



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Département fédéral de l'environnement, des  
transports, de l'énergie et de la communication DETEC

**Office fédéral de l'énergie OFEN**  
Section Recherche énergétique et Cleantech

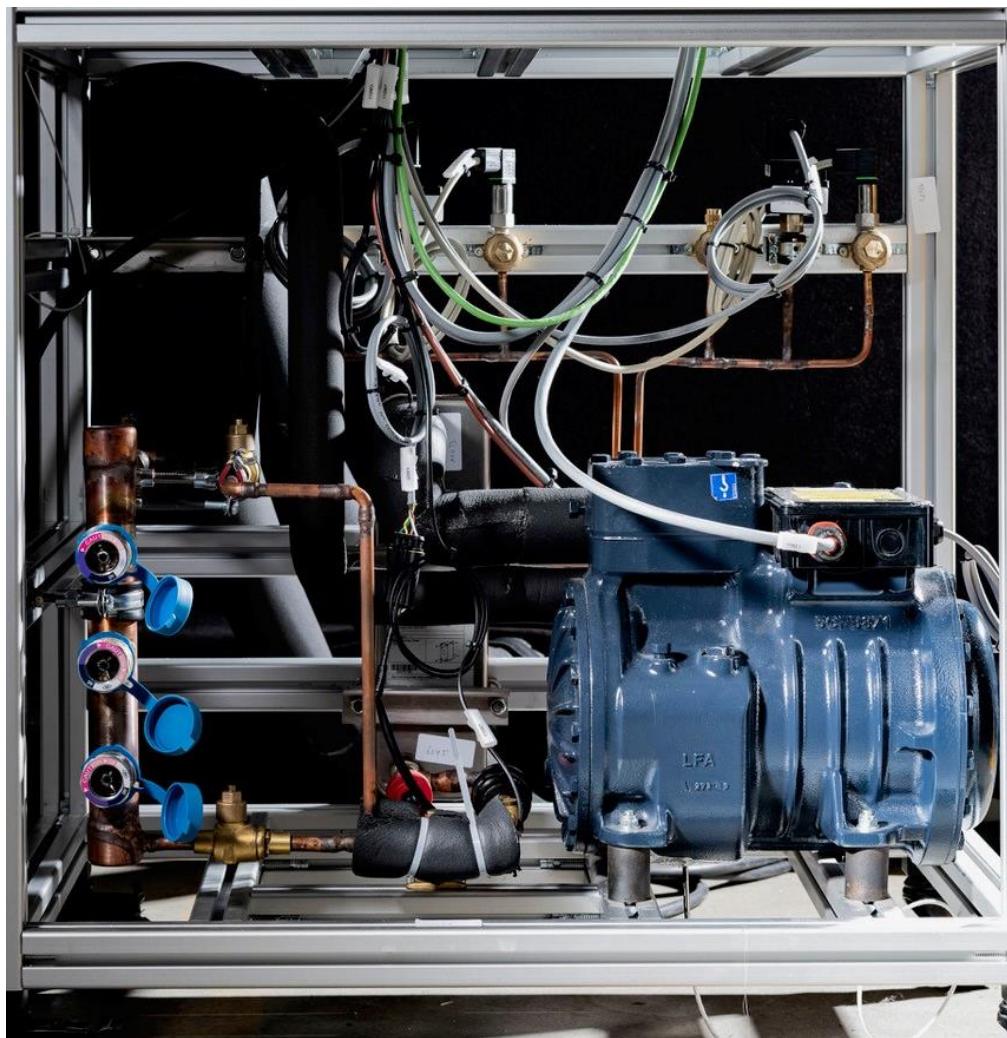
Rapport final du 18 décembre 2020

---

## HEAT / LOCH

Étude et caractérisation d'une pompe à chaleur à  
très faible charge de réfrigérant naturel et haute  
efficacité avec évaporation à moyenne  
température et démonstrateur en laboratoire

---



Source: © Catherine Leutenegger Photography 2020



# CSDINGENIEURS+



HAUTE ÉCOLE  
D'INGÉNIERIE ET DE GESTION  
DU CANTON DE VAUD  
[www.heig-vd.ch](http://www.heig-vd.ch)

Scuola universitaria professionale  
della Svizzera italiana

# SUPSI

**Date :** 18 décembre 2020

**Lieu :** Yverdon-les-Bains

**Prestataire de subventions :**

Office fédéral de l'énergie OFEN  
Section Recherche énergétique et cleantech  
CH-3003 Berne  
[www.ofen.admin.ch](http://www.ofen.admin.ch)

**Bénéficiaires de la subvention :**

CSD Ingénieurs SA  
Avenue des Sports 14, CH-1400 Yverdon-les-Bains  
[www.CSD.ch](http://www.CSD.ch)

HEIG-VD : Institut de Génie Thermique  
Avenue des sports 20 - CP 521 - 1401 Yverdon-les-Bains  
[www.heig-vd.ch](http://www.heig-vd.ch)

SUPSI, Istituto di ingegneria meccanica e tecnologie dei materiali  
Galleria 2 - Laboratorio di termo-fluido dinamica, Via Cantonale, 6928 Manno  
[www.supsi.ch](http://www.supsi.ch)

**Auteurs :**

Nicole Calame, CSD Ingénieurs SA, [n.calame@csd.ch](mailto:n.calame@csd.ch)  
Vinicio Curti, SUPSI, [vinicio.curti@icimsi.ch](mailto:vinicio.curti@icimsi.ch)  
Enrico Da Riva, HEIG-VD, [enrico.dariva@heig-vd.ch](mailto:enrico.dariva@heig-vd.ch)  
Fabrice Rognon, CSD Ingénieurs SA, [f.rognon@csd.ch](mailto:f.rognon@csd.ch)

**Suivi du projet à l'OFEN :**

Carina Alles, [carina.alles@bfe.admin.ch](mailto:carina.alles@bfe.admin.ch)  
Stephan Renz, [info@renzconsulting.ch](mailto:info@renzconsulting.ch)

**Numéro du contrat de l'OFEN :** SI/501824-01

**Les auteurs sont seuls responsables du contenu et des conclusions du présent rapport.**



## Zusammenfassung

Das Hauptziel des Projekts ist das Design und die Konstruktion einer kompakten und modularen Wärmepumpe (WP) mit einer sehr geringen Füllung an natürlichem Kältemittel, die mit Verdampfungstemperaturen von etwa 35°C arbeiten kann. Damit soll eine Lücke an Produkten geschlossen werden, die wirklich für Mitteltemperaturquellen geeignet sind, und die Verwendung von natürlichen Kältemitteln gefördert werden. Der Demonstrator kombiniert eine hohe Energieeffizienz mit einer niedrigen n-Butan-Füllmenge, die für den Einsatz in Innenräumen geeignet ist. Wärmequellen bei ~40°C können Abwärme oder thermische Netze mit niedriger Temperatur sein, die einen ausgezeichneten Gesamtwirkungsgrad erlauben und eine breitere Nutzung erneuerbarer Ressourcen ermöglichen. Mit der Integration solcher WPs kann das Temperaturniveau der zur Verfügung stehenden Wärme lokal angehoben werden, um Brauchwasser zu erzeugen oder den lokalen Wärmebedarf bestehender Gebäude mit sehr guter Effizienz zu decken. Der Ehrgeiz ist, die Energiestrategie 2050 des Bundes zu unterstützen, indem der Wärmebedarf des Wohnsektors mit WP abgedeckt wird. Für zahlreiche relevante Anwendungen fehlen dafür aber die technisch geeigneten Lösungen.

Die Konstruktion des Demonstrators erfolgte in Zusammenarbeit mit Industriepartnern. Die Komponenten sind im Handel erhältlich und für die Verwendung mit n-Butan zertifiziert. Der hergestellte Demonstrator integriert einen halbhermetischen Kolbenverdichter und ein elektronisches Expansionsventil. Das Schlüsselement im Hinblick auf die technologische Machbarkeit des Projekts ist die Fähigkeit des Kompressors, bei einer Verdampfungstemperatur von 35°C zu arbeiten und gleichzeitig eine einwandfreie Schmierung und eine ausreichende Kühlung des Elektromotors zu gewährleisten. Dank der geringen Löslichkeit des verwendeten Schmiermittels mit Kohlenwasserstoffen kann der Verdichter mit Standard-Sauggasüberhitzungswerten betrieben werden, so dass ein interner Austauscher nicht erforderlich ist.

Der Demonstrator erreichte mit nur 450 g n-Butan eine Heizleistung von etwa 7~8 kW. Mit Wasser von 43°C als Wärmequelle wird Warmwasser von 47°C bis 65°C mit einem COP von etwa 8 bis 5 bereitgestellt. Im Vergleich zu den heute in kommerziellen WP verwendeten synthetischen Kältemitteln (R410A, R407C, R134a) werden mit Butan sehr niedrige Überhitzungswerte und Arbeitsdrücke am Verdichterauslass erreicht und bei gleichem Hubraum ist weniger elektrische Leistung notwendig.

Der Demonstrator wurde mit einer hocheffizienten kommerziellen WP (COP 5 bei B0W35) verglichen, bei der die Wassereintrittstemperatur zum Verdampfer auf ~ 20°C begrenzt werden muss, um den Betrieb zu ermöglichen, während der Demonstrator 43°C akzeptiert. Bei einer Warmwasser-Erzeugungstemperatur zwischen ca. 45°C und 65°C ist der mit dem Demonstrator erzielte COP etwa doppelt so hoch. Außerdem ist die Austrittstemperatur deutlich niedriger (max. 80°C statt 95°C), was für eine Wasserproduktion bei höheren Temperaturen ohne Probleme mit der Kompressorkühlung oder Ölverkohlung vielversprechend ist. Auch die Leistung des Demonstrators ist besser als die der wenigen auf dem Markt erhältlichen Booster-WP. Diese mit R134a betriebenen Maschinen akzeptieren eine Hochtemperaturquelle (bis zu 42°C), ohne jedoch auf einem so hohen Temperaturniveau tatsächlich verdampfen zu können. Die Qualität der Wärme wird dadurch verschlechtert, so dass das vorhandene Exergiepotenzial nicht optimal genutzt werden kann. Es wurde auch ein Vergleich mit einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe durchgeführt.

Eine Fortsetzung des Projekts ist geplant, um andere Kältemittel zu untersuchen, um die Leistung zu erhöhen, die spezifische Füllung [kg/kW] des Kältemittels zu verringern und/oder die Austrittstemperatur zu erhöhen. Mit Propan anstelle von Butan sollte es möglich sein, die Heizleistung mit etwa der gleichen Menge an Kältemittel zu verdoppeln. Ein Lebensdauertest des Kompressors sollte auch durchgeführt werden. Mögliche Anwendungen für die Wasserproduktion bei 80°C, die machbar erscheint, sind die kompakte Speicherung von Warmwasser oder industrielle Anwendungen. Vorgesehen ist der Vergleich der Gesamtenergieeffizienz eines konventionellen Wärmenetzes mit einem Niedertemperatur-Wärmenetz mit Integration von WP mit den Eigenschaften des Demonstrators.



## Résumé

L'objectif principal du projet est le dimensionnement et la réalisation d'une pompe à chaleur (PAC) compacte et modulaire à très faible charge de réfrigérant naturel (normal butane) capable d'opérer avec des température d'évaporation d'environ 35°C. Le but est de combler un manque dans les produits réellement adaptés aux sources à moyenne température et d'encourager l'utilisation de réfrigérants naturels. Le démonstrateur combine une haute efficience énergétique à une faible charge de n-butane compatible avec une application intérieure. Les sources de chaleur non-conventionnelles à ~40°C visées ici peuvent être des rejets de chaleur ou des réseaux thermiques à basse (ou bonne) température (CAD BT) qui ont une excellente efficacité globale et favoriseraient une plus grande utilisation des ressources renouvelables. L'intégration de telles PAC permettrait de relever localement le niveau de température de la chaleur disponible afin de produire de l'eau chaude sanitaire ou de fournir localement des besoins en chauffage pour des bâtiments existants avec une très bonne efficacité. L'ambition est de soutenir la transition énergétique et la stratégie énergétique 2050 de la Confédération en s'attaquant à la part importante des besoins en chaleur du secteur résidentiel au travers des PAC en tant que technologie clé qui n'a pas encore été déclinée pour toutes ses applications possibles et pertinentes.

La conception du démonstrateur s'est faite en collaboration avec des partenaires industriels. Les composants sont disponibles sur le marché et certifiés pour l'utilisation avec le n-butane. Le démonstrateur réalisé intègre un compresseur semi-hermétique à pistons et un détendeur électronique. L'élément clé du point de vue de la faisabilité technologique du projet est la capacité du compresseur à opérer à la température d'évaporation de 35°C, tout en garantissant une lubrification correcte et un refroidissement adéquat du moteur électrique. Grâce à la faible solubilité avec les hydrocarbures du lubrifiant employé, le compresseur peut fonctionner avec des valeurs standard de surchauffe à l'aspiration, ainsi un échangeur interne n'est pas nécessaire.

Le démonstrateur a atteint une puissance de chauffage de l'ordre de 7~8 kW en utilisant seulement 450 g de n-butane. Avec de l'eau à 43°C comme source de chaleur, il peut fournir de l'eau chaude de 47°C à 65°C avec un COP d'environ 8 à 5. Par rapport aux fluides de synthèse utilisés aujourd'hui dans les PAC commerciales (R410A, R407C, R134a), le butane permet d'atteindre des niveaux de surchauffe au refoulement du compresseur et des pressions de travail très faibles, et, à parité de cylindrée, des puissances électriques limitées. Ceci est favorable au refroidissement du compresseur.

Le démonstrateur a été comparé avec une PAC commerciale à haute efficacité (COP 5 à B0W35), dont la température d'entrée de l'eau à l'évaporateur doit être limitée à ~ 20°C afin d'en permettre le fonctionnement, tandis que le démonstrateur accepte 43°C. Avec ces conditions et pour une température de production d'eau chaude entre environ 45°C et 65°C, le COP obtenu avec le démonstrateur est d'environ le double. De plus, la température de refoulement est sensiblement plus basse (max. 80°C au lieu de 95°C), ce qui est prometteur pour une production d'eau à plus haute température sans problèmes de refroidissement du compresseur ni de carbonisation de l'huile. La performance du démonstrateur est aussi meilleure que celle des quelques PAC-booster disponibles sur le marché. Ces machines fonctionnant au R134a acceptent une source à haute température (jusqu'à 42°C) mais sans pour autant pouvoir réellement évaporer à un niveau de température aussi élevé. Ainsi la qualité de la chaleur est dégradée, ne permettant pas l'exploitation optimale du potentiel exergétique disponible. Une comparaison a aussi été faite avec une PAC transcritique au CO<sub>2</sub>.

Une suite du projet est prévue pour étudier d'autres réfrigérants hydrocarbures afin d'augmenter la puissance, diminuer la charge spécifique [kg/kW] de fluide frigorigène et/ou augmenter la température en sortie. L'utilisation du propane à la place du butane devrait permettre de doubler la puissance de chauffage avec environ la même quantité de fluide frigorigène. Afin de valider la faisabilité technique du concept proposé, il faudrait aussi réaliser un test de durée de vie du compresseur. Les applications possibles pour une production d'eau à 80°C, qui semble faisable, sont le stockage compact d'ECS (surplus d'électricité dans le réseau, smartgrid ou auto-consommation PV) ou des applications industrielles. Une comparaison de l'efficacité énergétique globale d'un CAD classique avec un CAD BT intégrant des PAC ayant les caractéristiques du démonstrateur est aussi envisagée.



## Summary

The main objective of the project is the design and construction of a compact and modular heat pump (HP) with a very low charge of natural refrigerant (n-butane) capable of operating with evaporation temperatures of around 35°C. The aim is to fill a gap in products that are truly suitable for medium-temperature sources and to encourage the use of natural refrigerants. The demonstrator combines a high energy-efficiency with a low n-butane charge compatible with indoor application. The non-conventional heat sources at ~40°C may be waste heat or low (good) temperature thermal network (LTDH) which have an excellent overall efficiency and would promote greater use of renewable resources. The integration of such HPs would make it possible to raise locally the temperature level of the heat available in order to produce domestic hot water or to provide specific heating needs for some existing buildings connected to the network with very good efficiencies. The ambition is to support the energy transition and the Confederation's 2050 energy strategy by addressing the important share of the residential sector's heat needs using heat pumps as a key technology that has not yet been declined for all its possible and relevant applications.

The design of the demonstrator was carried out in collaboration with industrial partners. The components are available on the market and certified for use with n-butane. The demonstrator produced integrates a semi-hermetic piston compressor and an electronic expansion valve. The key element from the point of view of the technological feasibility of the project is the compressor's ability to operate at the evaporation temperature of 35°C, while guaranteeing correct lubrication and adequate cooling of the electric motor. Thanks to the low solubility with hydrocarbons of the lubricant used, the compressor can operate with standard suction superheat values, so an internal exchanger is not necessary.

The demonstrator reached a heating power of about 7~8 kW using only 450 g of n-butane. With water at 43°C as a heat source, it can provide hot water from 47°C to 65°C with a COP of about 8 to 5. Compared to the synthetic fluids used today in commercial heat pumps (R410A, R407C, R134a), butane makes it possible to achieve very low compressor discharge superheat levels and working pressures and limited electrical power at the same volumetric capacity. This is favourable for compressor cooling.

The demonstrator has been compared with a high efficiency commercial heat pump (COP 5 at B0W35), which inlet water temperature to the evaporator must be limited to ~ 20°C to allow operation, while the demonstrator accepts 43°C. Under these conditions and for a hot water production temperature between about 45°C and 65°C, the COP obtained with the demonstrator is about double. In addition, the discharge temperature is significantly lower (max. 80°C instead of 95°C), which is promising for higher temperature water production without compressor cooling or oil carbonization problems. The performance of the demonstrator is also better than the few booster-HP available on the market. These R134a machines accept a high temperature source (up to 42°C) but without actually being able to evaporate at such a high temperature level. Thus, the quality of the heat is downgraded, which does not allow for an optimal exploitation of the available exergy potential. A comparison was also made with a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump.

A continuation of the project is planned to study other hydrocarbon refrigerants in order to increase the thermal power, decrease the specific charge [kg/kW] of refrigerant and/or increase the outlet temperature. The use of propane instead of butane should make it possible to double the heating capacity with approximately the same amount of refrigerant. In order to validate the technical feasibility of the proposed concept, a compressor lifetime test should also be carried out. Possible applications for water production at 80°C, which seems feasible, are compact storage of DHW (surplus electricity in the grid, smartgrid or PV self-consumption) or industrial applications. A comparison of the overall energy efficiency of a conventional DH with a LTDH integrating heat pumps with the characteristics of the demonstrator is also envisioned.



## Take-home messages

- Le démonstrateur conçu et réalisé peut exploiter une source thermique à 43°C et fournir de l'eau chaude de 47°C à 65°C avec un COP d'environ 8 à 5.
- La charge de butane est de 450 g pour une puissance thermique de 7~8 kW.
- Les PAC aujourd'hui sur le marché acceptent une température d'entrée de la source élevée mais ne l'exploitent pas réellement.
- L'application du démonstrateur en synergie avec des réseaux thermiques à basse température permettrait une fourniture de chaleur à température flexible avec un moindre impact sur le climat grâce à une très bonne efficience, un réfrigérant naturel à GWP nul et favorisant une plus large utilisation de ressources renouvelables.



# Table des matières

<b>Zusammenfassung</b> .....	3
<b>Résumé</b> .....	4
<b>Summary</b> .....	5
<b>Take-home messages</b> .....	6
<b>Table des matières</b> .....	7
<b>Liste des abréviations</b> .....	9
<b>1</b> <b>Introduction</b> .....	10
1.1    Contexte et arrière-plan.....	10
1.2    Justification du projet.....	10
1.3    Objectifs du projet.....	12
<b>2</b> <b>Description des installations</b> .....	13
2.1    Démonstrateur .....	13
2.2    Compresseur .....	17
2.3    Fluide frigorigène .....	17
2.4    Détendeur .....	20
2.5    Échangeurs de chaleur.....	21
2.6    Système de contrôle.....	22
<b>3</b> <b>Procédure et méthode</b> .....	24
3.1    Définition du cahier des charges global .....	24
3.2    Méthodologie générale du projet.....	24
3.3    Partenaires industriels .....	25
3.4    Contrôle des résultats.....	25
3.5    Banc de test.....	26
<b>4</b> <b>Résultats et commentaire</b> .....	28
4.1    Choix du fluide frigorigène .....	28
4.2    Conception de base du circuit frigorifique .....	29
4.3    Remplissage du démonstrateur et charge de réfrigérant.....	30
4.4    Mesures expérimentales (démonstrateur).....	31
4.5    Résultats détaillés (démonstrateur).....	36
4.6    Evaluation des performances thermiques des échangeurs .....	42
4.7    Mesures expérimentales (PAC commerciale R410A) .....	43
4.8    Vérification du bilan d'énergie .....	50
4.9    Evaluation du potentiel énergétique de la machine en situation .....	52
4.10    Comparaison avec PAC commerciale classique.....	54
4.11    Comparaison avec PAC commerciale transcritique pour ECS .....	56



4.12	PAC booster .....	58
4.13	Charge de fluide frigorigène .....	60
4.14	Potentiel de production d'eau chaude à haute température (>65°C) .....	61
4.15	Validation du modèle théorique .....	62
<b>5</b>	<b>Conclusions et résumé .....</b>	<b>64</b>
<b>6</b>	<b>Aperçu et mise en œuvre prochaine .....</b>	<b>66</b>
<b>7</b>	<b>Coopération nationale et internationale.....</b>	<b>67</b>
<b>8</b>	<b>Communication .....</b>	<b>67</b>
<b>9</b>	<b>Remerciements .....</b>	<b>67</b>
<b>10</b>	<b>Bibliographie.....</b>	<b>68</b>
<b>11</b>	<b>Annexes.....</b>	<b>69</b>



## Liste des abréviations

asp	Aspiration compresseur
BT	Basse Température
CAD	Chauffage à Distance
CFC	Chlorofluorocarbure
cond	Condenseur / Condensation
COP	<i>Coefficient Of Performance</i>
ECS	Eau Chaude Sanitaire
ev	Évaporateur / Évaporation
GWP	Potentiel de réchauffement global ( <i>Greenhouse Warming Potential</i> )
HFC	Hydrofluorocarbure
HFO	Hydrofluoroléfine
ODP	Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ( <i>Ozone Depletion Potential</i> )
PAC	Pompe à Chaleur
Q	Puissance thermique [W]
ref	Refoulement compresseur
SC	Sous-refroidissement
SH	Surchauffe
STEP	Station d'épuration des eaux usées
W	Puissance électrique [W]



# 1 Introduction

## 1.1 Contexte et arrière-plan

On constate aujourd’hui un manque dans les pompes à chaleur (PAC) efficientes dotées d’un fluide réfrigérant naturel et permettant une production de chauffage et d’eau chaude sanitaire décentralisée, avec comme source des sondes géothermiques profondes, rejets de chaleur (station d’épuration (STEP), aéro-refroidisseurs de groupes froids, industrie), réseau de chauffage à distance (CAD) basse température ou conduite de retour d’un CAD à moyenne température. Le manque de compresseurs hermétiques ou semi hermétiques capables de fonctionner avec une haute température d’évaporation est la raison principale de l’absence de ce genre de PAC sur le marché. Une PAC fonctionnant avec une température d’évaporation de 35°C et une température de condensation entre 50°C et 70°C permettrait d’atteindre une haute efficacité avec un coefficient de performance (COP) entre 10 et 5. Ce projet vise à lever les barrières existantes, notamment grâce à l’état actuel des technologies.

Il existe une volonté de la Suisse de sortir au plus vite des réfrigérants à base d’hydrofluorocarbure (HFC) qui s’applique autant pour les nouvelles installations que dans la grande quantité de machines concernées par les futurs projets de rénovation sur l’ensemble du parc immobilier existant en Suisse. Certains hydrocarbures ont des caractéristiques prometteuses en termes d’efficience thermodynamique pour cette application et ont un indice de potentiel de destruction de la couche d’ozone (ODP) nul et un potentiel de participation au réchauffement climatique (GWP) extrêmement faible. Ce type de réfrigérant est toutefois soumis à des contraintes d’ordre sécuritaire étant donné leur inflammabilité. La charge de réfrigérant, soit la quantité de fluide dans le circuit interne de la machine, est le critère clé régissant l’admissibilité d’installation d’une pompe à chaleur fonctionnant avec un hydrocarbure. Dans un espace d’occupation générale (classe A), la limite est de 1.5 kg de charge (1 kg en sous-sol) d’après la norme EN378. Cet aspect est important dans l’optique du développement futur de PAC respectueuses de l’environnement qui ne soient toutefois pas limitées dans leur installation.

## 1.2 Justification du projet

Le chauffage à distance (CAD) est censé être un contributeur majeur à la réalisation de la stratégie énergétique 2050, puisque son potentiel a été estimé à 38% de la demande en chaleur à l’échelle nationale [1]. Les possibilités de déploiement de cette technique de mise en réseau sont tributaires de l’étendue du spectre de valorisation d’énergie renouvelable et de récupération de chaleur, notamment de rejets thermiques à basse température.

Les réseaux traditionnellement implantés en Suisse présentent à l’heure actuelle des températures aller dans la fourchette de 75°C à 90°C. Ce type de réseau permet en fait de relier tous les usagers par échangeurs de chaleur tout en respectant les recommandations anti-légionellose pour ce qui est des températures d’accumulation d’eau chaude sanitaire (sortie du boiler à 60°C). Pour cela, et pour des raisons d’efficacité énergétique notamment liée à la diminution des pertes thermiques des conduites de distribution, les réseaux à basse température sont toujours plus dans le focus des chercheurs.

Lund *et al.* ont nommé les réseaux avec température aller de 50°C à 60°C "de quatrième génération" (4GDH) [2,3]. Dans ces cas, la chaleur destinée au chauffage peut être livrée par échangeurs de chaleur, tandis que l’eau chaude sanitaire serait chauffée instantanément (sans accumulation) à des températures de 40°C à 50°C ou bien préchauffée par le réseau avec un complément fourni par des pompes à chaleur dédiées prélevant la chaleur sur le retour du réseau. L’intérêt de ce type de réseau consiste, entre autre, en l’augmentation des possibilités d’intégrer les énergies renouvelables, de chauffer les réseaux par pompes à chaleur centralisées et de baisser les déperditions thermiques de distribution.



Les auteurs ont mis en évidence également l'intérêt de réseaux avec températures aller encore plus basses, se situant à environ 30°C à 40°C, où les usagers "basse température" (avec température aller du circuit de distribution de 25°C à 35°C) pourraient être connectés par échangeurs de chaleur, avec l'eau chaude sanitaire préchauffée par le réseau et finie par une pompe à chaleur dédiée prélevant la chaleur à basse température du réseau, tandis que les usagers "haute température" nécessiteraient de pompes à chaleur locales, toujours avec captation de chaleur du réseau, tant pour le chauffage que pour l'eau chaude sanitaire [4].

Cet abaissement de la température de distribution du CAD permettrait d'alimenter les réseaux par des pompes à chaleur avec une efficacité encore plus élevée, d'élargir les possibilités d'intégration de rejts de chaleur, de baisser encore plus les déperditions thermiques de distribution, tout en récupérant la chaleur extraite par cette opération, et également de faciliter l'exécution des réseaux en utilisant des conduites plastiques et moins isolées, ce qui entraîne une baisse des coûts de réseau. Les coûts de réseau constituent une limite majeure à la diffusion du chauffage à distance notamment hors des centres urbains.

