
Programme de recherche
chaleur ambiante et rejets thermiques;
installations chaleur-force

Pompe à Chaleur air-eau à Haute Température

**Phase 2: Concept amélioré du cycle à injection,
essais journaliers et avec booster et
analyse thermo-économique**

Préparé par
Michele Zehnder, François Maréchal,
Stéphane Guex, Jürg Schiffmann et Prof. Daniel Favrat
Laboratoire d'Energétique Industrielle
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1015 Lausanne

michele.zehnder@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Novembre 2002

Rapport final

Résumé

Le projet *Pompe à Chaleur à Haute Température* a été conduit en deux phases. En premier un nouveau type de compresseur scroll, comportant un port d'injection intermédiaire adapté pour l'injection de réfrigérant à vapeur saturée, à été testé (schéma fig. 2.2 et 2.3) dans une pompe à chaleur (PAC) air-eau. Avec ce type de PAC les conditions de fonctionnement extrêmes pour le cas du *retrofit* de chaudières, soit une température d'air de (A) $\Delta 12^{\circ}\text{C}$ avec une température d'eau de chauffage à (W) 65°C , ont été atteint avec des performances très satisfaisantes (Rapport Final, Phase 1).

Dans ce rapport, un nouveau compresseur amélioré est introduit et testé avec des performances encore améliorées: à A2W50h.r.93% (selon normes) le COP est passé de 2.58 à 2.74 (voir tab. 3.9), pour le point de mesure extrême à A-12W65 (sans dégivrage) le COP est à 2.07 (proto1: 1.91) avec une puissance de chauffage de 10 kW pour les deux cas (voir tableau 3.8). La configuration de l'étage d'injection à été successivement améliorée par un choix adéquat du capillaire (section 3.3.5) et par un changement du montage de l'économiseur (chapitre 4). Des tests sur plusieurs heures de fonctionnement incluant multiples cycles de givrage, ainsi qu'un fonctionnement avec modulation de température ont été conduits sur le même stand d'essais (chapitres 6 et 7).

L'utilisation d'un compresseur *booster* (compresseur de type scroll à entraînement par poulie) monté en amont du compresseur principal à été considéré comme autre solution avancée (chap. 8 et fig. 8.3). Des essais au point de fonctionnement à A-12W65 ont montré un grand potentiel d'augmentation de puissance de chauffage passant de 9.7 kW (configuration avec port d'injection) à 15.7 kW! Par cette augmentation de puissance, le dimensionnement des échangeurs n'est plus adapté et le COP a subi une légère diminution malgré des performances acceptables du compresseur (fig. 8.6).

Par une *analyse thermo-économique*, les concepts présentés sont comparés pour le cas du *chauffage monovalent* (PAC seule) et avec le support d'un *appoint électrique* sur la base d'un climat choisi pour la ville de Zurich. Les performances de la pompe à chaleur sont calculées pour une courbe de chauffage choisie (passant par A-12W60 et avec une température limite de non chauffage à $T_{\text{ext}}=15^{\circ}\text{C}$) et les pertes par dégivrage ainsi qu'une estimation des puissances consommées par les auxiliaires (ventilateur et pompe) sont inclus. Des fonctions de coût d'investissement pour la PAC et les éléments principaux ont été établies. Les performances économiques (prix de revient par kWh d'énergie de chauffage) ont été évaluées pour plusieurs prix d'électricité et pour différentes tailles de maison. L'optimisation a porté sur le choix de la taille relative du compresseur booster (par rapport au volume d'aspiration du compresseur principal) et sur le choix de la puissance d'appoint électrique. En fonctionnement monovalent, le COP saison est de 2.71 (PAC monoétagée), de 2.87 (PAC à injection intermédiaire) et de 3.09 (PAC avec compresseur booster – fig. 7.1). Le choix de la taille optimale du compresseur booster varie selon le critère d'optimisation. Par un choix adéquat de l'appoint électrique, le prix de revient est à 8.8 ctsS/kWh_{th} (mono), 8.5 ctsS/kWh_{th} (injection) et 7.9 (booster) (puissance de base 15 kW, prix él. 12 ctsS/kWh, fig. 7.4). L'appoint optimal couvre >50% de la puissance de chauffage de base et représente une consommation en électricité de 10 à 13% de la consommation totale de la PAC pendant une saison de chauffage. Le choix d'une PAC pour remplacement d'une chaudière correspond à une augmentation de 7% (booster) à 19% (mono) au prix de revient par rapport à l'installation d'une nouvelle chaudière (section 7.3).

<p>Cette étude a été accomplie sur mandat de l'office fédéral de l'énergie. L'auteur est seul responsable du contenu et des conclusions.</p>
--

Abstract

The project *High Temperature Heat Pump* has been completed in 2 phases. First a new type of scroll compressor with adapted injection port for vapor injection, was tested with an air-water heat pump (fig 2.2 , 2.3). This new type of heat pump reaches the extreme running conditions for the retrofit of existing fuel boilers at air (a) -12°C and water (W) 65°C with very satisfying performances (Final Report, Phase 1).

In this report a second improved compressor could be tested: with a COP of 2.74 (was 2.58) at A2W50r.h.93% (normalized conditions) and at A-12W65 (without defrosting) the COP has reached 2.07 (was 1.91) with a base heat output of 10 kW. The setup for the intermediate injection was continuously improved by implementing a capillary tube (sect. 3.3.5) and by reconnecting the economizer heat exchanger(chap. 4). Continuous tests including multiple frosting cycles and 24h tests with modulated external conditions were also conducted on the same test facility (chap. 6 and 7).

A second approach studied in this project is the implementation of a *booster* compressor (open scroll type) mounted at the suction line of the main compressor (chap. 8, fig. 8.3). Test at A-12W65 show the large improve of heat output raising from 9.7 kW (heat pump with intermediate injection) up to 15.7 kW! For this configuration, the existing heat exchangers are not properly designed anymore and slight losses in COP are seen, even if the performances of the compressor are acceptable (fig 8.6).

In the second part of this report a *thermo-economic* analysis has been undertaken in order to compare the proposed concepts for a *monovalent heating* case (heat pump only) and by optimizing the size of an *electric direct heating device*. Zurich was chosen for the climatic conditions of the heating season. The heat pump characteristics are calculated for a heat curve (passing through the point A-12W60 and a heating limit at $T_{\text{ext}}=15^{\circ}\text{C}$), losses of defrosting and auxiliaries (ventilator and pump) are included. Cost functions for the heat pump and its main elements have been proposed. The economic performance (cost price per kWh heat output) has been calculated for different electric prices and residence sizes. The optimization gives the best choice of relative the size of the booster compressor and the electrical heat supply. For the monovalent heating a seasonal COP of 2.71 (one-stage HP), 2.87 (HP with intermediate injection) and 3.09 (booster type HP). The optimal booster size is depending on the optimization criteria. For an optimal choice of the heat supply the cost price reaches 8.8 ctsSFr/kWh_{th} (one-stage), 8.5 ctsSFr/kWh_{th} (injection) and 7.9 ctsSFr/kWh_{th} (booster) (fig. 7.4). The electric supply covers >50% of the base heat output and will consume 10% - 13% of the electricity during the heating period. The choice of a heat pump for the substitution of a oil or gaz boiler represents a raise of 7% - 19% of the cost price (sect. 7.3).

Zusammenfassung

Das Projekt *Hochtemperatur Wärmepumpe* wurde in 2 Phasen durchgeführt. In der ersten Phase wurde ein neuer Scroll-Verdichter, mit einer für die Dampfeinspritzung angepassten Ansaugöffnung getestet (Fig. 2.2 und 2.3). Die für die Heizungssanierung üblichen Betriebsbedingungen erreichen im Extrempunkt bei einer Außenluft Temperatur von (A)-12°C Heizwasser Temperaturen von (W)65°C. Diese wurden mit der vorliegenden Luft/Wasser Wärmepumpe mit sehr aussichtsreichen Leistungskennziffern erreicht (Schlussbericht Phase 1).

Dieser Bericht beinhaltet die Auswertung eines neuen verbesserten Verdichters: bei A2W50r.F.93% (Normbedingungen) wurde ein COP von 2.74 (vorher 2.58) erreicht (Tab. 3.9) und bei A-12W65 (ohne Abtauung) 2.07 (vorher 1.91) bei einer Heizleistung von 10 kW (Tab. 3.8). Die Zwischendruckstufe mit der Einspritzung wurde kontinuierlich verbessert (Kapillarrohr für die Einspritzungsregelung (Abschnitt 3.3.5), Schaltung des Economizer Wärmeübertragers (Kap. 4)). Tests über mehrere Abtauzyklen und 24 Stunden Tests wurden ebenfalls durchgeführt (Kap. 6 und 7).

Der Einsatz eines *Booster* Verdichters (offener Scroll) in einer Serieschaltung mit dem vorhandenen Hauptverdichter wurde ebenfalls untersucht (Kap. 8 und Fig. 8.3, Leistungsmerkmale Fig. 8.6). Messungen im Extrempunkt A-12W65 haben ein grosses Potential einer solchen Lösung offenbart: Die Heizleistung konnte von 9.7 kW (WP mit Zwischeneinspritzung) auf 15.7 kW erhöht werden! Bei diesen Bedingungen sind die Wärmeübertrager nicht mehr korrekt ausgelegt, was sich in einer etwas tieferen Leistungszahl niederschlägt.

Eine thermo-wirtschaftliche Analyse der vorgestellten Lösungsansätze für die Heizungssanierung wurde für die Anwendung einer *monovalenten* Heizung (WP alleine) und mit einer *elektrischen Zusatzheizung* durchgeführt. Das Basisklima wurde für Zürich ausgewählt. Die Leistungsmerkmale der WP beinhalten die Verluste bedingt durch die Abtauung und die Hilfsleistungen (Ventilator und Pumpe) und wurden für eine Heizkurve (mit Extrempunkt bei A-12W60 und einer Heizgrenze von $T_{\text{ext}}=15^{\circ}\text{C}$) berechnet. Kostenfunktionen für die WP und deren Hauptelemente wurden erstellt. Die wirtschaftlichen Merkmale (Gestehungskosten pro kWh Heizenergie) wurden für mehrere Preisstufen der elektrischen Energie und für verschiedene Hausgrößen ermittelt. Der Optimierungsprozess wurde auf die relative Größe (des Saugvolumens) des Booster Verdichters und auf die Auslegung der Zusatzheizung angewendet. Bei einem monovalenten Betrieb wird ein COP von 2.71 (einstufige WP), 2.87 (WP mit Zwischeneinspritzung) und 3.09 (WP mit Booster) erreicht (Fig. 7.1). Mit einer optimalen Auslegung der Zusatzheizung werden Gestehungskosten von 8.8 CHRp/kWh_{th} (einstufig), 8.5 CHRp/kWh_{th} (Einspritzung) bzw. 7.9 CHRp/kWh_{th} (Booster) erreicht (Fig 7.4). die Zusatzleistung deckt >50% der Basis Heizleistung ab und der Verbrauch an elektrischer Leistung entspricht 10% -13% des Gesamtverbrauchs während einer Heizperiode. Die Wahl einer Wärmepumpe für die Heizungssanierung entspricht einer Erhöhung von nur 7% der Gestehungskosten (WP Booster) bzw. 19% (WP einstufig) verglichen mit dem erneuten Kauf eines Ölbrenners (Abschnitt 7.3).

Table des matières

Résumé	i
Table des matières	v

Partie 1: Essais PAC injection et booster

1	Introduction.....	1
2	Description du prototype 2	2
2.1	Compresseur	2
2.2	Système de régulation d'injection	2
2.3	Position de la déviation du débit injecté	3
2.4	Cycle thermodynamique	3
3	Résultats de mesures avec le prototype 2	5
3.1	Conditions d'essai	5
3.2	Points de mesure	5
3.3	Résultats expérimentaux	5
3.3.1	Point de mesure A2W50	6
3.3.2	Point de mesure A-12W50.....	9
3.3.3	Point de mesure A-12W60.....	11
3.3.4	Point de mesure A-12W65.....	13
3.3.5	Choix de capillaire	14
3.3.6	Cycle avec dégivrage	16
3.4	La performance du compresseur.....	17
3.4.1	Définition du rendement isentrope et volumétrique	17
3.4.2	Les mesures du rendement isentrope.....	18
3.4.3	Rendement volumétrique	20
3.5	Problèmes et solutions	22
3.5.1	Déclenchement du «Klixon» du moteur électrique	22
3.5.2	Oscillation du débit principal.....	23
3.5.3	Oscillation de la température de sortie de compresseur	23
4	Validation de l'inversion de l'échangeur économiseur	27
4.1	Résultats expérimentaux	27
4.1.1	Point de mesure A2W50	27
4.1.2	Point de mesure A-12W65.....	29
4.1.3	Résultats en général.....	32
5	Conclusions essais compresseur à injection	34
6	Essais à cycles de givrage répétés	36
6.1	Automatisation de la boucle	36
6.2	Conditions d'essai.....	36
6.3	Résultats de mesures	37
6.3.1	Point de mesure A2W50 – test 24h	37
6.3.2	Point de mesure A-12W65 sans dégivrage	40
6.4	Conclusions sur les essais A2W50 et A-12W65	44
6.5	Résumé des résultats avec compresseur à injection	44
7	Cycle journalier avec modulation du régime de fonctionnement	49
8	Essais avec compresseur "booster"	52
8.1	Description et fonctionnement du compresseur SANDEN.....	52

8.2	Modifications du booster.....	54
8.3	Cycle thermodynamique	54
8.4	Description des essais	55
8.5	Résultats	56
9	Conclusions essais booster.....	60

Partie 2: Optimisation thermo-économique

1	Introduction.....	61
2	Objectifs.....	61
3	Méthodologie	62
4	Construction des courbes caractéristiques de la demande.....	64
4.1	Statistiques des conditions climatiques.....	64
4.2	Courbe de demande de la chaleur.....	65
4.3	Courbe de chauffage	66
4.4	Interface pompe à chaleur et réseau de chauffage.....	67
5	Modèle de simulation de la pompe à chaleur.....	70
5.1	Echangeurs:	70
5.2	Compresseur	71
5.3	Calcul des performances des cycles pompe à chaleur	75
6	Méthode de calcul des performances thermo-économiques du système pompe à chaleur.....	78
6.1	Coûts d'investissement (I_s)	79
6.2	Coûts opératoires (CO)	81
7	Résultats de l'optimisation	82
7.1	Chauffage PAC monovalente	82
7.2	PAC avec appoint électrique	84
7.2.1	Taille de la maison fixe (taille PAC variable).....	84
7.2.2	Calcul pour un équipement donné en fonction de la taille de la maison.....	88
7.3	Comparaison avec un système de référence (chauffage conventionnel)	89
8	Conclusions de l'optimisation économique	91
	Références.....	92

ANNEXE

A-1	Exemple de modèle de simulation de la demande pour le chauffage d'une maison	A-1
A-2	Simulation d'un compresseur à injection	A-2
A-3	Abaissement des performances dû au dégivrage	A-5
A-4	Calcul des puissances annexes pour les flux externes à la pompe à chaleur.....	A-5
A-5	Etude de sensibilité pour le calcul thermo-économique.....	A-6

Partie 1: Essais pompe à chaleur

- **compresseur à injection Prototype 2**
- **cycles avec dégivrage et cycles journaliers**
- **compresseur booster**

1 Introduction

Le projet de pompe à chaleur à haute température a comme but de développer une pompe à chaleur (PAC) air-eau capable de se substituer à une chaudière au gaz ou au fioul en maisons individuelles. Pour cela, elle doit être capable de produire de l'eau chaude de chauffage à un niveau de température élevée permettant un chauffage avec des radiateurs conventionnels du réseau de la maison. L'objectif visé est de produire de l'eau chaude à 65°C avec une température de l'air extérieur allant jusqu'à -12°C . Les concepts étudiés permettent d'avoir une évolution de puissance de chauffage favorable et la baisse en coefficient de performance est moindre comparée à des pompes à chaleur conventionnelles. La production d'eau chaude sanitaire peut ainsi faire part intégrale de l'unité de chauffage.

Les récentes études, ainsi que la comparaison théorique des cycles de pompes à chaleur air-eau à même de se substituer aux chaudières, montrent que les concepts à cycle supplémentaire de désurchauffe et les concepts biétagés sont les plus prometteurs. Cette partie du projet vise à développer une pompe à chaleur utilisant un compresseur volumétrique avec port d'injection de vapeur. Le domaine de fonctionnement d'un tel compresseur est étendu, permettant un fonctionnement à des températures de chauffage plus élevées que les systèmes monoétagés.

Le premier prototype étudié dont les résultats ont été publiés dans le premier rapport de ce projet avait été développé à partir d'un des plus performants modèles de pompe à chaleur air-eau actuellement disponible sur le marché.

La deuxième pompe à chaleur a pu être équipée avec un meilleur compresseur prototype et de capillaires pour l'injection intermédiaire, avec un système de réglage approprié, développé pour ce nouveau produit.

2 Description du prototype 2

2.1 Compresseur

Afin d'améliorer le fonctionnement de la pompe à chaleur aux basses températures, il a été décidé, avec le constructeur des compresseurs, de tester un deuxième compresseur prototype. Ce nouveau compresseur a un rapport de volume plus élevé permettant ainsi un meilleur rendement isentrope et volumétrique pour des rapports de pressions élevés (basses températures de l'air et hautes températures de l'eau). Le tableau ci-dessous résume les données du constructeur pour l'ancien et pour le nouveau compresseur:

Compresseur	A (ancien)	B (nouveau)
Cylindrée [cm ³]	67.24	67.24
Rapport de volume [-]	2.508	3.0*

*Valeur estimée sur la base des résultats d'essais effectués en laboratoire.

Tableau 2.1: Comparaison entre cylindrée et rapport de volume installés pour les deux compresseurs.

2.2 Système de régulation d'injection

Dans le but de diminuer les coûts de la pompe à chaleur, la vanne de détente (intermédiaire) électronique, étant un système onéreux, a été remplacée par un capillaire. Connaissant les différents points de fonctionnement et les débits injectés optimaux un capillaire a été dimensionné par EDF (1.4 mm \varnothing , 1.4 m de longueur). Afin de simplifier les essais sur ce prototype, la vanne de détente en question reste branchée dans le circuit en parallèle avec deux capillaires qui peuvent être asservis séparément par des vannes électromagnétiques de type ON/OFF. La vanne de détente électronique a été débranchée du régulateur de série afin de pouvoir régler son ouverture directement à partir de l'ordinateur de contrôle du stand d'essais dans le but de pouvoir facilement régler le débit injecté manuellement. Cette configuration permettra plusieurs variantes pour régler le débit injecté. La vanne permettra de varier le débit injecté sans devoir changer de capillaire. Cela permettra d'optimiser la longueur du capillaire finalement utilisé dans la machine de série. Le schéma 2.1 montre le montage au niveau de la détente intermédiaire:

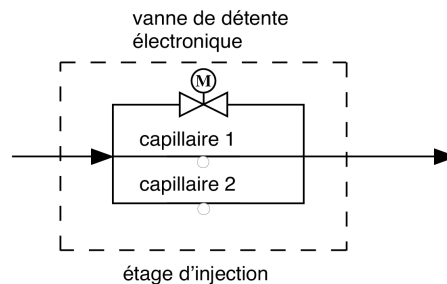


Figure 2.1: Schéma de fonctionnement de la régulation de débit injecté.

La figure 2.3 montre le schéma de l'installation de manière simplifiée utilisant les mêmes repères que dans le diagramme 2.2 ci-dessus.

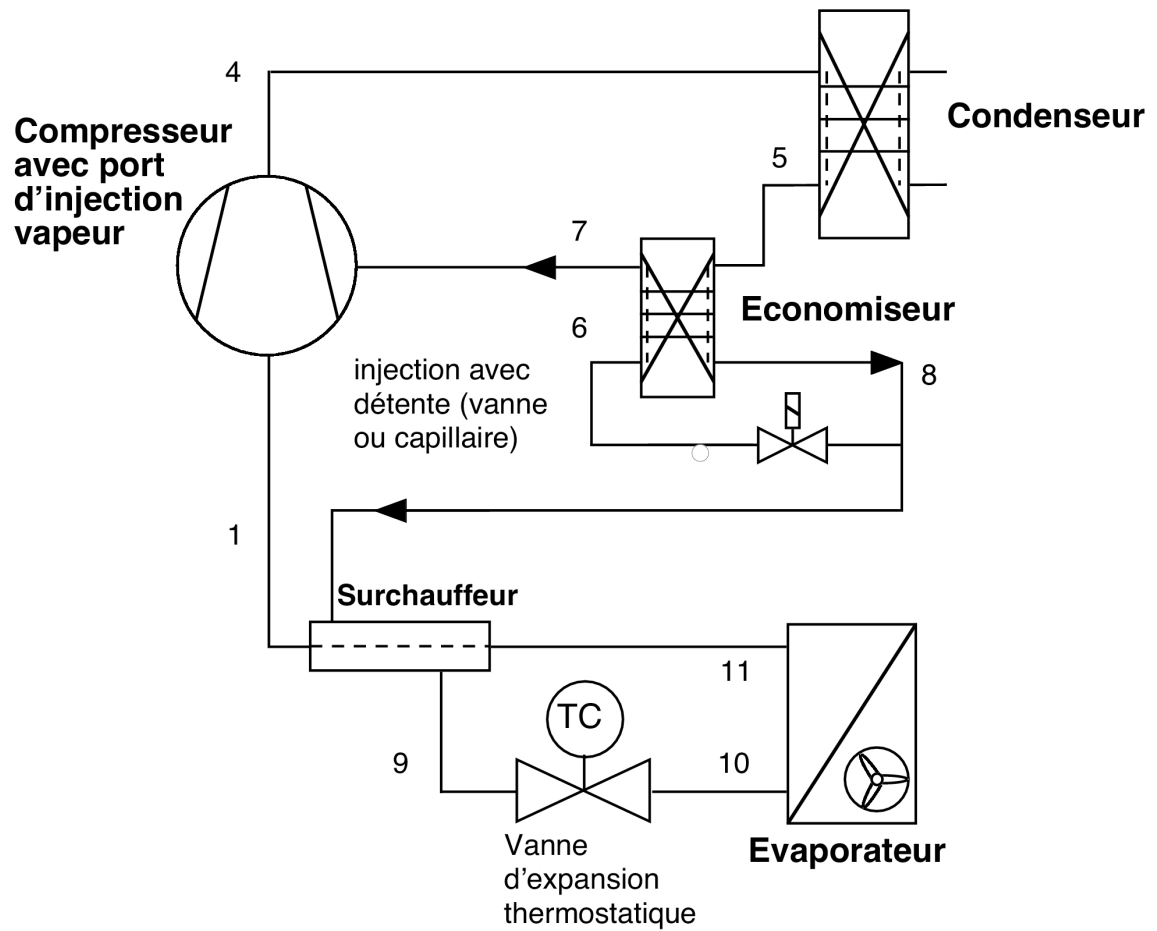


Figure 2.3: Représentation schématique du cycle de la Pompe à Chaleur Haute Température, 2^{ème} configuration avec séparation de flux après l'économiseur.

3 Résultats de mesures avec le prototype 2

3.1 Conditions d'essai

Les mesures prises pour les tests du prototype permettent d'entrer dans le cadre des normes EN255 [2].

Pour toute la série de mesure, la température de l'air doit être stable à plus ou moins 0.3°C par rapport à la valeur de la consigne. Pour la température de l'eau en sortie de condenseur une variation de plus ou moins 0.5°C est tolérée par rapport à la valeur de la consigne. Cette tolérance est suffisante pour accepter les variations dues aux instabilités de la vanne de détente principale.

Pour les mesures sans dégivrage, la consigne pour l'humidité relative de l'air est réglée au minimum, la fonction de dégivrage est annulée et on vérifie que la différence de pression à l'évaporateur n'augmente pas de plus de 30% par rapport à la valeur sans givre. Dans ces limites, on n'observe pas de différence notable sur les performances de l'évaporateur. Cette condition permet de garder la puissance électrique consommée par le ventilateur constante à plus ou moins 5%.

Pour les mesures avec dégivrage, l'humidité de l'air est réglée par l'humidificateur du groupe de conditionnement de l'air à 93% d'humidité relative.

3.2 Points de mesure

Puisque les caractéristiques du nouveau compresseur n'étaient pas encore connues, le but des premiers essais était d'établir les courbes du COP_{EXT} en fonction du débit injecté afin de déterminer les débits optimaux aux différents points de mesure et enfin de pouvoir déterminer les paramètres pour un capillaire aussi idéal que possible. Les points de mesures choisis pour les mesures étaient d'abord A2W50 et A-12W65 et ensuite A-12W50 et A-12W60 pour compléter l'étude avec des points intermédiaires.

Les mesures pour déterminer les courbes du COP_{EXT} en fonction du débit injecté ont été effectuées sans dégivrage. Pour établir la courbe du COP, le débit injecté a été modifié à l'aide de la vanne de détente électronique directement asservie par l'ordinateur de commande et ensuite par le capillaire long de 1.4 m afin de découvrir dans quelle plage de débit il travaillait.

C'est seulement en connaissant le fonctionnement du capillaire de 1.4 m ($\varnothing 1.4 \text{ mm}$) et de la position de l'optimum du COP que le capillaire de 2 m ($\varnothing 1.4 \text{ mm}$) a été calculé et testé.

Dans un deuxième temps, une mesure avec dégivrage a été effectuée au point A2W50 avec injection par capillaire de 2 m ($\varnothing 1.4 \text{ mm}$) et une deuxième sans injection.

3.3 Résultats expérimentaux

Les figures 3.1 et 3.3 à 3.5 représentent le coefficient de performance extérieur en fonction de la masse injectée pour les quatre points de mesure. La courbe en trait plein montre l'évolution du COP du nouveau prototype tandis que la courbe en pointillé le COP de l'ancien prototype. L'astérisque montre le point de mesure avec injection par un capillaire de 1.4m tandis que le triangle montre le point de mesure avec injection avec un capillaire de 2 m.

Le COP est calculé de manière externe à l'installation et prend en compte la "puissance chaleur" dégagée au niveau du condenseur (côté eau) par rapport à la puissance électrique

absorbée par la pompe à chaleur (compresseur + ventilateur + commande). On ne tient pas compte de la puissance de la pompe de circulation de l'eau de chauffe (13W).

3.3.1 Point de mesure A2W50

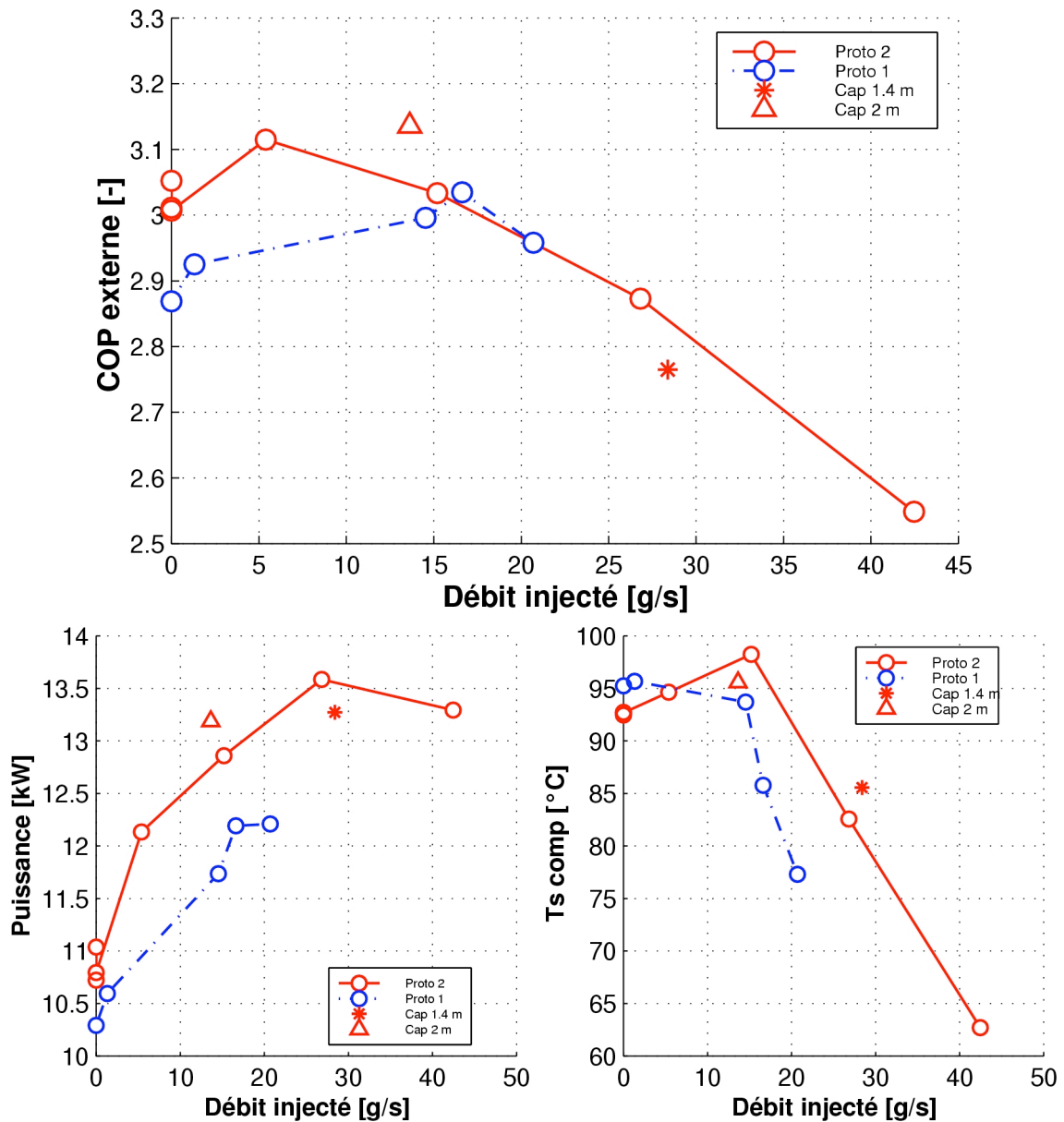


Figure 3.1: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté au point A2W50.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	0	5.39	15.2	26.8	42.46	28.38	13.62
Deb. Adm. [g/s]	52.5	52.1	46.8	49.7	50.3	48.27	49.5
COP ext.	3.02	3.12	3.03	2.87	2.54	2.76	3.13
P chaude [kW]	10.8	12.1	12.86	13.6	13.3	13.3	13.2
T ref. [°C]	92.5	94.6	98.3	82.6	62.7	85.6	95.6

Tableau 3.1: Valeurs des mesures pour le point A2W50 du prototype 2 (Compresseur B).

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	16.62	13.62
Deb. Adm. [g/s]	43.7	49.5
COP ext.	3.03	3.13
P chaude [kW]	12.2	13.2
T ref. [°C]	85.8	95.6

Tableau 3.2: Tableau comparatif au point de mesure A2W50 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP.

La comparaison du COP entre les points sans injection des deux prototypes au point A2W50 montre l'effet du rapport de volume installé plus élevé du nouveau compresseur. L'amélioration du COP sans injection est de 6.4% par rapport à l'ancien prototype avec un COP de l'ordre de 3 pour le deuxième prototype. Dans les deux cas l'injection augmente légèrement le COP pour atteindre un optimum local.

L'amélioration entre les maxima de COP des deux prototypes est de 2.6% mais les deux points ne se trouvent pas au même endroit pour les deux prototypes; les raisons sont probablement les pertes engendrées par la géométrie des ports d'injection et par leur endroit en relation avec le volume dans la volute du Scroll. Les points de mesure faits avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 2.5V, 3.8V, 5V, et 7V où 10 V représente l'ouverture maximale.

Concernant la température en sortie de compresseur, on remarque que celle-ci passe aussi par un maximum. La raison est qu'à faible débit d'injection, l'échangeur économiseur chauffe la vapeur injectée à des températures proches de celles des gaz qui se trouvent déjà dans le compresseur en diminuant ainsi la capacité de refroidissement de la vapeur dans le compresseur. A haut débit d'injection, le titre de vapeur de la masse injectée est nettement plus faible augmentant ainsi le pouvoir de refroidissement dans la chambre du compresseur.

La puissance chaude délivrée au niveau du condenseur du côté eau est mesurée avec un débit d'eau fixé à 12 Kg/min. Pour le point de mesure A2W50 elle augmente avec le débit injecté

jusqu'à un certain point où la puissance chaude diminue. La raison est qu'à faible débit, la température de refoulement du compresseur reste quasiment inchangée; la puissance augmente donc linéairement avec le débit injecté.

Pour une injection plus substantielle, la température en fin de compression diminue et entraîne une chute de la puissance qui est plus importante que celle apportée par l'augmentation de débit au condenseur. Le cycle thermodynamique est représenté dans le diagramme LnP-h à la figure 3.2 pour différents cas d'injection. Il est intéressant de noter qu'en augmentant le débit injecté:

1. La température de refoulement du compresseur augmente très peu par rapport au cas sans injection et diminue ensuite largement en dessous.
2. La température du réfrigérant injecté diminue et se déplace vers le côté liquide au fur et à mesure en dessous de la courbe de saturation.
3. Le niveau de la pression intermédiaire augmente fortement. Avec très peu d'injection cette pression se trouve autour de 6 bar et passe au delà de 10 bar pour l'injection la plus élevée. Cela représente clairement une perte au niveau des ports d'injection du compresseur.
4. L'énergie « gratuite » récupérée au niveau de l'évaporateur augmente. Pourtant le COP diminue, ce qui veut dire que cette énergie supplémentaire est complètement dissipée au niveau de l'injection dans le compresseur.

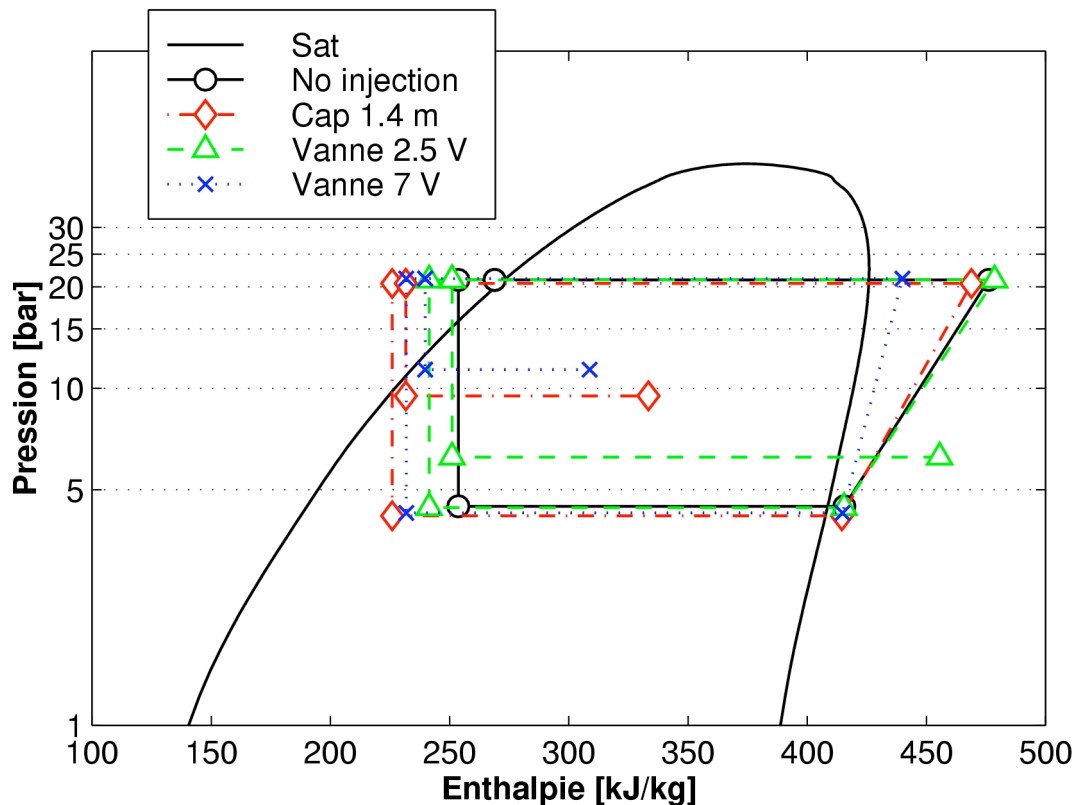


Figure 3.2: Représentation du cycle thermodynamique dans le diagramme LnP-h au point de mesure A2W50, pour différents cas d'injection.

3.3.2 Point de mesure A-12W50

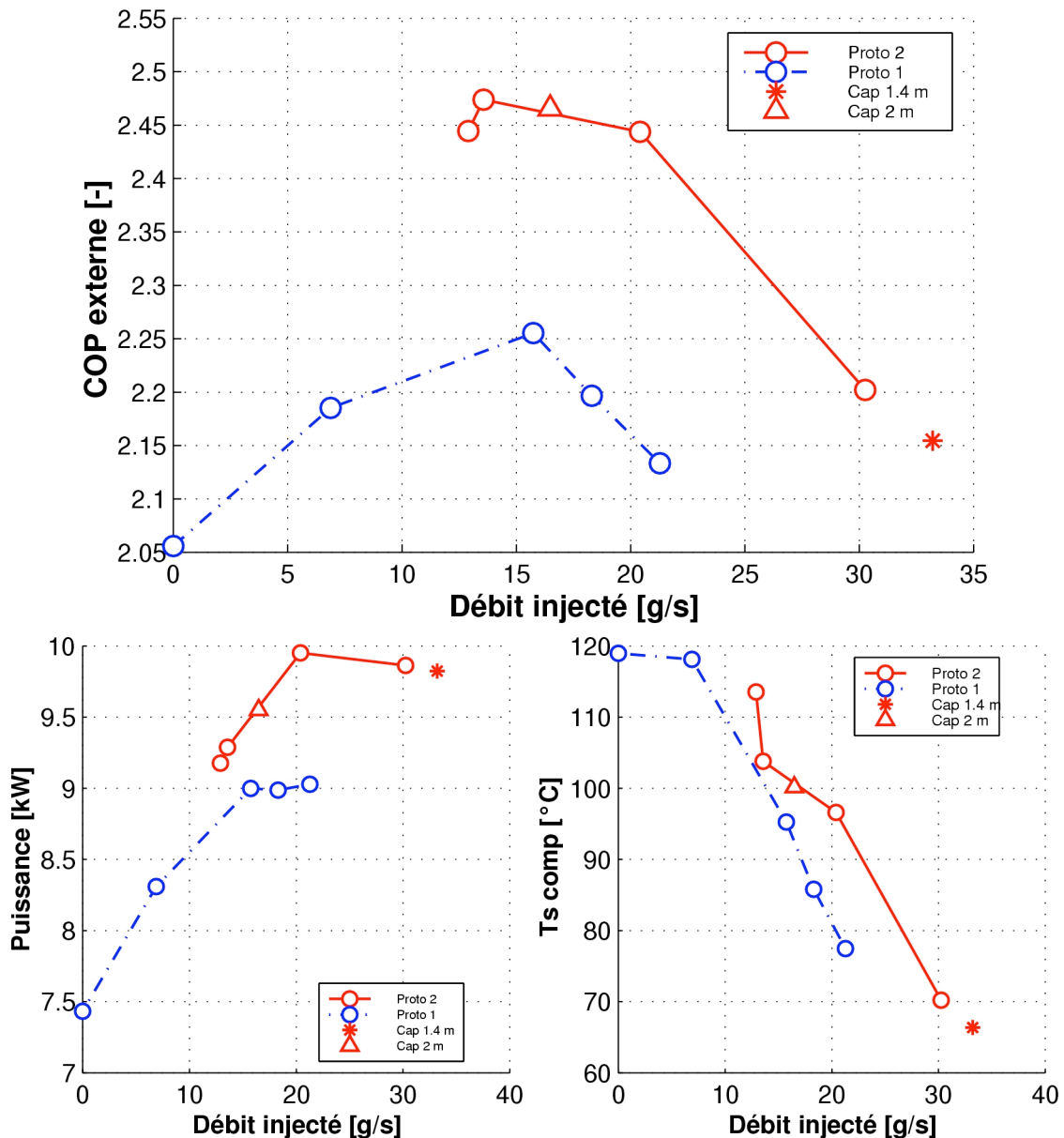


Figure 3.3: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté pour le point de mesure A-12W50.

Un fonctionnement sans injection n'est plus possible à partir du point A-12W50 puisque des pics de la température de refoulement du compresseur auraient dépassé les 130°C. L'optimum se trouve ici à une injection de 14 g/s environ et l'amélioration du COP entre les maxima des deux prototypes est notable. On trouve une amélioration de 11% avec un COP de 2.47 pour le deuxième prototype. Le débit injecté n'a pourtant pas pu être diminué davantage afin de trouver un "véritable" optimum à raison de pics de température de sortie de compresseur déjà très élevés (> 125°C).

Il est intéressant de noter que la température de sortie du nouveau compresseur est plus élevée sur toute la plage de débit injecté allant de 13 à 35 g/s et que la température de refoulement diminue de façon quasi linéaire en augmentant le débit injecté.

Les points de mesure effectués avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 3 V, 3.5 V, 4 V et 5 V.

3 Résultats de mesures avec le prototype 2

Sur la plage commune testée, la puissance chaude augmente de 0.5 à 1kW environ par rapport à l'ancien prototype.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6
Injection	V3	V3.5	V4	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	12.9	13.6	20.4	30.3	33.2	16.5
Deb. Adm. [g/s]	29.4	27.7	29.9	29.2	29	29.1
COP ext.	2.44	2.47	2.44	2.2	2.15	2.46
P chaude [kW]	9.2	9.3	10	9,9	9.8	9.6
T ref. [°C]	114	104	97	70	66	100

Tableau 3.3: Valeurs des mesures au point A-12W50 du prototype 2 avec le compresseur B.

