

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Ecole Nationale Polytechnique

Laboratory of Green and Mechanical Development

Département de génie mécanique



Mémoire de Projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'ingénieur
d'état en génie mécanique

Réhabilitation du banc d'essai « Pompe à chaleur HILTON R830 »

Présenté par : Rania Magda BOUKORTT

Soutenu publiquement le (15/10/2025)

Composition du jury :

Président :	M. Mohamed BENBRAIKA	MAA
Promoteur :	M. Hocine BENNOUR	MAA
Examineur :	M. Mohamed Tarek ATTOUCHI	MCB
Invité :	M. Yacine BELKACEMI	MCA

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Ecole Nationale Polytechnique

Laboratory of Green and Mechanical Development

Département de génie mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Mémoire de Projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'ingénieur
d'état en génie mécanique

Réhabilitation du banc d'essai « Pompe à chaleur HILTON R830 »

Présenté par : Rania Magda BOUKORTT

Soutenu publiquement le (15/10/2025)

Composition du jury :

Président :	M. Mohamed BENBRAIKA	MAA
Promoteur :	M. Hocine BENNOUR	MAA
Examineur :	M. Mohamed Tarek ATTOUCHI	MCB
Invité :	M. Yacine BELKACEMI	MCA

ملخص :

يهدف هذا المشروع إلى إعادة تأهيل منصة الاختبار الخاصة بمضخة الحرارة HILTON R830 لتمكين استخدامها في الأعمال التطبيقية حول أنظمة الضغط البخاري. تم إصلاح التسربات في الدارة، مما سمح إعادة شحن النظام بمائع التبريد. كما تم استبدال المائع R12 بالمائع R134a وفق منهجية التحويل (Retrofit) بهدف تكييف تشغيل المنظومة مع المائع الجديد. إضافة إلى ذلك، تم تصميم وإنجاز دائرة ماء مستقلة لتغذية المبادلات الحرارية، مع اقتراح بروتوكولات تشغيل لاستغلال الجهاز في الجانب التجريبي. ورغم إعادة تشغيل النظام بنجاح، إلا أن النتائج التجريبية لم تكن مرضية، مما استدعى التوصية باستبدال بعض المكونات لتحسين الأداء

الكلمات المفتاحية: نظام الضغط البخاري – مائع تبريد – التحويل – دائرة ماء – مضخة حرارة

Abstract :

This project aims to rehabilitate the test bench of the HILTON R830 heat pump in order to enable its use in laboratory sessions on vapor compression systems. The leaks present in the circuit were repaired, making it possible to recharge the system with refrigerant. The R12 refrigerant was replaced with R134a following a retrofitting approach designed to adapt the system's operation to the new working fluid.

In addition, an independent water supply circuit for the heat exchangers was designed and built. Operating protocols were then proposed for its practical use. Although the system was successfully restarted, the experimental results were not conclusive, and the replacement of certain components was recommended to improve performance.

Key words : Vapor compression system - Refrigerant - Retrofitting - Water circuit - Heat pump

Résumé :

Le projet entrepris ici a pour objectif la réhabilitation du banc d'essai de la pompe à chaleur HILTON R830, afin de permettre son exploitation dans le cadre des TP sur les systèmes à compression de vapeur. Les fuites présentes sur le circuit ont été réparées, rendant à nouveau possible le chargement en fluide frigorigène. Le R12 a été remplacé par le R134a conformément à une démarche de rétrofitage, visant à adapter le fonctionnement de l'installation à ce nouveau fluide de travail. Par ailleurs, un circuit autonome destiné à alimenter en eau les échangeurs thermiques a été conçu puis réalisé. Des protocoles de manipulation ont finalement été proposés. Bien que le système ait été remis en service, les résultats expérimentaux n'ont pas été concluant, et le remplacement de certains composants a été préconisé.

Mots clés : Système à compression de vapeur – Réfrigérant – Rétrofitage - circuit d'eau - pompe à chaleur

Remerciements

Je tiens en premier lieu à exprimer ma profonde gratitude à Mr. BENNOUR, pour son accompagnement attentif, sa disponibilité et ses précieux conseils tout au long de mon parcours.

J'adresse également mes sincères remerciements au président du jury, Mr BENBRAIKA, pour avoir accepté de présider cette soutenance, et l'attention consacrée à ce mémoire.

Mes remerciements vont également à Mr. ATTOUCHI, pour le temps consacré à l'évaluation de ce travail. Ses remarques et ses conseils contribueront sans aucun doute à l'enrichir.

Je remercie également Mr. BELKACEMI pour son suivi régulier de mon travail et pour son implication dans la résolution des difficultés rencontrées.

Je souhaite par ailleurs exprimer ma reconnaissance à Samir DALHOUM, Morad BENKOUДИER et Rachid ATHAMNI, au sein du département de génie mécanique, pour leur aide précieuse lors des étapes techniques les plus exigeantes de ce projet. Leur soutien a été déterminant face aux nombreux défis rencontrés.

Je remercie aussi Said REDAOUI, le plombier de l'école, pour la réalisation efficace du circuit d'eau, élément essentiel au bon fonctionnement du système.

Ma gratitude s'adresse également à l'ensemble du corps académique du département de génie mécanique, dont la formation reçue au cours de ces trois années m'a permis d'aborder ce projet avec méthode.

Enfin, je tiens à remercier ma famille pour son soutien constant et sa patience tout au long de cette période exigeante. Je remercie également mes collègues et mes amies, qui, ayant traversé des épreuves similaires, ont su par leur présence et leur bienveillance rendre ce parcours plus agréable.

BOUKORTT Rania Magda

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des figures

Nomenclature

Introduction Générale..... 14

Chapitre 1 : Le cycle frigorifique à compression de vapeur..... 16

Introduction : 17

1. Considérations introductives : 17

2. Considérations thermodynamiques :..... 20

2.1. Description du cycle thermodynamique : 20

2.2. Bilans d'énergie : 21

2.3. Bilans d'entropie :..... 22

2.4 Performances du cycle frigorifique à compression de vapeur : 23

2.5. Régime sec et régime humide : 24

2.6. Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances :..... 25

3. Description des composants et considérations pratiques :..... 27

3.1. Compresseur : 28

3.2. Echangeurs de chaleur : 30

3.2.1. Condenseurs et évaporateurs à air : 30

3.2.2. Condenseurs et évaporateurs à eau : 31

3.3. Détendeurs : 33

3.3.1. Détendeur capillaire : 33

3.3.2. Détendeur thermostatique : 34

3.3.3. Détendeur électronique : 35

3.4. Bouteille de liquide : 37

3.5. Filtre déshydrateur : 37

3.6. Voyant liquide : 38

3.7. Vanne électro-magnétique : 38

3.8. Pressostats : 38

3.9. Thermostats : 39

4. Défis environnementaux et énergétiques actuels du cycle à compression de vapeur :
..... 40

4.1. Fluides frigorigènes et aspects environnementaux : 40

4.2. Voies de recherches et d'améliorations :	42
4.2.1. Développement de nouveaux réfrigérants :	43
4.2.2. Optimisation de l'efficacité du système :	44
Conclusion :	47
Chapitre 2 : Pompe à chaleur air/eau HILTON R-830 : présentation et rétrofittage	48
Introduction :	49
1. Présentation du banc d'essai :	49
2. Intervention antérieure sur le banc d'essai :	51
3. Rétrofittage du cycle frigorifique :	52
3.1. Détection et colmatage des fuites :	52
3.2. Remplacement du R12 par le R134a :	53
3.3. Quantité de R134a avec laquelle on doit recharger l'appareil :	54
3.4. Problème possible avec l'huile de lubrification du compresseur :	60
3.5. Implications concernant les instruments de mesure :	60
3.5.1. Thermomètres et manomètres :	60
3.5.2. Rotamètre :	60
Conclusion :	64
Chapitre 3 : Conception et réalisation des circuits d'eau de l'évaporateur et du condenseur	65
Introduction :	66
1. Conception du système des circulations d'eau à travers la pompe à chaleur :	66
2. Choix du système de tuyauterie des circulations d'eau :	68
3. Calcul de la puissance minimum nécessaire de la pompe :	72
3.1. Partie externe du réseau hydraulique :	73
3.1.1. Pertes par frottements :	73
3.1.2. Pertes de charge singulières :	75
3.2. Partie du réseau hydraulique intégrée à la pompe à chaleur :	80
3.2.1. Pertes dans les conduites :	81
3.2.2. Pertes dans les échangeurs hélicoïdaux :	83
3.3. Calcul de la puissance totale nécessaire que doit fournir la pompe pour compenser ces pertes :	86
4. Choix de la pompe et réalisation de l'installation :	87
Conclusion :	90

Chapitre 4 : Travaux pratiques sur le banc d'essai de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830	91
Introduction :	92
1. Précautions à prendre avec le réseau hydraulique du banc d'essais :	92
2. Mode opératoire général :	94
3. Manipulations possibles sur le banc d'essais :	94
§ Manipulation I : Détermination de la puissance consommée, du taux de chaleur produit et du coefficient de performance	95
§ Manipulation II : Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur sur une plage de températures de l'eau chaude	97
§ Manipulation III : Représentation du cycle frigorifique à compression de vapeur sur un diagramme P-h et comparaison avec le cycle théorique	98
§ Manipulation IV : Etablissement des performances de la pompe à chaleur basées sur les propriétés du R134a pour différentes valeurs des températures d'évaporation et de condensation.	100
§ Manipulation V : Etablissement des bilans d'énergie pour les composants et l'ensemble de l'installation	102
§ Manipulation VI : Estimation du rendement volumétrique du compresseur en fonction du taux de compression	104
§ Manipulation VII : Evaluation des coefficients de transfert globaux de l'évaporateur et du condenseur	106
Conclusion Générale	109
Bibliographie	111

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Classification des réfrigérants selon leur inflammabilité et leur toxicité (norme FD E 430)	42
Tableau 2.1 : Table des propriétés thermodynamiques du R12 sur la plage de pressions de fonctionnement du condenseur (générées par le logiciel RefProp).....	56
Tableau 2.2 : Table des propriétés thermodynamiques du R12 sur la plage de pressions de fonctionnement de l'évaporateur (générées par le logiciel RefProp).....	57
Tableau 2.3 : Table des propriétés thermodynamiques du R134a sur la plage de pressions de fonctionnement du condenseur (générées par le logiciel RefProp).....	58
Tableau 2.4 : Table des propriétés thermodynamiques du R134a sur la plage de pressions de fonctionnement de l'évaporateur (générées par le logiciel RefProp).....	59
Tableau 2.5 : Valeurs de la constante C_2 selon le matériau de fabrication du flotteur du rotamètre [5].....	64
Tableau 3.1 : Longueurs caractéristiques du réseau hydraulique externe du banc d'essai	72
Tableau 3.2 : Valeurs des paramètres nécessaires au calcul des pertes par frottement dans le circuit externe pour chaque ligne	74
Tableau 3.3 : Valeurs des coefficients de perte de charges des différentes singularités	79
Tableau 3.4 : Valeurs des paramètres nécessaires au calcul des pertes par frottement dans les conduites d'acheminement du circuit interne pour chaque ligne	82
Tableau 3.5 : Valeurs des coefficients de perte de charge singulières sur chaque ligne de la partie du réseau intégrée à la pompe à chaleur.....	83
Tableau 3.6 : Valeurs des paramètres propres à chaque échangeur	84
Tableau 3.7 : Récapitulatif des résultats et pertes totales sur chaque ligne.....	86
Tableau 4.1 : Relevé des mesures pour la manipulation I.....	95
Tableau 4.2 : Relevé des mesures pour la manipulation II	97
Tableau 4.3 : Relevés des mesures pour la manipulation III	98
Tableau 4.4 : Relevé des mesures pour la manipulation IV	100
Tableau 4.5 : Relevé des mesures pour la manipulation V	102
Tableau 4.6 : Relevé des mesures pour la manipulation VI.....	104

Liste des figures

Figure 1.1 : Installation frigorifique à compression de vapeur	20
Figure 1.2 : Diagrammes T-s (à gauche) et P-h (à droite) d'un cycle frigorifique à compression de vapeur	21
Figure 1.3 : Régimes de fonctionnement d'un cycle frigorifique à compression de vapeur	24
Figure 1.4 : Effet de la pression (température) d'évaporation sur le CCV	25
Figure 1.5 : Effet de la pression (température) de condensation sur le CCV	26
Figure 1.6 : Effet du sous-refroidissement sur le CCV	26
Figure 1.7 : Effet de la surchauffe sur le CCV	27
Figure 1.8 : Aperçu de l'intérieur d'un compresseur à piston (à gauche) et diagramme de watt (P-v) illustrant le cycle de compression réel dans un compresseur à piston (à droite)	29
Figure 1.9 : Différentes configurations de batteries de tubes à ailettes [5]	31
Figure 1.10 : Echangeur à tubes concentriques [5]	32
Figure 1.11 : Echangeur à tubes et calandre [5]	32
Figure 1.12 : Echangeur à plaques [6]	32
Figure 1.13 : Evaporateur noyé	33
Figure 1.14 : Détendeurs thermostatiques à égalisation interne (à gauche) et externe (à droite)	35
Figure 1.15 : Détendeur électronique	36
Figure 1.16 : Bouteille de liquide	37
Figure 1.17 : Filtre déshydrateur à visser	38
Figure 1.18 : Pressostat mécanique BP	39
Figure 1.19 : La régénération dans un système à compression de vapeur	45
Figure 1.20 : Cycle frigorifique à compression de vapeur avec éjecteur	47
Figure 2.1 : Banc d'essai de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830	49
Figure 2.2 : Bouteille de liquide d'origine de la pompe à chaleur HILTON R830 (à gauche) et filtre désormais en fonctionnement sur l'installation (à droite)	52
Figure 2.3 : Vue en coupe d'une valve Schrader [24]	53
Figure 2.4 : Valve Schrader en position fermée (à gauche) et ouverte (à droite) [24]	53
Figure 2.5 : Paramètres entrant en jeu sur le flotteur dans le rotamètre	61
Figure 3.1 : Palettes constituant la base du support	67
Figure 3.2 : Supports pré-réalisés sur palettes	67
Figure 3.3 : Bloc de supports rigide pour des deux réservoirs	68

Figure 3.4 : Table destinée à porter la pompe à chaleur.....	69
Figure 3.5 : Disposition générale d'ensemble	70
Figure 3.6 : Disposition schématique d'ensemble du réseau hydraulique des circulations d'eau	71
Figure 3.7 : Hauteurs caractéristiques au niveau des réservoirs	71
Figure 3.8 : Diagramme de Moody pour l'extraction des valeurs initiales dans le calcul des coefficients de frottement.....	75
Figure 3.9 : Diagramme du coefficient de perte de charge K pour un coude à 90° à raccords filetés en fonction du diamètre intérieur [34]	76
Figure 3.10 : Diagramme du coefficient de perte de charge K pour une vanne à boisseau sphérique en fonction du diamètre intérieur de la conduite [34].....	78
Figure 3.11 : Dimensions de la section des conduites d'eau en cuivre de la partie intégrée du réseau hydraulique.....	80
Figure 3.12 : Dimensions de la section des tubes coaxiaux des échangeurs : évaporateur (à gauche), condenseur (à droite)	81
Figure 3.13 : Schéma de l'échangeur huile/eau logé dans le carter du compresseur [27] .	81
Figure 3.14 : Diagramme de Moody pour l'extraction des valeurs initiales dans le calcul des coefficients de frottement	82
Figure 3.15 : Caractéristiques géométriques d'un échangeur hélicoïdal [6].....	84
Figure 3.16 : Caractéristiques de la pompe sélectionnée	87
Figure 3.17 : Dimensions de la pompe.....	88
Figure 3.18 : Support de la pompe	88
Figure 3.19 : Structure de maintien des tuyaux du réseau hydraulique du banc d'essais ..	89
Figure 3.20 : Partie externe du réseau hydraulique réalisé sur le banc d'essais de la PAC HILTON R830	89
Figure 4.1 : Réservoir d'alimentation R_A (à gauche) et réservoir de rejet R_R (à droite)....	92
Figure 4.2 : Disposition du flexible au point (X) sur le réservoir d'alimentation pour l'opération de vidange	93
Figure 4.3 : Plaque signalétique du wattmètre	95
Figure 4.4 : Evolution des températures de l'eau et du R134a au sein de l'évaporateur à eau (Echangeur à tubes concentriques à contre-courant)	106
Figure 4.5 : Evolution des températures de l'eau et du R134a au sein du condenseur (Echangeur à tubes concentriques à contre-courant).....	107

Nomenclature :

Liste des abréviations :

CCV	Cycle à compression de vapeur
PAC	Pompe à chaleur
MF	Machine frigorifique
PDO	Potentiel de déplétion ozonique
PRG	Potentiel de réchauffement global
CFC	Chloro-fluoro-carbures
HCFC	Hydro-chloro-fluoro-carbures
HFC	Hydro-fluoro-carbures
HFO	Hydro-fluoro-oléfines
MTE	Module thermoélectrique
PMH	Point mort haut
PMB	Point mort bas
HP	Haute pression
BP	Basse pression

Liste des symboles :

Paramètres thermodynamiques :

p	Pression [kPa]
T	Température [°K]
$\dot{m}$	Débit massique [Kg/s]
x	Titre du mélange de vapeur humide
ρ	Masse volumique [Kg/m ³]
v	Volume spécifique [m ³ /Kg]
h	Enthalpie spécifique [kJ/Kg]
h_f	Enthalpie spécifique du liquide saturé [kJ/Kg]
h_g	Enthalpie spécifique de la vapeur saturée [kJ/Kg]
$h_{fg} = h_g - h_f$	Enthalpie spécifique de vaporisation [kJ/Kg]
s	Entropie spécifique [kJ/Kg.°K]
$\dot{W}$	Puissance du compresseur [W]
$\dot{Q}_H$	Puissance thermique de chauffage [W]

$\dot{Q}_C$	Puissance frigorifique [W]
w_C	Travail spécifique du compresseur [kJ/Kg]
q_h	Chaleur spécifique de chauffage [kJ/Kg]
q_C	Chaleur spécifique de refroidissement [kJ/Kg]
COP_{PAC}	Coefficient de performance d'une pompe à chaleur
COP_{MF}	Coefficient de performance d'une machine frigorifique
$\dot{S}_{gen}$	Production d'entropie [W/°K]
$\bar{c}_p$	Capacité thermique spécifique moyenne à pression constante entre 2 températures [kJ/kg.°K]
η	Rendement
κ	Indice polytropique
τ	Taux de compression
$\gamma = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_v}$	Rapport des capacités thermique spécifiques à pression constante et à volume constant

Paramètres hydrauliques :

μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
ε	Rugosité [μm]
L, l	Longueur [m]
D, d	Diamètre [m]
D_h	Diamètre hydraulique [m]
$\dot{V}$	Débit volumique [m^3/s]
f	Coefficient de frottement
K	Coefficient de perte de charge singulière
h	Perte de charge [m]
Re	Nombre de Reynolds
De	Nombre de Dean
P_p	Puissance de la pompe [W]

Autres paramètres :

A, S	Aires [m^2]
V	Vitesse [m/s]

z	Hauteur [m]
P_A	Poussée d'Archimède [N]
F_p	Force de pression dynamique [N]
N	Vitesse de rotation [tr/min]
n	Nombre de tours [tr]
$LMTD$	Différence de température moyenne logarithmique [°K]
U	Coefficient de transfert global [W/m ² .°K]

Liste des indices :

r	Réfrigérant
w	Eau (water)
C	Froid (cold)
H	Chaud (hot)
$c, cond$	Condenseur
$e, evap$	Evaporateur
s	Isentropique
i	Interne (in)
o	Externe (out)

Introduction

Générale

De nos jours, l'usage du *froid artificiel* n'est plus réservé, comme ce fut le cas à ses débuts, à la conservation de denrées périssables. Son utilisation est devenue indispensable dans la quasi-totalité des domaines de l'activité humaine. De l'usage domestique aux différentes industries, en passant par l'administratif et le secteur des services, le froid artificiel intervient pour la création et le maintien de conditions de confort, mais aussi pour la sauvegarde de produits divers de la dégradation physico-biochimique et de la péremption, en les préservant des conditions ambiantes soumises aux aléas climatiques. Il permet de liquéfier des gaz industriels à de très basses températures, pour les utiliser par la suite dans tous les secteurs relevant du domaine de la cryogénie, comme le maintien en vie d'organes avant de procéder à leur transplantation, ou la conservation de certains vaccins à de très basses températures afin de leur permettre de garder leur efficacité, ou encore la réalisation de certains montages nécessitant une tolérance très sévère dans l'industrie mécanique, etc...

Le système fondé sur le principe du *cycle frigorifique à compression de vapeur* est de loin le plus répandu parmi tous les systèmes de production de froid. Il est également utilisé dans les *pompes à chaleur* pour assurer le *chauffage thermodynamique* de locaux ou de procédés industriels. Son importance justifie sa présence dans tous les laboratoires des universités et des écoles dédiées à la formation d'ingénieurs et de techniciens.

Au laboratoire de thermo-énergétique du département de génie mécanique de l'école nationale polytechnique, plusieurs bancs d'essais pédagogiques sont équipés avec un cycle frigorifique à compression de vapeur. Parmi ces bancs d'essais, la pompe à chaleur HILTON R-830 offre un large éventail d'applications permettant d'illustrer divers concepts et théories présentés notamment dans les cours de thermodynamique, de conversion d'énergie et de transferts thermiques. Cependant, la première mise en service du banc d'essais remonte à l'année 1989 [1] et il est actuellement hors de service. Le circuit primaire s'est vidé de son fluide frigorigène (R12) et aucune source d'alimentation en eau fiable n'est disponible pour les circuits d'eau auxiliaires ouverts de l'évaporateur et du condenseur. En effet, l'évaporateur à eau et le condenseur ont été conçus pour être alimentés à partir du réseau de distribution d'eau de l'école, mais l'eau n'est qu'occasionnellement disponible dans ce dernier, et quasiment jamais les après-midis réservées aux séances de travaux pratiques.

Le présent projet de fin d'études est entrepris pour redonner vie au banc d'essais qui était carrément à l'arrêt ces cinq dernières années, mais dont le fonctionnement n'était déjà pas tout à fait au point avant, à cause des problèmes liés à la source d'eau. Pour atteindre cet objectif, le travail à effectuer s'articule autour de deux axes principaux :

- ✓ Détecter les fuites du fluide frigorigène du circuit primaire, étudier la faisabilité du remplacement du R-12 par le R-134a, recharger le circuit en fluide et s'assurer du bon fonctionnement de chacun de ses composants.
- ✓ Concevoir et réaliser les circuits d'eau de l'évaporateur et du condenseur.

Les tâches effectuées dans le cadre de ce projet seront rapportées en quatre chapitres :

Le chapitre 1 sera consacré à l'exposé des connaissances utiles concernant le cycle frigorifique à compression de vapeur.

Au chapitre 2, nous présenterons les caractéristiques du banc d'essais de la pompe à chaleur air/eau HILTON R-830 et analyserons les implications du remplacement du R-12 par le R-134a sur ces caractéristiques.

La conception et la réalisation des circuits d'eau de l'évaporateur et du condenseur feront l'objet du chapitre 3.

Finalement, au chapitre 4, les différentes procédures de manipulations possibles sur l'appareil seront décrites avec les objectifs et résultats attendus de ces manipulations.

***Chapitre 1 : Le
cycle frigorifique
à compression de
vapeur***

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons aborder différents aspects fondamentaux du cycle frigorifique à compression de vapeur. Après un bref historique, les notions théoriques de base permettant la conduite d'analyses thermodynamiques du cycle frigorifique à compression de vapeur sont exposées. Une description organique et fonctionnelle des équipements composant les machines opérant selon le cycle à compression de vapeur sera présentée. Dans une dernière partie, nous passerons en revue les voies explorées en vue d'améliorer les performances énergétiques et environnementales du cycle frigorifique à compression de vapeur.

1. Considérations introductives :

Le cycle à compression de vapeur est un procédé thermodynamique utilisé pour transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude à l'aide d'un fluide frigorigène. Ce fluide subit une série de transformations (compression, condensation, détente, évaporation) lui permettant d'absorber la chaleur à basse température et de la rejeter à une plus haute température.

Ce principe de base se retrouve dans de nombreuses applications industrielles et domestiques, qui peuvent être classées en deux catégories : Les **machines frigorifiques** (réfrigérateurs, congélateurs, climatiseurs), où l'effet recherché est la production de froid pour maintenir un environnement donné à basse température, et les **pompes à chaleur** (PAC), qui visent à chauffer un espace donné.