Du fait de leur construction, les compresseurs disponibles sur le marché peuvent accepter des températures de réfrigérant limitées, impliquant des températures d'évaporation maximales d'environ 15°C à 25°C. Donc, même si une pompe à chaleur locale dispose d'une source (le réseau) à 40°C, elle doit quand-même évaporer à 15-25°C au maximum (ce qui est réalisé par exemple par mélange hydraulique, en baissant le niveau thermodynamique du réseau), tandis qu'elle pourrait évaporer à 35°C si le compresseur en avait la possibilité. L'efficacité d'une PAC et la puissance thermique qu'elle est en mesure de livrer pour une même taille augmentent avec l'augmentation de la température d'évaporation.

L'implémentation de ce type de réseaux, impliquant des pompes à chaleur eau-eau à installer chez chaque usager "haute température" pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire ou chez chaque usager "basse température" pour l'eau chaude sanitaire seulement, souffre donc du manque de pompes à chaleur à haute température d'évaporation.

Une PAC pouvant évaporer à une température plus élevée aurait donc le double avantage d'être plus efficace et plus petite en taille par rapport à une PAC qui doit évaporer à une température plus faible.

L'accès à des réseaux à basse température serait donc amélioré si l'on pouvait disposer de PAC à haute température d'évaporation, ce qui passe par la disponibilité d'un compresseur qui permette de tels régimes de fonctionnement.

Quelques remarques supplémentaires :

- Réseaux "Anergie" : Surtout en Suisse et en Allemagne, on assiste à l'implémentation de réseaux dits "Anergie", travaillant à des températures proches de la source d'énergie basse température (p. ex. eau de surface). Dans ce cas chaque usager doit prévoir une pompe à chaleur travaillant à des températures d'évaporation usuelles pour les pompes à chaleur du marché. Ce type de réseaux implique des différences de température aller-retour très faibles, et par conséquent des débit d'eau très élevés et des diamètres de conduites importantes. De plus, l'économicité de ces réseaux est tributaire d'une demande de froid relativement importante.
- Extension de réseaux existants : Les réseaux de chauffage urbain existants pourraient distribuer plus d'énergie par rapport à leur dimensionnement initial si l'on augmentait la différence de température aller-retour. Les températures aller ne pouvant pas être augmentées, il s'agit de baisser celles de retour. Or, des températures typiques de retour de l'ordre de 50°C ne permettent pas de connecter des usagers "haute température". Il faut alors utiliser des pompes à chaleur qui puisent la chaleur à basse température du réseau. Par ce qui est exposé plus haut, dans ce cas des PAC à haute température d'évaporation seraient précieuses pour atteindre des efficacités élevées.



- En Europe les PAC air-eau de type à installation externe ou de type split (avec une partie externe et une partie interne reliées par des conduites de réfrigérant) gagnent des parts de marché. Ce type d'unités sont le plus souvent de production asiatique, ce qui endommage évidemment les producteurs suisses et européens. Ceux-ci produisent donc de préférence des unités eau-eau auxquelles appartiennent les pompes à chaleur locales à installer chez les usagers de réseaux basse température. Le développement d'une PAC à haute température d'évaporation bénéficierait donc à l'économie suisse.
- Des pompes à chaleur à haute température d'évaporation permettraient également de récupérer les rejets de chaleur avec une efficacité plus élevée, leur importance n'est donc pas forcément liée uniquement aux réseaux de chauffage à distance.

### 1.3 Objectifs du projet

Ce projet de recherche et développement vise à combler un manque dans les Pompes à Chaleur (PAC) adaptées aux sources à moyenne température (évaporation ~35°C) en levant aussi en même temps les barrières liées à l'utilisation de réfrigérants naturels.

Les objectifs principaux sont la conception et l'assemblage d'un démonstrateur en laboratoire, et la mesure et l'analyse des performances énergétiques dans le but d'établir des pistes d'optimisation et de comparer les performances avec celles des PAC standard.

Les caractéristiques cibles du démonstrateur sont les suivantes :

- PAC eau-eau compacte ;
- Température d'évaporation ~35°C ;
- Température de condensation 50°C à 70°C ;
- COP cible ~10 (pour 50°C) et ~5 (pour 70°C) ;
- Réfrigérant naturel : Isobutane ou autre hydrocarbure ;
- Minimisation de la charge de réfrigérant (< 0.1 kg/kW) ;
- Puissance de chauffage : environ 10 kW ;
- Utilisation de technologies actuellement disponibles mais pas encore sur le marché ou certifiées.



## 2 Description des installations

### 2.1 Démonstrateur

Le dimensionnement et la réalisation d'une PAC à très faible charge de réfrigérant naturel (normal butane) et capable d'opérer avec des température d'évaporation d'environ 35°C était l'objectif principal du projet. Un dessin 3D du démonstrateur réalisé dans le cadre de ce projet, y compris armoire électrique et variateur de fréquence, est donné en [Figure 1](#). La [Figure 2](#) montre le circuit frigorifique complet avant isolation thermique et branchement hydraulique au banc de test.

Enfin, les données techniques principales et le schéma P&ID complet sont donnés dans le Tableau 1 et en [Figure 3](#).

En accord avec le fabricant du compresseur, il a été choisi de réaliser le circuit sans bouteille anti-coup de liquide en aspiration du compresseur ni échangeur interne entre la vapeur froide en sortie de l'évaporateur et liquide chaud en sortie du condenseur. Ce choix permet de simplifier la réalisation et le système de contrôle de la machine (ex. il n'y a pas le problème du retour du lubrifiant à gérer) et, surtout, de minimiser le volume total du circuit. De l'autre côté, il y a un risque supérieur en cas de retour de liquide au compresseur, mais ceci devrait être mitigé par l'utilisation d'un lubrifiant qui a une faible solubilité avec le réfrigérant.

Un réservoir cylindrique vertical avec 3 voyants (voir [Figure 2](#) en bas à gauche) a été installé en sortie du condenseur. Ceci a pour fonction de faciliter le fonctionnement stable de la machine ainsi que de permettre un contrôle visuel du taux de remplissage effectif du circuit et de l'influence qu'ont les conditions de travail sur celui-ci. La quantité minimum de fluide frigorigène permettant le fonctionnement du démonstrateur peut être identifiée en phase de remplissage du circuit quand l'interface liquide/vapeur apparaît sur le fond de ce réservoir. De l'autre côté, l'utilisation de ce réservoir est censée drainer par gravité le liquide du condenseur et pourrait empêcher d'atteindre du sous-refroidissement en sortie du condenseur, ce qui pourrait avoir un certain impact négatif sur le COP. En exploitant les 3 vannes manuelles (voir [Figure 2](#) et [Figure 3](#)) il est aussi possible de bypasser ce réservoir.

Le compresseur est alimenté par un variateur de fréquence d'une puissance nominale de 3 kW sur régulateur PID qui permet de faire varier la vitesse de rotation entre environ 700 rpm et 1500 rpm afin de maintenir une consigne de pression de condensation, et donc de contrôler indirectement la température de production de l'eau chaude dans le cas de besoins de chauffage variables. Par contre, l'utilisation d'un variateur de fréquence induit une augmentation de la consommation électrique du système ainsi que des potentiels problèmes de vibrations, lubrification ou refroidissement du moteur électrique aux faibles vitesses de rotation.

Le démonstrateur dispose de 2 capteurs de pression en aspiration et en refoulement du compresseur, ainsi que de trois capteurs de température en aspiration du compresseur, refoulement du compresseur et sortie du condenseur (voir [Figure 3](#)). Ces mesures permettent de reproduire le cycle thermodynamique afin de valider la modélisation théorique et de mieux analyser les résultats expérimentaux. Le capteur de température AKS11 ne se trouve pas en sortie du condenseur comme prévu dans le schéma [Figure 3](#), mais en correspondance du robinet de service en amont du voyant et du filtre (voir [Figure 2](#) en bas).

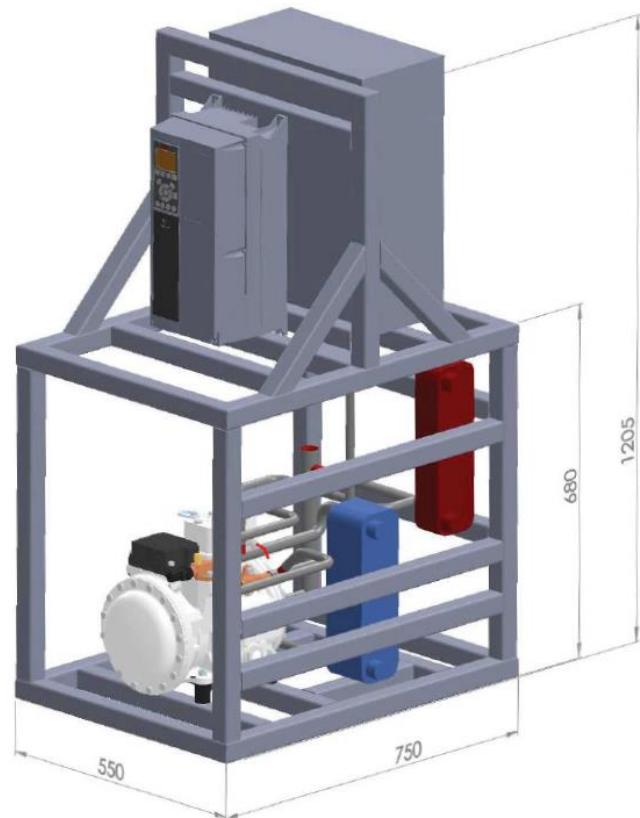


Figure 1 : Dessin 3D du démonstrateur avec dimensions hors-tout (source : Zéro-C).

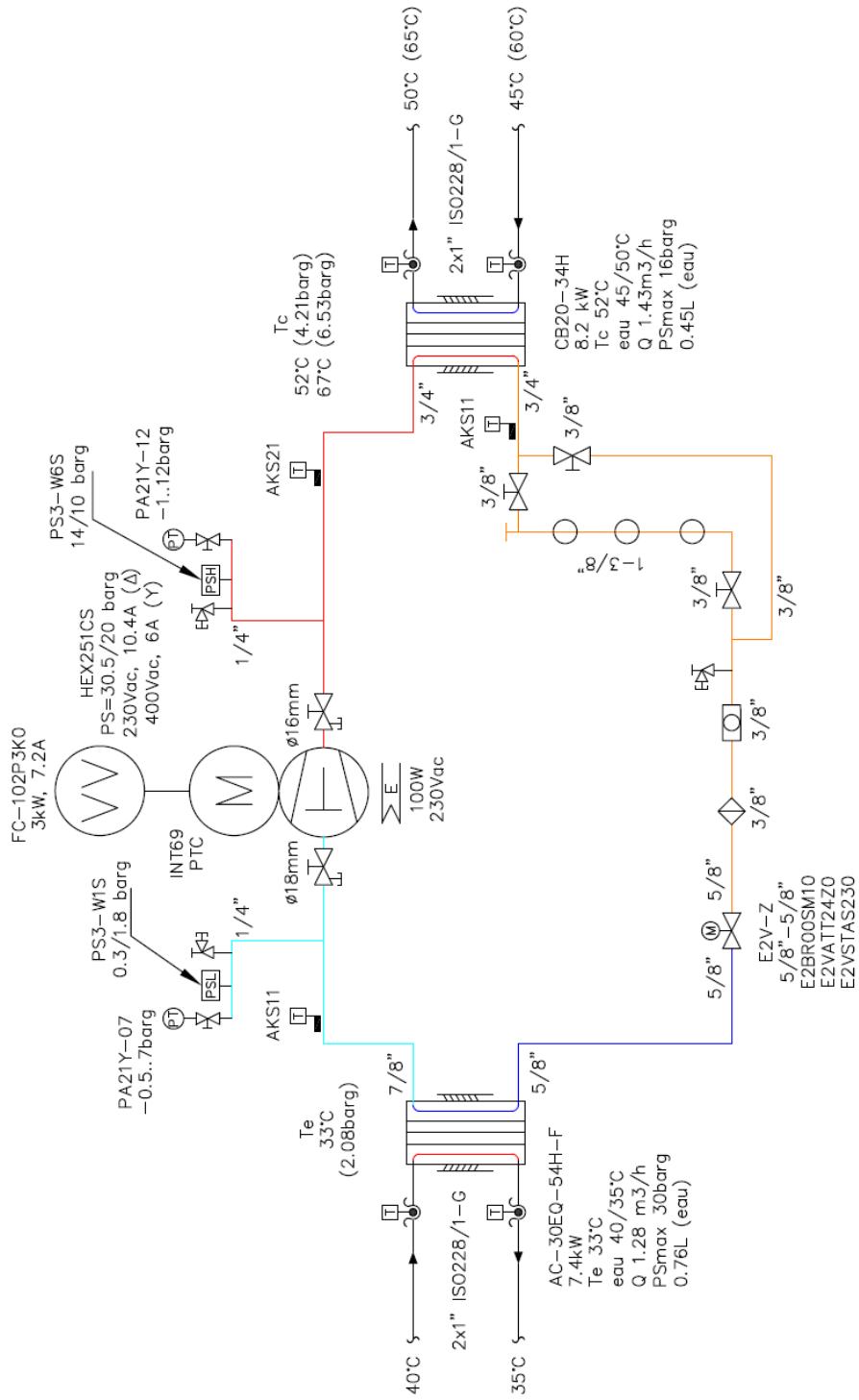


Figure 2 : Circuit frigorifique complet du démonstrateur avant isolation thermique (source : Zéro-C).



Tableau 1 : Données techniques principales du démonstrateur (source : Zéro-C).

DONNÉES TECHNIQUES			
<b>Données générales</b>			
<b>Description</b>	Pompe à chaleur	<b>Capacité (chauffage)</b>	8 kW @ 50°C
<b>Fabricant</b>	ZERO-C	<b>Alim. électrique</b>	400Vac / 3 Ph / 50 Hz
<b>Modèle</b>	190098-PAC-HT	<b>Ampérage max.</b>	10 A
<b>Réfrigérant</b>	R600 (n-butane)	<b>Dimensions (LxPxH)</b>	550x750x1'205 mm
<b>Charge</b>	450 g (n-butane)	<b>Poids à vide</b>	125 kg
<b>Compresseur</b>			
<b>Type</b>	Piston semi-hermétique	<b>Volume balayé</b>	11.64 m <sup>3</sup> /h @ 50 Hz
<b>Fabricant</b>	Dorin	<b>Vitesse</b>	1450 t/min @ 50 Hz
<b>Modèle</b>	HEX251CS	<b>Alim. électrique</b>	380-420 Vac / 3 Ph / 50 Hz
<b>Huile</b>	CP-1516-68	<b>Ampérage max.</b>	6 A
<b>Charge d'huile</b>	1.3 L		
<b>Variateur de fréquence</b>			
<b>Type</b>	VLT HVAC Drive	<b>Alim. électrique</b>	380-480 Vac / 3 Ph / 50 Hz
<b>Fabricant</b>	Danfoss	<b>Puissance max.</b>	3 kW
<b>Modèle</b>	FC-102P3K0		
<b>Évaporateur</b>			
<b>Type</b>	Plaques brasées	<b>Temp. entrée</b>	40°C
<b>Fabricant</b>	Alfa Laval	<b>Temp. sortie</b>	35°C
<b>Modèle</b>	AC-30EQ-54H-F	<b>Débit</b>	1'275 kg/h
<b>Connexions</b>	2x G1" (ISO 228/1-G)	<b>Puissance</b>	7.4 kW
<b>Fluide</b>	Eau	<b>Perte de charge</b>	8.1 kPa
<b>Volume fluide</b>	0.756 L	<b>Pression max.</b>	30/30 barg
<b>Condenseur</b>			
<b>Type</b>	Plaques brasées	<b>Temp. entrée</b>	45°C
<b>Fabricant</b>	Alfa Laval	<b>Temp. sortie</b>	50°C
<b>Modèle</b>	CB20-34H	<b>Débit</b>	1'414 kg/h
<b>Connexions</b>	2x G1" (ISO 228/1-G)	<b>Puissance</b>	8.2 kW
<b>Fluide</b>	Eau	<b>Perte de charge</b>	17.5 kPa
<b>Volume fluide</b>	0.476 L	<b>Pression max.</b>	16/16 barg





## 2.2 Comresseur

L'élément clé du point de vue de la faisabilité technologique du projet est la capacité du compresseur à opérer à la température d'évaporation de 35°C, tout en garantissant une lubrification correcte et un refroidissement adéquat du moteur électrique. Le fabricant de compresseurs *Officine Mario Dorin S.p.A.* a fourni le compresseur et contribué à la conception du démonstrateur.

Un des objectifs principaux du projet est l'utilisation de technologies actuellement disponibles, mais pas encore sur le marché ou certifiées, afin de démontrer la faisabilité technique du concept proposé. Sur la base de cet objectif, le compresseur sélectionné est une version modifiée du HEX251CS (voir Figure 4), avec les caractéristiques principales suivantes :

- Compresseur (conception mécanique) faisant déjà partie de la ligne de produits actuelle ;
- Moteur électrique surdimensionnée afin de limiter les potentiels problèmes de refroidissement ;
- Certification ATEX (c.à.d. machine utilisable en condition d'atmosphère explosive).

Sur la base d'une expérience précédente de *Officine Mario Dorin S.p.A.* [5] l'huile lubrifiante sélectionnée est la CP-1516-68 (voir données techniques en annexe) du producteur *CPI Fluid Engineering*. Cette huile est un mélange d'huiles du type PAG (polyalkylène glycol) et d'autres additifs, spécifiquement développée pour limiter la solubilité avec des fluides frigorigènes tels que les hydrocarbures ou le dioxyde de carbone. Afin de compenser les effets de la haute température d'évaporation (c.à.d. la tendance à augmenter la solubilité et baisser la viscosité effective) un degré de viscosité nominale de 68 cSt, plus élevé que la valeur normalement utilisée en réfrigération, a été sélectionné.

Des données expérimentales de la viscosité en fonction de la température et du niveau de dilution avec un hydrocarbure sont disponibles en Figure 5.

## 2.3 Fluide frigorigène

Du normal-butane (R600) avec un degré de pureté 2.5 (voir analyse de composition en annexe) a été choisi comme fluide frigorigène.

Cet hydrocarbure n'est pas utilisé comme réfrigérant au niveau commercial. Par rapport aux autres hydrocarbures typiquement utilisés comme fluides frigorigènes, tels que l'isobutane (R600a), le propane (R290) ou le propylène (R1270), le n-butane permet d'atteindre :

- Des niveaux de surchauffe au refoulement du compresseur très faibles ;
- A parité de cylindrée, des puissances électriques limitées ;
- Des pressions de travail très faibles.

Les caractéristiques précédentes sont clairement favorables dans le cadre de ce projet afin de pallier aux possibles problèmes de fonctionnement dus à la température d'évaporation élevée.

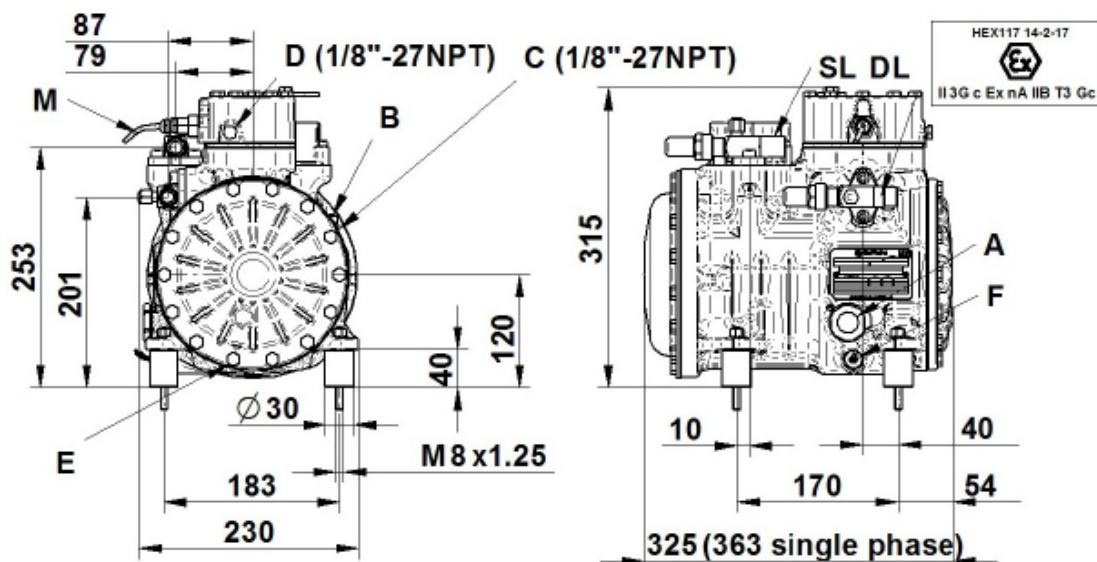
Par contre, surtout par rapport au propane, ce choix limite considérablement le maximum de puissance thermique atteignable par rapport à la masse de fluide frigorigène utilisée dans le circuit.



### Technical data

No. cylinders	2	
Bore	44	[mm]
Stroke	44	[mm]
Displacement @ 50 Hz	11,64	[m <sup>3</sup> /h]
Displacement @ 60 Hz	13,97	[m <sup>3</sup> /h]
Suction valve	18 s.	[mm]
Discharge valve	16 s.	[mm]
Oil charge	1,0	[kg]
Net weight	41	[kg]

### Overall dimensions [mm]



- A - Oil sight glass
- B - Oil charge plug
- C - Low pressure connection
- D - High pressure connection
- E - Oil drain plug

- F - Crankcase heater
- M - Max. discharge temperature sensor
- DL - Discharge service valve
- SL - Suction service valve

Figure 4 : Données techniques principales du compresseur (source : Dorin).



ASTM STANDARD VISCOSITY-TEMPERATURE CHART  
CP-1516-68 w/ Hydrocarbon Dilution

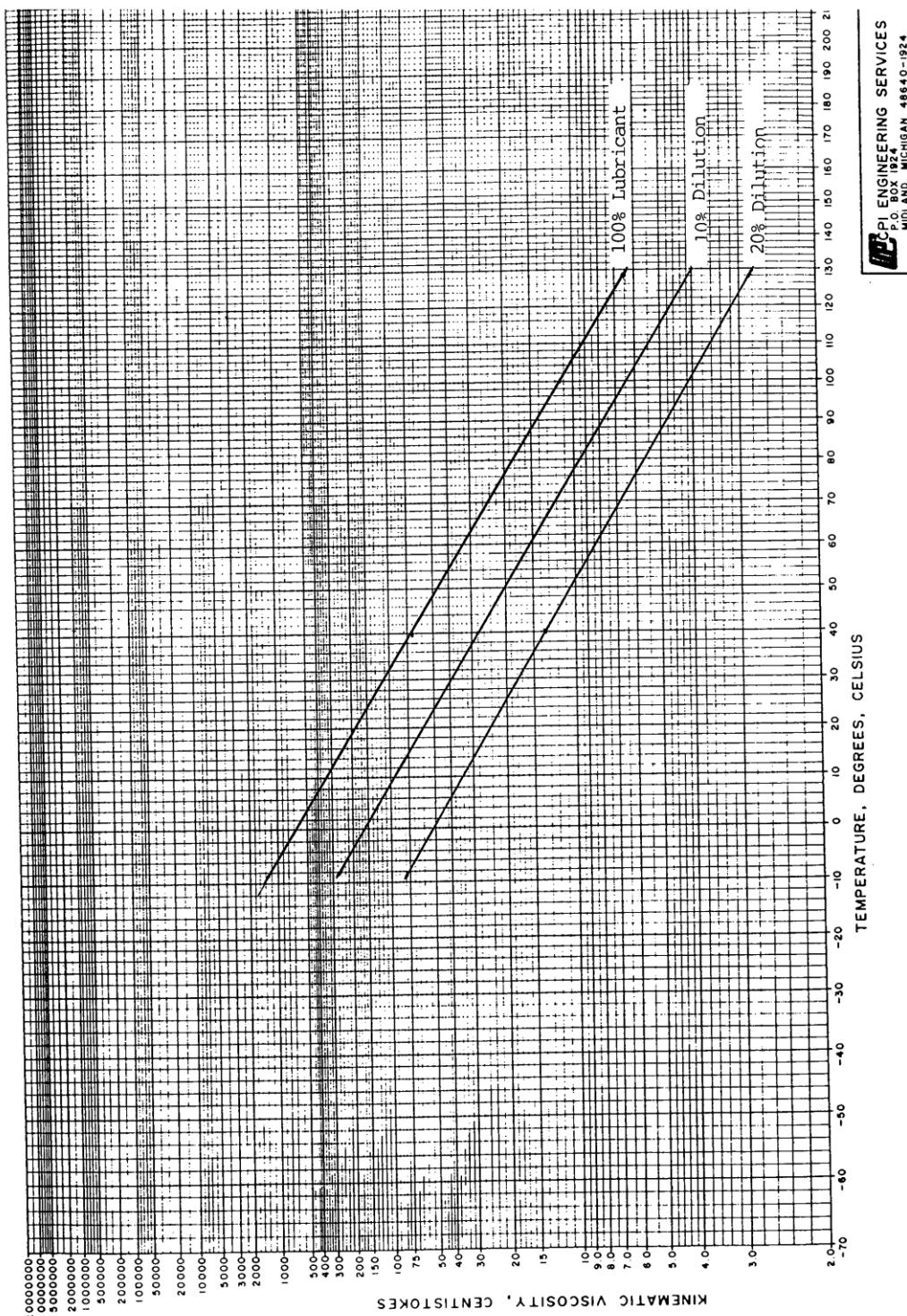


Figure 5 : Données de viscosité cinématique de l'huile lubrifiante sélectionnée (source : Dorin).



## 2.4 Détendeur

Le détendeur sélectionné est le modèle électronique programmable à moteur pas à pas Carel E2V24. La plage de fonctionnement acceptable en termes de puissance thermique à l'évaporateur, calculée avec le logiciel de dimensionnement du fabricant, est donnée en Figure 6. Le détendeur est certifié pour fonctionner avec des réfrigérants inflammables. Un des aspects importants à souligner du point de vue technique est le très faible rapport de pression nominal, qui varie entre environ 1.5 ( $T_{ev} = 35^{\circ}C / T_{cond} = 50^{\circ}C$ ) et environ 2.5 ( $T_{ev} = 35^{\circ}C / T_{cond} = 70^{\circ}C$ ).