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	V3.5
Deb. Inj [g/s]	15.73	13.6
Deb. Adm. [g/s]	26.9	27.7
COP ext.	2.26	2.47
P chaude [kW]	9	9.3
T ref. [°C]	95.3	103.8

Tableau 3.4: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W50 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP.

3.3.3 Point de mesure A-12W60

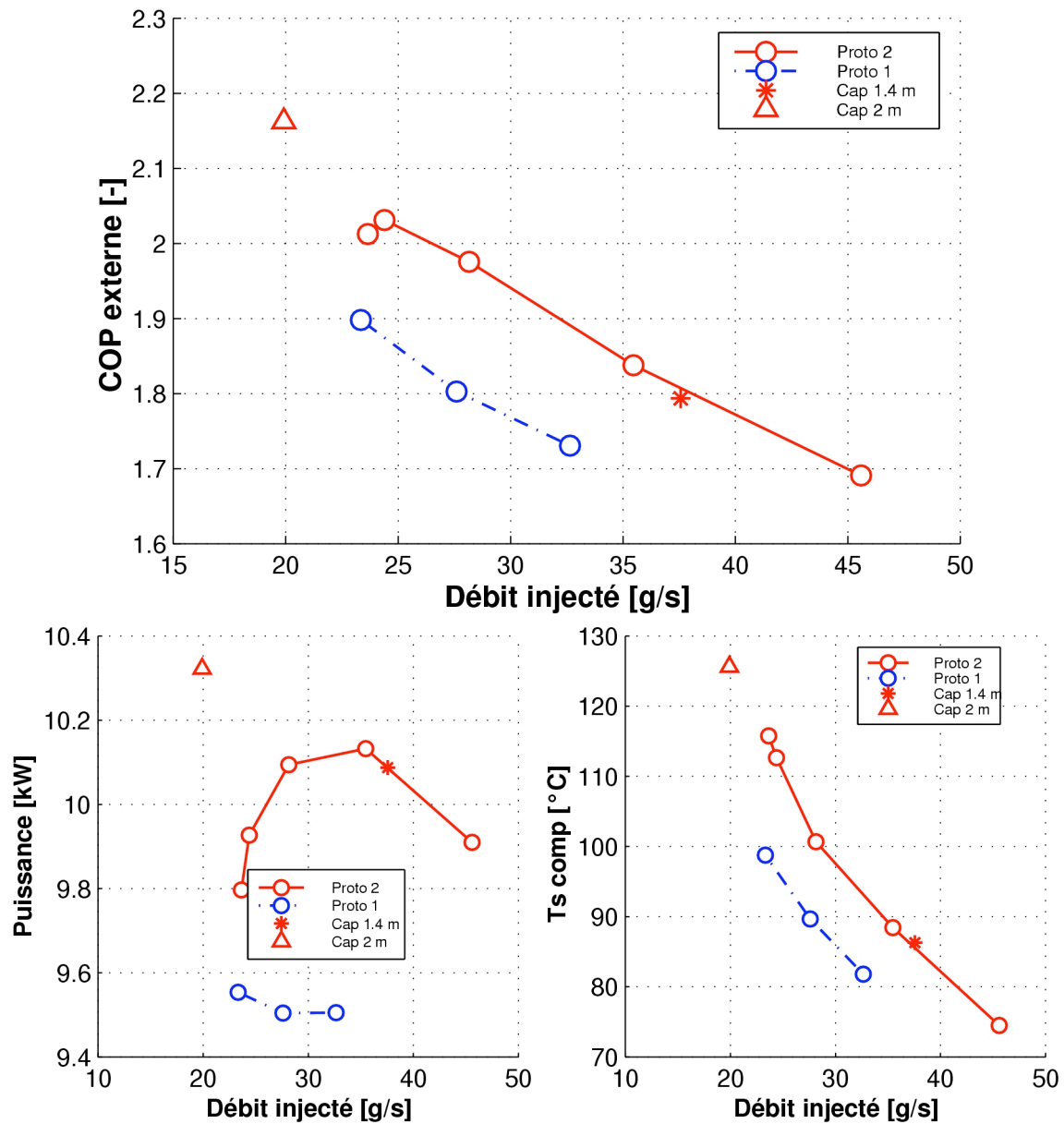


Figure 3.4: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté pour le point de mesure A-12W60.

Pour ce point-ci (A-12W60), l'optimum (COP) semble se trouver autour de 25 g/s de masse de réfrigérant injecté. C'est seulement l'installation du capillaire de 2 m qui a permis de trouver un point encore meilleur. Pour le point A-12W60 l'amélioration du COP est de 14% pour atteindre une valeur de 2.17 pour le deuxième prototype. Pour relativiser ce résultat, il faut voir que la température de sortie de compresseur ne dépasse pas 100°C pour l'ancien prototype tandis que pour le capillaire de 2m elle frise déjà les 130°. Il y aurait donc eu beaucoup de marge pour augmenter le COP sur l'ancien prototype.

La puissance chaude fournie au niveau du condenseur augmente en moyenne de 0.8kW pour le nouveau prototype. Les points de mesure effectués avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 4 V, 4.1 V, 4.5 V, 5.2 V et 6 V.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V4	V4.1	V4.5	V5.2	V6	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	23.65	24.39	28.15	35.47	45.59	37.57	19.91
Deb. Adm. [g/s]	26.21	26.79	28.33	27.13	25.46	26.5	28.3
COP ext.	2.01	2.03	1.98	1.84	1.69	1.79	2.16
P chaude [kW]	9.8	9.9	10.1	10.1	9.9	10.1	10.3
T ref. [°C]	116	113	101	88	75	86	126

Tableau 3.5: Valeurs des mesures au point A-12W60 du prototype 2 avec le compresseur B.

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	23.34	19.91
Deb. Adm. [g/s]	25.47	28.3
COP ext.	1.9	2.16
P chaude [kW]	9.6	10.3
T ref. [°C]	98.75	125.6

Tableau 3.6: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W60 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP.

3.3.4 Point de mesure A-12W65

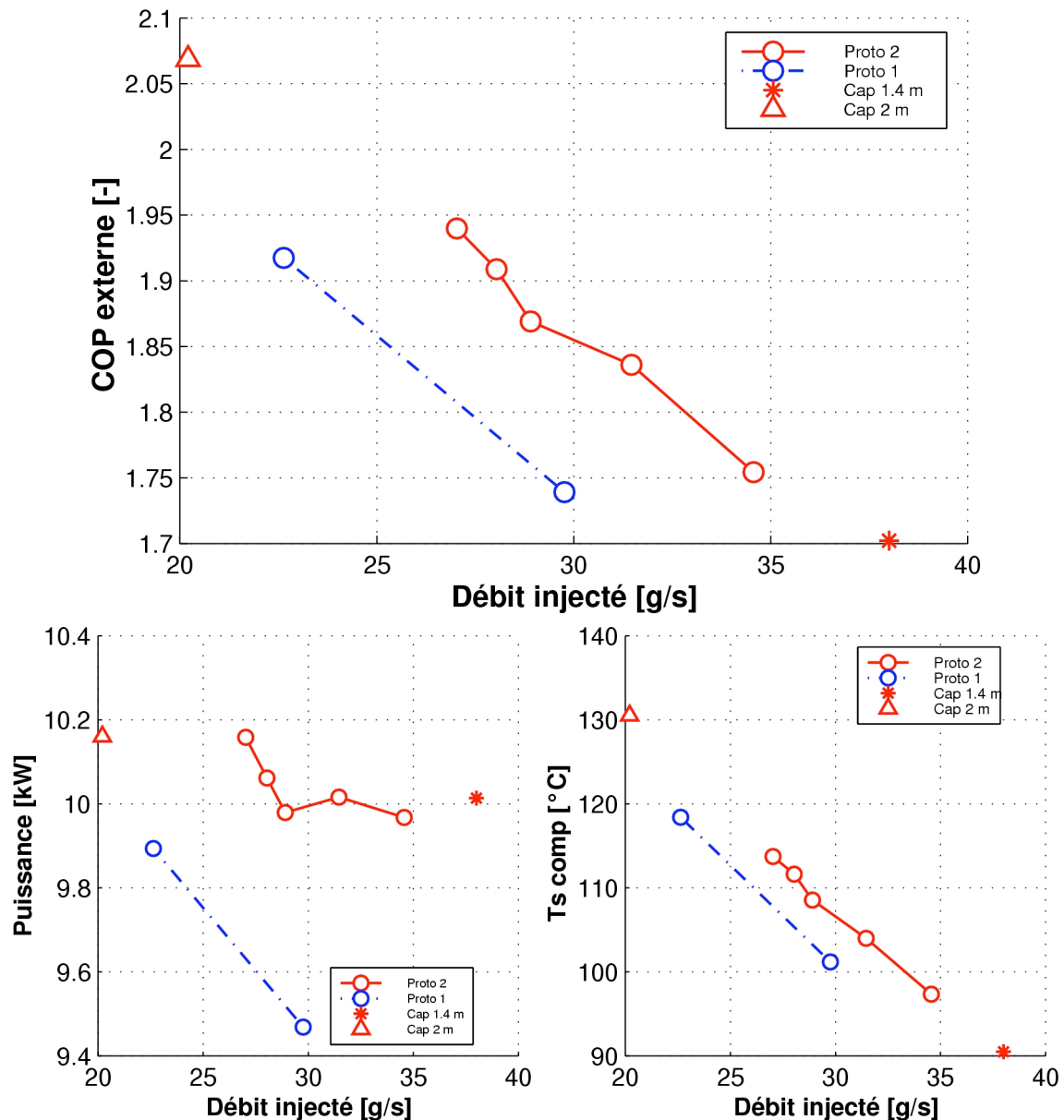


Figure 3.5: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude mesurée au niveau de l'eau chaude au condenseur pour le point de mesure A-12W65.

Comme déjà pour le point A-12W60, le meilleur COP a seulement pu être trouvé en introduisant le capillaire de 2 mètres de long. On dépasse un COP de 2 avec une température de refoulement de 131°C et plus que 10 kW de puissance chaude montrant ainsi le véritable avantage de la pompe à chaleur avec compresseur à injection. La possibilité de livrer assez de puissance chaude (10kW) à 65° à partir d'une source froide de -12°C et tout cela avec un COP supérieur à 2.

Pour les essais au point A-12W60 et A-12W65 on n'a pas pu trouver un optimum de COP, le débit injecté étant limité vers le bas par une température de sortie de compresseur trop élevée.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V4.3	V4.4	V4.5	V4.7	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	27.03	28.04	28.91	31.47	34.57	38	20.21
Deb. Adm. [g/s]	26.18	25.81	26.36	25.17	24.56	24.74	27.33
COP ext.	1.94	1.9	1.87	1.84	1.75	1.7	2.07
P chaude [kW]	10.2	10.1	9.9	10	10	10	10.2
T ref. [°C]	114	112	109	104	97	90	131

Tableau 3.7: Valeurs des mesures au point A-12W65 du prototype 2 avec le compresseur B.

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	22.64	20.21
Deb. Adm. [g/s]	25.05	27.33
COP ext.	1.91	2.07
P chaude [kW]	9.9	10.2
T ref. [°C]	118.4	130.52

Tableau 3.8: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W65 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP.

3.3.5 Choix de capillaire

Vu les essais avec la régulation du débit injecté d'une part par l'asservissement direct de la vanne de détente électronique et d'autre part par le capillaire de 1.4 m, il s'est avéré que ce dernier avait une résistance à l'écoulement trop faible. Il a donc fallu le rallonger pour pouvoir travailler dans une plage de COP plus convenable, tout en maintenant une température de sortie de compression inférieure à 130°C, afin d'éviter la décomposition du réfrigérant et de l'huile en tout point de fonctionnement. La longueur du nouveau capillaire a été établie en fonction des débits calculés par un programme de simulation chez EDF et des débits réellement mesurés en différents points de mesure. La nouvelle longueur de capillaire a été fixée à 2 m.

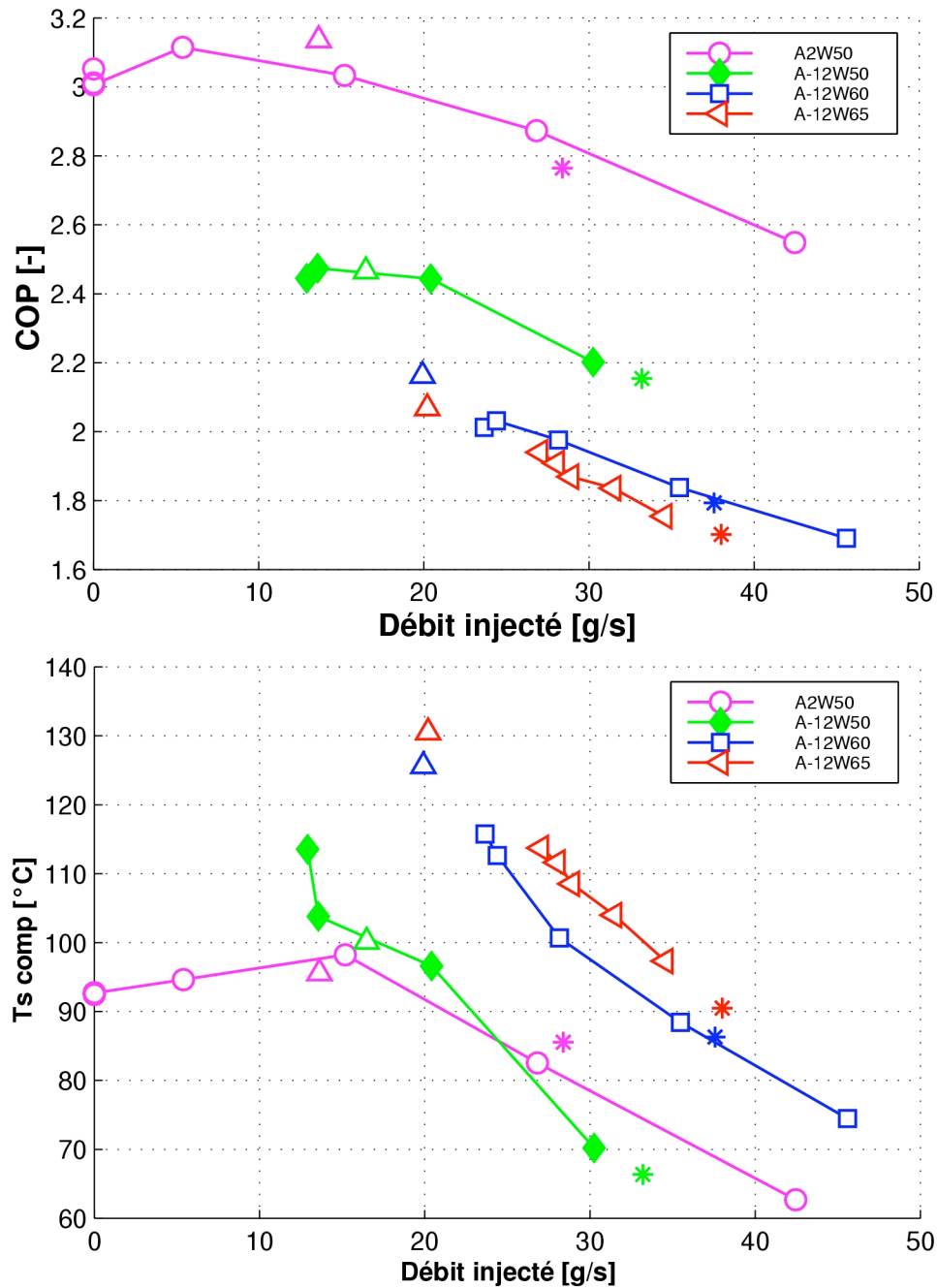


Figure 3.6: COP et température de refoulement du compresseur pour tous les régimes. Les astérisques montrent les résultats pour une injection gérée par le capillaire de 1.4 m, le triangle pour un capillaire de 2 m.

La [figure 3.6](#) montre le fonctionnement des deux capillaires dans le diagramme COP en fonction du débit injecté pour tous les points de mesure. On voit clairement que le capillaire de 1.4 m représente une résistance beaucoup trop faible pour tout point de mesure. Le capillaire de 2 mètres est peut-être trop restrictif pour les points A-12W60 et 65 puisque la température de sortie de compresseur se situe autour des 130°C, mais pourtant bien adapté au point A-12W50 et A2W50. La sensibilité du COP autour de son optimum à un changement du débit injecté est nettement plus grande pour les points de fonctionnement les plus extrêmes (A-12W60, A-12W65).

3.3.6 Cycle avec dégivrage

Tous les essais avec dégivrage ont été effectués avec une humidité relative de l'air se situant aux alentours de 93% et avec tous les paramètres réglant le démarrage et la fin de dégivrage d'origine, c'est-à-dire un temps de givrage de 55 minutes fixe et un temps de dégivrage fixé par une température d'évaporateur de 10°C (Tdég) ou un temps de dégivrage maximum de 15 minutes.

Les deux premières colonnes du [tableau 3.9](#) représentent les deux essais aux conditions identiques (A2W50) sur l'ancien prototype dont le premier a été effectué au centre de test de pompes à chaleur à Töss [13] et le deuxième au LENI. Le but de la comparaison est de démontrer la validité des essais effectués au LENI.

La troisième colonne du même tableau montre les résultats, mais cette fois-ci avec le nouveau compresseur prototype et avec l'injection réglée par le capillaire de 2 mètres: il y a une augmentation du COP de 6.6% par rapport aux premiers tests.

La quatrième colonne montre un essai toujours au point A2W50 et avec le nouveau compresseur mais cette fois-ci sans injection. Le COP global de la configuration sans injection est même supérieur aux essais du premier compresseur et avec injection! Pourtant l'apport de l'injection est un gain de COP de 2.6% seulement. Le gain principal de l'injection intermédiaire réside dans le fait que le domaine de fonctionnement est étendu aux conditions limites de A-12W65 avec un COP > 2 et avec une puissance de chauffage qui est au niveau du fonctionnement moyen à A2W50, ce qui permet de s'en passer d'un appoint électrique.

Le tableau ci-dessous représente une récapitulation des résultats principaux. Le COP est calculé sur un cycle complet (givrage et dégivrage) tandis que les autres grandeurs sont des moyennes prises pendant le temps de chauffage uniquement.

Machine	Töss	LENI Proto 1	LENI Proto 2	LENI Proto 2
Compresseur	A	A	B	B
Injection	Vanne El.	Vanne El.	Cap. 2m	-
Puissance de chauffe [kW]	9.1	9.3	10.9	9.3
T air entrée évaporateur [°C]	2.01	2.1	2.02	2.01
Humidité relative à l'entrée [%]	93.1	91.4	92.6	91.4
T eau entrée condenseur [°C]	41.9	41.1	39.9	41.1
T eau sortie condenseur [°C]	50.2	50.1	49.5	49.3
Débit volumétrique d'eau [m3/h]	1.15	1.14	1.15	1.11
Durée de chauffage [h]	00:55:14	0:55:28	0:54:12	0:55:10
Durée de dégivrage [h]	00:11:02	0:11:39	0:11:36	0:11:00
COP	2.56	2.58	2.74	2.67

Tableau 3.9: Principales grandeurs de mesure pour les essais A2W50h.r.93% avec dégivrage pour l'ancien et le nouveau prototype et pour différents cas de régulation d'injection.

3.4 La performance du compresseur

3.4.1 Définition du rendement isentrope et volumétrique

Le calcul d'un rendement isentrope et celui d'un rendement volumétrique demande une nouvelle définition pour ce type de compresseur, puisque du réfrigérant en phase biphasique est injecté en cours de compression afin de diminuer la température de refoulement. Dans le but de simplifier la définition et pour ne pas compliquer les mesures, il a été convenu de partager le cycle de compression en deux compressions séparées (avec une pression intermédiaire mesurée au port d'injection) plutôt que de définir une plage de pression sur laquelle se déroule tout le cycle d'injection. Il a été convenu de calculer le rendement isentrope de la manière suivante□

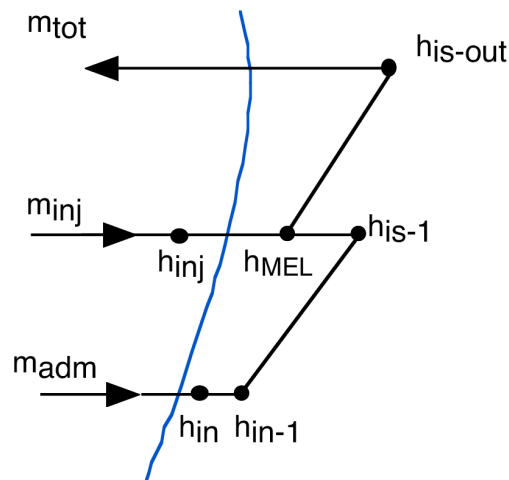


Figure 3.7: Schéma correspondant à la définition du rendement isentrope et volumétrique du compresseur avec port d'injection.

$$\dot{Q}_{\text{IS}} = \frac{\dot{m}_{\text{ADM}}(h_{\text{IS}\square\text{I}} - h_{\text{IN}\square\text{I}}) + (\dot{m}_{\text{ADM}} + \dot{m}_{\text{INJ}})(h_{\text{IS}\square\text{OUT}} - h_{\text{MEL}})}{\dot{E}_{\text{FL}}} \quad (3.1)$$

$$\varOmega_{\text{VOL}} = \frac{\dot{m}_{\text{ADM}}}{n/60 \, V_{\text{ADM}} \, \varOmega_{\text{ADM}}} \quad (3.2)$$

où

- h_{IN} représente le point d'admission dans l'enceinte du compresseur
- h_{IN-1} représente le point d'admission des gaz dans les volutes du compresseur. Entre le point h_{IN} et h_{IN-1} le réfrigérant est chauffé par les pertes du moteur électriques qui ont été estimées à 15%.
- h_{IS-1} représente la fin de la compression isentrope jusqu'à la pression intermédiaire.

- h_{INJ} représente le point d'injection intermédiaire et h_{MEL} le point résultant du mélange entre le fluide injecté et la fin de la première étape de compression h_{IS-1}
- h_{MEL} est donc le point de départ pour le deuxième étape de compression qui finit avec le point h_{IS-OUT}

Le rendement volumétrique est défini classiquement comme le rapport entre le débit réellement aspiré et le débit théorique à l'aspiration.

3.4.2 Les mesures du rendement isentrope

Les deux figures 3.8 ci-dessous montrent l'évolution du rendement isentrope de l'ancien compresseur et du nouveau compresseur en fonction du rapport de pression. Les points autour d'un même rapport de pression représentent un même point de fonctionnement mais avec différents débits d'injection

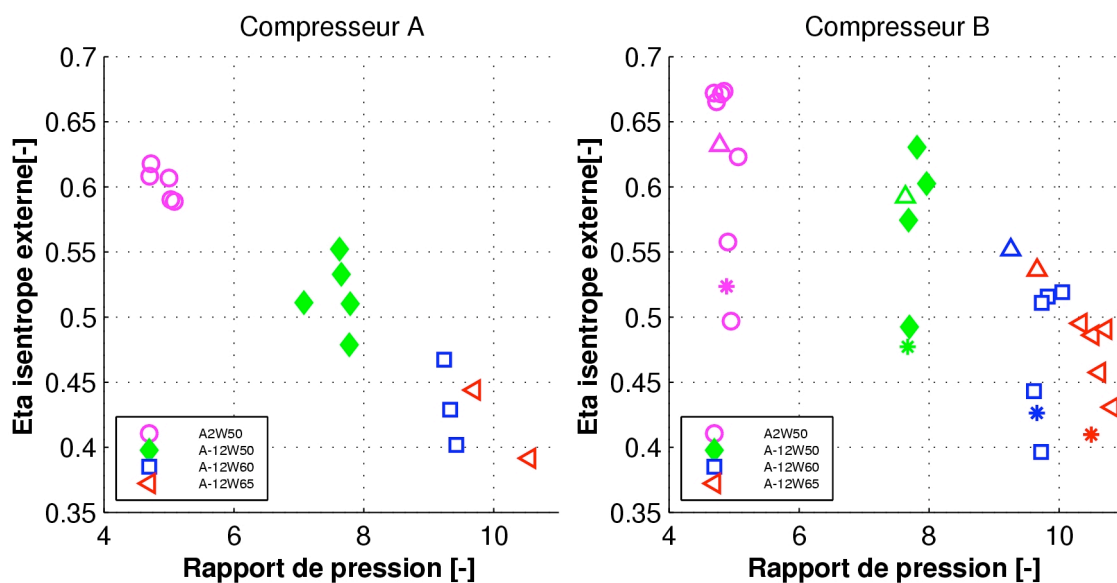


Figure 3.8: Le rendement isentrope pour le premier et le deuxième compresseur en fonction du rapport de pression total pour différents cas de débit injecté.

Comme dans les graphiques ci-dessus, les points ronds représentent les mesures effectuées avec la vanne de détente électronique asservie par la température de refoulement pour le premier prototype et asservie par l'ordinateur de commande dans le cas du deuxième prototype. Les astérisques sont des points de mesure où le débit d'injection est réglé par un capillaire de 1.4 mètres et les triangles par un capillaire de 2 mètres.

A première vue, le rendement isentrope s'est nettement amélioré avec le deuxième compresseur sur toute la plage de fonctionnement (de A2W50 à A-12W65). Néanmoins, dans le cas du nouveau compresseur les valeurs pour un point de fonctionnement sont distribués sur une plage beaucoup plus grande. Pour analyser la raison de cette plus grande fourchette de distribution, le rendement isentrope a aussi été affiché en fonction de débit-masse injecté

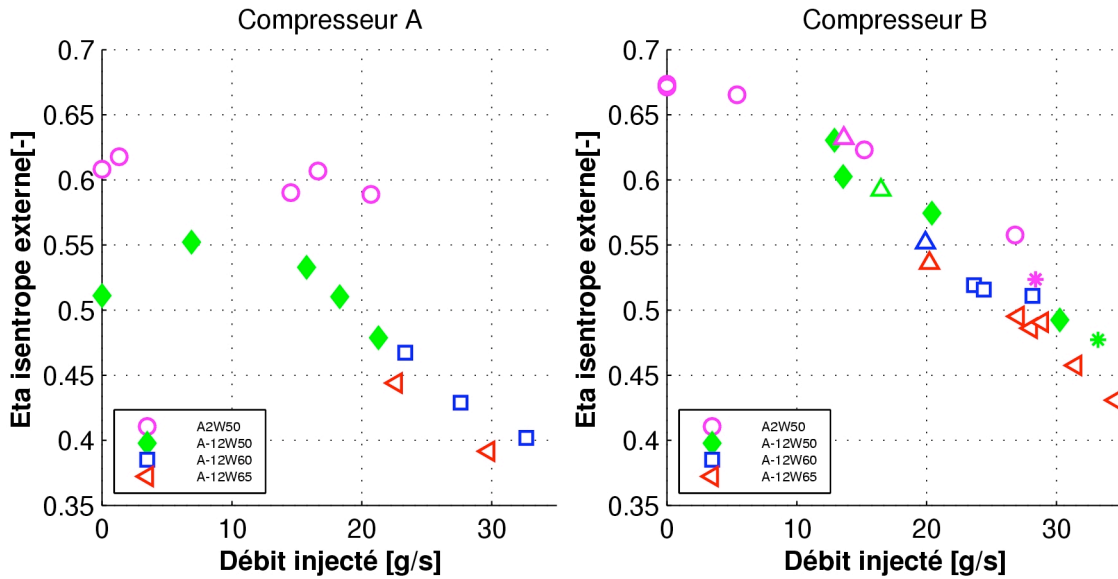


Figure 3.9: Le rendement isentropique du premier et du deuxième compresseur en fonction du débit injecté.

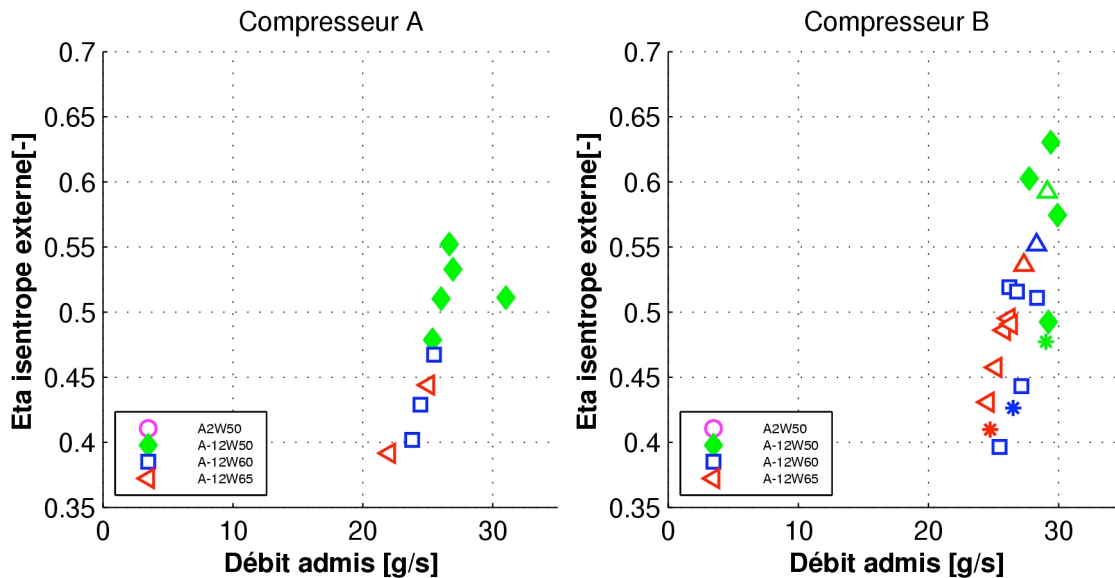
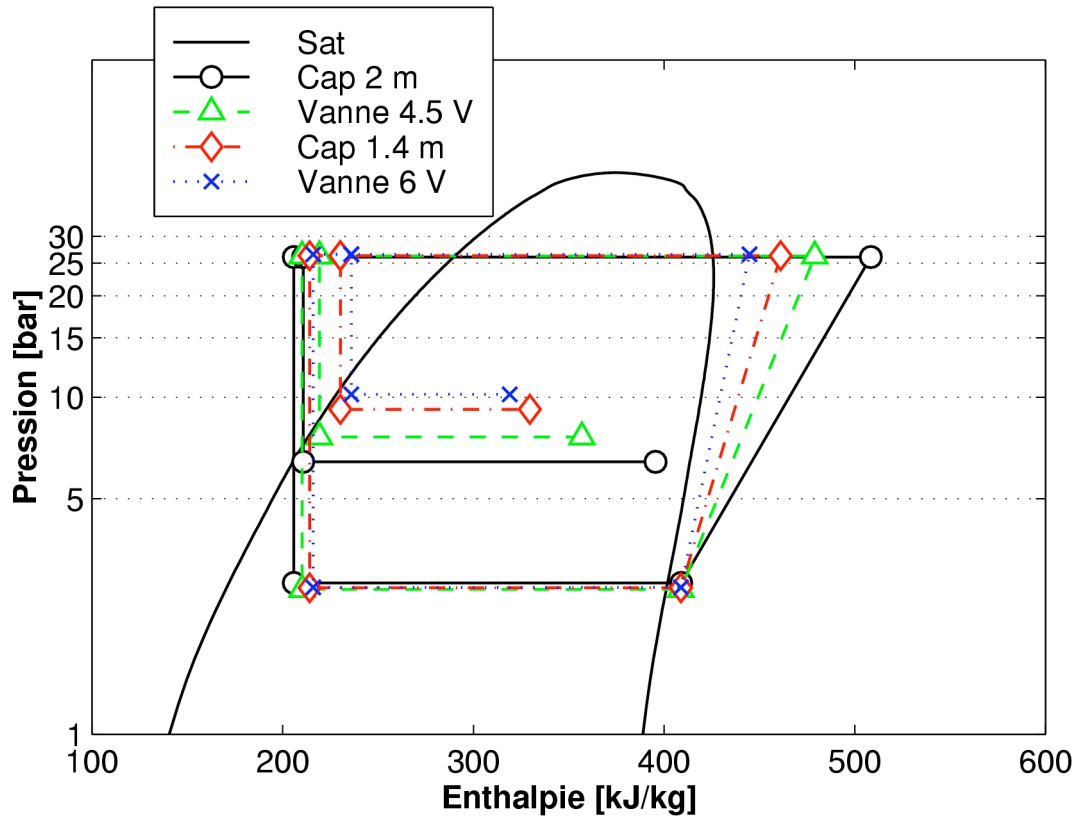


Figure 3.10: Le rendement isentropique pour les deux compresseurs en fonction du débit admis.

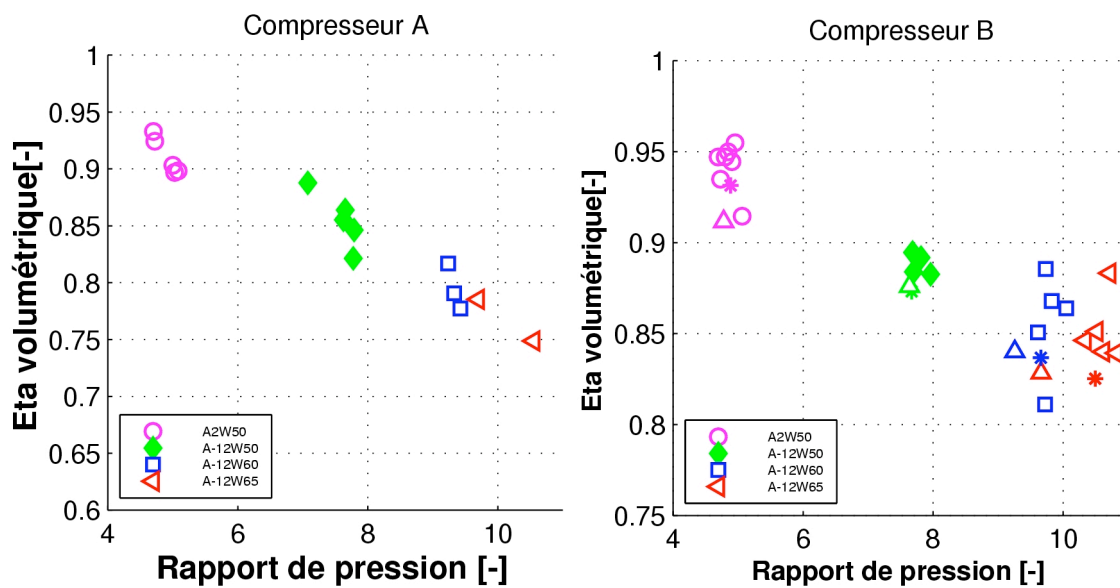
La figures 3.11 représente le cycle thermodynamique dans le diagramme $\ln P-h$ pour le point de mesure A-12W60 et donne une explication à ce phénomène. On voit clairement qu'une augmentation du débit injecté entraîne une augmentation de la pression intermédiaire, augmentant ainsi les pertes de charge dues à la détente entre l'entrée du port d'injection et la chambre de compression. Il est impressionnant de voir la pression intermédiaire varier entre 6 et 10 bar pour un débit d'injection qui varie entre 20 et 45 g/s.

Il est très probable que la sensibilité de la pression intermédiaire pourrait être diminuée en étudiant la géométrie et l'emplacement des ports d'injection et ainsi diminuer non seulement la sensibilité mais aussi les pertes induites par l'injection elle-même.



3.4.3 Rendement volumétrique

Les deux figures 3.12 montrent l'évolution du rendement volumétrique des deux compresseurs en fonction du rapport de pression.



Comme déjà vu pour le rendement isentrope, le rendement volumétrique du nouveau compresseur (B) est globalement plus élevé que celui de l'ancien (A). Il est intéressant de noter que la chute du rendement en augmentant le rapport de pression est beaucoup plus atténuée pour le nouveau compresseur que pour l'ancien — ceci est probablement dû au fait que ce nouveau compresseur avait été conçu pour des applications à hauts rapports de pression.

La distribution des différents points autour d'un point de fonctionnement est pourtant nettement moins dispersée que pour le rendement isentrope. Les [figures 3.13](#) ci-dessous permettent d'observer si la dispersion des points pour un rapport de pression donné dépend aussi du débit-masse injecté.

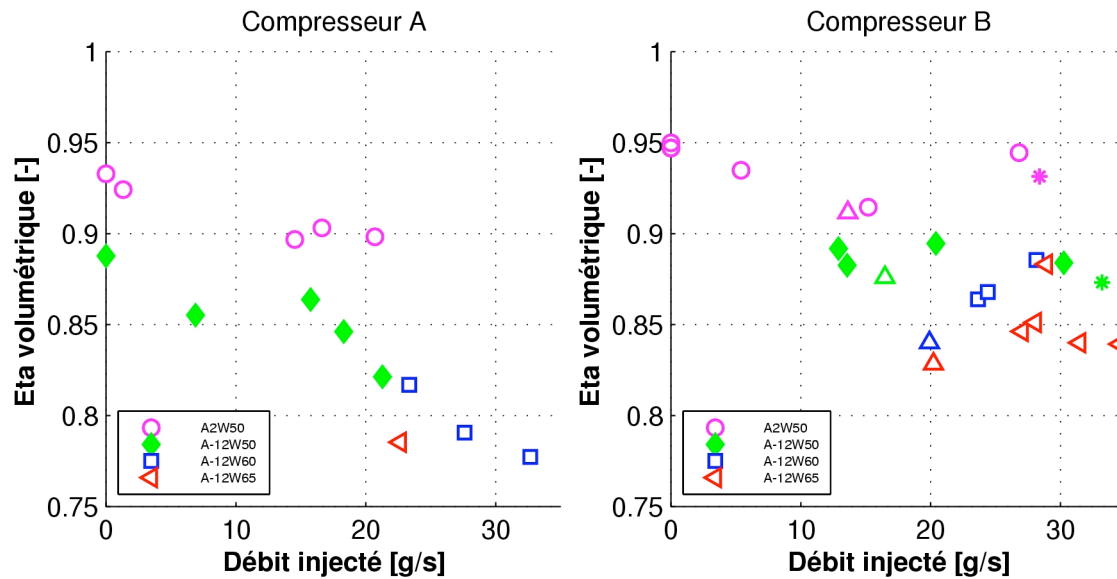


Figure 3.13: Les rendements volumétriques pour l'ancien et pour le nouveau compresseur en fonction du débit-masse injecté.

Contrairement au rendement isentrope, le rendement volumétrique ne suit pas vraiment une tendance bien précise. Peut-être que le rendement diminue en augmentant la masse injectée pour atteindre un minimum local et augmenter de nouveau. La raison pour cela n'est pour l'instant pas encore clarifiée.

Les [figures 3.14](#) montrent l'évolution du rendement volumétrique en fonction du débit admis tout en démontrant l'insensibilité du débit admis sur le rendement volumétrique:

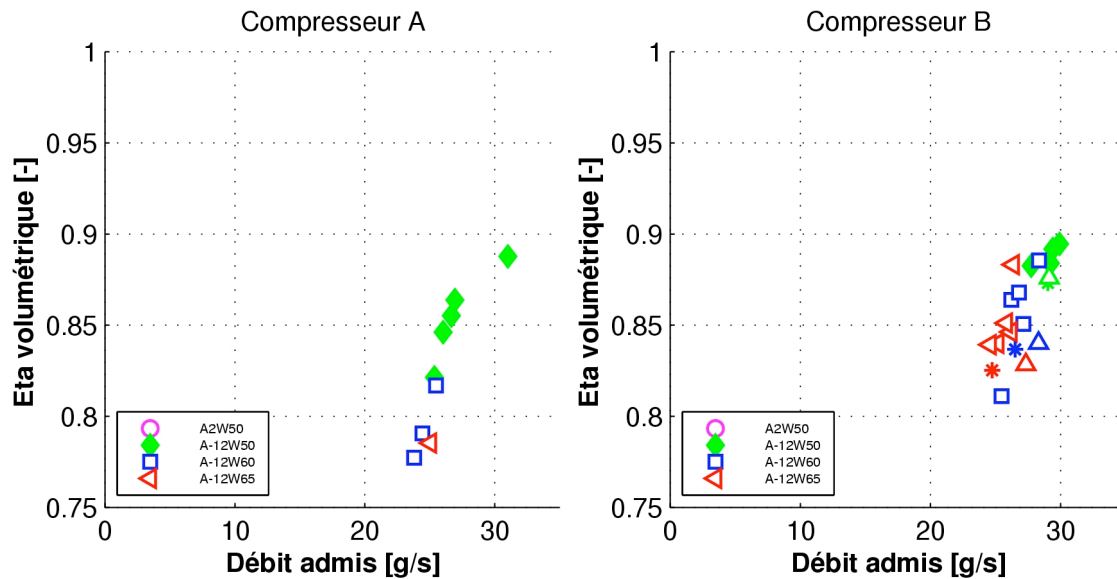


Figure 3.14: Le rendement volumétrique en fonction du débit admis pour les deux compresseurs.

3.5 Problèmes et solutions

3.5.1 Déclenchement du «Klixon» du moteur électrique

Lors des essais A-12W65, le compresseur s'est plusieurs fois arrêté sans donner une alarme au programme de gestion de la pompe à chaleur. Ces arrêts étaient normalement accompagnés par des très hautes températures sur l'enceinte (parois extérieures) du compresseur.

Il s'est avéré que pour ces points de fonctionnement critiques le moteur électrique a surchauffé et a déclenché le «Klixon». Le Klixon est une sécurité supplémentaire aux disjoncteurs thermiques. Il s'agit d'une bilame qui ouvre le contact lorsque la température dans l'enceinte devient trop élevée.