Historiquement, ces deux besoins de refroidissement et de chauffage ont toujours été présents chez l'être humain. Le premier afin de conserver les denrées alimentaires, le second pour le confort et la protection contre les climats froids. Et depuis des périodes aussi lointaines que l'antiquité, des moyens de réfrigération et de chauffage ont été utilisés.

Avant la révolution industrielle, la réfrigération reposait principalement sur le froid naturel. Dans les régions assez froides, de la glace formée durant les saisons froides était conservée dans des glacières dont les murs étaient thermiquement isolés, grâce à de la paille ou de la sciure de bois. La fonte de cette glace pouvait être ensuite utilisée pour refroidir et conserver des aliments sensibles. La fraîcheur du sol était exploitée grâce à des puits et des caves, qui servaient également d'aires de stockage.

Dans des contrées plus chaudes, c'est l'évaporation de l'eau qui pouvait être utilisée pour refroidir certains aliments ou boissons. Cette méthode de refroidissement par évaporation fut également, et est toujours, utilisée dans une certaine mesure pour le rafraîchissement de l'air dans les locaux, surtout dans les zones arides, où elle présente l'avantage supplémentaire d'augmenter l'humidité de l'air.

Pour le chauffage, la combustion fut de loin, le moyen le plus exploité pour générer de la chaleur, vu qu'elle est facile à provoquer. C'est la combustion du bois, ou de charbon de bois, qui a été utilisée comme méthode de chauffage la plus ancienne, vu l'abondance de ces matériaux. Des formes plus avancées ont pu être exploitées, comme l'hypocauste à l'époque des grecs, puis des romains. Il consistait en un foyer extérieur produisant de la chaleur qui se

diffusait sous un plancher surélevé et dans des tubulures le long des murs, réchauffant ainsi les pièces. La combustion restera le moyen phare utilisé pour le chauffage, à travers le brasero, la cheminée, le poêle, tous plus ou moins perfectionnés en termes de contrôle de température et d'évacuation d'émanations toxiques.

L'accroissement des besoins en chauffage et l'essor de la technologie via la révolution industrielle, ont mené à la centralisation et à l'utilisation des radiateurs à vapeur et à eau chaude, le premier utilisant la vapeur d'eau produite par une chaudière, le second de l'eau chauffée par la vapeur d'une chaudière, le plus courant pour les utilisations domestiques. Le recours à des radiateurs électriques est de nos jours une autre solution pour répondre aux besoins de chauffage. Dans ces radiateurs, la chaleur est libérée par effet Joule dans des résistances électriques alimentées en courant. [2]

Le cycle à compression de vapeur, tel que nous le connaissons aujourd'hui, a réellement pris son essor avec **William Cullen**, qui a mis en application la réfrigération artificielle en 1748. Il a utilisé une pompe à vide afin d'abaisser la pression dans un conteneur rempli d'éther diéthylique, abaissant ainsi son point d'ébullition. En s'évaporant, le fluide absorbe la chaleur de l'espace environnant et le refroidit.

Oliver Evans, a par la suite conçu un appareillage utilisant une pompe à vide, capable d'exploiter ce phénomène d'évaporation à basse température de façon continue. Son système fut considéré comme l'une des premières inventions basées sur le principe de la production du froid par compression de vapeur. S'appuyant sur ses travaux, **Jacob Perkins** déposa en 1834 le brevet de la première machine frigorifique à compression de vapeur qui fonctionne grâce à de l'éther. C'est la première application concrète du cycle à compression de vapeur.

Cependant, les premières commercialisations de la machine frigorifique devront attendre les efforts d'**Alexander Twining** dont les premiers essais ont commencé en 1848 et **James Harrison**, qui fabriqua sa machine en 1851. Cette commercialisation s'est élargie dans les années 1870 avec le système de **Carl Paul Gottfried Linde**, qui utilisait de l'ammoniac. D'autres machines utilisant des réfrigérants naturels, tels que le dioxyde de carbone, des hydrocarbures, le dioxyde de soufre, le chloroéthène, l'air, l'éther, le méthylchloride...ont ensuite fait leur apparition [3]

D'un autre côté, en 1852, **Lord Kelvin** décrit le fonctionnement de la pompe à chaleur, consistant en un transfert de chaleur qui part d'une source froide vers une source chaude. Ce fonctionnement obéit au même principe que celui de la machine frigorifique à compression de vapeur. En 1857, **Peter von Rittinger** développe et construit la première pompe à chaleur. Il fallait cependant attendre la première véritable crise énergétique depuis l'avènement de la révolution industrielle, crise provoquée par la première guerre mondiale, puis exacerbée par la seconde, pour assister, notamment en Suisse, à la mise en service de plusieurs pompes à chaleur. Le charbon devant soutenir l'effort de guerre et le pétrole et le gaz n'ayant pas encore été découverts, ces premières pompes à chaleur offraient l'alternative d'exploiter la chaleur des lacs, des rivières et des nappes phréatiques, et plus tard celle des sources géothermiques peu profondes. [4]

Aujourd'hui, malgré l'existence de divers autres systèmes, le système à compression de vapeur est le plus répandu dans les différents domaines de la production du froid, et les pompes

à chaleur sont de plus en plus populaires de par leur efficacité énergétique. Parmi les applications du système à compression de vapeur, on peut citer :

- La réfrigération domestique (réfrigérateurs et congélateurs de faibles puissances).
- La réfrigération commerciale (chambres froides et vitrines réfrigérées de moyennes ou grandes puissances)
- La réfrigération industrielle (entrepôts frigorifiques et dispositifs spécifiques aux procédés des industries agroalimentaires, chimiques, industries nécessitant de grandes puissances).
- La réfrigération mobile (camions frigorifiques et conteneurs maritimes, dont la puissance peut varier, mais dont l'équipement se doit de rester compact).
- Le chauffage domestique ou industriel, à l'aide de pompes à chaleur exploitant la chaleur de l'air extérieur, d'une source d'eau (lac, nappe phréatique), ou encore de la terre (géothermie), pour chauffer l'intérieur des locaux directement ou à travers un fluide caloporteur.
- La climatisation, résidentielle ou industrielle, refroidissant l'intérieur, et évacuant la chaleur vers l'extérieur, la terre, ou autre source chaude.
- Autres applications spéciales : des secteurs comme les centres de données, les hôpitaux, les laboratoires, les équipements militaires..., sont autant d'applications où le froid joue un rôle de premier plan pour la production de températures cryogéniques et dans des systèmes de régulation avancés où le contrôle précis de paramètres de fonctionnement est impératif.

En dépit du fait que d'autres systèmes permettant de transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude existent de nos jours et sont appliqués chacun dans le domaine pour lequel il est le mieux adapté, le cycle à compression de vapeur demeure le plus répandu et le plus populaire. Ceci tient à ses avantages, parmi lesquels on peut citer :

- Sa capacité à produire de grandes quantités de chaleur ou de froid avec un modeste débit de réfrigérant, notamment grâce à la mise en œuvre de la chaleur latente de changement de phase.
- Son efficacité, avec des valeurs du coefficient de performance relativement élevées.
- Le cycle thermodynamique à compression de vapeur est adaptable à une large gamme de températures de fonctionnement, contrairement à d'autres systèmes, qui sont contraints et ne sont adaptés qu'à une niche spécifique d'applications.
- La température d'évaporation est facile à régler au moyen d'un simple détendeur qui permet d'augmenter ou de réduire la pression d'évaporation du fluide frigorigène.
- Robustesse et fiabilité (usure réduite, le compresseur étant le seul composant mobile).
- Equipement compact, adapté aux espaces réduits et aux applications mobiles.
- Flexibilité par rapport à la capacité frigorifique, le système est aussi bien adapté aux petites qu'aux grandes puissances.
- Maturité technologique : Etant très ancien, les nombreuses améliorations apportées à ses composants le rendent aujourd'hui familier aux techniciens, ce qui facilite sa maintenance.

Néanmoins, le système à compression de vapeur présente quelques inconvénients auxquels on doit faire attention :

- Le coût initial élevé des réfrigérants (synthétiques).
- Le système à compression de vapeur peut être assez bruyant, comparé à un cycle à absorption par exemple.
- L'impact négatif des réfrigérants sur l'environnement (notamment concernant la couche d'ozone et le réchauffement climatique).

2. Considérations thermodynamiques :

2.1. Description du cycle thermodynamique :

L'installation frigorifique dite "à compression de vapeur", avec ses principaux éléments, est représentée schématiquement à la Figure 1.1 ci-dessous.

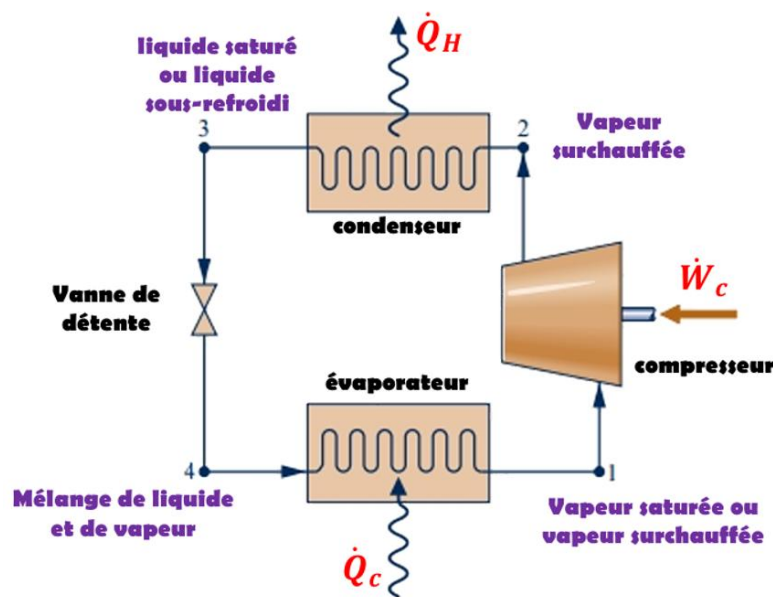


Figure 1.1 : Installation frigorifique à compression de vapeur

C'est un cycle fermé qui consiste en quatre transformations. Le fluide de travail, appelé fluide frigorigène, entre dans le compresseur à l'état gazeux, où sa pression et sa température augmentent (compression adiabatique : 1-2). Sous la forme de vapeur surchauffée, il traverse le condenseur, où il subit une désurchauffe et se condense, rejetant de la chaleur vers la source chaude (isobare : 2-3). Le réfrigérant à l'état liquide se détend ensuite à travers une vanne (isenthalpique : 3-4). A la sortie de cette dernière, un mélange diphasique liquide-vapeur entre dans l'évaporateur où le liquide s'évapore, absorbant de l'énergie thermique qui provient de la source froide (isobare : 4-1). Les diagrammes T-s et P-h correspondants, ainsi que les expressions de la puissance du compresseur $\dot{W}_c$, la puissance thermique de chauffage $\dot{Q}_H$ et la puissance frigorifique $\dot{Q}_C$ sont illustrés à la Figure 1.2.

On se propose, dans un premier temps, de faire une étude thermodynamique du cycle de référence, qui ignore les spécifications dues à l'équipement, et en considérant les températures des sources chaude et froide comme constantes. Dans la réalité, cette dernière assertion est rarement vraie, à part pour certains cas isolés, comme les sources géothermiques, ou les nappes phréatiques, dont les dimensions, et donc la capacité thermique, sont si vastes qu'on peut considérer la température constante.

Le cycle de référence obéit aux hypothèses simplificatrices suivantes :

- 1) Le fluide n'échange de la chaleur qu'avec les sources froide et chaude au sein des échangeurs, toutes les autres transformations sont adiabatiques.
- 2) Pas de pertes de charge lors de l'écoulement du fluide frigorigène, l'état thermodynamique du fluide est donc le même entre la sortie d'un composant et l'entrée du composant suivant.
- 3) Les échanges thermiques sont réversibles, ce qui veut dire que les températures de condensation et d'évaporation sont égales aux températures des sources chaude et froide respectivement
- 4) Compresseur parfait, isentropique (induit un rendement volumétrique unitaire, pas d'espace mort)

Le fluide frigorigène est un corps pur, ou un mélange azéotrope, impliquant que la totalité de la composition du fluide s'évapore ou se condense à une même température.

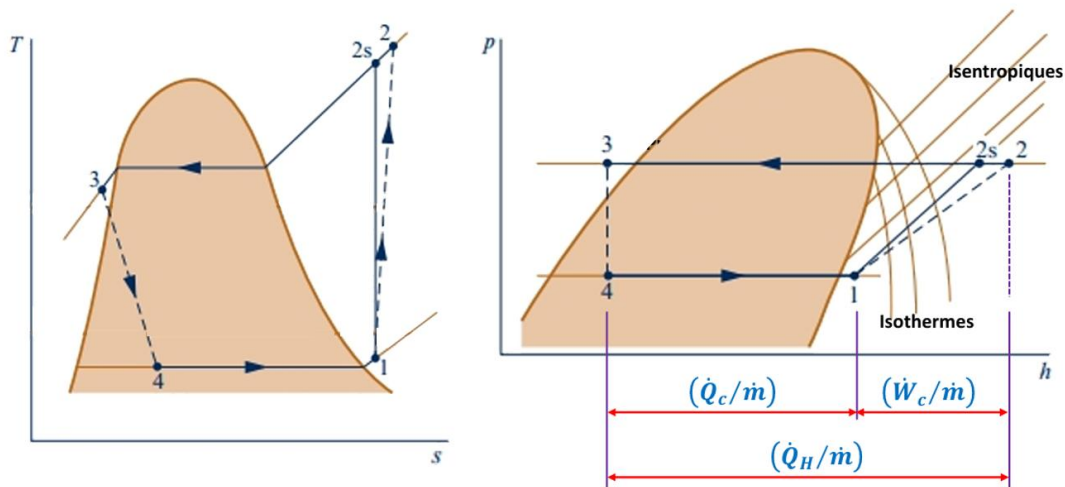


Figure 1.2 : Diagrammes T-s (à gauche) et P-h (à droite) d'un cycle frigorifique à compression de vapeur

2.2. Bilans d'énergie :

Le premier principe de thermodynamique est appliqué à chaque composant, afin d'obtenir les expressions des différents flux d'énergie mis en jeu.

Compression (1-2) : La puissance consommée par le compresseur est obtenue en appliquant l'hypothèse (1) :

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) < 0 \quad (1.1)$$

La température à la sortie du compresseur, dont dépend l'enthalpie spécifique h_{2s} est calculée en considérant la transformation isentropique (4). Si la vapeur surchauffée est considérée comme un gaz parfait, la température de refoulement est calculée comme suit :

$$T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.2)$$

Désurchauffe et condensation (2-3) : La chaleur cédée à la source chaude au travers du condenseur est obtenue simplement d'après l'hypothèse (1) :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_{2S}) < 0 \quad (1.3)$$

Détente (3-4) : Le travail qui pourrait être récupéré à travers la détente du fluide frigorigène est négligeable devant le travail consommé par le compresseur, pour cela les systèmes classiques ne prennent pas la peine d'utiliser un équipement complexe pour récupérer ce travail, et se contente d'une vanne de détente où ce travail est dissipé par l'irréversibilité de la détente isenthalpique. Dans ce cas :

$$h_3 = h_4 \quad (1.4)$$

Evaporation (4-1) : La chaleur absorbée de la source froide au travers de l'évaporateur (puissance frigorifique) est obtenue simplement d'après l'hypothèse (1) :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_1 - h_4) > 0 \quad (1.5)$$

2.3. Bilans d'entropie :

Ce système de référence n'est pourtant pas réversible. En effet, il est basé sur le cycle de Carnot, qui est modifié pour le rendre plus réaliste d'un point de vue technologique. Les transformations isothermes ont été rendues possibles en introduisant un changement de phase, la compression est rendue possible en la faisant opérer en vapeur surchauffée, et en ajoutant une désurchauffe à pression constante, la détente humide en utilisant une vanne de laminage. Ce sont la désurchauffe, qui représente un échange de chaleur non réversible, puisque l'écart de température entre la source chaude et le fluide n'est pas nul, et la détente, qui introduisent des irréversibilités qui écartent le cycle à compression de vapeur du cycle de Carnot. Ces irréversibilités se manifestent sous forme de générations d'entropie, qui peuvent être quantifiées grâce au second principe de la thermodynamique.

Désurchauffe :

En appliquant le second principe au condenseur, on obtient l'expression (1.6) ci-dessous pour le taux de génération d'entropie au cours de la désurchauffe du fluide frigorigène. L'entropie cédée par le fluide frigorigène à ce niveau peut s'écrire en définissant une température entropique $\tilde{T}_H$ à travers l'expression (1.7) ci-dessous. D'autre part, l'entropie reçue par la source chaude peut aussi être définie par le second principe et donner l'expression (1.8). On remplace (1.7) et (1.8) dans (1.6) et l'entropie générée, qui est la somme algébrique de ces deux variations d'entropie pourra s'exprimer par l'équation (1.10) ci-dessous qui montre qu'il y a bien une production d'entropie puisque $\tilde{T}_H > T_H$.

$$\dot{S}_{gen(2-3)} = \dot{m}(s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} > 0 \quad (1.6)$$

$$\Delta s_r = s_3 - s_2 = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}\tilde{T}_H} = \frac{h_3 - h_2}{\tilde{T}_H} < 0 \quad (1.7)$$

$$\Delta s_{res} = -\frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}T_H} = \frac{h_3 - h_2}{T_H} > 0 \quad (1.8)$$

$$\dot{S}_{gen(2-3)} = \dot{m}(\Delta s_{res} + \Delta s_r) = \dot{m}(\Delta s_{res} - |\Delta s_r|) \quad (1.9)$$

$$\dot{S}_{gen(2-3)} = (h_3 - h_2) \left(\frac{1}{\tilde{T}_H} - \frac{1}{T_H} \right) > 0 \quad (1.10)$$

Détente :

En appliquant le second principe au détendeur, on obtient l'équation (1.11) ci-dessous. Une température entropique $\tilde{T}_C$ peut également être définie pour l'ensemble du processus (3-1) réunissant la détente et l'évaporation par l'équation (1.12). Par ailleurs, l'entropie absorbée par le fluide frigorigène lors de son évaporation, considérée ici comme un processus réversible qui ne génère donc pas d'entropie, est donnée par l'équation (1.13). Finalement, en substituant (1.12) et (1.13) dans (1.11) et en se rappelant que le processus de détente est isenthalpique ($h_3 = h_4$), on obtient l'expression (1.14) qui montre bien que la détente est irréversible en ce sens qu'elle génère de l'entropie (car $T_C > \tilde{T}_C$).

$$\dot{S}_{gen(3-4)} = \dot{m}(s_4 - s_3) > 0 \quad (1.11)$$

$$\Delta s_r = s_1 - s_3 = \frac{h_1 - h_3}{\tilde{T}_C} > 0 \quad (1.12)$$

$$s_1 - s_4 = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{m}T_C} = \frac{h_1 - h_4}{T_C} \quad (1.13)$$

$$\frac{\dot{S}_{gen(3-4)}}{\dot{m}} = s_4 - s_3 = (s_4 - s_1) + (s_1 - s_3) = \frac{h_4 - h_1}{T_C} + \frac{h_1 - h_3}{\tilde{T}_C}$$

$$\frac{\dot{S}_{gen(3-4)}}{\dot{m}} = (h_1 - h_4) \left(\frac{1}{\tilde{T}_C} - \frac{1}{T_C} \right) \quad (1.14)$$

2.4 Performances du cycle frigorifique à compression de vapeur :

Le coefficient de performance (COP) est un indicateur clé de la performance d'un système à compression de vapeur. On peut le définir de deux façons, selon l'application. L'équation (1.15) définit le COP d'une machine frigorifique, tandis que l'équation (1.16) définit celui d'une pompe à chaleur. Ces deux coefficients sont liés à travers le premier principe de la thermodynamique, comme on peut le voir à l'équation (1.17), qui montre que les deux coefficients de performance d'un cycle à compression de vapeur évoluent de la même manière, puisque leur différence est constante et est égale à l'unité.

$$COP_{MF} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} \quad (1.15)$$

$$COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (1.16)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique au cycle, on obtient l'égalité :

$$\dot{Q}_C + \dot{W} = \dot{Q}_H$$

Puis en divisant les deux membres de cette dernière par $\dot{W}_C$, on trouve :

$$COP_C + 1 = COP_H \quad (1.17)$$

2.5. Régime sec et régime humide :

Soit (x_1) le titre du mélange liquide-vapeur à l'entrée du compresseur. Il existe une valeur limite $x_1 = x_* < 1$ pour laquelle le liquide se retrouvera après la compression dans un état de vapeur saturée sèche ($x_2 = 1$). Dans ce cas la compression a lieu entièrement dans le domaine humide, c'est le *régime de fonctionnement humide* du système.

Si $x_1 = 1$, autrement dit si à l'entrée du compresseur le fluide arrive dans un état de vapeur saturée sèche, on est certain que la compression aura lieu entièrement dans le domaine de la vapeur surchauffée. Cela sera également le cas si la vapeur est légèrement surchauffée à l'aspiration du compresseur ($x_1 > 1$). On dit alors que la machine opère en *régime sec*.

Pour toute valeur de x_1 comprise entre x_* et 1 ($x_* < x_1 < 1$), le régime de fonctionnement de la machine sera *partiellement humide*.

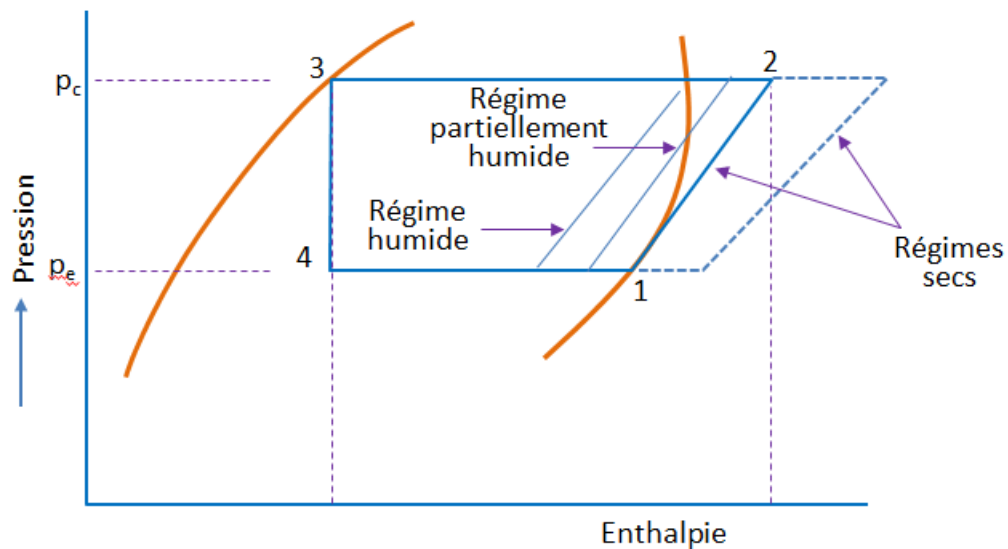


Figure 1.3 : Régimes de fonctionnement d'un cycle frigorifique à compression de vapeur

D'un point de vue pratique, un tel fonctionnement présente les inconvénients suivants :

- a- En fin de compression, le liquide restant dans le volume mort de la chambre de compression étant incompressible, il transmettra la poussée du piston par un coup violent sur le fond du cylindre. On parle alors d'un *coup de liquide*, susceptible d'endommager toute la structure du compresseur, en particulier les boulons de fixation, l'embellage, le moteur, et surtout la soupape de refoulement qui pourrait se tordre, voire se briser.
- b- Au début de la course d'aspiration, les gouttelettes de liquide qui se trouvent encore dans le volume mort, s'évaporent et réduisent ainsi la capacité d'aspiration du compresseur.
- c- Le film d'huile qui assure la lubrification de la surface du cylindre est empêché de se développer de façon uniforme par les gouttelettes qui tendent à le décoller de la paroi.

2.6. Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances :

Pression d'évaporation (ou température d'évaporation) : La Figure 1.4 ci-dessous montre comment le cycle à compression de vapeur (CCV) sera modifié suite à une réduction de la pression ou de la température d'évaporation, en gardant inchangés les autres paramètres (pression de condensation, sous-refroidissement et surchauffe).