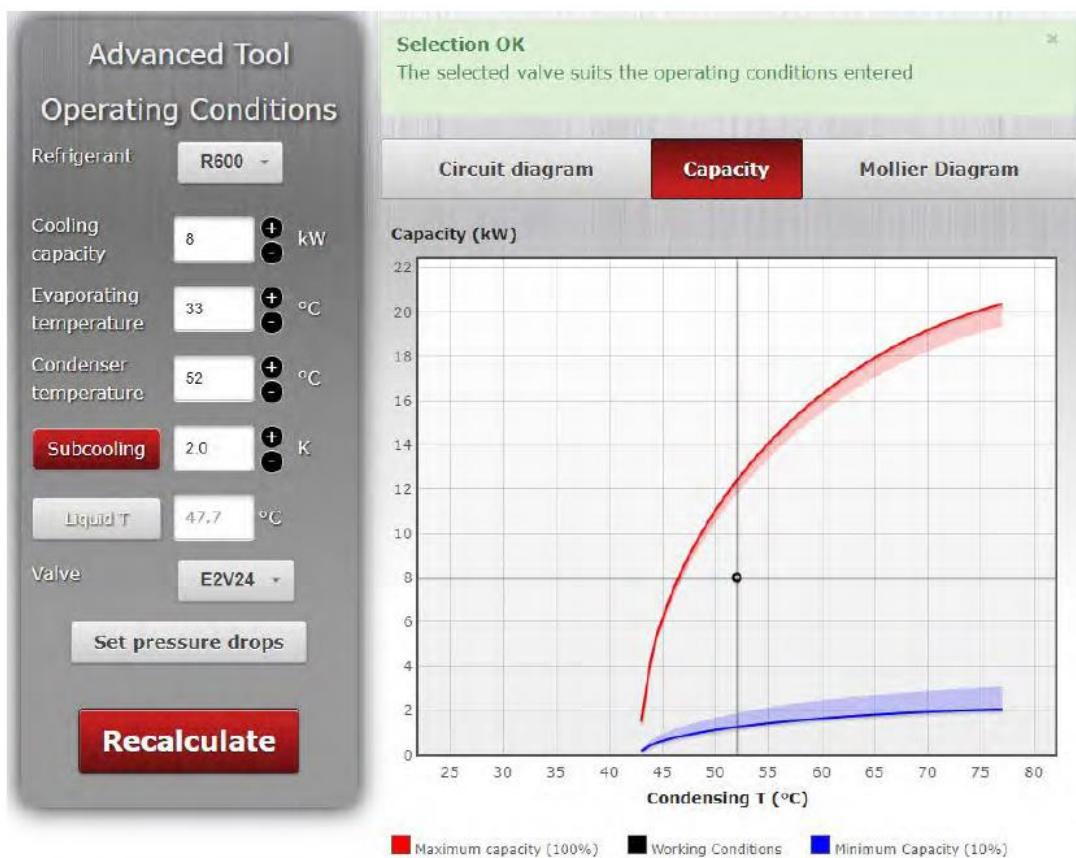


Figure 6 : Dimensionnement du détendeur.



## 2.5 Échangeurs de chaleur

Ce projet vise, en même temps, une efficacité énergétique élevée et une charge de fluide frigorigène minimale. Dans ce contexte, le dimensionnement des échangeurs de chaleur est un aspect très délicat et un certain compromis doit être trouvé. En effet, toute réduction du volume des échangeurs (et donc de la surface d'échange) induit une pénalisation du COP de la PAC à cause d'une baisse de la température d'évaporation et d'une augmentation de la température de condensation, à parité des températures d'entrée et de sortie de l'eau.

Les points de fonctionnement nominaux du condenseur et de l'évaporateur, calculés avec le logiciel de dimensionnement du fabricant (Alfa Laval), sont donnés respectivement dans le Tableau 2 et le Tableau 3. Les détails sont aussi disponibles en annexe.

Tableau 2 : Dimensionnement du condenseur.

Puissance	8.2 kW
Températures in/out eau	45/50°C
Sous-refroidissement R600	0 K
Model	Alfa Laval CB20-34H
Température de condensation	52°C (marge 16%)
Volume côté R600	0.45 L
Gabarit (l x h x p)	94 x 324 x 59 [mm]
Pression nominale	16 bar
Pertes de charge R600	2 kPa
Pertes de charge eau	18 kPa

Tableau 3 : Dimensionnement de l'évaporateur.

Puissance	7.4 kW
Températures in/out eau	40/35°C
Surchauffe R600	5 K
Titre de vapeur entrée	0.12
Model	Alfa Laval AC30EQ-54H
Température d'évaporation	33°C (marge 14%)
Volume côté R600	0.73 L
Gabarit (l x h x p)	95 x 325 x 115
Pression nominale	35 bar
Pertes de charge R600	14 kPa
Pertes de charge eau	8 kPa

Il est important de souligner que la faible pression nominale du condenseur (16 bar relatifs) n'est pas du tout un problème dans le cas de l'utilisation du n-butane et de l'isobutane comme fluides frigorigènes, car la température de condensation est limitée respectivement à environ 100°C et environ 90°C. Par contre, il y aurait un problème de résistance mécanique dans le cas d'éventuels test expérimentaux avec du propane, car la température de condensation serait limitée à environ 50°C avec les échangeurs sélectionnés.



## 2.6 Système de contrôle

Le système de contrôle par écran tactile permet de :

- Afficher les valeurs de pression, température, ouverture du détendeur, surchauffe en aspiration et au refoulement et vitesse de rotation du compresseur (voir Figure 7) ;
- Régler la surchauffe en sortie d'évaporateur (ou basculer en mode ouverture fixe du détendeur) (voir Figure 8) ;
- Fixer les différents seuils d'alarme et d'arrêt de la machine via logiciel (ex. surchauffe minimum en aspiration et refoulement, pressions minimum en aspiration et maximum au refoulement) (voir Figure 9) ;
- Régler la consigne de température de condensation (vitesse variable) ou basculer en mode vitesse fixe (voir Figure 10).

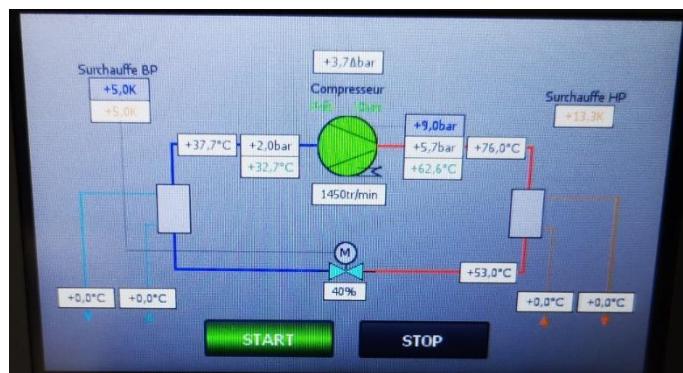


Figure 7 : Visualisation des mesures du système de contrôle.

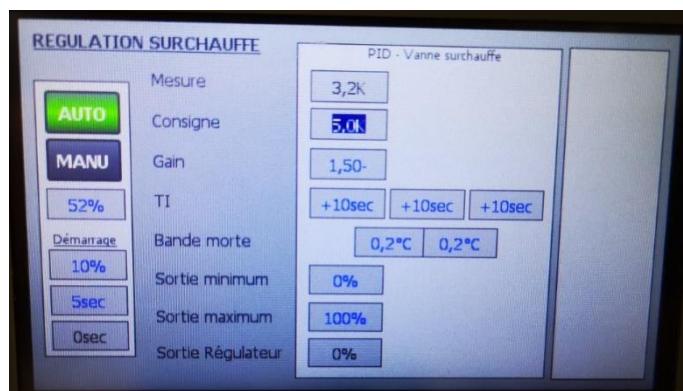


Figure 8 : Réglages du détendeur.

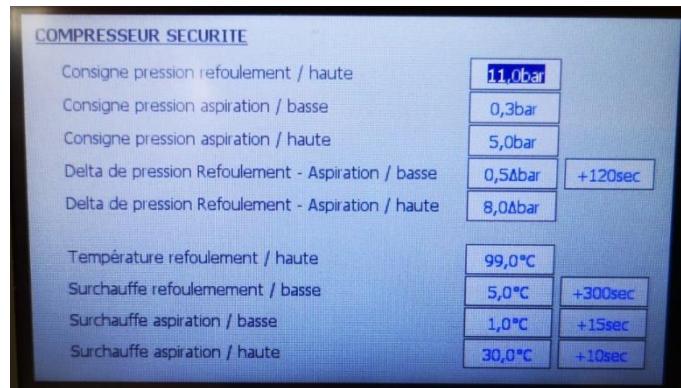


Figure 9 : Réglage des seuils d'alarme.

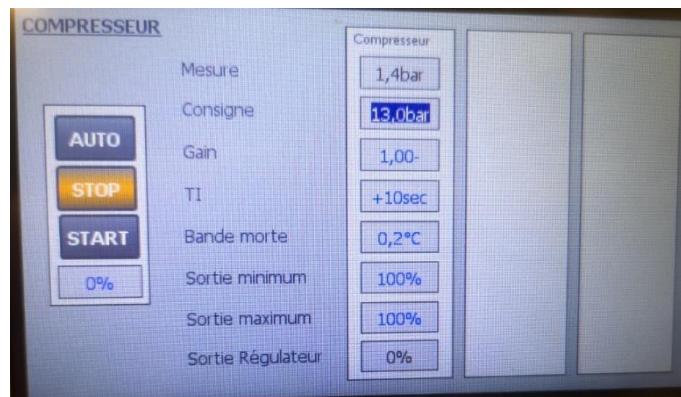


Figure 10 : Réglage de la vitesse de rotation du compresseur.



## 3 Procédure et méthode

### 3.1 Définition du cahier des charges global

Les caractéristiques de la pompe à chaleur faisant l'objet du présent projet sont les suivantes :

- PAC eau-eau compacte ;
- Température d'évaporation  $\sim 35^{\circ}\text{C}$  ;
- Température de condensation  $50^{\circ}\text{C}$  à  $70^{\circ}\text{C}$  ;
- COP cible  $\sim 10$  (pour  $50^{\circ}\text{C}$ ) et  $\sim 5$  (pour  $70^{\circ}\text{C}$ ) ;
- Réfrigérant naturel : R600a (isobutane) ou autre hydrocarbure ;
- Minimisation de la charge de réfrigérant ( $< 0.1 \text{ kg/kW}$ ) ;
- Puissance ciblée : environ 10 kW ;
- Utilisation de technologies actuellement disponibles mais pas encore sur le marché ou certifiées ;
- Huile lubrifiante compatible avec le fluide de travail et les niveaux de température atteints par la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire ;
- Refroidissement du moteur de compresseur efficace.

### 3.2 Méthodologie générale du projet

La démarche générale du projet comprend les *work packages* (WP) suivants :

- Définition du cahier des charges global (WP1) ;
- Réalisation de l'état de l'art (WP2) ;
- Obtention des partenariats industriels nécessaires à la réalisation du démonstrateur (WP3) ;
- Caractéristiques et sélection des composants, conception du système (WP4) ;
- Calculs et simulations numériques (WP5) ;
- Acquisition des éléments et assemblage du démonstrateur (WP6) ;
- Tests et développements (WP7) ;
- Rapport final et dissémination (WP8 et WP9).

Dans la première phase du projet (WP1 à WP6), le dimensionnement du démonstrateur a été fait au travers de calculs et simulations théoriques du cycle thermodynamique, de l'utilisation de logiciels de dimensionnement des fabricants des différents composants (ex. échangeurs, détendeur), d'études bibliographiques et d'estimations basées sur l'expérience préalable des auteurs dans le domaine. La méthode utilisée pour la seconde phase du projet (WP7 à WP9) est la validation directe par mesure expérimentale des performances du démonstrateur et de deux PAC commerciales sur banc de test, à différentes conditions de travail. Les mesures expérimentales ont ensuite été analysées dans le but de faire une première estimation du potentiel énergétique de la solution proposée, de comparer le démonstrateur réalisé avec les PAC aujourd'hui disponibles dans le marché, ainsi que d'identifier des pistes d'optimisation du système et des recommandations pour des projets futurs.



### 3.3 Partenaires industriels

Les partenaires industriels ont joué un rôle clé dans ce projet où le défi est technologique. Ce n'est pas tant le concept mais le manque de produits adaptés qui a jusqu'à aujourd'hui empêché l'émergence de telles pompes à chaleur.

Le fabricant de compresseurs *Officine Mario Dorin* dispose d'expérience dans le domaine et a déjà testé un compresseur avec du R600 (n-butane) à des températures d'évaporation entre  $\sim 40^\circ\text{C}$  et  $\sim 60^\circ\text{C}$  et des températures de condensation entre  $\sim 100^\circ\text{C}$  et  $\sim 120^\circ\text{C}$  [5]. Il a offert le support technique indispensable à la conception de base du démonstrateur et il a mis à disposition un compresseur à pistons semi-hermétique assemblé à partir de composants faisant partie de sa ligne de production actuelle.

Le fabricant de machines frigorifiques et pompes à chaleur *Zéro-C / Climat Gestion SA* dispose d'expertise dans la conception et la réalisation de systèmes thermiques fonctionnant avec des réfrigérants naturels, ainsi que d'un réseau de fournisseurs spécifiques. *Zéro-C* a contribué conjointement avec les partenaires à la conception du démonstrateur, au dimensionnement de composants clés tels que les échangeurs et le détendeur, et a apporté le support technique indispensable à la réalisation et à l'assemblage du démonstrateur, ainsi que du système de contrôle et d'acquisition des données du cycle frigorifique.

### 3.4 Contrôle des résultats

Les résultats des simulations utilisées pour le dimensionnement des composants et du circuit frigorifique du démonstrateur (puissances thermiques, puissance électrique, COP, température de refoulement, dimensionnement des échangeurs) ont été validés par comparaison directe avec les mesures expérimentales, en considérant aussi l'incertitude de mesure. Les résultats détaillés et analysés sont donnés en section 4.15.

Une vérification du bilan énergétique global entre puissance thermique au condenseur, puissance thermique à l'évaporateur et puissance électrique au compresseur a été faite pour chaque point de mesure reporté. Les résultats sont donnés en détail en section 4.8.

Un double système d'acquisition de données a été utilisé pour les mesures de température d'entrée et de sortie de l'eau à l'évaporateur et au condenseur. La déviation en termes de différence de température entrée/sortie de l'eau au condenseur et à l'évaporateur a été de l'ordre de 2~3% pour les points de mesure reportés.

Enfin, la stabilité d'opération du démonstrateur a été vérifiée pour chaque point de mesure pendant au moins 30 minutes de fonctionnement (voir résultats détaillés en section 4.5, page 36).



### 3.5 Banc de test

Le banc de test pour PAC eau-eau du laboratoire de l'*Institut de Génie Thermique* (IGT) de l'HEIG-VD a été mis à disposition pour la caractérisation des performances thermiques et de l'efficacité énergétique du démonstrateur. Cette installation permet d'obtenir des conditions d'opération stables, tout en réglant de façon indépendante :

- Le débit d'eau chaude (condenseur) ;
- La température d'entrée de l'eau chaude ;
- Le débit d'eau froide (évaporateur) ;
- La température d'entrée de l'eau froide.

Les mesures expérimentales suivantes sont possibles :

- Débit volumique d'eau chaude et débit massique d'eau froide ;
- Températures d'entrée et de sortie de l'eau chaude et de l'eau froide (avec double système de mesure et d'acquisition de données) ;
- Puissance thermique de chauffage (condenseur) ;
- Puissance thermique de refroidissement (évaporateur) ;
- Puissance électrique totale de la PAC (sans les circulateurs externes) ;
- COP ;
- Pertes de charge de l'eau chaude au condenseur et de l'eau froide à l'évaporateur ;
- Pression d'aspiration (utilisée seulement pour la PAC commerciale au R410A) ;
- Pression de refoulement (utilisée seulement pour la PAC commerciale au R410A).

Le variateur de fréquence du démonstrateur permet aussi la mesure directe de la puissance électrique fournie au compresseur.

La [Figure 11](#) montre le schéma hydraulique du banc de test et la [Figure 12](#) montre la page web de contrôle de l'installation.

Le banc de test est composé d'un circuit d'eau glycolée (30% en volume d'éthylène glycol) et d'un circuit d'eau chaude. La vanne 3VF règle la température TEFS dans le but de stabiliser la température TEF de l'eau-glycolée à l'entrée de la PAC. La vanne 3VC règle la température TECS dans le but de stabiliser la température TEC de l'eau chaude à l'entrée de la PAC. Les positions d'entrée et de sortie de l'eau chaude et froide dans les réservoirs peuvent être modifiées afin d'ajuster l'inertie thermique de l'installation.

Au contraire de ce qui est affiché dans le schéma en [Figure 11](#), le démonstrateur ne dispose pas de circulateurs intégrés. Les deux pompes CC et CF sont utilisées et les débits peuvent être réglés par étranglement des vannes TAF1 et TAC1 ou par variation de la vitesse de rotation des pompes.

Les performances expérimentales du démonstrateur sont comparées avec celles d'une PAC commerciale au R410A ; certains paramètres utilisé pour l'analyse sont mesurés directement par les automates de chaque machine (ex. surchauffe à l'aspiration et au refoulement, ouverture du détendeur, pressions de travail du démonstrateur), par contre toutes les mesures nécessaires au calcul du COP et de la puissance sont mesurées par le banc de test, afin de garantir une comparaison la plus neutre possible.

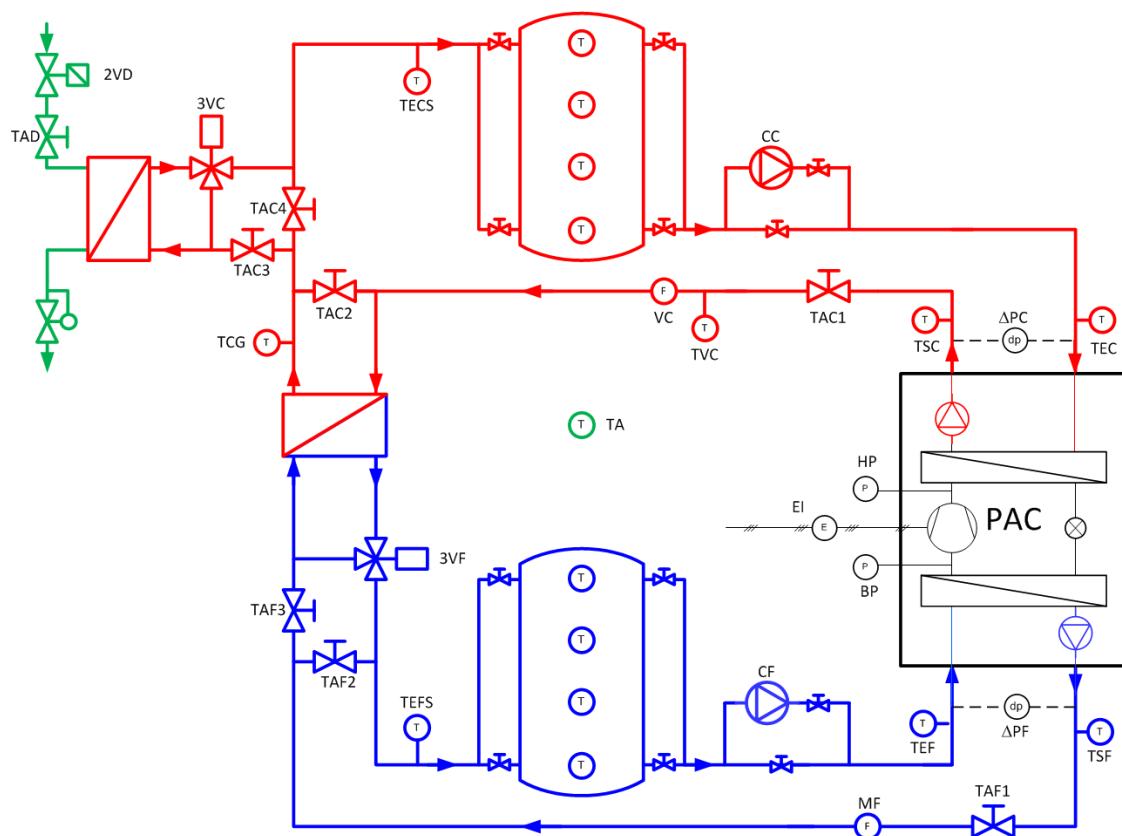


Figure 11 : Schéma hydraulique du banc de test (rouge = eau chaude, bleu = eau froide, vert = eau du réseau pour la dissipation de la chaleur).

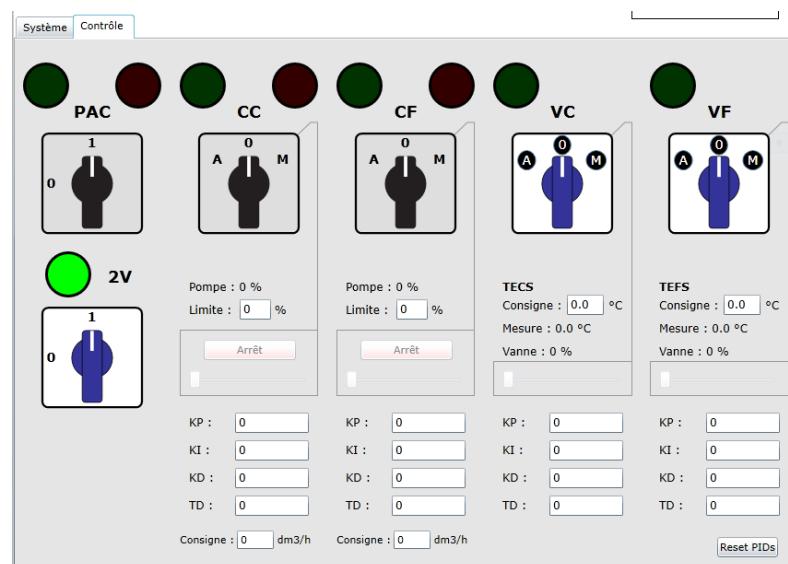


Figure 12 : Page de contrôle des températures d'entrée de l'eau à la PAC.



## 4 Résultats et commentaire

### 4.1 Choix du fluide frigorigène

L'utilisation d'un hydrocarbure comme fluide frigorigène est un des objectifs essentiels de ce projet. Ces fluides permettent d'atteindre une haute efficacité énergétique grâce à leurs excellentes propriétés de transfert de chaleur et thermodynamiques, tout en garantissant un indice de potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) nul et un potentiel de participation au réchauffement climatique (GWP) largement négligeable par rapport aux réfrigérants de synthèse (hydrofluorocarbures HFC) aujourd'hui employés dans ce type de machines. L'industrie chimique commercialise aujourd'hui une nouvelle génération de fluides frigorigènes de synthèse à base d'hydrofluoroléfines (HFO) avec des GWP largement inférieurs aux HFC, mais dont les potentiels effets négatifs au niveau environnemental ne peuvent pas, à notre avis, être assurés puisqu'il s'agit de toutes nouvelles molécules de synthèse. Dans ce contexte de renouvellement technologique du marché, la proposition de solutions employant des réfrigérants naturels, nous paraît encore plus intéressant dans le but de réduire les émissions directes et indirectes de gaz à effet de serre dans le domaine des systèmes de chauffage.

Dans une première phase, différents hydrocarbures (propane, isobutane, normal-butane, propylène) ont été pris en considération. L'utilisation du R290 (propane) ou du R1270 (propylène) avec le compresseur sélectionné aurait permis des puissances de chauffage très intéressantes, de l'ordre de 20~25 kW, sans variation majeure de la charge de fluide frigorigène totale estimée. Ceci aurait été très positif pour la compacité du démonstrateur mais aurait aussi impliqué des puissances électriques de l'ordre de 4~5 kW (pour une condensation à 70°C) qui auraient pu être excessives dans la nécessité de garantir le refroidissement adéquat du moteur électrique, même en considérant le surdimensionnement de celui-ci. De surcroit, l'utilisation d'un fluide frigorigène avec une température critique élevée par rapport au R290 ou au R1270, tel que le normal-butane (R600) ou l'isobutane (R600a), comporte aussi des températures de refoulement au compresseurs très faibles, ce qui est encore une fois un avantage afin de limiter la température de travail du compresseur.

Enfin, les pressions de travail maximales avec le R290 ou le R1270 auraient été de l'ordre de 25~30 bar, ce qui aurait pu comporter des problèmes potentiels de sécurité, en considérant qu'il s'agit d'un démonstrateur employant un fluide inflammable.

Une comparaison préliminaire entre l'iso-butane (R600a) et le n-butane (R600) est donnée en Tableau 4 et Figure 13. Le R600a est largement utilisé dans la technique du froid actuelle, c'est aussi le fluide de prédilection dans le domaine des réfrigérateurs domestiques, au contraire du R600 qui n'est pas utilisé aujourd'hui comme fluide frigorigène au niveau commercial. Cependant, sur la base de cette analyse, il s'agit d'une possibilité technique très intéressant pour les applications PAC avec très haute température de production d'eau chaude ou pour des sources de chaleur à température élevée.

Tableau 4: Comparaison préliminaire entre R600 et R600a pour température d'évaporation 35°C, compresseur HEX251CS.

Fluid	T <sub>c</sub> [°C]	P <sub>e</sub> [bar]	P <sub>c</sub> [bar]	P <sub>c</sub> /P <sub>e</sub> [-]	Heat. Power [kW]	T discharge [°C]	COP [-]	Comp. Power [kW]
R600	50	3.3	5.0	1.5	8.2	61	11.9	0.7
	70	3.3	8.1	2.5	7.8	84	5.2	1.5
R600 a	50	4.6	6.8	1.5	10.8	60	11.7	0.9
	70	4.6	10.7	2.3	10.0	82	5.0	2.0

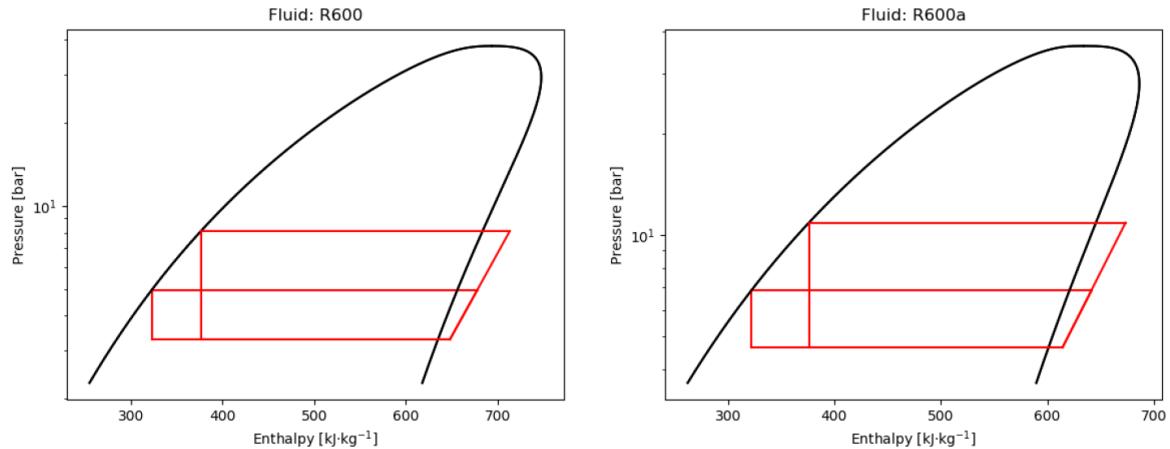


Figure 13: Comparaison préliminaire des cycles thermodynamiques entre R600 et R600a.

## 4.2 Conception de base du circuit frigorifique

La solubilité élevée entre les hydrocarbures et les huiles lubrifiantes utilisés en technique du froid peut induire des problèmes de lubrification du compresseur, à cause de la baisse de la viscosité effective du mélange réfrigérant/lubrifiant, ainsi que des problèmes de moussage au démarrage. De surcroit, l'impact très élevé des températures et des pressions de travail sur le niveau effectif de solubilité, peut comporter des limitations de la plage de fonctionnement du compresseur.