Pour contourner ce problème pour pouvoir continuer les essais, le débit d'eau dans le condenseur a été augmenté de 12 l/min à 19 l/min afin de diminuer la pression de refoulement et ainsi la charge électrique. Cette procédure a été utilisée au point A-12W65 seulement et a augmenté le ΔT_{EAU} de 8 K à 13 K environ et diminué la pression de refoulement de 30 bar à 28.5 bar. Ces expériences sur le moteur ont conduit à une nouvelle génération du même compresseur (B) avec un moteur électrique renforcé, qui n'a cependant pas été installée sur notre pompe à chaleur.

3.5.2 Oscillation du débit principal

Lors des essais, des grandes oscillations du débit admis au compresseur ont été observées. La [figure 3.15](#) illustre ce phénomène.

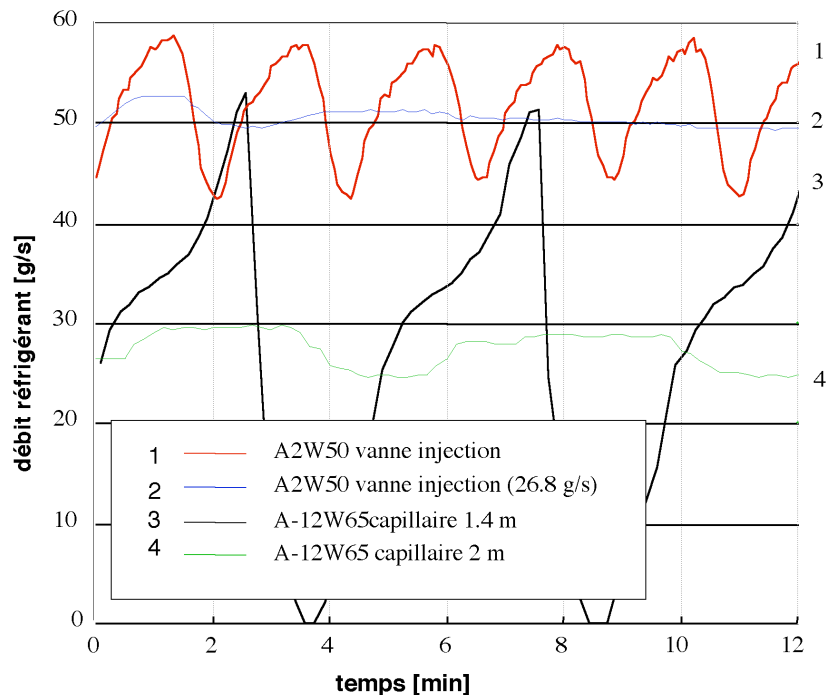


Figure 3.15: Le débit admis au compresseur en fonction du temps pour différents points de fonctionnement et différents débit-masses injectés.

Le débit réglé par la vanne thermostatique peut selon régime de fonctionnement montrer des fortes oscillations. Pour le point de fonctionnement A2W50 (courbes 1+2) le régime est assez stable, montrant des variations acceptables. Egalement un régime stable a été observé pour le cas de la courbe 4 au point de fonctionnement A-12W65, mais si un autre débit d'injection est choisi les variations sont importantes (courbe 3) et la vanne thermostatique ferme complètement sur une courte durée.

Aux mêmes points de fonctionnement on peut donc avoir des situations de débit admis stables et aussi instables selon le débit-masse que l'on injecte au compresseur. Les oscillations sont très probablement dues à la vanne de détente principale dont le point de fonctionnement nominal se trouve autour du point A2W50. C'est connu qu'une vanne de tel type a des difficultés à réguler finement le débit admis sur toute la plage de fonctionnement. Pour une pompe à chaleur balayant une plage de températures aussi grande que celle-ci (et donc aussi de débit-masse) une vanne de détente multi-orifices permettrait une régulation de débit sur une plage plus étendue et promet donc d'induire une meilleure stabilité dans le système, mais une telle vanne n'a pas pu être trouvée pour la gamme de puissance de notre installation.

3.5.3 Oscillation de la température de sortie de compresseur

Un troisième problème majeur rencontré pendant les essais était, dans certains cas, une très forte oscillation de la température de refoulement du compresseur. La [figure 3.16](#) montre ce phénomène pour le point de mesure A-12W65 avec l'injection réglée à travers le capillaire de 1.4 mètres :

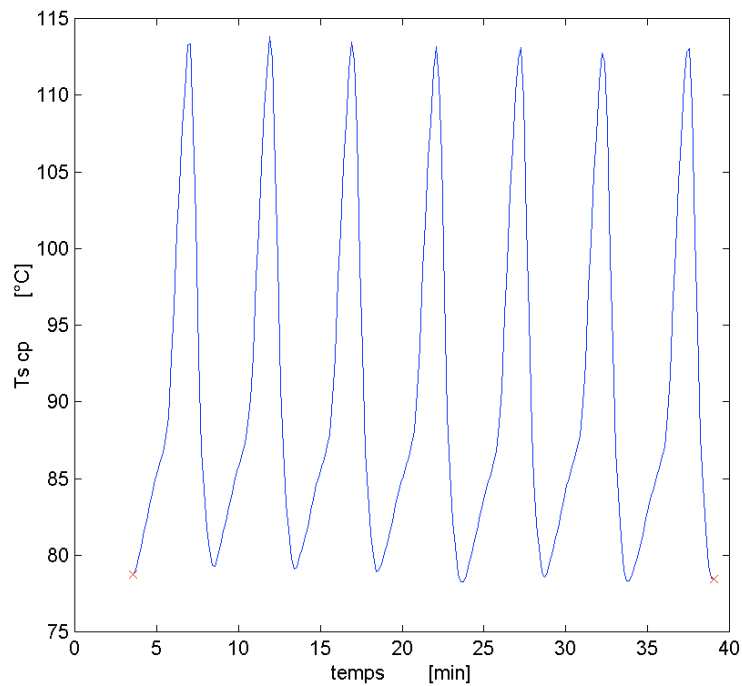


Figure 3.16: La température de refoulement du compresseur pour le point de mesure A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres.

L'amplitude d'oscillation de la température de 17 K ce qui peut introduire des contraintes mécaniques dans le système qui tendraient à diminuer la durée de vie de l'installation. La [figure 3.17](#) montre que l'oscillation de la température fait aussi osciller la puissance électrique absorbée par le compresseur. Elle présente une amplitude d'oscillation de 0.25 kW.

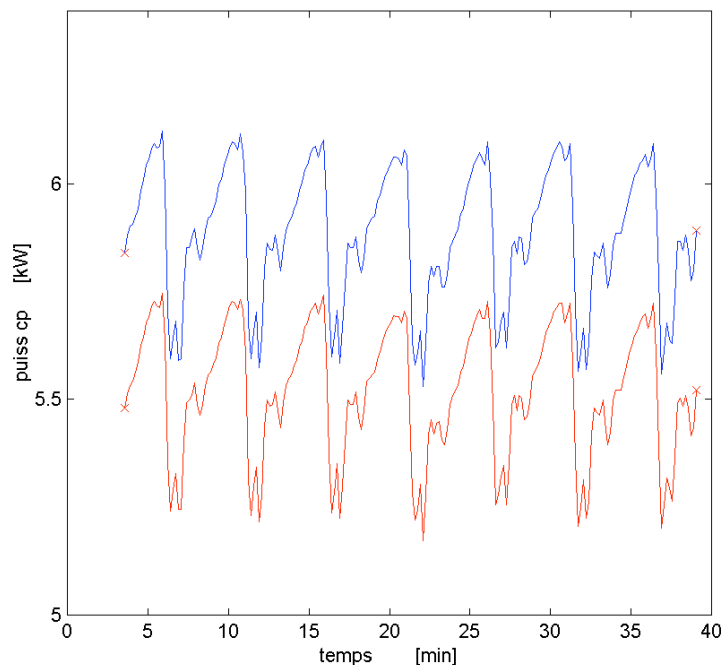


Figure 3.17: Oscillations de la puissance absorbée par la pompe à chaleur (courbe supérieure) et par le compresseur.

L'oscillation de la température de refoulement peut venir de deux raisons. D'un côté il y a le fait que le débit admis oscille et avec lui aussi le débit injecté, d'un autre côté il y a la variation de la température de la masse injectée. Les deux graphes suivants montrent l'évolution des deux débits (débit total et débit admis, [figure 3.18](#)) et les températures des deux composantes de l'échangeur économiseur, avec les températures de la composante chaude et froide ([figure 3.19](#)):

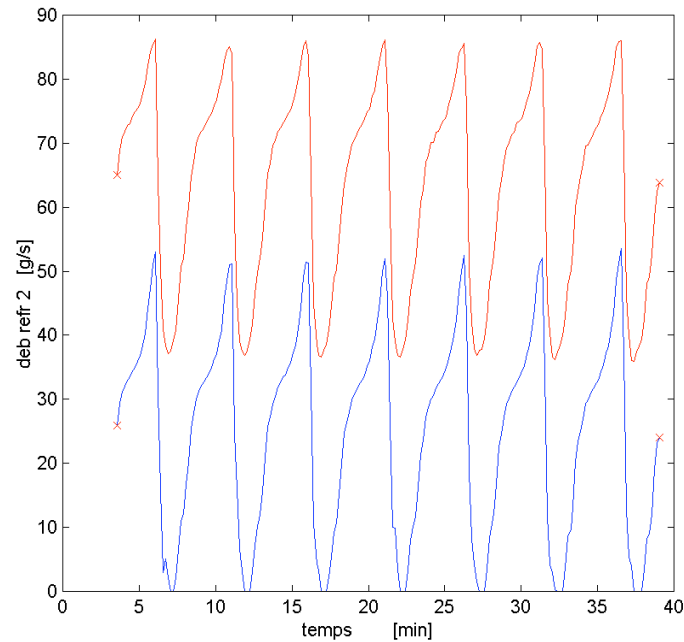


Figure 3.18: L'évolution temporelle du débit total (courbe supérieure) et du débit admis (courbe inférieure).

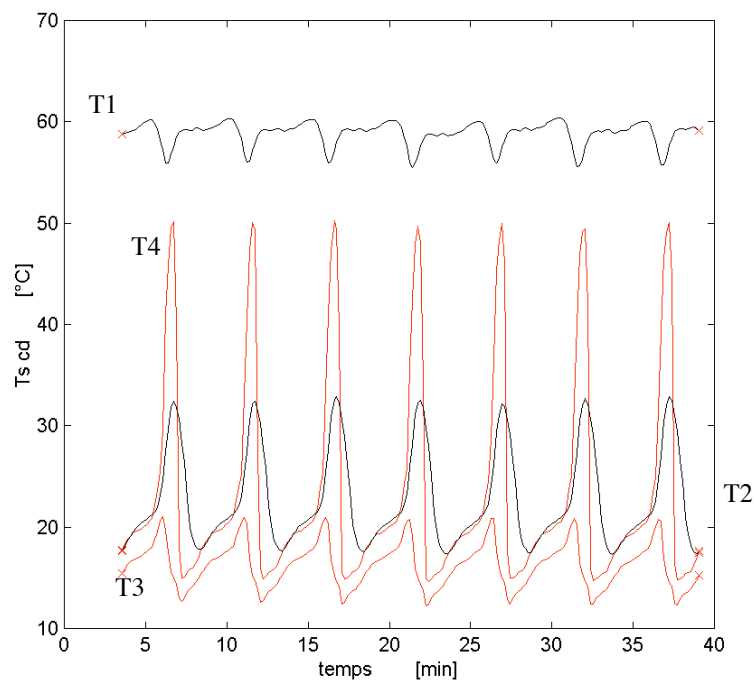


Figure 3.19: Les températures de l'échangeur économiseur. Les températures de la composante chaude (T1, T2) et de la composante froide (T3, T4), T1: Sortie Condenseur, T2 Vers séparation de flux, T3 après détente intermédiaire, T4 vers injection compresseur.

La température du débit injecté dans le compresseur subit de fortes oscillations. Cette dernière varie entre 15°C et 50°C et ce donne une contribue aux fortes oscillations de température de fin de compression.

Une solution possible pour palier à ce problème réside dans la façon de connecter l'échangeur économiseur. La [figure 3.20](#) représente les deux composantes de l'échangeur économiseur et sert à expliquer la solution maintenant cet échangeur est branché en contre-courant afin d'avoir une meilleure efficacité d'échange (figure à gauche). Dans cette situation, le pincement se trouve entre l'entrée de la composante froide et la sortie de la composante chaude laissant une énorme plage de température pour la sortie de la composante froide soit pour le réfrigérant injecté. Une faible diminution du débit injecté entraîne une surchauffe du réfrigérant diminuant ainsi le pouvoir de refroidir la sortie du compresseur.

En changeant le branchement de l'échangeur de contre à co-courant, le pincement change de côté diminuant ainsi la plage de température du réfrigérant injecté (figure à droite). Cette configuration devrait rendre tout le système nettement plus stable puisqu'il enlève quasiment un degré de liberté en limitant fortement la plage de température de la masse injectée.

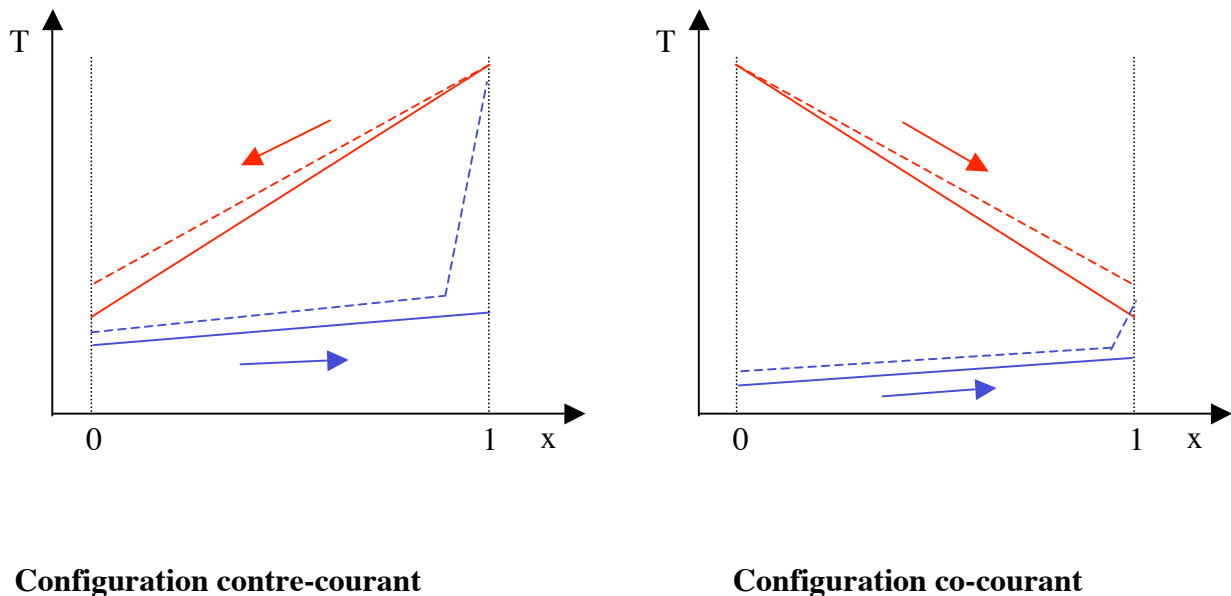


Figure 3.20: Représentation schématique des composantes chaudes et froides et de leur comportement qualitatif lors d'une diminution du débit injecté.

4 Validation de l'inversion de l'échangeur économiseur

4.1 Résultats expérimentaux

Après avoir changé le sens de courant de l'économiseur, il fallait refaire des mesures afin de contrôler le bon fonctionnement de l'installation et de retrouver un capillaire qui fonctionne autour des optimums pour les différents points de mesure.

4.1.1 Point de mesure A2W50

Les trois [figure 4.1](#) représentent le COP, la température de refoulement du compresseur et la puissance chaude pour l'installation avec l'économiseur branché en co-courant et en contre-courant. Les points ronds sont des points de mesure où le débit injecté est réglé en réglant l'ouverture de la vanne de détente, l'astérisque où le débit injecté est réglé par un capillaire de 1.4 mètres et le triangle un point réglé par un capillaire de 2 mètres.

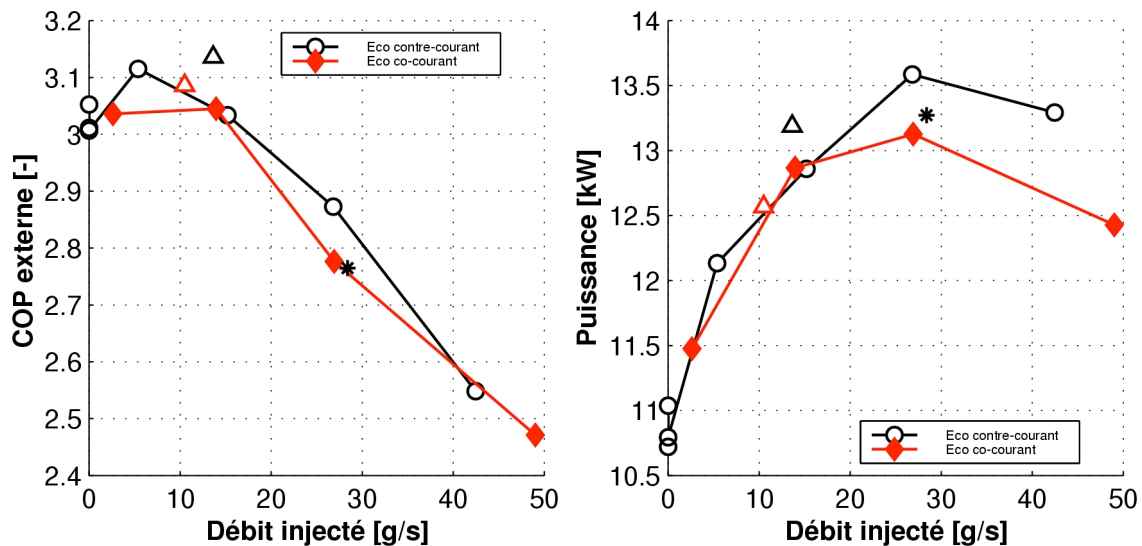


Figure 4.1: Comparaison COP et de la puissance chaude de l'économiseur branché en co- et contre-courant en fonction du débit injecté pour le point de mesure A2W50.

Au niveau du COP on peut observer une légère diminution (1.6%) par rapport au branchement en contre-courant. La puissance chaude reste inchangée dans le domaine de débit injecté intéressant.

Le capillaire de 2 mètres de long fonctionne aussi très bien pour l'économiseur branché en co-courant. En effet, le COP se trouve autour de l'optimum pour le point de mesure A2W50. Il est intéressant de noter que même en gardant le même capillaire, le débit injecté a diminué.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	0	5.39	15.2	26.8	42.46	28.38	13.62
Deb. Adm. [g/s]	52.5	52.1	46.8	49.7	50.3	48.27	49.5
COP ext.	3.02	3.12	3.03	2.87	2.54	2.76	3.13
P chaude [kW]	10.8	12.1	12.86	13.6	13.3	13.3	13.2
T ref. [°C]	92.5	94.6	98.3	82.6	62.7	85.6	95.6

Tableau 4.1: Valeurs de mesure pour le point de mesure A2W50 pour le prototype 2 avec le compresseur B pour l'économiseur branché en contre- et en co-courant.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Co	Co	Co	Co	Co	Co	Co
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	-	2.62	13.95	26.93	49.01	-	10.49
Deb. Adm. [g/s]	-	52.36	50	47.82	44.77	-	51.32
COP ext.	-	3.04	3.04	2.78	2.47	-	3.09
P chaude [kW]	-	11.5	12.9	13.1	12.4	-	12.6
T ref. [°C]	-	93.89	89.57	70.54	53.82	-	89.8

Tableau 4.2: Tableau comparatif pour le point de mesure A2W50 entre prototype 2 et prototype 3 pour l'optimum du COP.

Prototype	2	3
Economiseur	Contre	Co
Compresseur	B	B
Injection	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	13.62	10.49
Deb. Adm. [g/s]	49.5	51.32
COP ext.	3.13	3.09
P chaude [kW]	13.2	12.6
T ref. [°C]	95.6	89.8

4.1.2 Point de mesure A-12W65

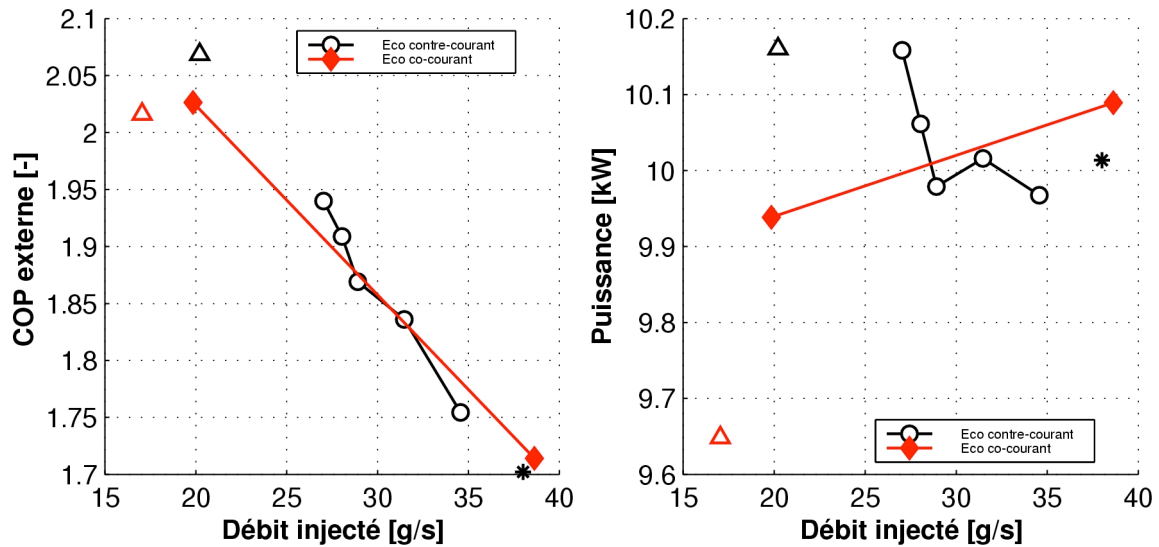


Figure 4.2: Le COP, la température de refoulement et la puissance chaude pour le cas de branchement de l'économiseur en co-courant et en contre-courant pour le point de mesure A-12W65.

Comme au point A2W50, le COP et la température de refoulement ont légèrement diminué par rapport à la configuration avec branchement de l'économiseur en contre-courant. La puissance chaude diminue de 10.15 kW à 9.65 kW au point avec capillaire de 2 mètres.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre
Injection	V4.3	V4.4	V4.5	V4.7	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	27.03	28.04	28.91	31.47	34.57	38	20.21
Deb. Adm. [g/s]	26.18	25.81	26.36	25.17	24.56	24.74	27.33
COP ext.	1.94	1.9	1.87	1.84	1.75	1.7	2.07
P chaude [kW]	10.2	10.1	9.9	10	10	10	10.2
T ref. [°C]	114	112	109	104	97	90	131

Tableau 4.3: Valeurs de mesure pour le point de mesure A-12W65 pour le prototype 2 avec le compresseur B pour l'économiseur branché en contre- et en co-courant.

Point de mesure	1	2	7
Economiseur	Co	Co	Co
Injection	V3.9	V5.3	C2m
Deb. Inj [g/s]	19.85	38.63	17.04
Deb. Adm. [g/s]	28.71	26.28	29.37
COP ext.	2.03	1.71	2.02
P chaude [kW]	9.65	10.09	9.65
T ref. [°C]	116.49	79.11	121.79

Tableau 4.4: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W65 entre prototype 2 et prototype 3 pour l'optimum du COP.

Prototype	2	3
Economiseur	Contre	Co
Compresseur	B	B
Injection	C2m	V3.9
Deb. Inj [g/s]	20.21	19.85
Deb. Adm. [g/s]	27.33	28.71
COP ext.	2.07	2.03
P chaude [kW]	10.2	9.65
T ref. [°C]	131	116

Aussi au point A-12W65 moins de réfrigérant est injecté à travers le même capillaire. La figure ci-dessous montre les deux cycles thermodynamiques dans le diagramme LnP-h pour la configuration de branchement en co-courant et en contre-courant. La raison pour laquelle le capillaire présente une résistance plus élevée en co-courant devient claire dans le diagramme ci-dessous : le pincement dans l'économiseur est plus grand déplaçant ainsi la détente intermédiaire vers la droite avec la conséquence que la détente intermédiaire doit se faire dans une proportion en biphase plus grande que pour l'économiseur branché en contre-courant. Le pincement élevé n'induit pas seulement des pertes au niveau de l'échangeur, mais aussi diminue le prélèvement d'énergie gratuite au niveau de l'évaporateur.

La température de refoulement est plus faible avec le branchement en co-courant. Elle est de 122°C par rapport à 130°C avec le branchement d'origine. La raison pour cela peut être une température de la masse injectée plus faible (7.6°C par rapport à 9.8°C) ou simplement le fait que l'on injecte moins à une pression intermédiaire plus faible qui diminue les pertes dans le compresseur.

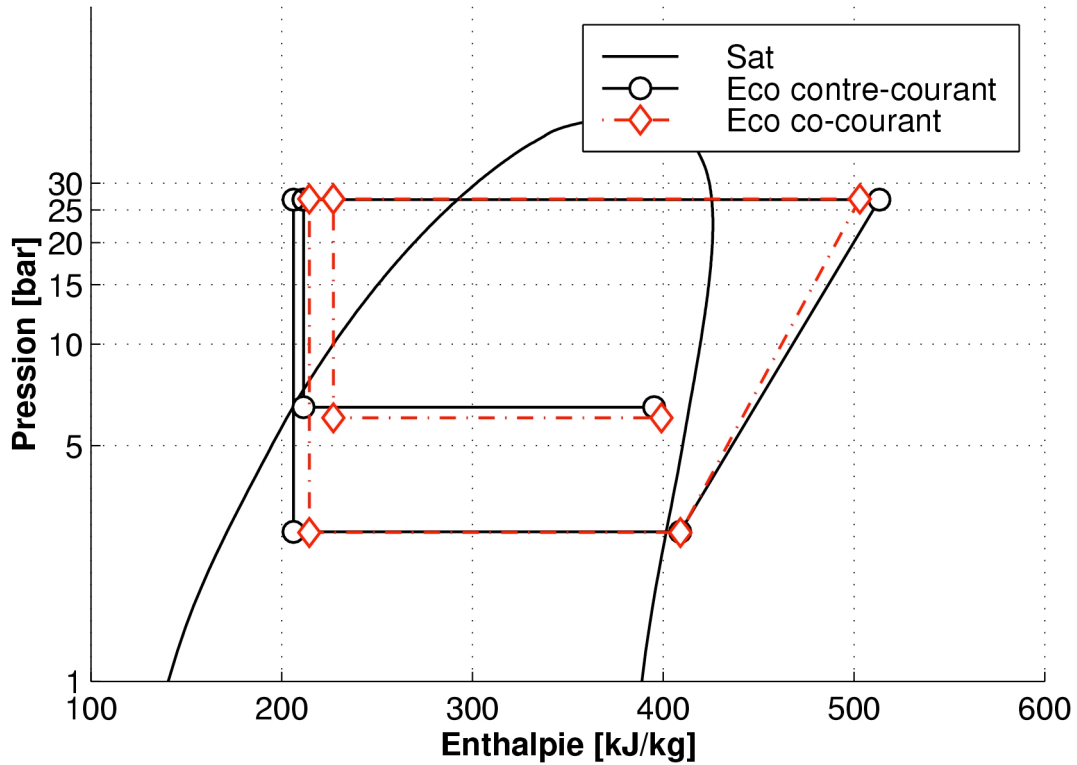


Figure 4.3: Diagramme LnP-h représentant le cycle thermodynamique avec l'économiseur branché en contre-courant et en co-courant.

4.1.3 Résultats en général

Le graphe ci-dessous montre une comparaison générale des COP en fonction du débit injecté pour les points de fonctionnement A2W50, A-12W50, A-12W60 et A-12W65. Les deux configurations en co-courant (astérisque) et en contre-courant (rond) avec le capillaire de 2 mètres ont été réalisés:

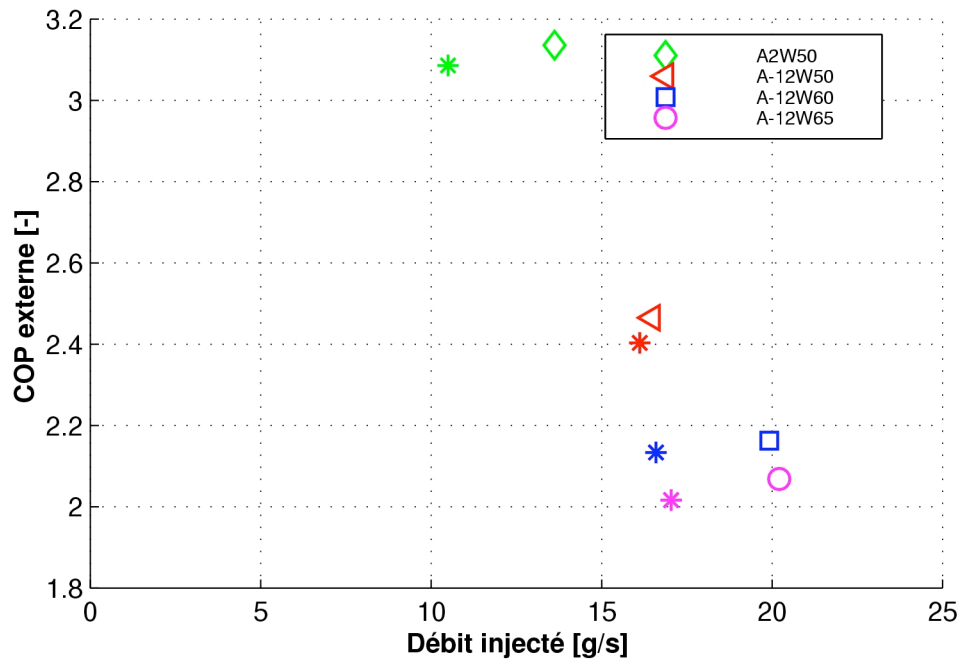


Figure 4.4: Le COP en fonction du débit injecté pour les quatre points de mesure pour la configuration en co-courant (astérisque) et en contre-courant (rond) avec le capillaire de 2 mètres.

Pour tous les points de mesure, on a pu observer une diminution du COP externe de 1-2% environ et une réduction du débit-masse injecté dû au fait que la détente se passe dans un domaine où la proportion de réfrigérant en biphase dans le capillaire est plus élevée qu'avec le branchement en contre-courant.

Les deux graphes suivants permettent de visualiser les températures de la composante froide et de la composante chaude pour le branchement de l'échangeur économiseur en contre-courant (gauche) et en co-courant (droite)

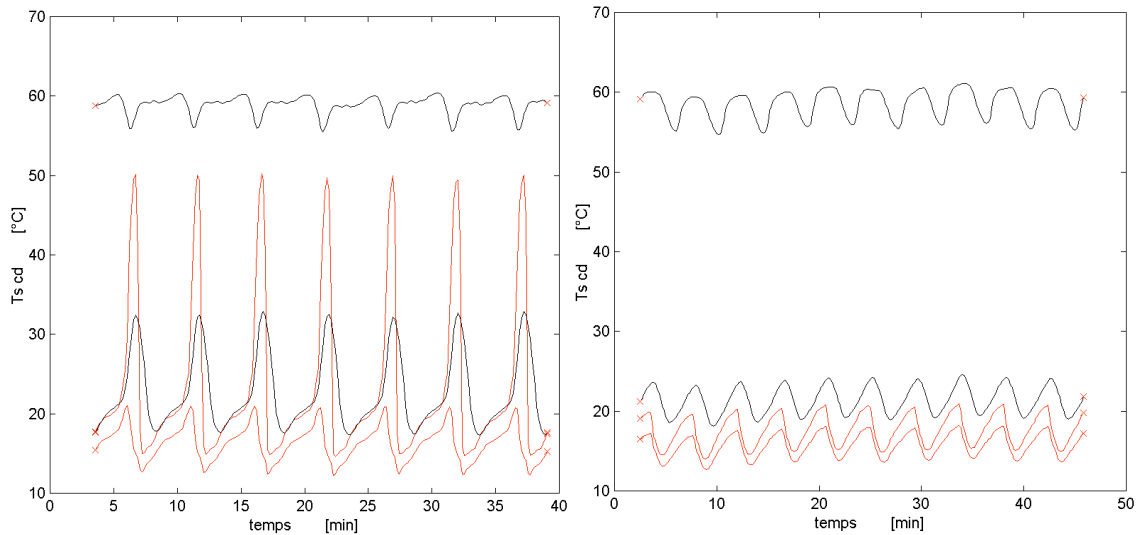


Figure 4.5: Les températures de la composante chaude et de la composante froide pour la configuration de l'échangeur en contre-courant (gauche) et en co-courant (droite) au point A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres.

La nouvelle configuration diminue un peu la performance totale de la machine (baisse du COP de 1-2%) mais apporte un énorme gain au niveau de la stabilité de la pompe à chaleur. Dans les mêmes conditions, la température de réfrigérant injecté oscille entre 15 et 20°C tandis qu'avec le branchement original cette oscillation avait lieu entre 15°C et 50°C.

Comme on peut voir sur la figure ci-dessous l'oscillation de la température de refoulement du compresseur a diminué de moitié. On est passé d'une amplitude de 17 K à 8K.

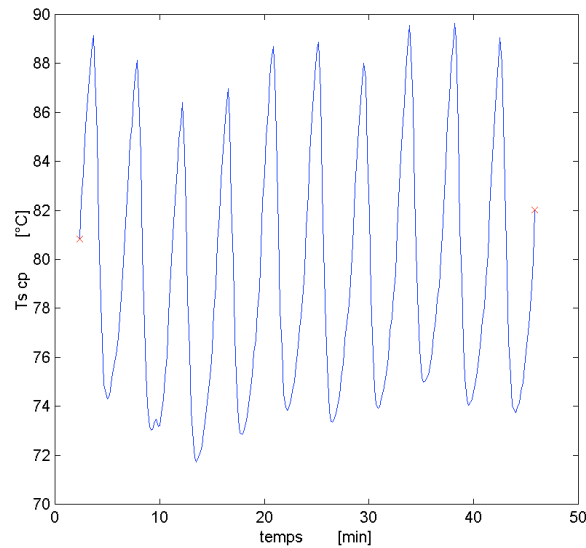


Figure 4.6: La température de refoulement du compresseur pour le point de mesure A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres et avec l'échangeur économiseur branché en co-courant.

5 Conclusions essais compresseur à injection

La première phase de ce projet PAC Haute Température avait permis de réaliser et de tester un premier prototype utilisant un compresseur à injection de vapeur et avait mis en évidence le grand potentiel de ce type de configuration.

La deuxième phase a permis de mieux comprendre les caractéristiques d'un tel cycle mais surtout de simplifier le premier prototype tout en augmentant sa performance□

- L'ancien compresseur a été remplacé par un nouveau sensiblement plus performant.
- La vanne de détente intermédiaire qui était un système onéreux et mal vu par les constructeurs de PAC a été remplacée par un simple capillaire qui règle le débit injecté en tout point de fonctionnement très proche de l'optimum.
- La géométrie du capillaire a été optimisée afin de pouvoir travailler aussi près que possible des optima en tout point de fonctionnement. La géométrie finale a été extrapolée à partir du capillaire existant (1.4 m de long et Ø1.4 mm) et des mesures effectuées avec la vanne de détente intermédiaire. La géométrie choisie est un capillaire de 2 m de long avec un diamètre interne de 1.4 mm.
- Le branchement de l'économiseur a été changé□ originalement il était branché en contre-courant permettant à la température du réfrigérant injecté d'osciller sur une grande plage induisant des grandes oscillations au niveau de la température de sortie de compresseur, de la puissance absorbée et aussi de la puissance chaude. Le changement du sens de branchement a fortement stabilisé la machine en tout point de fonctionnement induisant cependant une perte de 3% environ sur le COP (Proto 2, compresseur B).

La nouvelle configuration a permis d'obtenir un COP_{EXT} de 3.1 (augmentation de 3%) au point A2W50 et un COP_{EXT} de 2.02 (augmentation de 6%) au point A-12W65 livrant une puissance chaude de 9.65 kW.

Pour la mesure avec dégivrage, le point A2W50 avec injection par capillaire permet d'obtenir un COP_{EXT} de 2.74, ce qui est une amélioration de 6%, livrant une puissance chaude de 10.9 kW. L'analyse des cycles de dégivrage ainsi que l'étude d'un revêtement au niveau de l'évaporateur permet d'espérer une amélioration de ces performances.

Le tableau 5.1 ci-dessous permet de comparer certaines valeurs de mesure pour les différents points de mesure. Les mesures indiquées ci-dessous sont les points où le débit injecté est réglé avec le capillaire de 2 mètres (pour le prototype 2) et par la vanne de détente électronique (pour le prototype 1).

Prototype	1	2	2	1	2	2
Point de mesure	A2W50			A-12W60		
Economiseur	Contre	Contre	Co	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	16.62	13.62	10.49	23.34	19.91	16.6
Deb. Adm. [g/s]	43.7	49.5	51.32	25.47	28.3	28.62
COP ext.	3.03	3.13	3.09	1.9	2.16	2.13
P chaude [kW]	12.2	13.2	12.6	9.6	10.3	9.41
T ref. [°C]	85.8	95.6	89.8	98.75	125.6	113.4
Point de mesure	A-12W50			A-12W65		
Economiseur	Contre	Contre	Co	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	15.73	16.5	16.1	22.64	20.21	17.04
Deb. Adm. [g/s]	26.9	29.1	28.8	25.05	27.33	29.37
COP ext.	2.26	2.46	2.4	1.91	2.07	2.02
P chaude [kW]	9	9.6	9.2	9.9	10.2	9.65
T ref. [°C]	95.3	100.2	95.3	118.4	130.52	121.79

Tableau 5.1: Tableau comparatif pour les points de mesure A2W50, A-12W50, A-12W60 et A-12W65 entre les configurations testées.

6 Essais à cycles de givrage répétés

6.1 Automatisation de la boucle

L'automatisation s'est fait en utilisant le signal d'un relais (situé dans l'armoire électrique de la PAC) qui pilote le ventilateur interne qui se situe en amont de l'évaporateur. Ce signal est propre à la PAC. Lorsque le dégivrage commence, ce relais s'ouvre en envoyant un signal qui sera doublé est envoyé à l'extérieur de la PAC. Le premier ira vers le relais qui commande la pompe côté eau du condenseur et l'autre vers le ventilateur à vitesse variable, donnant l'ordre à ces deux éléments d'arrêter de fonctionner.

A l'inverse, lorsque le dégivrage se termine et que le chauffage recommence, le relais situé à l'intérieur de la PAC se ferme envoyant ainsi un signal à la pompe et au ventilateur pour que ces derniers se remettent en marche. Le schéma à la figure 6.1 représente le principe de cette automatisation.

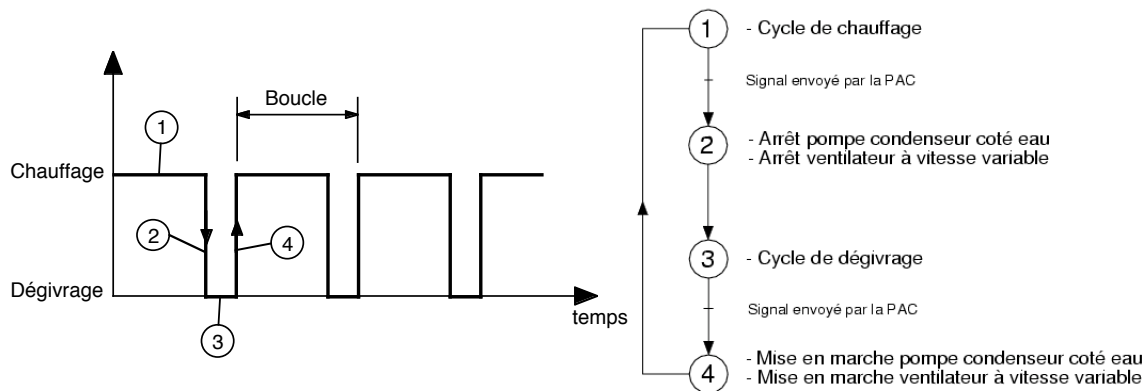


Figure 6.1: Etapes pour l'automatisation de la boucle chauffage/dégivrage.

6.2 Conditions d'essai

Les mesures effectuées pour les tests permettent d'entrer dans le cadre des normes EN255.

Pour toutes les séries de mesures, la température de l'air doit être stable à $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ par rapport à la valeur de consigne. Pour la température de l'eau en sortie de condenseur, une tolérance de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ est admise par rapport à la valeur de consigne.

Les régimes de fonctionnement qui ont été réalisés à savoir

- A2W50 / 93% pour les deux températures de fin de dégivrage -5 et 10°C et pendant 24 h en régime constant;
- A-12W65 / 75% sans dégivrage pendant env. 10 h.
- Essais A2W50, A-2W55, A-7W60 et A-12W65 sur courte durée avec température de fin de dégivrage $T_{\text{dég}} = 5^{\circ}\text{C}$
- Essai d'un cycle journalier avec modulation des régimes de fonctionnement avec température de fin de dégivrage de 5°C .

Le COP_{EXT} est calculé en prenant en compte la puissance chaleur délivrée au niveau du condenseur (côté eau) par rapport à la puissance électrique absorbée par la pompe à chaleur (compresseur + ventilateur interne + commande). Il ne tient pas compte de la puissance absorbée par la pompe du condenseur (côté eau) ainsi que du ventilateur à vitesse variable qui sert à compenser les pertes de charge dans la gaine située en amont de la PAC (voir schéma de principe de l'installation en annexe).