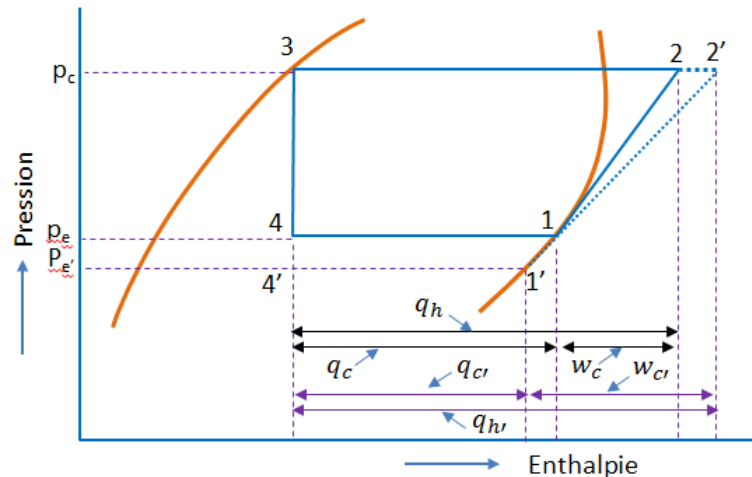


Figure 1.4 : Effet de la pression (température) d'évaporation sur le CCV

Quand on fait passer la pression d'évaporation de p_e à $p_{e'}$, le cycle (1-2-3-4-1) devient (1'-2'-3-4'-1'). Seul l'état 3 du fluide à la sortie du condenseur ne sera pas affecté. L'effet frigorifique q_c diminue et devient $q_{c'} < q_c$; tandis que le travail du compresseur augmente et passe de w_c à $w_{c'} > w_c$. Par conséquent, en se référant aux équations 1.15 et 1.17, on peut conclure que les coefficients de performance d'un CCV sont tous les deux réduits lorsque la pression (ou la température) d'évaporation est abaissée, en dépit du fait que l'effet calorifique augmente ($q_{h'} > q_h$).

Pression (ou température) de condensation : La Figure 1.5 ci-dessous montre qu'une élévation de la pression (ou température) de condensation, produit les mêmes effets qu'un abaissement de la pression (ou température) d'évaporation sur l'effet frigorifique ($q_{c'} < q_c$), le travail du compresseur ($w_{c'} > w_c$) et les COP ($COP_{c'} < COP_c$ et $COP_{h'} < COP_h$).

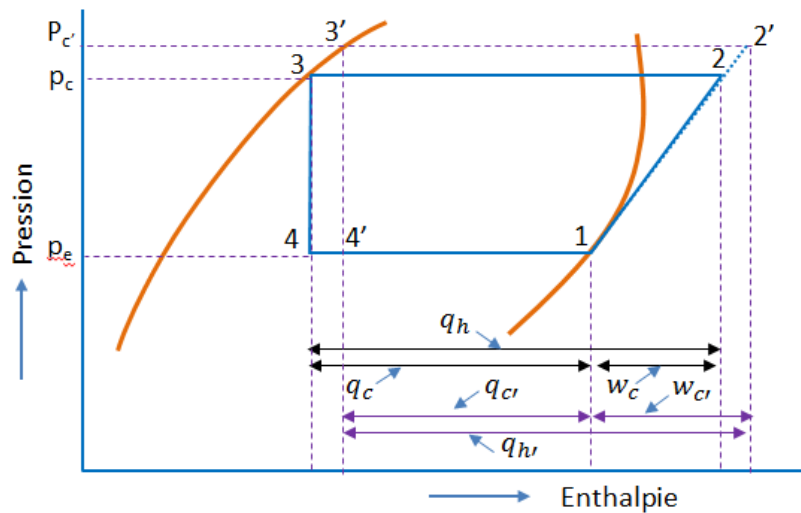


Figure 1.5 : Effet de la pression (température) de condensation sur le CCV

Sous-refroidissement : Le sous refroidissement se produit après la condensation complète du fluide, le liquide continue alors à subir un refroidissement, en général dans la partie terminale du condenseur, l'amenant à l'entrée du détendeur à une température inférieure à celle de condensation. La Figure 1.6 ci-dessous montre comment le cycle de base est modifié par ce processus. L'effet frigorifique et l'effet calorifique sont améliorés ($q_{c'} > q_c$ et $q_{h'} > q_h$) sans affecter le travail du compresseur ($w_{c'} = w_c$), ce qui conduit à des valeurs de COP plus élevées.

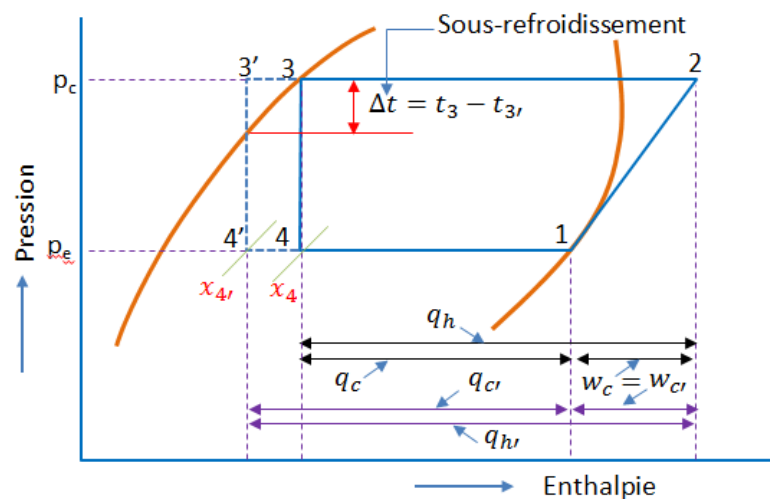


Figure 1.6 : Effet du sous-refroidissement sur le CCV

Surchauffe : Elle représente l'élévation de température par rapport à la température d'évaporation correspondant à la pression d'aspiration. Pour un même taux de compression p_c/p_e , la compression isentropique $1' - 2'$, correspondant à l'aspiration d'une vapeur surchauffée, présente une pente moins raide que la compression également isentropique $1 - 2$, correspondant à l'aspiration d'une vapeur saturée. Par conséquent, comme illustré à la Figure 1.7 la surchauffe fait augmenter les effets frigorifique et calorifique du CCV, mais aussi le travail du compresseur. C'est pourquoi, on ne peut pas conclure quant à son effet sur les coefficients.

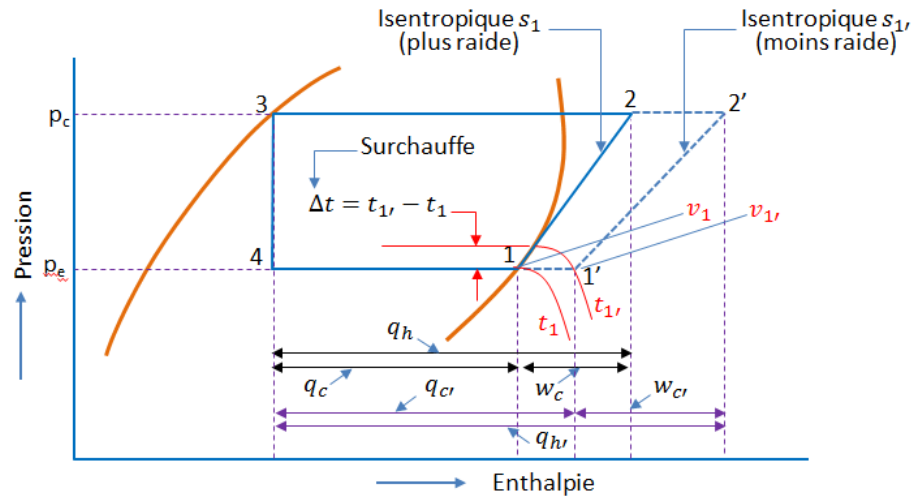


Figure 1.7 : Effet de la surchauffe sur le CCV

Température ambiante : La capacité d'un CCV est influencée par la température de l'air ambiant lorsque celui-ci représente une des sources (un des deux fluides auxiliaires). Ainsi, dans un système de climatisation, l'air ambiant reçoit la chaleur que le fluide frigorigène rejette au niveau du condenseur. Par conséquent si la température ambiante augmente, pour assurer l'échange et garder l'écart de température constant entre le réfrigérant qui se condense et l'air ambiant, la température de condensation doit augmenter aussi. Dans le cas d'une pompe à chaleur, la chaleur de l'air ambiant est absorbée par le fluide frigorigène lors de sa vaporisation. Si la température ambiante baisse, pour garder le même écart de température entre le réfrigérant et l'air ambiant, la température de vaporisation doit également baisser. Donc, lorsque l'air ambiant est utilisé comme fluide auxiliaire au niveau du condenseur, l'effet de la température ambiante est qualitativement identique à celui de la température de condensation, et lorsqu'il est utilisé comme fluide auxiliaire dans l'évaporateur, l'effet de la température ambiante rejoint celui de la température d'évaporation.

Remarque importante : Les effets considérés ci-dessus ont été établis sur la base d'une analyse effectuée sur les performances spécifiques (rapportées à une masse d'un kilogramme de fluide frigorigène circulant en permanence à travers l'installation). Ce sont donc des résultats généraux qu'il est possible d'exploiter au stade de la conception et du dimensionnement d'une installation. Dans le cas d'une installation existante, les paramètres considérés ci-dessus vont avoir des implications sur les performances qu'on ne peut pas dissocier des débits mis en jeu lors du fonctionnement. Les résultats doivent alors être établis en termes de puissances, et les débits interviennent en tant que variables d'ajustement supplémentaires. Et c'est précisément le type de problème qu'on étudie sur un banc d'essai.

3. Description des composants et considérations pratiques :

Les **composants principaux** sont le compresseur, les échangeurs de chaleur et le détendeur. Ils abritent les transformations du fluide frigorigène et lui permettent de les accomplir chacun selon son rôle pour compléter le cycle à compression de vapeur conçu pour la production du chaud et du froid.

3.1. Compresseur :

C'est le cœur du système. Il est chargé de comprimer le fluide frigorigène pour l'amener à la pression de condensation, et de le faire circuler à travers les autres composants de l'installation. Plusieurs types de compresseurs frigorifiques peuvent être utilisés, selon les applications. On peut les classer en deux catégories en se basant sur le mode de compression. La **compression volumétrique**, réalisée par la réduction du volume d'une chambre de compression renfermant une quantité donnée de fluide frigorigène, et la **compression cinétique** (ou **dynamique**) où l'énergie cinétique liée à la vitesse du fluide est transformée en énergie de pression de manière continue. On distingue également trois configurations de conception : Hermétique, semi-hermétique et ouvert. Dans un compresseur **hermétique**, la partie mécanique et le moteur sont dans un carter commun soudé et étanche, rendant l'ensemble inaccessible mécaniquement et électriquement. Ils sont moins coûteux, mais un remplacement est nécessaire à la moindre panne, comme toute réparation est impossible. Dans un compresseur **semi-hermétique**, l'ensemble moteur et compresseur est dans une même enceinte étanche, mais le moteur électrique et la partie mécanique sont accessibles. Finalement, les compresseurs **ouverts** sont indépendants du moteur. Leur vilebrequin sort du carter, et peut être accouplé à l'arbre moteur en direct ou par poulies et courroies. Ces deux dernières configurations sont plus chères, mais elles permettent d'effectuer des réparations, surtout sur les compresseurs ouverts, qui sont utilisés sur les grandes installations.

Parmi les *compresseurs volumétriques*, on peut citer le compresseur à piston, le compresseur à vis, le compresseur scroll et le compresseur rotatif à palette. Comme le compresseur à piston est celui qui équipe notre banc d'essai, nous allons le décrire un peu plus en détail ci-après.

Dès son admission dans un *compresseur dynamique*, le fluide frigorigène est accéléré par un rotor tournant à grande vitesse, qui lui transmet ainsi de l'énergie cinétique, sa pression statique augmente également, notamment à cause des forces générées par l'entraînement qu'il subit en rotation. A la sortie du rotor, le fluide arrive dans un diffuseur statique, où sa vitesse diminue progressivement, alors que sa pression statique augmente. Ce sont des turbomachines adaptées aux très grandes puissances. C'est bien le seul avantage qu'ils présentent par rapport aux compresseurs volumétriques, vu que par ailleurs, ils ont des performances réduites, et un fonctionnement complexe.

Le compresseur à piston fonctionne avec ledit piston qui comprime le fluide dans un cylindre en exécutant un **mouvement alternatif** (va-et-vient). Le mouvement de rotation du moteur est converti en un mouvement linéaire alternatif du piston compresseur grâce à un vilebrequin et une bielle qui le relie au piston. Le piston se déplace à vitesse variable le long de sa course délimitée par les points morts haut (PMH) et bas (PMB). Ce déplacement, combiné aux ouvertures et fermetures des clapets d'aspiration et de refoulement, comprime les vapeurs de fluide frigorigène.

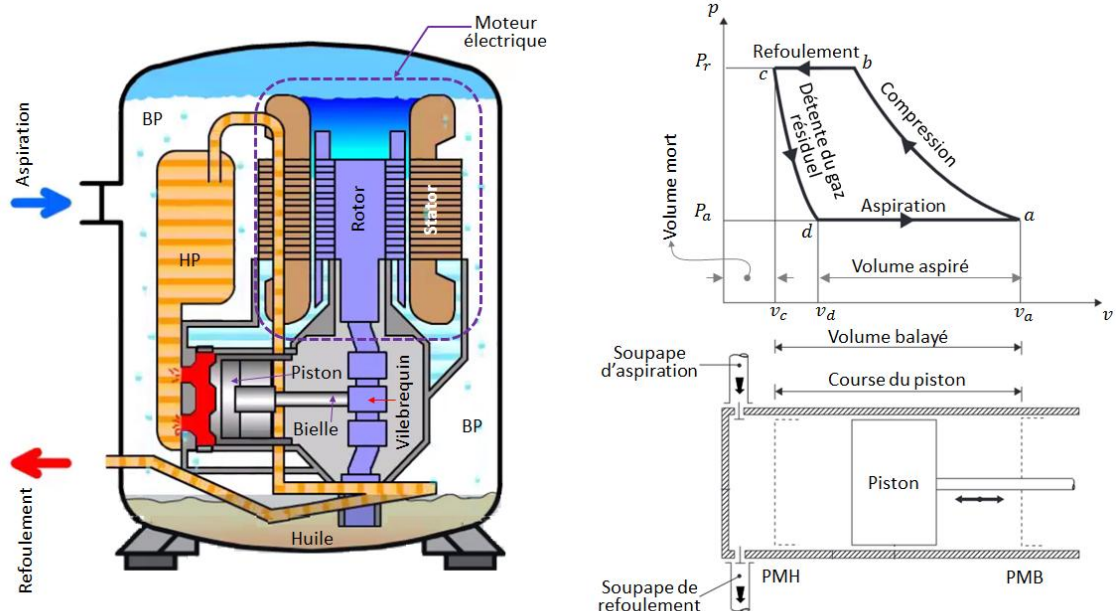


Figure 1.8 : Aperçu de l'intérieur d'un compresseur à piston (à gauche) et diagramme de watt (P-v) illustrant le cycle de compression réel dans un compresseur à piston (à droite)

Le tout est logé dans un carter, qui comprend également le moteur dans les configurations hermétiques et semi-hermétiques. La partie inférieure de ce carter, où le vilebrequin et la bielle sont en mouvement, forme la réserve d'huile. Les éléments tournants, de par leur mouvement, permettent la lubrification par barbotage. C'est l'un des types de compresseurs les plus anciens, et il est toujours largement utilisé. Il est relativement bon marché, et couvre un grand domaine de puissance, adapté à un large éventail d'applications domestiques et industrielles. En revanche, il est désavantagé par rapport à d'autres types de compresseurs sur le plan des performances, de la longévité et des nuisances sonores.

Rendement volumétrique théorique d'un compresseur à piston :

Il est défini par le rapport du volume offert au gaz au moment où commence l'aspiration sur le volume balayé par le piston en une course, soit :

$$\eta_v^{th} = \frac{\text{Volume aspiré}}{\text{Volume balayé}} \quad (1.18)$$

En se basant sur le diagramme de Watt ci-dessus (Figure 1.8), l'expression du rendement peut être développée comme suit :

$$\eta_v^{th} = \frac{v_a - v_d}{v_a - v_c} = \frac{(v_a - v_c) - (v_d - v_c)}{v_a - v_c} = 1 - \frac{v_d - v_c}{v_a - v_c} = 1 - \frac{v_c}{v_a - v_c} \left[\frac{v_d}{v_c} - 1 \right]$$

$$\eta_v^{th} = 1 - \frac{v_c}{v_a - v_c} \left[\frac{v_d}{v_c} - 1 \right] \quad (1.19)$$

Notons que :

v_c représente le volume mort, occupé par le gaz résiduel quand le piston est en fin de course, au point mort haut (PMH) ;

$(v_a - v_c)$: est le volume total engendré par le piston en une seule course (volume balayé) ;

$\frac{v_d}{v_c}$: est le rapport de détente du gaz résiduel, détente qui précède le processus d'aspiration qui commence avec l'ouverture du clapet d'aspiration et l'arrivée du gaz neuf dans le cylindre.

La détente du gaz résiduel est modélisée comme un processus polytropique d'indice κ au cours duquel la pression sera liée au volume par la loi :

$$pv^\kappa = cte,$$

ce qui donne :

$$\frac{v_d}{v_c} = \left(\frac{p_r}{p_a}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.20)$$

Finalement, l'expression du rendement volumétrique du compresseur prend la forme :

$$\eta_v^{th} = 1 - \frac{v_c}{v_a - v_c} \left[\left(\frac{p_r}{p_a}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (1.21)$$

3.2. *Echangeurs de chaleur :*

Les échangeurs thermiques principaux du système à compression de vapeur sont l'évaporateur et le condenseur. Ils assurent le transfert de chaleur de la source froide vers le fluide frigorigène pour le premier, et du fluide frigorigène vers la source chaude pour le second. Le transfert de chaleur entre la source (chaude ou froide) et le fluide frigorigène est généralement assuré par un fluide auxiliaire, qui est le plus souvent de l'eau ou de l'air. L'échangeur de chaleur est alors désigné par le fluide auxiliaire utilisé.

3.2.1. *Condenseurs et évaporateurs à air :*

Ce sont en général des échangeurs compacts, des **batteries de tubes à ailettes**, le fluide frigorigène circulant à l'intérieur des tubes et l'air à l'extérieur. Du fait de la faible conductivité thermique de l'air, les ailettes viennent augmenter la surface d'échange de son côté, afin de réduire la résistance thermique externe et la rapprocher ainsi de la résistance interne, qui est relativement faible à cause du changement de phase que subit le fluide frigorigène. Les deux fluides circulent souvent en courants croisés. Plusieurs configurations géométriques sont envisageables, elles sont présentées dans la Figure 1.9 ci-dessous. Ces échangeurs peuvent être statiques. Le mode d'échange de chaleur prédominant étant alors la convection naturelle, et la différence de densité due aux gradients de température qui prennent naissance dans l'air au contact de la surface d'échange suffit à produire le mouvement d'air nécessaire pour le transport des taux de chaleur échangés. En revanche, lorsque des débits d'air importants sont nécessaires pour déplacer les taux de chaleur générés, des ventilateurs doivent être utilisés pour instaurer un régime de convection forcée, ces derniers introduisent évidemment une consommation d'énergie supplémentaire dont il faut tenir compte.

L'humidité peut causer des problèmes au niveau des évaporateurs à air. Lorsque l'air se refroidit et une partie de son humidité pourrait éventuellement se condenser. Tant que l'eau issue de cette condensation reste à l'état liquide, elle est recueillie dans des bacs de condensat, d'où elle sera évacuée. Le problème se pose lorsque les températures sur les surfaces d'échange s'établissent en dessous de 0°C. Dans ces conditions, l'humidité, au lieu de se condenser, elle va former du givre qui s'accumule sur les surfaces d'échange (tubes et ailettes). La résistance thermique côté air augmente alors et réduit les taux de transfert de chaleur. La couche de glace formée commence par réduire la section de passage de l'air, avec le train de conséquences négatives sur le débit d'air qui diminue, les vitesses d'écoulement qui augmentent entraînant des pertes de charge de plus en plus importantes et donc une plus grande consommation d'énergie mécanique. Le phénomène peut évoluer jusqu'à empêcher carrément l'air de circuler et interrompre ainsi le fonctionnement du système. Afin d'éviter cela, des cycles de dégivrage sont programmés au cours desquels, des résistances électriques parsemées sur l'échangeur sont mises en route à chaque fois qu'il est nécessaire de faire fondre la glace formée.

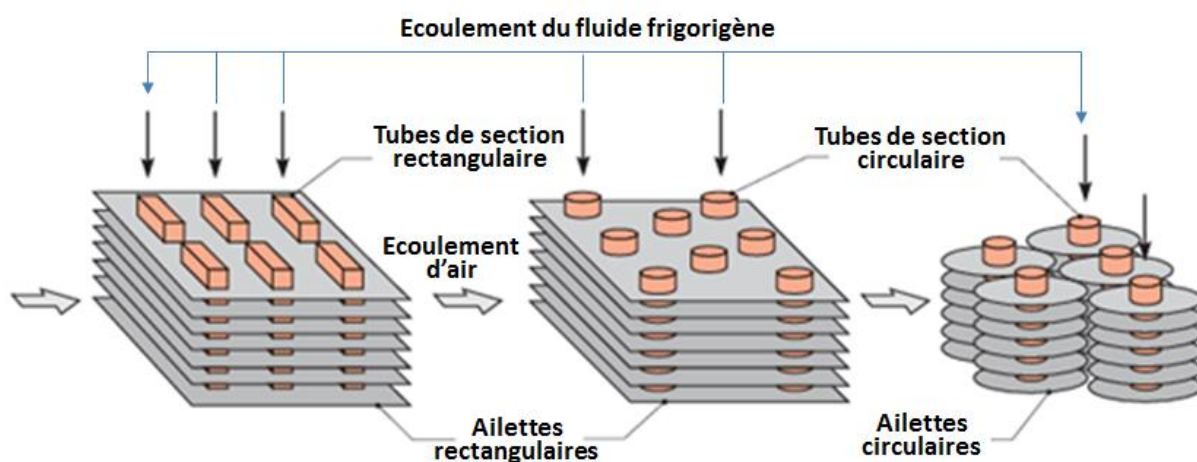


Figure 1.9 : Différentes configurations de batteries de tubes à ailettes [5]

3.2.2. Condenseurs et évaporateurs à eau :

Ce sont des échangeurs qui utilisent l'eau comme fluide frigoporteur (évaporateur) ou caloporteur (condenseur). Ils sont utilisés dans les systèmes centralisés qui véhiculent la chaleur (pompes à chaleur) ou le froid (chillers produisant de l'eau glacée dans les systèmes à détente indirecte) sur de longues distances, ou alors des systèmes de chauffage domestiques. Ce peut être des **échangeurs à tubes concentriques**, pour les petites puissances (Figure 1.10), ou des **échangeurs à tubes et calandre**, pour de plus grandes puissances (Figure 1.11). Ils sont fiables et robustes, peuvent résister à des pressions assez élevées. Ils peuvent également être des **échangeurs à plaques** (Figure 1.12), qui procurent une plus grande surface d'échange, ajustable de surcroît, vu qu'on peut ajouter ou enlever des plaques selon le besoin. Ils sont, par contre, beaucoup plus sensibles à l'encrassement et demandent un entretien plus rigoureux.