Dans les premières applications du propane comme fluide frigorigène avec des compresseurs semi-hermétiques à piston, une valeur de surchauffe très élevée en aspiration du compresseur, de l'ordre de 20~30 K était souvent demandée par les fabricants de compresseurs (ex. Bitzer) dans le but de limiter la solubilité entre réfrigérant et lubrifiant. Ce niveau de surchauffe est atteignable dans le cas d'une application classique PAC en utilisant un échangeur interne entre la vapeur « froide » en sortie de l'évaporateur et le liquide « chaud » en sortie du condenseur ; par contre, cette solution induit une augmentation de la charge totale de fluide frigorigène.

Dans le cadre des recherches menées précédemment par Prof. Da Riva, les performances d'une PAC de 100 kW utilisant du propane comme fluide frigorigène et un compresseur semi-hermétique à piston lubrifié avec une huile minérale ont été caractérisées expérimentalement [6,7]. Le fonctionnement avec et sans échangeur interne a été comparé directement pour des températures de condensation variables entre 40°C et 55°C et une température d'évaporation fixe d'environ 0°C. La surchauffe en aspiration du compresseur était entre 4 K et 14 K sans échangeur interne, et entre 20 K et 35 K avec l'échangeur interne. En ligne avec les estimation théoriques, l'utilisation de cet échangeur a montré une faible amélioration (entre 1% et du 3%) du COP et une nette amélioration du rendement volumétrique, parfaitement compatible avec des problèmes de solubilité.

Sur la base de l'expérience précédente de *Officine Mario Dorin S.p.A.*, ces problèmes peuvent être palliés grâce à l'utilisation d'huiles de type PAG spécifiquement conçues pour minimiser la solubilité avec les hydrocarbures, ce qui permet l'opération d'un compresseur semi-hermétique à pistons avec des niveaux de surchauffe standard de l'ordre d'au moins 5 K, sans besoin d'échangeur interne.

Sur la base des considérations précédentes, et dans le but de minimiser la charge de fluide dans le système, il a été décidé de concevoir le circuit frigorifique sans échangeur interne ni bouteille anti-coup de liquide en aspiration du compresseur (voir schéma P&I en Figure 3).



### 4.3 Remplissage du démonstrateur et charge de réfrigérant

Le démonstrateur a été rempli avec la quantité minimum de n-butane permettant le fonctionnement de la machine. Ceci a été obtenu en remplissant le démonstrateur jusqu'à la formation d'une interface liquide/vapeur au dernier voyant inférieur du réservoir en sortie du condenseur, comme illustré en Figure 14 (voir aussi Figure 2 et Figure 3). La charge totale de remplissage relative à l'ensemble des tests présentés dans ce rapport est de 450 g.

Dans ces conditions de travail, des bulles de vapeur sont observées dans le voyant en amont du filtre ; le comportement du détendeur n'est pas parfaitement stable, mais il a été possible de réaliser sans problème des tests expérimentaux tout en gardant une surchauffe moyenne en aspiration du compresseur d'environ 5 K. Une augmentation de la charge de fluide pourrait améliorer légèrement la puissance thermique du démonstrateur ainsi que favoriser la stabilité d'opération.

Il est très intéressant d'observer comme le niveau de l'interface liquide/vapeur monte très nettement en augmentant la consigne de la surchauffe en aspiration. Ce comportement peut être expliqué principalement grâce au fait qu'une augmentation de la surchauffe implique la vidange d'une partie du liquide piégé à l'intérieur de l'évaporateur.

De façon similaire mais avec un impact moindre, une augmentation du niveau dans le réservoir en sortie du condenseur est observée aussi suite à une augmentation de la température de condensation. Ceci peut être expliqué par la diminution de la masse volumique du liquide mais possiblement aussi par une réduction de la solubilité du réfrigérant dans le lubrifiant suite à une augmentation de la température de travail du compresseur.



Figure 14 : Interface liquide/ vapeur dans le voyant inférieur du réservoir de liquide.



## 4.4 Mesures expérimentales (démonstrateur)

Le démonstrateur a été branché au banc de test (voir Figure 15) et, sur la base des objectifs du projet et du cahier des charges (voir section 1.3), il a été testé à une température d'évaporation fixe d'environ 35°C et une température de condensation variable entre 50°C et 70°C.

Les températures de l'eau chaude et froide ont été ajustées afin d'obtenir les températures nominales d'évaporation et de condensation souhaitées. Les débits d'eau ont été choisis dans le but d'obtenir environ 5 K de différence entre l'entrée et la sortie de l'eau au condenseur et à l'évaporateur. Il est important de souligner que, pour des températures données d'entrée au condenseur et à l'évaporateur, la performance thermique est impactée par le débit d'eau. Il en va de même pour les pertes de charge.

La valeur standard de 5 K a été choisie ici, néanmoins des valeurs différentes pourrait être envisagées dans le but d'une optimisation globale du système, considérant aussi une analyse de l'intégration hydraulique. A titre d'exemple, dans le cas d'une utilisation comme PAC décentralisé en sous-station d'un réseau CAD avec une température de distribution de la chaleur d'environ 40°C, et afin de minimiser le diamètre des conduites, il serait important de maximiser la différence de température entre l'aller et le retour du CAD. En règle générale, l'augmentation de l'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'eau froide à l'évaporateur induit une baisse de la température d'évaporation qui péjore ainsi le COP et la puissance thermique. Une optimisation spécifique du démonstrateur pour ces conditions de fonctionnement non standard n'est pas prévue dans ce projet mais pourrait faire l'objet d'une étude par la suite.

Les conditions des cinq tests effectués et les résultats expérimentaux principaux sont reportés dans le Tableau 5. La surchauffe en aspiration du compresseur a été gardée fixe à environ 5 K. Chaque mesure correspond à au moins 30 minutes de fonctionnement stable du démonstrateur, des graphiques détaillés avec des mesures instantanées sont disponibles en section 4.5.

Les résultats de puissance de chauffage au condenseur, puissance thermique de refroidissement à l'évaporateur et puissance électrique globale (tout compris sauf les circulateurs d'eau) sont disponibles en Figure 16. La puissance thermique de la PAC varie entre environ 8 kW et 7 kW comme spécifié dans les cahiers des charges (~10 kW). La baisse de puissance avec une augmentation de la température de condensation correspond aux calculs de dimensionnement.

Un certain déséquilibre énergétique est visible en Figure 16, car la différence entre les valeurs expérimentales des puissances thermique de chauffage et de refroidissement est visiblement plus faible que la mesure de puissance électrique globale. Ceci est dû, au-delà de l'incertitude de mesure, à une erreur systématique qui comporte une incertitude estimée à environ 10% sur les résultats de puissance thermique. Une analyse détaillé est disponible en section 4.8.

Les valeurs expérimentales de COP de la PAC sont reportées en Figure 17 en fonction de la température de condensation. Les points bleus correspondent au COP calculé en considérant la mesure expérimentale de puissance électrique totale (tout compris sauf les circulateurs d'eau).

Le variateur de fréquence permet de mesurer la puissance électrique en entrée et en sortie en montrant une différence d'environ 100 W pour tous les tests. Les points rouges en Figure 17 correspondent à une estimation du COP « sans variateur » calculés avec une correction approximée de 100 W de la puissance électrique. L'impact du variateur de fréquence est clairement visible, ce qui peut être expliqué aussi par un certain surdimensionnement de ce dernier (puissance nominale 3 kW).

En conclusion, la mesure expérimentale du COP est en accord avec le cahier des charges qui visait une valeur entre 5 et 10, pour une température de condensation qui varie entre 70°C et 50°C.



Figure 15 : Démonstrateur branché au banc de test.

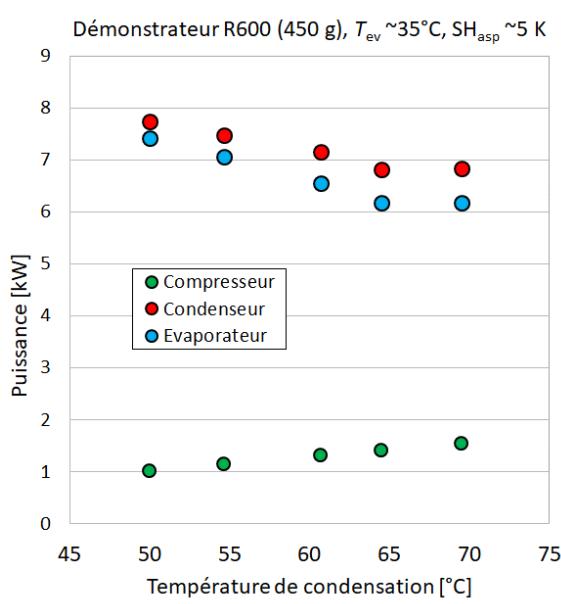


Figure 16 : Puissances thermiques et électrique (totale) en fonction de la température de condensation.

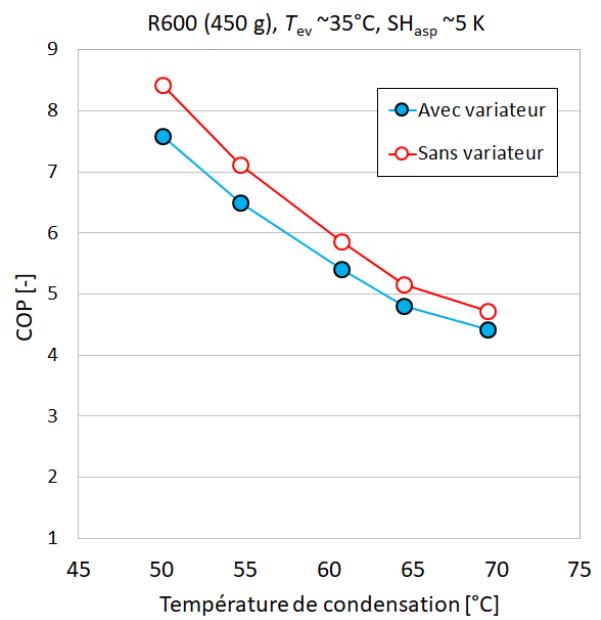


Figure 17 : COP en fonction de la température de condensation.



Tableau 5 : Conditions de test et résultats expérimentaux principaux (démonstrateur).

Test	Eau Evaporateur					Eau Condenseur					Comresseur						COP	
	$\dot{m}$ [kg/s]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$Q$ [kW]	$\Delta P$ [mbar]	$\dot{m}$ [kg/s]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$Q$ [kW]	$\Delta P$ [mbar]	$W_{tot}$ [kW]	$W_{comp}$ [kW]	$P_{asp}$ [bar]	$P_{ref}$ [bar]	$T_{asp}$ [°C]	$T_{ref}$ [°C]	avec inverter	sans inverter
A	0.34	43.6	37.8	7.4	98	0.37	42.2	47.2	7.7	179	1.0	0.9	3.2	5.0	39.7	64	7.6	8.4
B	0.35	43.9	38.6	7.1	107	0.36	47.0	52.0	7.5	168	1.1	1.0	3.2	5.6	39.3	68	6.5	7.1
C	0.35	43.1	38.2	6.6	109	0.34	53.1	58.2	7.2	155	1.3	1.2	3.2	6.5	40.2	74	5.4	5.9
D	0.35	43.1	38.5	6.2	107	0.33	57.1	62.0	6.8	145	1.4	1.3	3.2	7.1	38.0	76	4.8	5.2
E	0.35	43.1	38.5	6.2	107	0.32	61.8	67.0	6.8	134	1.5	1.4	3.4	8.0	41.9	82	4.4	4.7



Des valeurs expérimentales de surchauffe au refoulement du compresseur et d'ouverture du détendeur sont reportés en Figure 18 et Figure 19. Comme prévu, l'utilisation du n-butane pour ces conditions de travail permet des niveaux de surchauffe au refoulement du compresseur extrêmement faible ce qui limite les problèmes de refroidissement du compresseur.

Cette caractéristique, combinée aussi au fait que l'ouverture du détendeur est d'environ 40% pour la température maximum de condensation testée, montre que le démonstrateur pourrait fonctionner à des températures de condensation encore plus élevées, ce qui pourrait être envisageable pour des besoins de chaleur industriels ou dans le but de limiter le volume des stockages d'eau chaude sanitaire.

Enfin, des images thermographiques du compresseur obtenues à une température de condensation de 65°C sont reportés en Figure 20. Le point le plus chaud (78°C) correspond au refoulement du compresseur et la mesure est en parfait accord avec les valeurs de surchauffe reportés en Figure 18. Une certaine augmentation de température est visible dans la Figure 20 en haut en correspondance du moteur électrique.

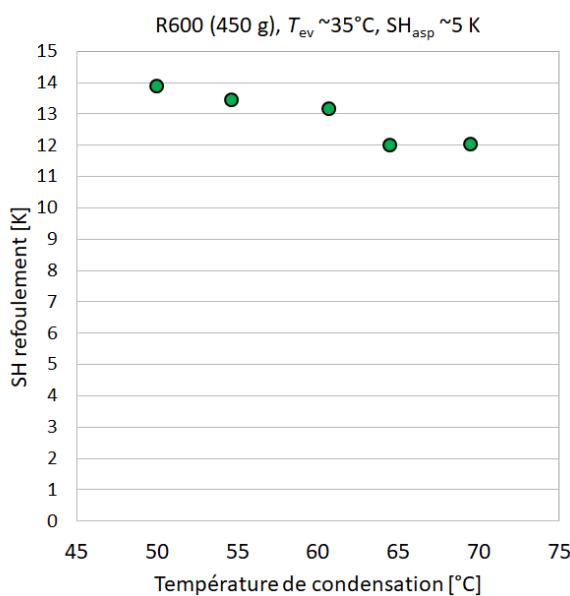


Figure 18 : Surchauffe au refoulement en fonction de la température de condensation.

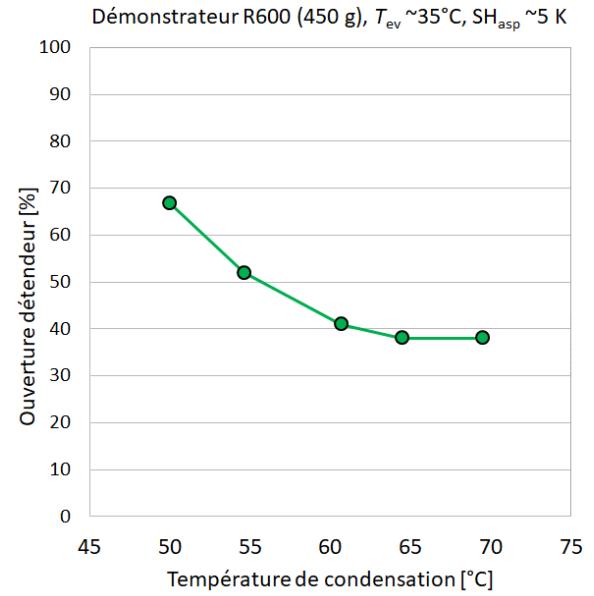


Figure 19 : Ouverture du détendeur en fonction de la température de condensation.

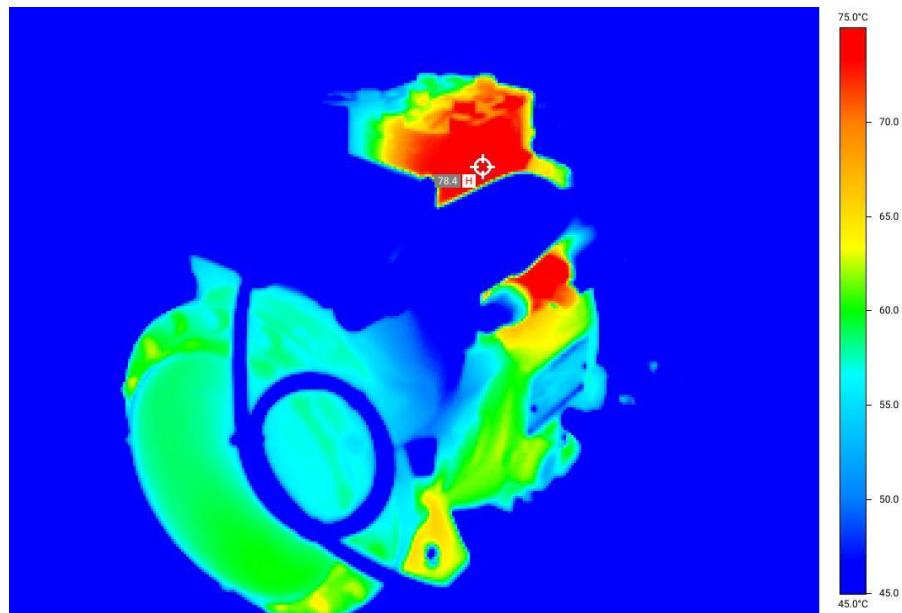
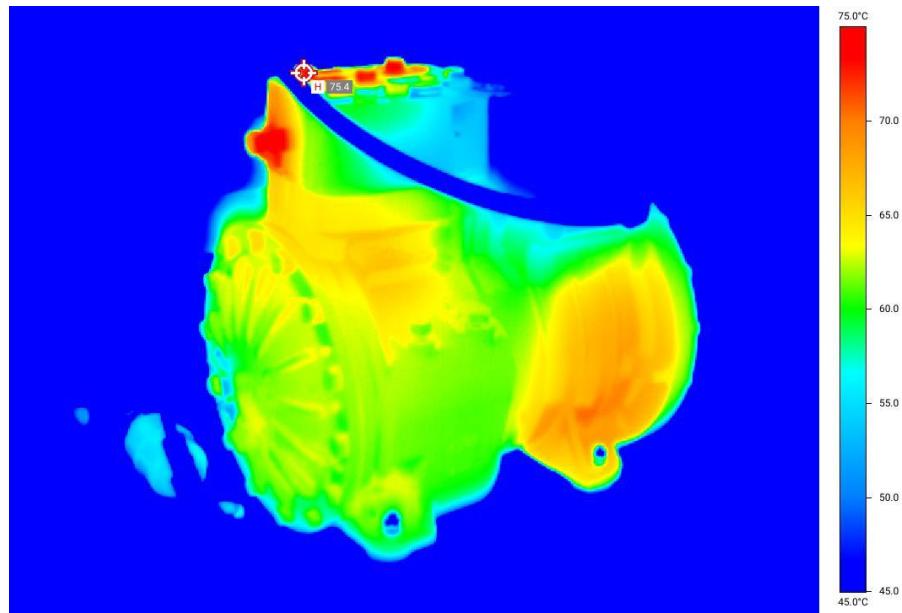


Figure 20 : Images thermographiques du compresseur ( $T_{ev} = \sim 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 65^\circ\text{C}$ , SH aspiration  $\sim 8\text{ K}$ ).



## 4.5 Résultats détaillés (démonstrateur)

Le détail des mesures instantanées relevées pendant une demi-heure de fonctionnement stable pour les 5 tests présentés sont disponibles aux Figure 22 à Figure 26.

Toutes les mesures sont très stables, avec la seule exception de la surchauffe en aspiration du compresseur dont le contrôle non parfait comporte de légères fluctuations de la température d'évaporation, qui n'affectent pas l'analyse des résultats. Tous les tests utilisés pour cette analyse (sauf celui à 50°C de température de condensation) ont été réalisés avec un réglage manuel fixe de l'ouverture du détendeur.

Des comportements instables du détendeur en mode réglage automatique ont été remarqués dans des pré-tests (voir exemple en Figure 21). Ceci pourrait être dû à un paramétrage non optimal du régulateur PID ou à la présence de bulles de vapeur en aspiration du détendeur, à cause de la charge minimale de fluide frigorigène. Il est important de souligner qu'un comportement instable du détendeur est inévitable dans le cas de valeurs de consignes de surchauffe faibles. De l'autre côté, l'optimisation du réglage du détendeur est très importante afin de maximiser le COP et de garantir le bon fonctionnement du compresseur.

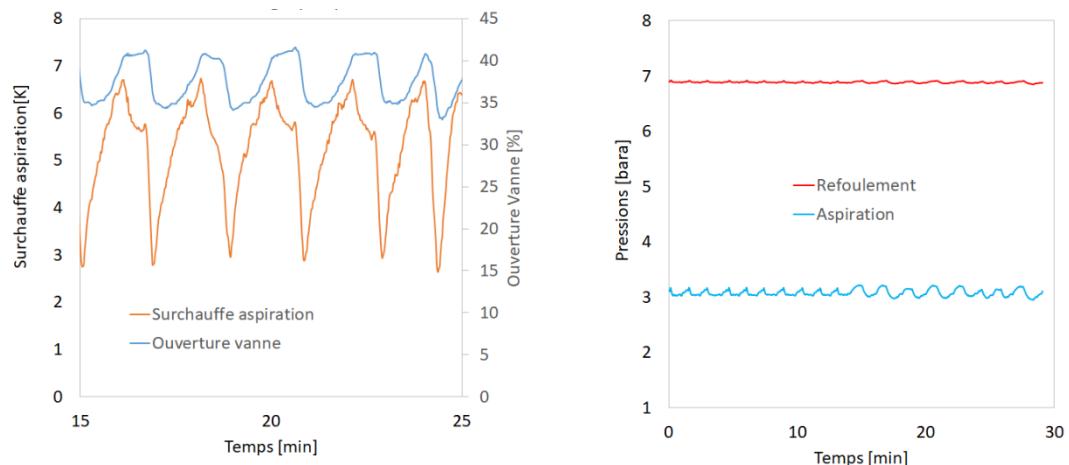


Figure 21 : Exemple de comportement instable du détendeur dans le cadre d'un pré-test.

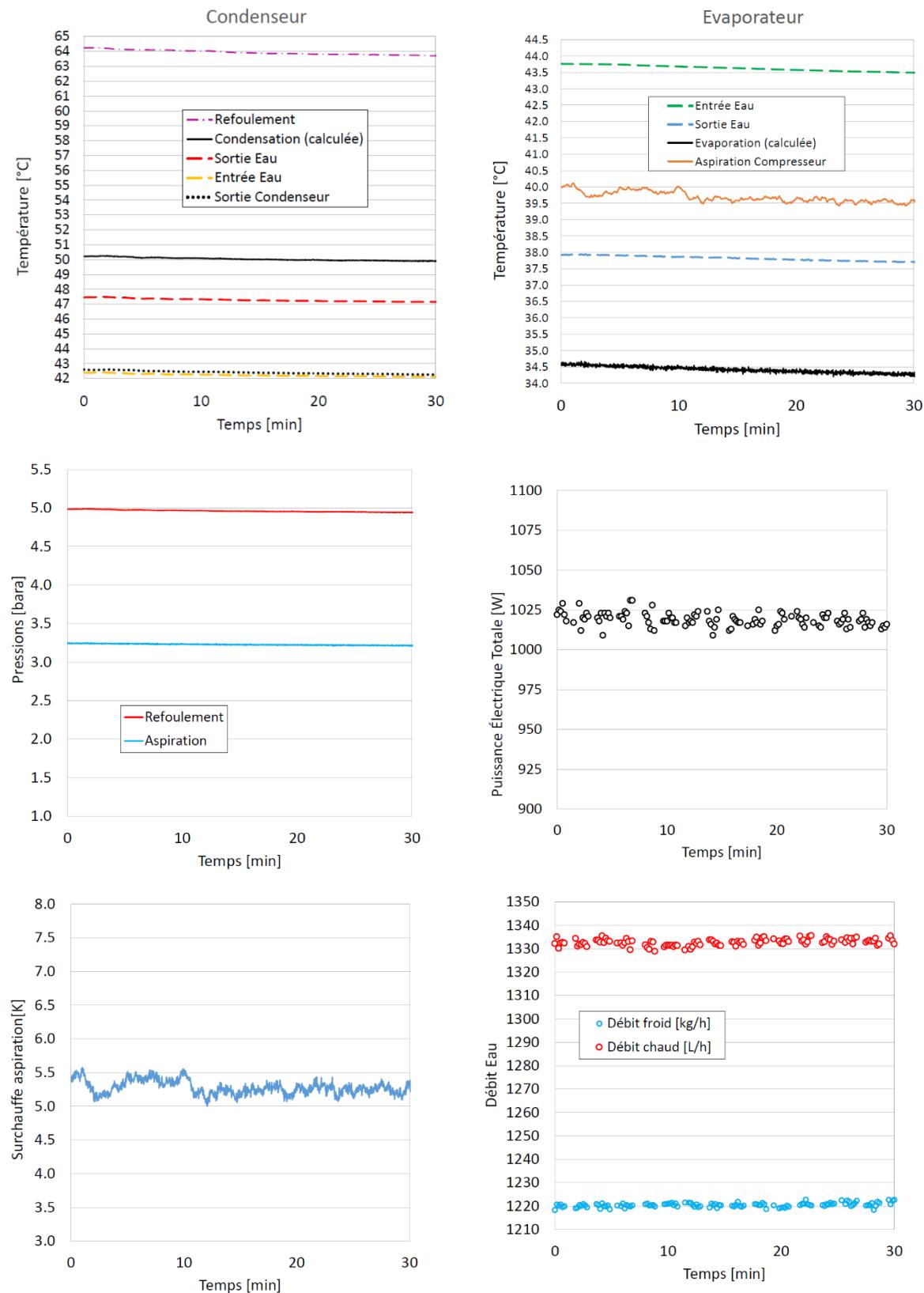


Figure 22 : Résultats détaillés du test A, 450 g R600,  $T_{\text{ev}} = \sim 35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{cond}} = \sim 50^{\circ}\text{C}$ .

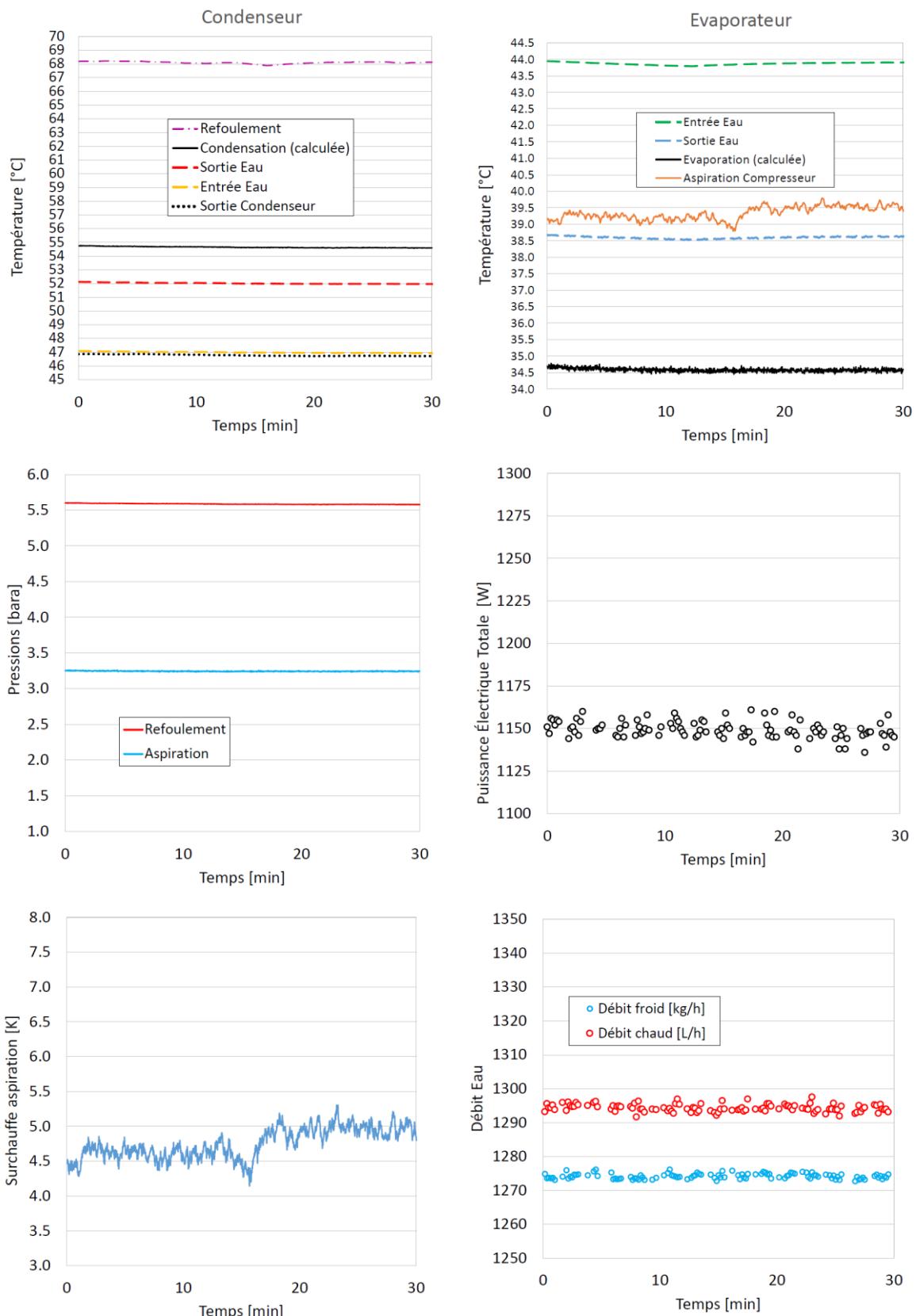


Figure 23 : Résultats détaillés du test B, 450 g R600,  $T_{ev} = \sim 35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 55^{\circ}\text{C}$ .