Pour l'ensemble des essais avec compresseur à injection seul (sans booster), c'est le capillaire d'injection de 2 m de longueur et 1.4 mm de diamètre qui a été utilisé et le branchement de l'échangeur-économiseur a été fait en co-courant.

6.3 Résultats de mesures

6.3.1 Point de mesure A2W50 – test 24h

Ce test a pour but de voir l'évolution des grandeurs comme le COP_{EXT} , la puissance chaude délivrée par la PAC sur 24 h pour un régime de fonctionnement donné.

La [figure 6.2](#) représente la température de l'eau en sortie de condenseur, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et l'humidité relative en fonction du temps.

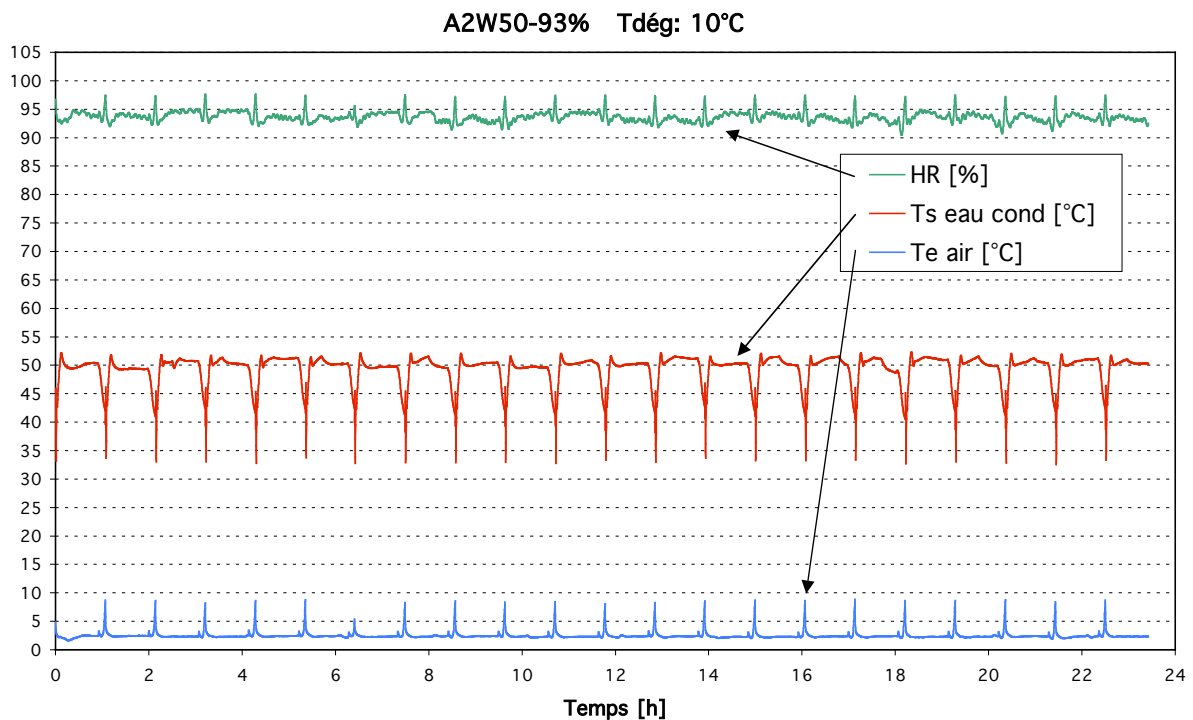


Figure 6.2: Ts eau cond, Te air, humidité relative pendant 24h au point A2W50-93% (temps de chauffage 55 min et Tdég 10°C).

Le [tableau 6.1](#) récapitule les **valeurs moyennes** pour toute la durée du test.

Puissance chaleur [kW]	10.77
Puissance électrique PAC [kW]	3.92
Tmoy sortie eau cond [°C]	49.8
T moy entrée air [°C]	2.3
Humidité relative [%]	93.6
Débit injecté [g/s]	8.1
Chauffage [min]	1210 (20.2h)
Dégivrage [min]	206 (3.4h)
Rendement exergétique	40.4 %
COPext [-]	2.75

Tableau 6.1: Valeurs moyennes pour le test 24 h au point A2W50 et pour $T_{\text{dég}} = 10^{\circ}\text{C}$.

On voit sur le graphique précédent que pendant toute la durée du test (24 h), les grandeurs sont relativement constantes au cours du temps. Les pics que l'on observe représentent les périodes où la PAC dégivre l'évaporateur.

La [figure 6.3](#) représente l'évolution du COP_{EXT} pendant un cycle de chauffage, toujours au point A2W50, pour deux choix de **températures de fin de dégivrage $T_{\text{dég}}$** . Ces températures, qui sont mesurées sur un des tuyaux de l'évaporateur, déterminent l'arrêt de la séquence de dégivrage. Le cycle qui a été pris en considération dans la figure ci-dessous est l'avant-dernier avant la fin du test.

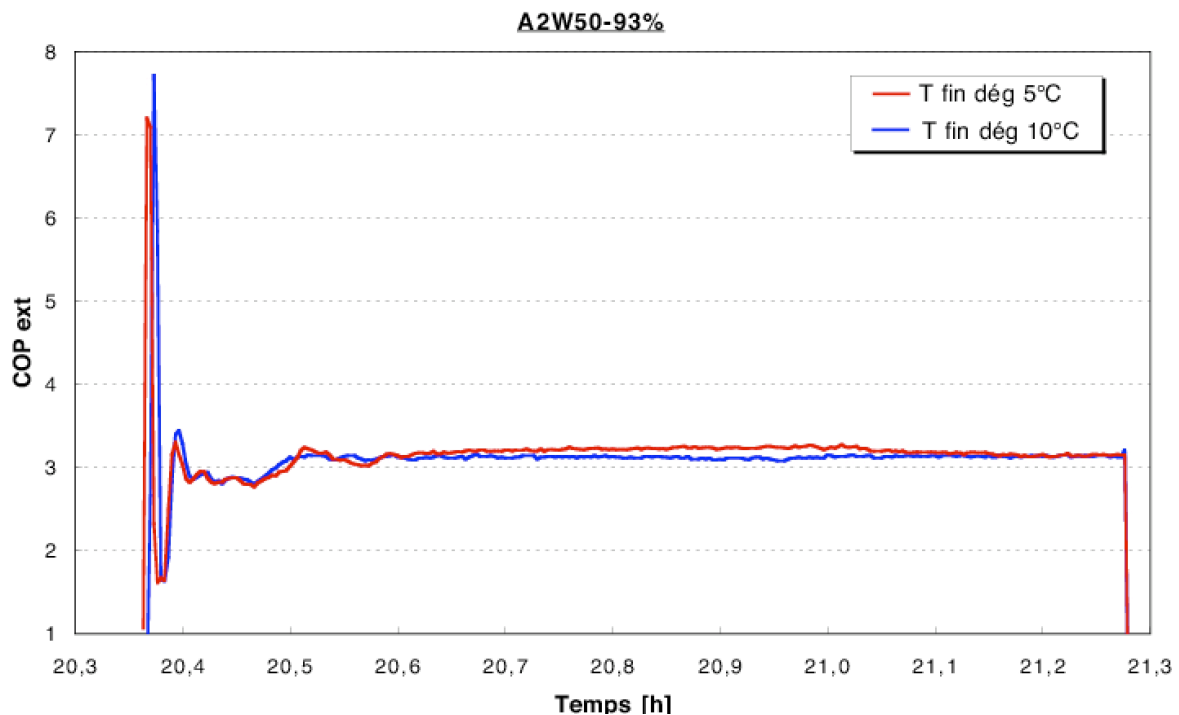


Figure 6.3: COP_{EXT} sur un cycle de chauffage pour $T_{\text{dég}} 5^{\circ}\text{C}$ et 10°C au point A2W50.

Le tableau suivant récapitule les valeurs moyennes d'un cycle de chauffage pendant l'essai qui a duré 24 h pour les deux températures de fin de dégivrage (5 et 10°C).

	Tdeg 10°C	Tdeg 5°C
Puissance chaleur [kW]	10.94	11.03
Puissance électrique PAC [kW]	3.93	3.94
Tmoy sortie eau cond [°C]	49.9	50.3
T moy entrée air [°C]	2.3	2.1
Humidité relative [%]	93.3	92.9
Débit injecté [g/s]	8.2	7.8
Chauffage [min]	54.8	54.8
Dégivrage [min]	10.2	7.4
Rendement exergetique	41.0%	41.7%
COPext [-]	2.78	2.80

Tableau 6.2: Valeurs moyennes d'un cycle de chauffage pendant le test 24h au point A2W50 et pour Tdeg 5°C et 10°C.

La [figure 6.4](#) représente l'évolution de la perte de charge coté air au travers de l'évaporateur et ceci pour trois cycles de chauffage distincts durant le même test. Ce graphique montre que la perte de charge mesurée lors du premier cycle de chauffage (sans résidus préalables de givre sur les ailettes) et lors du dernier cycle après 24 h de test (et avec résidus de givre) évoluent dans la même direction sans diverger.

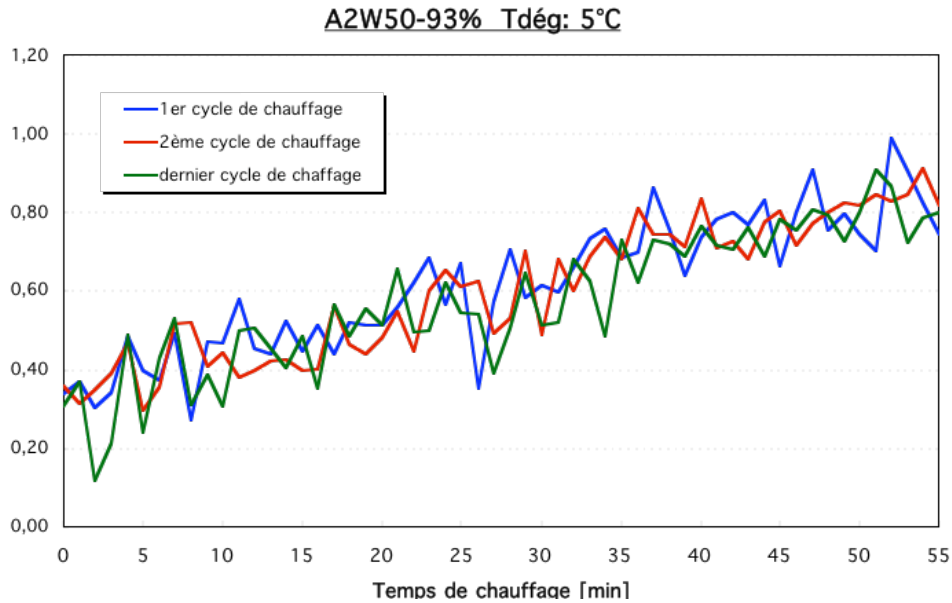


Figure 6.4: Evolution de la perte de charge au travers de l'évaporateur coté air pour le point A2W50.

Ce résultat est intéressant car il montre que la perte de charge ne dégrade pas pour ainsi dire la performance de la machine. Pour appuyer cette analyse, la [figure 6.5](#) ci-dessous montre l'évolution du COP_{EXT} et de la perte de charge pendant un cycle de chauffage.

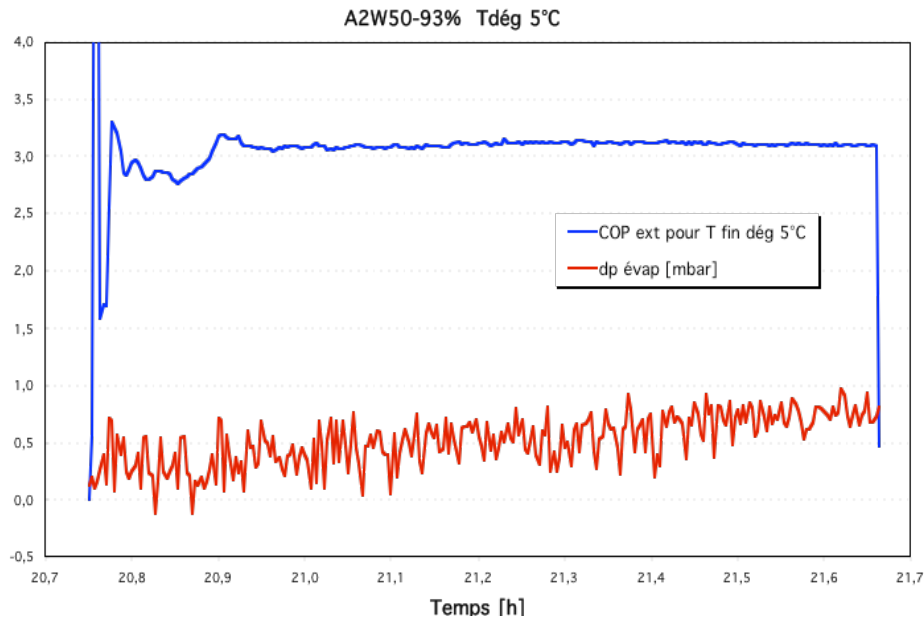


Figure 6.5: Evolution du COP_{EXT} et de la perte de charge au travers de l'évaporateur côté air pour le point A2W50.

6.3.2 Point de mesure A-12W65 sans dégivrage

Cet essai a eu pour but de tester la PAC à son point extrême de fonctionnement pendant plusieurs d'heures afin d'en observer son comportement.

La [figure 6.6](#) représente la température de l'eau en sortie de condenseur, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et l'humidité relative en fonction du temps sans dégivrage. Nous pouvons constater que ces grandeurs sont restées relativement stables une fois en régime permanent.

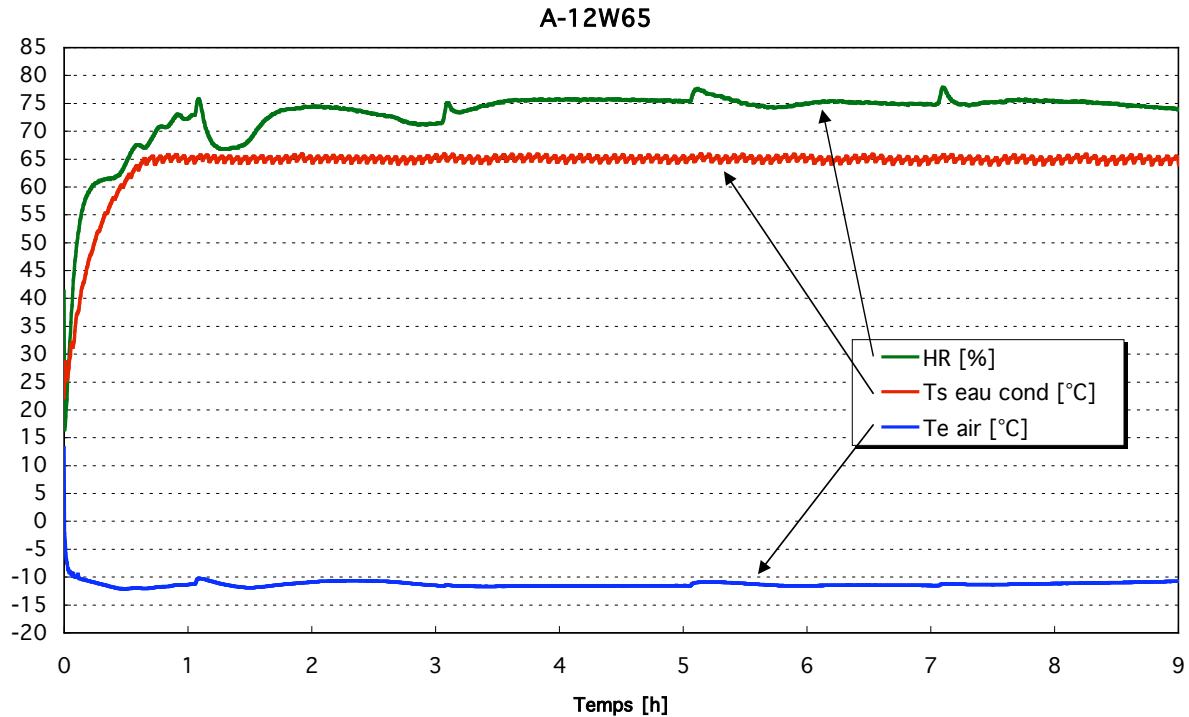


Figure 6.6: Ts eau cond, Te air, humidité relative au point A-12W65h.r.75%.

Le tableau 6.3 récapitule **les valeurs moyennes** pour toute la durée du test.

Puissance chaleur [kW]	9.27
Puissance électrique PAC [kW]	4.65
Tmoy sortie eau cond [°C]	64.7
T moy entrée air [°C]	-11.3
Humidité relative [%]	73.0
Débit injecté [g/s]	12.8
Rendement exergétique	44.8%
COPext [-]	1.99

Tableau 6.3: Valeurs moyennes pour au point A-12W65h.r.75%.

Cependant, au niveau de la température d'entrée d'air, il a été difficile d'atteindre les -12°C . En effet, le groupe froid de conditionnement d'air fonctionnait au maximum de ses possibilités afin de ne pas risquer de geler le circuit d'eau glycolée.

Le graphique de la figure 6.7 illustre l'évolution de la puissance chaude délivrée au niveau du condenseur et la puissance absorbée par la PAC (compresseur, ventilateur et commande).

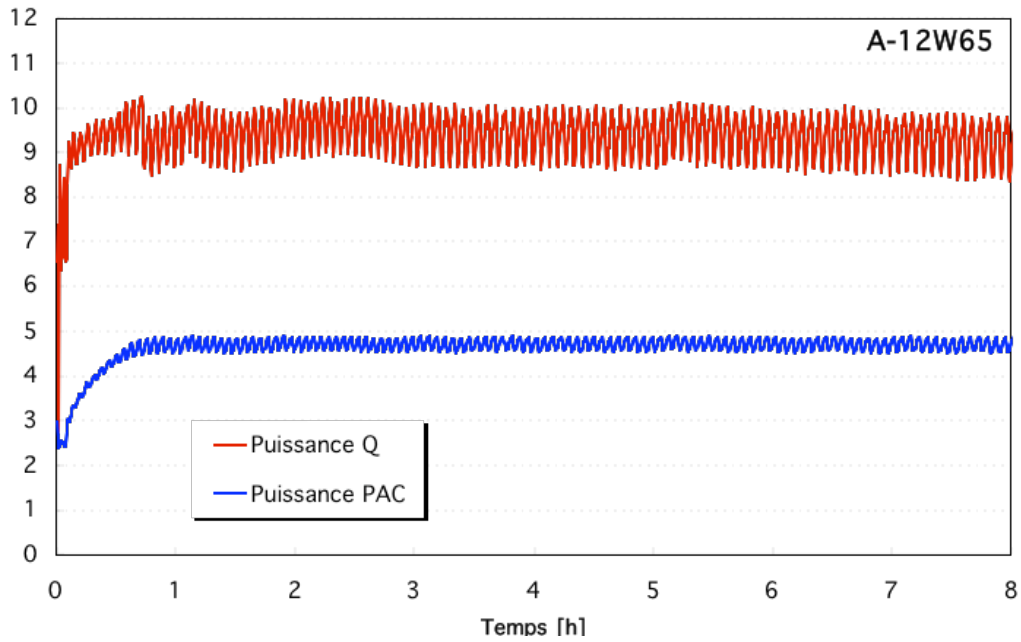


Figure 6.7: Puissances chaude et absorbée par la PAC au point A-12W65h.r.75%.

D'entrée on remarque que la puissance délivrée au condenseur oscille avec une amplitude de 0.75 kW. Ce phénomène est dû aux instabilités des débits en sortie et injecté provoquant ainsi une oscillation de la température de sortie de compresseur comme le montrent les [figures 6.8](#) et [6.9](#).

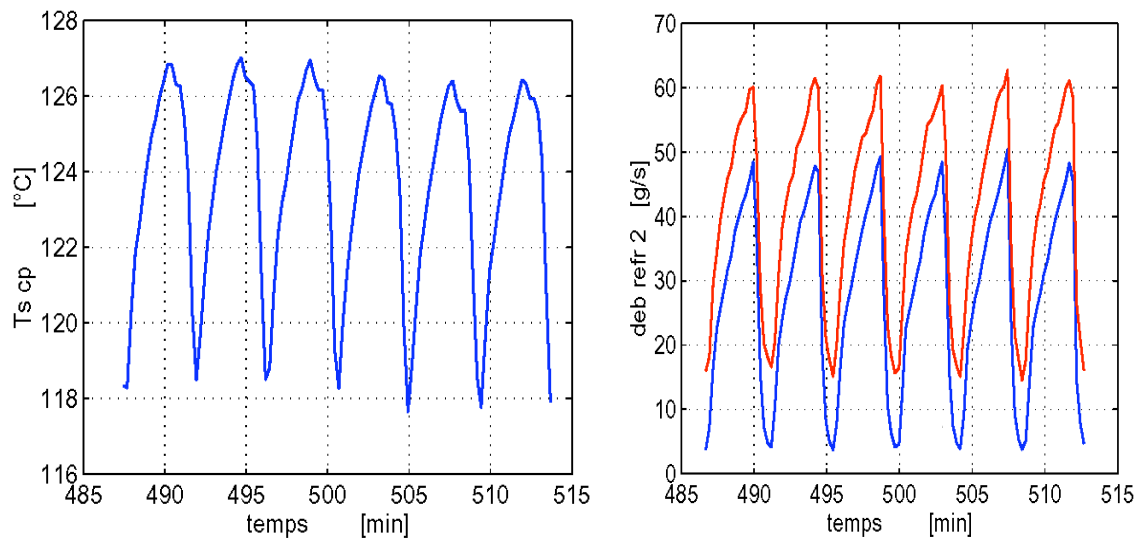


Figure 6.8: Température de sortie de compresseur et évolution du débit total et du débit en sortie de d'évaporateur au point A-12W65h.r.75% avec le capillaire de 2m et avec l'échangeur en co-courant.

A titre de comparaison avec les [figures 6.8](#), celles d'en dessous représentent l'évolution des débits et de la température en sortie de compresseur pour un branchement de l'échangeur-économiseur en contre-courant.

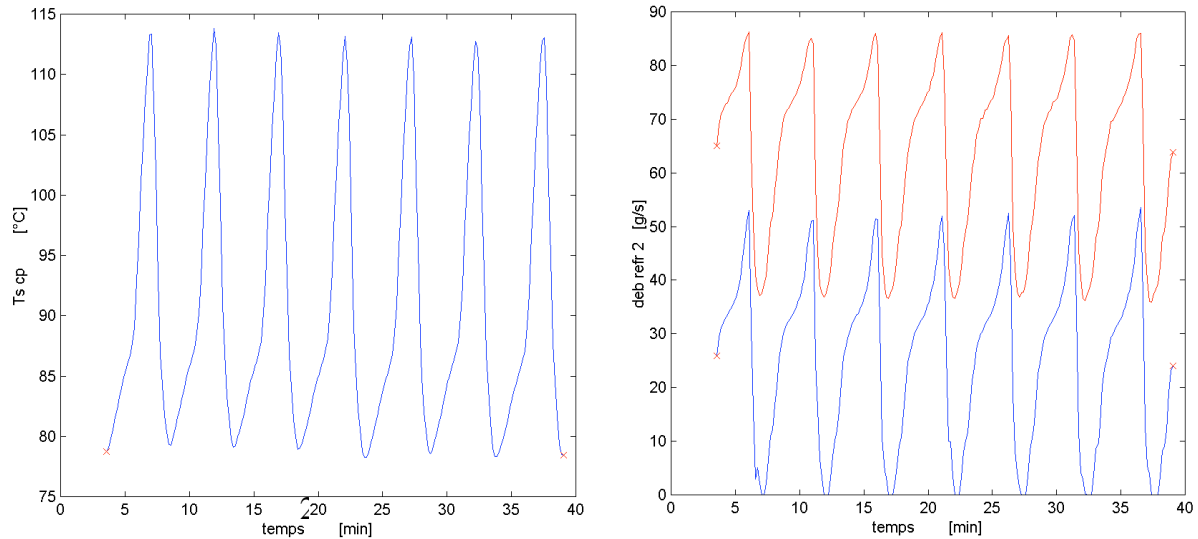


Figure 6.9: Température de sortie de compresseur et évolution du débit total (1) et du débit en sortie d'évaporateur (2) au point A-12W65-75% avec le capillaire de 1.4m. Echangeur contre-courant.

Avec l'échangeur-economiseur en configuration co-courant, il est à noter que le débit de réfrigérant en sortie de compresseur est passé de 86 g/s (contre-courant) à 60 g/s soit environ 30% de moins. Ceci est dû à l'utilisation du capillaire de 2 m et non celui de 1.4 m, injectant ainsi moins de réfrigérant en cours de compression. Par contre, l'amplitude d'oscillation de la température en sortie de compresseur a quant à elle diminuée de 17 (contre-courant) à 5 K et d'autre part la valeur de la température de sortie a augmenté passant de 113 (contre-courant) à 127°C, s'approchant de la température limite du système (130°C).

La [figure 6.10](#) montre l'évolution du COP_{EXT} et de la perte de charge au niveau de l'évaporateur en fonction du temps (sans dégivrage).

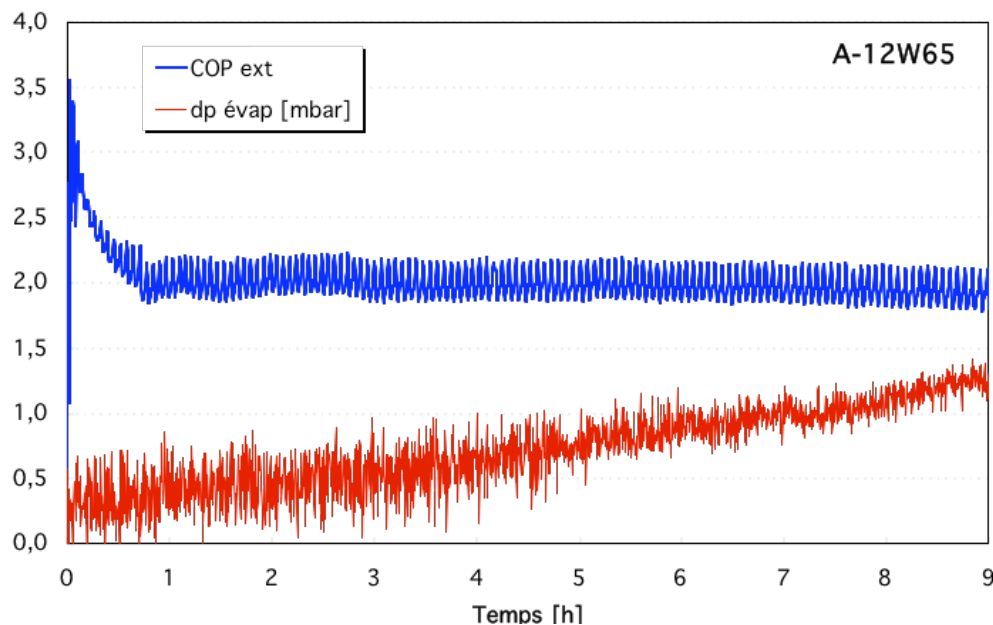


Figure 6.10: COP_{EXT} et $dp_{évap}$ au point A-12W65h.r.75%.

On observe que le COP_{EXT} , malgré le fait qu'il oscille dû aux instabilités des débits de réfrigérants, n'est que très peu sensible à l'augmentation de la perte de charge qui passe de 0.25 à 1.25 mbar en l'espace de 9 heures. Il serait intéressant de faire un traitement hydrophobe de l'évaporateur et d'analyser à nouveau l'évolution de cette perte de charge sur un même essai.

6.4 Conclusions sur les essais A2W50 et A-12W65

La première partie des essais qui a consisté à faire fonctionner la PAC en mode automatique pendant 24 heures et pour un régime de fonctionnement donné (A2W50h.r.93%), nous a permis de voir l'évolution des performances de la machine pour les deux températures de fin de dégivrage (5 et 10°C). On constate que pour $T_{dég} = 5^\circ C$, la performance de la machine est sensiblement supérieure (<1%) par rapport à l'essai avec $T_{dég} = 10^\circ C$.

Nous avons également observé, tout au long du test, une stabilité relativement constante des grandeurs comme la température de l'eau à la sortie du condenseur, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et de l'humidité relative par rapport aux valeurs de consigne.

Un autre résultat intéressant observé se situe au niveau de l'évolution, en cours de chauffage, de la perte de charge au travers de l'évaporateur côté air. En effet, les essais montrent que celle-ci évolue dans la même direction et sans dégrader la performance de la machine tant au premier cycle de chauffage comme dans le dernier après 24 heures de test.

L'essai A-12W65h.r.75% a permis de mettre en évidence des fluctuations importantes qui peuvent occasionnellement arriver à la température en sortie de compresseur. En effet, et grâce au branchement co-courant de l'échangeur-économiseur, ces oscillations sont atténuées à une amplitude maximale de 5 K (contre 17 K avec l'échangeur-économiseur en contre-courant). Il n'est pas clair à ce stade si ce phénomène peut entraîner à la longue des contraintes mécaniques dans le système qui pourraient diminuer la durée de vie du compresseur et de l'installation par la suite.

D'autre part, le graphique illustrant le $COP=f(dp \text{ évap})$ pour le point A-12W65, montre qu'il est nécessaire de procéder à un dégivrage après quelques heures de fonctionnement même si l'humidité absolue n'est que très faible (<2 g/kg d'air sec).

6.5 Résumé des résultats avec compresseur à injection

Le tableau 6.4 récapitule les valeurs moyennes obtenues pour les essais pratiqués à différents régimes allant de A2W50 à A-12W65 pendant quelques heures en mode automatique. Le rendement exergetique a été calculé pour une température d'environnement correspondant à la température de l'air entrant dans l'évaporateur. Ce rendement peut être assimilé comme le rapport entre le COP_{EXT} mesuré et le COP_{Carnot} ou idéal. Il caractérise la performance de l'installation par rapport à un système idéal.

	A2W50	A-2W55	A-7W60	A-12W65
Puissance chaude [kW]	11.03	10.19	9.82	7.61
Puissance électrique PAC [kW]	3.94	4.05	4.32	4.07
Tmoy sortie eau condenseur [°C]	50.3	54.7	59.8	64.3
Tmoy entrée air [°C]	2.1	-2.0	-6.8	-11.7
Humidité relative [%]	92.9	87.6	78.8	74.2
Débit injecté [g/s]	7.8	7.7	9.6	9.9
Débit eau [kg/min]	19.0	16.5	15.0	11.7
Temps de chauffage [min]	54.8	64.4	102.6	94.8
Dégivrage [min]7.4	7.4	7.4	5.4	15.8
Rendement exergetique [-]	41.7	43.4	45.4	42.0
COP (incl. dégivrage et annexes)	2.80	2.52	2.27	1.87

Tableau 6.4: Récapitulatif des valeurs moyennes pour les essais A2W50, A-2W55, A-7W60 et A-12W65 avec dégivrage et injection (cap 2m).

Les courbes à la [figure 6.11](#) montrent l'évolution de la température du réfrigérant en sortie de compresseur pour les quatre régimes de fonctionnement. On constate que l'amplitude d'oscillation augmente avec l'incrément de la température de l'eau à la sortie du condenseur. Comme il a été déjà expliqué, ce phénomène est dû aux instabilités du débit de réfrigérant admis au compresseur.

Il est à noter que pour le point de fonctionnement A2W50, ces oscillations de température ainsi que le débit admis s'atténuent au fur et à mesure que le cycle de chauffage avance dans le temps jusqu'au cycle de dégivrage. Ceci est normal car la vanne de détente principale est réglée pour que son fonctionnement optimal se trouve autour du point A2W50.

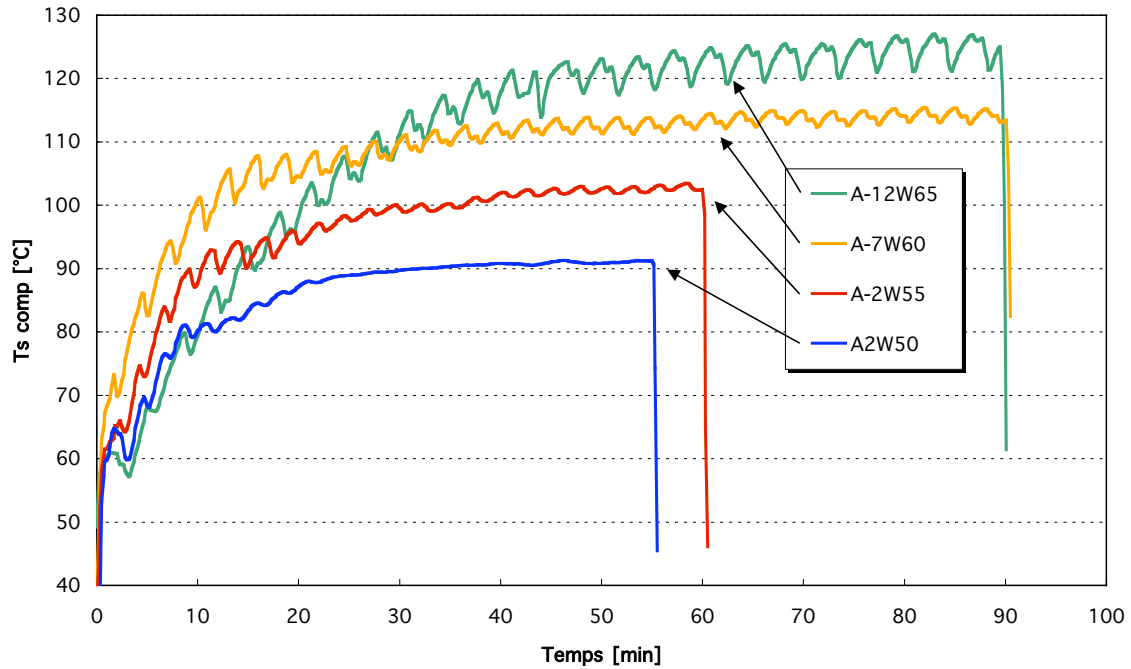


Figure 6.11: T_s compresseur sur un cycle de chauffage avec dégivrage pour les différents régimes de fonctionnement.

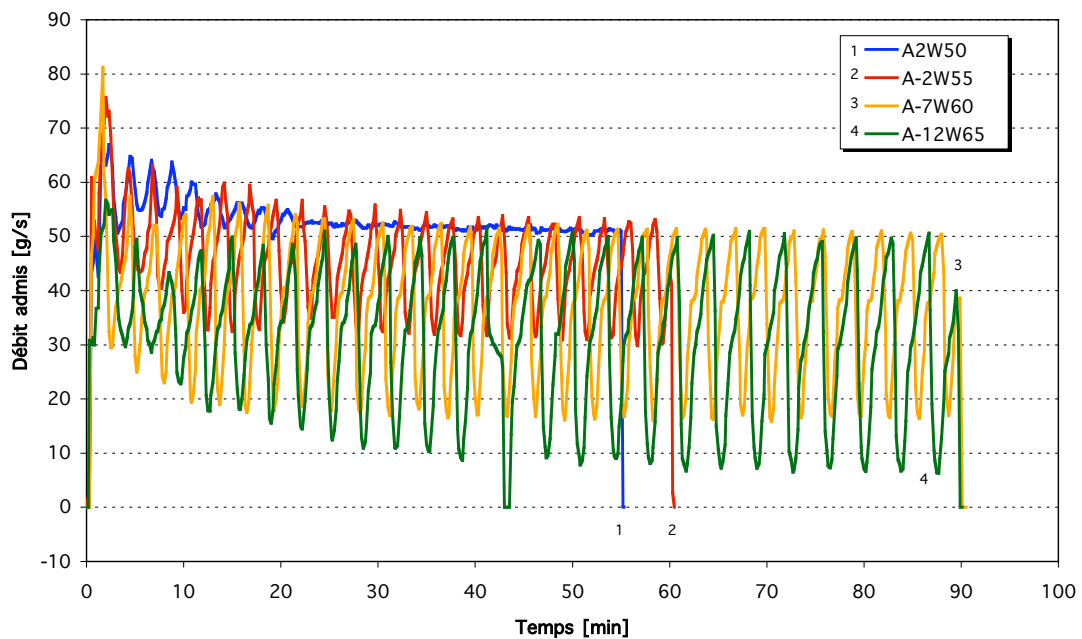


Figure 6.12: Evolution du débit en sortie d'évaporateur pour les quatre régimes de fonctionnement pratiqués.

La figure 6.13 montre l'évolution des pertes de charges côté air à travers de l'évaporateur. On constate que ces pertes sont moindres lorsque la PAC fonctionne à de basses températures. L'humidité absolue étant très faible pour cette gamme de températures, ce qui permet au régulateur de la PAC de prolonger le temps de chauffage d'environ 1.5 fois le temps de chauffage imposé et de dégivrer par la suite.

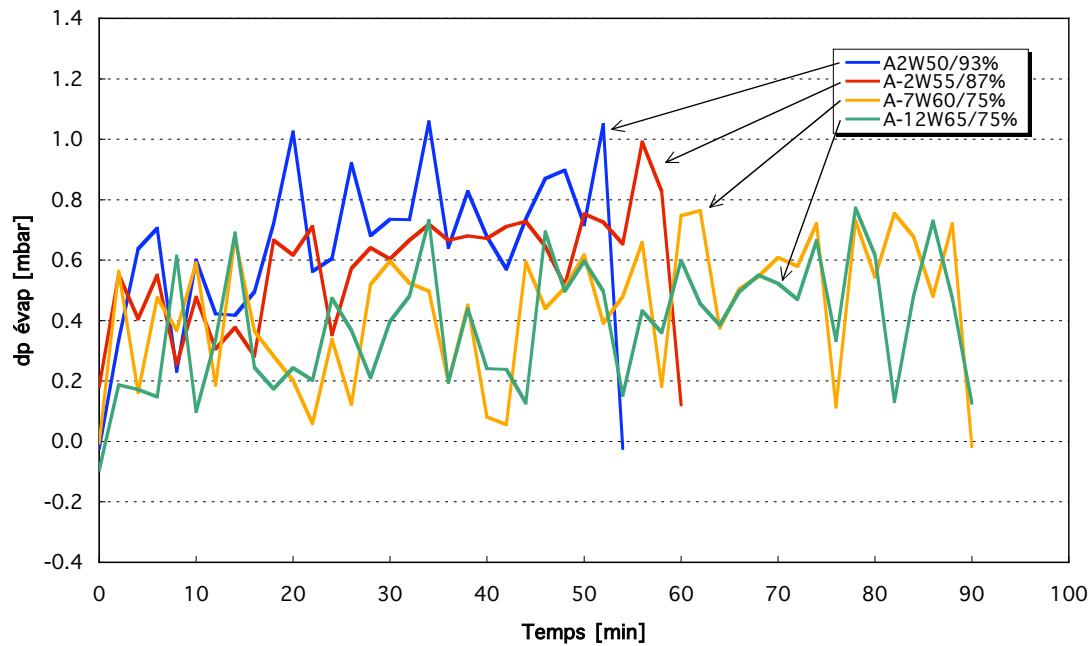


Figure 6.13: Evolution de la perte de charge coté air au travers de l'évaporateur pour les quatre régimes de fonctionnement.

Le graphique de la [figure 6.14](#) montre la puissance chaleur délivrée au niveau du condenseur ainsi que la puissance absorbée par la PAC. La puissance chaleur augmente avec l'augmentation de la température ambiante pour une puissance électrique absorbée par la PAC relativement constante (aux alentours de 4 kW) pour l'ensemble des régimes de fonctionnement.

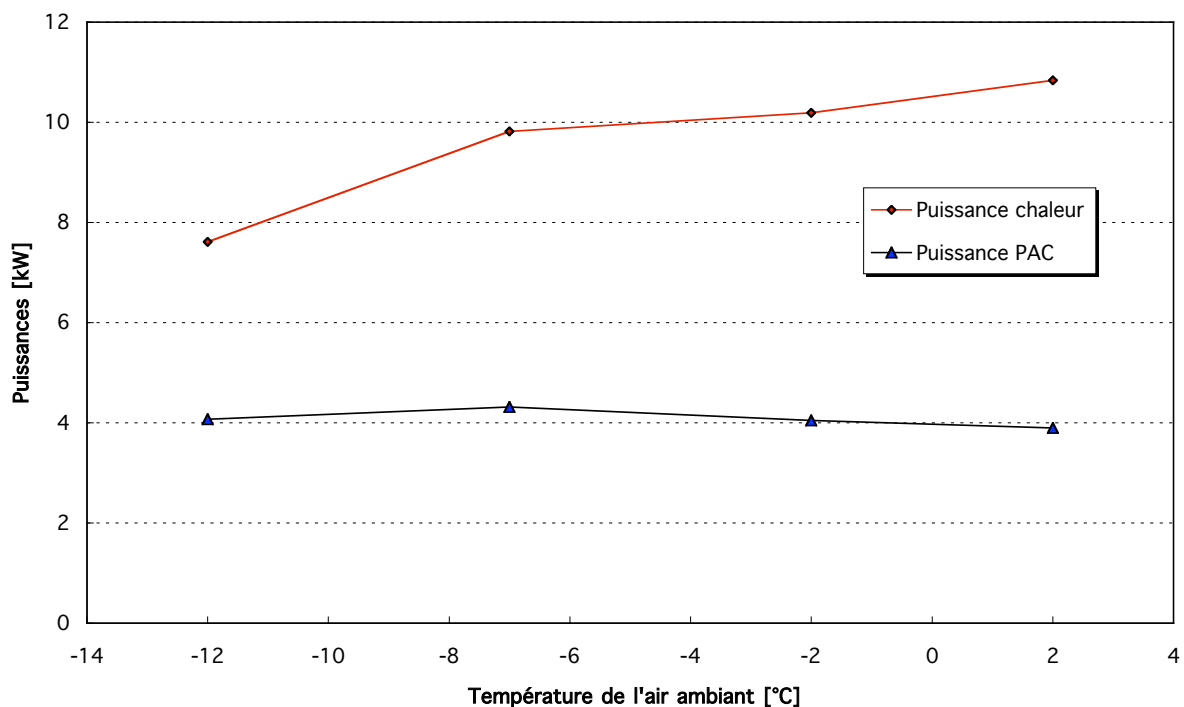


Figure 6.14: Puissances chaude et électrique en fonction de la température de l'air ambiant pour les points A-12W65 à A2W50 (avec dégivrage).