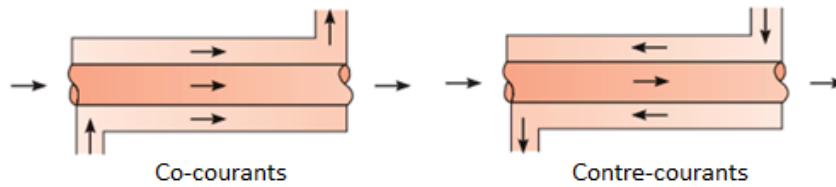


Figure 1.10 : Echangeur à tubes concentriques [5]

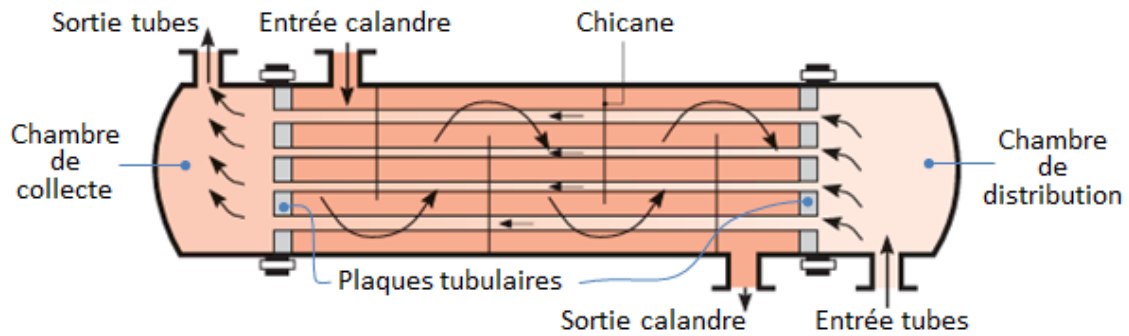


Figure 1.11 : Echangeur à tubes et calandre [5]

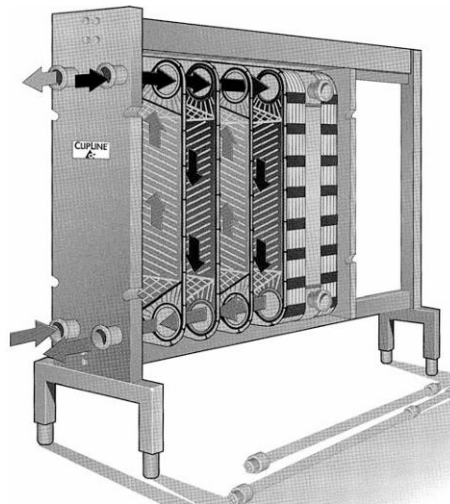


Figure 1.12 : Echangeur à plaques [6]

Remarque importante : S'agissant des évaporateurs, on distingue ceux qui sont à détente sèche de ceux qui sont à détente noyée. Dans ces derniers, un ballon séparateur, placé en surélévation par rapport à la batterie de tubes où circule le fluide frigorigène, permet de distribuer le liquide sur les tubes et de recueillir le mélange liquide-vapeur après avoir subi une évaporation partielle à travers l'échangeur. Au niveau du ballon, la vapeur se sépare du liquide avant d'être aspirée par ce compresseur. L'alimentation du ballon en fluide frigorigène est dans ce cas régulée au moyen d'un flotteur qui est chargé d'y maintenir un niveau constant (voir la Figure 1.13 ci-dessous).

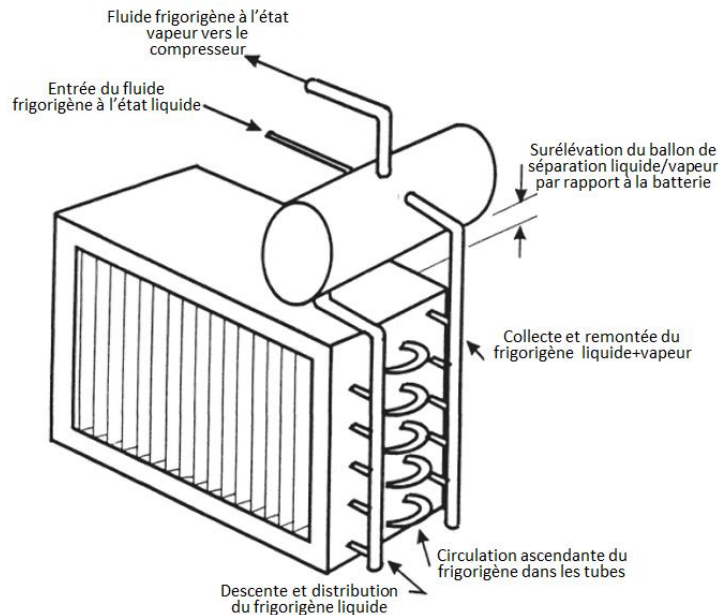


Figure 1.13 : Evaporateur noyé

Les évaporateurs noyés sont principalement destinés à un usage industriel dans des installations de réfrigération qui utilisent l'ammoniac comme fluide frigorigène. Dans la section qui suit, nous évoquerons uniquement les régulateurs utilisés sur les évaporateurs à détente sèche.

3.3. Détendeurs :

C'est un élément important de l'installation, il est le siège où s'opère le réglage de la surchauffe du fluide frigorigène après son évaporation. Il contrôle la quantité de liquide qui arrive dans l'évaporateur et permet ainsi d'augmenter ou de réduire la puissance frigorifique produite par l'installation.

Si la fraction de liquide est insuffisante dans l'évaporateur, moins de chaleur latente peut être extraite du milieu à refroidir, réduisant la puissance frigorifique de l'installation. De plus, la température de refoulement du compresseur peut devenir trop élevée, et dégrader la qualité du lubrifiant. Tandis que si une trop grande quantité de liquide est laissée passer dans l'évaporateur, l'évaporation risque de ne pas être totale à sa sortie, et du liquide serait alors admis dans le compresseur provoquant des coups de liquide susceptibles de l'endommager. D'où la nécessité de maintenir la surchauffe à l'aspiration dans des limites serrées.

Il existe plusieurs types de détendeurs, dont les plus répandus sont les détendeurs capillaires, les détendeurs thermostatiques et les détendeurs électroniques.

3.3.1. Détendeur capillaire :

Il s'agit d'un simple tube de très faible section. Lorsque le fluide frigorigène passe du circuit principal dans le tube capillaire, la section change brusquement, ce qui provoque une chute de pression d'autant plus importante que l'aire de la section du capillaire est petite, et que sa longueur est grande. Le tube est coupé au préalable pour correspondre à la chute de pression désirée, la chute de température qui l'accompagne grâce à un effet Joule-Thomson et la fraction de vapeur qui en résulte à l'entrée de l'évaporateur. C'est de cette façon que la surchauffe doit

être réglée dans une installation où la détente est assurée par un tube capillaire, comme sur les appareils de réfrigération domestiques et les climatiseurs individuels. Ce type de détendeur est utilisé sur les installations de faible puissance. Il présente l'avantage d'être très fiable, avec un débit constant et régulier, puisqu'il ne dispose d'aucune partie mobile, mais comme il est toujours ouvert, à l'arrêt, il peut laisser le fluide à l'état liquide du condenseur migrer vers l'évaporateur, avec le risque de provoquer un coup de liquide au redémarrage de l'installation. Néanmoins, on peut prévenir cela de diverses façons, comme l'installation d'une électrovanne ou d'un clapet de non-retour entre le condenseur et le capillaire.

3.3.2. *Détendeur thermostatique :*

Contrairement au capillaire, dont tous les paramètres régulant la surchauffe sont fixés avant l'installation (diamètre et longueur du tube), la vanne thermostatique permet le réglage de la surchauffe pendant le fonctionnement de l'installation. Cette régulation continue permet d'adapter la quantité de liquide injectée dans l'évaporateur aux variations de charge thermique dont il fait l'objet.

Lorsque la surchauffe est bien réglée, la production frigorifique est stable et le compresseur est protégé contre les coups de liquide. Deux types de détendeurs thermostatiques sont présentés à la Figure 1.14 ci-dessous, un détendeur dit "à égalisation de pression interne" et un autre dit "à égalisation de pression externe".

Le réglage de la surchauffe est le résultat d'un équilibre de trois forces qui agissent sur une membrane, deux forces de fermeture du détendeur, qui sont la force d'un ressort $P_{ressort}$ et celle de la pression d'évaporateur P_e , et une force d'ouverture du détendeur P_{bulbe} qui est due à la pression du fluide du bulbe. Le fonctionnement sera stable, lorsque la force d'ouverture devient égale à la somme des deux forces de fermeture, c'est-à-dire lorsque :

$$P_{bulbe} = P_{ressort} + P_e \quad (1.22)$$

Dans le cas d'installations de faible puissance frigorifique, la pression d'égalisation P_e est prise à l'intérieur du détendeur, juste après l'orifice, elle correspond à la pression du fluide à l'entrée de l'évaporateur, le détendeur est dans ce cas à égalisation interne. Dans le cas d'installations de grandes puissances, les dimensions de l'évaporateur sont telles qu'on ne peut plus négliger la chute de pression dont il est le siège et la pression d'égalisation est prise à la sortie de l'évaporateur, juste après l'endroit où l'on a placé le bulbe, le détendeur est dans ce cas à égalisation externe.

En principe, le bulbe doit contenir le même fluide que celui qui circule dans l'installation et il doit être placé immédiatement à la sortie de l'évaporateur. Un tube capillaire, appelé "train thermostatique", transmet à la membrane du détendeur la pression qui résulte de la dilatation du fluide du bulbe suite à une élévation de température. Si, à cet endroit la vapeur est seulement saturée, les deux forces P_{bulbe} et P_e seront égales et le fonctionnement sera stable avec une vapeur saturée à l'aspiration sans avoir à faire intervenir la force du ressort. Mais comme nous l'avons mentionné plus haut, ceci présente des risques pour le compresseur. Il faut donc avoir une surchauffe à la sortie de l'évaporateur, ce qui va entraîner une élévation de P_{bulbe} par rapport à P_e et nécessiter de compenser la différence par un calibrage de la force du ressort au moyen de la vis de réglage.

Si la surchauffe est anormalement élevée, cela veut dire que le détendeur est fermé, il ne laisse passer que peu de liquide, la dernière gouttelette s'évapore trop tôt (bien avant la sortie de l'évaporateur) et la puissance frigorifique est faible. La pression dans l'évaporateur est trop basse, on assiste à un givrage à la sortie du détendeur.

Si la surchauffe anormalement basse, cela veut dire que le détendeur est grand ouvert, il laisse passer trop de liquide, la puissance frigorifique est bonne mais des gouttelettes de frigorigène sont susceptibles d'atteindre le compresseur provoquant alors des coups de liquide qui risquent de l'endommager sérieusement.

Les praticiens suggèrent que le réglage de la surchauffe à une valeur comprise entre 5 et 8 °K est un bon compromis qui garantit la sécurité du compresseur tout en permettant une bonne performance de l'installation [7].

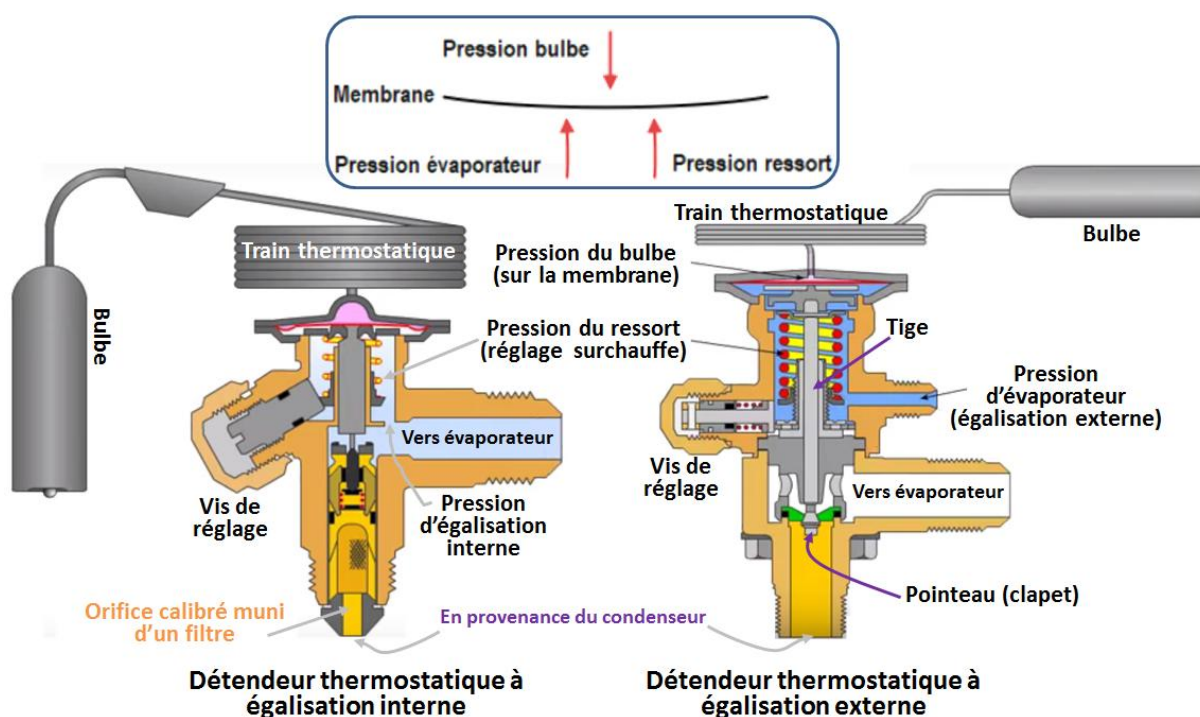


Figure 1.14 : Détendeurs thermostatiques à égalisation interne (à gauche) et externe (à droite)

Le réglage de la surchauffe avec un détendeur thermostatique s'effectue pour une pression d'évaporation donnée. Quand cette dernière varie sensiblement, par exemple lorsque la charge de l'évaporateur augmente ou diminue (variation du débit et/ou de la température du fluide auxiliaire), les pressions (forces) P_e et P_{bulbe} s'établiront à des valeurs autres que celles qui ont servi à régler la surchauffe, tandis que $P_{ressort}$ gardera la même valeur. Ce qui donnera lieu à une surchauffe différente. La vis de réglage pourrait servir, dans certaines limites, pour ramener la surchauffe à une valeur raisonnable, mais une telle opération est assez délicate et ne doit être entreprise que par un professionnel compétent qui saura prendre les précautions nécessaires.

3.3.3. Détendeur électronique :

Ce détendeur utilise une valve contrôlée électroniquement par un moteur pas à pas piloté par un contrôleur. Le rotor est un aimant permanent solidaire de l'arbre portant le pointeau de la valve, il est séparé du stator par le corps de la valve. L'arbre comporte une partie filetée qui se visse sur un siège fixe solidaire du corps de la valve et qui porte un filetage femelle. Des données concernant le fluide frigorigène sont stockées dans le contrôleur. Le contrôleur envoie des impulsions aux différentes bobines du stator qui sont alors excitées et créent des champs magnétiques qui interagissent avec l'aimant permanent du rotor et le font tourner entraînant dans cette rotation l'arbre qui, en se vissant ou en se dévissant dans le filetage femelle du siège réduit ou augmente la section de l'orifice calibré. Pour obtenir la rotation dans un sens ou dans un autre, la polarité du champ créé est inversée en inversant le sens du courant qui alimente les bobines.

Un capteur de température et un transducteur de pression sont placés à la sortie de l'évaporateur, leurs signaux sont envoyés au contrôleur qui, convertit la pression en la température de saturation correspondante et calcule la surchauffe de fonctionnement. Le contrôleur décide alors si la valve doit s'ouvrir davantage pour laisser entrer plus de fluide ou se fermer légèrement pour réduire le débit. Il envoie alors les signaux adaptés au moteur pas à pas pour créer le champ électromagnétique adéquat dans le stator. Le champ de l'aimant permanent interagit avec lui et se met à tourner dans le sens des aiguilles d'une montre pour fermer la valve ou dans le sens contraire pour l'ouvrir, selon le signal envoyé par le contrôleur. Le fait d'utiliser plusieurs bobines, permet au moteur pas à pas, en dirigeant l'impulsion reçue vers une seule bobine à la fois, de faire tourner l'arbre d'un très petit angle, ce qui permet un contrôle et un ajustement précis de la surchauffe. Ce détendeur est utilisé dans les applications où le débit de fluide frigorigène est variable. Ces détendeurs ne remplacent pas systématiquement aujourd'hui les détendeurs thermostatiques, car en dépit du fait qu'ils offrent une meilleure précision et un meilleur temps de réaction, leur coût est bien plus élevé que celui des régulateurs thermostatiques.

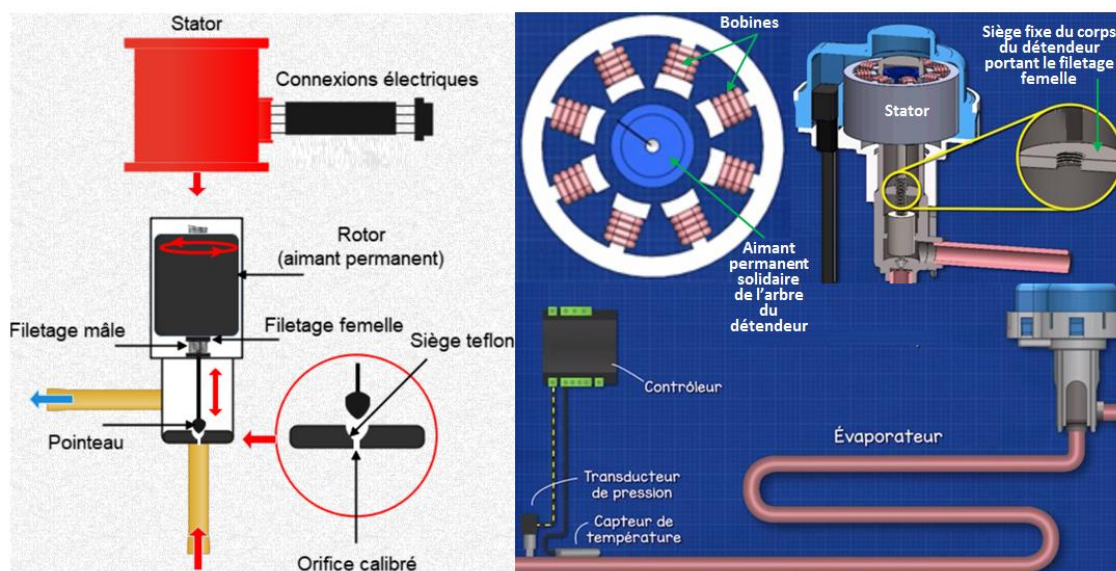


Figure 1.15 : Détendeur électronique

Les **composants auxiliaires** ne sont pas le siège des transformations que subit le fluide frigorigène, mais ils permettent de stabiliser et d'optimiser le fonctionnement du cycle à compression de vapeur.

3.4. Bouteille de liquide :

Elle est située entre le condenseur et le détendeur. Elle sert de réservoir tampon qui compense les variations de volume du fluide en circulation, permettant ainsi d'alimenter le détendeur en fonction de ses ouvertures et fermetures. Elle reçoit le liquide venant du condenseur. A sa tête, elle pourrait être dotée d'une vanne reliée à un tube plongeur dont la fonction principale est d'assurer l'alimentation du détendeur en liquide même lorsque le niveau de ce dernier est bas dans la bouteille. En cas d'intervention, elle permet de stocker en totalité le fluide frigorigène du circuit. Son volume va donc dépendre de la charge du circuit et du volume de la tuyauterie. Son volume peut être obtenu en appliquant la formule suivante [7] :

$$V_{liq} = 2.5(V_t + V_e + V_c) \quad (1.23)$$

où, V_{liq} est le volume de la bouteille, V_e celui de l'évaporateur, V_c celui du condenseur et V_t le volume de la tuyauterie qui relie les différents composants de l'installation entre eux.

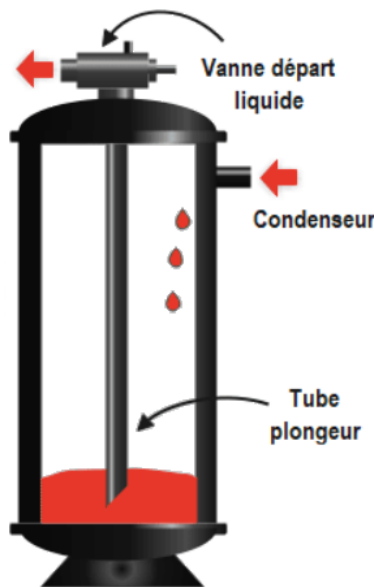


Figure 1.16 : Bouteille de liquide

3.5. Filtre déshydrateur :

Il est placé immédiatement après la bouteille de liquide. Dans un premier lieu, il joue le rôle de coalesceur en absorbant l'humidité présente au sein du fluide frigorigène. Cette humidité favorise la formation d'acides, dégrade les qualités lubrifiantes de l'huile et provoque des dysfonctionnements au niveau du détendeur. Dans un deuxième lieu, le filtre sert aussi à neutraliser ces acides, ces derniers étant néfastes pour l'huile de lubrification et pour les enroulements du moteur. Il sert enfin à filtrer les particules fines, comme des copeaux de cuivre qui auraient pu s'introduire dans le circuit après une intervention. Il en existe deux modèles : à visser et à braser. Ces filtres combinent des substances comme l'alumine activée, le gel de silice et des tamis. L'encrassement du filtre peut être révélé par une trop grande perte de charge.

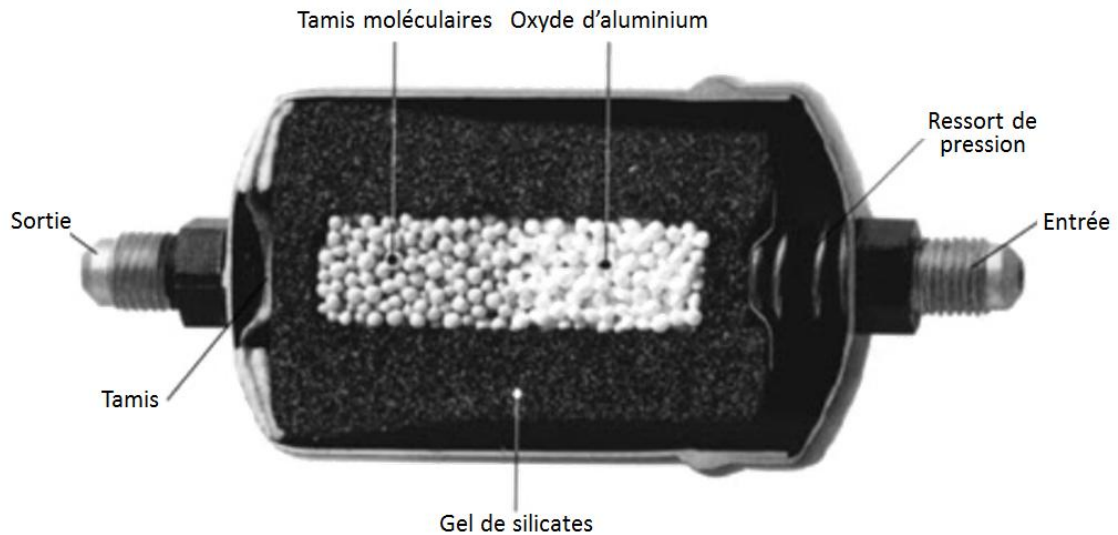


Figure 1.17 : Filtre déshydrateur à visser

3.6. Voyant liquide :

Il permet de s'assurer que le fluide frigorigène est à l'état liquide entre le condenseur et le détendeur, et de vérifier si l'humidité est présente dans le circuit. Cette dernière peut être détectée grâce à une couronne hygroscopique, un élément sensible à l'humidité, qui change de couleur selon le taux d'humidité.

3.7. Vanne électro-magnétique :

Elle interrompt l'écoulement lors de l'arrêt de l'installation juste avant le détendeur, afin d'éviter le déversement du liquide dans l'évaporateur, où il a tendance à migrer en l'absence d'obstacles.

Les **organes de régulation et sécurité** sont là pour assurer la sécurité des différents composants par rapport à une pression trop basse ou trop élevée, et à faire respecter la température de consigne à maintenir.

3.8. Pressostats :

Ils sont utilisés aussi bien en régulation qu'en sécurité. Leur fonctionnement repose sur deux valeurs de pression clés : la **valeur de de coupure**, où l'alimentation du composant concerné est coupée, et la **valeur d'enclenchement**, au-delà de laquelle le système est remis en route. Deux classes de pressostats peuvent être distinguées, ceux dont le fonctionnement est basé sur un principe mécanique et ceux dont la réaction est déclenchée par un courant électrique.

Les **pressostats mécaniques**, fonctionnent grâce à un soufflet qui se déforme sous l'effet de la pression. Celui-ci est relié à un ressort, qu'il comprime ou allonge, lui-même relié à une tige qui va permettre de maintenir le contact entre les bornes correspondantes. Les valeurs de coupure et d'enclenchement sont réglées grâce à des vis de réglage.

Les **pressostats électroniques**, eux, fonctionnent grâce à des capteurs qui vont détecter les valeurs de coupure et d'enclenchement, et un actionneur qui effectuera le branchement entre les bornes correspondantes.

Sur une installation, on peut trouver un **pressostat de sécurité basse pression**, qui est chargé de protéger le système des pressions trop basses. Lorsque la pression entre le détendeur et le compresseur chute en dessous de la valeur de coupure (pression minimum de service), l'alimentation du moteur est coupée, arrêtant le compresseur et toute l'installation. Lorsque cette pression remonte à la valeur d'enclenchement, le moteur est à nouveau alimenté, et le système se remet en marche.