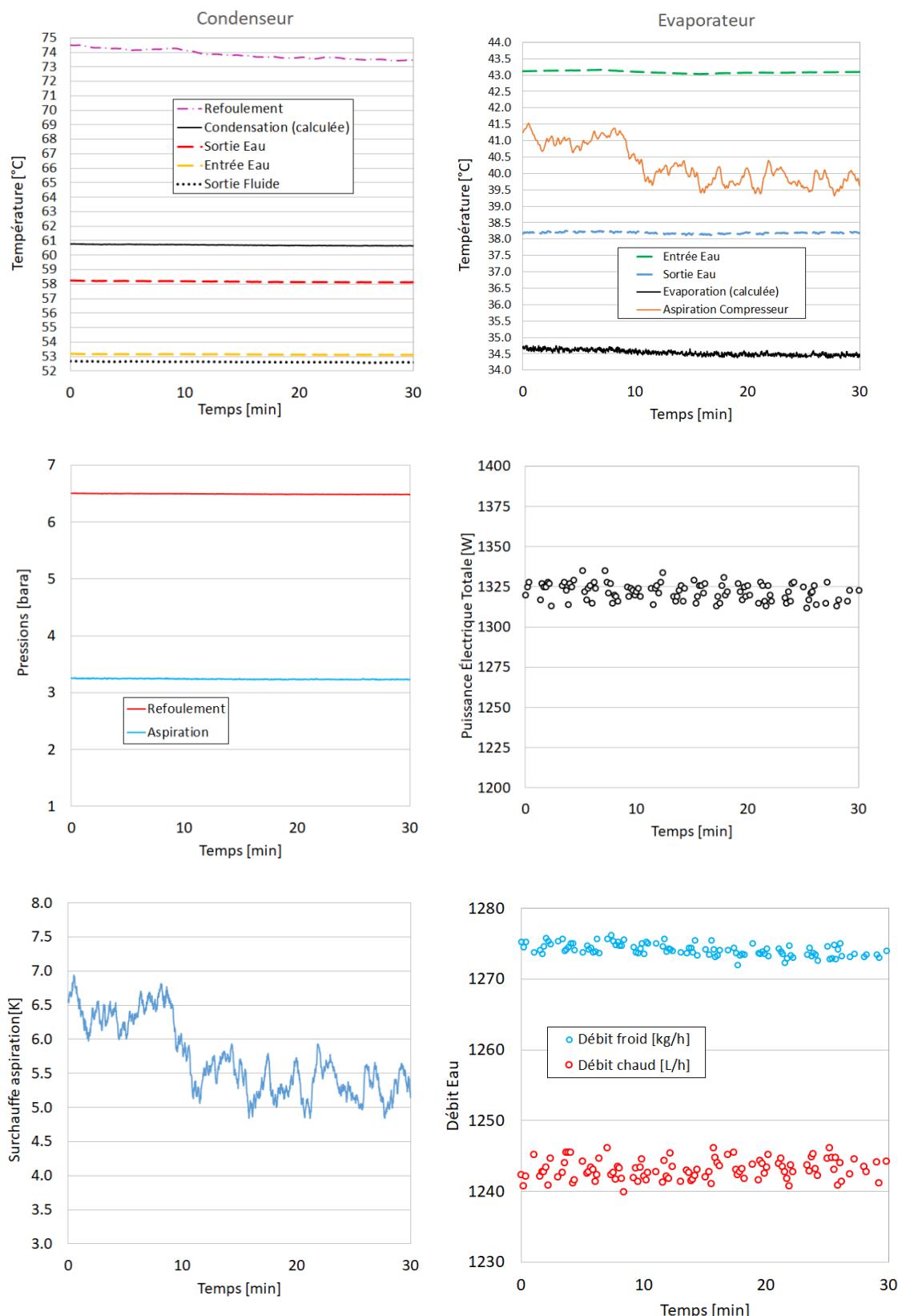


Figure 24 : Résultats détaillés du test C, 450 g R600,  $T_{ev} = \sim 35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 60^{\circ}\text{C}$ .

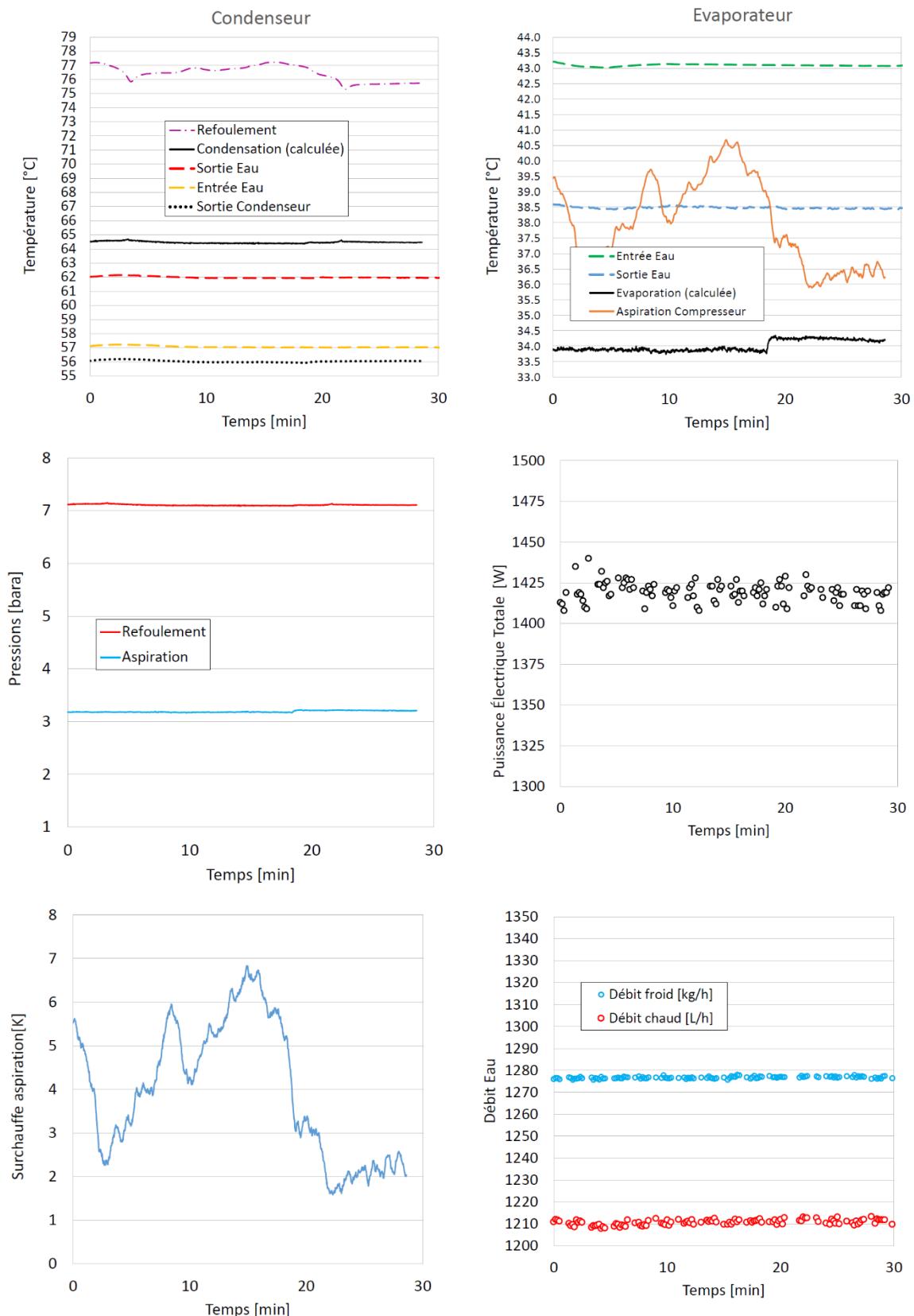


Figure 25 : Résultats détaillés du test D, 450 g R600,  $T_{ev} = \sim 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 65^\circ\text{C}$ .

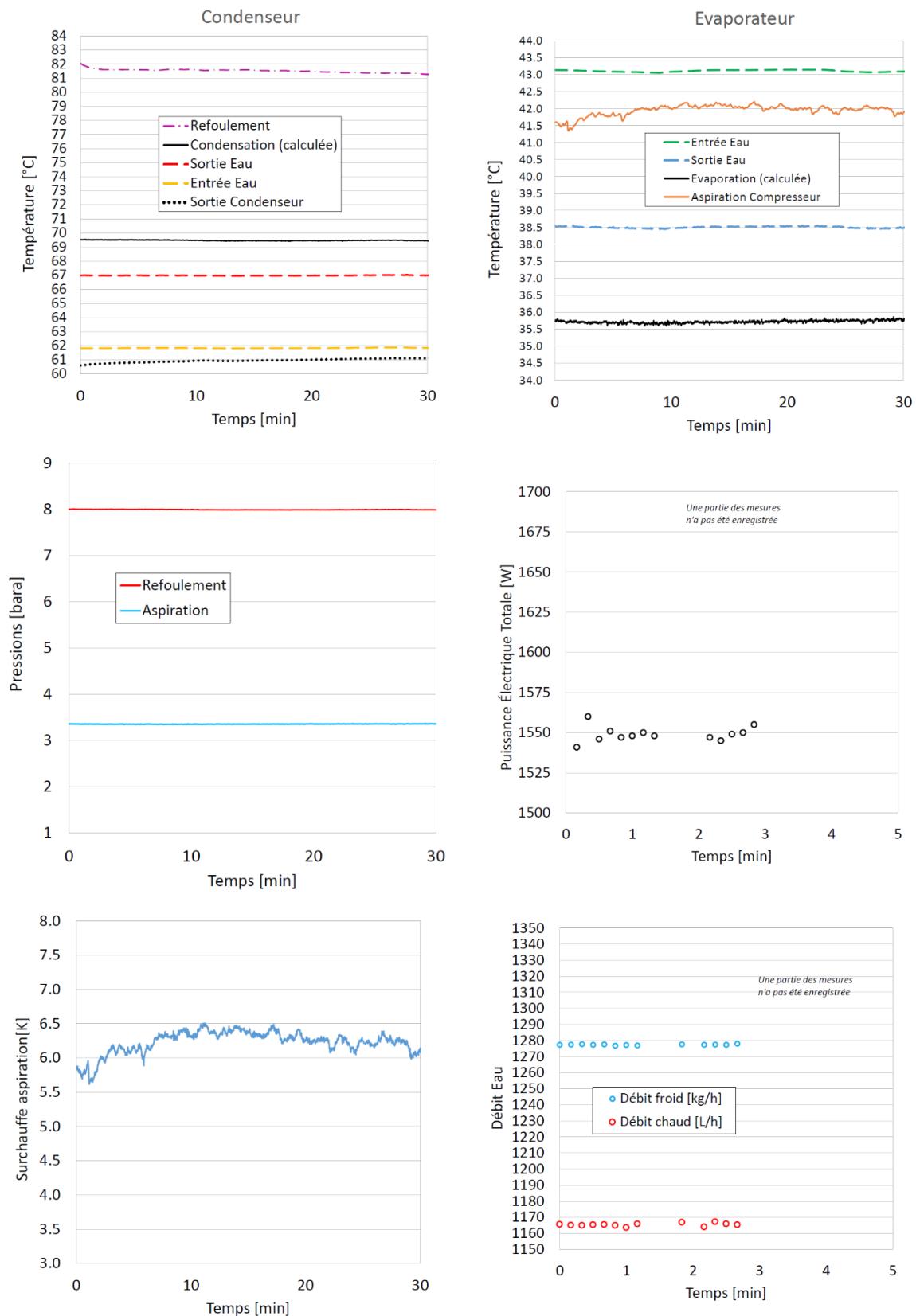


Figure 26 : Résultats détaillés du test E, 450 g R600,  $T_{ev} = \sim 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 70^\circ\text{C}$ .



## 4.6 Evaluation des performances thermiques des échangeurs

Les performances thermiques expérimentales des échangeurs ont été comparées avec les estimations du logiciel de dimensionnement du fabricant.

La différence entre la température de condensation du R600 et la température de sortie de l'eau est souvent appelée « *approach* ». Les valeurs expérimentales (en bleu) en Figure 27 sont environ 0.5 K plus élevés que la valeur prévue ; cette différence est en bon accord avec les incertitudes de mesure.

En ce qui concerne l'évaporateur, une analyse similaire a été faite en considérant la différence entre la température de sortie de l'eau et la température d'évaporation du R600 (à gauche dans la Figure 28) ainsi que la différence entre la température d'entrée de l'eau et la température de sortie du R600 (à droite dans la même figure). Dans ce cas, un écart plus important de l'ordre de 1~2 K est observé.

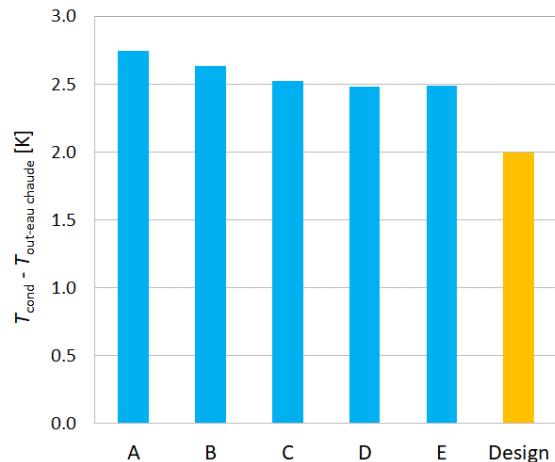


Figure 27 : « Approach » au condenseur.

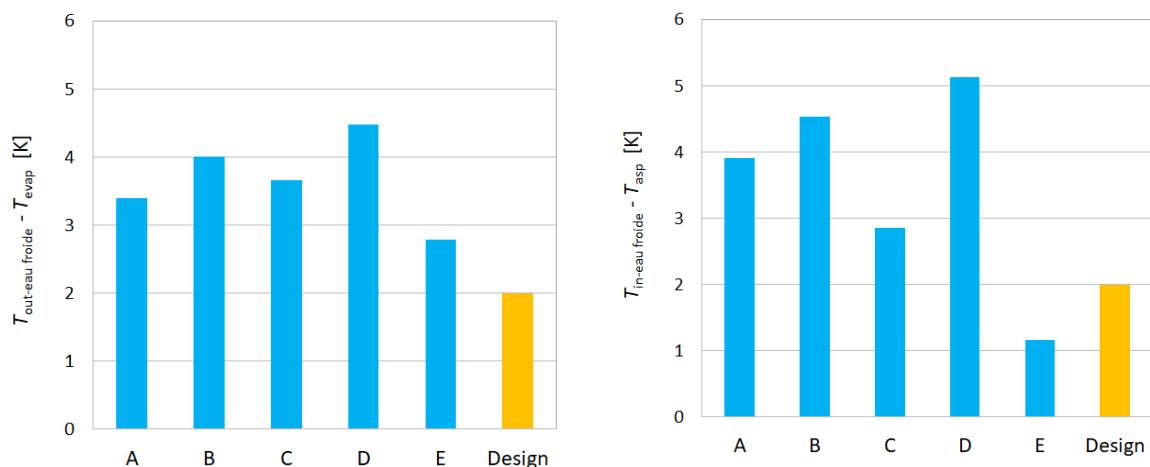


Figure 28 : Evaluation de la performance thermique de l'évaporateur.



## 4.7 Mesures expérimentales (PAC commerciale R410A)

Les performances thermiques d'une PAC commerciale eau-glycolée/eau (Viessmann Vitocal 300-G BW301.B10) ont été mesurées dans le but de les comparer avec celles du démonstrateur. Les caractéristiques principales de la machine commerciale sont les suivantes :

- Fluide frigorigène : R410A (2.4 kg)
- Compresseur : scroll hermétique
- Performance déclarée B0W35 :
  - Puissance chauffage : 10.36 kW
  - Puissance électrique : 2.07 kW
  - COP : 5.01
- Performance déclarée W10W35 :
  - Puissance chauffage : 13.51 kW
  - Puissance électrique : 2.05 kW
  - COP : 6.58
- Température de sortie condenseur maximale : 65°C
- Température d'entrée évaporateur maximale : 25°C

Les PAC classiques ne peuvent pas fonctionner avec des températures d'entrée à l'évaporateur trop élevées à cause de la température d'évaporation excessive et des limitations données par l'enveloppe de fonctionnement du compresseur. La seule solution technique pour permettre leur fonctionnement dans le cas de source thermiques à haute température c'est la réalisation d'une boucle de mélange afin de refroidir la source thermique.

La machine a été testée pour des températures de départ de l'eau chaude variables entre 45°C et 65°C. Même si la PAC peut admettre des température d'entrée de la source thermique jusqu'à 25°C, pendant les tests expérimentaux la température d'entrée de l'eau glycolée a dû être baissée jusqu'à 20°C afin que le système de contrôle de la PAC puisse permettre le démarrage pour les conditions W20W45.

Dans le but d'éviter des possibles arrêts de la PAC pendant les tests, toutes les mesures expérimentales ont été réalisée avec une température d'entrée de l'eau à l'évaporateur de 19°C. Les débits d'eau ont été choisis dans le but d'obtenir environ 5 K de différence entre l'entrée et la sortie de l'eau au condenseur et à l'évaporateur. Ces conditions de test peuvent être considérées représentatives des conditions de fonctionnement des PAC disponibles aujourd'hui dans le marché, dans le cas de disponibilité d'une source de chaleur à des températures supérieures à 20°C

Les conditions des quatre tests effectués et les résultats expérimentaux principaux sont reportés dans le Tableau 6. La surchauffe en aspiration du compresseur est gardée fixe à environ 3 K par le système de contrôle. Chaque mesure correspond à au moins 30 minutes de fonctionnement stable du démonstrateur, des graphiques détaillés avec des mesures instantanées sont disponible de la Figure 33 à la Figure 36.

Les résultats de puissance de chauffage au condenseur, puissance thermique de refroidissement à l'évaporateur et puissance électrique sont disponibles en Figure 29, tandis que le COP expérimental en fonction de la température de condensation est donné en Figure 30.

Enfin, des valeurs expérimentales de surchauffe au refoulement du compresseur et d'ouverture du détendeur sont donnés en Figure 31 et Figure 32. Au-delà des limitations liées au condenseur, il est évident que les premières conditions de test (W19W47) correspondent aux limites opérationnelles de la PAC, car dans ce cas le détendeur est ouvert à 100%.

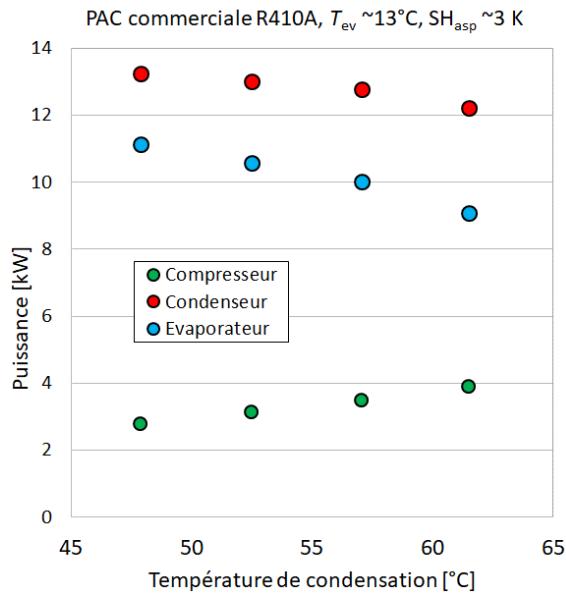


Figure 29 : Mesures de puissances en fonction de la température de condensation (PAC commerciale).

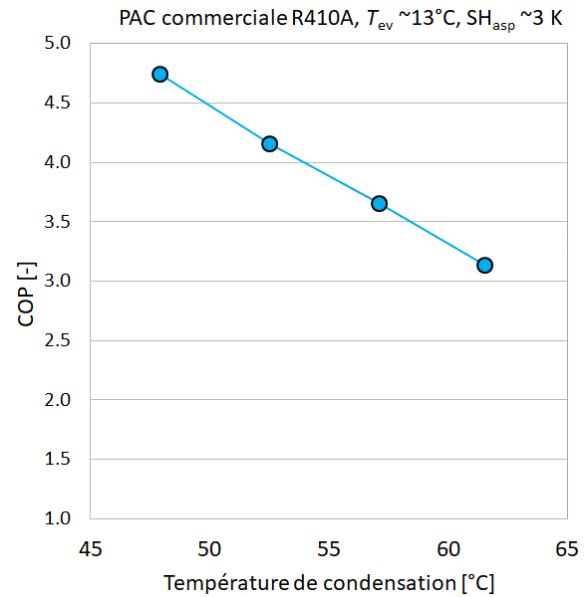


Figure 30 : Mesures de COP en fonction de la température de condensation (PAC commerciale).

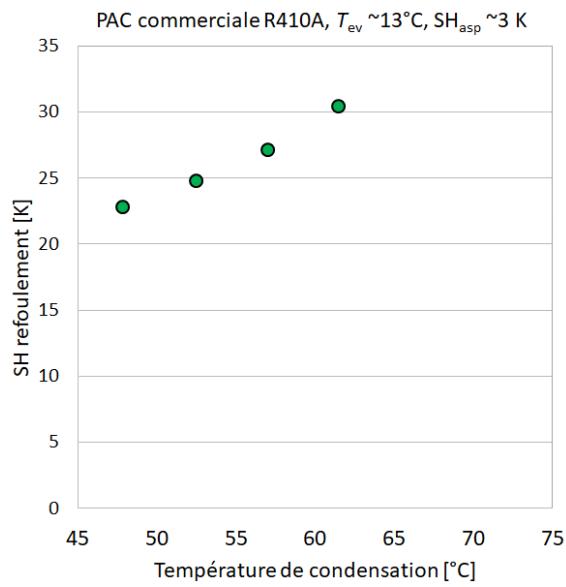


Figure 31 : Surchauffe au refoulement en fonction de la température de condensation (PAC commerciale).

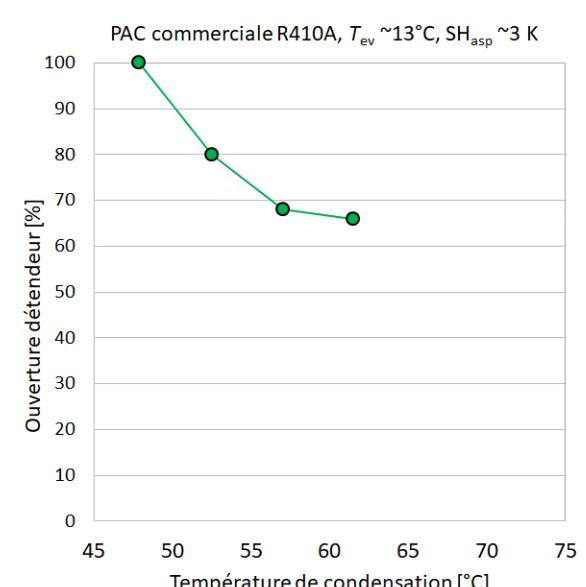


Figure 32 : Ouverture du détendeur en fonction de la température de condensation (PAC commerciale)



Tableau 6 : Conditions de tests et résultats expérimentaux principaux (PAC commerciale)

Test	Eau Evaporateur				Eau Condenseur				Compresseur				COP
	$\dot{m}$ [kg/s]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$Q$ [kW]	$\dot{m}$ [kg/s]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$Q$ [kW]	$W_{tot}$ [kW]	$P_{asp}$ [bar]	$P_{ref}$ [bar]	$T_{ref}$ [°C]	
A	0.60	18.9	13.9	11.1	0.63	41.8	46.8	13.2	2.8	11.6	29	71	4.7
B	0.60	18.9	14.1	10.6	0.64	46.8	51.6	13.0	3.1	11.7	32	77	4.2
C	0.60	18.9	14.4	10.0	0.64	51.6	56.4	12.8	3.5	11.8	36	84	3.7
D	0.52	18.9	14.2	9.1	0.59	56.5	61.4	12.2	3.9	11.8	40	92	3.1

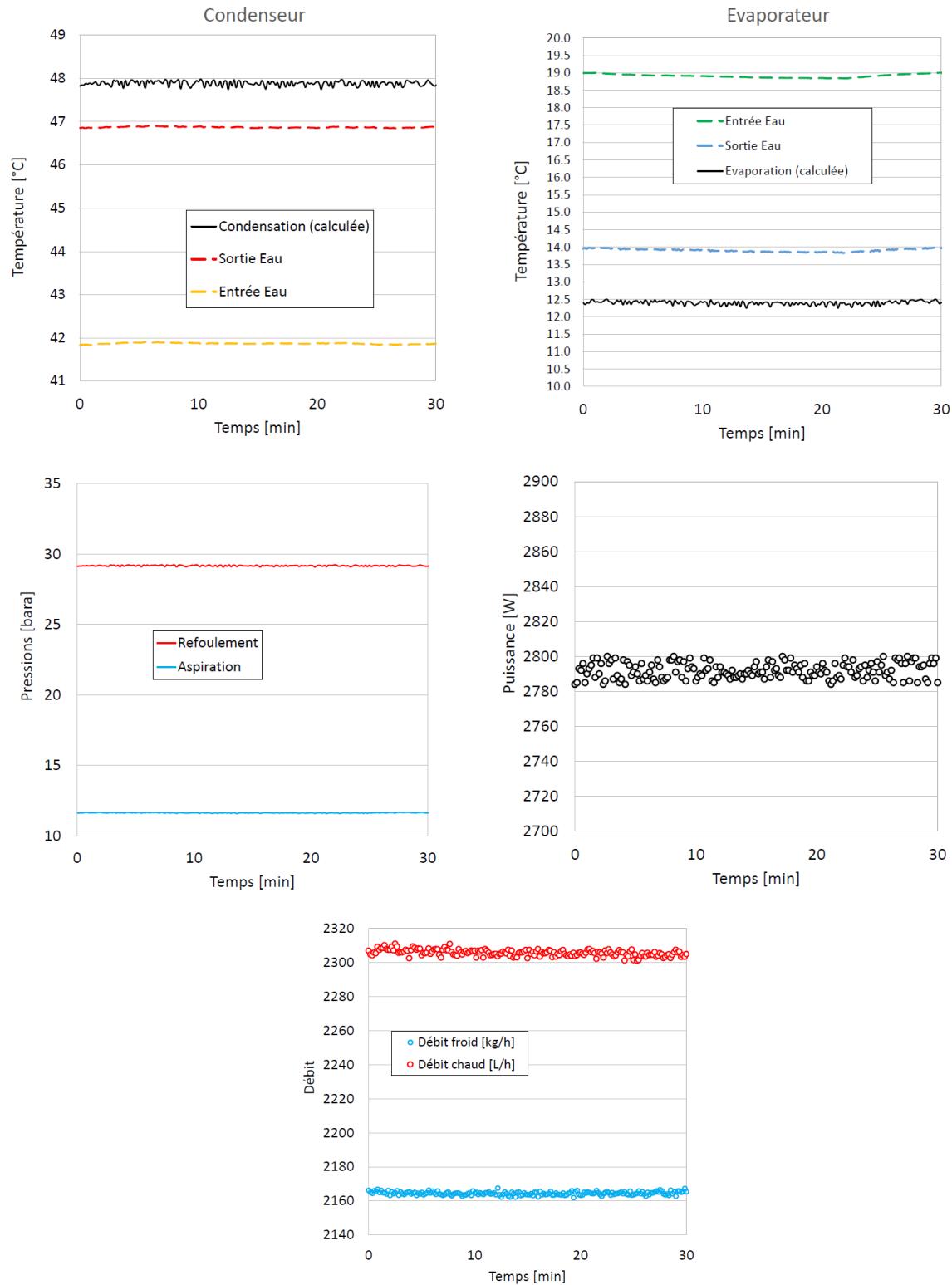


Figure 33 : Test de la PAC commerciale R410A,  $T_{ev} = \sim 13^{\circ}C$ ,  $T_{cond} = \sim 48^{\circ}C$ .