Et la [figure 6.15](#) illustre le rendement exergétique en fonction de la température ambiante pour les régimes de fonctionnement pratiqués avec un optimum qui correspond à une température de l'air ambiant de -7°C .

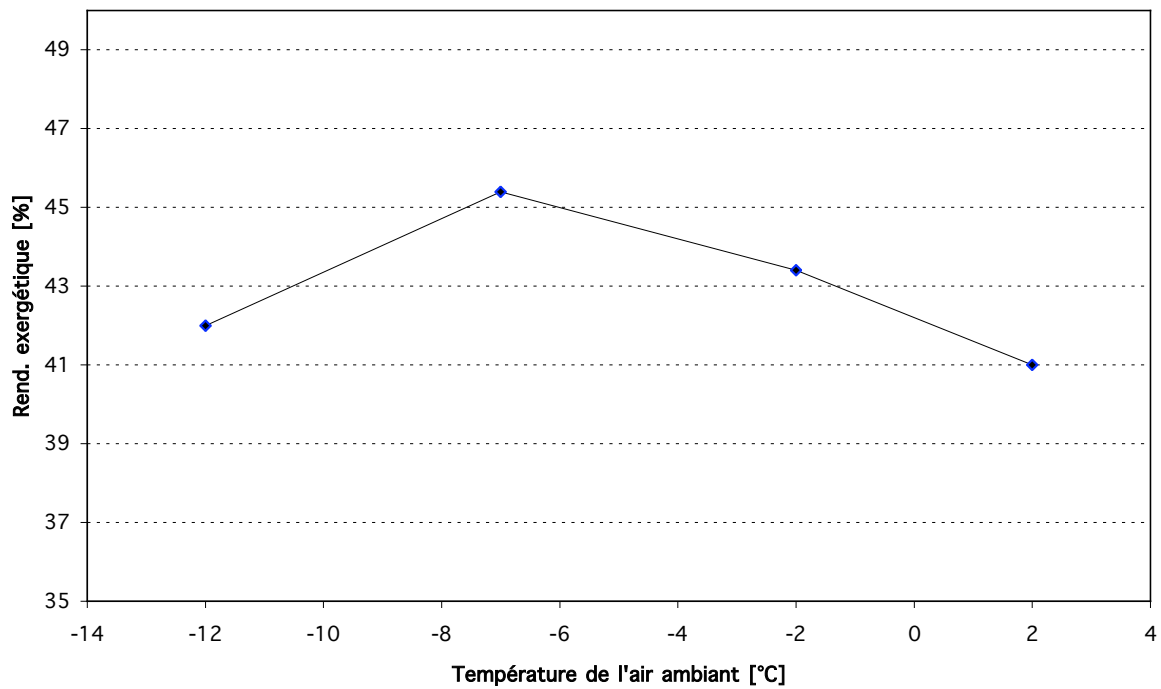


Figure 6.15: Rendement exergétique en fonction de la température de l'air ambiant pour les points A-12W65 à A2W50 (avec dégivrage).

7 Cycle journalier avec modulation du régime de fonctionnement

Ce test a eu pour but de voir le comportement de la pompe à chaleur lorsque les conditions atmosphériques varient dans le courant de la journée. Dans ce test, il a été toutefois difficile de maîtriser la variation, heure par heure, de la température de l'air dans la chambre isotherme. C'est la raison pour laquelle, afin de nous rapprocher le plus possible d'un cycle journalier réel pendant la saison hivernale, nous avons essayé de simuler cette variation en imposant au système, des régimes de fonctionnement destinés à fonctionner chacun pendant quelques cycles de chauffage.

Les régimes de fonctionnement adoptés successivement pendant le test ont été les suivants□

A2W50/93% -> A-2W55/87% -> A-7W60/75% -> A-2W55/87% -> A2W50/93%

La consigne de température de fin de dégivrage a été fixée à 5°C avec un temps de chauffage de base de 55 minutes. Le capillaire d'injection utilisé a été celui de 2m et de 1,4 mm de diamètre.

La figure 7.1 ci-dessous illustre l'évolution de l'humidité relative et des températures de l'air ambiant et de l'eau en sortie de condenseur.

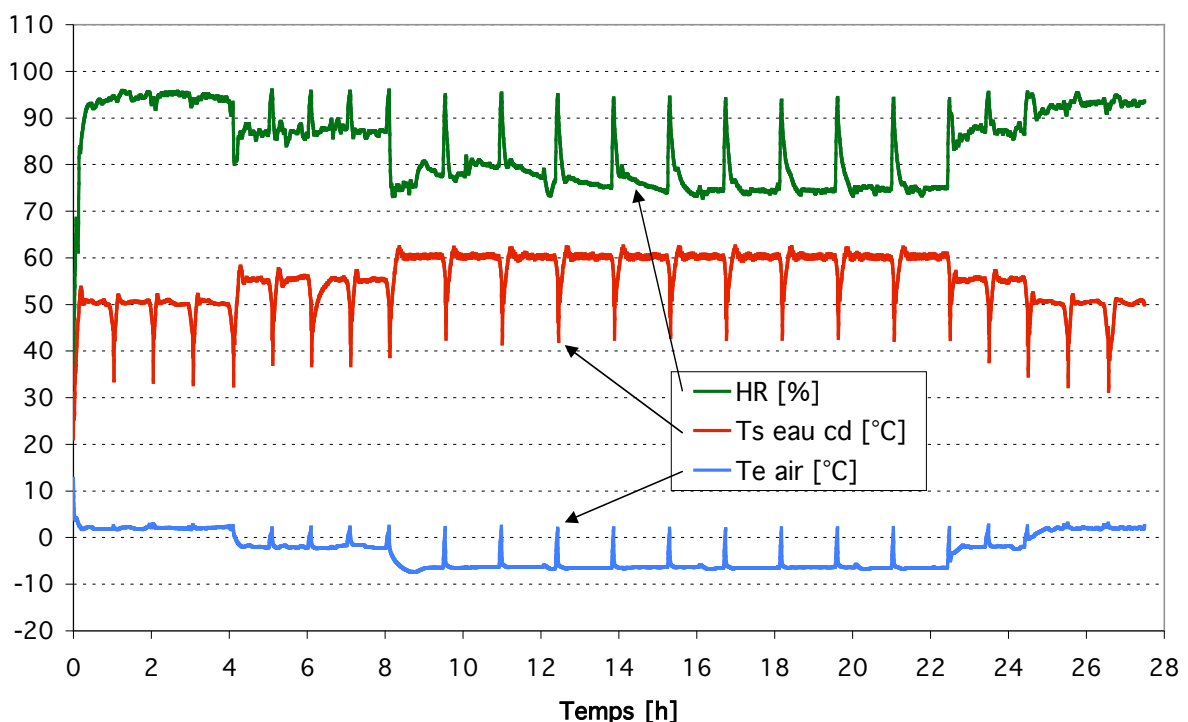


Figure 7.1: Cycle journalier avec modulation des régimes de fonctionnement.

7 Cycle journalier avec modulation du régime de fonctionnement

Le tableau 7.1 récapitule les valeurs moyennes pour chaque régime de fonctionnement pratiqué pendant toute la durée de l'essai.

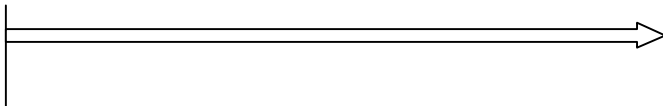
	<div style="text-align: center;">  </div>					
	A2W50	A-2W55	A-7W60	A-2W55	A2W50	Moy de l'essai
Puiss. Chaleur [kW]	11.29	10.07	9.70	10.50	11.09	10.20
Puiss. PAC [kW]	3.88	4.00	4.28	4.08	3.87	4.12
Ts moy eau cond [°C]	49.53	54.61	59.65	54.70	49.58	55.93
Tin air [°C]	2.15	-1.88	-6.76	-2.14	1.79	-3.41
Humidité relative [%]	92.7	87.1	76.8	87.2	93.0	83.0
Débit injecté [g/s]	6.8	7.4	9.1	8.0	6.7	8.2
Débit d'eau [kg/min]	18.7	16.4	14.7	16.5	19.0	16.1
Rend. exergétique [%]	42.7	43.4	45.1	44.5	42.5	41.8
COP_{EXT} [-]	2.91	2.52	2.26	2.57	2.87	2.48
Nbre. de cycles	4	4	10	2	3	

Tableau 7.1: Récapitulatif des valeurs moyennes pour chaque régime de fonctionnement durant le cycle journalier ainsi que la valeur moyenne pour l'essai en général.

Nous pouvons constater par rapport aux essais précédents faits sur une courte durée, que la puissance chaleur délivrée, et par conséquent le COP_{EXT} , sont légèrement supérieurs (de l'ordre de 5%) pour le premier régime de fonctionnement (A2W50). Cette augmentation provient du fait que le débit d'eau circulant dans le condenseur est plus faible (de l'ordre de 3.5%) que celui de l'essai sur courte durée, augmentant la différence de température entre l'entrée et la sortie du condenseur côté eau. D'ailleurs, on le voit lors du dernier régime de fonctionnement que le débit d'eau a été légèrement augmenté faisant chuter quelque peu le COP (-1.4%) par rapport au point A2W50 de départ.

La figure 7.2 montre l'évolution du COP_{EXT} ainsi que les puissances chaleur et absorbée en fonction des régimes de fonctionnement modulés pendant le cycle.

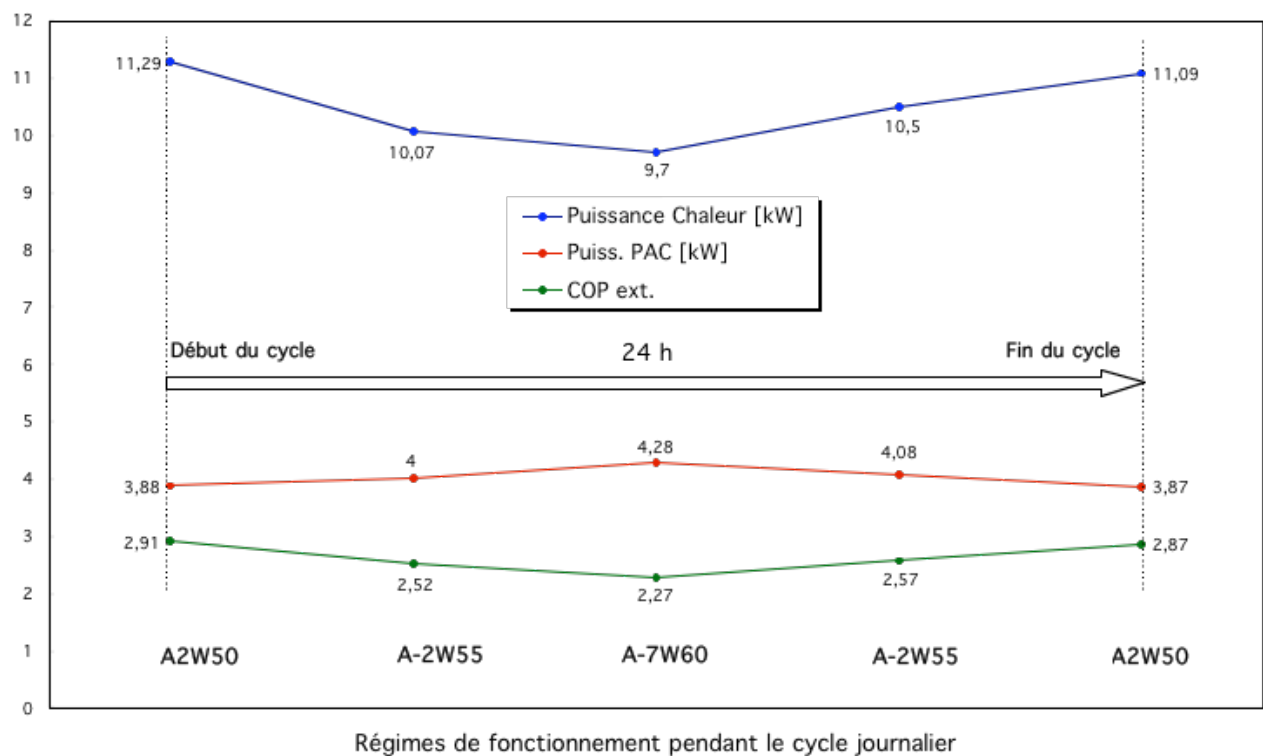


Figure 7.2: Courbes de COP et des puissances chaude et électrique absorbée par la PAC durant tout le cycle journalier en fonction des divers régimes de fonctionnement.

8 Essais avec compresseur "booster"

Plusieurs variantes de compresseur booster ont été discutées (compresseur hémisphérique ou à palette pivotante, compresseur scroll adapté, compresseur turbo avec entraînement électrique à haute vitesse, suralimenteur de type roots).

Le compresseur hémisphérique ou à palette pivotante avec l'air comme fluide de travail a été le premier à être analysé pour l'étude de cette partie du projet. Mais lors d'une étude plus poussée, comprenant des essais pas suffisamment concluants, ce compresseur a été écarté car il impliquait de modifications trop importantes.

Le but étant de montrer le potentiel d'accroissement de puissance avec un booster, le choix s'est finalement porté pour ce projet sur un compresseur scroll du type SANDEN utilisé pour la climatisation de véhicules.

Les raisons de ce choix ont été le peu de modifications à faire sur le compresseur et essentiellement la disponibilité immédiate, sa conception déjà adaptée aux réfrigérants, son faible volume de rétention éventuelle d'huile et sa capacité à travailler à vitesse variable.

8.1 Description et fonctionnement du compresseur SANDEN

Ce compresseur est composé de trois parties comme le montre la figure ci-dessous [8]. Une première partie (A) constitue la poulie entraînée par un moteur électrique par l'intermédiaire d'une courroie trapézoïdale. La deuxième partie (B) représente une bobine enroulée dans une chambre annulaire alimentée en 12 V qui permet d'effectuer un accouplement magnétique de l'arbre au bout duquel se trouve l'excentrique de la volute orbitante lorsque celle-ci est sous tension. La troisième partie (C) représente le carter du compresseur à l'intérieur duquel se trouve les deux volutes. L'une d'elle étant fixe et située au fond du carter et la deuxième orbitante.

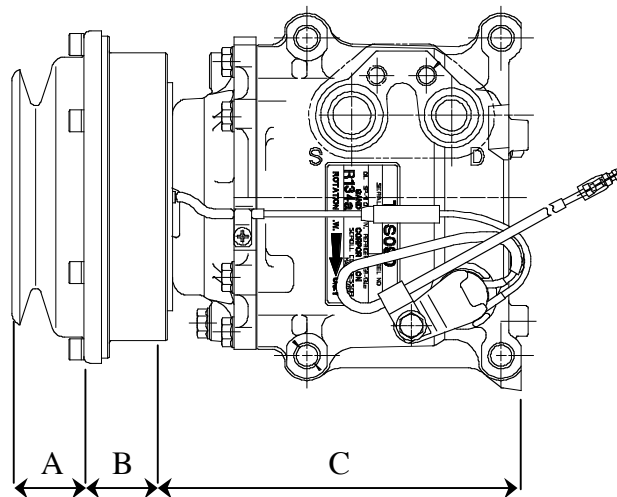


Figure 8.1: Schéma du compresseur booster (source Sanden International Corporation).

Remarque le dessin du compresseur représenté à la [figure 8.1](#) ne correspond pas exactement au modèle utilisé pour les tests, mais est suffisamment proche.

A titre indicatif, nous avons recueilli les données techniques [8] du compresseur de la [figure 8.1](#) qui sont très semblables à notre compresseur. Ces données sont récapitulées dans le tableau ci-dessous:

Débit volume aspiré	85.7 cm ³ /tour
Réfrigérant	R-134a
Charge d'huile	150cm ³
Poids	3.8 kg
Alimentation	12 V DC
Diamètre de poulie	100 mm

Tableau 8.1: Caractéristiques du compresseur [source□Sanden International Corporation].

Remarque□Ce compresseur fonctionne à la base avec du R-134a mais pour l'ensemble des tests il a fonctionné avec le réfrigérant de la PAC HT c'est-à-dire avec du R-407C qui lui-même est un mélange de réfrigérants composé en partie de R-134a.

Pour l'entraînement du compresseur, il a fallu dimensionner le moteur électrique qui allait l'entraîner. Après un bref calcul de la puissance minimale nécessaire pour faire tourner le compresseur (approx. 1 kW), nous avons décidé d'installer un moteur électrique de 4 kW piloté lui-même par un variateur de fréquence (Altivar 66). Cette puissance se justifie premièrement à cause de la puissance nécessaire pour le démarrage du compresseur qui s'élève à d'environ 3 kW et deuxièmement afin d'assurer un couple suffisant une fois le couplage magnétique effectué. Les caractéristiques du moteur électrique sont récapitulées dans le [tableau 8.2](#) ci-dessous□

Type	BBC QU 112 M4 AZ
Puissance	4 kW
U	380 V
I	8.9 A
Vitesse max de rotation	1420 t/min
Cos phi	0.83

Tableau 8.2: Caractéristiques du moteur électrique.

La faible vitesse de rotation du moteur électrique (max. 1420 t/min) nous a imposé d'installer un rapport de poulie de 3 entre le moteur et la compresseur afin de pouvoir assurer une vitesse de rotation maximale de 4260 t/min pour le compresseur.

8.2 Modifications du booster

Afin d'obtenir un rapport de volume situé entre 1.5 et 3 pour la pré-compression des gaz du compresseur principal, nous avons décidé de modifier le rapport de pression du SANDEN d'un point de vue mécanique. A l'aide d'un logiciel (GeoScroll développé au LENI [3]) nous avons « reproduit » sur l'ordinateur la volute à partir des valeurs mesurées sur la véritable volute du scroll du booster (préalablement démonté). Grâce au logiciel, nous avons déterminé le diamètre de trous à percer sur la volute fixe du booster afin que l'ouverture pour l'évacuation du gaz comprimé se fasse plus rapidement.

Les valeurs introduites dans le logiciel pour la reproduction de la volute sont récapitulées dans le tableau ci-dessous :

Rayon générateur	3 mm
Epaisseur volute	4.6 mm
Hauteur volute	30.5 mm
Excentricité*	4.82 mm

*: déterminée par calcul

Tableau 8.3: Valeurs numériques introduites.

8.3 Cycle thermodynamique

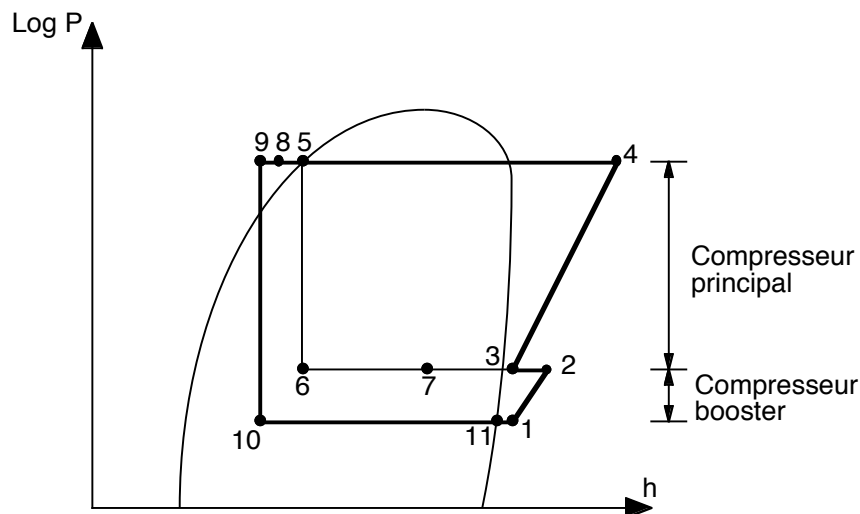


Figure 8.2: Cycle thermodynamique avec la mise en série d'un compresseur booster.

Le cycle thermodynamique représenté à la [figure 8.2](#) ci-dessus est un cycle biétagé asymétrique. Entre les points 1 et 2, une première phase de compression se déroule avec le compresseur booster. Le point 3 représente l'état du mélange entre la vapeur surchauffée sortant du booster (point 2) et de la vapeur injectée généralement humide (point 7). Entre les points 3 et 4 s'effectue la phase de compression par le compresseur principal. Entre les points 4 et 5 la vapeur est désurchauffée, condensée dans le condenseur et légèrement sous-refroidie. Entre les points 5 et 8, l'ensemble du fluide sortant du condenseur est refroidi dans l'échangeur économiseur en chauffant (entre 6 et 7) la partie de fluide déviée après l'échangeur économiseur. Le point 7 (figures 13.2 et 13.3) représente l'état d'injection du

fluide à entre les deux compresseurs. Entre 9 et 10, le fluide est détendu à travers la vanne principale de détente. Puis entre 10 et 11 le fluide passe à travers l'évaporateur.

Le schéma de la [figure 8.3](#) illustre la modification entreprise pour l'insertion du compresseur booster dans le circuit de la pompe à chaleur. La charge de réfrigérant été adaptée afin de compenser l'augmentation du volume de l'installation.

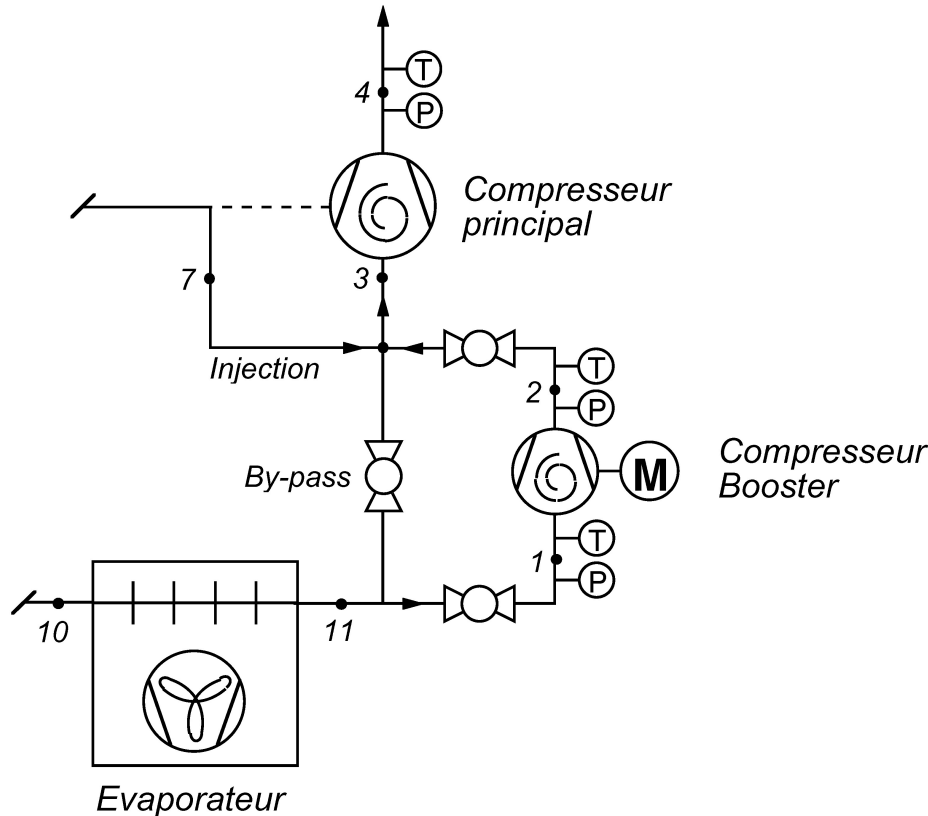


Figure 8.3: Schéma de principe avec le montage du compresseur booster en série avec le compresseur existant.

8.4 Description des essais

Les essais ont été réalisés pour deux régimes de fonctionnement (A-7W60 et A-12W65) avec injection intermédiaire et sans dégivrage. Pour chaque régime, la vitesse de rotation du booster a été de 4260 t/min (en tenant compte du rapport de poulie de 3 entre le compresseur booster et le moteur d'entraînement électrique) soit à la vitesse de rotation maximale correspondante au moteur électrique qui est de 1420 t/min à 50 Hz. Le choix d'avoir fait des essais sans dégivrage nous a permis de faire fonctionner la PAC suffisamment longtemps et attendre qu'elle soit en régime permanent pour procéder aux mesures.

Pour les deux régimes de fonctionnement pratiqués, l'injection intermédiaire entre les deux compresseurs a été faite pour deux configurations: injection avec les deux capillaires (1.4 m et 2m) et injection avec le capillaire de 2m.

Le COP_{EXT} a été calculé comme étant le rapport entre la puissance chaleur délivrée au condenseur coté eau et la somme des puissances électriques absorbées par la PAC (compresseur principal+moteur électrique du booster+ventilateur interne et commande).

8.5 Résultats

La [figure 8.4](#) illustre l'augmentation importante de puissance de chauffage obtenue par la solution compresseur booster. En effet par la simple modification de mettre en place un compresseur booster et par la déviation de la ligne d'injection à la ligne d'aspiration du compresseur principal, la **puissance de chauffage pour les conditions extrêmes a pu être doublée** (en passant de 8 kW pour un cycle monoétagé à 16 kW). Cette augmentation a pu être obtenu sans pertes majeures sur le COP mesuré ([figure 8.5](#)).

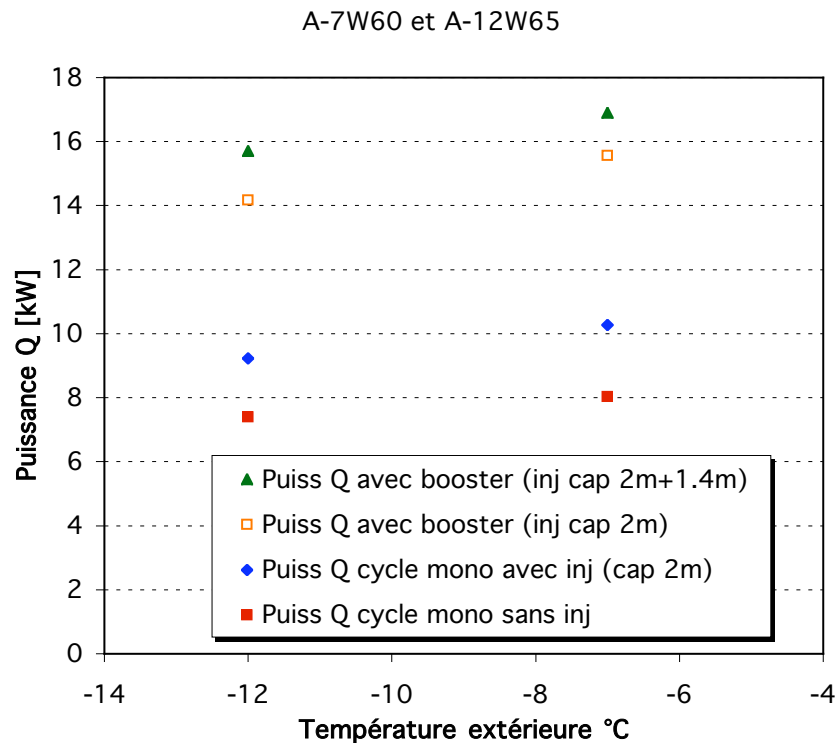


Figure 8.4: Puissance de chauffage avec et sans booster et pour deux modes d'injection (cap 2m+1.4m et cap 2m seulement) à A-7W60 et A-12W65.

La configuration de l'étage intermédiaire (avec les capillaires optimisés pour les tests d'injection intermédiaire) donne un débit à l'étage intermédiaire toujours trop faible, pénalisant à la fois le COP et résultant dans des températures de fin de compression très élevées (voir [tableaux 8.4 et 8.5](#)). Les pertes en COP ne sont pas dues aux performances faibles du compresseur booster (qui sont au niveau attendus), mais surtout dues à la baisse importante de la pression d'évaporation (-1bar \square - 11 K). La raison de cette baisse vient du faite que l'évaporateur n'est pas dimensionné pour une telle puissance et elles se répartissent en une augmentation du pincement et par une augmentation des pertes de charges dans les tuyaux de l'évaporateur. D'autre part le débit d'air n'était pas adapté et donc le refroidissement de l'air est passé de 3 à 6 K environ. Une analyse détaillée sur le dimensionnement optimal du bloc évaporateur sera investiguée par la suite en projet de semestre ici au LENI.

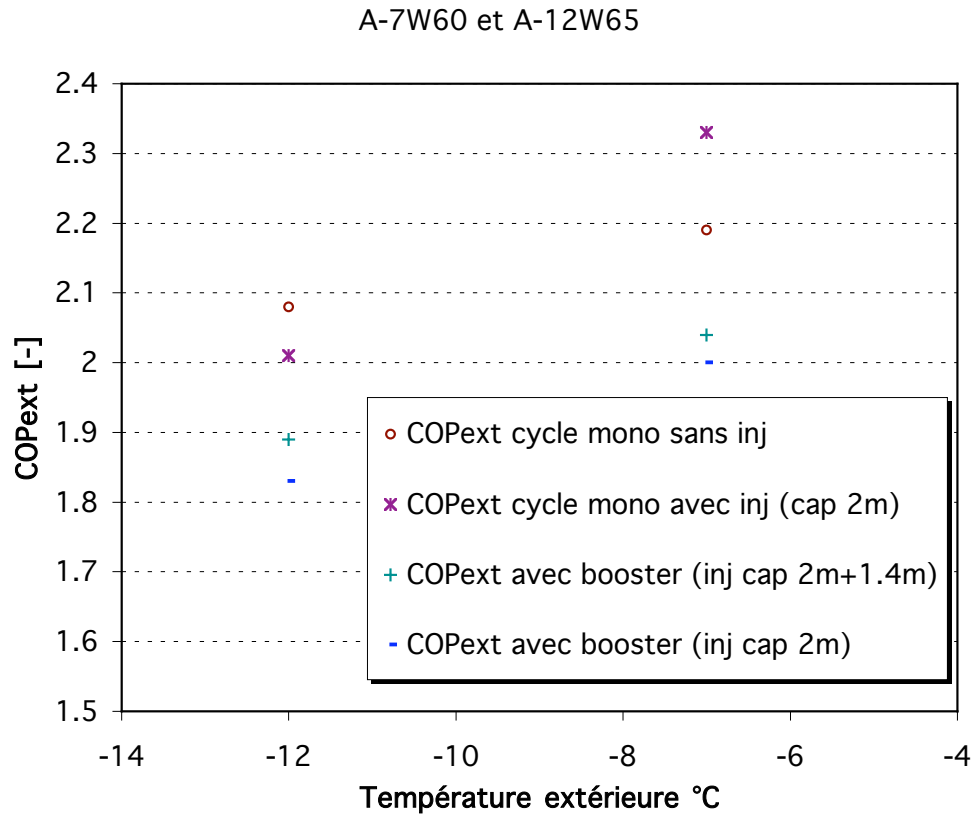


Figure 8.5: COP_{EXT} avec et sans booster et pour deux modes d'injection (cap 2m+1.4m et cap 2m seulement) à A-7W60 et A-12W65.

Les tableaux suivants récapitulent les résultats obtenus pour les deux conditions de fonctionnement (A-7W60 et A-12W65) en régime permanent.

A-7W60/78%h.r.	Cycle mono	Booster + inj cap 2m+1.4m	Booster +inj. cap 2m
T entrée air évaporateur [°C]	-7.3	-7.0	-6.9
T sortie eau condenseur [°C]	59.9	59.8	59.7
Humidité relative [%]	77.2	75.1	74.7
P évaporation [bar]	3.3	2.2	2.3
T entrée booster [°C]	-	-5.7	-4.4
T sortie booster [°C]	-	56.2	50.4
P sortie booster [bar]	-	7.6	6.7
PR booster [-]	-	3.5	2.9
Puissance él moteur booster [kW]	-	3.31	3.08
Rendement isentrope booster [-]	-	70.2	68.3
Rendement mécanique booster [-]	-	76.4	76.7
Débit injecté [g/s]	-	25.6	11.8
T sortie comp principal [°C]	122.7	115.9	125.1

P sortie comp principal	[bar]	24.4	25.4	25.3
Puissance él comp principal	[kW]	3.35	4.66	4.39
PR total	[-]	7.4	11.6	11.1
Puissance chaleur	[kW]	8.03	16.89	15.57
Puissance él totale PAC	[kW]	3.67	8.29	7.79
COP _{EXT}	[-]	2.19	2.04	2.00
COP _{CARNOT}	[-]	4.95	4.98	5.00
Rendement exergétique	[%]	44.2	41.0	40.0

Tableau 8.4: Résultats de mesure A-7W60 (sans dégivrage) pour les tests Proto2 (avec injection capillaire 2m) et les test sans et avec compresseur booster.

A-12W65/75%h.r.	Cyc. mono avec inj	Cycle mono sans Inj.	Booster et inj cap 2m+1.4m	Booster et inj. cap 2m
T entrée air évaporateur [°C]	-11.2	-11.1	-11.4	-11.1
T sortie eau condenseur [°C]	64.6	59.0	64.6	64.7
Humidité relative [%]	73.0	74.6	78.1	77.5
P évaporation [bar]	2.8	3.0	1.9	1.9
T entrée booster [°C]	-	-	-7.5	-6.9
T sortie booster [°C]	-	-	57.8	50.8
P sortie booster [bar]	-	-	7.3	6.2
PR booster [-]	-	-	3.9	3.2
Puissance él moteur booster [kW]	-	-	3.18	2.89
Rendement isentrope booster [-]	-	-	72.4	69.7
Rendement mécanique booster [-]	-	-	74.8	75.6
Débit injecté [g/s]	17.0	-	28.0	12.8
T sortie comp principal [°C]	121.8	119.7	120.6	133.4
P sortie comp principal [bar]	26.9	24.2	27.9	27.8
Puissance él comp principal [kW]	4.44	3.24	4.82	4.55
PR total [-]	9.6	8.1	14.7	14.6
Puissance chaleur [kW]	9.65	7.39	15.7	14.18
Puissance él totale PAC [kW]	4.79	3.56	8.32	7.76
COP _{EXT} [-]	2.02	2.08	1.89	1.83
COP _{CARNOT} [-]	4.46	4.74	4.44	4.46
Rendement exergétique [%]	45.3	43.9	42.6	41.0

Tableau 8.5: Résultats de mesure A-12W65 (sans dégivrage) pour les tests Proto2 (avec injection capillaire 2m) et les test sans et avec compresseur booster.

Attention:

- 1) La température d'air visée à -12°C n'a pas pu être atteinte en fonctionnement permanent. Une température entre -11.1 et -11.4 ont été mesurées à la place. Le fonctionnement sans injection a été limité à une température de 60°C .
- 2) L'essai Booster + cap. 2 m résulte en une température de fonctionnement en sortie du compresseur principal à 133.4°C ce qui est au delà de la limite imposée.

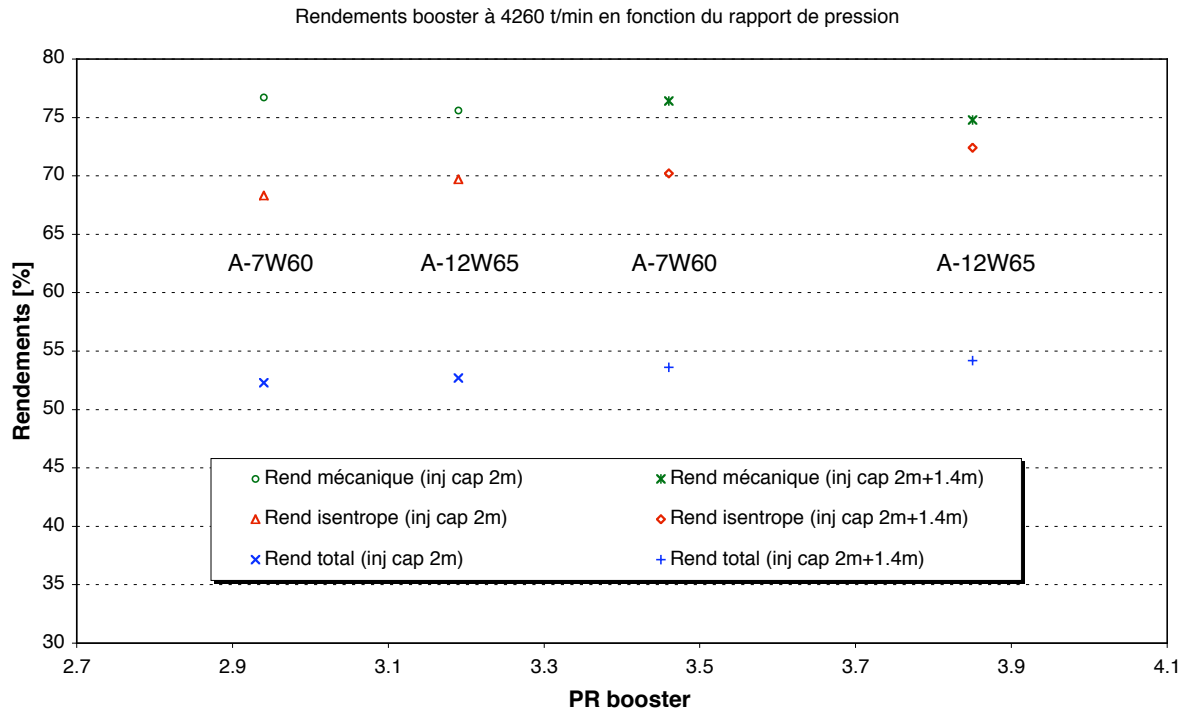


Figure 8.6: Rendements isentrope, électromécanique et total du booster en fonction du rapport de pression pour les deux régimes de fonctionnement.

Rappel Pour les deux tests, le booster a tourné à la vitesse nominale du moteur électrique (1420 t/min à 50 Hz) soit 4260 t/min pour le booster en tenant compte du rapport de poulie de 3. A noter que ce type de compresseur pourrait tourner à des vitesses plus élevées mais de tels essais débordent du cadre limité du présent projet.

9 Conclusions essais booster

La pompe à chaleur avec compresseur booster a montrée, sa stabilité pour un fonctionnement de durée considérable (essais pendant quelques semaines), pour un régime de fonctionnement extrême (A-12W65) et même si le moteur du compresseur principal à du supporter une charge plus importante. Le concept de l'ajout d'un étage de compression pour les conditions extrêmes est viable et n'a pas montré une accumulation d'huile.

Par rapport à un appoint électrique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire lors de basses températures, l'utilisation d'un compresseur booster représente une approche plus favorable tant du point de vue exergétique que du point de vue de charge de pointe du réseau électrique par grand froid.

Les résultats prometteurs obtenus avec l'utilisation d'un compresseur booster ont non seulement ouvert la voie à des développements futurs plus poussés mais ils ouvrent également des nouvelles possibilités dans le marché des pompes à chaleur car ce concept «Booster» pourrait être vendu en option en particulier sur les pompes à chaleur déjà équipées de circuit à économiseur. Cette partie d'étude mériterait cependant une étude théorique et expérimentale plus exhaustive.

Il serait également intéressant de comparer une pompe à chaleur équipée d'un compresseur standard sans port d'injection mais avec un compresseur booster.

Il est à noter que les performances obtenues avec le booster pourraient encore être améliorés en remplaçant l'entraînement par courroie par un entraînement direct ainsi que par un dimensionnement adéquat de l'évaporateur.

Partie 2: optimisation thermo-économique

1 Introduction

Les systèmes étudiés dans le cadre de ce travail ont pour objectif de remplacer les chaudières conventionnelles d'un chauffage central par un système utilisant le principe de la pompe à chaleur mécanique. Dans la perspective du retrofit de l'installation de chauffage, le système de pompe à chaleur doit pouvoir atteindre des températures plus élevées que dans les installations neuves utilisant les pompes à chaleur. D'autre part, ces systèmes sont restreints à utiliser l'air ambiant comme source de chaleur.

Dans le cadre du projet de collaboration avec EDF-SATAG, le LENI a étudié expérimentalement les performances d'une pompe à chaleur commerciale adaptée pour le fonctionnement 'haute température' par plusieurs solutions à performance supérieure. Les configurations investiguées sont: utilisation d'un nouveau compresseur scroll à injection, ajout d'un compresseur booster en amont du compresseur principal.

Les essais présentés en Phase 1 de ce projet [6] ont été répétés avec un meilleur type de compresseur (Prototype 2), avec l'option d'une injection par capillaires et ensuite un cycle biétagé avec un compresseur 'booster' à été investigué sur la même installation. Les essais concernent le calcul du coefficient de performance instantané (COP) dans différentes conditions de fonctionnement externes (conditions de l'air ambiant et température du réseau de chauffage).

La démarche expérimentale nous a permis de calibrer un modèle de simulation pour obtenir les performances de la pompe à chaleur sur un fonctionnement annuel avec un climat choisi. La combinaison de ce modèle avec des fonctions de coût établies, donne accès à une optimisation économique des concepts de pompe à chaleur intégrés dans un réseau de chauffage et en combinant avec un appoint de chaleur externe.