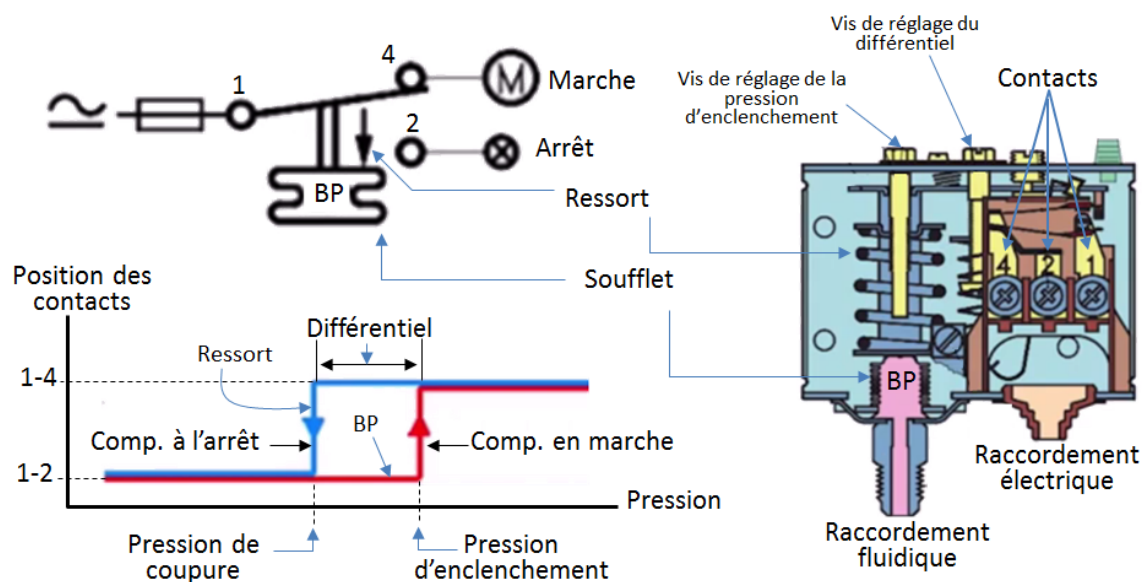


Figure 1.18 : Pressostat mécanique BP

On a également un **pressostat de sécurité haute pression**, qui protège le système contre les pressions trop élevées au niveau du condenseur. Lorsque la pression dépasse la valeur de coupure (pression maximum de service), l'alimentation du moteur est coupée. Lorsqu'elle redescend à la pression d'enclenchement, le moteur est à nouveau alimenté, remettant en marche le système.

Il existe des pressostats de sécurité haute et basse pression, où les contacts sont mis en série. Ainsi, si l'une des pressions ne respecte pas son seuil de sécurité, tout le système est mis à l'arrêt. Finalement, il peut également y avoir un **pressostat de régulation haute pression**, qui va mettre en route les ventilateurs de refroidissement des condenseurs à air d'un système de climatisation, lorsque la pression de condensation dépasse un seuil maximum (par exemple en été, quand la température ambiante augmente), une telle pression au condenseur représente dans ce cas la valeur d'enclenchement des ventilateurs. Lorsqu'elle redescend à un seuil acceptable, l'alimentation des ventilateurs est coupée.

3.9. Thermostats :

Ils sont là pour assurer que la température résultante (par exemple celle du local à refroidir) soit toujours proche de la température de consigne. Dans un thermostat mécanique, la température est prélevée grâce à un bulbe et un train thermostatique, et les bornes sont mises en contact grâce au même système soufflet-ressort-tige que dans les pressostats. Dans le cas de la production de froid, lorsque la température du local ou du fluide frigoporteur atteint la température de consigne, le système est mis à l'arrêt. Et lorsque la température remonte, et dépasse une valeur limite, le système est remis en marche. La température va ainsi osciller entre

ces deux valeurs. Dans la production de chaleur, la température d'enclenchement est la limite en dessous de laquelle la température ciblée ne doit pas descendre.

4. Défis environnementaux et énergétiques actuels du cycle à compression de vapeur :

4.1. Fluides frigorigènes et aspects environnementaux :

A leurs débuts, les systèmes à compression de vapeur fonctionnaient avec des fluides frigorigènes naturels, dont certaines propriétés posaient parfois problème, comme l'incompatibilité chimique de l'ammoniac vis-à-vis du cuivre, la toxicité et l'inflammabilité des hydrocarbures... Ces problèmes furent résolus avec l'invention des fréons en 1930, des réfrigérants synthétiques qui offrirent plus de sécurité et une meilleure efficacité dans les systèmes à compression de vapeurs. Les CFC, comme le R11 et le R12, furent les plus utilisés à l'époque. Cinquante ans plus tard, la science révélait leur impact néfaste sur l'environnement [8]. Cet impact présente deux facettes, chacune quantifiée à l'aide d'un paramètre.

Le **PRG** (potentiel de réchauffement global) mesure la capacité avec laquelle un gaz contribue au réchauffement climatique sur une période de 100 ans, cette dernière étant évaluée en unités équivalentes à celle du CO₂, pris comme référence (Le CO₂ se voit ainsi affecté par convention un PRG unitaire). Par exemple, le PRG du R134a, un fluide frigorigène courant, vaut 1430. Il a donc le même effet que 1430 kg de CO₂ sur une période de 100 ans. Ce paramètre est relié à l'effet de serre, qui est la capacité d'un gaz à absorber et retenir la chaleur dans l'atmosphère.

Le **PDO** (potentiel de destruction de la couche d'ozone de l'atmosphère) mesure le pouvoir qu'a un gaz de détruire la couche d'ozone, relativement à celui du CFC-11, qui se voit donc affecté par convention un PDO de 1. Par exemple, le HCFC-22 a un PDO de 0.05. Il a donc 20 fois moins de potentiel de destruction que le CFC-11, pour une même masse. Ce phénomène s'explique par la libération dans la stratosphère du chlore contenu dans certains réfrigérants, suite à leur dégradation par les rayons UV. Ce chlore réagit avec l'ozone et appauvrit la couche naturelle protectrice.

C'est suite aux rapports de scientifiques, de plus en plus nombreux, reliant le chlore présent dans les CFC à l'appauvrissement de la couche d'ozone qu'on a commencé sérieusement à s'intéresser à l'étude de l'impact des différents gaz entrant dans cette catégorie et qu'on a introduit le PDO comme critère quantitatif du phénomène, les CFC disposant en général d'un PDO proche de 1. La découverte d'un trou dans la couche d'ozone au-dessus de l'antarctique en 1985 [9] accélère le processus qui a abouti à l'adoption du protocole international de Montréal en 1987 [8]. C'est ainsi que l'utilisation des CFC a été progressivement réduite, avant d'être complètement bannie en 1997 [8].

De nouvelles catégories de fluides frigorigènes ont été adoptées pour remplacer les CFC. En premier lieu, il y a les HCFC comme le R22, et le R123, qui disposent de valeurs de PDO plus basses (0.05 et 0.015 respectivement). Il sont moins stables, à cause de l'hydrogène qu'ils contiennent, et par conséquent moins destructeurs que les CFC, mais ont quand même un impact non négligeable sur la couche d'ozone. C'est pourquoi, le protocole de Montréal a également

adopté une clause les interdisant à partir de 2020 [8]. Les HFC qui ont pris la relève, règlent complètement le problème lié à la destruction de la couche d'ozone, puisqu'ils ne contiennent pas de chlore. Mais on s'est vite rendu compte qu'ils font partie des gaz à effet de serre et qu'ils contribuent au réchauffement climatique. Parmi ces HFC, figure le R134a qui a été largement utilisé pour remplacer le R12 sur d'anciennes installations, une telle adaptation étant principalement rendue possible grâce leurs propriétés thermophysiques assez proches.

Les HFC sont donc des gaz à effet de serre, avec un PRG relativement élevé. De plus, ils présentent l'inconvénient supplémentaire d'une durée de vie très longue (plus de 300 ans), ce qui multiplie les dégâts qu'ils causent. L'accord de Kigali est un amendement du protocole de Montréal adopté en 2016 [8] qui tend à élargir ses objectifs pour l'abandon progressif des HFC, avec pour objectif un bannissement total d'ici 2030 [8]. En réponse à cela, les fluides frigorigènes les plus prometteurs pour remplacer les HFC sont les HFO, comme le R1234. Ces derniers présentent des durées de vie plus raisonnables, et des valeurs de PDO et PRG faibles. Mais, ils suscitent des suspicions sur plusieurs aspects sanitaires. Ils auraient un impact néfaste sur l'environnement et sur la santé humaine [10]. Bien qu'il n'existe pas encore de consensus scientifique clair sur leur toxicité, ces suspicions sont suffisantes pour que la recherche soit encouragée à se tourner vers les réfrigérants naturels. Leur exploitation est certes plus difficile, mais ils sont considérés comme la solution la plus sûre à long terme. Parmi les fluides naturels, l'ammoniac (R717) est le plus populaire, il présente des propriétés thermodynamiques avantageuses, mais également de sérieux soucis d'exploitation : toxicité (classé B1, voir le Tableau 1.1 un peu plus bas), incompatibilité avec les alliages de cuivre, température de refoulement élevée.

Cependant, le développement individuel des composants peut changer la donne. L'eau (R718) propose des propriétés intéressantes pour la compression de vapeur. Elle est inoffensive pour la couche d'ozone (PDO nul) et son PRG est inférieure à 1. Elle est disponible et présente des propriétés thermodynamiques excellentes (notamment une chaleur latente de vaporisation élevée, et une chaleur spécifique élevée, augmentant la chaleur sensible également). Elle répond également à des normes de sécurité, puisqu'elle est stable chimiquement, non toxique et non inflammable. Mais elle présente également des défis d'exploitation de taille. Elle fonctionne avec des pressions relativement basses, menant à des volumes spécifiques élevés, qui demandent des débits volumiques élevés, et donc de grands compresseurs. De plus, pour les plages de températures typiques des systèmes classiques de compression de vapeur, les taux de compression sont également élevés, demandant des modes de compression plus complexes, comme la compression multi-étagée. Les hydrocarbures (comme R600a, R290...) présentent des propriétés thermodynamiques avantageuses et des rendements énergétiques élevés, mais ils sont très inflammables à haute pression, ce qui limite leurs utilisations. Le dioxyde de carbone est considéré comme l'un des réfrigérants naturels les plus prometteurs. Il est disponible, peu coûteux, non inflammable, et faiblement toxique. Cela le rend utilisable dans les systèmes de réfrigération à grande échelle. La principale contrainte qu'il pose se trouve dans sa nécessité de très haute pression pour un bon fonctionnement, aux environs de 200 atmosphères, augmentant les coûts liés au besoin d'équipements capable de supporter ces pressions. Il est cependant très prisé dans les systèmes de réfrigérations en cascade, étant un potentiel d'application dans les cycle basse température [8].

Les fluides frigorigènes sont classés selon 6 groupes selon la norme FD E 35 430, qui visent à les catégoriser selon la sécurité que demande leur manipulation. Deux aspects majeurs sont abordés : l'inflammabilité et la toxicité. Le Tableau 1.1 explique ce classement [11].

Tableau 1.1 : Classification des réfrigérants selon leur inflammabilité et leur toxicité (norme FD E 430)

A3	B3	3 : Hautement inflammable : L est en dessous de 3,5%
A2	B2	2 : Moyennement inflammable : L est supérieure ou égale à 3,5%
A1	B1	1 : Non inflammable
A : Faiblement toxique, $C_{moy} \geq 400 \text{ ml/m}^3 \text{ n}^\circ \text{ a}$ pas d'effets défavorables sur les travailleurs sur 8h/jour	B : Fortement toxique, $C_{moy} \leq 400 \text{ ml/m}^3 \text{ n}^\circ \text{ a}$ pas d'effets défavorables sur les travailleurs sur 8h/jour	C_{moy} : Concentration moyenne dans le local L : Limite inférieure d'inflammabilité à la pression atmosphérique et à température ambiante en volume par volume d'air

Des mesures de sécurité sont prévues pour prévenir, et gérer les cas d'incendie et d'exposition aux réfrigérants toxiques. Des détecteurs fixés pour des concentrations spécifiques, reliés à des alarmes, la ventilation, ou provoquant l'arrêt automatique de l'équipement frigorifique, selon la gravité, sont installées pour éviter la propagation des gaz toxiques. Dans les deux cas d'inflammabilité et de toxicité, les procédures d'évacuation les normes de sécurité peuvent limiter la charge de fluide frigorigène maximale admise au sein d'un système.

4.2. Voies de recherches et d'améliorations :

Les systèmes à compression de vapeur sont les plus utilisés dans la production de froid. Il est donc normal que la recherche s'y intéresse. Les problèmes environnementaux actuels, liés principalement aux gaz à effet de serre, soulèvent les problématiques principales que la recherche explore. Elles se basent sur deux axes principaux. Dans un premier lieu, les systèmes actuels à compression de vapeur utilisent toujours des réfrigérants qui menacent l'environnement de par leur PRG élevé. Les nouvelles réglementations poussent à adopter de **nouveaux réfrigérants**, et la recherche évalue les performances des potentiels candidats, principalement les HFO et les réfrigérants naturels. En second lieu, les systèmes à compression de vapeur ont besoin d'énergie pour fonctionner, et cette énergie est encore globalement produite via des procédés qui libèrent des gaz à effet de serre (principalement du CO_2). Un moyen de limiter ces émissions en agissant sur les systèmes à compression de vapeur est **d'augmenter leur efficacité énergétique** afin de les rendre moins énergivores.

La méthodologie employée est généralement la même. Des paramètres d'entrée sont choisis, et les paramètres restant sont générés soit par simulation, soit via une procédure expérimentale sur un banc d'essai.

4.2.1. Développement de nouveaux réfrigérants :

De manière générale, la recherche se concentre sur l'évaluation des performances des réfrigérants détenant un PRG relativement bas, leur utilisation dans des circonstances spécifiques et leur évolution en fonction des paramètres pertinents.

C'est la démarche adoptée dans l'étude de la référence [12]. Le fonctionnement d'un système de conditionnement d'air automobile a été simulé en considérant plusieurs réfrigérants pour trouver un remplaçant au R134a. Les performances énergétiques et exergétiques du système ont été évaluées en fonction de la vitesse de rotation du compresseur pour chaque réfrigérant sélectionné. La vitesse du compresseur, entraîné par le moteur du véhicule, est dépendante du régime de fonctionnement de ce dernier. Les simulations ont été conduites sur le solveur EES. Si l'ammoniac a été le plus performant, les contraintes liées à son exploitation (Température de refoulement élevée, incompatibilité avec le cuivre, toxicité) l'ont disqualifié.

C'est le R152a, un HFC au PRG relativement bas (124), qui a été jugé comme le remplaçant le plus prometteur, étant le second réfrigérant le plus performant. L'ammoniac reste un fluide frigorigène incontournable, ayant un PRG nul et procurant des résultats très satisfaisants. Des méthodes alternatives existent pour contourner les contraintes que pose son utilisation, mais cette étude montre que le R152a peut être une bonne solution alternative si leur mise en place est impossible.

Si les HFO et les réfrigérants naturels sont les principaux sujets de ces études, d'autres types de réfrigérants sont également considérés : des HFC moins utilisés comme dans le cas précédant ou, dans le cas de l'étude menée par A. Geete et al. [13], des mélanges de réfrigérants. Ces mélanges permettent d'obtenir des caractéristiques plus avantageuses, notamment le PRG, qui est obtenu par la moyenne pondérée de la valeur de chaque composant [14]. La référence [13] qui présente une étude ayant pour but de trouver un remplaçant au R134a, a évalué les performances du R600a et de différentes combinaisons de R134a, R290 et R152a, en utilisant le logiciel EGED VCRSBR. Si le R134a reste le plus performant, le mélange R134a/R290 (85%/15%) et le R600a ont également démontré des résultats intéressants. Leur moindre impact sur l'environnement compense largement les pertes associées à une génération d'entropie plus importante. En revanche, toujours selon cette étude, le mélange R134a/R152a (85%/15%) ne semble présenter ni un avantage environnemental notable, ni une moindre génération d'entropie.

Certaines études jouent sur plusieurs fronts. C'est le cas de l'étude faisant l'objet de la référence [15], où sont abordés à la fois la question de la source d'énergie et de la nature du fluide frigorigène. La faisabilité d'un système à compression de vapeur alimenté par de l'énergie solaire est évaluée. Il fonctionne avec le R1234ze(E), un HFO au PRG relativement bas (7), et a été simulé avec les données météorologiques de Ghardaia, qui bénéficie d'un ensoleillement important. Ce réfrigérant a surpassé le R134a sur le plan environnemental et celui des performances, faisant de lui un remplaçant satisfaisant. En dépit de l'efficacité exergétique limitée due à la nature irréversible de la conversion photovoltaïque qui caractérise

le procédé, et la nature intermittente de l'énergie solaire, ce type de système semble convenir pour les endroits reculés et exposés à un fort ensoleillement comme Ghardaia.

Le seul point de vue des performances plaide souvent en faveur de l'ammoniac ou du R134a, mais les études montrent la pertinence que peuvent avoir d'autres réfrigérants comme le R152a, le R600a ou le R1234ze(E). Exploiter le potentiel qu'offre un contexte particulier, comme l'énergie solaire ou éolienne, participe également à réduire les émissions des gaz à effet de serre.

4.2.2. Optimisation de l'efficacité du système :

Le système à compression de vapeur a connu des modifications visant notamment à améliorer son efficacité énergétique. C'est ainsi que pour réaliser de très basses températures, des systèmes superposant plusieurs cycles en cascade sont utilisés dans le domaine de la liquéfaction des gaz industriels par exemple. Dans le cycle transcritique, le condenseur du cycle à compression de vapeur traditionnel est remplacé par un refroidisseur de gaz qui ramène ce dernier en-dessous de sa température critique après la compression, et permet de mieux exploiter les propriétés de certains réfrigérants comme le R744 (CO₂).

Actuellement, les recherches s'orientent vers l'introduction de nanoparticules dans les réfrigérants de base, formant des **nanoréfrigérants**. Cette procédure améliore les propriétés thermiques du fluide, tout en gardant la même structure pour le système. L'étude de la référence [16] a mené une analyse 4-E (énergie, exergie, environnement, économie) sur une sélection de combinaisons (réfrigérant/nanoparticule) pour l'un des étages d'un système cascade. C'est le couple R600/CuO qui a donné la meilleure performance, offrant une amélioration du COP et de l'efficacité exergétique de 18% et 20% respectivement. L'impact environnemental a été évalué en estimant les émissions mensuelles de CO₂ en se basant sur une production d'électricité au charbon. L'utilisation du nanoréfrigérant en question a permis une réduction des émissions de 10%. Les nanoréfrigérants sont donc une solution prometteuse pour l'amélioration de l'efficacité énergétique, mais soulève des problèmes inhérents à la nanotechnologie : garantir la stabilité de la dispersion des nanoparticules dans le fluide, éviter la dégradation du mélange sur le long terme en raison des fluctuations thermiques, contrôler l'agrégation des particules et optimiser l'utilisation de surfactants [17].

Optimisation du sous-refroidissement :

L'impact du sous refroidissement sur les performances du cycle à compression de vapeur a été mis en évidence ci-dessus dans la partie « Considérations thermodynamiques ». Dans ce paragraphe, nous allons aborder les techniques de mise en œuvre du sous-refroidissement et leur efficacité.

La régénération permet, en utilisant des échangeurs internes, de récupérer l'énergie cédée par le réfrigérant liquide en cours de sous-refroidissement pour obtenir la surchauffe de la vapeur sortant de l'évaporateur avant son admission dans le compresseur (voir Figure 1.19) ci-dessous. L'impact de la régénération sur l'efficacité du sous-refroidissement a été analysé dans une étude présentée en référence [18]. Dans cette étude, la régénération a été adoptée sur une installation de climatisation fonctionnant au CO₂, en mode sous-critique et en mode transcritique. L'étude montre que la régénération permet une réduction de la charge de frigorigène nécessaire pour atteindre la capacité frigorifique maximale. Elle montre également que si en

mode sous-critique le COP est peu amélioré, en mode trans-critique, un gain notable a été observé, allant jusqu'à 13,8%.

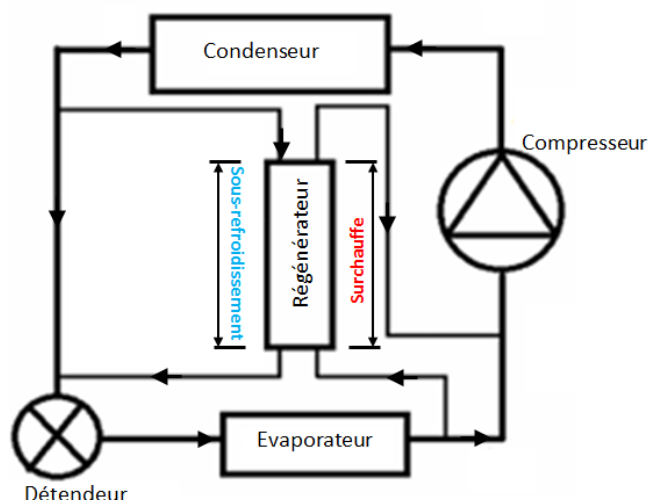


Figure 1.19 : La régénération dans un système à compression de vapeur

Le **sous-refroidissement mécanique** consiste à ajouter un cycle frigorifique secondaire dédié exclusivement au sous-refroidissement du fluide frigorigène du cycle primaire. La référence [19] présente les résultats d'une simulation du sous-refroidissement mécanique pratiqué sur un groupe de production d'eau glacée fonctionnant au R134a, résultats qui démontrent une amélioration globale des performances. Pour une charge frigorifique fixe, le COP peut ainsi être amélioré de 11%, l'efficacité exergetique de 8%, tandis que les émissions de CO₂ peuvent être réduites de 15 %. L'impact de la différence de température à la sortie de l'évaporateur secondaire, qui assure le sous-refroidissement du frigorigène primaire, a été également analysé, montrant qu'une baisse de l'efficacité de ce sous-refroidisseur entraîne logiquement une réduction du COP global du groupe. Ainsi, cette réduction du COP a été évaluée à 4% lorsque la différence de température passe de 1 à 10°C.

Le **sous-refroidissement thermoélectrique** fait appel à un module thermoélectrique (MTE), qui se base sur l'effet Peltier. Des échangeurs sont utilisés de chaque côté du MTE, l'un absorbant la chaleur du fluide frigorigène et l'autre la rejetant. La référence [20] présente une étude qui met en évidence l'importance qui doit être accordée à la conception des échangeurs associés au MTE pour améliorer son efficacité. Les meilleurs résultats ont été obtenus avec un bloc de cuivre doté d'un passage où circule le fluide frigorigène, dont le profil a été optimisé au moyen du logiciel ANSYS-FLUENT, et d'un caloduc pour dissiper la chaleur. Il est rapporté qu'un tel système permet un gain de 3% sur la valeur du COP et de 26% sur celle de la charge frigorifique. L'optimisation des échangeurs du module conduit également à une réduction de 0,8% de la pression optimale de service et une augmentation de 8 % de la tension optimale d'alimentation du MTE.

Le **stockage frigorifique** est une autre méthode utilisée en vue d'améliorer les performances d'un cycle à compression de vapeur par le contrôle du sous-refroidissement. Un système fonctionnant au R134a a été simulé avec les données climatiques correspondant au jour le plus chaud à Téhéran [21]. Aux heures creuses, le système opère en mode « charge ». Dans ce cas, la charge frigorifique dont le système est capable étant supérieure aux besoins, l'excédent de production sera stocké dans un réservoir en transformant de l'eau liquide en glace.

Le mode « décharge » est activé lorsque les besoins deviennent importants, le froid stocké est alors utilisé pour sous refroidir le fluide frigorigène, ce qui augmente la charge frigorifique du système pour lui permettre de faire face aux besoins. Le reste du temps, le système fonctionne en mode normal sans interaction avec le réservoir de stockage, la charge frigorifique produite alors correspondant exactement aux besoins. Les résultats ont montré que le COP quotidien diminue de 15% par rapport à un système conventionnel, ceci étant principalement dû à une hausse de 20% de la consommation électrique quotidienne du compresseur, surpassant le gain de charge frigorifique quotidienne de 3%. Du point de vue efficacité, ce système semble donc ne pas répondre aux attentes. Mais, les auteurs de l'étude restent convaincus que le système peut être amélioré et envisagent de mener des études complémentaires afin d'optimiser le compresseur et/ou l'évaporateur pour réduire cette hausse de consommation électrique pendant le mode « charge ». Une étude économique pourrait également être intéressante, car malgré l'efficacité réduite, la charge frigorifique quotidienne disponible reste supérieure à celle d'un système conventionnel et, en tenant compte d'un tarif réduit de l'électricité pendant les heures creuses, le système pourrait représenter une opportunité d'économie pour les consommateurs.