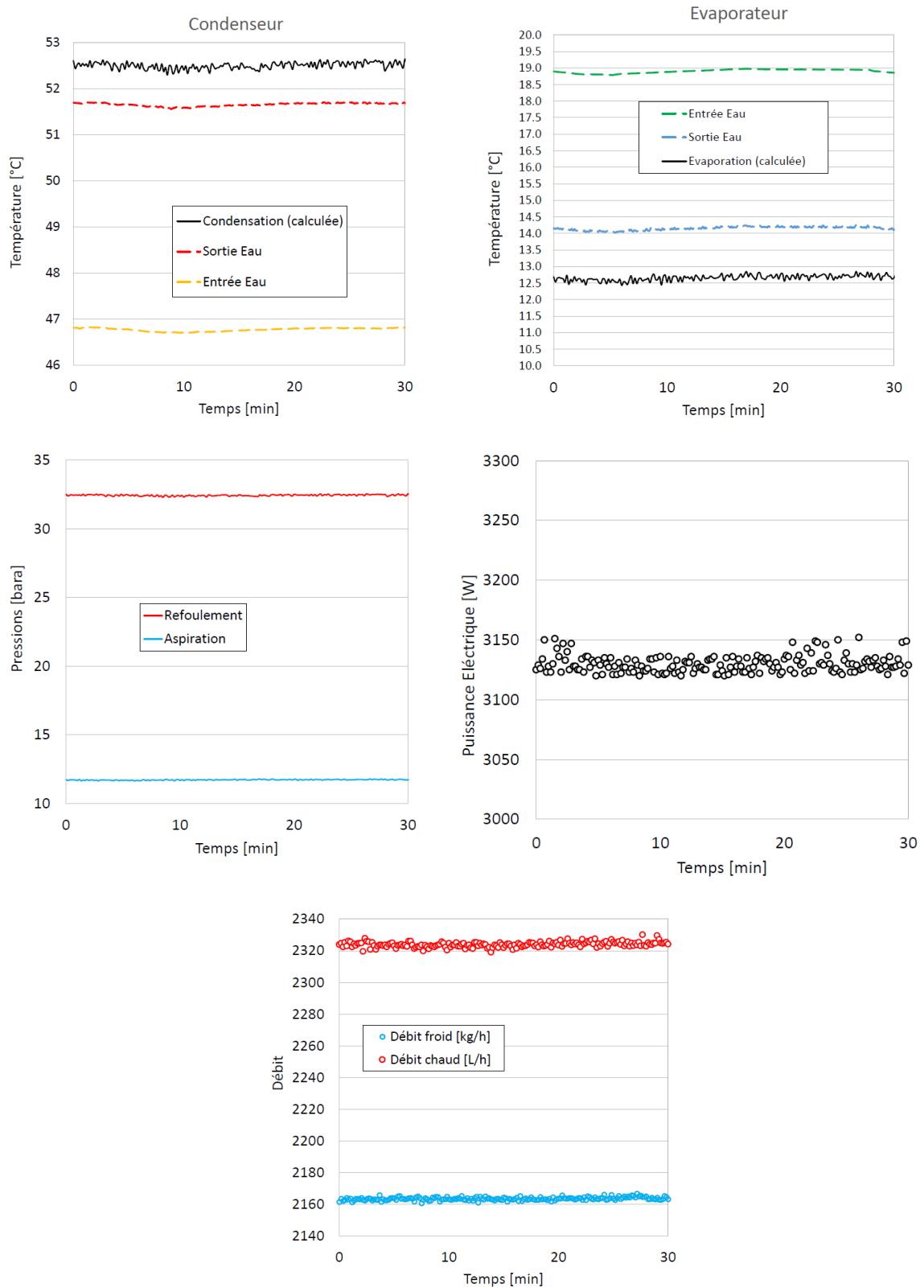


Figure 34 : Test de la PAC commerciale R410A,  $T_{ev} = \sim 13^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{cond} = \sim 52^{\circ}\text{C}$ .

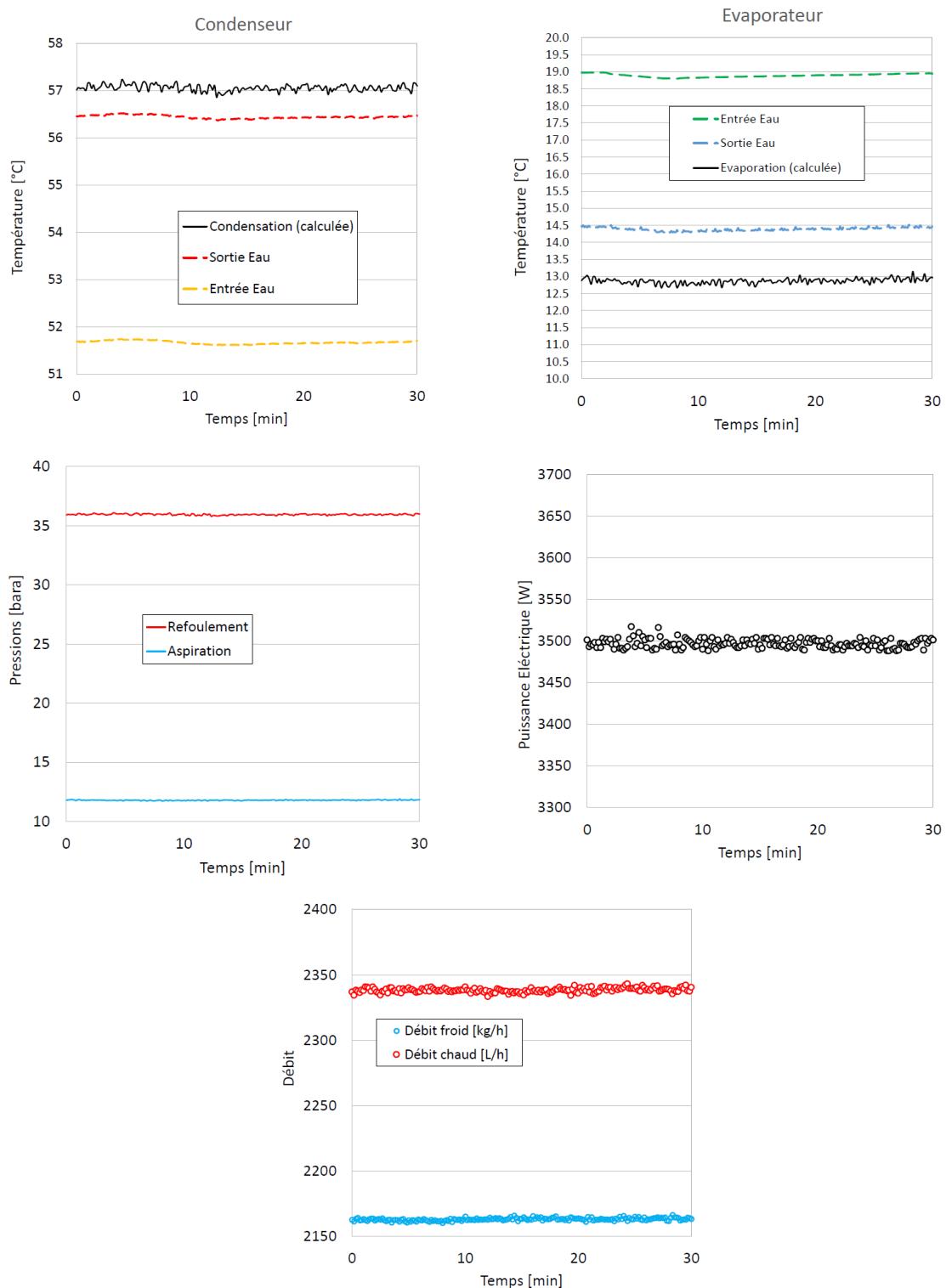


Figure 35 : Test de la PAC commerciale R410A,  $T_{ev} = \sim 13^{\circ}C$ ,  $T_{cond} = \sim 57^{\circ}C$ .

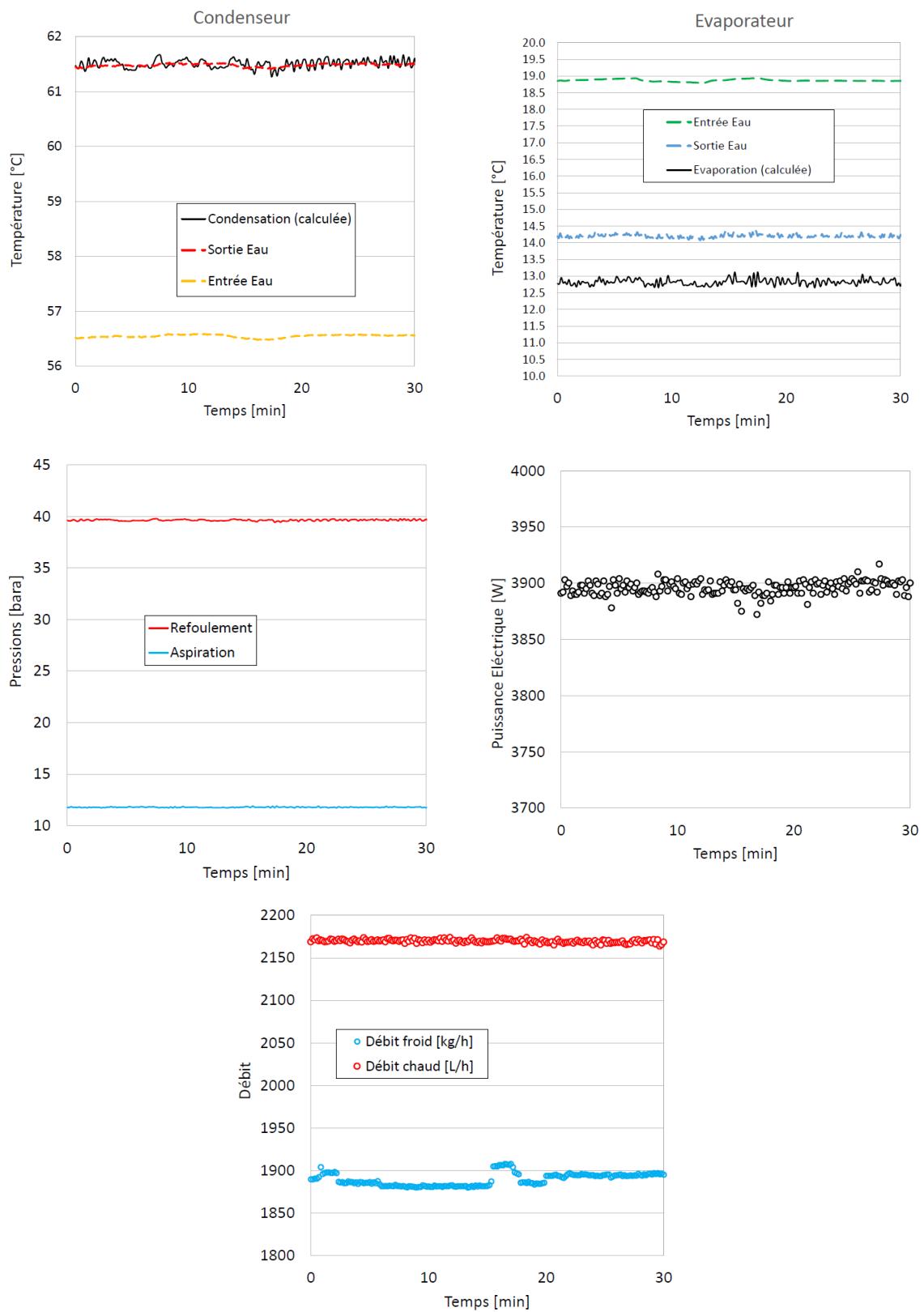


Figure 36 : Test de la PAC commerciale R410A,  $T_{ev} = \sim 13^\circ C$ ,  $T_{cond} = \sim 62^\circ C$ .



## 4.8 Vérification du bilan d'énergie

Afin de valider les mesures expérimentales, le bilan global d'énergie pour les cinq points de mesure du démonstrateur et les quatre points de mesure de la PAC commerciale a été quantifié comme suit :

$$\text{Erreur Bilan d'énergie [%]} = \frac{Q_{ev} + W_{tot} - Q_{cond}}{Q_{cond}} \cdot 100$$

où :  $Q_{ev}$  est la puissance thermique à l'évaporateur, mesurée par bilan thermique sur l'eau glycolée ;

$W_{tot}$  est la puissance électrique totale, sans les circulateurs d'eau ;

$Q_{cond}$  est la puissance thermique au condenseur, mesurée par bilan thermique sur l'eau chaude.

Les résultats sont reportés en Figure 37 en fonction de la température de condensation de chaque condition de test. L'erreur, de l'ordre de 10% pour les tests du démonstrateur, est plus élevée que celle obtenue dans d'autres campagnes de mesures effectuées avec ce banc de test. Elle est toutefois considérée comme acceptable pour la caractérisation du démonstrateur.

Au-delà des incertitudes de mesure expérimentale des températures d'entrée et de sortie et des débits d'eau chaude et d'eau froide, il faut également considérer une erreur systématique due aux points suivants :

- Une partie de la puissance électrique totale  $W_{tot}$  est dissipée sous forme de chaleur à l'air ambiant (environ 100 W de pertes ont été mesurée pour le variateur de fréquence notamment) ;
- Le compresseur et tout le circuit frigorifique, à l'exception des lignes d'aspiration et de refoulement et du condenseur, ne sont pas isolés et dissipent de la chaleur vers l'air ambiant (de surcroît, le démonstrateur n'est pas situé dans un châssis fermé) ;
- La tuyauterie pour l'eau entre le démonstrateur et la position effective des capteurs de température dans le banc de test dissipe aussi de la chaleur (en particulier, la tuyauterie de l'eau glycolée et de l'évaporateur ne sont pas isolées).

Tous les points précédents entraînent un déséquilibre positif du bilan d'énergie comme défini ici, qui est aussi amplifié, dans le cas particulier, par le fait de travailler en même temps à l'évaporateur et au condenseur avec des températures bien plus élevées que la température ambiante. Le fait que le déséquilibre énergétique pour les mesures avec la PAC commerciale est environ la moitié de celui des mesures avec le démonstrateur est aussi explicable par le fait que dans ce cas la température de l'évaporateur et de la tuyauterie est très proche de celle du laboratoire.

En conclusions, les résultats en Figure 37, ainsi que l'augmentation du déséquilibre avec une augmentation de la température de condensation, sont parfaitement compatibles avec les observations précédentes.

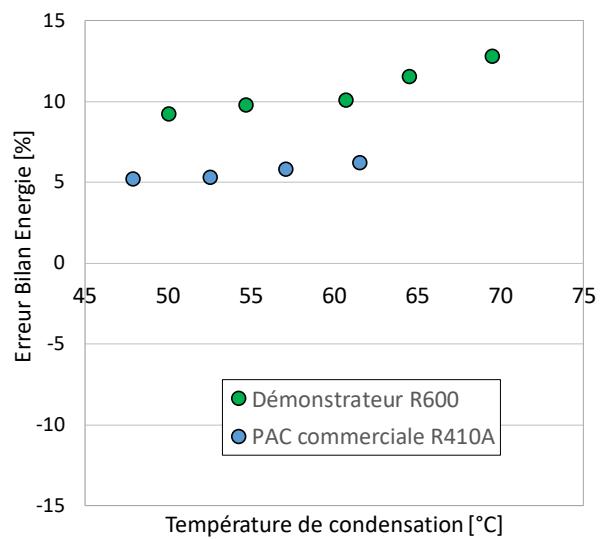


Figure 37 : Vérification du bilan global d'énergie.



## 4.9 Evaluation du potentiel énergétique de la machine en situation

Le COP du démonstrateur est tracé en Figure 38 en fonction de la température de production de l'eau chaude en sortie du condenseur. Les températures d'entrée et de sortie de l'eau à l'évaporateur sont d'environ 43°C et 38°C pour tous les points de mesure. L'échelle de l'axe horizontal peut aussi être lue comme l'augmentation de la température de l'eau chaude produite par rapport à la température disponible à la source de chaleur (43°C).

En considérant 65°C comme la température maximum demandée en sortie de PAC (cycle anti-légionellose), le graphique en Figure 38 montre comment cette PAC, en exploitant une source thermique à 43°C, serait capable de garantir toute la plage des besoins thermiques (de 47°C à 65°C) avec un COP variant entre environ 8 et 5.

Il est important de souligner que l'efficacité thermique pourrait être encore améliorée par une augmentation de la surface des échangeurs, ce qui aurait néanmoins comme conséquence une augmentation de la charge de fluide frigorigène. Le dimensionnement actuel avec une charge totale de 450 g de n-butane pour une puissance de chauffage entre environ 7 et 8 kW paraît être un bon compromis.

En ce qui concerne le comportement de la machine réelle dans l'environnement futur de fonctionnement, une estimation du COPa demanderait la définition des courbes de charge de référence et la définition du circuit de chauffage complet. Le seul aspect qui paraît ici judicieux d'aborder est l'analyse de la puissance électrique de pompage. Sur la base des mesures de débit d'eau et des pertes de charge en Tableau 5, et en considérant un rendement du circulateur du 50%, la puissance électrique de pompage nécessaire pour vaincre les pertes de charge des échangeurs aux conditions de travail nominales, peut en première approximation être estimée comme suit :

- Puissance de pompage pour le condenseur : ~13 W
- Puissance de pompage pour l'évaporateur : ~8 W

La puissance de pompage nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans le démonstrateur est en conclusion négligeable par rapport à la puissance du compresseur.

La disponibilité d'une PAC compacte et modulaire avec les caractéristiques du démonstrateur réalisé est essentielle pour la faisabilité technique des sous-stations de réseaux CAD de nouvelle génération avec une température de distribution de l'ordre de 40°C. Un schéma de principe simplifié de ce type de solution est donné en Figure 39 : les consommateurs avec des besoins thermiques dont la température ne dépasse pas celle de distribution du réseau (ex. chauffage au sol) sont connectés en sous-station avec un échangeur de chaleur, tandis que les besoins thermique à température supérieure (ex. chauffage par radiateurs) sont satisfaits grâce à l'utilisation en sous-station de PAC délocalisées et modulaires qui génèrent l'augmentation de température. Chaque PAC adapte la température de production de chaleur au besoins particuliers et instantanés de chaque sous-station, en optimisant ainsi l'efficacité globale du système et en évitant d'assujettir la température de distribution du CAD aux besoins du consommateur le plus exigeant en termes de température. En ce qui concerne la production d'ECS, l'eau potable peut être préchauffée jusqu'à environ 40°C par échange thermique direct, et ensuite chauffée jusqu'à 65°C (anti-légionellose) par la PAC.

Ce concept de réseau CAD de nouvelle génération, grâce à la faible température du retour, permet aussi de valoriser des rejets thermiques par échange direct ou de récupérer la chaleur de condensation des machines de froid, tout en garantissant un bon COP pour la production de froid et en limitant le nombre et la taille des infrastructures délocalisées telles que les aéro-refroidisseurs qui dissipent la chaleur vers l'environnement.

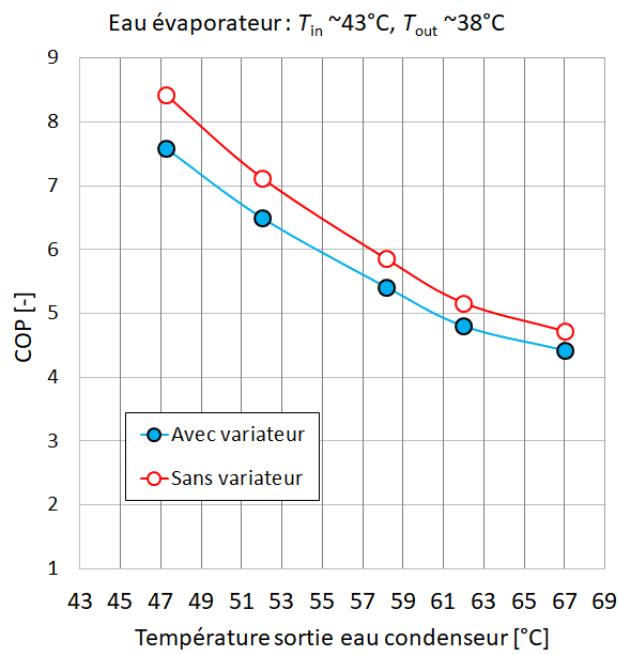


Figure 38 : COP en fonction de la température de production de l'eau chaude.

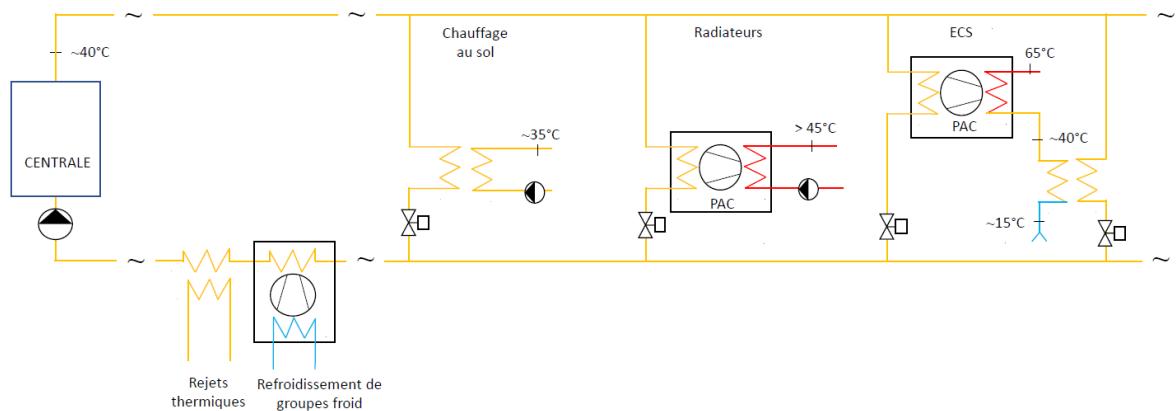


Figure 39 : Schéma de principe de l'implémentation du démonstrateur comme PAC délocalisée en sous-station d'un réseau CAD avec température de distribution d'environ 40°C



## 4.10 Comparaison avec PAC commerciale classique

La performance thermique expérimentale du démonstrateur au R600 (voir section 4.4) est comparée avec celle de la PAC classique R410A (voir section 4.7), dans l'hypothèse de la disponibilité d'une source de chaleur à 43°C et de besoins de chaleur variables de 47°C à 65°C.

Dans ce cas, le démonstrateur peut exploiter directement la source de chaleur (voir schéma en Figure 40 à gauche), tandis qu'avec la PAC classique une boucle de mélange est nécessaire afin de refroidir la température de la source thermique avant de rentrer dans l'évaporateur de la machine (voir Figure 40 à droite) dans le but de baisser la température d'évaporation et d'augmenter le rapport de pression entre aspiration et refoulement du compresseur. La PAC commerciale testée expérimentalement accepte 25°C à l'entrée de l'évaporateur, mais pendant les tests expérimentaux la température d'entrée de l'eau glycolée a dû être abaissée jusqu'à 20°C afin de permettre le démarrage de la PAC pour les conditions W20W45 à cause du rapport de pression qui serait trop faible sinon pour le compresseur scroll aux conditions W25W45.

Du point de vue théorique, il est possible de forcer une réduction de la température d'évaporation sans avoir recours à une boucle de mélange avec une vanne 3-voies simplement en diminuant le débit d'eau dans l'évaporateur ; par contre, cette solution nécessite une régulation très précise du débit et il y aurait le risque d'arrêt de la PAC car un débit minimum est normalement demandé par le système de contrôle. En conclusion, le schéma hydraulique proposé en Figure 40 est à notre avis bien représentatif de la seule intégration possible d'une machine commerciale classique comme PAC délocalisée en sous-station d'un réseau CAD avec distribution d'eau à 43°C, ainsi que de toute autre application avec disponibilité d'une source thermique à haute température.

Le COP expérimental pour les deux configurations correspondant aux schémas hydrauliques en Figure 40 est tracé en fonction de la température de production de l'eau chaude en Figure 41. La différence de température entre entrée et sortie d'eau à l'évaporateur et au condenseur est d'environ 5 K pour les deux machines et pour tous les points de mesure.

Dans ces conditions, l'efficacité énergétique du démonstrateur est très nettement supérieure à celle de la PAC classique au R410A, avec un COP expérimental du démonstrateur qui est environ le double sur toute la plage de température de production de la chaleur. A parité de toute autre condition, l'utilisation du démonstrateur dans une configuration telle que celle décrite dans le schéma de principe en Figure 39 amènerait donc, par rapport à l'utilisation des PAC aujourd'hui disponibles dans le commerce, à réduire de moitié la consommation électrique pour la production de la chaleur en sous-station.

Il faut néanmoins souligner que la solution avec PAC classique et boucle de mélange permet des températures de retour du réseau CAD bien plus faibles et donc une réduction du débit et de la puissance de pompage (ou une possible réduction du diamètre des conduites). Dans ce contexte, pour définir la valeur optimale de différence de température entrée/sortie de l'eau à la PAC un compromis technico-économique est à trouver entre le COP des PAC délocalisées, la puissance de pompage et le coût de réalisation du réseau CAD. Les résultats de cette optimisation dépendent aussi de la taille et de la longueur du réseau, ainsi que de la répartition entre les besoins de chaleur à haute et à basse température, et ne fait pas partie des objectifs du projet. On pourrait aussi envisager une optimisation du dimensionnement de la PAC et du cycle thermodynamique afin de l'adapter à des différences de température entrée/sortie de l'eau bien plus élevée que 5 K.