2 Objectifs

L'objectif de cette partie de l'étude est de vérifier la viabilité économique des concepts esquissés dans la première partie expérimentale qui sont: pompe à chaleur à injection intermédiaire et pompe à chaleur avec compresseur booster, ainsi que le concept de pompe à chaleur monoétagée en négligeant ses limites de fonctionnement pour les conditions externes extrêmes (pour le cas du chauffage sans appoint électrique).

Un modèle de simulation a pu être établi permettant de calculer les performances dans une saison de chauffe. Des fonctions de coûts pour les éléments principaux de la pompe à chaleur ont été établis afin de pouvoir déduire le prix de revient sur l'énergie de chauffage d'une maison située à un endroit (climat) spécifié.

3 Méthodologie

La méthodologie suivie a été la suivante:

- 1) Définition de la demande de chauffage: l'objectif de cette étape est de définir un outil générique qui permettra de caractériser la demande de chauffage en fonction de la localisation de la maison. Les variables suivantes seront définies
 - $T_{ext,j}$: température extérieure
 - N_j : nombre de jours ou cette température est observée
 - $T_{ret,j}$: la température de retour de l'eau à l'entrée de la pompe à chaleur
 - $T_{in,j}$: la température de l'eau à atteindre
 - Q_j : la quantité de chaleur à délivrer par le système
- 2) Caractérisation du système de référence: en considérant un système de chaudière conventionnel sur base de mazout, calcul de la facture énergétique actuelle du système de chauffage.
- 3) Définition d'une superstructure du système pompe à chaleur: la superstructure du système est constituée d'un ensemble de fonctionnalités interconnectées (figure 3.1). Pour chacune de ces fonctionnalités: un ensemble de configurations peut-être envisagé (la figure montre l'exemple de la fonction compression qui peut être réalisée par un compresseur normal, un compresseur à injection ou avec un compresseur booster, ou simplement par deux étages de compression.) Dans cette superstructure, on aura ensuite la possibilité d'utiliser différents type d'équipements (dans l'exemple différents types de compresseurs).

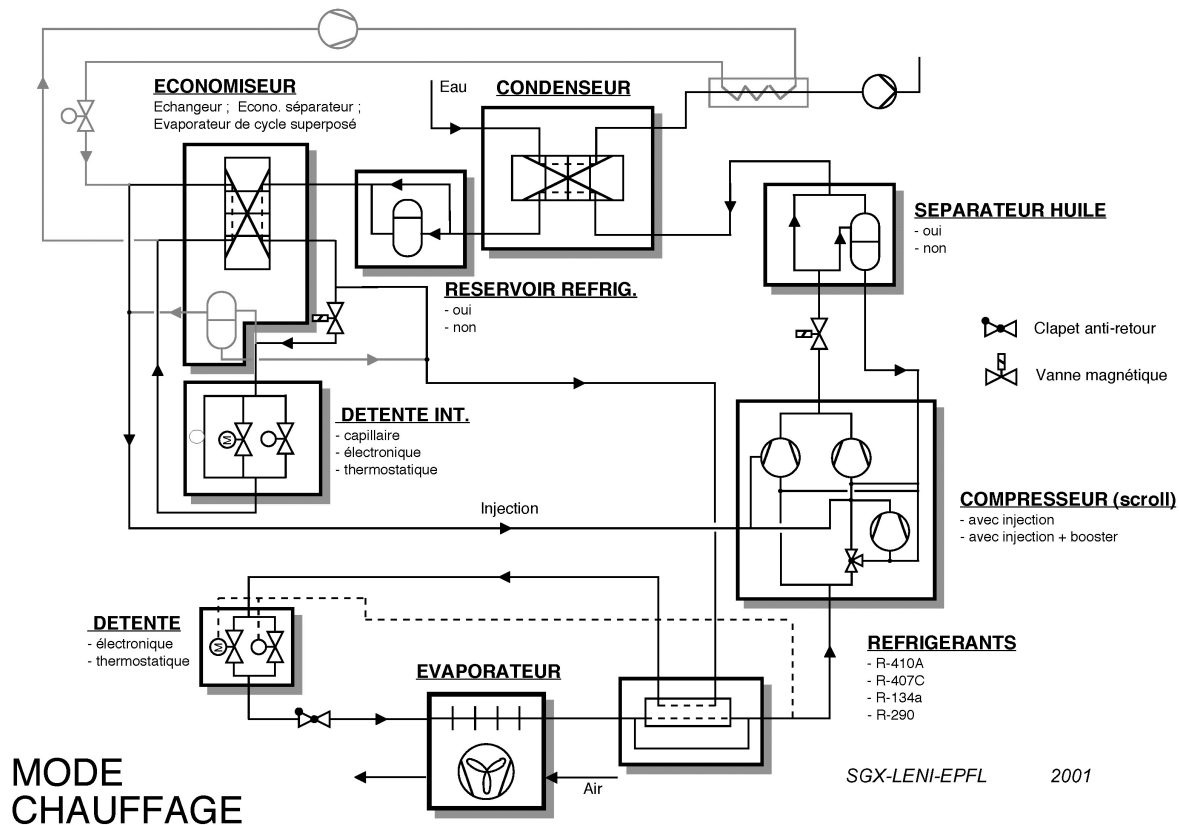


Figure 3.1: Décomposition de la superstructure.

- 4) Définition du modèle: l'objectif du modèle sera de pouvoir calculer les performances du système en fonction des conditions de demande et des choix définissant la configuration étudiée au départ de la superstructure. Ce modèle permettra grâce au modèle de la demande décrit en 1) de calculer le prix de revient annuel de l'énergie en ce compris la part de l'investissement. Les performances annuelles comprennent l'énergie électrique consommée par la pompe à chaleur et l'éventuel supplément qui sera apportée par un appoint électrique.
- 5) Caractérisation des variantes et définition des degrés de liberté: dans ce travail nous n'avons pas systématiquement exploré toutes les possibilités comprises dans la superstructure: seules les variantes les plus pertinentes ont été analysées. Les variables de décision (taux de couverture de l'appoint électrique en conditions extrêmes, nombre maximal d'heures de fonctionnement du booster) restantes seront ensuite définie par une procédure d'optimisation dont la fonction objectif sera la minimisation du prix de revient de l'énergie fournie.
- 6) Calcul d'optimisation: en référence aux objectifs de ce projet, plusieurs démarches d'optimisation ont été réalisées sur base du même modèle□
 - optimisation du dimensionnement pour une maison donnée et une saison de chauffe dans une situation géographique donnée.
 - Comparaison des performances d'une configuration fixée (extraite de la superstructure) en fonction de la taille de la maison à chauffer.
- 7) présentation des résultats et analyse de sensibilité: le calcul de l'optimisation repose sur un certain nombre de paramètres dont la valeur est incertaine: prix de l'électricité, prix d'investissement du compresseur booster,... Nous avons utilisé les modèles développés pour réaliser un calcul de sensibilité des différents paramètres afin de définir le domaine de validité des solutions optimales identifiées et de calculer les prix pivots (pour l'électricité ou pour les équipements).

4 Construction des courbes caractéristiques de la demande

L'évaluation thermo-économique des performances d'une pompe à chaleur nécessite le calcul des dépenses énergétiques de la pompe à chaleur pour satisfaire la demande annuelle de chauffage. La recherche de la configuration optimale du système de chauffage passe donc par la caractérisation de l'objet à chauffer et des conditions climatiques dans lequel il se situe. Nous avons donc développé un modèle permettant de simuler l'évolution temporelle de la demande de chaleur à fournir par la pompe à chaleur afin de pouvoir calculer avec le plus de précision possible les consommations annuelles. Cette démarche est nécessaire car tant la demande d'énergie que les performances de la pompe à chaleur dépendent des conditions climatiques.

Le calcul de la courbe de demande du système de chauffage comprend quatre étapes□

1. Les statistiques climatiques permettent de calculer la fréquence des températures extérieures sur une base annuelle□
2. La simulation des performances de la maison permet d'évaluer les pertes de chaleurs et d'en déduire les besoins de chauffage en fonction de la température extérieure
3. La simulation du système de distribution de la chaleur en fonction du type d'équipement utilisé (radiateurs, chauffage au sol,...)
4. La simulation de l'interface entre le système de distribution et le système de production de la chaleur.

Bien que le logiciel développé permette de calculer le système pour différentes taille de maison et pour différentes localisation, nous avons pris comme référence pour ce rapport une maison située à Zurich. Le relevé des conditions climatiques de cette localisation géographique indique que la température extrême mesurée est de -12°C . Cette valeur sera utilisée pour calculer la puissance de référence de l'installation de chauffage (appelée dans la suite **chauffage de base**). La demande en puissance de chauffage de base pour les habitations familiales est de l'ordre de 10 kW à 30□W.

4.1 Statistiques des conditions climatiques.

Les données météorologiques ont été obtenues dans l'archive des températures moyennes journalières de l'Université de Dayton (Ohio, Etats-Unis). Les mesures de température depuis 1995 jusqu'à aujourd'hui sont recoltées jours par jours sont enregistrées dans un fichier téléchargeable par internet, et ce pour une multitude villes à travers le monde. Quelques exemples sont donnés à la [figure4.1](#).

Pour l'étude d'optimisation, la ville de Zurich à été choisie (avec une température externe minimale de -12°C . Ce choix représente un climat couvrant la majeure partie de la population suisse et correspond au profil souhaité pour le concours de Swiss Retrofit Heat Pump [9], auquel ce projet à participé initialement.

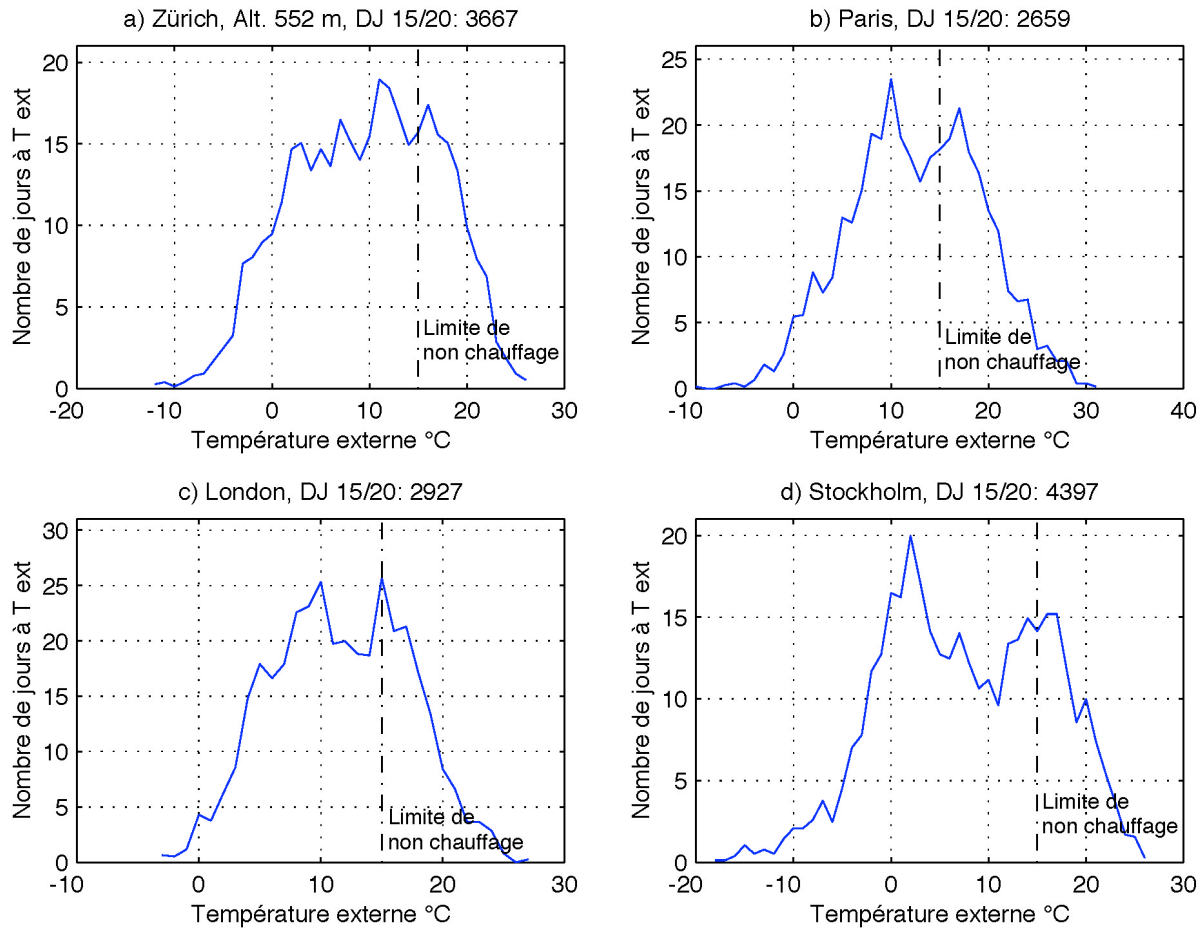


Figure 4.1 a)-d): Exemples des courbes de fréquence des températures: a) Zurich□b) Paris□
c)□London, d) Stockholm, Source données: Université de Dayton, Ohio, USA [10].

4.2 Courbe de demande de la chaleur

La simulation de la demande d'énergie de la maison de référence en fonction de la température extérieure est décrite à l'annexe A-1.

Il a pu être démontré que la puissance de chauffage nécessaire décroît linéairement avec la température externe jusqu'à une température limite, appelée limite de chauffage. Cette limite est fonction de la contribution solaire et du choix de la température intérieure. Pour le cas d'une maison rénovée à l'enveloppe une température limite de chauffage de 15°C est choisie.

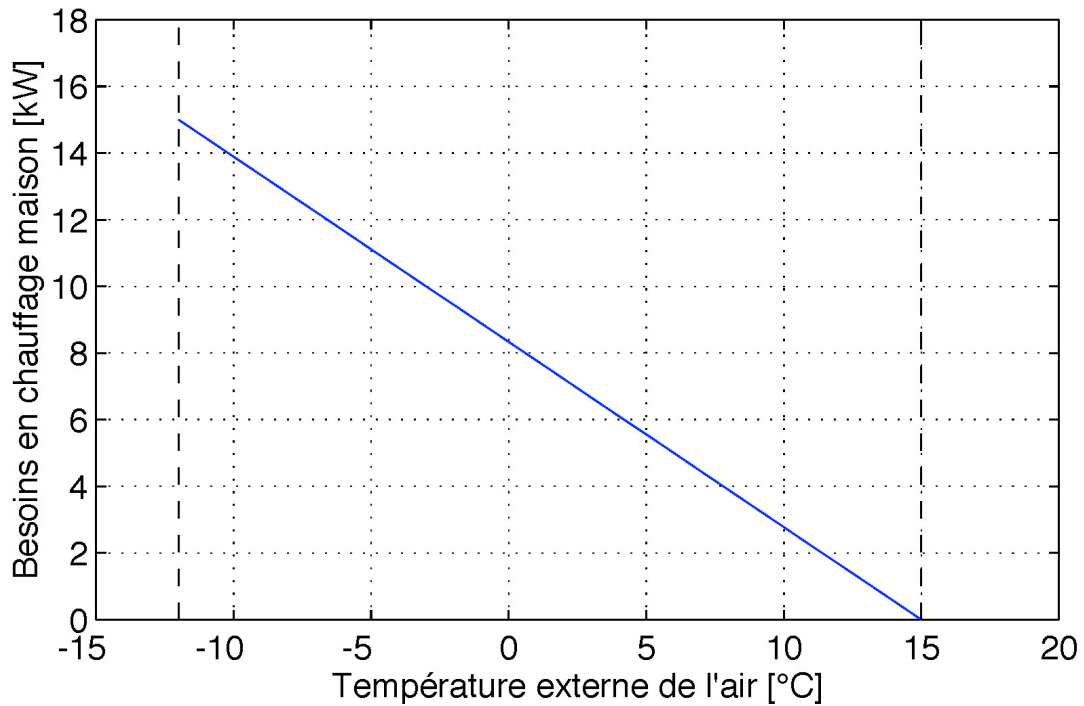


Figure 4.2: Exemple d'évolution des pertes thermiques pour une maison avec $T_{\text{ext,min}} = -12^\circ\text{C}$, $Q_{\text{base}} = 15\text{kW}$, $T_{\text{limite chauffage}} = 15^\circ\text{C}$.

4.3 Courbe de chauffage

Le réseau d'eau de chauffage est caractérisé par l'évolution de la température de sortie (température aller dans le réseau de chauffage) en fonction des conditions extérieures et intérieures de la maison (selon la démarche décrite dans la norme SIA 384/2). Cette évolution est appelé **courbe de chauffe** est définie par l'équation 4.1 qui calcule la température requise pour le système de distribution de chaleur (réseau de chauffage), la température intérieure requise, la température extérieure et les caractéristiques du réseau de chauffage.

$$T_{\text{aller}} = T_{\text{int}} + \frac{T_{\text{aller},0} - T_{\text{retour},0}}{2} \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{T_{\text{int}} - T_{\text{ext},0}} + \left(\frac{T_{\text{aller},0} - T_{\text{retour},0}}{2} - T_{\text{int}} \right) \left(\frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{T_{\text{int}} - T_{\text{ext},0}} \right)^{1/m} \quad (4.1)$$

T_{ext} = température extérieure de l'air °C

T_{aller} = température aller dans le réseau de chauffage (eau) °C

T_{retour} = température retour (eau) = température entrée au condenseur °C

T_{int} = température dans la pièce chauffée (en général 20°C)

\dots_0 = valeur nominale à $T_{\text{ext},0}$

$T_{\text{aller},0} = 60^\circ\text{C}$; $T_{\text{retour},0} = 50^\circ\text{C}$; $T_{\text{ext},0} = -12^\circ\text{C}$

m = coefficient d'émission de la chaleur

Les coefficients d'émission sont fournis dans la documentation technique accompagnant les produits de fabrication, ils correspondent généralement aux chiffres suivants:

Type	M
Radiateurs à éléments et à panneaux	1.33
Serpentins de chauffage ou tuyaux à ailettes	1.25
Convecteurs, selon leur type et leur habillage	1.25...1.4
Chauffage par le sol	1.24
Chauffage par le plafond	1.22

Tableau 4.1: Coefficients d'émission des différents modes de distribution de chaleur.

Pour le cas étudié dans ce projet qui correspond à un projet de retrofit, nous avons considéré un chauffage par radiateurs correspondant à une valeur $m = 1.33$.

4.4 Interface pompe à chaleur et réseau de chauffage

Les conditions de température à l'entrée et à la sortie du condenseur de la pompe à chaleur sont déterminées par la puissance thermique délivrée par la pompe à chaleur et par le choix du mode d'interfaçage entre l'unité le réseau de chauffage. En général, deux stratégies peuvent être adoptées:

- connection directe* avec une vanne 3 voies correspondant à l'utilisation d'une seule pompe de circulation ou
- connection via un réservoir tampon* qui requiert deux pompes de circulation.

Ces deux cas correspondent à l'implémentation d'une pompe à débit variable (a) ou à débit constant (b) aux bornes du condenseur de la PAC.

a) Pour le cas débit variable, le débit est calculé de manière à réaliser une différence de température constante la température de retour (entrée dans le condenseur de la pompe à chaleur) est calculée pour satisfaire la demande en fonction de la température aller (sortie condenseur).

$$\Delta T = \text{const}$$

$$T_{\text{aller},PAC} = T_{\text{aller},\text{maison}}$$

b) Pour le cas à débit constant, l'enclenchement de la pompe à chaleur est considéré dès que la température dans le réservoir tampon atteint la température de retour nominale de la courbe de chauffage. Les températures suivantes sont donc considérées aux bornes du condenseur.

$$T_{\text{retour},PAC} = T_{\text{retour},\text{maison},\text{nom}}$$

$$\Delta T_{PAC} = \frac{\dot{Q}_{chauffage,PAC} 60}{c_{eau} \dot{M}_{eau}}$$

avec

$\dot{Q}_{chauffage,PAC}$ = puissance de chauffage délivrée par la pompe à chaleur

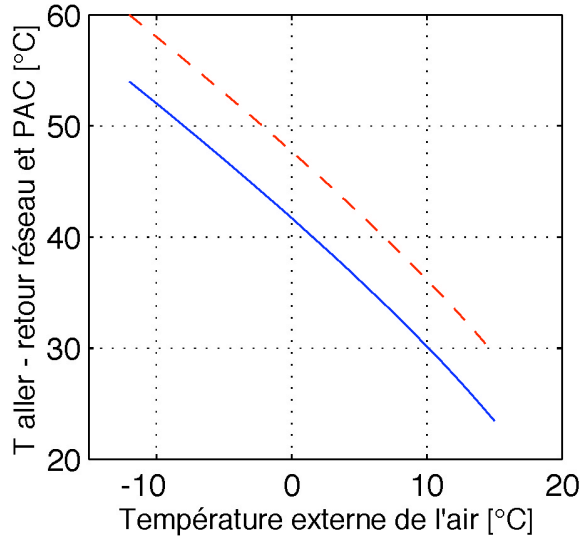
\dot{M}_{eau} = débit d'eau kg / min

$$T_{aller,PAC} = T_{retour,maison,nom} + \Delta T_{PAC}$$

La figure 4.2 présente, pour ces deux configurations, les températures de l'eau à chauffer par la pompe à chaleur ainsi que les quantités de chaleur à fournir en fonction de la température extérieure pour la maison située à Zurich et les paramètres suivants:

- Température consigne de l'eau à la sortie du condenseur = 60°C.
- Coefficient m = 1,33.
- Hypothèse de réglage:

a) Incrément de températures constant ($\Delta T = 6^\circ\text{C}$)



b) Débit constant

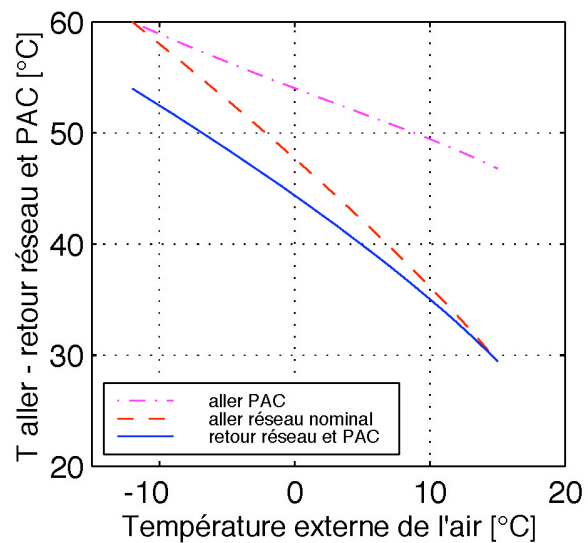


Figure 4.3: Exemple de températures de l'eau aller et retour et débit sous l'hypothèse de a) ΔT eau constant et b) débit d'eau constant.

Le maintien d'un incrément de température à des températures externes modérées (mi-saison) est obtenu par réduction adaptée du débit d'eau en circulation. Cette solution est en principe la plus délicate à mettre en œuvre dans un système de chauffage mais présente l'avantage de limiter la température de sortie du compresseur de la pompe à chaleur par rapport au second cas. Cette élévation importante est due à la surpuissance délivrée par la PAC par rapport à la demande.

Un concept de pompe à chaleur à plusieurs niveaux de puissance de chauffage (p.ex. PAC biétagé, booster ou avec injection intermédiaire et encore les PAC avec compresseur à vitesse variable) permet d'abaisser la température à la sortie du compresseur à température à un niveau plus raisonnable, ce qui permettrait d'envisager l'utilisation des deux solutions.

Les calculs d'optimisation réalisés dans ce travail ont été basés sur une configuration à débit constant (cas b).

5 Modèle de simulation de la pompe à chaleur

Un modèle de simulation de la superstructure du système pompe à chaleur incluant plusieurs choix de cycles de pompe à chaleur a été programmé sous la plateforme Matlab [4]. Il est possible d'extraire de cette superstructure les unités de **pompe à chaleur simple** (ou parfois monoétagée) et les cycles avec un étage d'injection intermédiaire, tel que la **pompe à chaleur biétagée avec compresseur 'booster'** ou l'unité comportant un **compresseur à port d'injection intermédiaire**.

Le modèle de superstructure du système de pompe à chaleur est constitué par l'assemblage des modèles de chaque équipement qui sont ensuite interconnectés. Nous allons décrire dans ce chapitre les principales hypothèses réalisées pour développer ce modèle. Les bases de modélisation des composants de la pompe à chaleur sont décrites dans ce chapitre. Les propriétés thermodynamiques du réfrigérant sont calculées à partir d'une interface au programme Refprop [7].

Les conditions extérieures appliquées à la pompe à chaleur sont les suivantes□

1. Température de retour de l'eau de chauffage se basant sur la courbe de chauffe (voir section 4.3) avec un débit d'eau constant.
2. Température d'air ambiant à l'entrée avec un débit fixe en supposant une vitesse constante pour le ventilateur.

Le réfrigérant utilisé pour les calculs d'optimisation est le mélange non azéotrope R-407C.

Composition massique	R-134a/R-125/ R-32 (52/25/23%)
Point d'ébullition	-43.9°C
Tension de vapeur à 25°C	11.9 bar
Densité liquide à 25°C	1.15 kg/l
Température critique	86°C
Pression critique	46.3 bar
Chaleur latente de changement d'état	191 kJ/kg

Tableau 5.1: Données caractéristiques réfrigérant R-407C.

5.1 Echangeurs:

Pour représenter le fonctionnement des échangeurs pour différentes conditions de fonctionnement, l'échange de chaleur a été modélisé en supposant que la différence de température minimale (pincement) dans l'échangeur ne variera pas en fonction de la température extérieure. Cette hypothèse simplificatrice ne devrait cependant pas pénaliser trop fortement la précision du modèle, comme en témoigne le graphique de la [figure 3.2](#) extrait des essais réalisés au LENI ([6]).

Des profils typiques de température pour le condenseur et l'évaporateur sont donnés à la [figure 3.1](#) ci-dessous.

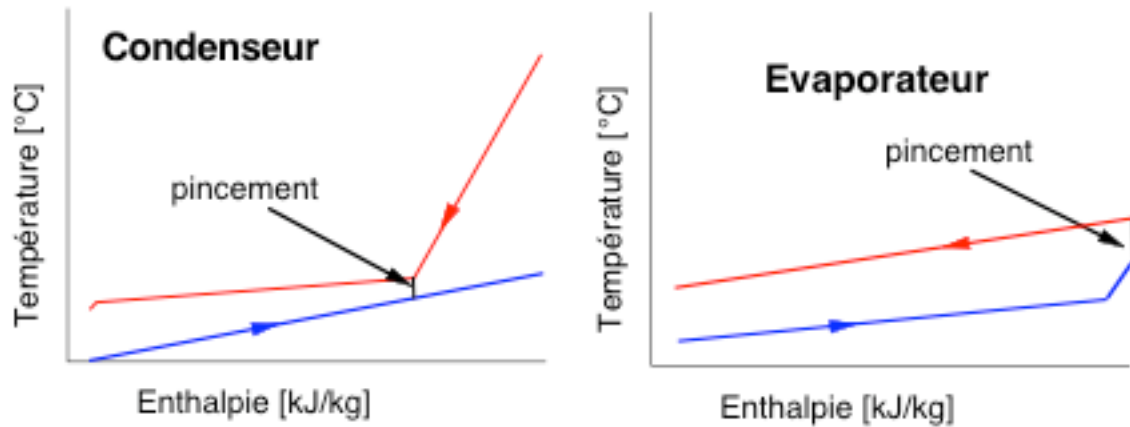


Figure 5.1: Composites chaude et froide dans les échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur).

Les valeurs pour le pincement sont les suivantes:

Condenseur	2 K
Surchauffeur	2 K
Economiseur	2 K
Evaporateur	4 K

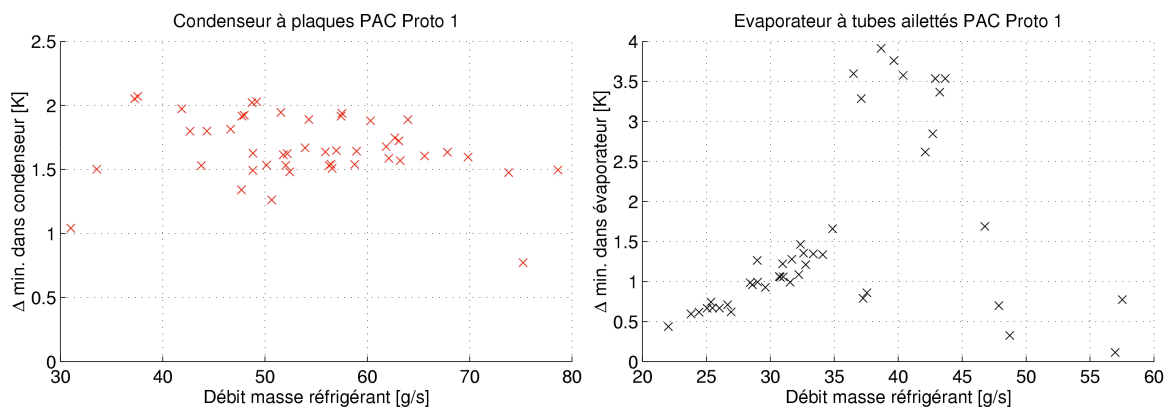


Figure 5.2: Pincements mesurés, PAC Proto 1 [6].

5.2 Compresseur

Le compresseur scroll est modélisé par le calcul de la compression isentrope. Les hypothèses de calcul pour la compression sont les suivantes:

- Compression adiabate (compresseur calorifugé).
- Régime permanent.

Ce modèle comprend le calcul du rendement isentrope η_s , du rendement mécanique-électrique $\eta_{m,e}$ et du rendement volumétrique η_v .

Le **rendement isentrope** η_s est défini par le rapport de la puissance de transformation du réfrigérant, suivant une compression isentrope et la puissance de transformation effective.

$$\eta_s = \frac{\dot{E}_{isentrope}^+}{\dot{Y}_{refr}^+} = \frac{\dot{M}_{refr} \eta h_{in}^{out is}}{\dot{M}_{refr} \eta h_{in}^{out}} = \frac{h_{out is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (5.1)$$

Le rendement isentrope dépend du type de fluide, du taux de compresseur et du débit volumique suivant la relation suivante (voir [1]):

$$\eta_s(PR) = \frac{\eta_s(PR)}{\eta_s^{max imum}} = \eta \frac{(PR)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\gamma-1}{\gamma} (PR) + (VR_i)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (5.2)$$

avec PR rapport de pression,
 VR_i rapport de volume installé (défini par la géométrie),
 η facteur isentrope du réfrigérant,
 $\eta_s^{max imum}$ rendement isentrope maximal (val. expérimentale)

Les paramètre de cette courbe dépendent de la géométrie du compresseur et de la qualité de la mise en oeuvre. Dans notre approche les valeurs de $\eta_s^{max imum}$ sont identifiées sur base des valeurs expérimentales.

Le **rendement mécanique-électrique** $\eta_{m,e}$ représente les pertes moteur et de dissipation mécanique. Dans notre modèle, il est considéré comme constant.

$$\eta_{m,e} = const \quad (5.3)$$

La connaissance du volume d'admission par révolution du compresseur permet de calculer le **rendement volumétrique** η_v comme étant le ratio entre le débit réel mesuré et le débit théorique.

$$\eta_v = \frac{\dot{M}_{réel(mesuré)}}{\dot{M}_{théorique}} = \frac{\dot{M}_{refr}}{\eta_{refr} V_{adm} f} \quad (5.4)$$

avec V_{adm} volume d'admission du compresseur,
 f fréquence de rotation [Hz]

Dans notre modèle, nous avons utilisé une expression linéaire qui exprime la dépendance du rendement volumétrique en fonction du taux de compression.

$$\eta_v = a PR + b \quad (5.5)$$

avec PR = rapport de pression

L'identification des paramètres a et b pour les différents modèles de compresseurs utilisés dans la superstructure (voir fig. 3.1) a été effectuée par la méthode proposée dans le rapport du projet de collaboration EDF-LENI [7] et en exploitant des données expérimentales.

Compresseur principal

Pour le fonctionnement avec un compresseur booster (modèle 1: Copeland ZR49):

- | | |
|---|-----------------------------|
| 1. volume d'admission du compresseur (V_{adm}) | 67.24 cm ³ /tour |
| 2. rapport de volume installé (VR_i) | 1.85 |
| 3. rendement isentrope maximal ($\eta_s^{max\,inum}$) | 72% |
| 4. rendement mécanique-électrique ($\eta_{m,e}$) | 95% |
| 5. coefficients pour le rendement volumétrique: | a = -0.0268, b = 1.0117 |

Pour le fonctionnement monoétagé seul (modèle 2: Copeland ZF13):

- | | |
|---|-----------------------------|
| 1. volume d'admission du compresseur (V_{adm}) | 67.24 cm ³ /tour |
| 2. rapport de volume installé (VR_i) | 3.0 |
| 3. rendement isentrope maximal ($\eta_s^{max\,inum}$) | 65% |
| 4. rendement mécanique-électrique ($\eta_{m,e}$) | 95% |
| 5. coefficients pour le rendement volumétrique: | a = -0.023, b = 1.0294 |

Compresseur booster

Nous ne disposons pas de suffisamment de bases expérimentales pour caractériser les performances du compresseur booster. Les seules données dont nous disposons correspondent au compresseur utilisé pour l'expérimentation. Nous avons dès lors considéré des performances constantes identifiées sur base des essais en laboratoires réalisé avec un compresseur booster candidat:

1. Rendement isentrope global constant à 53% (avec un rendement mécanique-électrique de 75% et un rendement isentrope interne 70%).
2. Rendement volumétrique constant à 90%.

Compresseur avec port d'injection de vapeur saturée (compresseur B):

- Fonctionnement sans flux d'injection. Nous avons considéré que dans ce cas, le compresseur aurait les mêmes caractéristiques que le compresseur ZF13.
- Fonctionnement avec injection:
Les principes de simulation d'un tel type de compresseur avec un port d'injection ont été déjà décrits dans un rapport précédent du projet OFEN "Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren" [12].

La superstructure du système pompe à chaleur permet de calculer différentes configurations.

Dans ce travail, nous comparerons principalement trois types de configurations dont les cycles sont présentés aux diagrammes des [figure 5.3](#) et [5.4](#).

1. **PAC monoétagée**, susceptible de pouvoir fonctionner durant toute la période de chauffage.
2. **PAC booster**, fonctionnement combiné monoétagé et avec étage de précompression.
3. **PAC à compresseur à port d'injection biphasé**, avec port d'injection ouvert ou fermé.

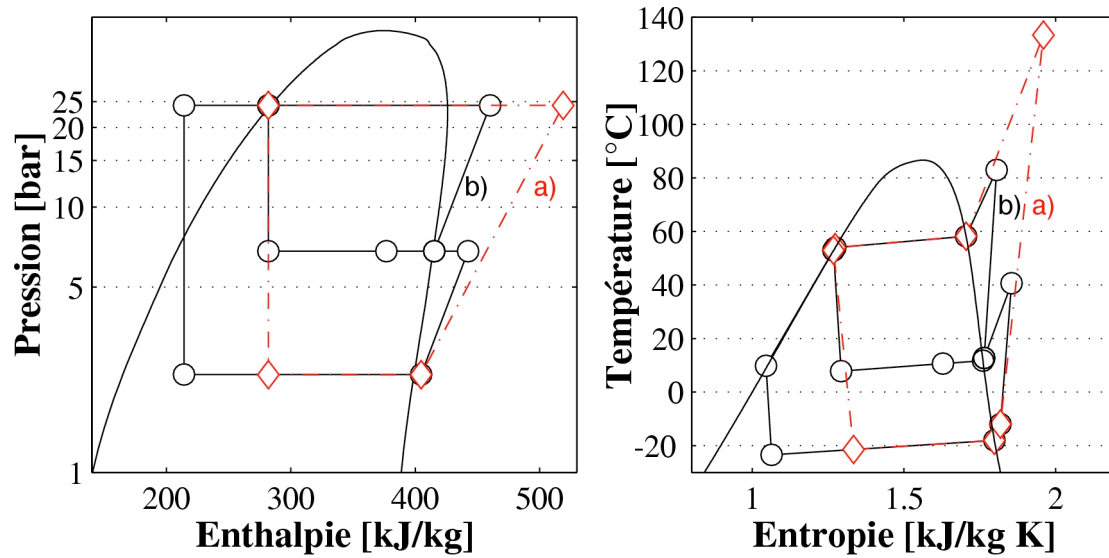


Figure 5.3: Cycle thermodynamiques a) PAC monoétagée et b) PAC avec compresseur booster. (Pour une description détaillée voir Partie 1: essais.).

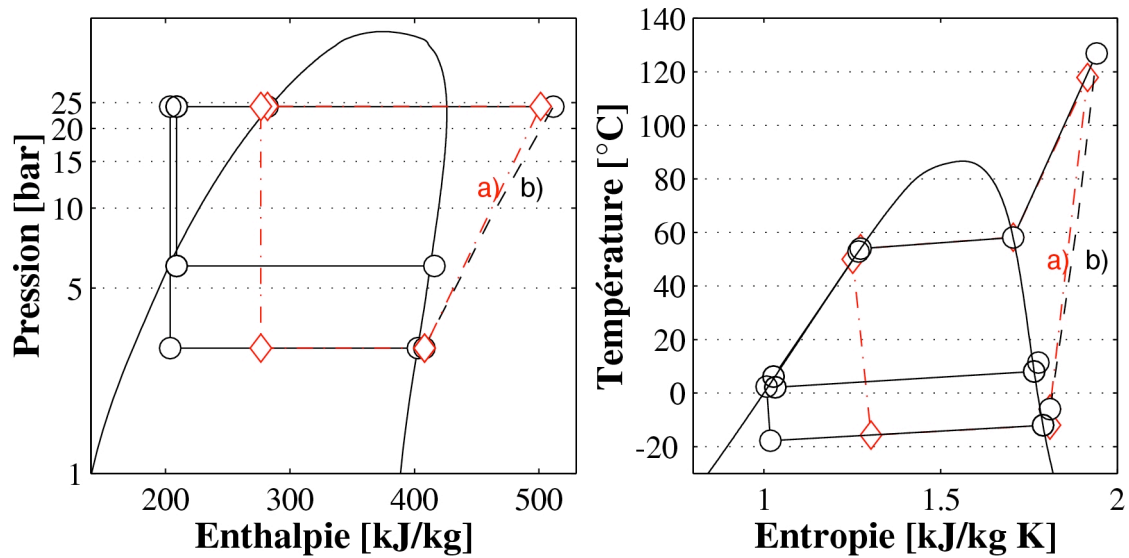


Figure 5.4: Cycle thermodynamiques PAC a) sans injection et b) avec compresseur à port d'injection. (Pour une description détaillée voir [6]).

A l'aide des hypothèses de modélisation du cycle thermodynamique et sur les conditions de la demande, les courbes de performances de la pompe à chaleur en fonction des conditions extérieures ont été déterminées. Comme nous travaillons à débits constants, la courbe de chauffe n'influence les performances de la pompe à chaleur que par la valeur de la température d'eau à l'entrée. Ceci nous permet de calculer la puissance chaleur délivrée par la pompe à chaleur. Celle-ci est ensuite comparée à la puissance demandée. Dans le cas où celle puissance demandée est inférieure, le ratio des deux puissances permet de déterminer le temps d'utilisation de la PAC, dans le cas où la puissance demandée est supérieure à la puissance délivrée, la différence nous permet de calculer l'appoint électrique nécessaire.

Pour les calculs des pompes à chaleur avec booster, nous avons utilisé le design de la pompe chaleur de l'expérimentation en considérant une approche «*Evamping*» qui consistera à ajouter à un système de pompe à chaleur existant un compresseur booster dont la taille devra être optimisée. De ce fait, nous considérons l'ensemble des autres équipements inchangés et nous considérons l'utilisation d'un compresseur ZR49 (modèle 1). Pour réaliser ce calcul, nous avons paramétré la taille du compresseur booster en fonction du volume aspiré du compresseur de référence. Dans notre cas, nous avons choisi 7 tailles proportionnelles en volume aspiré au compresseur de référence (1x à 3x cette taille).

5.3 Calcul des performances des cycles pompe à chaleur

Les pompes à chaleur sont caractérisées par l'évolution de la puissance de chauffage et du coefficient de performance (COP). Ces courbes caractéristiques sont calculées avec les hypothèses suivantes:

- 1) La courbe de chauffage de la maison détermine le niveau de température à l'entrée du condenseur (cas: implémentation de la PAC dans le réseau de chauffage avec réservoir tampon et débit d'eau constant). La température de sortie est fonction du débit et de la puissance délivrée par la PAC dans son mode de fonctionnement.
- 2) Le débit d'air à travers l'évaporateur est constant. Le refroidissement de l'air est fonction de la puissance à l'évaporateur et du débit choisi.
- 3) Dès que la température de sortie de l'air atteint la limite de 0°C, une pénalité due au dégivrage est incluse dans les calculs (le mode de calcul de cette pénalité est décrit dans l'annexe A-3).
- 4) Puissance auxiliaires: La puissance des annexes (pompe eau et ventilateur) est calculée à partir des débits choisis pour une perte de charge fixe et à rendements fixes (suivant les consignes décrites dans la norme EN255, voir annexe A-4).

A l'aide de ces hypothèses et avec la simulation effectuée sur le cycle thermodynamique, les courbes de performance de la pompe à chaleur en fonction des conditions extérieures ont été déterminées.

Les courbes de la [figure 5.5](#) représentent l'évolution du COP pour les différentes configurations étudiées.