Réduction de la consommation d'énergie électrique :

Un autre concept intéressant d'un point de vue de l'efficacité énergétique, consiste à remplacer le détendeur isenthalpique par un détendeur adiabatique permettant de récupérer de l'énergie mécanique au cours de la détente. Comme cette énergie est négligeable devant celle consommée par le compresseur dans un système à compression de vapeur conventionnel, une simple vanne de détente (ou un tube capillaire) est utilisée pour la dissiper. Des méthodes visant à améliorer les performances globales du système en récupérant cette énergie existent. L'utilisation d'**éjecteurs** en fait partie. Un éjecteur est un dispositif au sein duquel deux écoulements, un écoulement primaire à haute pression (HP) et un écoulement secondaire à basse pression (BP), se mélangent. L'écoulement primaire se détend et s'accélère dans une tuyère, créant un effet de vide qui entraîne l'écoulement secondaire. Les deux écoulements se rejoignent dans une chambre de mélange. Lorsque le jet supersonique atteint le col qui précède le diffuseur (voir Figure 1.20), une onde de choc provoque une décélération brusque, suivie d'une récupération partielle de la pression.

Les éjecteurs procurent divers avantages dont on peut citer : simplicité, faible coût, conception ne comportant aucune partie mobile. Par ailleurs, les systèmes dans lesquels ils sont intégrés nécessitent généralement des sources de chaleur de basse température (énergie solaire, rejets thermiques), offrant un moyen supplémentaire d'augmenter leur efficacité énergétique.

Il existe diverses configurations de systèmes intégrant un éjecteur. L'implémentation de l'éjecteur suivant la configuration présentée à la Figure 1.20 ci-dessus a été évaluée avec trois HFC, qui sont le R134a, le R407c et le R410a [22]. Cette évaluation conclut à une baisse du travail consommé par le compresseur, ce qui se traduit par une augmentation du COP estimée à 9 % pour le R134a, 10 % pour le R407c et 11,5 % pour le R410a.

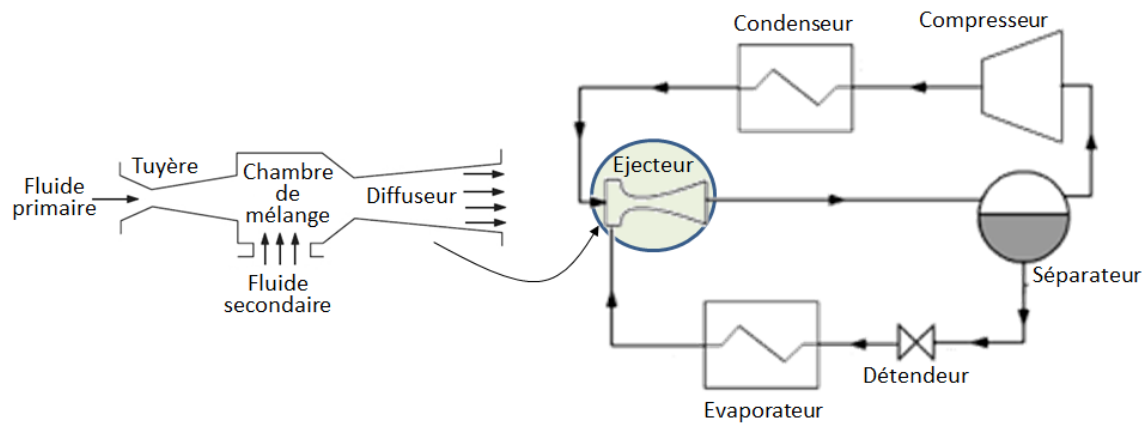


Figure 1.20 : Cycle frigorifique à compression de vapeur avec éjecteur

Une étude expérimentale testant un climatiseur de type « split-system » équipé d'un éjecteur et de deux évaporateurs conclut à une amélioration du COP de 39 % avec le R22 et de 36 % avec le R290 [23].

Conclusion :

En conclusion, les avancées actuelles concernant les systèmes utilisant la compression mécanique de vapeur pour la production du froid, n'ont nullement pour ambition de les révolutionner avec des changements spectaculaires, mais de les amener avec de subtiles modifications à devenir de plus en plus performants, tout en restant conformes à la réglementation en vigueur en matière de protection de l'environnement. C'est là même le concept derrière la transition énergétique : des petits changements qui, appliqués à grande échelle, peuvent faire une grande différence.

Chapitre 2 :

Pompe à chaleur

air/eau HILTON

R-830 :

présentation et

rétrofittage

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord présenter les caractéristiques techniques du banc d'essais de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830 telles que fournies par le fabricant avec le R12 comme fluide frigorigène. Nous ferons ensuite une description des problèmes qui font qu'actuellement le banc n'est pas exploité pour les travaux pratiques, puis nous procéderons à l'application des mesures qui seront à même de réhabiliter le banc d'essais. Nous nous limiterons ici aux mesures qui touchent directement le circuit frigorifique, y compris l'analyse des implications du rétrofitage consistant à substituer le R134a au R12. Nous laisserons au chapitre 3 les questions relatives à la conception et à la réalisation des circuits d'eau de l'évaporateur et du condenseur.

1. Présentation du banc d'essai :

Comme fluide moteur, ou fluide frigorigène, la pompe à chaleur Hilton R-830 utilise le dichloro-difluoro-méthane (CCl_2F_2), appelé Fréon 12 et noté simplement R12.

L'installation comporte principalement les composants suivants (voir la Figure 2.1 ci-dessous):



Figure 2.1 : Banc d'essai de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830

Un compresseur (1) : totalement hermétique, équipé d'un serpentin de refroidissement à bain d'huile, cylindrée $15 \text{ cm}^3/\text{tr}$, la vitesse de rotation varie en fonction de la fréquence et de la tension de l'alimentation utilisée. Dans le cas présent, l'appareil est alimenté via un disjoncteur thermique de surcharge sous une tension de 220/240 V à une fréquence de 50 Hz et la vitesse sera dans ces conditions d'environ 2800 tr/min.

Un condenseur à eau (2) : Il consiste en tubes concentriques en cuivre disposés en spirale, l'eau s'écoulant à travers l'espace annulaire et le R12 circulant à contre-courant dans le tube de plus petit diamètre. Surface totale d'échange thermique : 0.135 m^2 .

Un évaporateur à air (3) : Il consiste en une batterie de tubes horizontaux en cuivre munis de plaques en acier galvanisé au cuivre/aluminium en guise d'ailettes externes. Il est doté d'une gâche à égoutture et d'un ventilateur (échange de chaleur en convection forcée).

Un évaporateur à eau (4) : C'est également un serpentin constitué de deux tubes coaxiaux et concentriques comme le condenseur à eau, sauf que le tube de plus gros diamètre est dans ce cas en plastique transparent permettant de voir l'écoulement d'eau empruntant l'espace annulaire en contre-courant du R12 qui circule dans le tube de plus petit diamètre. Surface totale d'échange thermique : 0.135 m².

Deux clapets de non-retour (5) : Bien entendu les évaporateurs (3) et (4) ci-dessus ne sont pas traversés en même temps par le fluide au cours d'un cycle et que, un seul évaporateur est utilisé à la fois. Les clapets de non-retour permettent ainsi d'isoler l'évaporateur qui n'est pas sélectionné pour faire partie des éléments qui seront traversés par le fluide frigorigène au cours du fonctionnement du système.

Le détendeur (6) : Il est de type à commande thermostatique et équilibrage externe. Il contrôle le débit du R12 envoyé à l'évaporateur par un réglage manuel de la surchauffe.

La Vanne de dérivation (7) : C'est une vanne à trois voies qui dirige le fluide frigorigène provenant du détendeur vers l'évaporateur choisi lors d'un fonctionnement donné.

Trois débitmètres : Ce sont des appareils à flotteur (rotamètres) utilisés pour mesurer les débits d'eau au condenseur (8) et à l'évaporateur (9), ainsi que celui du R12 dans le circuit frigorifique (10). Ce dernier est étalonné pour donner une mesure correcte lorsque le R12 le traverse à l'état liquide, c'est pourquoi il est placé juste avant le détendeur, là où l'on doit s'assurer que le fluide est à l'état liquide pour un fonctionnement adéquat de l'installation.

Deux Manomètres : Mesure des pressions du fluide frigorigène à l'évaporateur (11) et au condenseur (12).

Thermomètres : Ce sont des thermomètres en verre, ils sont au nombre de onze et placés aux endroits pertinents du système pour mesurer les températures du R12 et de l'eau du côté évaporateur et du côté condenseur.

Une bouteille de R12 liquide (13) : Cette bouteille, d'une capacité supérieure à celle du reste du circuit frigorifique, garantit la libération du débit nécessaire et est indispensable pour stocker l'excédent de fluide par rapport à la quantité qui circule et se répartit dans l'ensemble des autres éléments du circuit à un instant donné, cette quantité étant variable en fonction du régime de fonctionnement.

Un Wattmètre (14) : Il permet de mesurer l'énergie électrique consommée par l'installation. Il est doté d'un disque tournant à une vitesse proportionnelle à la puissance consommée. Le nombre de tours accomplis pour une consommation de 1 kWh est indiqué sur la face avant du compteur. Pour les appareils fonctionnant en 220/240 V, le rapport est habituellement de 166.66 tr/kWh ou de 150 tr/kWh. Ces rapports donnent respectivement les constantes de compteur suivantes :

$$\frac{3.6 \cdot 10^6 (J)}{166.66 (tr)} = 21\,600 \text{ J/tr} \quad (2.1)$$

et

$$\frac{3.6 \cdot 10^6 (J)}{150 (tr)} = 24\,000 \text{ J/tr} \quad (2.2)$$

Il convient donc de vérifier la constante du compteur monté sur l'appareil avant d'effectuer les calculs de l'énergie consommée.

Dispositifs de sécurité :

Sécurité de surpression du condenseur : Quand la surpression dans le condenseur dépasse 1400 kPa au cadran (par exemple, en raison d'un débit d'eau insuffisant), le coupe-circuit de surpression se déclenche et coupe l'alimentation électrique du compresseur. Celui-ci se remet en marche dès que la pression dans le condenseur est redescendue autour de 800 kPa au cadran. On peut accélérer le redémarrage en augmentant le débit d'eau à travers le condenseur. Il est recommandé de vérifier de temps en temps le bon fonctionnement du coupe-circuit de surpression, en réduisant le débit d'eau à travers le condenseur de manière à faire monter la pression jusqu'à 1400 kPa au cadran.

Disjoncteur thermique de surcharge du compresseur : En cas de surcharge du compresseur (par exemple, en raison d'une température excessive de l'eau qui alimente le condenseur), un coupe-circuit thermique se déclenche et coupe l'alimentation électrique du compresseur. Celui-ci repart dès qu'il est suffisamment refroidi.

Tous les composants électriques sont reliés à la terre et protégés par un fusible.

2. Intervention antérieure sur le banc d'essai :

Après vingt années de fonctionnement sans problème majeur, mise à part la difficulté à disposer d'une source d'eau adéquate pour l'évaporateur à eau et le condenseur, on commençait à remarquer qu'il devenait impossible d'atteindre un fonctionnement stationnaire, surtout quand l'évaporateur à air était sélectionné. Il devenait évident que la quantité de R12 qu'il y avait dans le circuit était insuffisante. A la fin de l'année 2017/2018, on a fait appel à un technicien du froid pour la maintenance de certains équipements dont la pompe à chaleur HILTON R830. Il a procédé au contrôle du circuit frigorifique de l'appareil en présence du technicien affecté au laboratoire à l'époque, qui était lui-même un technicien du froid, et il a rechargé le circuit en R12, après avoir remplacé la bouteille de liquide par un filtre (voir la Figure 2.2 ci-dessous). Malheureusement, au début de l'année universitaire suivante, au moment de lancer les travaux pratiques, on a constaté que le circuit de l'appareil était vide. Depuis, aucune manipulation n'a pu être réalisée sur le banc dans le cadre des TP.



Figure 2.2 : Bouteille de liquide d'origine de la pompe à chaleur HILTON R830 (à gauche) et filtre désormais en fonctionnement sur l'installation (à droite)

Le remplacement de la bouteille par un filtre simple réduit considérablement la capacité de l'appareil et conduit à l'inadaptation du fonctionnement des différents composants les uns avec les autres. La bouteille est une partie essentielle qui consolide le dimensionnement du système dans son ensemble.

3. Rétrofitage du cycle frigorifique :

3.1. Détection et colmatage des fuites :

Plusieurs tentatives ont été menées en vue de localiser les points qui sont sujets aux fuites sur le circuit frigorifique, impliquant les techniciens du département et, à quelques rares occasions le technicien frigoriste que les services de l'école ont engagé à temps partiel pour la maintenance des équipements de climatisation. Les techniques utilisées à cet effet consistaient tantôt en une mise sous pression et tantôt en une mise sous vide du circuit, combinées à une application d'eau savonneuse aux endroits où les fuites se produisent habituellement (raccords, vanne de dérivation ...). Ces tentatives sont restées vaines sur une assez longue période.

Finalement, c'est au technicien du département Mourad Benkouider que revient le mérite d'avoir décelé une fuite au niveau de la valve de recharge située à l'aspiration du compresseur, valve que personne n'avait pensé à contrôler au cours des nombreuses tentatives précédentes, alors même qu'apparemment c'est l'endroit où les fuites se produisent le plus couramment [24].

Il s'agit d'une valve de type Schrader dont une vue en coupe est montrée à la Figure 2.3. Son corps métallique est directement soudé au carter du compresseur, et son noyau amovible, constitué d'une tige mobile munie d'un ressort, peut exécuter un mouvement de bas en haut, entraînant un clapet qui ouvre ou ferme la valve, selon la position de la tige, comme indiqué sur la Figure 2.4. Au repos, la valve est en position fermée, et lorsque la tige est poussée vers le bas (par l'embout d'un flexible par exemple), le clapet descend et le passage s'ouvre. Lorsque la tige est libérée, le ressort la repousse et la valve se referme. Sur la même Figure 2.4, on a indiqué au moyen de cercles en pointillé les zones potentielles où l'étanchéité a pu être compromise. Cependant, l'observation minutieuse de la valve sur notre installation a révélé que le problème provient de la tige qui ne remonte pas correctement pour refermer complètement la valve. Cela

pourrait être dû à l'accumulation de saleté, à l'usure du ressort, ou encore à une déformation de la valve.



Figure 2.3 : Vue en coupe d'une valve Schrader [24]

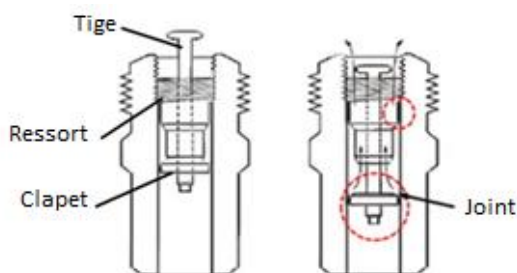


Figure 2.4 : Valve Schrader en position fermée (à gauche) et ouverte (à droite) [24]

Pour réparer la fuite, il aurait fallu procéder au remplacement du noyau de la valve ou bien changer le dispositif en entier. Ce qui aurait impliqué l'acquisition d'une valve neuve, le dessoudage de la valve défectueuse et le soudage de la nouvelle valve sur le corps du moto-compresseur. Cependant, nous avons essayé une solution temporaire consistant à étanchéifier le filetage du bouchon de fermeture avec du téflon, et cette mesure, en plus d'être rapide, s'est avérée efficace : on a rechargé le circuit et la fuite ne s'est pas reproduite (les manomètres affichaient les mêmes valeurs de la pression à chaque fois qu'on procédait à leur vérification). Le problème de la valve reste posé et nécessite une solution définitive, mais la fuite est provisoirement colmatée et ne constitue plus un obstacle pour l'exploitation du banc d'essais.

3.2. Remplacement du R12 par le R134a :

Comme cela a été mentionné dans le premier chapitre, le problème des réfrigérants au potentiel de déplétion ozonique (PDO) élevé, et plus récemment, au potentiel de réchauffement global (PRG) important est devenu de plus en plus préoccupant ces dernières décennies. La réglementation pousse à abandonner les réfrigérants obsolètes et à prendre des mesures concernant les systèmes modernes. Les possibilités mises en évidence par la recherche sont la conception de nouveaux systèmes fonctionnant avec des réfrigérants alternatifs moins nocifs pour l'environnement, et l'optimisation des systèmes dans le but de minimiser les émissions de CO₂ liées à la consommation d'énergie. Ces aspects sont pertinents lorsqu'il s'agit de la conception de nouveaux dispositifs.

Notre banc d'essais étant à l'origine conçu pour opérer avec le R12, en tant que fluide frigorigène désormais interdit pour cause d'un PDO important (0.82), nous envisageons dans le cadre de ce projet de lui substituer le R134a, qui n'a aucune incidence sur la couche d'ozone (PDO nul), en plus de présenter des propriétés thermodynamiques très proches de celles du R12, ce qui en fait un candidat parfaitement adapté pour une telle opération de substitution.

Cette démarche permet de prolonger la durée de vie de l'équipement, et est particulièrement avantageuse dans le cas présent où le but recherché revêtant un caractère pédagogique, on n'est point concernés par l'optimisation des performances du système, mais plutôt d'étudier leurs variations. Les petits écarts qui pourraient entacher les résultats expérimentaux par rapport à ceux attendus avec le R12, pour lequel le banc d'essais a été conçu et dimensionné et est donc parfaitement adapté, n'auront aucune incidence sur la pertinence des observations tirées d'expériences conduites sur l'appareil en adoptant le R134a comme fluide frigorigène.

En fait, une telle opération consistant à substituer le R134a au R12 sur d'anciens appareils est une pratique assez courante, notamment sur les appareils domestiques. Les extraits des tables des propriétés thermodynamiques des deux fluides montrent qu'elles sont très proches dans la plage de fonctionnement de la pompe à chaleur R830. Ceci implique que les conditions opératoires de l'appareil ne seront que très peu modifiées par la substitution du R134a au R12. Par conséquent, le compresseur, particulièrement sensible aux variations des paramètres, ne risquera pas de surcharge mécanique ou thermique. La performance des échangeurs ne sera pas ou ne sera que peu affectée, puisqu'ils opéreront dans des plages de température de condensation et d'évaporation similaires. Aussi, avec le R134a comme fluide de substitution, la pompe à chaleur pourra opérer de façon satisfaisante sans qu'il soit nécessaire de procéder au changement d'un quelconque composant du cycle frigorifique, sauf certains composants simples qu'il est recommandé de changer à chaque fois qu'on intervient sur le cycle, comme le filtre déshydrateur et les joints toriques [25].

3.3. Quantité de R134a avec laquelle on doit recharger l'appareil :

Les praticiens dans le domaine du froid nous apprennent que la quantité de R134a à injecter dans le circuit frigorifique de l'appareil conçu pour le R12 doit être inférieure à celle que le fabricant préconise pour ce dernier [25], [26].

Un examen des propriétés thermodynamiques des deux fluides, nous permet de comprendre cela. On voit bien sur les extraits des propriétés (Tableau 2.1, Tableau 2.2, Tableau 2.3, Tableau 2.4) que pour une température donnée, le volume spécifique de la vapeur ou du liquide est plus important pour le R134a que pour le R12. Une quantité donnée de R134a va donc occuper un volume plus important qu'une même quantité de R12. Comme la capacité du circuit est fixe, on réduit la quantité de R134a par rapport à celle du R12 afin d'éviter une surpression dans les composants, ou des fuites supplémentaires.

Le site web de l'entreprise Classic Auto Air (CAA) recommande pour le R134a une masse équivalente à 90% de la masse de R12 originelle [25]. Le fournisseur de la pompe à chaleur HILTON R830, donne dans le manuel technique de l'équipement [27], la masse de R12 avec laquelle le circuit a été chargé avant sa commercialisation : $m_{R12} = 0.75 \text{ Kg}$

La masse de R134a à introduire dans le circuit sera donc :

$$m_{R134a} = 0.9 \times m_{R12} = 0.675 \text{ Kg} \quad (2.3)$$

Le site web de TechTown Forum [26] introduit un terme correctif qui réduit davantage la valeur ci-dessus :

$$m_{R134a} = 0.9 \times m_{R12} - \frac{0.25 \text{ [lbs]}}{2.205 \text{ [lbs/kg]}} \approx 0.562 \text{ Kg} \quad (2.4)$$

**Tableau 2.1 : Table des propriétés thermodynamiques du R12 sur la plage de pressions
de fonctionnement du condenseur (générées par le logiciel RefProp)**

Température (°C)	Pression (kPa)	Masse volumique du liquide saturé (kg/m³)	Masse volumique de la vapeur saturée (kg/m³)	Volume spécifique du liquide saturé (kg/m³)	Volume spécifique de la vapeur saturée (kg/m³)
35,176	850	1273,1	48,124	0,00079	0,02078
36,095	870	1269,6	49,273	0,00079	0,020295
36,999	890	1266,1	50,425	0,00079	0,019832
37,888	910	1262,6	51,58	0,00079	0,019387
38,763	930	1259,2	52,739	0,00079	0,018961
39,624	950	1255,8	53,902	0,0008	0,018552
40,472	970	1252,4	55,068	0,0008	0,018159
41,307	990	1249,1	56,238	0,0008	0,017782
42,13	1010	1245,7	57,411	0,0008	0,017418
42,941	1030	1242,5	58,589	0,0008	0,017068
43,741	1050	1239,2	59,77	0,00081	0,016731
44,529	1070	1236	60,955	0,00081	0,016406
45,307	1090	1232,8	62,144	0,00081	0,016092
46,074	1110	1229,6	63,338	0,00081	0,015788
46,831	1130	1226,4	64,535	0,00082	0,015495
47,578	1150	1223,3	65,737	0,00082	0,015212
48,316	1170	1220,2	66,943	0,00082	0,014938
49,045	1190	1217,1	68,154	0,00082	0,014673
49,764	1210	1214	69,369	0,00082	0,014416
50,475	1230	1211	70,589	0,00083	0,014167
51,178	1250	1208	71,813	0,00083	0,013925
51,872	1270	1204,9	73,043	0,00083	0,013691
52,559	1290	1201,9	74,277	0,00083	0,013463
53,237	1310	1198,9	75,515	0,00083	0,013242
53,909	1330	1196	76,759	0,00084	0,013028
54,572	1350	1193	78,008	0,00084	0,012819
55,229	1370	1190,1	79,262	0,00084	0,012616
55,878	1390	1187,2	80,522	0,00084	0,012419
56,521	1410	1184,2	81,786	0,00084	0,012227
57,157	1430	1181,3	83,056	0,00085	0,01204
57,787	1450	1178,5	84,332	0,00085	0,011858
58,41	1470	1175,6	85,613	0,00085	0,011681
59,027	1490	1172,7	86,899	0,00085	0,011508
59,638	1510	1169,9	88,192	0,00085	0,011339
60,243	1530	1167	89,49	0,00086	0,011174
60,842	1550	1164,2	90,794	0,00086	0,011014
61,436	1570	1161,3	92,104	0,00086	0,010857
62,024	1590	1158,5	93,42	0,00086	0,010704

Tableau 2.2 : Table des propriétés thermodynamiques du R12 sur la plage de pressions de fonctionnement de l'évaporateur (générées par le logiciel RefProp)