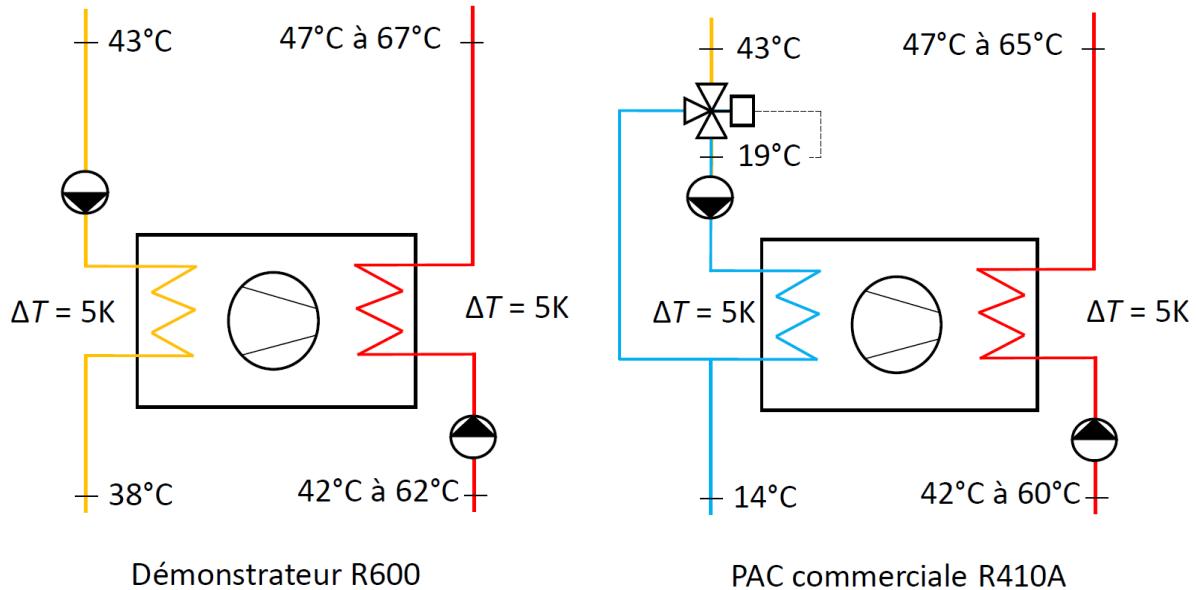


Figure 40 : Schéma hydraulique d'exploitation d'une source de chaleur à 43°C par le démonstrateur (gauche) et par une PAC commerciale avec limitation de la température d'entrée (droite).

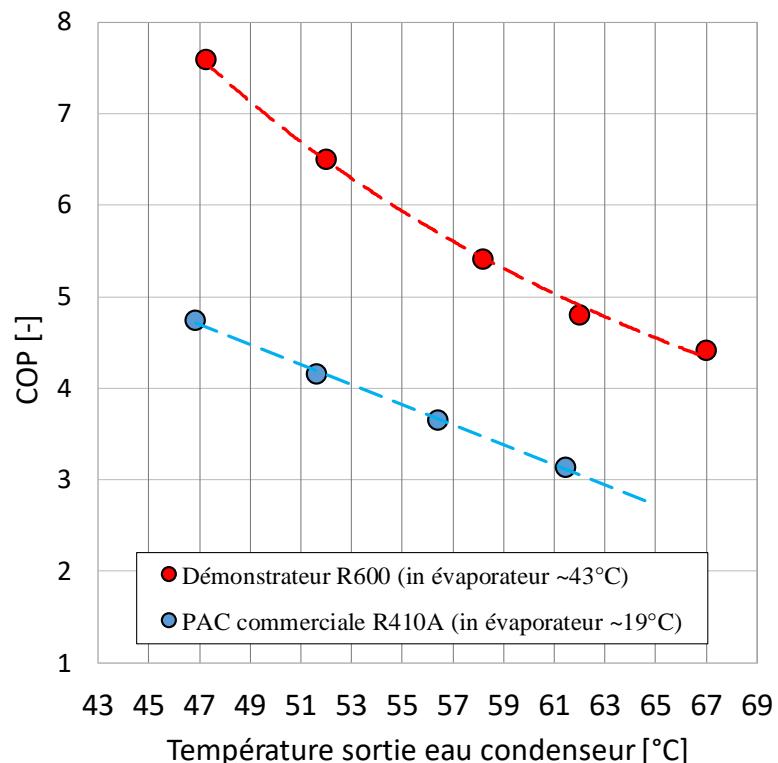


Figure 41 : COP en fonction de la température de production de l'eau chaude, comparaison entre le démonstrateur et une PAC commerciale ( $\Delta T$  entrée/sortie = 5 K).



## 4.11 Comparaison avec PAC commerciale transcritique pour ECS

La performance thermique expérimentale du démonstrateur R600 est comparée ici avec celle d'une PAC commerciale transcritique au CO<sub>2</sub> pour la production d'ECS. Ce type de machine permet des différences de température très élevées entre entrée et sortie de l'eau à chauffer et, afin d'exploiter au mieux son potentiel, la température d'entrée de l'eau à chauffer devrait être la plus faible possible. Dans le cas de besoins d'ECS à 65°C et de disponibilité d'une source de chaleur à 43°C l'intégration hydraulique optimale correspond au schéma de principe en Figure 42 à droite. L'eau est chauffée directement de 15°C à 65°C avec un seul passage dans la PAC, un circulateur à vitesse variable garanti le maintien de la température de sortie et le stockage se fait dans un réservoir stratifié. De la même façon que pour une PAC classique, une boucle de refroidissement est nécessaire côté évaporateur afin de limiter la température d'évaporation.

Une PAC géothermique transcritique commerciale (Enex GeoHeat18) a également été testée sur le banc de test de la HEIG-VD aux conditions de travail proposées en Figure 42 et les résultats expérimentaux principaux sont donnés dans le Tableau 7. Le COP mesuré expérimentalement est de 4.4.

En ce qui concerne le démonstrateur au R600, l'implémentation hydraulique en Figure 42 à gauche est proposée. Dans un premier temps, l'eau est chauffée jusqu'à 40°C par échange thermique direct avec la source, ensuite elle est stockée dans un réservoir et sa température est augmentée graduellement et par paliers de 5 K grâce à plusieurs passages dans la PAC. Dans ces conditions, on peut approximer le COP global du processus de charge du réservoir comme la moyenne des COP expérimentaux pour la plage de température de production d'eau chaude de 45°C à 65°C, ce qui correspond à environ 5.7.

Les COP des deux machines mesurées aux conditions mentionnées ci-dessus sont similaires, cependant dans le cas du démonstrateur la PAC est utilisée pour fournir seulement la moitié de l'énergie-chaleur nécessaire (de 40°C à 65°C), car le 50% restant (de 15°C à 40°C) est obtenu par échange thermique direct. Dans le cas de la PAC transcritique toute l'énergie-chaleur est fournie par la machine. En conclusion, la consommation effective d'énergie électrique par kWh d'ECS chauffée de 15°C à 65°C, peut être estimée à environ 0.1 kWh dans le cas de l'utilisation du démonstrateur et environ 0.2 kW dans le cas d'utilisation d'une PAC transcritique commerciale.

Il est techniquement possible de préchauffer l'eau par échange direct aussi dans la configuration avec la PAC transcritique et d'utiliser la machine pour l'augmentation de température de 40°C à 65°C. Par contre, 40°C est la température maximum acceptable de l'eau chaude en entrée de la PAC transcritique commerciale et dans ces conditions le COP est censé baisser d'environ le 30%.

Il est enfin important de souligner que la configuration de réseau CAD proposé en Figure 39 pourrait permettre aussi la production d'ECS « en direct » sans stockage ; en s'affranchissant ainsi de la nécessité de monter jusqu'à 65°C pour le cycle anti-légionellose il n'y aurait pas besoin d'utiliser une PAC et la production d'ECS se ferait sans consommation électrique en sous-station.

Tableau 7 : Test expérimental de la PAC transcritique commerciale.

Eau évaporateur		Eau « gas-cooler »		Puissance thermique [kW]	COP [-]
$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]		
19.0	13.3	13.4	65.2	19.0	4.4

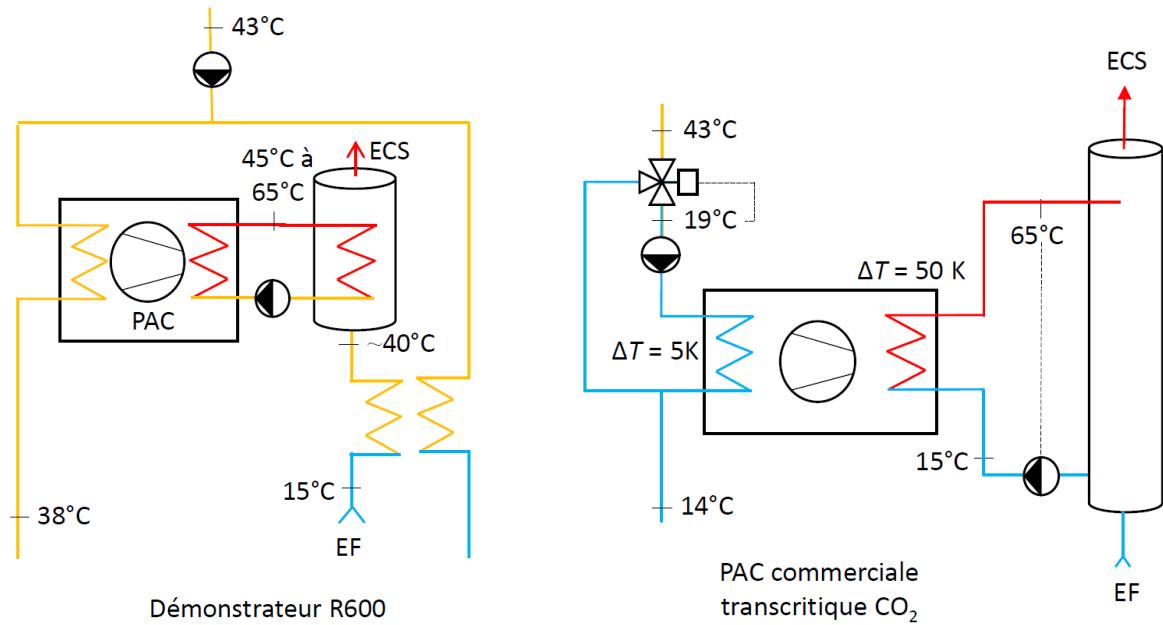


Figure 42 : Schéma hydraulique d'exploitation d'une source à 43°C par le démonstrateur (gauche) et par une PAC commerciale transcritique (droite) pour la production d'ECS avec stockage à 65°C

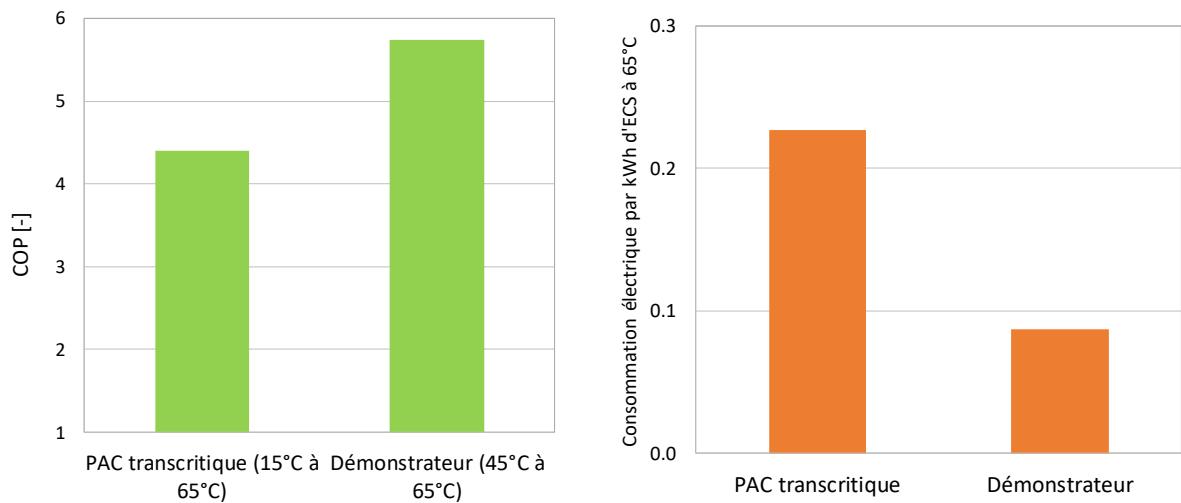


Figure 43 : Comparaison entre le démonstrateur au R600 et une PAC transcritique commerciale, dans le cas de production d'ECS à 65°C en sous-station d'un réseau CAD avec distribution à 43°C.



## 4.12 PAC booster

On trouve aujourd'hui sur le marché des PAC qui prélèvent de la chaleur basse température d'un circuit hydraulique se trouvant à une température dans la plage 30-50°C, pour la livrer à des températures plus élevées. C'est le cas des pompes à chaleur dites "Booster" dont la tâche est généralement de chauffer l'eau chaude sanitaire à une température de stockage plus élevée par rapport à la température du chauffage à basse température nécessaire dans le bâtiment, et depuis lequel elles soutiennent la chaleur destinée à l'évaporateur.

Ceci permet une livraison simultanée de chaleur pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire à des niveaux de température différents, ce qui a pour avantage de maximiser l'efficacité globale du système, surtout si une pompe à chaleur est également utilisée pour le chauffage.

Quelques produits de ce type sont proposés par exemple par les marques "Alpha Innotec", "Hautec", "Metro Therm" et "Waterkotte". Ces produits sont présentés comme acceptant des températures de sources froides allant parfois jusqu'à 42°C. Cependant, les compresseurs frigorifiques qui équipent ces PAC n'acceptent pas des températures d'évaporation dépassant les 15-20°C. Si l'on conduisait de l'eau à 40°C dans l'évaporateur avec un débit habituel, cette limite serait en général dépassée.

Ce type de produit doit donc être équipé d'un mécanisme interne qui limite la température d'évaporation. On assiste aujourd'hui à deux approches : (1) un circuit où une partie de l'eau refroidie est mélangée avec l'eau de la source à basse température ou (2) une baisse du débit de la source.

Chacune de ces méthodes présente des inconvénients, mais surtout on oblige le cycle de la PAC Booster à travailler avec une température d'évaporation artificiellement basse, ce qui conduit à des efficacités sensiblement inférieures par rapport à celles qui seraient obtenues en évaporant légèrement en-dessous de la température de la source.

Cependant, il n'est pas possible de déduire les COP des cycles à partir des données techniques fournies par les fabricants, puisque celles-ci sont exprimées par rapport à la norme EN16147 qui concerne les PAC avec accumulateur et prévoit la mesure d'un COP exprimé comme le rapport entre l'énergie chaleur utile soutirée à la sortie de l'accumulateur et l'énergie électrique, suivant une séquence standard de soutirages sur une période de 24h, avec des moments de soutirage et des périodes d'attente, pendant laquelle l'eau dans l'accumulateur se refroidit par l'effet des déperditions thermiques. Le COP varie donc notamment avec l'isolation thermique et les règles de gestion.

Il n'est donc pas possible de faire des comparaisons de prestations de "PAC Booster" avec le démonstrateur, mais le fait de pouvoir évaporer à 35°C est un avantage certain.

Pour ce qui est de PAC pour le chauffage, utilisées localement dans les systèmes de chauffage urbain à moyenne-basse température, il n'existe pas à l'heure actuelle de modèle disponible sur le marché qui puisse accepter de l'eau à l'évaporateur dépassant les 20-25°C. Les pompes à chaleur eau-eau dites "A haute température" commercialisées sont en fait en général conçues pour la captation de chaleur issue de sondes géothermiques, eau souterraine ou eau de surface.



Nom de l'appareil				WWB 21
Type de pompe à chaleur				Sol/Eau
Conformité				CE
Caractéristiques de performance				Puissance calorifique / COP pour
W25/W50				1 compresseur kW   ... 2,0   4,4
W20/W65				1 compresseur kW   ... 1,5   2,6
W30/W65				1 compresseur kW   ... 2,0   3,3
W40/W65				1 compresseur kW   ... 2,5   3,8
Limites d'utilisation				Eau de chaud °C 20 - 70
				Source de chaleur °C 18 - 42
				Température ambiante max °C 35
				Pression de service max. circuit de chauffage et source de chaleur bar 3   10
Acoustique				Moyenne du niveau de pression acoustique Intérieur (mesuré en champ libre à 1m de distance de la machine) dB(A) 37
				Niveau de rendement acoustique selon EN 12102 dB(A) 52
Source de chaleur				Débit : minimal   nominal   maximal l/h 90   120   200
				Perte de pression pompe à chaleur $\Delta p$   Courant volumique bar   l/h 0,01   120
Eau chaude				Débit : minimal   nominal   maximal l/h 300   350   500
				Compression libre pompe à chaleur $\Delta p$ (niveau de pompe 3)   débit volumétrique bar   l/h 0,6   350
Caractéristiques générales de l'appareil				Dimensions L x P x H mm 574 x 352 x 472
				Poids total kg 42
Raccordements				Circuit de chauffage ... G 1" AG
				Source de chaleur ... G 3/4" AG
Réfrigérant				Type de réfrigérant   Volume de remplissage ...   kg R134a   0,48
Électrique				Code de tension   fusible triphasé compacte pompe à chaleur *) ...   A 1~/NPE/230V/50Hz   B13
Pompe à chaleur				Code de tension   fusible de commande *) dans le fusible pac ...   A
Pompe à chaleur				Puissance absorbée (W20/W50):
				Puissance absorbée   consommation de courant   cosφ kW   A   ... 0,45   2,1   0,93
				Courant de machine maximum dans les limites d'utilisation A 3,35
				Courant de démarrage: direct A 13,5
Composants				Protection IP 20
				Pompe de circulation circuit de chauffage à débit nominal: Puissance absorbée W   A 6   n.n.
Dispositifs de sécurité				Module de sécurité circuit de chauffage compris dans l'livraison Ja
				Module de sécurité source de chaleur compris dans l'livraison Nein
Régulateur de chauffage et de pompe à chaleur				compris dans l'livraison Oui
Découplements d'oscillations				Circuit de chauffage   Source de chaleur Oui   Oui
*) veiller aux réglementations locales				

Figure 44 : Exemple de données techniques d'une PAC booster disponible dans le marché (Alpha Innotec WWB21).



## 4.13 Charge de fluide frigorigène

La réduction de la charge de fluide dans le cas d'un réfrigérant inflammable tel qu'un hydrocarbure est un point fondamental en termes de sécurité ainsi que de coût et de limitations pour l'installation.

Une des raisons principales qui ont poussé l'industrie de la réfrigération au développement de fluides frigorigènes de synthèse (CFC) au début du siècle dernier était justement le besoin de fluides non inflammables et non toxiques à employer dans des produits de masse basé sur le cycle à compression de vapeur, notamment les réfrigérateurs domestiques.

A cause de problèmes environnementaux tels que l'appauvrissement de la couche d'ozone et l'effet de serre anthropique, et au fur et à mesure des découvertes scientifiques dans ce domaine, les fluides de synthèse ont été interdits à plusieurs reprises et remplacées par des nouvelles générations de fluides de synthèses. En l'état actuel, l'industrie chimique propose la quatrième génération (hydrofluoroléfines HFO), cependant il est très intéressant de remarquer que la quasi-totalité des réfrigérateurs domestiques commercialisés aujourd'hui en Europe et en Asia utilisent de l'isobutane comme fluide frigorigène.

Le risque de sécurité lié à l'utilisation d'un fluide inflammable tel que l'isobutane dans les réfrigérateurs est presque nul grâce à la charge extrêmement faible de fluide utilisé. Du point de vue légal, si la charge de fluide ne dépasse pas les 150 g, aucune mesure de sécurité supplémentaire (tels que systèmes de détection des fuites ou système de ventilation) n'est demandée au-delà de la certification des composants du circuit frigorifique pour l'utilisation avec des fluides inflammables.

La norme IEC 60335-2-89 [8,9] de l'"International Electrotechnical Commission" (IEC) a été révisée en 2019 en augmentant la limite de charge de fluides inflammables (A3) pour les appareils de réfrigération à usage commercial de 150 g à 500 g, en imposant néanmoins certaines limitations en termes de surface minimale du local d'installation. Cette norme internationale ne concerne pas les produits tels que des PAC délocalisée pour les sous-station de réseaux CAD et de surcroit sa possible entrée en vigueur effective aux différents niveaux nationaux, ainsi que son intégration et harmonisation avec la législation existante, pourrait demander plusieurs années.

Il est néanmoins possible que dans le futur la valeur de 500 g devienne *de facto* la limite pratique pour la réalisation de toute machine frigorifique employant un hydrocarbure et ne nécessitant aucune mesure de sécurité supplémentaire par rapport aux HFO. Le démonstrateur réalisé respecte cette limite (charge de n-butane de 450 g), ce qui pourrait être un levier pour l'utilisation en sous-station de réseaux CAD de nouvelle génération à basse température.



#### 4.14 Potentiel de production d'eau chaude à haute température (>65°C)

La température de refoulement au compresseur doit être limitée dans le but principal d'éviter la carbonisation de l'huile lubrifiante, ce qui représente une des limitations principales à la production de chaleur à haute température pour une PAC, de même que le rapport de compression.

La température expérimentale de refoulement du compresseur à piston du démonstrateur et du compresseur scroll de la PAC commerciale au R410A est tracée en fonction de la température de production de l'eau chaude en Figure 45 pour tous les points de mesure. Les propriétés thermodynamiques favorables du n-butane, ainsi que le rapport de compression plus faible dû à la température d'évaporation effective plus élevée, permettent d'atteindre dans le cas du démonstrateur des températures de refoulement bien plus faibles, à parité de température de sortie de l'eau chaude.

La température maximum de production d'eau chaude de la PAC commerciale est 65°C et dans ces conditions la température de refoulement mesurée est environ 95°C. A parité de température de production de chaleur, la température de refoulement du compresseur du démonstrateur au R600 est d'environ 80°C. En extrapolant les mesures expérimentales, afin d'atteindre la même température de refoulement que la PAC commerciale, la température de sortie de l'eau chaude devrait pouvoir atteindre environ 80°C (voir Figure 45). Dans ces conditions, le rapport de compression ne dépasse pas 3.5, ce qui est loin d'être une valeur problématique pour un compresseur à piston.

Sur la base de l'analyse précédente, la production d'eau à 80°C à partir d'une source de chaleur à environ 40°C semble donc techniquement faisable avec le démonstrateur réalisé. Dans le contexte d'un réseau CAD BT, cette possibilité pourrait être très intéressante dans le but d'en augmenter la flexibilité d'opération en couvrant aussi des applications industrielles ou pour le stockage compact d'ECS dans le cas de surplus d'électricité dans le réseau, smartgrid ou pour augmenter l'auto-consommation d'une propre production solaire photovoltaïque.

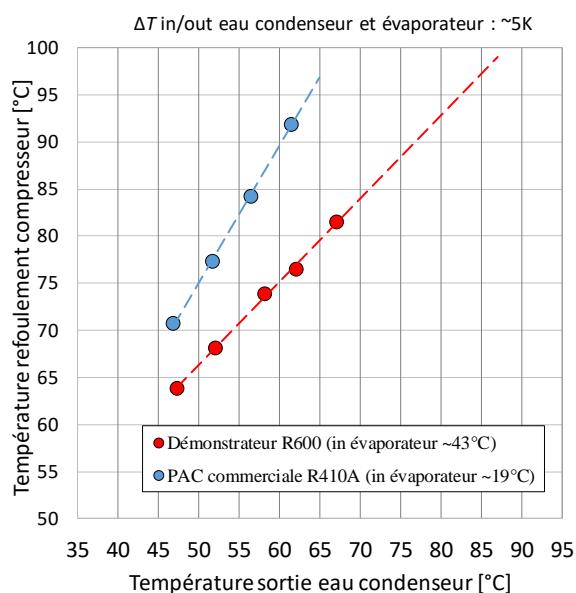


Figure 45 : Température de refoulement du compresseur en fonction de la température de production de l'eau chaude, comparaison entre démonstrateur au R600 et PAC commerciale au R410A.



## 4.15 Validation du modèle théorique

Le modèle théorique du cycle thermodynamique utilisé pour le dimensionnement du démonstrateur a été validé par comparaison directe entre les estimations théoriques et les résultats expérimentaux.

Les puissances thermiques de chauffage et de refroidissement ainsi que la puissance électrique au compresseur sont analysées en Figure 46 en considérant aussi les incertitudes de mesure. Le mesures de puissance électrique ont été corrigées de 100 W comme discuté à la section 4.4. La température de condensation est calculée à partir de la mesure de la pression de refoulement du compresseur. L'erreur sur cette température a été estimée à partir de l'erreur maximum déclarée par le fabricant du capteur de pression ( $\pm 1.5\%$  de l'étendue de la mesure, correspondant à  $\pm 0.195$  bar). En ce qui concerne les puissances thermiques, sur la base de l'analyse en section 4.8, l'erreur a été estimée à 10%.

Le même type d'analyse est donné en Figure 47 pour le COP et en Figure 48 pour la température de refoulement. Compte tenu aussi du fait que la puissance électrique totale a été mesurée, et non celle du seul compresseur, l'erreur sur la mesure du COP « sans inverter » a été estimée en première approximation à 15%. L'erreur sur la mesure directe de la température de refoulement a été estimée à  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ .

Cette analyse montre un bon accord entre les résultats expérimentaux et les estimations du modèle théorique. Les déviations aux basses températures de condensation en Figure 47 et Figure 48 sont supérieures aux erreurs de mesure, ce qui s'explique par une très probable dégradation du rendement du compresseur, compte tenu des rapports de pression extrêmement faibles (environ 1.5 à 50°C et 1.7 à 55°C).

L'accord presque parfait des mesures de puissance thermique de refroidissement, avec en parallèle une surestimation de la puissance thermique de chauffage, est compatible avec l'effet combiné d'une erreur systématique de mesure due aux déperditions thermiques et d'un rendement volumétrique effectif du compresseur légèrement plus faible que celui prévu.

En conclusion, le modèle théorique a prouvé sa validité pour le dimensionnement de la PAC ainsi que pour l'analyse de l'influence des conditions de travail et il pourrait être employé pour une suite du projet pour étudier d'autres réfrigérants hydrocarbures. En particulier, sur la base une pré-estimation basée sur ce modèle théorique l'utilisation du propane à la place du butane devrait permettre de doubler la puissance de chauffage avec environ la même quantité de fluide frigorigène.

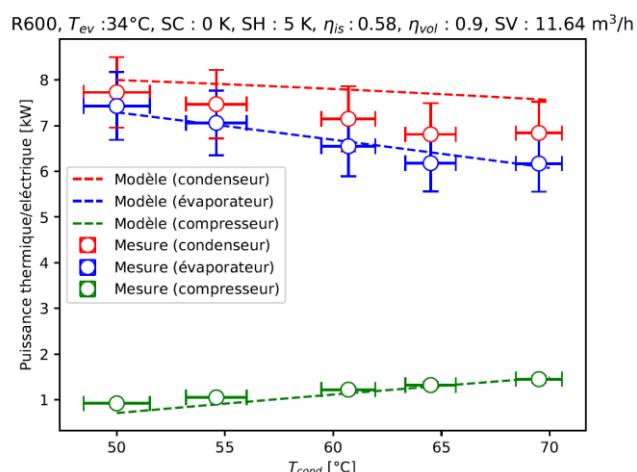


Figure 46 : Puissance de chauffage et refroidissement, puissance électrique : comparaison entre estimations théoriques et mesures.