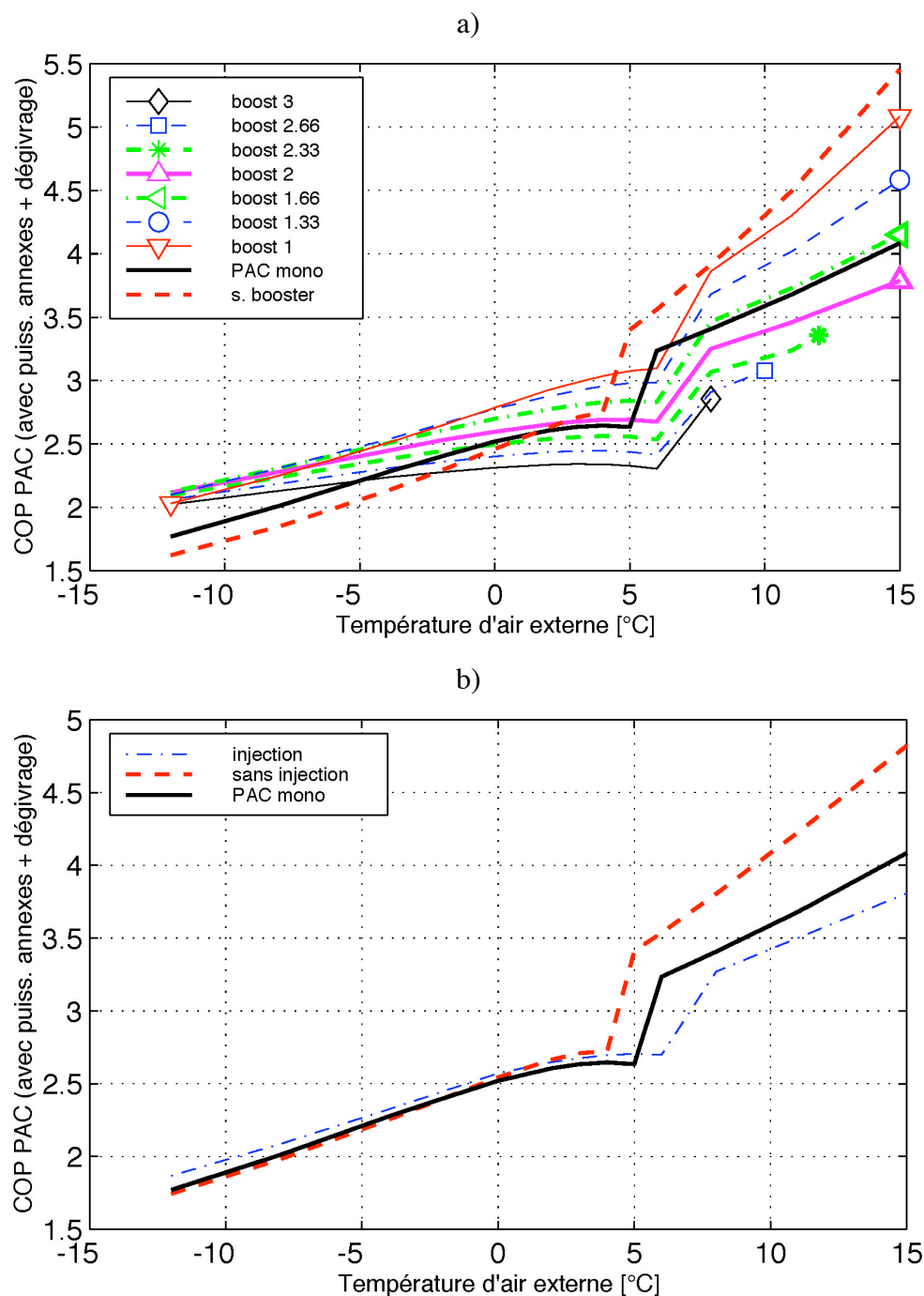


Figure 5.5: COP en fonction de la température extérieure.

Figure a) PAC booster, b) PAC à injection.

Il convient de remarquer que la différence de COP entre les systèmes avec et sans booster se marque principalement aux basses températures, alors que pour des températures plus élevées, la configuration sans booster devient plus performante. Il y a donc un intérêt à bypasser le compresseur booster pour une température externe modérée (entre 3 et 5°C). La discontinuité observée pour une température extérieure proche de 5°C correspond à la perte de COP due au dégivrage.

La [figure 5.6](#) représente la puissance délivrée en kW en fonction de la température extérieure. Sur cette figure, nous identifions l'augmentation de la puissance obtenue par l'utilisation du

compresseur booster. Pour les tailles de compresseur booster considérées, l'augmentation de la charge au moteur du compresseur principal reste dans des limites acceptables (25%, dans les conditions extrêmes et pour le booster le plus grand). Il convient de remarquer que la puissance spécifique du compresseur booster (exprimée en kW/(m³/s)) est similaire à celle du compresseur principal. Ce qui permet de conclure que le compresseur booster pourrait profiter des concepts similaires développés pour le compresseur principal.

La limitation du fonctionnement avec des compresseurs booster de grande taille relative est donnée par une augmentation de la pression d'aspiration et donc une réduction du rapport de pression à des valeurs trop faibles (< 1.2) au compresseur principal.

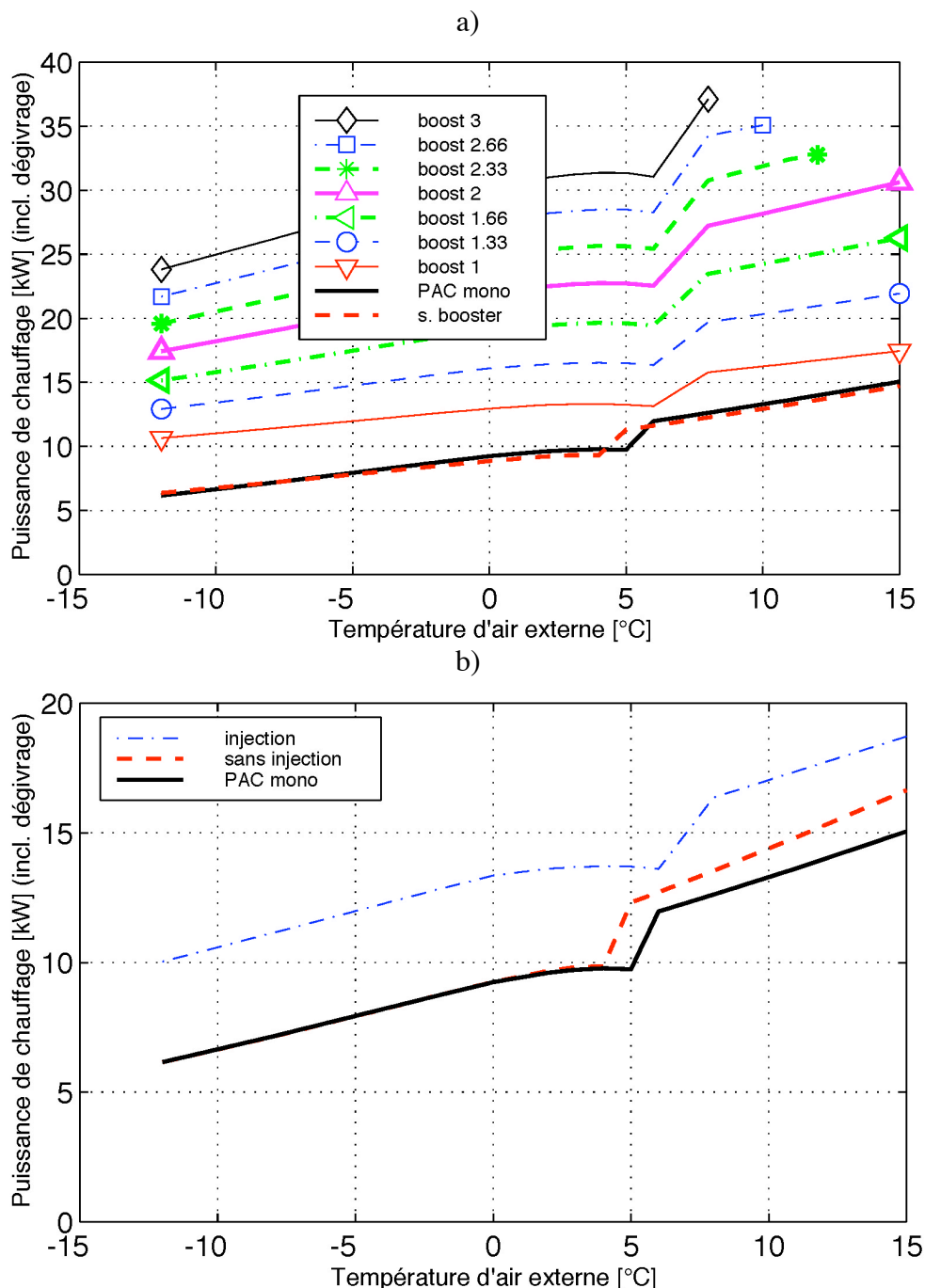


Figure 5.6: Puissance délivrée en fonction de la température extérieure.
Figure a) PAC booster, b) PAC à injection.

6 Méthode de calcul des performances thermo-économiques du système pompe à chaleur

Pour l'évaluation économique de différentes configurations de pompe à chaleur dans le contexte de chauffage de maison pour le cas du remplacement de chaudière, la formulation mathématique pour le calcul du **prix de revient** de l'énergie de chauffage et du facteur d'investissement 'break even' pour l'étage intermédiaire est donnée ainsi que les fonctions pour les coûts d'investissement de différents éléments.

L'analyse portera principalement sur l'évaluation de la taille de booster relative à une pompe à chaleur de base fixe et le choix de la taille optimale d'un éventuel chauffage électrique supplémentaire. Les résultats seront évalués pour une gamme de prix d'électricité.

Le prix de revient de l'énergie de chauffage est calculé avec la relation ci-dessous □

$$Pr_{th}(K_{app}, P_{el}, T_{trans}) = \frac{CT_{annuel}}{E_{th, chauffage}} \quad (CHF / kWh) \quad (6.1)$$

avec

K_{app} = taux de couverture PAC à $T_{ext, min}$ (□ taille de l'appoint électrique)

P_{el} = prix de l'électricité (ctsS / kWh)

T_{trans} = température de transition fonctionnement PAC booster / PAC mono

(□ heures fonctionnement booster)

en évaluant les coûts totaux annuels

$$CT_{annuel} = CO(K_{app}, P_{el}, T_{trans}) + \frac{1}{\square} * I_s(PAC, R_{el}) \quad (CHF / an) \quad (6.2)$$

avec

CO = Coûts opératoires en fonctionnement mixte (avec appoint)

I_s = Investissement PAC (+booster) et appoint électrique

$$\frac{1}{\square} = \frac{\square(1 + \square)^n}{(1 + \square)^n - 1} \quad \text{facteur annualisation (1/an)} \quad \square \frac{1}{13}$$

et $\square = 4\%$ Taux d'intérêt pour les particuliers

$n = 20$ ans durée de vie escomptée pour la PAC

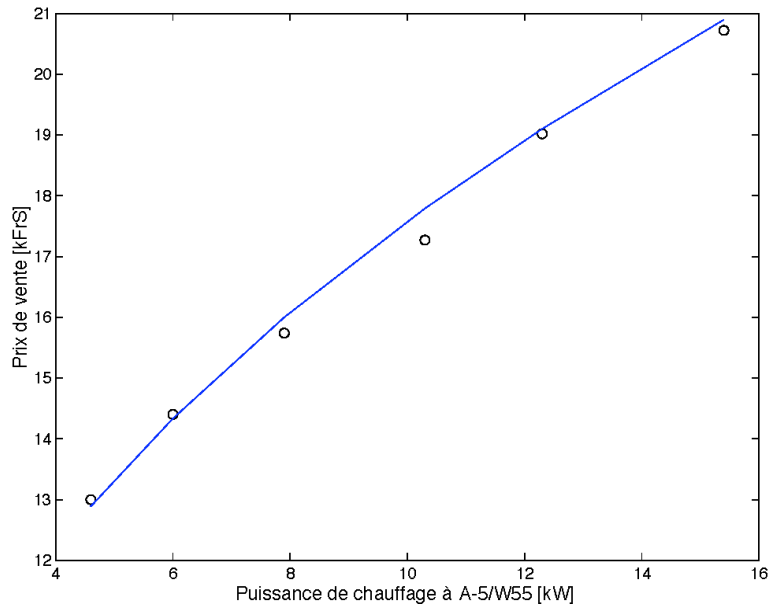
Le coût opératoire dépend du prix de l'électricité mais également de l'adéquation de la pompe à chaleur par rapport à la puissance de chauffage demandée. Lorsque la puissance demandée est supérieure à la puissance délivrée par la pompe, un appoint électrique sera utilisé. D'autre part, nous avons considéré une température au-dessus de laquelle le compresseur booster ne sera plus utilisé.

L'énergie de chauffage annuelle est calculée au départ de la courbe de demande et des conditions météorologiques.

$$E_{th, chauffage} = \sum_{i=1}^{n_T} \left(n_{jours}(T_{ext}) * 24 * \dot{Q}_{demande}(T_{ext}) \right) \quad (kWh / an) \quad (6.3)$$

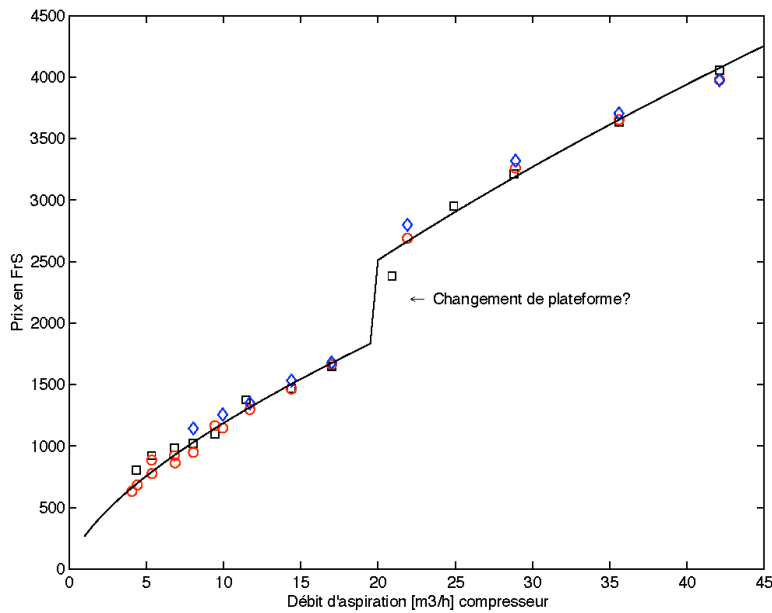
6.1 Coûts d'investissement (I_s)

- a) Pompe à chaleur air-eau (machine + gaines):
Selon Liste de Prix pour SATAG, 2001, Natura AW



$$I_{PAC} = 7 \dot{Q}_{PAC, chauffage}^{0.4} \text{ (à A - 5/W55 en kW) } \quad \text{kFrS}$$

- b) Compresseur (hermetique scroll Copeland séries ZR ZS et ZF),
Selon Liste de Prix Paulus SA, 2001, Suisse



$$\text{si } \dot{V}_{asp} < 20 \text{ m}^3/h \quad I_{cp} = 10^{2.62+0.65 \log_{10} (0.5 \dot{V}_{asp} (\text{m}^3/h))} \quad \text{FrS}$$

$$\text{sinon } I_{cp} = 10^{2.75+0.65 \log_{10} (0.5 \dot{V}_{asp} (\text{m}^3/h))} \quad \text{FrS}$$

c) Pompe à chaleur avec booster

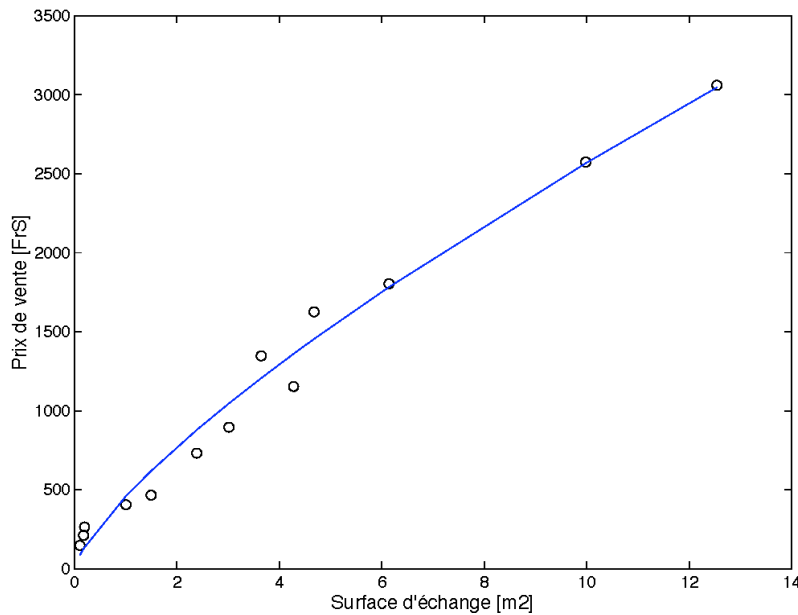
L'investissement d'un système de pompe à chaleur booster est estimé en considérant l'investissement d'une pompe à chaleur classique utilisant le même compresseur principal et en y ajoutant le prix estimé d'un compresseur à l'aide de la formule

$$I_{cp} = 10^{2.62+0.65 \log_{10} (0.5 \dot{V}_{asp} (m^3/h))} \quad \text{FrS}$$

et en appliquant un facteur d'installation égal à 2.

d) Echangeurs à plaques (SWEP),

Selon Fax avec indications de Prix, SWEP Tentlingen, 2002, Suisse



$$I_{ech} = 10^{2.66+0.75 \log_{10} (S(m^2))} \quad \text{FrS}$$

une correction de prix peut être appliquée pour échangeurs

- haute pression + 25%,
- commandes en grande série -30%,
- isolation +15%

e) Appoint électrique,

Selon communication personnelle SATAG, 2002

$$I_{app} = 660 + 33 \dot{E}_{el}(kW) \quad \text{FrS}$$

6.2 Coûts opératoires (CO)

$$CO(K_{app}, Pel) = Pel * \sum_{i=1}^{n_T} \left[\sum_{j=1}^{n_{jours}} (T_i) * 24 * 3600 * \dot{Q}_{ch}(T_i) \right] * \left[\underbrace{\frac{1}{COP(T_i)} * \min\left(1, \frac{\dot{Q}_{ch}(T_i)}{\dot{Q}_{PAC}(T_i)}\right)}_{\text{partie PAC}} + \underbrace{\max\left(0, \frac{\dot{Q}_{ch}(T_i)}{\dot{Q}_{PAC}(T_i)} - 1\right)}_{\text{partie appoint électrique}} \right]$$

$$\text{si } T_i < T_{trans} \text{ ou si } \frac{\dot{Q}_{ch}(T_i)}{\dot{Q}_{PAC}^{mono}(T_i)} > 1 \quad (6.4)$$

$COP(T_i) = COP^{boost}(T_i)$: COP du fonctionnement PAC booster à T_i

$\dot{Q}_{PAC}(T_i) = \dot{Q}_{PAC}^{boost}(T_i)$ puissance au fonctionnement PAC booster à T_i

sinon

$COP(T_i) = COP^{mono}(T_i)$: COP du fonctionnement sans booster pour T_i

$\dot{Q}_{PAC}(T_i) = \dot{Q}_{PAC}^{mono}(T_i)$ puissance au fonctionnement sans booster pour T_i

Dans cette représentation, la variable T_{trans} représente la température extérieure au delà de laquelle le booster ne sera plus utilisé. Cette température de transition est une variable de décision qui sera déterminée de manière à optimiser le rendement global de l'installation. A cette variable correspondent également un nombre d'heures annuelles d'utilisation du compresseur booster. Celui-ci sera lié à l'utilisation.

7 Résultats de l'optimisation

L'optimisation thermo-économique sera appliquée pour différentes configurations possibles pour l'implémentation de la pompe à chaleur dans le système de chauffage. Dans une première phase, nous allons comparer les systèmes de pompes à chaleur sans appoint électrique (appelé dans la suite PAC monovalente). Une pompe à chaleur de référence (PAC mono, avec compresseur à haut rapport de volume installé) sera comparée aux PAC avec compresseur booster de taille variable, mais avec un compresseur principal fixe (avec un rapport de volume installé plus faible). Ensuite nous optimiserons l'utilisation d'un appoint électrique pour les jours les plus froids dans la saison hivernale. Les questions posées pour cette deuxième phase seront:

1. Quelle est la taille de l'appoint optimal?
2. Quel est le gain économique apporté par cette solution?
3. Comment évoluent les solutions booster et PAC monoétagée.

Les performances thermo-économiques des systèmes de pompe à chaleur étudiées seront comparées au mode de chauffage traditionnel, utilisant une chaudière à mazout.

7.1 Chauffage PAC monovalente

Pour un mode de chauffage monovalent par pompe à chaleur, la taille optimale du compresseur booster (relative à un compresseur principal choisi) peut être exprimée pour un objectif énergétique (maximum COP) ou économique (prix de revient de l'énergie de chauffage). Ces caractéristiques sont comparées à une pompe à chaleur avec compresseur à port d'injection intermédiaire et une PAC monoétagée ayant la même puissance de chauffage de base (figure 7.1).

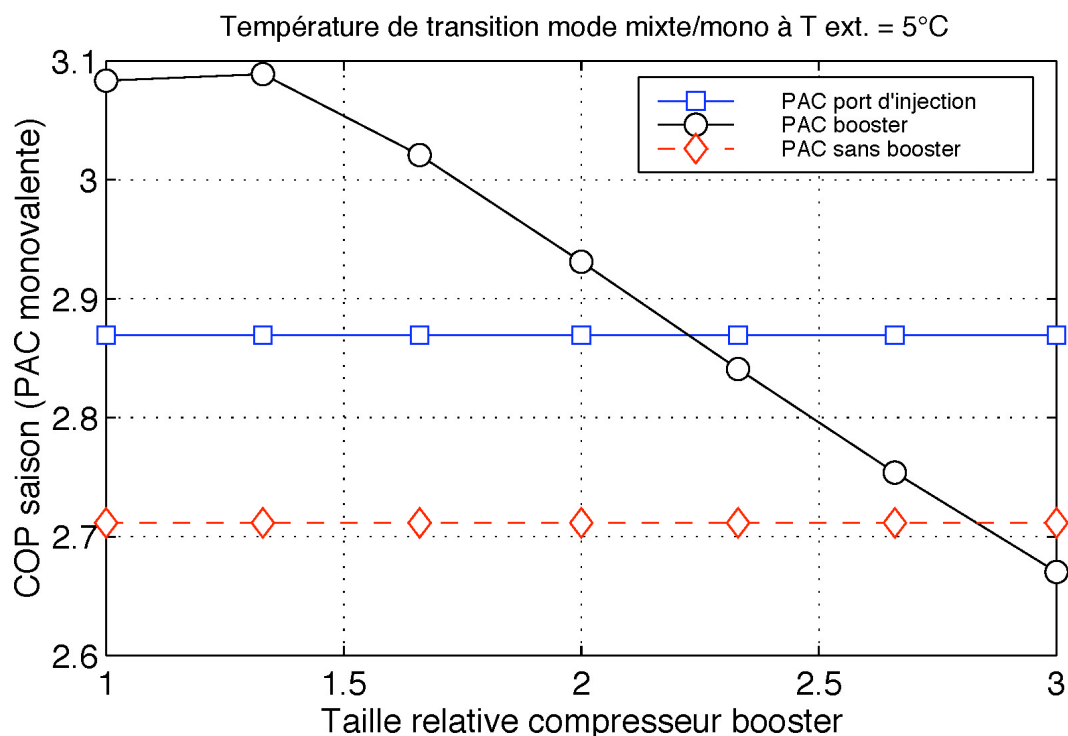


Figure 7.1: COP saison pour les différents types de PAC en chauffage monovalent.

Avec les hypothèses admises (rendement compresseur booster et pincements aux évaporateurs), l'évolution du COP saisonnier montre que la taille optimale du compresseur

booster est environ de 16 m³/h, ce qui correspond à un ratio de 1.33 par rapport au volume aspiré du compresseur principal. Des études précédentes effectuées au LENI (voir [11, 5, etc.]) avaient montré que l'optimum thermodynamique se trouvait à un ratio de env. 2. Cette différence s'explique par le fait que le rendement choisi dans le modèle du compresseur booster est inférieur à celui dans les études précédentes, ce qui déplace l'optimum vers une taille de booster moins importante.

Comme l'indique la [figure 7.2](#), le prix de revient du kWth optimal se trouve vers les tailles de compresseur booster élevées, si on considère un prix d'électricité faible. Pour le cas d'un prix élevé, la taille relative optimale du compresseur booster diminue et se recouvre avec le cas d'un COP optimal trouvé dans la figure précédente.

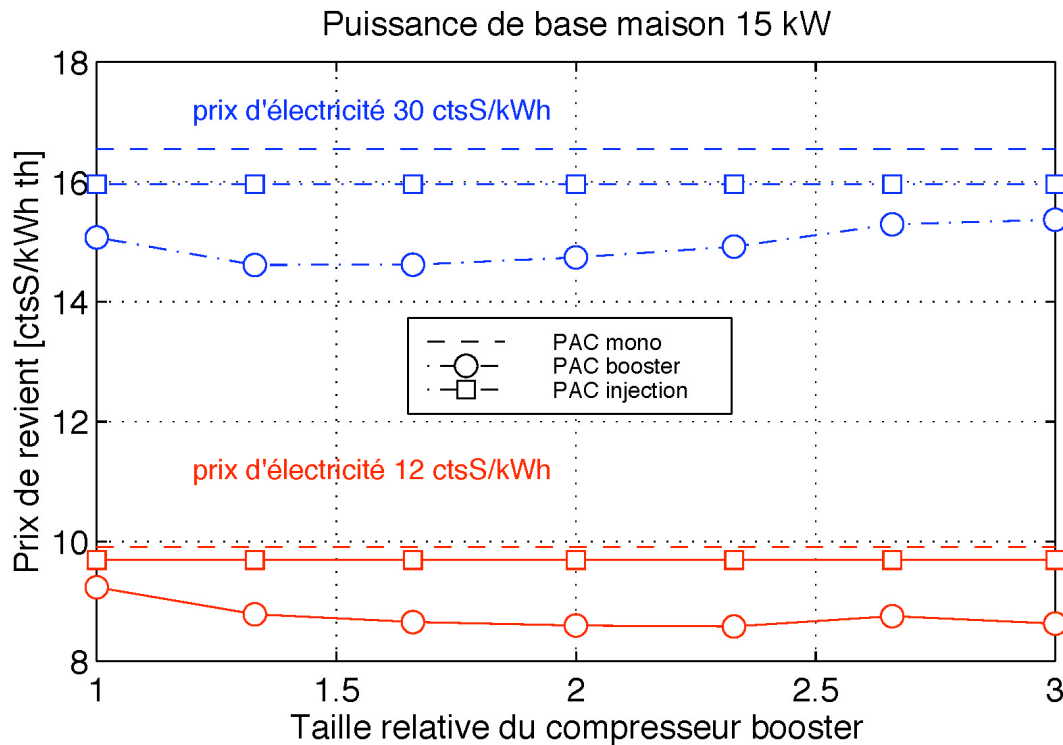


Figure 7.2: Prix de revient d'un système PAC monovalent pour une taille de maison et deux prix d'électricité.

Dans ces calculs l'utilisation d'un compresseur booster ou d'un compresseur à port d'injection intermédiaire est accompagnée de l'ajout d'un étage intermédiaire, comportant au minimum un échangeur interne de type 'économiseur', un capillaire et une vanne magnétique de commande (voir [6]). Les coûts supplémentaires liés à l'étage intermédiaire ne sont pas connus et ont été considérés comme proportionnel au volume d'aspiration du compresseur booster ou du compresseur principal.

$$I_{\text{étage,int}} = f_{\text{inv}} I_{cp} (\dot{V}_{\text{asp,booster}}) \quad \text{FrS} \quad (7.1)$$

avec un facteur de proportionnalité $f_{\text{int}} = 2$

La comparaison du fonctionnement sans booster (cas: mono) avec une PAC combinée (fonctionnement sans/avec booster ou avec injection intermédiaire) nous permet de calculer l'investissement pivot pour l'étage intermédiaire.

Pour le mode de chauffage monovalent, l'investissement limite de l'étage intermédiaire est de l'ordre de 50% à 100% du prix d'achat estimé de la pompe à chaleur et n'est donc pas une valeur critique.

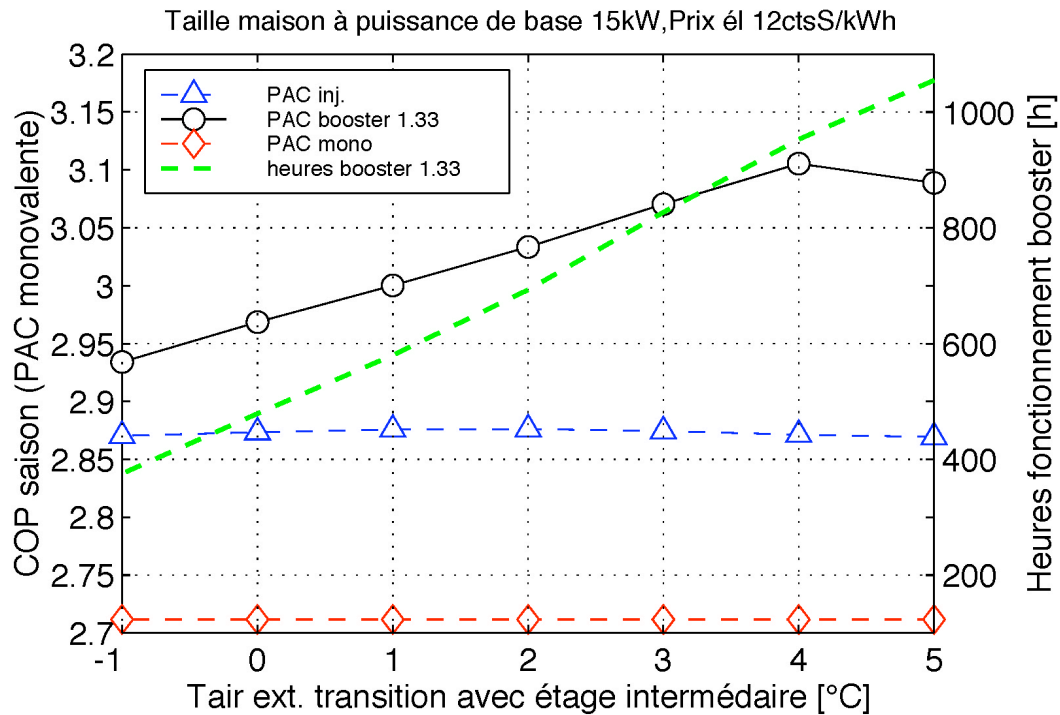


Figure 7.3: Effet de la limitation de durée de fonctionnement booster sur le COP et sur le prix de revient.

La [figure 7.3](#) illustre l'effet d'un choix d'une durée de fonctionnement limitée du compresseur booster sur le COP et son impact sur le prix de revient. En effet, il sera probablement nécessaire de limiter les heures de fonctionnement du compresseur booster, afin de permettre l'utilisation d'une technologie de compresseur booster simple (pas de carter qui accumule de l'huile de lubrification) pour en éviter les coûts. L'influence sur le COP est importante et il faudra donc faire une évaluation du temps limite d'utilisation. La durée de fonctionnement optimale se situe au point de croisement entre les COP booster avec le COP sans booster.

Pour le cycle à port d'injection la température de transition entre un fonctionnement à port ouvert ou fermé ne se traduit pratiquement pas à un changement de COP saison (pour la gamme étudié le COP avec ou sans injection sont très proches).

7.2 PAC avec appoint électrique

7.2.1 Taille de la maison fixe (taille PAC variable)

La puissance de chauffage aux conditions extrêmes peut être fournie, soit par la pompe à chaleur uniquement (cas chauffage monovalent), soit en combinaison avec un appoint électrique (chauffage mono énergétique) ou encore en combinaison avec d'autres sources (bois, mazout, ...). Dans cette étude seul le chauffage mono-énergétique est considéré pour trouver la configuration optimale du système de chauffage. En choisissant une taille de maison, la demande en énergie de chauffage est donnée par le choix du climat. Cette chaleur peut être fournie, soit par une pompe à chaleur seule (cas PAC monovalente de la section précédente) ou en la combinant avec un appoint électrique, ce qui permet de limiter les investissements PAC qui ne seraient valorisés que sur une période de chauffage très limitée.

Pour l'exemple d'une maison de taille donnée, le cas optimal à un prix de revient minimal pour l'énergie de chauffage pour les trois configurations de pompe à chaleur est trouvé dans la [figure 7.4](#). Le choix optimal (économique) de la taille relative de l'appoint électrique est évalué par simulation pour les trois configurations de pompe à chaleur, PAC mono(étagée), booster (biétagée avec compresseur booster) et injection (avec compresseur à port d'injection de vapeur saturée). La deuxième et la troisième configuration fonctionnent en mode mixte, c.à.d. en mode avec étage intermédiaire pour les jours froids et en mode sans injection en mi-saison. Le choix de la transition entre ces modes de fonctionnement est fixé par la température de transition T_{trans} .

La taille de l'appoint (en puissance installée) ainsi trouvée est de l'ordre de la puissance de chauffage de base d'une pompe à chaleur avec étage intermédiaire (donc à peu près le double de la puissance installée du moteur électrique du compresseur de la PAC). Pour le cas d'un chauffage par une PAC sans étage intermédiaire, la puissance de l'appoint (optimal) représente même 2/3 (près de 10 kW) de la puissance de base demandée par la maison.

Pour l'exemple d'une maison de taille (à puissance de chauffage extrême de) 15 kW et un prix d'électricité, actuellement à 12 ctsS/kWh (100 ctsS = 1FrS = 0.65 ¢), le choix optimal de la puissance de l'appoint est aussi présenté à la [figure 7.4](#). Le [tableau 7.1](#) résume les propriétés principales des configurations optimales pour chaque type de pompe à chaleur et le gain par rapport au cycle monoétagé.

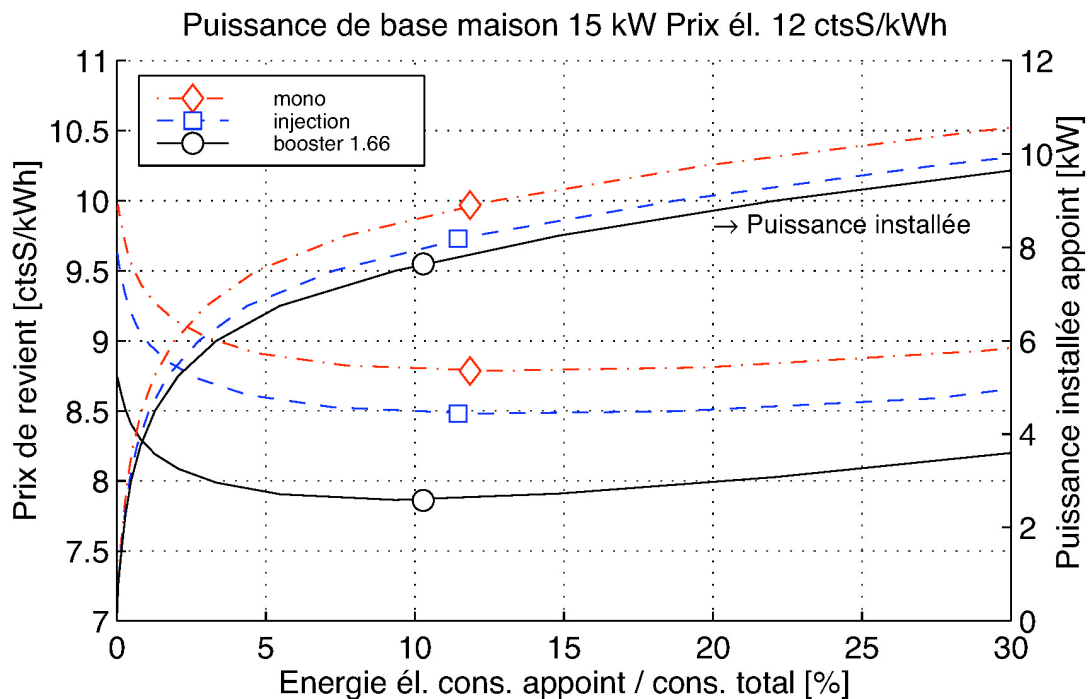


Figure 7.4: Evolution du prix de revient de l'énergie de chauffage en fonction de la puissance d'appoint (avec indication de l'optimum, avec $T_{trans} = 5^\circ\text{C}$ / meilleur booster).

A la figure 7.4 la localisation de la configuration optimale est identifiée par un marqueur sur les courbes. La courbe booster présentée correspond au choix optimal de T_{trans} et de la taille relative du compresseur booster.

Q_base=15kW, P_el = 12ctsS/kWh	PAC mono	PAC injection T _{trans} = 5°C	PAC booster 1.66 T _{trans} = 5°C
Prix revient (PR)	8.8 ctsS/kWh _{th}	8.5 ctsS/kWh _{th}	7.9 ctsS/kWh _{th}
COP saison	2.54	2.69	2.84
Gain PR / PAC mono	-	3 %	10 %
Investissement total	16.9 kFrS	16.7 kFrS	15.1 kFrS
Partie invest. au PR	46.2%	47.4 %	46.2 %
Invest. appoint él.	0.95 kFrS	0.93 kFrS	0.91 kFrS
Invest. étage interm.	-	2.1 kFrS	2.3 kFrS
Invest. ét. int. Limite	-	3.35 kFrS	6.2 kFrS

Tableau 7.1: Résumé des résultats pour un choix d'appoint optimal (à prix de revient minimal).

La [figure 7.5](#) montre l'évolution des contributions de coûts amortis sur la période de chauffage (facteur d'amortissement $\alpha = 3.6$) calculés pour une puissance de maison fixée en fonction de la quantité d'énergie électrique apportée par l'appoint (pour mémoire, la taille de la puissance installée de l'appoint peut être lue à la [figure 7.4.](#)). Et ce pour le meilleur choix de compresseur booster et aux conditions de prix et de taille de maison indiquées.

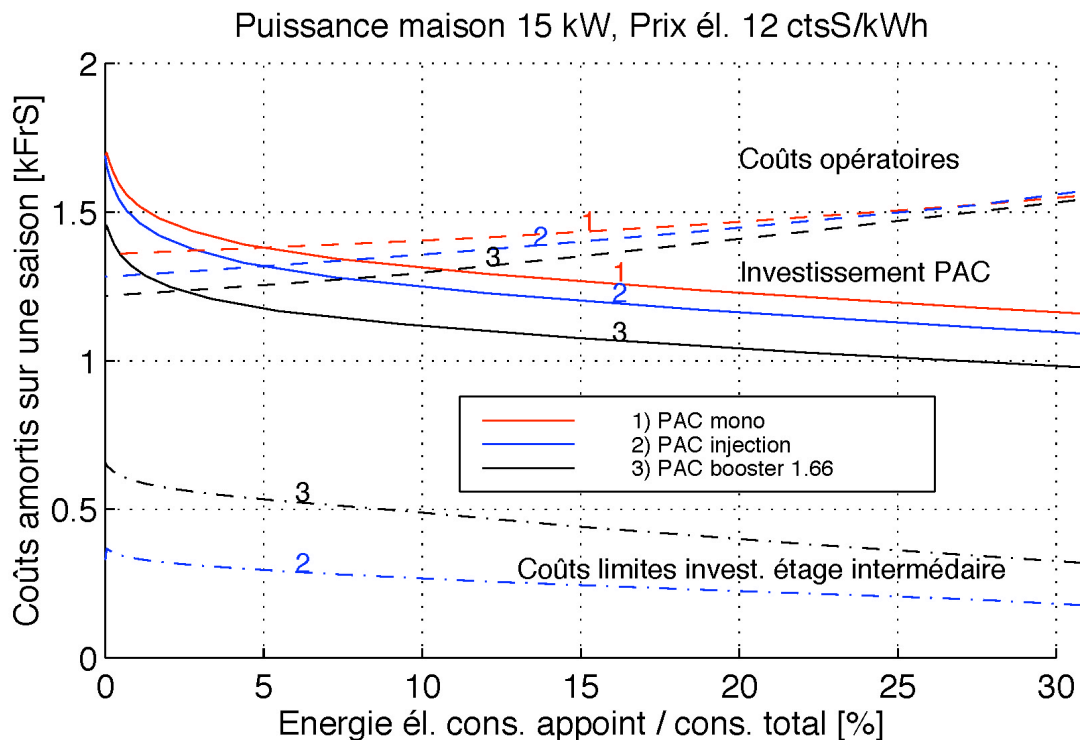


Figure 7.5: Evolution de l'investissement pour une pompe à chaleur pour une maison de 15 kW en fonction de l'appoint installé.

Le taux de consommation électrique par l'appoint est de l'ordre de 11% (PAC avec étage intermédiaire), resp. 15% (PAC simple) et diminue lorsque le prix de l'électricité augmente.