Température (°C)	Pression (kPa)	Masse volumique du liquide saturé (kg/m ³)	Masse volumique de la vapeur saturée (kg/m ³)	Volume spécifique du liquide saturé (kg/m ³)	Volume spécifique de la vapeur saturée (kg/m ³)
-12,488	200	1435,3	11,878	0,00069671	0,084189
-11,142	210	1431,2	12,436	0,00069873	0,080413
-9,8442	220	1427,2	12,993	0,0007007	0,076966
-8,5907	230	1423,3	13,549	0,00070262	0,073808
-7,378	240	1419,5	14,104	0,00070449	0,070902
-6,2031	250	1415,8	14,659	0,00070632	0,06822
-5,0635	260	1412,2	15,212	0,00070812	0,065736
-3,9566	270	1408,7	15,766	0,00070988	0,063428
-2,8804	280	1405,3	16,319	0,0007116	0,061279
-1,833	290	1401,9	16,871	0,0007133	0,059273
-0,81247	300	1398,7	17,423	0,00071496	0,057395
0,18263	310	1395,5	17,975	0,0007166	0,055633
1,1538	320	1392,3	18,527	0,00071821	0,053977
2,1023	330	1389,3	19,078	0,0007198	0,052417
3,0294	340	1386,3	19,629	0,00072137	0,050945
3,9362	350	1383,3	20,18	0,00072291	0,049554
4,8237	360	1380,4	20,731	0,00072443	0,048237
5,6928	370	1377,5	21,282	0,00072593	0,046988
6,5445	380	1374,7	21,833	0,00072742	0,045803
7,3795	390	1372	22,384	0,00072888	0,044675
8,1986	400	1369,2	22,935	0,00073033	0,043602
9,0025	410	1366,6	23,486	0,00073176	0,042579
9,7918	420	1363,9	24,037	0,00073318	0,041603
10,567	430	1361,3	24,588	0,00073458	0,04067
11,329	440	1358,7	25,14	0,00073597	0,039778
12,078	450	1356,2	25,691	0,00073735	0,038924

Tableau 2.3 : Table des propriétés thermodynamiques du R134a sur la plage de pressions de fonctionnement du condenseur (générées par le logiciel RefProp)

Température (°C)	Pression (kPa)	Masse volumique du liquide saturé (kg/m³)	Masse volumique de la vapeur saturée (kg/m³)	Volume spécifique du liquide saturé (kg/m³)	Volume spécifique de la vapeur saturée (kg/m³)
33,473	850	1173,7	41,541	0,00085	0,024073
34,305	870	1170,3	42,553	0,00085	0,0235
35,123	890	1167	43,569	0,00086	0,022952
35,926	910	1163,7	44,589	0,00086	0,022427
36,717	930	1160,5	45,612	0,00086	0,021924
37,495	950	1157,2	46,638	0,00086	0,021442
38,261	970	1154,1	47,669	0,00087	0,020978
39,015	990	1150,9	48,703	0,00087	0,020532
39,758	1010	1147,8	49,742	0,00087	0,020104
40,489	1030	1144,7	50,784	0,00087	0,019691
41,21	1050	1141,6	51,831	0,00088	0,019294
41,921	1070	1138,5	52,881	0,00088	0,01891
42,622	1090	1135,5	53,936	0,00088	0,018541
43,314	1110	1132,5	54,995	0,00088	0,018184
43,996	1130	1129,5	56,058	0,00089	0,017839
44,669	1150	1126,5	57,126	0,00089	0,017505
45,334	1170	1123,6	58,198	0,00089	0,017183
45,99	1190	1120,6	59,274	0,00089	0,016871
46,637	1210	1117,7	60,356	0,00089	0,016568
47,277	1230	1114,8	61,442	0,0009	0,016276
47,909	1250	1112	62,532	0,0009	0,015992
48,534	1270	1109,1	63,628	0,0009	0,015716
49,151	1290	1106,3	64,728	0,0009	0,015449
49,761	1310	1103,4	65,833	0,00091	0,01519
50,364	1330	1100,6	66,944	0,00091	0,014938
50,96	1350	1097,8	68,059	0,00091	0,014693
51,55	1370	1095	69,18	0,00091	0,014455
52,133	1390	1092,2	70,306	0,00092	0,014224
52,71	1410	1089,5	71,437	0,00092	0,013998
53,281	1430	1086,7	72,573	0,00092	0,013779
53,846	1450	1084	73,715	0,00092	0,013566
54,405	1470	1081,2	74,863	0,00092	0,013358
54,958	1490	1078,5	76,016	0,00093	0,013155
55,506	1510	1075,8	77,175	0,00093	0,012958
56,049	1530	1073,1	78,34	0,00093	0,012765
56,586	1550	1070,4	79,511	0,00093	0,012577
57,118	1570	1067,7	80,688	0,00094	0,012393
57,644	1590	1065,1	81,871	0,00094	0,012214

Tableau 2.4 : Table des propriétés thermodynamiques du R134a sur la plage de pressions de fonctionnement de l'évaporateur (générées par le logiciel RefProp)

Température (°C)	Pression (kPa)	Masse volumique du liquide saturé (kg/m³)	Masse volumique de la vapeur saturée (kg/m³)	Volume spécifique du liquide saturé (kg/m³)	Volume spécifique de la vapeur saturée (kg/m³)
-10,076	200	1327,4	10,012	0,00075337	0,099877
-8,8344	210	1323,4	10,489	0,00075562	0,095334
-7,6377	220	1319,6	10,966	0,0007578	0,091191
-6,4824	230	1315,9	11,442	0,00075994	0,087395
-5,3653	240	1312,3	11,918	0,00076202	0,083906
-4,2837	250	1308,8	12,394	0,00076406	0,080685
-3,235	260	1305,4	12,869	0,00076606	0,077704
-2,217	270	1302,1	13,345	0,00076801	0,074937
-1,2277	280	1298,8	13,82	0,00076993	0,07236
-0,26521	290	1295,7	14,295	0,00077181	0,069955
0,67206	300	1292,6	14,77	0,00077366	0,067704
1,5856	310	1289,5	15,245	0,00077548	0,065594
2,4768	320	1286,5	15,721	0,00077727	0,063611
3,3469	330	1283,6	16,196	0,00077904	0,061744
4,1969	340	1280,8	16,671	0,00078077	0,059983
5,0281	350	1278	17,147	0,00078249	0,058319
5,8412	360	1275,2	17,623	0,00078418	0,056744
6,6372	370	1272,5	18,099	0,00078585	0,055252
7,417	380	1269,9	18,575	0,00078749	0,053835
8,1812	390	1267,2	19,052	0,00078912	0,052488
8,9306	400	1264,7	19,529	0,00079073	0,051207
9,6658	410	1262,1	20,006	0,00079232	0,049985
10,388	420	1259,6	20,483	0,00079389	0,04882
11,096	430	1257,1	20,961	0,00079545	0,047707
11,792	440	1254,7	21,439	0,00079699	0,046643
12,477	450	1252,3	21,918	0,00079852	0,045625

3.4. Problème possible avec l'huile de lubrification du compresseur :

Dans un système frigorifique, le fluide frigorigène entraîne dans sa circulation une petite quantité d'huile hors du compresseur, à travers le circuit. Même dans un compresseur alternatif, où l'huile est censée rester dans le carter, donc hors de la zone de passage du fluide frigorigène, une petite quantité finit toujours par s'introduire dans la chambre de compression à travers le jeu de fonctionnement cylindre/piston.

Dans les systèmes conçus pour le R12, la lubrification du compresseur est accomplie avec de l'huile minérale. Or, cette huile n'est pas miscible dans le R134a (sa miscibilité est seulement de 1 à 4 % selon la température [28]). La miscibilité de l'huile dans le fluide frigorigène lui permet d'être emportée par ce dernier à travers le circuit et ramenée efficacement dans le compresseur. Dans un système fonctionnant au R134a, l'huile minérale ne circule donc pas correctement à travers le circuit. Elle peut rester piégée dans les échangeurs, surtout l'évaporateur, où la température est à son niveau le plus bas dans le système. L'efficacité de l'évaporateur se dégrade alors, et la quantité d'huile présente dans le compresseur devient insuffisante pour assurer une bonne lubrification, ce qui peut finir par lui causer des grippages et des endommagements irréversibles.

Le problème est que dans le cas de la pompe à chaleur HILTON R830, on a affaire à un compresseur de type hermétique et il est difficile de procéder au changement de l'huile dans ce type de compresseur, la procédure étant complexe et nécessitant de dessouder le boîtier pour y accéder. Le processus consiste ensuite à vidanger l'ancienne huile, la remplacer par la bonne quantité de la nouvelle huile, recommandée par le fabricant, et de s'assurer qu'il n'y a plus d'humidité dans le système avant de le recharger en fluide frigorigène. Une solution radicale, mais courante avec les compresseurs hermétiques, serait de le remplacer carrément par un compresseur chargé avec une huile adaptée pour le R134a.

3.5. Implications concernant les instruments de mesure :

3.5.1. Thermomètres et manomètres :

Les thermomètres et les manomètres ne sont pas affectés par le rétrofitage, car leurs principes de mesure ne dépendent pas du fluide utilisé.

Les thermomètres fonctionnent selon le principe de l'équilibre thermique. Le liquide thermométrique, qui ne se met à aucun moment en contact direct avec le fluide frigorigène au cours des prises de température, subit des dilatations et des contractions selon la température du médium avec lequel il est mis en contact thermique et non physique. Cette prise de mesure est donc clairement indépendante des propriétés physico-chimiques du médium dont le thermomètre capte la température. Le manomètre, quant à lui, est sensible à la force exercée par le fluide sur une membrane.

3.5.2. Rotamètre :

En revanche, le *rotamètre*, qui est un débitmètre à flotteur, nécessite une attention particulière. Il est formé d'un tube en forme de cône (plus large en haut qu'en bas), monté à la verticale, dans lequel est introduit un flotteur, un petit corps solide, métallique ou en plastique, qui repose au bas du tube en l'absence d'écoulement. Lorsque le fluide arrive par le bas, il

pousse le flotteur vers le haut. Celui-ci se stabilise à une certaine hauteur, proportionnelle au débit, lorsque la poussée d'Archimède P_A et la force de pression dynamique F_p (toutes les deux dirigées vers le haut), compensent le poids du flotteur P_f .

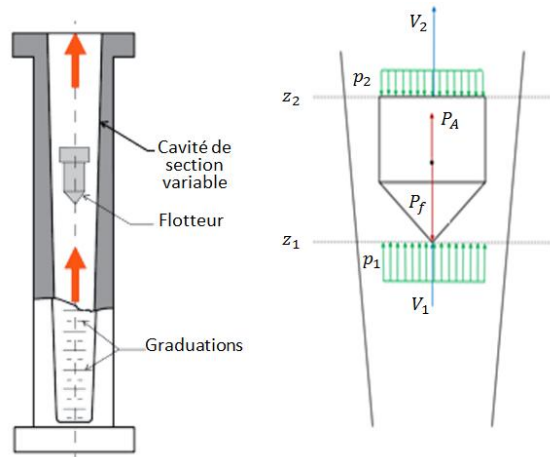


Figure 2.5 : Paramètres entrant en jeu sur le flotteur dans le rotamètre

Là on voit très bien que les forces de contact qui agissent sur le flotteur dépendent des propriétés du fluide, notamment sa masse volumique et   un moindre degré sa viscosité (qui n'intervient pas ici car on néglige le frottement). Il est donc nécessaire de corriger les indications du rotamètre qui sont relatives à des valeurs de débits de R12.

Le rotamètre étant situé en aval du condenseur, le fluide doit le traverser à l'état liquide. D'après la Figure 2.5 ci-dessus, en appliquant le théorème de Bernoulli au volume de contrôle de fluide compris entre les sections 1 et 2 délimitant le flotteur, on peut écrire :

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_r V_1^2 + \rho_r g z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_r V_2^2 + \rho_r g z_2 \quad (2.5)$$

Où :

z_1 et z_2 : Hauteurs correspondant à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle.

p_1 et p_2 : Pressions du fluide en amont et en aval du flotteur respectivement.

V_1 et V_2 : Vitesse d'écoulement en amont et en aval du flotteur respectivement.

ρ_r : Masse volumique du fluide à la sortie du condenseur.

Le flotteur étant assez petit, on peut négliger sa hauteur, et poser $z_1 = z_2$. L'équation (2.5) devient alors :

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_r V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_r V_2^2 \quad (2.6)$$

On obtient ainsi la chute de pression Δp à travers le flotteur :

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{1}{2} \rho_r (V_2^2 - V_1^2) \quad (2.7)$$

La conservation du débit pour un fluide incompressible nous permet d'écrire :

$$V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 \quad (2.8)$$

Où :

S_1 et S_2 sont les sections de passage en amont et en aval du flotteur respectivement

En combinant les équations (2.7) et (2.8) ci-dessus, on peut éliminer la vitesse V_2 pour exprimer la chute de pression en termes de V_1 , de ρ_r et des sections S_1 et S_2 :

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho_r V_1^2 \left(\frac{S_1^2}{S_2^2} - 1 \right) \quad (2.9)$$

Finalement, on aboutit à l'expression suivante de la vitesse du fluide en amont du flotteur:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_r}} \sqrt{\frac{1}{\frac{S_1^2}{S_2^2} - 1}} \quad (2.10)$$

Expression qu'on peut mettre sous la forme :

$$V_1 = K \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_r}} \quad (2.11)$$

où K est une fonction qui ne dépend que de la géométrie du flotteur et qui a pour expression :

$$K = \sqrt{\frac{1}{\frac{S_1^2}{S_2^2} - 1}} \quad (2.12)$$

Le débit massique de fluide sera alors donné par l'équation :

$$\dot{m}_r = \rho_r V_1 S_1 = K S_1 \sqrt{2\rho_r (\Delta p)} \quad (2.13)$$

Une autre expression pour la différence de pression Δp peut être déduite de la condition d'équilibre mécanique du flotteur (Figure 2.5), soit :

$$P_f + F_{P2} = P_A + F_{P1}$$

qui s'exprime comme suit :

$$\rho_f \cdot \vartheta \cdot g + p_2 \cdot S_f = \rho_r \vartheta g + p_1 \cdot S_f \quad (2.14)$$

où ρ_f et S_f sont la masse volumique et la section du flotteur respectivement et ϑ son volume.

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{(\rho_f - \rho_r)\vartheta g}{S_f} \quad (2.15)$$

L'équation (2.13) du débit massique de fluide devient à présent :

$$\dot{m}_r = \rho_r V_1 S_1 = K S_1 \sqrt{2 \rho_r \frac{(\rho_f - \rho_r)\vartheta g}{S_f}} \quad (2.16)$$

Cette dernière expression peut être mise sous la forme :

$$\dot{m}_r = K S_1 \sqrt{\frac{2\vartheta g}{S_f}} \sqrt{\rho_r (\rho_f - \rho_r)} = C \sqrt{\rho_r (\rho_f - \rho_r)} \quad (2.17)$$

où C est une fonction caractéristique du flotteur qui ne dépend que de la matière dont il est constitué et de sa géométrie. Elle a pour expression :

$$C = \sqrt{2\vartheta g \frac{S_1^2}{S_f \left(\frac{S_1^2}{S_2^2} - 1 \right)}} \quad (2.18)$$

Pour une même lecture sur le rotamètre avec deux fluides A et B différents, les débits correspondants donc :

$$\dot{m}_A = C \sqrt{\rho_A (\rho_f - \rho_A)} \quad (2.19)$$

Et

$$\dot{m}_B = C \sqrt{\rho_B (\rho_f - \rho_B)} \quad (2.20)$$

En divisant membre à membre ces deux dernières équations, on aura :

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \sqrt{\frac{\rho_A (\rho_f - \rho_A)}{\rho_B (\rho_f - \rho_B)}} = \left(\sqrt{\frac{\rho_A}{\rho_B}} \right) \cdot \left(\sqrt{\frac{(\rho_f - \rho_A)}{(\rho_f - \rho_B)}} \right) = C_1 \cdot C_2 \quad (2.21)$$

En posant que le fluide A représente le R134a et le fluide B le R12, on aura :

$$C_1 = \sqrt{\frac{\rho_{R134a}}{\rho_{R12}}} \quad \text{et} \quad C_2 = \sqrt{\frac{(\rho_f - \rho_{R134a})}{(\rho_f - \rho_{R12})}} \quad (2.22)$$

D'après les indications portées sur le rotamètre lui-même, son étalonnage est obtenu sur du R12 liquide à une température de 30°C. A cette température, les valeurs des masses volumiques du R134a et du R12 sont (d'après REFPROP) :

$$\rho_{R134a} = 1187.5 \text{ kg/m}^3 \quad \text{et} \quad \rho_{R12} = 1292.7 \text{ kg/m}^3$$

On aura donc pour la constante C_1 , la valeur suivante :

$$C_1 = 0.9584 \quad (2.23)$$

Le flotteur est fabriqué en un matériau plus lourd que le fluide, d'après le catalogue Fischer & Porter [29], les matériaux les plus courants utilisés pour ces flotteurs sont l'acier inoxydable, le laiton et le bronze. La constante est évaluée pour ces trois matériaux et les résultats sont portés au Tableau 2.5 suivant :

Tableau 2.5 : Valeurs de la constante C_2 selon le matériau de fabrication du flotteur du rotamètre [5]

Matériau du flotteur	Masse volumique ρ_f [Kg/m ³]	C_2
Acier inoxydable	7900	1.0079
Laiton	8530	1.0072
Bronze	8800	1.0070

Comme on peut le voir sur ce tableau, quel que soit le matériau dont le flotteur est constitué, la valeur de la constante C_2 reste très proche de l'unité. On peut donc considérer que $C \approx C_1$ et utiliser la formule suivante pour corriger la valeur lue du débit pour le R134a:

$$\dot{m}_{R134a} = 0.9584 \cdot \dot{m}_{R12} = 0.9584 \cdot \dot{m}_{lu} \quad (2.24)$$

Conclusion :

L'analyse que nous avons menée dans ce chapitre a montré que le remplacement du R12 par le R134a ne pose pas de problème majeur aux fonctionnalités du banc d'essais. Mis à part le fait qu'il serait souhaitable de trouver un moyen pour adapter le système au R134a en ce qui concerne l'huile de lubrification, à présent que la fuite a été localisée et qu'une solution bien que provisoire a été trouvée pour la colmater, l'étape suivante est de charger le circuit en R134a puis de procéder aux essais de validation, une fois que les circuits d'eau sont réalisés et rendus fonctionnels.

Chapitre 3 :
Conception et
réalisation des
circuits d'eau de
l'évaporateur et
du condenseur

Introduction :

L'alimentation en eau du condenseur et de l'évaporateur à eau doit provenir d'une source externe au banc d'essai. Depuis son installation, il a été alimenté à partir des réseaux de distribution d'eau qui desservent le laboratoire. Au début, c'était le prolongement jusqu'au laboratoire d'une branche du réseau de distribution d'eau potable de l'Ecole. Mais suite à une inondation survenue à cause d'un robinet laissé ouvert alors que l'eau était coupée, le directeur de l'époque avait pris la décision d'isoler le laboratoire du réseau général de l'Ecole, arguant qu'une autre inondation accidentelle pouvait provoquer une catastrophe étant donné que le transformateur d'un réseau électrique important de l'école est installée sous le laboratoire. On a alors utilisé un réseau secondaire locale qui puise dans le réservoir du laboratoire d'hydraulique. Mais là encore, à cause de fuites qu'on ne parvenait pas à colmater définitivement dans ce réservoir, il était vide assez souvent. On a ensuite opté pour le raccordement de la pompe de puisage au réseau général pour alimenter le laboratoire via ce réseau secondaire. Cependant, ces solutions n'ont jamais été tout à fait satisfaisantes. Tout d'abord, quand on s'alimente sur le réseau de distribution de l'Ecole, on ne peut faire les TP que quand le réseau est sous pression. Et quand la pression est insuffisante, on a parfois recours à l'utilisation d'un surpresseur, mais alors il est impossible de stabiliser les débits sur l'appareil. D'un autre côté, lorsque le banc est alimenté avec l'eau du réservoir d'hydraulique, les équipements traversés par cette eau (les rotamètres, l'évaporateur, le condenseur, le serpentin de refroidissement de l'huile du compresseur) et les tuyauteries de très faible diamètre qui raccordent entre eux ces équipements, subissent l'encrassement dû aux impuretés charriées par l'eau qui, parfois stagne dans le réservoir pendant des mois. Voilà dans quelles conditions a opéré le banc d'essais depuis son installation.

A l'occasion de la présente réhabilitation, un système autonome est envisagé pour faire circuler l'eau vers l'évaporateur et le condenseur, puis la recueillir à la sortie en vue d'une réutilisation ultérieure. Dans ce qui suit, nous allons décrire la conception des éléments constitutifs du système, puis les différentes étapes de sa réalisation.

1. Conception du système des circulations d'eau à travers la pompe à chaleur :

Le système doit comporter deux réservoirs : un pour alimenter les échangeurs du banc d'essais, un autre pour recueillir les rejets à leur sortie des échangeurs.

Les deux réservoirs doivent être surélevés d'une hauteur suffisante par rapport au sol, pour permettre d'essuyer le sol en dessous sans qu'il soit nécessaire de les déplacer, mais également afin d'élever le niveau d'aspiration de la pompe prévue pour faire circuler l'eau à travers le banc. Un support a donc été conçu à cet effet pour chacun des deux réservoirs. Il est constitué simplement de palettes (comme on peut le voir à la Figure 3.1), sur lesquelles reposent des supports pré-réalisés (Figure 3.2). Les deux blocs destinés à recevoir chacun un réservoir, sont reliés par deux cornières, et des planches y sont superposées afin de répartir uniformément la pression des réservoirs (Figure 3.3). Les dimensions d'ensemble tiennent compte du diamètre des réservoirs et d'un intervalle suffisant aménagé entre les réservoirs de façon à permettre d'installer facilement la tuyauterie d'aspiration de la pompe.