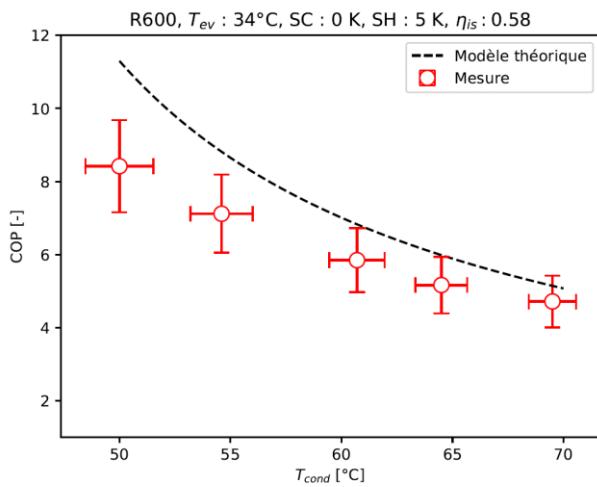


Figure 47 : Comparaison entre estimations théoriques du COP et mesures expérimentales.

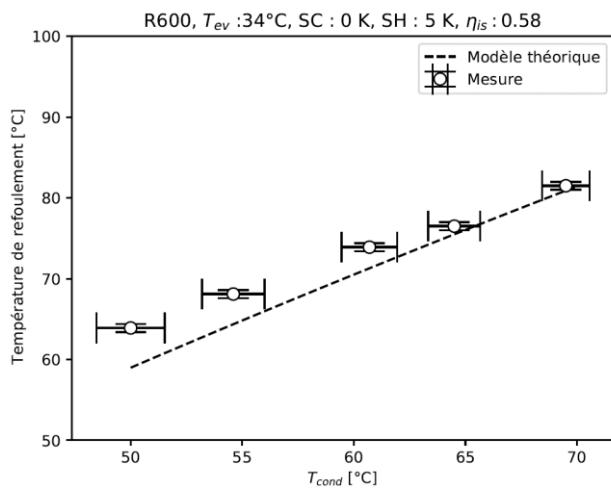


Figure 48 : Comparaison entre estimations théoriques et mesures expérimentales de la température de refoulement.



## 5 Conclusions et résumé

### *Contexte et justification du projet*

- Les PAC pour le chauffage des bâtiments et la production d'ECS aujourd'hui disponibles dans le marché n'acceptent pas des températures d'évaporation dépassant les 15-20°C et leur intégration hydraulique dans le cas de sources thermiques à température élevée nécessite de l'utilisation d'une boucle de refroidissement par mélange afin de baisser la température de la source avant de rentrer dans l'évaporateur de la machine ainsi l'efficacité est péjorée ;
- On trouve dans le marché quelques PAC domestiques dites "Booster" qui prélèvent de la chaleur du réseau de chauffage basse température, pour chauffer l'ECS à une température de stockage plus élevée ; ces produits sont présentés comme acceptant des températures de sources jusqu'à 42°C, cependant ils adoptent un mécanisme interne qui limite la température d'évaporation à travers d'une boucle de refroidissement ou une baisse du débit de la source : elles n'exploitent donc pas pleinement le potentiel d'efficience ;
- Ce projet vise à combler un manque dans les PAC réellement capable d'exploiter le potentiel exergetique des sources de chaleur à moyenne température (~40°C), telles que les rejets thermiques, et en même temps encourager une plus large utilisation de réfrigérants naturels ;
- En particulier, les sources de chaleur non-conventionnelles visées ici peuvent être des réseaux thermiques à basse température (CAD BT) qui ont une excellente efficacité globale et favoriseraient une plus grande utilisation des ressources renouvelables telles que la géothermie, l'eau de surface ou souterraine, les STEP et les rejets thermiques de groupes froids ou ceux issus d'industries ;
- La disponibilité de PAC compactes et modulaires capables d'évaporer effectivement à 35°C est essentielle pour la faisabilité technique des sous-stations des réseaux CAD BT avec une température de distribution de l'ordre de 40°C : dans ce concept de réseau, les consommateurs avec des besoins thermiques dont la température ne dépasse pas celle de distribution du CAD (ex. chauffage au sol) sont connectés avec un échangeur de chaleur, tandis que les besoins thermiques à température supérieure (ex. chauffage par radiateurs ou ECS) sont satisfaits grâce à l'utilisation en sous-station de PAC délocalisées qui génèrent l'augmentation de température.

### *Objectif*

- L'objectif du projet était le dimensionnement, la réalisation et le test d'une PAC d'une puissance d'environ 10 kW à très faible charge de réfrigérant naturel (<0.1 kg/kW) et capable d'opérer avec une température d'évaporation de 35°C et une température de condensation variable entre 50°C et 70°C ;
- Les objectifs du projet ont tous été atteints.

### *Dimensionnement et réalisation du démonstrateur*

- La conception du démonstrateur s'est faite en collaboration avec des partenaires industriels et les composants sont disponibles sur le marché et certifiés pour l'utilisation avec le n-butane ;
- Le démonstrateur réalisé intègre un compresseur semi-hermétique à pistons et un détendeur électronique ;
- L'utilisation du normal-butane comme fluide frigorigène aux conditions de travail prévues permet d'atteindre des niveaux de surchauffe très faibles au refoulement du compresseur et, à parité de cylindrée, des puissances électriques limitées, ce qui est très favorable au refroidissement du compresseur ;



- Les pressions de travail sont très faibles (maximum 8 bar pour une température de condensation de 70°C) ;
- L'élément clé du point de vue de la faisabilité technologique est la capacité du compresseur à opérer à la température d'évaporation de 35°C, tout en garantissant une lubrification correcte et un refroidissement adéquat du moteur électrique ;
- Grace à la faible solubilité entre le lubrifiant synthétique PAG utilisé et le n-butane, le compresseur peut fonctionner avec des valeurs standard de surchauffe à l'aspiration (5~8 K), ainsi un échangeur interne n'est pas nécessaire, ce qui simplifie le circuit et permet de réduire la charge de réfrigérant.

#### *Résultats obtenus*

- Le démonstrateur a atteint une puissance de chauffage de l'ordre de 7~8 kW en utilisant seulement 450 g de n-butane (~ 0.05 kg/kW) ;
- Avec de l'eau à 43°C comme source de chaleur, le démonstrateur peut fournir de l'eau chaude de 47°C à 65°C avec un COP d'environ 8 à 5 ;
- Les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les estimations du modèle théorique développé pour le dimensionnement du démonstrateur.

#### *Potentiel énergétique*

- Le démonstrateur a été comparé avec une PAC commerciale au R410A à haute efficacité pour le chauffage et la production d'ECS (COP 5 à B0W35) ainsi qu'une PAC commerciale transcritique pour la production d'ECS ;
- Afin de permettre le fonctionnement de la PAC commerciale au R410A, la température d'entrée de l'eau à l'évaporateur doit être limitée à ~ 20°C, tandis que le démonstrateur accepte 43°C : dans ces conditions et pour une température de production d'eau chaude entre 45°C et 65°C, le COP obtenu avec le démonstrateur est d'environ le double ;
- La température de refoulement du démonstrateur est sensiblement plus basse (80°C au lieu de 95°C pour une production d'ECS à 65°C), ce qui est prometteur pour une production d'eau à plus haute température sans problèmes de refroidissement du compresseur ou de carbonisation de l'huile ;
- La performance du démonstrateur est aussi meilleure que celle des quelques PAC-booster disponibles sur le marché ;
- La comparaison avec une PAC transcritique au CO<sub>2</sub> révèle que la solution incluant le démonstrateur intégré dans un réseau CAD BT permet d'obtenir de meilleurs résultats avec un besoin électrique plus faible d'environ la moitié dans le cas de production d'ECS, grâce aussi à la possibilité d'utiliser le réseau pour préchauffer l'ECS ;
- La révision récente de la norme IEC 60335-2-89 pourrait dans le futur augmenter *de facto* la limite pratique pour la réalisation de toute machine frigorifique employant un hydrocarbure et ne nécessitant aucune mesure de sécurité supplémentaire par rapport aux HFO de 150 g à 500 g ; le démonstrateur respecte déjà cette limite en l'état actuel avant optimisation ;
- Les résultats sont satisfaisants et démontrent que des produits efficents, adaptés à des températures d'évaporations plus élevées que celles pratiquées généralement aujourd'hui et employant des fluides frigorigènes naturels seraient réalisables à relativement court terme.



## 6 Aperçu et mise en œuvre prochaine

Une suite du projet est prévue qui pourrait porter sur divers aspects :

- Afin de valider définitivement la faisabilité technique du concept proposé, il faudrait réaliser un test de durée de vie sur le compresseur, avec une estimation du rendement du compresseur et une analyse chimique de l'huile lubrifiante ;
- Le démonstrateur conçu et réalisé dans ce projet pourrait être optimisé selon divers critères tels que l'augmentation de la plage de températures de fonctionnement et la diminution de la charge spécifique [kg/kW] de fluide frigorigène ;
- Les applications possibles pour une production d'eau à 80°C, qui semble faisable, sont le stockage compact d'ECS (optimisation d'autoconsommation PV ou surplus d'électricité dans le réseau) ou des applications industrielles ;
- L'étude et l'expérimentation avec des hydrocarbures à plus basse température critique tels que l'isobutane et le propane aurait pour objectif d'augmenter la puissance thermique avec environ la même quantité de fluide frigorigène contenu dans le démonstrateur ;
- Une comparaison de l'efficacité énergétique globale d'un CAD classique avec un CAD BT intégrant des PAC ayant les caractéristiques du démonstrateur est aussi envisagée. Divers scénarios représentant des types de quartiers raccordés variés pourraient être définis afin d'obtenir un résultat représentatif de la diversité des cas de figure auxquels les projets de réseaux thermiques sont confrontés ;
- Afin de minimiser le débit d'eau et le diamètre des conduites la différence de température entre aller et retour du réseau CAD BT devrait être la plus élevée possible. La valeur optimale de différence de température entrée/sortie de l'eau à l'évaporateur des PAC délocalisées résulte d'un compromis technico-économique entre le COP des PAC, la puissance de pompage et le coût de réalisation du réseau CAD. Il serait important de réaliser une étude d'optimisation du dimensionnement de la PAC et du cycle thermodynamique afin de l'adapter à des différences de température entrée/sortie bien plus élevée que 5 K ;
- Une revue des diverses possibilités d'intégration hydraulique de la PAC conçue, avec ou sans CAD, serait intéressante. En effet, les schémas proposés aujourd'hui sont principalement basés sur les produits actuellement disponibles sur le marché.



## 7 Coopération nationale et internationale

L'équipe de recherche qui collabore sur ce projet est composée de professionnels issus du bureau CSD Ingénieurs SA, de la Haute école d'ingénieurs d'Yverdon (HEIG-VD) ainsi que de la SUPSI (Scuola universitaria professionale della Svizzera italiana).

Le fabricant italien *Officine Mario Dorin* a fourni le compresseur ainsi qu'un soutien technique. Le matériel pour la réalisation du démonstrateur est prioritairement choisi chez des fournisseurs suisses disposant de produits adaptés. La collaboration avec le partenaire industriel *Zéro-C / Climat Gestion* porte sur la conception ainsi que l'assemblage du démonstrateur.

## 8 Communication

Une présentation des résultats obtenus lors du symposium annuel de l'OFEN permettra de faire connaître les développements technologiques auxquels le projet aura abouti.

Comme membre du comité du GSP (Groupement professionnel des PAC), M. Rognon assure l'information et la coordination avec les activités de l'association. Les résultats seront présentés lors du séminaire des professionnels du GSP.

## 9 Remerciements

Nous tenons à remercier l'Office Fédéral de l'Energie pour son soutien financier.

Nous tenons à remercier aussi les partenaires industriels *Zéro-C / Climat Gestion* et *Officine Mario Dorin* pour leur précieuse collaboration ainsi que *Viessmann* et *Enex* pour la mise à disposition des PAC commerciales.



## 10 Bibliographie

- [1] Livre blanc de l'ASCAD, Association Suisse Chauffage à Distance.
- [2] Lund et al. "4<sup>th</sup> Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems", Energy, Vol. 68, 15 April 2014, pages 1-11.
- [3] Lund et al. "The status of 4<sup>th</sup> generation district heating: Research and results ", Energy, Vol. 164 (2018) 147-159.
- [4] Curti, V., von Spakovsky, M.R., Favrat, D., An environmental approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part I and Part II, International Journal of Thermal Sciences 39, 721-741, 2000.
- [5] Bamigbetan O., Eikevik T.M., Neksa P., Bantle M., Schlemminger C., Dallai M., Experimental Investigation of a hydrocarbon piston compressor for high temperature heat pumps, 24<sup>th</sup> International Compression Engineering Conference at Purdue, 2018.
- [6] Cavallini, A., Da Riva, E., Del Col, D., Performance of a large capacity propane heat pump with low charge heat exchangers, International Journal of Refrigeration 33, 242-250, 2010.
- [7] Da Riva, E., Del Col, D., Performance of a semi-hermetic reciprocating compressor with propane and mineral oil, International Journal of Refrigeration 34, 752-763, 2011.
- [8] IEC 60335-2-89:2019 Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor
- [9] Danfoss, IEC 60335-2-89 flammable refrigerant limit change :  
<https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerant-faq-iec/> (consulté le 18.12.2020)



## 11 Annexes

Annexe A : Données techniques de l'huile lubrifiante	70/77
Annexe B : Composition du réfrigérant (pureté 2.5)	71/77
Annexe C : Dimensionnement de l'évaporateur	72/77
Annexe D : Dimensionnement du condenseur	74/77

# Technical Data Sheet

## CP-1516-68

### Hydrocarbon Gas Compressor Lubricant

#### PRODUCT DESCRIPTION

CP-1516-68 is a unique custom blend of polyalkylene glycols with additives for oxidation stability, corrosion protection, metal deactivation and lubricity. The ability of this lubricant to withstand dilution by hydrocarbon and other compressed gas such as Carbon Dioxide is particularly advantageous. Other advantages include stability, low ash content, high viscosity index, shear stability, and excellent lubricity.

#### APPLICATIONS

- Propane refrigeration compressor lubrication.
- Natural gas and other light hydrocarbon compressor applications.
- Carbon Dioxide compressor applications.

#### TYPICAL PROPERTIES\*

Viscosity @ 40°C, cSt, ASTM D445	61.5
Viscosity @ 100°C, cSt	10.8
Viscosity @ 100°F, SUS	312
Viscosity @ 210°F, SUS	62.8
Viscosity Index, ASTM D2270	168
Density, lb/gal, 60°F, ASTM D4052	8.25
Pour Point °F (°C), ASTM D97	-55 (-48)
Flash Point, C.O.C., °F (°C), ASTM D92	425 (229)
Fire Point, C.O.C., °F (°C), ASTM D92	465 (241)
Specific Gravity, ASTM D4052	0.989

\*These values are not intended for use in preparing specifications.

Date revised: 11/12



2300 James Savage Road, Midland MI 48642. Phone: (989) 496-3780

## n-Butane C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>

Figures referred to *liquid phase*

Purity Specifications (ppm unless noted)	Grade 2.0 99.0%	Grade 2.5 99.5%	Grade 3.0 99.9%	Grade 3.5 99.95%	Grade 4.0 99.99%	Analysis method
Propane	≤2000	≤1000	≤250	≤50	≤30	A
iso-Butane	≤8500	≤4000	≤800	≤400	≤100	A
Total Sat. + Unsat. C <sub>4</sub> +C <sub>5</sub>	≤1000	≤700	≤300	≤220	≤100	A
Sulphur	≤1	≤1	≤1	≤1	≤1	D
H <sub>2</sub> O	≤20	≤12	≤10	≤10	≤5	C
O <sub>2</sub> +H <sub>2</sub>	≤50	≤50	≤50	≤30	≤15	B
N <sub>2</sub>	≤200	≤100	≤100	≤50	≤30	B
CO+CO <sub>2</sub>	≤100	≤50	≤50	≤20	≤10	B
1,3-Butadiene	≤1	≤1	≤1	≤1	≤1	A
Individual impurities may vary slightly						

A - Gas Chromatograph analysis with Flame Ionization Detector (FID)

B - Gas Chromatograph analysis with Thermal Conductivity Detector (TCD)

C - Moisture probe

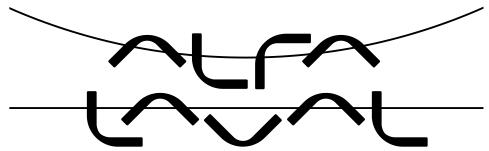
D - Gas Chromatograph analysis with Pulsed Flame Photometric Detector (PFPD)

### Chemical-Physical Properties (referred to pure product)

### Shipping information

Boiling point at 1013 mbar	-0,5	° C	Shipping name	normal-Butane
Molecular mass	58.12	-	UN N.	1011
Vapour pressure@20°C	1.2	bar g	Class	2F
Vapour density @20°C	2.07	(air = 1)	ADR hazard N.	23
Specific gravity of liquid@20°C	0.579	kg/L	Labelling ADR	2.1
Specific gravity of vapor@20°C	2.45	kg/mc	CE N.	601-004-00-0
Water solubility@20°C	0.0325	Vol / Vol	CAS N.	106-97-8
Flammability limits in air at 20 °C and 1.013 mbar	lower 1.8 upper 8.4	% gas in air	EINECS N.	203-448-7
Temperature of auto ignition	490	° C	Hazard statement	H220 H280
Flash point	-73	° C		
Heat of vaporization @ constant pressure at the relevant boiling point	92 53.0	Kcal/kg Kcal/L		
mc of gas developed from 1 kg of liquid	0.408	mc		

File	Release	Replace	Issued	Approval	
n-Butane.Pure.en	26-May-15	17-Jan-12	Dr. C. Merli	E. Nava	Pag. 1/1



# Brazed Plate Heat Exchanger

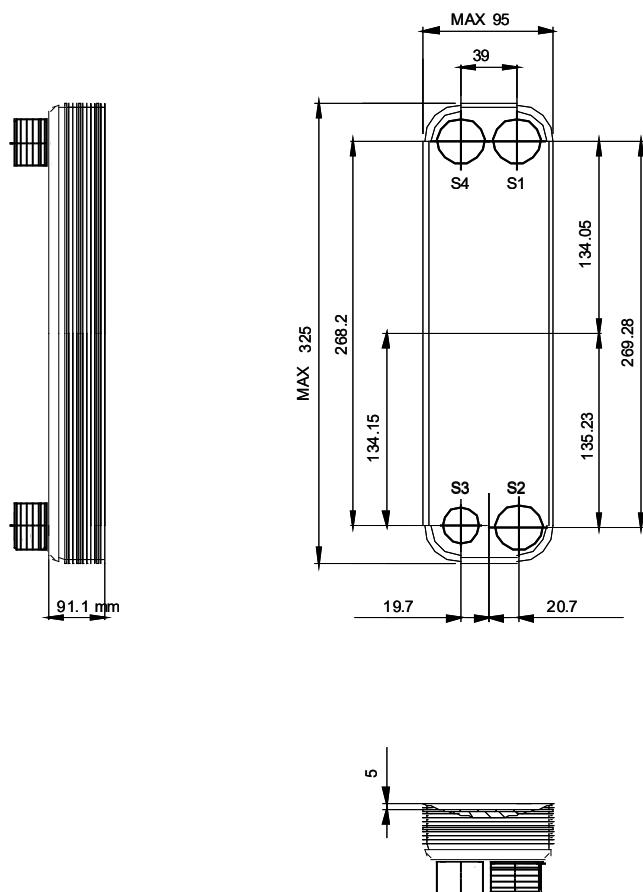
## Technical Specification

Model : AC-30EQ-54H-F(32881 0140 3)  
Item name : 2379683 Vers. 2-2 Vers. 2 Evaporator Date : 04.06.2020  
Units : 1

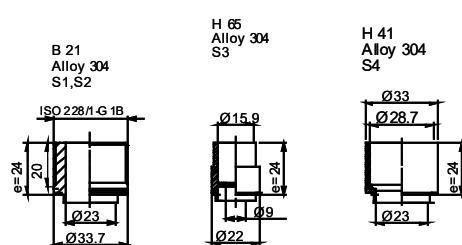
	<b>Hot Side</b>	<b>Cold side</b>
	<b>Secondary side</b>	<b>Primary side(S4)</b>
Fluid	Water	n-butane
Mass flow rate	kg/s 0.3543	0.02306
Fluid Condensed/Vapourized	kg/s 0.000	0.02040
Inlet temperature	°C 40.0	33.5
Dew p.	°C	33.0
Outlet temperature(vapor/liquid)	°C 35.0	38.0
Operating pressure(in/out)	bara /	3.34/3.21
Pressure drop	kPa 8.08	13.5
Velocity connection(in/out)	m/s 0.861/0.859	0.519/7.14
Heat exchanged	kW 7.400	
Heat transfer area	m <sup>2</sup> 1.20	
OHTC clean conditions	W/(m <sup>2</sup> ·K) 2597	
OHTC service	W/(m <sup>2</sup> ·K) 2285	
Fouling resistance*10000	m <sup>2</sup> ·K/W 0.0	
Margin	% 13.7	
Mean Temperature Difference	K 2.7	
Relative directions of fluids	Countercurrent	
Number of passes	1	1
Materialplate/ brazing	Alloy 316 / Cu	
ConnectionS1 (Hot-in)	Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (B21) Alloy 304	
ConnectionS2 (Hot-out)	Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (B21) Alloy 304	
ConnectionS3 (Cold-in)	Soldering/ 5/8" (H65) Alloy 304	
ConnectionS4 (Cold-out)	Soldering/ 1"1/8" (H41) Alloy 304	
Pressure vessel code	PED	
Design pressure at 90.000000 Celsius	Bar 35.0	35.0
Design pressure at 225.000000 Celsius	Bar 30.0	30.0
Design temperature	°C -196.0/225.0	
Overall length x width x height	mm 115 x 95 x 325	
Net weight, empty / operating	kg 5.82 / 7.30	
Package length x width x height	mm 250 x 110 x 343	
Package weight	kg 0.3620	
-Unit	32881 0140 3	

Performance is conditioned on the accuracy of customers data and customers ability to supply equipment and products in conformity therewith.

Beachten Sie, dass alle spezifischen Kundenanforderungen erst durch Alfa Laval verfeinert werden müssen.



Gesteuert ist um 1.2 mm am Anschluss S4 verfeinert  
 Pressurplate is depressed 1.2 mm/ even number of channel plates at  
 plates at connections T4 / uneven number of channel plates at  
 connections T1  
 T1 T2 T3 T4 auf der Rückseite  
 korrespondiert mit S1 S2 S3 S4 auf der Frontseite



ÜBERTRAGUNGSFLÄCHE 1.196 m<sup>2</sup>  
 LEERGEWICHT 5.821 kg  
 BETRIEBSGEWICHT 7.299 kg

PLATTENWERKSTOFF Alloy 316  
 SCHALTUNG 1\*26H / 1\*27H

LÄNGE 115.1  
 BREITE 95.0  
 HÖHE 325.0

HERSTELLER REF. NR.

LIEFERANT / REF.

KUNDE / BETR.  
 Climat Gestion S.A.

ZEICHEN

PLATTEN-WÄRMEÜBERTRÄGER

**AC-30EQ-54H-F**  
 PED

MEDIEN	EINTRITT TEMP.	AUSTRITT TEMP.	MASSENSTROM	DRUCKVERLUST	INHALT
Water	40.0 °C	S2	0.3543 kg/s	8.078 kPa	0.7560 dm <sup>3</sup>
n-butane	33.4 °C	S4	0.02306 kg/s	13.50 kPa	0.7280 dm <sup>3</sup>



# Brazed Plate Heat Exchanger

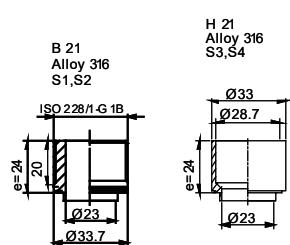
## Technical Specification

Model : CB20-34H(30750 4869 1)  
 Item name : 2379683-1 Condenser      Date : 04.06.2020  
 Units : 1

	<b>Hot Side</b>	<b>Cold side</b>
	<b>Primary side(S4)</b>	<b>Secondary side</b>
Fluid	n-butane	Water
Mass flow rate	kg/s 0.02318	0.3929
Fluid Condensed/Vapourized	kg/s 0.02318	0.000
Inlet temperature	°C 60.0	45.0
Dew p.	°C 52.0	
Outlet temperature(vapor/liquid)	°C 51.9/49.6	50.0
Operating pressure(in/out)	bara 5.40/5.38	
Pressure drop	kPa 1.92	17.5
Velocity connection(in/out)	m/s 4.41/0.102	0.956/0.958
Heat exchanged	kW 8.200	
Heat transfer area	m <sup>2</sup> 0.74	
OHTC clean conditions	W/(m <sup>2</sup> ·K) 3028	
OHTC service	W/(m <sup>2</sup> ·K) 2604	
Fouling resistance*10000	m <sup>2</sup> ·K/W 0.0	
Margin	% 16.3	
Mean Temperature Difference	K 4.3	
Relative directions of fluids	Countercurrent	
Number of passes	1	1
Materialplate/ brazing	Alloy 316 / Cu	
ConnectionS1 (Cold-out)	Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (B21) Alloy 316	
ConnectionS2 (Cold-in)	Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (B21) Alloy 316	
ConnectionS3 (Hot-out)	Soldering/ 1-1/8" (H21) Alloy 316	
ConnectionS4 (Hot-in)	Soldering/ 1-1/8" (H21) Alloy 316	
Pressure vessel code	PED	
Design pressure at -196.000000 Celsius	Bar 16.0	16.0
Design pressure at 225.000000 Celsius	Bar 16.0	16.0
Design temperature	°C -196.0/225.0	
Overall length x width x height	mm 83 x 94 x 324	
Net weight, empty / operating	kg 3.54 / 4.46	
Package length x width x height	mm x x	
Package weight	kg	
-Unit	30750 4869 1	

Performance is conditioned on the accuracy of customers data and customers ability to supply equipment and products in conformity therewith.

Beachten Sie, dass alle spezifischen Kundenanforderungen erst durch Alfa Laval verfeinert werden müssen.



ÜBERTRAGUNGSFLÄCHE 0.7360 m<sup>2</sup>  
LEERGEWICHT 3.543 kg  
BETRIEBSGEWICHT

PLATTENWERKSTOFF Alloy 316  
SCHALTUNG 1\*16H / 1\*17H

LÄNGE 83.0  
BREITE 94.0  
HÖHE 324.0

HERSTELLER REF. NR.

LIEFERANT / REF.

KUNDE / BETR.  
Climat Gestion S.A.

ZEICHEN

PLATTEN-WÄRMEÜBERTRÄGER

**CB20-34H**  
PED



ITEM ID  
30750 4869 1

DATUM  
2020-06-04

MEDIEN

S4

S2

S1

S3

S1

S3

S4

S1

S2

S3

S4

S1

S3