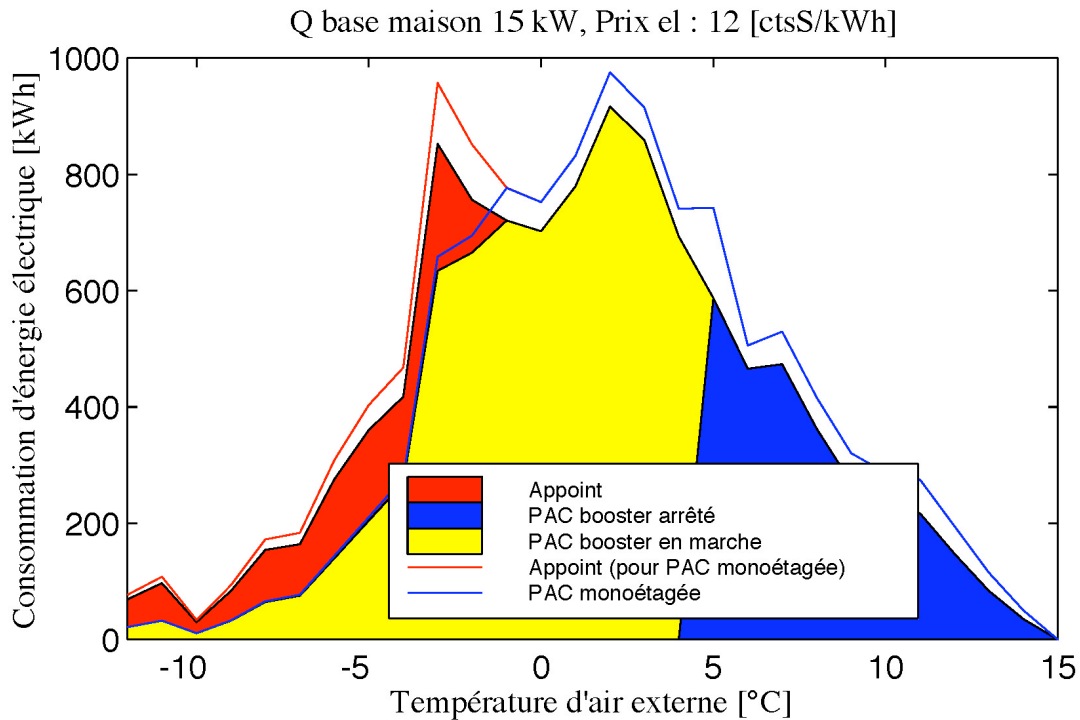


Figure 7.6: Distribution de la consommation d'électricité en cours de saison de chauffage pour l'exemple d'une pompe à chaleur avec compresseur booster et taille d'appoint optimal.

Pour l'exemple traité tout le long de cette section, la [figure 7.6](#) montre la distribution saisonnière de la consommation électrique par le système de chauffage pour une PAC avec compresseur booster et une PAC monoétagée. Le choix de la température de transition à 5°C conduit à une durée importante de fonctionnement du compresseur booster et selon la technologie disponible pour ce dernier n'est pas envisageable pour une durée de vie de 20 années. Or le choix d'une température de transition plus basse engendre le problème suivant. Suivant la taille respective du compresseur booster choisi, la demande de puissance ne peut pas être couverte par le fonctionnement sans booster et il faudrait donc réutiliser l'appoint électrique (ce qui est absurde, au point de vue du concept) ou alors, il faudrait choisir une pompe à chaleur plus grande (donc diminuer la taille de l'appoint électrique) tout en s'éloignant de la configuration optimale déterminée auparavant. La [figure 7.7](#) montre alors le prix de revient calculé en tenant compte de quelques limites de fonctionnement. Pour un choix très limitant de 500 heures par année les tailles de booster 4 à 7 (2 à 3 x taille compresseur principal) ne donne plus de résultats et il faudrait choisir une pompe à chaleur avec un excès de puissance de chauffage à la température minimale.

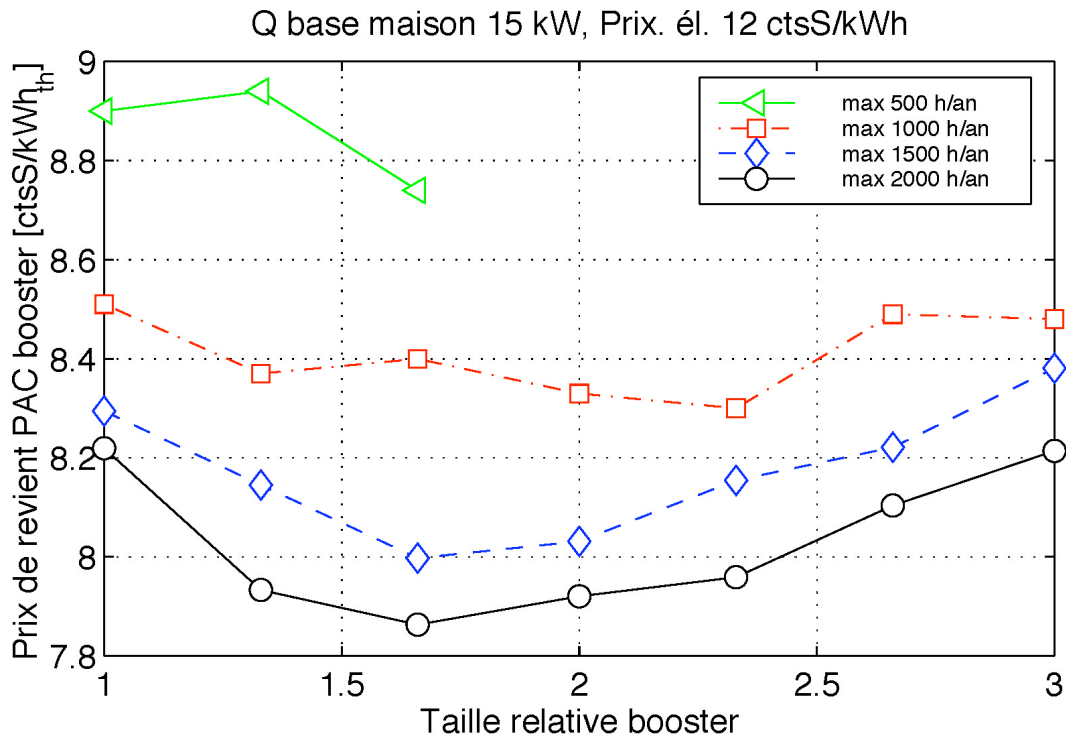


Figure 7.7: Prix de revient pour la PAC avec booster avec limitation en durée de fonctionnement du compresseur booster.

7.2.2 Calcul pour un équipement donné en fonction de la taille de la maison

Les résultats de la recherche de la taille optimale de l'appoint électrique pour une maison à taille donnée sont présentés dans le paragraphe précédent. Pour ces calculs d'optimisation la taille de la pompe à chaleur a été adaptée jusqu'à la configuration optimale trouvée. Cette étude peut être étendue pour différentes tailles de maisons (exprimées par leur consommation en puissance de chauffage de base). Les 3 courbes quasi parallèles de la [figure 7.8](#) représentent en l'estimation du marché pour les 3 cycles de pompe à chaleur étudiés. La 4^{ème} courbe (en trait continu) donne le prix de revient pour une pompe à chaleur avec l'équipement fixe qui correspond à une puissance de chauffage de la pompe à chaleur de 15 kW à A-12/W60. L'implémentation de la pompe à chaleur dans une maison de différente taille est donnée par l'évolution de cette dernière courbe.

Pour l'exemple traité on peut conclure:

1. L'investissement d'un compresseur booster est valorisé pour une large gamme d'utilisation (ici taille de la maison de 15 kW à 43 kW).
2. Le gain au prix de revient de l'énergie thermique de la configuration booster est de l'ordre de 105 par rapport à la solution monoétagée. Le gain pour une PAC à injection intermédiaire est que 3%.
3. Les deux solutions d'amélioration (compresseur scroll avec port d'injection intermédiaire et compresseur booster) sont équivalentes pour l'utilisation décrite dans ce rapport. L'intégration de la production de l'eau chaude sanitaire dans le réseau de la pompe à chaleur, donnera une distinction encore plus prononcée en faveur de la solution booster. Il faudra également évaluer les coûts d'investissement réels pour les deux solutions étudiées.

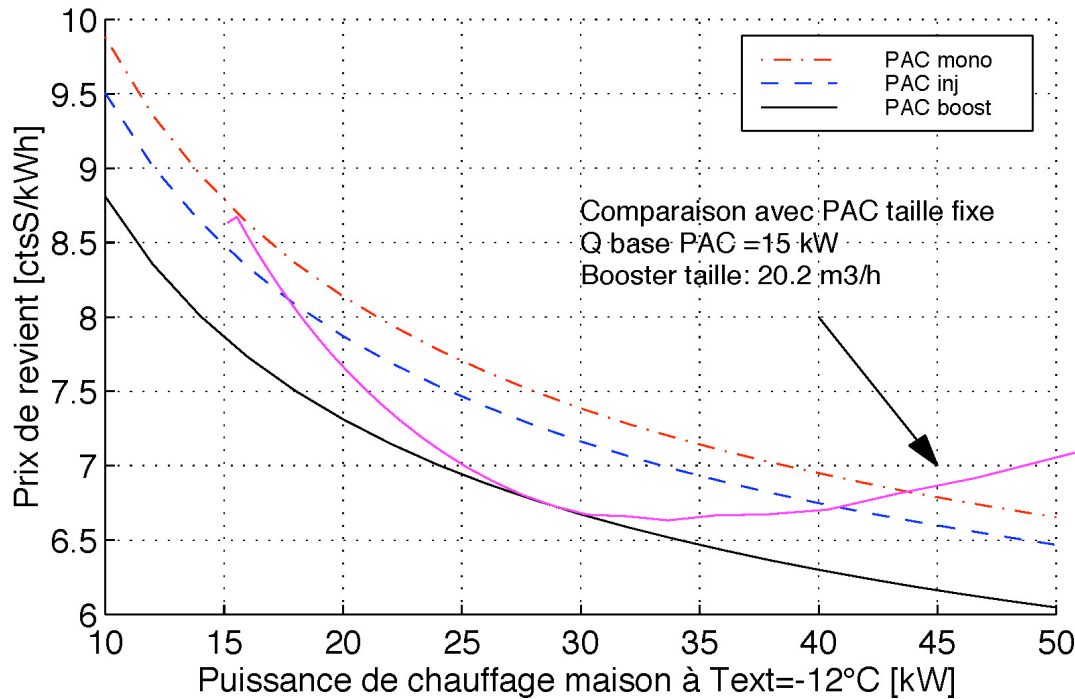


Figure 7.8: Evolution du prix de revient de l'énergie thermique en fonction de la taille de la maison, pour les configurations optimales et pour un cas d'une pompe à chaleur à taille donnée, avec un prix él. 12ctsS/kWh.

7.3 Comparaison avec un système de référence (chauffage conventionnel)

Les prix de revients calculés à la section précédente pour les différentes option de systèmes de pompe à chaleur peuvent alors être comparés pour un exemple de remplacement de chaudière par une nouvelle.

On prendra alors les hypothèses:

Energie de chauffage: $E_{ch} = 30'000 \text{ kWh}$ (maison de taille de base 15 kW)

Coût d'investissement nouvelle chaudière (avec installation): $C_I = 6'000 \text{ FrS}$

Frais d'entretien annuels (ramonage, services et contrôles) : $C_E = 450 \text{ FrS}$

Prix mazout: $P_{mazout} = 40 \text{ FrS} / 100 \text{ lt}$ (11.2002 par commande de 3000 lt)

Durée d'amortissement 20 ans, taux d'intérêt 4% -> facteur d'amortissement $\square = 13.6$

Pouvoir calorifique inférieur de l'huile PCI = 45'300 kJ/kg

Densité d'huile: $\square_{mazout} = 0.8 \text{ kg/lt}$

Efficacité de la chaudière $\square = 90\%$

Avec ces données on aura

La consommation de mazout est de $Q_{mazout} = 3600 E_{ch} / (\square_{mazout} \text{ PCI } \square) = 3310 \text{ lt/an}$

Les coûts opératoires par année: $CO = C_E + Q_{mazout} P_{mazout} / 100 = 1775 \text{ FrS}$

Le prix de revient devient alors $PR_{chaudière} = (CO + 1/\square CI) / E_{ch} = 7.4 \text{ ctsS/kWh}$

Dans l'espace des 5 dernières années, le prix du mazout a balayé la gamme de prix de 21 à 66 FrS/100 lt. Une hausse du prix à court terme au delà du prix maximum n'est pas exclu (en raison de la situation actuelle de l'économie mondiale).

Le tableau suivant reflète pour une gamme de prix d'achat le prix de revient de l'énergie thermique du système chaudière.

Prix d'achat mazout FrS / 100 lt	Prix de revient de l'énergie de chauffage ctsS/kWh
30	6.3
40	7.4
50	8.5
60	9.6
70	10.7
80	11.8

Tableau 7.2: Prix de revient de l'énergie de chauffage pour une chaudière à mazout dans le cas du retrofit.

Pour la situation des prix d'électricité (12 ctsS/kWh) et du mazout (40 FrS/100 lt), le renouvellement du système de chauffage par une pompe à chaleur représente une perte économique sur le prix de revient de 19% (PAC monoétagée), 15% (PAC injection) et 7% (PAC booster), voir valeurs du tableau 7.1. Les systèmes évolués sont au point de vue économique, concurrentiels à partir d'un prix de mazout à 44 - 52 FrS/100 lt.

Avec l'image d'un système de chauffage plus propre (faisant recours à de l'énergie renouvelable) la différence obtenue entre les deux solutions est très faible, pouvant inciter les propriétaires d'étudier l'alternative.

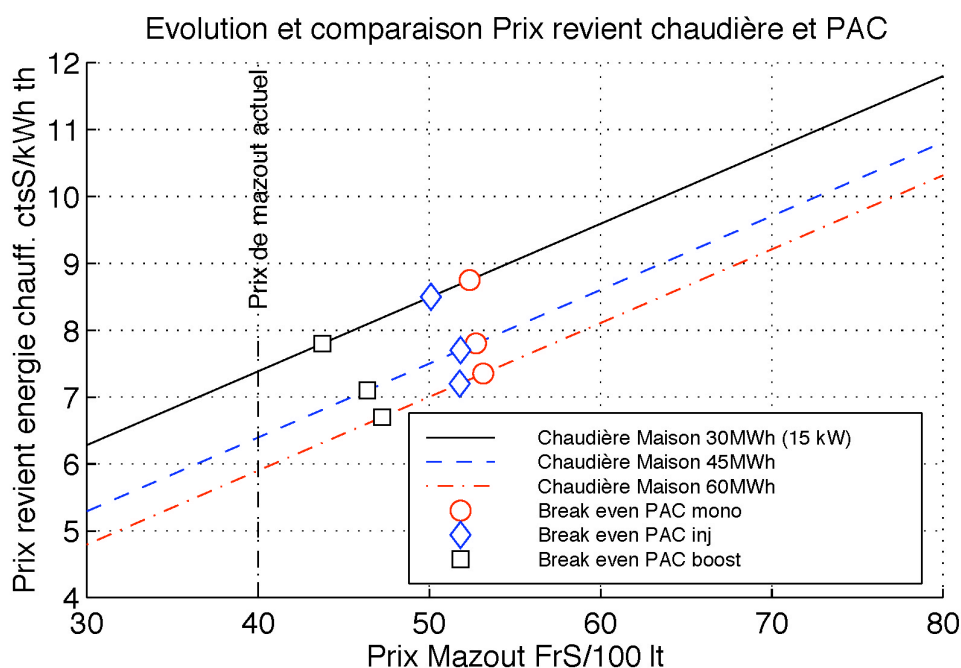


Figure 7.9: Evolution du prix de revient pour plusieurs tailles de maison et indication du point d'intersection avec prix de revient des pompes à chaleurs considérées.

8 Conclusions de l'optimisation économique

Trois types de cycles thermodynamiques de pompe à chaleur air-eau (PAC **monoétagée**, à compresseur à port d'**injection** vapeur et biétagée avec compresseur **booster**) ont été étudiés et comparés sous l'aspect économique pour l'application de chauffage d'une villa existante de moyenne taille (puissance de chauffage de base 15 kW) et dont le système de chauffage par chaudière à mazout ou gaz doit être renouvelé (retrofit). Pour la pompe à chaleur avec compresseur booster, plusieurs tailles de compresseur booster ont été considérées (1x à 3x le volume d'aspiration du compresseur principal). La comparaison avec la PAC monoétagée est à prendre sous réserve, puisqu'en général, pour ce type de machine, le point de fonctionnement extrême visé (courbe de chauffage passant par A-12/W60) est en dehors du domaine de fonctionnement autorisé.

Les performances de pompe à chaleur englobent les puissances des auxiliaires (ventilateur et pompe de circulation) ainsi que les pertes dues au dégivrage de l'évaporateur. Les hypothèses de calcul économique sont: coûts d'investissement de la PAC basé sur des prix de catalogue actuels en ajoutant un surcoût pour les systèmes améliorés, durée de fonctionnement 20 ans et taux d'intérêt 4%. Le prix actuel d'électricité moyen pour les tarifs préférentiels de pompes à chaleur est à 12 ctsS/kWh. Le climat type choisi représente le climat de la ville de Zurich (degré-jours 15/20: 3667) avec une température minimale à -12°C .

En première partie, le mode de **chauffage monovalent** (toute l'énergie de chauffage est approvisionné par la PAC seule) à été étudié. Le COP saison résultant est de 2.71 pour la PAC monoétagée, de 2.87 pour la PAC injection et de 3.09 pour la PAC booster (taille optimale 1.33). Le prix de revient pour l'énergie de chauffage (ctsS/kWh_{th}) des 3 configurations est de 9.9 (mono), 9.7 (injection) et 8.6 (booster). Le choix de taille optimale du compresseur booster passe à 2.33 x le volume d'aspiration du compresseur principal.

Le calcul de prix de revient a été effectué pour déterminer le dimensionnement optimal de l'**appoint électrique** comme complément de chauffage pour les jours les plus froids de la saison. Avec un appoint de 8.9 kW (mono), 8.2 kW (injection) et 7.6 kW (booster) couvrant une bonne partie de la demande de base de 15 kW, les prix de revient sur l'énergie de chauffage sont considérablement plus faibles: 8.8 (mono), 8.5 (injection) et 7.9 (booster). En Annexe A-5, sont représentés les résultats pour d'autres valeurs de départ. Les surcoûts limites pour l'étage intermédiaire et l'influence sur le prix de revient d'une limitation du nombre d'heures de fonctionnement du compresseur booster font aussi sujet de l'analyse.

Les performances économiques d'un retrofit par pompe à chaleur sont comparés à une réinstallation d'une chaudière à mazout. Le choix d'une PAC avec appoint représente une perte économique sur le prix de revient de 19% (mono), 15% (injection) et 7% (booster).

Références

- [1] T. Afjei, *Scrollverdichter mit Drehzahlvariation*. ETH Dissertation Nr 10069, 1993.
- [2] EN255, *Norme Européenne pour les contrôles et essais de pompes à chaleur à compression mécanique eau/eau, saumure/eau et air-eau*, 1989.
- [3] R.Zanelli, *Description mathématique de la géométrie scroll et programme GeoScroll*, Rapport interne LENI-EPFL, 1993.
- [4] Matlab, Mathworks, Inc., Version 5.2 pour Mac.
- [5] M.Zehnder, D.Favrat, *Oil migration on single and two-stage heat pump systems*, OFEN Rapport Int., 2000, ENET-Nr. 200144.
- [6] F.Brand, M.Zehnder et al., *Pompe à chaleur haute température, Phase 1*, OFEN Rapport final, 2000, ENET-Nr. 200090.
- [7] Refprop, National Institute of Standards and Technology, *Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP, Version 6.01*, M.O. McLinden et al., 1998.
- [8] Sanden International Corporation, <http://www.sanden.com/products/scroll.html>
- [9] SRHP, Concours Swiss Retrofit Heat Pump, Cahier des charges du 9.1998.
- [10] University of Dayton USA,
<http://www.engr.udayton.edu/weather/citylistWorld.htm>
- [11] M.Zehnder, D.Favrat, G.Reiner, C.Brugnoli, *Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 1*, OFEN 1998, ENET-Nr.6100005-24.
- [12] M.Zehnder, D.Favrat, E.Zahnd, J.Cizmar, D.Trüssel, *Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren*, OFEN Rapport final, 2000, ENET Nr. 200018.
- [13] Wärmepumpentestzentrum WPZ Töss, www.wpz.ch
- [14] S.Viennet, M.Zehnder. *Etude comparative des performances de compresseurs hermétiques (1 à 5 kW) de pompes à chaleur*, Expertise LENI-EPFL, 1998.
- [15] Norme SIA Société Suisse des Ingénieurs et Architectes, No. 384/2 (1983) et 380/1 (1988).
- [16] B.Frauchiger, *Etude expérimentale et théorique de nouveaux concepts de pompes à chaleur air-eau*, LENI-EPFL, Lausanne Mars 2001.

ANNEXE

A-1 Exemple de modèle de simulation de la demande pour le chauffage d'une maison

La maison de référence choisie pour l'exemple est une villa située à Zurich.

Le but du système de chauffage sera de compenser les pertes de chaleur de cette maison.

Les pertes calorifiques dépendent des caractéristiques constructives de l'enveloppe, de son volume et, aussi des conditions climatiques de l'extérieur.

La norme SIA (Société Suisse des Ingénieurs et Architectes) 384/2 [15] recommande des températures désirées dans la maison en fonction du type de bâtiment.

On suppose une maison individuelle, construction massive, surface de référence énergétique SRE 180 m² (pris d'un exemple de l'office fédéral de l'énergie) avec un volume chauffé de 360m³.

Surface des murs extérieurs	250 m ²
Surface des fenêtres ou portes extérieures au sud (s=0,7)	20 m ²
Surface des fenêtres ou portes extérieures vers l'est/ouest (s=0,9)	5 m ²
Surface des fenêtres ou portes extérieures au nord (s=1)	25 m ²
Surface mures contre le terrain (b ₃ =0,5)	45 m ²
Surface de sol des locaux non chauffés	60 m ²
Surface toiture	160 m ²
Dalle sur terrain (b ₃ =0,5)	<u>140 m²</u>
$\Sigma A =$	705 m ²

Le volume de la maison est 450 m³, alors $A/V = 1,566 \text{ m}^{-1}$, donc $C_1=0,8$.

L'altitude de la maison à Zurich est de 552 m (près du lac), donc $C_2= 1,03$.

Température intérieure 20°C, donc $C_3= 1$

Avec la norme SIA 180.1, on peut trouver les coefficients U des éléments de construction.

$$K \text{ admissible} = C_0 * C_1 * C_2 * C_3 = 0,65 * 0,8 * 1,03 * 1 = 0,5356 \text{ W / m}^2\text{K}.$$

On suppose les coefficients suivants:

U (murs extérieures)	=	0,75 W/m ² K
U (fenêtres/portes)	=	2,5W/m ² K
U (toiture)	=	0,65W/m ² K
U (dalle)	=	0,7W/m ² K
U (sol sur locaux non chauffés)	=	0,5W/m ² K
U (murs contre terrain)	=	0,6 W/m ² K

En appliquant la norme SIA 180/1, on calcule le coefficient k moyen de l'enveloppe de la maison.

$$\overline{U} = \frac{0,75.250 + (0,7.20 + 0,9.5 + 25).2,5 + 0,65.160 + 0,5.0,6.140 + 0,5.45.0,6 + 60.0,5}{705}$$

$$= 0,689 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La puissance thermique à fournir pour répondre aux déperditions par transmission est

$$\dot{Q}_k = (A.U.(T_{\text{chambre}} - T_{\text{extérieure}})) = 485,56. \Delta T$$

La puissance thermique répondant aux déperditions par infiltration d'air est calculée par:

$$\dot{Q}_{i,a} = \frac{\rho.c}{3600} \dot{V}_v . \Delta T = \frac{\rho.c}{3600} V . r$$

V = Volume net chauffé du bâtiment. (m³).

ρ = densité de l'air (Kg/m³).

c = Chaleur spécifique de l'air (J/Kg.K) pour la température intérieure de la maison.

r = taux de renouvellement de l'air. (0,3).

à Zurich, $\rho.c \approx 0,32$.

Avec une vitesse moyenne du vent de 40 km/h et une surface effective de 50 m², on a

$$\dot{Q}_{i,a} = \frac{\rho.c}{3600} \dot{V}_v = 34,56$$

Dans ce cas, la fonction des pertes en fonction de l'incrément de température est de:

$$\dot{Q} = 520,115. \Delta T$$

La courbe est alors linéaire avec la température extérieure.

Afin de déterminer la demande de la maison, il convient également de considérer les gains solaires. L'influence du soleil pour notre modèle de demande est sur le ΔT . Avec le rayonnement solaire on va substituer $\Delta T (= T_{\text{chambre}} - T_{\text{extérieure}})$ par ΔT_{eff} . $\Delta T_{\text{eff}} = T_{\text{limite chauffe}} - T_{\text{extérieure}}$. Pour la température minimale annuelle de -12°C de Zurich, la puissance de consigne (puissance de pertes maximale) est de $\approx 15 \text{ kW}$.

A-2 Simulation d'un compresseur à injection

Pour un compresseur avec un port d'injection on peut subdiviser la compresseur en 3 étapes, comme suit:

1. Admission du débit principal.
2. Phase d'injection de vapeur saturée et mélange.
3. Compression du mélange jusqu'au trou de refoulement.

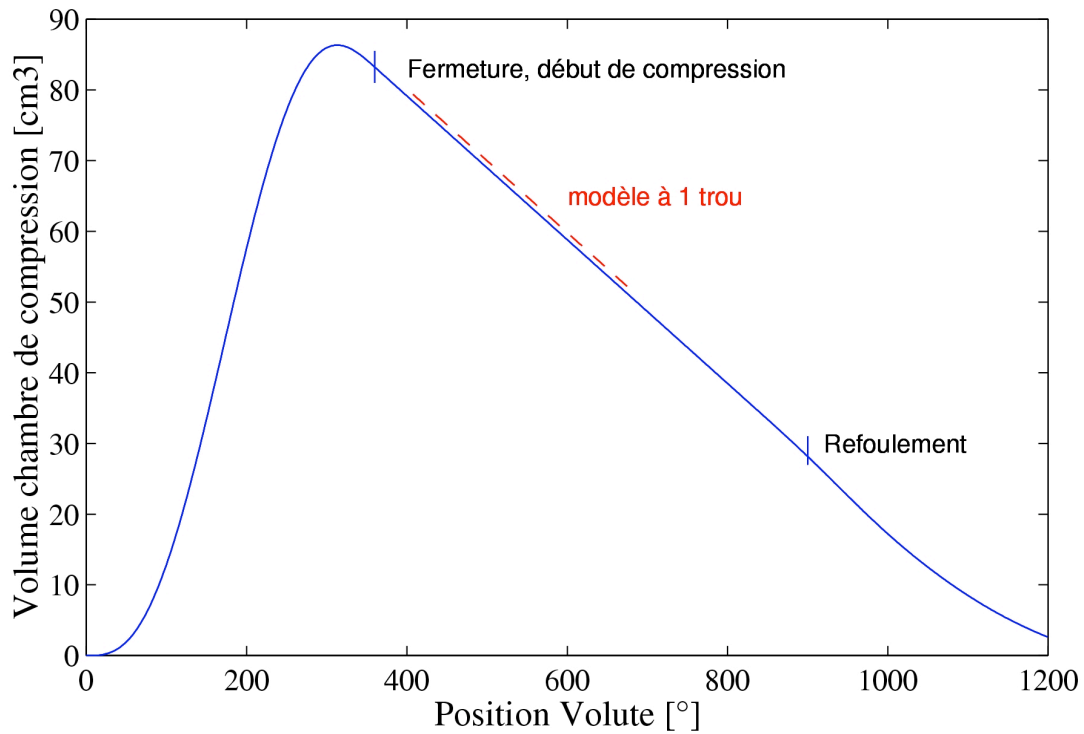


Figure A-2.1: Evolution du volume de compression dans un compresseur scroll et position du trou d'injection [3].

La compression des phases 1 et 3 est simulée avec les principes d'un compresseur de type scroll normal. Le débit injecté a cependant une influence sur les performances globales du compresseur et on corrige le rendement volumétrique suivant le débit d'injection avec la relation suivante:

$$\bar{\eta}_v^* = \bar{\eta}_v f_{v,corr} \quad (A-2.1)$$

avec

$$f_{v,corr} = 1.0 - 0.1323 * \dot{M}_{inj} / \dot{M}_{adm,th}$$

Le rendement volumétrique nominal étant calculé sur la base d'une compression totale entre la pression d'évaporation et de condensation.

L'étage intermédiaire est conditionné par le débit d'injection (choix du capillaire), la géométrie du canal et des trous menant le fluide dans la chambre de compression et les conditions globales (niveau des pressions au condenseur et à l'évaporateur et niveau de sousrefroidissement après l'économiseur).

Les caractéristiques suivantes ont été déterminées pour pouvoir établir un modèle de simulation se basant sur les résultats expérimentaux obtenus avec des compresseurs prototypes testés:

1. Niveau de pression à l'étage intermédiaire en fonction du débit injecté.
2. Température en fin de compression qui indique la qualité de la compression, donc le rendement isentrope reconsidéré pour la phase d'injection.

Le niveau de pression intermédiaire est calculé sur base de la relation suivante:

$$P_{\text{int}} = (1.414 + 1.37 * \dot{M}_{\text{inj}} / \dot{M}_{\text{adm,th}}) P_{\text{evap}} \quad (\text{A-2.2})$$

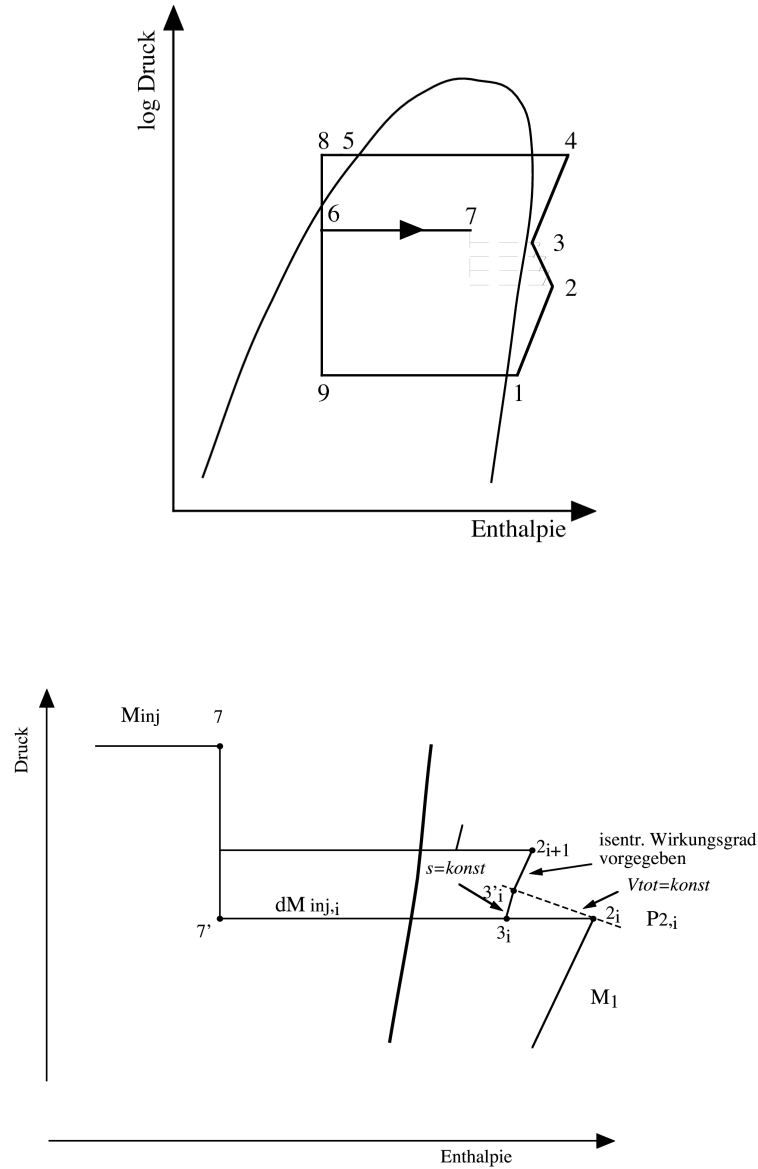


Figure A-2.2: Visualisation de l'étage intermédiaire et du premier pas de calcul avec injection.

La pression initiale $P_{2,i}$ du premier pas de compression est déterminée par la position angulaire de l'ouverture de la chambre de compression vers le trou d'injection. La compression jusqu'à ce point est calculée par un compresseur hypothétique situé entre l'évaporateur et le condenseur. La position angulaire de l'ouverture du trou d'injection (en effet il y a deux trous) est à 45° après la fermeture de la chambre principale. Pendant une durée de 270° l'injection a lieu et le flanc du scroll mobile va de nouveau refermer l'injection. L'évolution de volume en fonction de la position angulaire de la volute est montrée à la figure A-2.1.

Le modèle de simulation des pas d'injection est illustré à la figure A-2.2. Pour chaque étape de compression considérée, le calcul est fait en 3 parties: a) Mélange à pression constante, b) calcul de la pression de mélange (compression isentrope) afin de respecter le volume disponible dans la volute (hypothèse: la volute reste immobile pendant cette opération), c) compression sans injection à rendement isentrope modifié η_s^* .

Ce dernier est calculé sur la base du rendement isentrope du compresseur hypothétique (pas d'injection) avec un facteur de pénalisation

$$\eta_s^* = \eta_s f_{s,corr} \quad (A-2.3)$$

$$\text{avec } f_{s,corr} = 0.47$$

Le modèle établi pour l'injection intermédiaire se base sur des mesures disponibles sur un type de compresseur spécifique et pour un seul réfrigérant (R407C) jusqu'à présent. Un effort supplémentaire est demandé pour intégrer les dimensions du canal d'admission ainsi que le calcul de l'effet de transfert de chaleur et des pertes de charge dans l'admission pour mieux évaluer la pression intermédiaire et le débit injecté pour un capillaire donné. Ainsi le calcul du cycle global pourrait être étendu à d'autres régimes de fonctionnement, notamment à d'autres réfrigérants ou pour la détermination de la position optimale des trous d'injection.

A-3 Abaissement des performances dû au dégivrage

Pour en tenir compte des pertes induits par un dégivrage, nécessaire pour le fonctionnement avec l'air humide comme source de chaleur ambiante, le calcul suivant a été adopté

si $T_{\text{air, sortie}} < 0^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_{\text{chauffage,PAC}}^{\text{eff}} = 0.86 \frac{\eta^4}{T_{\text{air, sortie}}^3} \dot{Q}_{\text{chauffage,PAC}}^{\text{eff}}$$

$$\text{COP}^{\text{eff}} = \frac{\dot{Q}_{\text{chauffage,PAC}}^{\text{eff}}}{\dot{E}_{\text{PAC}}}$$

Cette démarche a été proposée dans le travail de Diplôme de Benno Frauchiger, LENI-EPFL 2000/2001 [16] dans le cadre de cette même pompe à chaleur.

A-4 Calcul des puissances annexes pour les flux externes à la pompe à chaleur

Les puissances annexes incluses au calcul des performances de la pompe à chaleur sont calculées sur une base de calcul décrite dans les normes EN255 pour tests de pompe à chaleur air-eau.

Puissance ventilateur

$$W_{\text{vent}} = V_{\text{air}} * dp / 0.3, \text{ avec } dp=50 \text{ Pa}$$

$$\text{Ex. } W_{\text{vent}} = 4000 [\text{m}^3/\text{h}] / 3600 * 50 [\text{Pa}] / 0.3 [-] = 185 \text{ W}$$

Puissance de la pompe eau

$$W_{\text{pompe}} = V_{\text{eau}} * dp / 0.2, \text{ avec } dp = 15 \text{ kPa}$$

$$\text{Ex. } W_{\text{pompe}} = 30 [\text{l}/\text{min}]/1000/60 * 15000 [\text{Pa}] / 0.2 [-] = 38 \text{ W}$$

A-5 Etude de sensibilité pour le calcul thermo-économique

Etude PAC monovalente (sans appoint électrique)

Taille maison 15 kW, Tair trans = 5°C

Prix el. ctsS/kWh	Taille booster relative	COP mono saison	COP inj. saison	COP booster saison	Prix revient mono ctsS/kWhth	PR inj. ctsS/kWhth	PR booster ctsS/kWhth
12	1.00	2.71	2.87	3.08	9.9	9.7	9.2
12	1.33	2.71	2.87	3.09	9.9	9.7	8.8
12	1.66	2.71	2.87	3.02	9.9	9.7	8.7
12	2.00	2.71	2.87	2.93	9.9	9.7	8.6
12	2.33	2.71	2.87	2.84	9.9	9.7	8.6
12	2.66	2.71	2.87	2.75	9.9	9.7	8.8
12	3.00	2.71	2.87	2.67	9.9	9.7	8.6
18	1.00	2.71	2.87	3.08	12.1	11.8	11.2
18	1.33	2.71	2.87	3.09	12.1	11.8	10.7
18	1.66	2.71	2.87	3.02	12.1	11.8	10.6
18	2.00	2.71	2.87	2.93	12.1	11.8	10.6
18	2.33	2.71	2.87	2.84	12.1	11.8	10.7
18	2.66	2.71	2.87	2.75	12.1	11.8	10.9
18	3.00	2.71	2.87	2.67	12.1	11.8	10.9
24	1.00	2.71	2.87	3.08	14.3	13.9	13.1
24	1.33	2.71	2.87	3.09	14.3	13.9	12.7
24	1.66	2.71	2.87	3.02	14.3	13.9	12.6
24	2.00	2.71	2.87	2.93	14.3	13.9	12.7
24	2.33	2.71	2.87	2.84	14.3	13.9	12.8
24	2.66	2.71	2.87	2.75	14.3	13.9	13.1
24	3.00	2.71	2.87	2.67	14.3	13.9	13.1
30	1.00	2.71	2.87	3.08	16.6	16.0	15.1
30	1.33	2.71	2.87	3.09	16.6	16.0	14.6
30	1.66	2.71	2.87	3.02	16.6	16.0	14.6
30	2.00	2.71	2.87	2.93	16.6	16.0	14.7
30	2.33	2.71	2.87	2.84	16.6	16.0	14.9
30	2.66	2.71	2.87	2.75	16.6	16.0	15.3
30	3.00	2.71	2.87	2.67	16.6	16.0	15.4

Résultats d'optimisation avec appoint électrique

Prix el. ctsS/kWh	Q base maison kW	Prix revient mono ctsS/kWhth	COP saison mono -	Cout Invest. PAC mono kFrS	Puiss appoint el. PAC mono kWel	Prix revient injection ctsS/kWhth	COP saison injection -	Cout Invest. PAC inj. int kFrS	Cout lim etage int kFrS	Puiss appoint el. PAC inj. kWel	Prix revient boost ctsS/kWhth	COP saison boost -	Cout Invest. PAC boost kFrS	Cout lim etage boost kFrS	Taille booster rel.	Puiss appoint el. PAC boost kWel
12	10	9.9	2.4	13.5	6.6	9.5	2.5	13.2	2.5	6.1	8.8	2.7	12.2	4.9	2.00	5.1
12	15	8.8	2.5	16.9	8.9	8.5	2.7	16.7	3.4	8.2	7.9	2.8	15.1	6.2	1.66	7.6
12	20	8.1	2.5	19.0	11.9	7.9	2.7	18.9	4.0	10.9	7.3	2.9	17.5	7.5	1.66	9.7
12	25	7.7	2.6	21.4	13.9	7.5	2.7	21.5	4.7	12.7	6.9	2.9	19.3	8.7	1.66	12.1
12	30	7.4	2.6	23.0	16.7	7.2	2.7	23.3	5.3	15.2	6.7	2.9	21.0	9.7	1.66	14.5
18	10	12.3	2.5	14.4	5.9	11.8	2.7	14.1	3.0	5.5	10.9	2.9	13.0	5.6	1.66	4.8
18	15	11.1	2.6	17.5	8.3	10.7	2.7	17.3	4.0	7.6	9.9	2.9	15.5	7.3	1.66	7.3
18	20	10.5	2.6	19.6	11.1	10.1	2.7	19.6	4.8	10.1	9.4	2.9	18.1	9.0	1.66	8.9
18	25	10.0	2.6	22.1	12.9	9.6	2.8	22.2	5.7	11.7	9.0	2.9	19.9	10.5	1.66	11.1
18	30	9.7	2.6	23.8	15.4	9.3	2.8	24.1	6.5	14.0	8.7	3.0	22.6	11.8	1.33	13.1
24	10	14.6	2.6	14.9	5.6	14.0	2.7	14.6	3.5	5.1	13.0	2.9	13.0	6.3	1.66	4.8
24	15	13.4	2.6	18.1	7.7	12.9	2.8	17.8	4.6	7.0	12.0	2.9	15.9	8.5	1.66	6.7
24	20	12.7	2.6	20.2	10.3	12.2	2.8	20.2	5.6	9.3	11.4	3.0	19.0	10.3	1.33	8.7
24	25	12.3	2.6	22.1	12.9	11.8	2.8	22.2	6.6	11.7	11.0	3.0	20.9	12.2	1.33	10.9
24	30	11.9	2.6	23.8	15.4	11.5	2.8	24.1	7.5	14.0	10.7	3.0	23.3	14.3	1.33	11.8
30	10	16.9	2.6	15.4	5.2	16.2	2.8	15.0	3.9	4.7	15.0	2.9	13.4	7.1	1.66	4.4
30	15	15.7	2.6	18.1	7.7	15.0	2.8	17.8	5.1	7.0	14.0	3.0	16.7	9.5	1.33	6.6
30	20	15.0	2.6	20.2	10.3	14.4	2.8	20.2	6.3	9.3	13.4	3.0	19.5	12.0	1.33	7.9
30	25	14.5	2.7	22.8	11.8	13.9	2.8	22.2	7.4	11.7	13.0	3.0	21.5	14.3	1.33	9.9
30	30	14.2	2.7	24.5	14.1	13.6	2.8	24.8	8.7	12.7	12.7	3.0	23.3	16.6	1.33	11.8