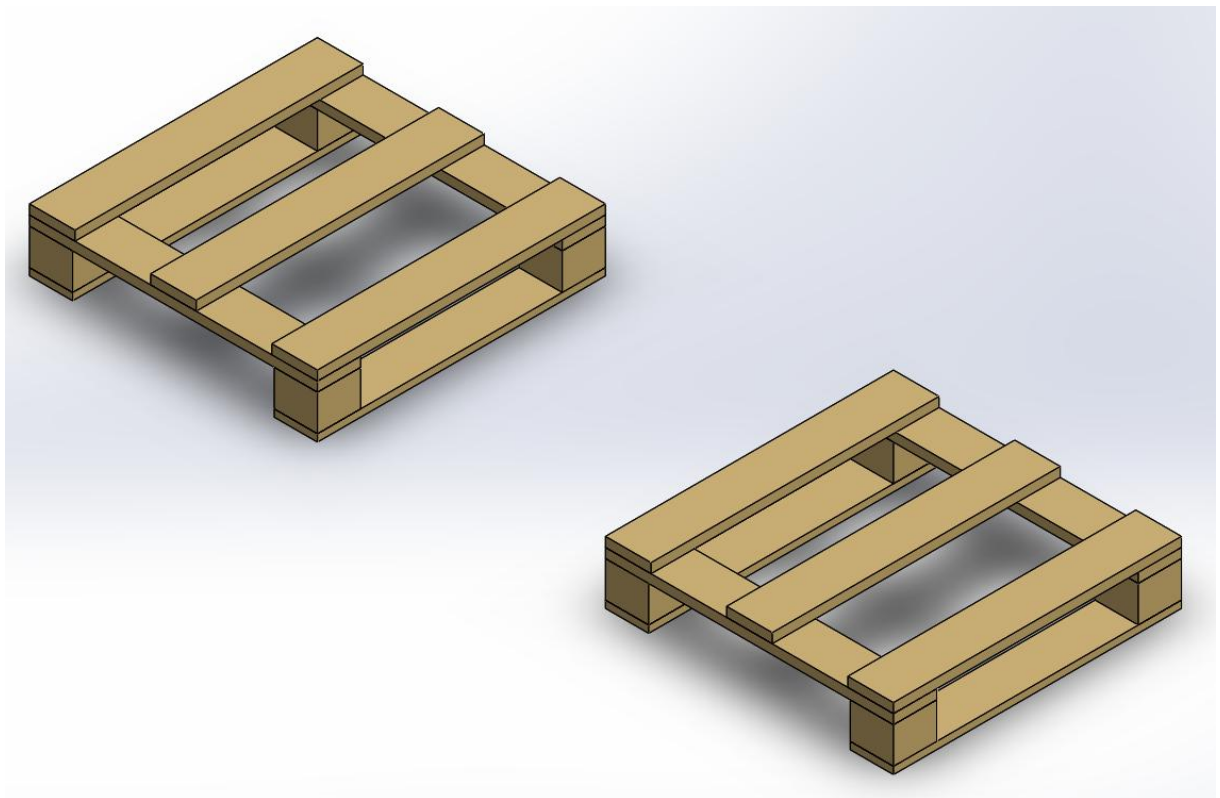


Figure 3.1 : Palettes constituant la base du support

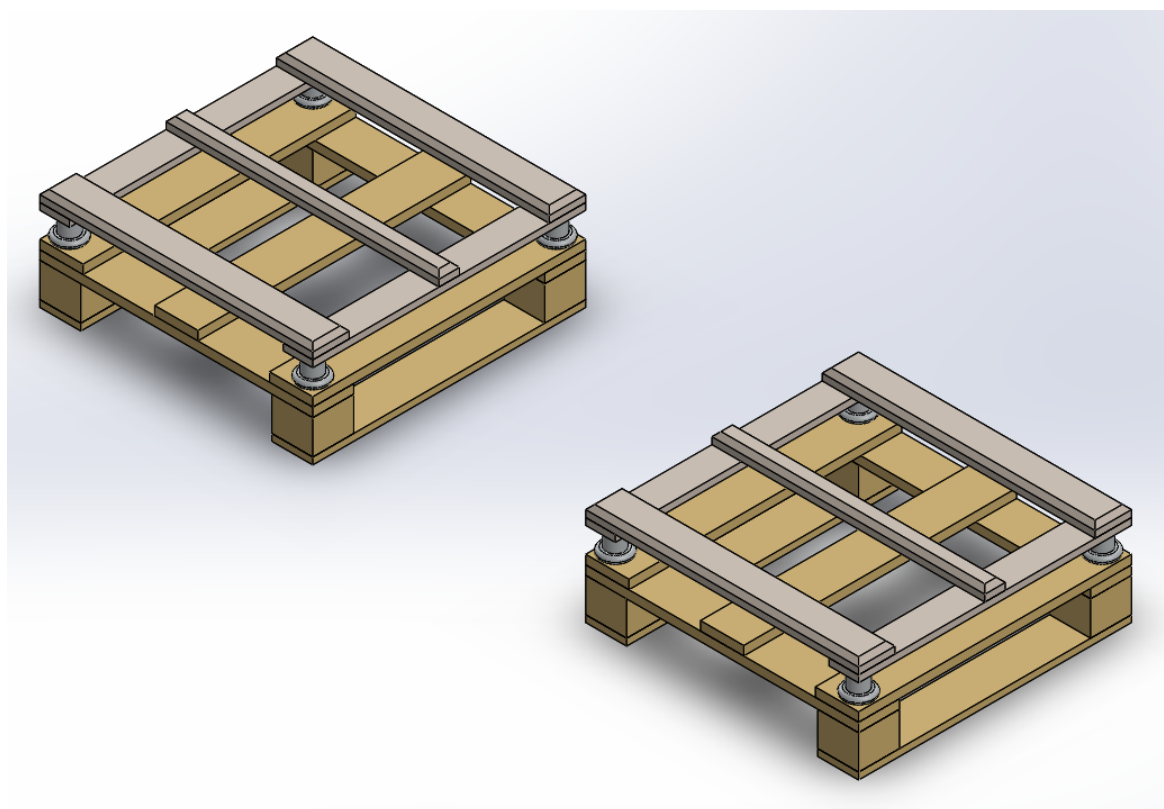


Figure 3.2 : Supports pré-réalisés sur palettes

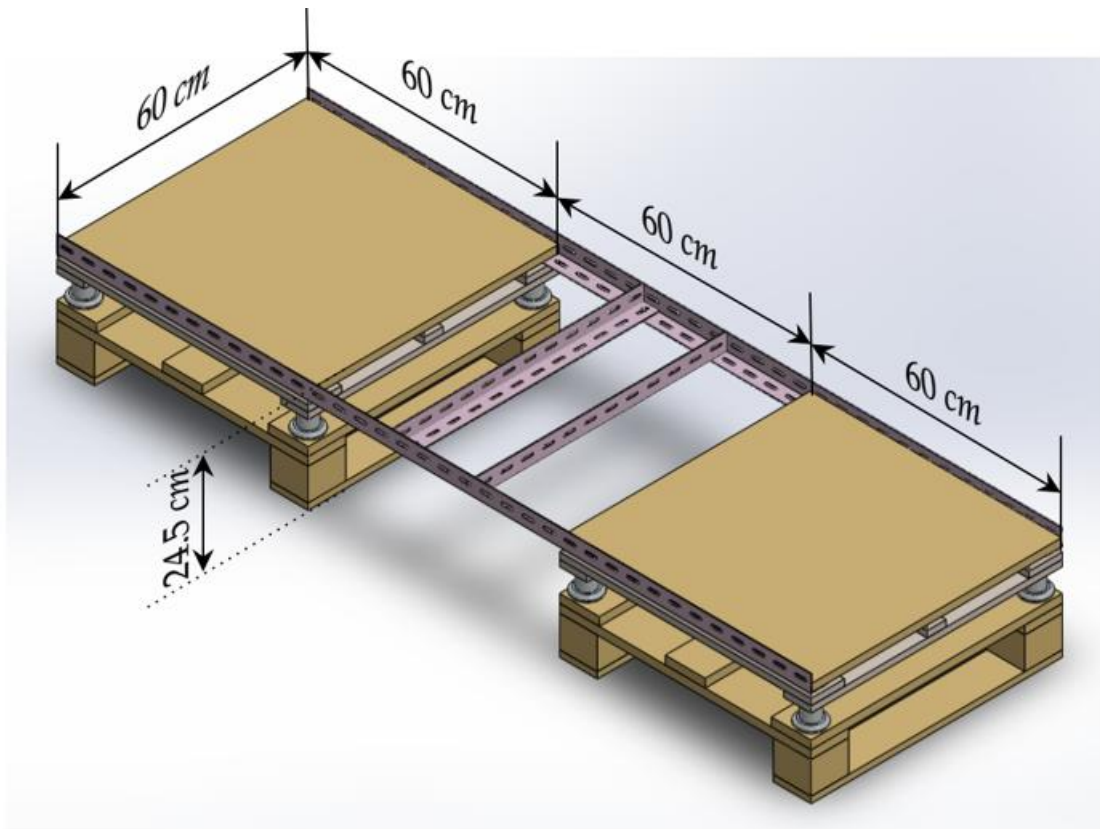


Figure 3.3 : Bloc de supports rigide pour des deux réservoirs

Une fois les supports réalisés, la tuyauterie des circulations d'eau peut être conçue à son tour. A cet effet, on procèdera en deux temps :

- Choix du système de tuyauterie des circulations d'eau.
- Calcul de la puissance maximum de pompage nécessaire pour vaincre les pertes de charge des circuits hydrauliques ainsi choisis.

2. Choix du système de tuyauterie des circulations d'eau :

Le banc d'essai repose sur une table (Figure 3.4), et les différents blocs sont disposés comme indiqué à la Figure 3.5 tandis que la Figure 3.6 montre un schéma hydraulique d'ensemble du système conçu. Le réservoir d'alimentation (R_A) est placé à gauche sur le schéma, tandis que le réservoir de rejet (R_R) est placé à droite. Les hauteurs situant les sorties d'eau vers la pompe et les retours d'eau vers les réservoirs sont indiquées à la Figure 3.7.

Le schéma de conception (Figure 3.6) montre les différents points et tronçons du réseau hydraulique. Pour alimenter la pompe à chaleur, la pompe (P) aspire l'eau à partir du réservoir (R_A) au point de puisage A à travers la vanne V_1 ouverte dans ce cas, la vanne V_2 étant fermée. L'eau traverse alors successivement les Tés B et C (la vanne de vidange V_4 étant fermée dans ce cas, puis la pompe (P) avant d'aboutir à travers le tronçon DE au Té F, d'où une partie du débit sera dirigée vers l'évaporateur en empruntant la ligne FGHI, tandis que la partie restante fera sa route vers le condenseur suivant la ligne FG'H'I' (le tronçon F'WX étant dans ce cas isolé grâce à la vanne V_3 qui doit être fermée dans ce cas). Ainsi, l'évaporateur à eau et le condenseur de la pompe à chaleur sont alimentés en eau avec des débits réglables au niveau des

rotamètres prévus sur l'appareil à cet effet. A sa sortie J de l'évaporateur et O du condenseur, l'eau est acheminée vers le réservoir de rejet R_R suivant les lignes JKLMN et OPQRSTU respectivement.

Au terme d'une séance de travaux pratiques, la partie la plus importante de l'eau se retrouve dans le réservoir de rejet R_R . Afin de préparer la prochaine séance de travaux pratiques, On ferme toutes les vannes, y compris celles des rotamètres, puis on ouvre les deux vannes V_2 et V_3 et on met en marche la pompe, permettant ainsi le re-transvasement de l'eau du réservoir de rejet R_R vers le réservoir d'alimentation R_A , suivant la ligne VBCDEFF'WX.

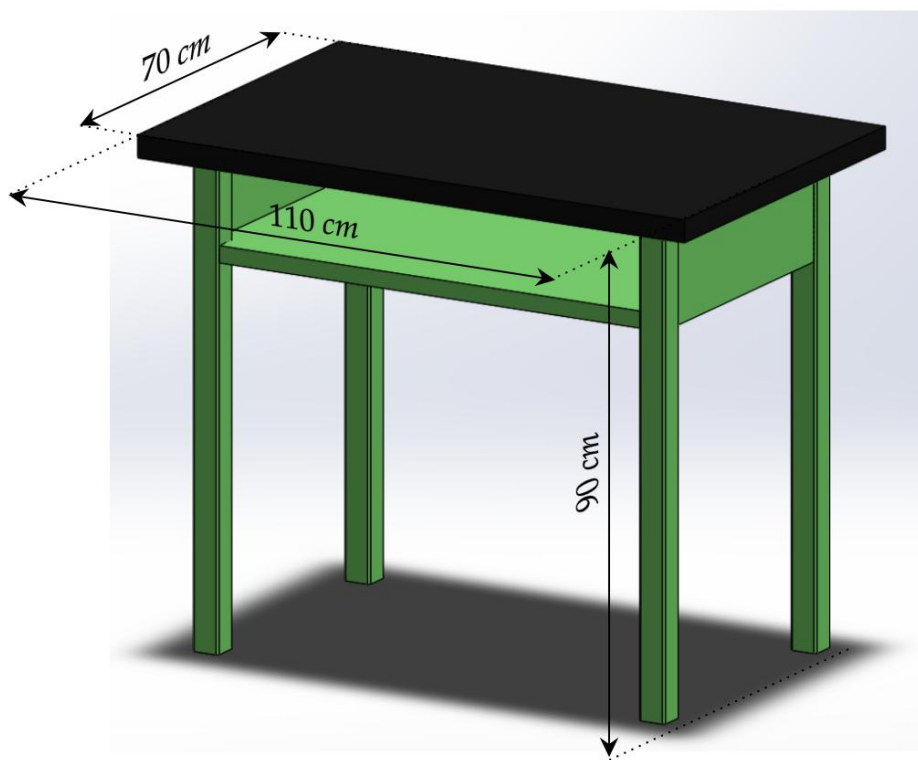


Figure 3.4 : Table destinée à porter la pompe à chaleur

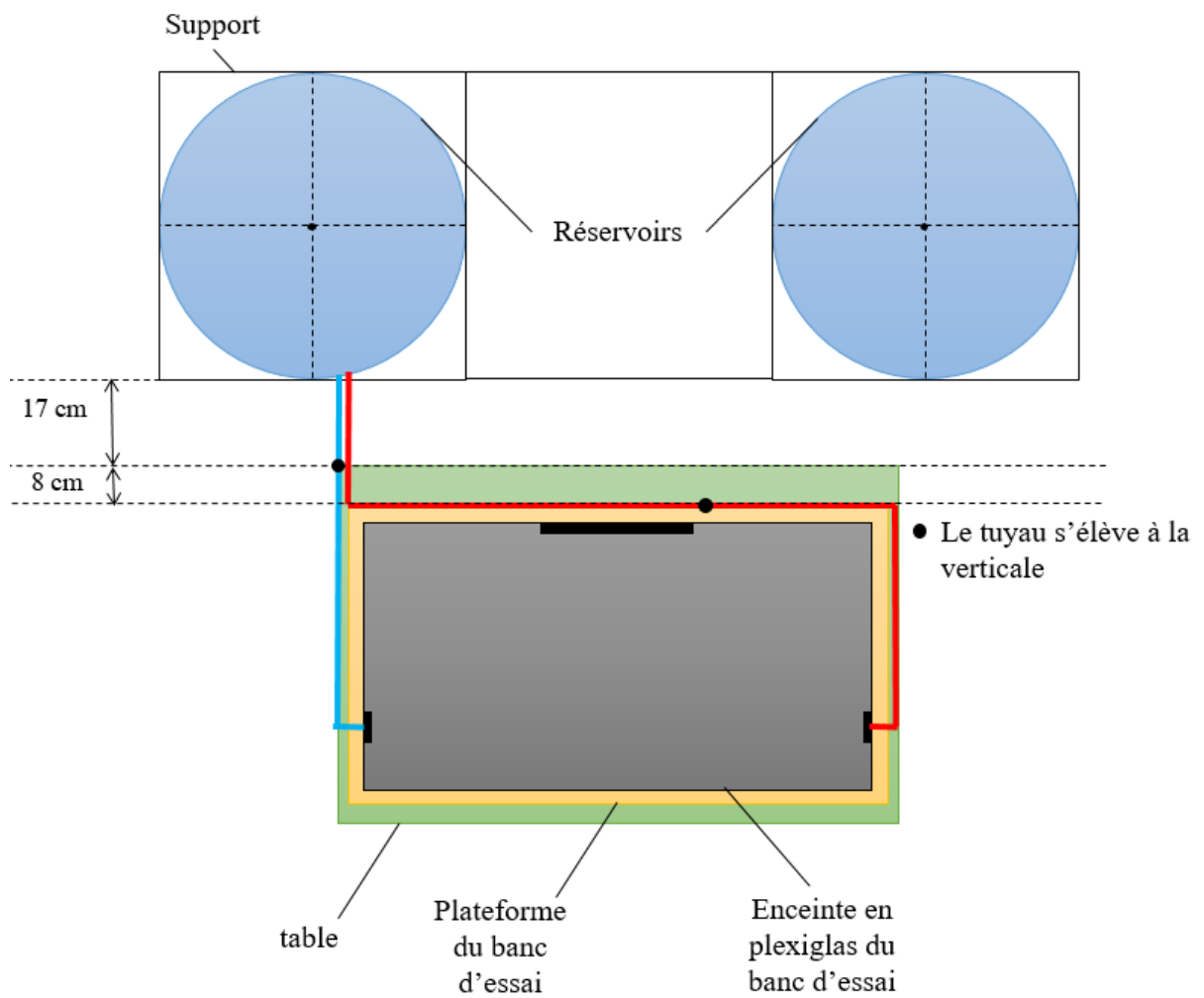


Figure 3.5 : Disposition générale d'ensemble

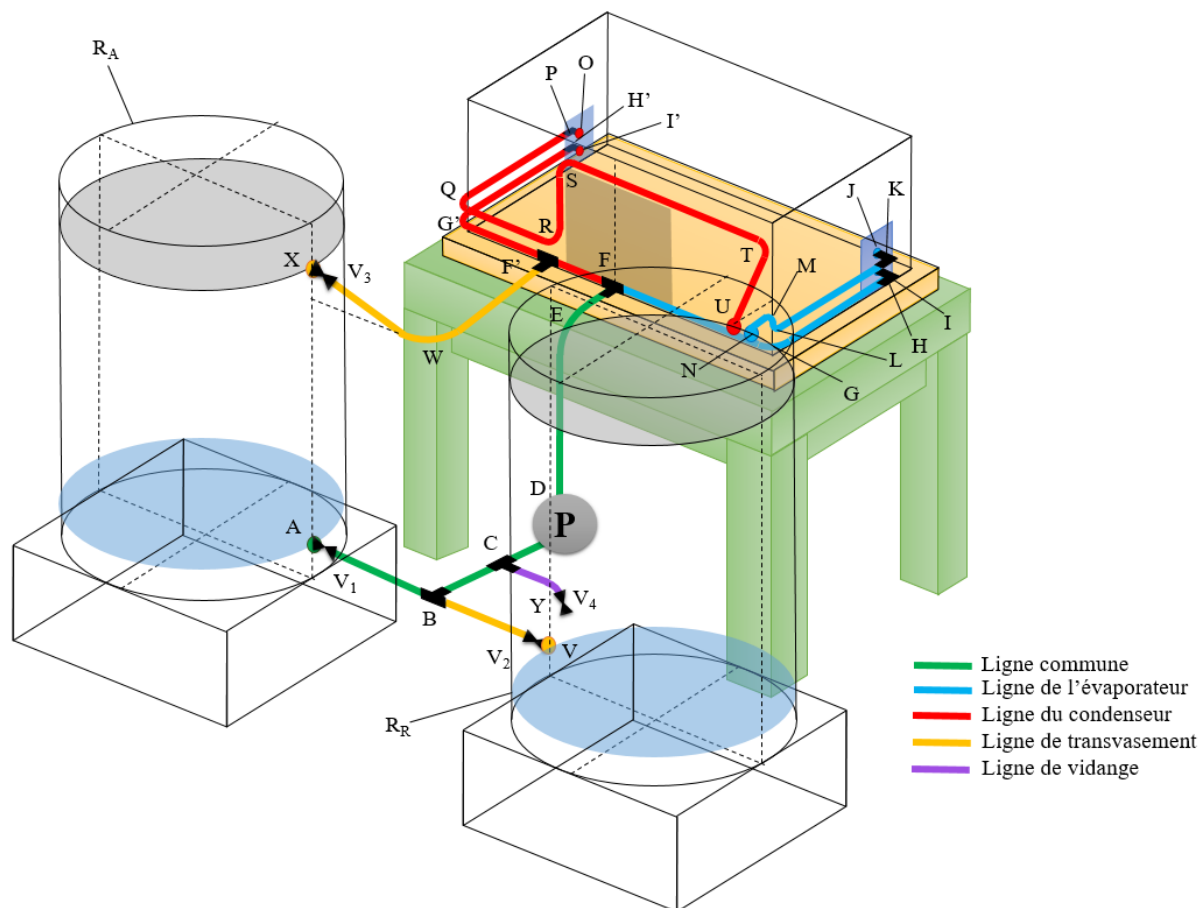


Figure 3.6 : Disposition schématique d'ensemble du réseau hydraulique des circulations d'eau

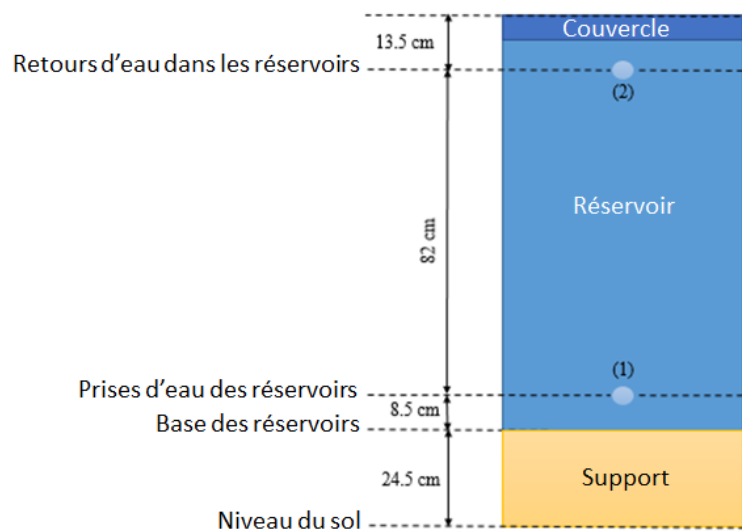


Figure 3.7 : Hauteurs caractéristiques au niveau des réservoirs

Les longueurs des différents tronçons de conduites, mesurées sur place, sont données au Tableau 3.1 ci-dessous :

Tableau 3.1 : Longueurs caractéristiques du réseau hydraulique externe du banc d'essai

	Segment	Longueur [cm]
Ligne commune	AB	30
	BD	47
	DE	62
	EF	8
	L_{comm}	147
Ligne du condenseur	FG'	50
	G'H'	40
	H'I'	4.5
	OP	4.5
	PQ	40
	QR	35
	RS	21
	ST	65
	TU	26.93
	Total L_{cond}	286.93
Ligne de l' évaporateur	FG	50
	GH	40
	HI	4.5
	JK	4.5
	KL	40
	LM	11
	MN	25
	Total L_{evap}	175

3. Calcul de la puissance minimum nécessaire de la pompe :

Cette étape consiste à **calculer les pertes de charges** sur chacune des lignes pour un débit maximum, et ainsi calculer la puissance nécessaire associée à ses pertes, en prenant également en compte la hauteur statique, afin de s'assurer que la pompe choisie dispose d'une puissance suffisante pour vaincre la résistance caractéristique du système.

A noter que le calcul se fait en simulant le fonctionnement principal du circuit d'eau. Les vannes V_2 , V_3 et V_4 sont donc fermées.

Les propriétés du fluide utilisées dans les calculs sont estimées à une température ambiante de 25°C et à la pression atmosphérique (conditions ambiantes standards) [30] :

- Masse volumique : $\rho_w = 997.1 \text{ kg/m}^3$.
- Viscosité dynamique : $\mu_w = 0.0008905 \text{ Pa.s}$.

D'après les expériences déjà effectuées par le passé sur le banc d'essai, les débits d'eau maxima qui permettent une exploitation adéquate du potentiel expérimental de la pompe à chaleur HILTON R830 sont :

$\dot{V}_C = 20 \text{ mL/s}$ pour le condenseur,

et $\dot{V}_e = 30 \text{ mL/s}$ pour l'évaporateur,

donnant donc un débit total maximum devant circuler dans la branche commune du réseau hydraulique :

$$\dot{V}_t = 50 \text{ mL/s}$$

C'est sur ces débits qu'on se basera dans les calculs qui seront menés tout au long de cette section.

Le tuyau utilisé est un multicouche PEX-AL-PEX de RIFENG, dont le diamètre interne est :

$$D = 0.4 \text{ in} \approx 10.13 \text{ mm} \text{ (Mesure approchée au pied à coulisse).}$$

Pour ce matériau, la fiche technique disponible fournit pour la rugosité, une valeur [31] :

$$\varepsilon = 0.7 \text{ }\mu\text{m}.$$

3.1. Partie externe du réseau hydraulique :

3.1.1. Pertes par frottements :

Ces pertes peuvent être calculées en utilisant l'équation de Darcy-Weisbach pour une conduite de section circulaire :

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.1)$$

On distingue trois zones dans la partie externe du réseau hydraulique. Une ligne commune qui achemine un débit de 50 mL/s, et les lignes spécifiques de l'évaporateur et du condenseur, où les débits sont de 30 mL/s et 20 mL/s respectivement. Les calculs doivent donc être faits dans ces 3 tronçons séparément. La vitesse et le nombre de Reynolds sont calculés au moyen des formules :

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_w A_c} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D^2} \quad (3.2)$$

$$Re = \frac{\rho_w V D}{\mu_w} \quad (3.3)$$

Le coefficient de frottement, nécessaire au calcul des pertes de charge régulières (linéaires), est ensuite calculé selon le régime d'écoulement du fluide :

Régime laminaire ($Re < 2000$) : Dans ce cas le coefficient est donné par :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.4)$$

Régime turbulent ($Re > 2900$) : Dans ce cas, la formule implicite de Colebrook [32] est un outil puissant, puisqu'elle englobe tous les cas (conduite lisse et rugueuse) [33]. Une valeur

initiale peut être obtenue à partir du diagramme de Moody, qui est une représentation graphique de la formule implicite de Colebrook. Cette formule donnera par la suite une valeur plus précise du coefficient de frottement:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D} + \frac{2.51}{Re} \cdot \frac{1}{\sqrt{f}} \right] \quad (3.5)$$

Régime transitoire ($2000 < Re < 2900$) : Dans ce cas, l'écoulement oscille entre laminaire et turbulent. Il n'existe pas de formule spécifique pour le calcul dans ce régime, on utilisera donc la formule de Colebrook également.

Les résultats des calculs sont récapitulés dans le Tableau 3.2 :

Tableau 3.2 : Valeurs des paramètres nécessaires au calcul des pertes par frottement dans le circuit externe pour chaque ligne

Ligne	Ligne commune	Ligne du condenseur	Ligne de l'évaporateur
Diamètre [mm]	10.13		
Débit volumique [mL/s]	50	20	30
Vitesse du fluide [m/s]	0.62	0.25	0.38
Nombre de Reynolds	7036.8	2814.7	4222.1
Régime	Turbulent	Transitoire	Turbulent
Formule utilisée pour le coefficient de frottement	Colebrook	Colebrook	Colebrook
Valeur initiale de f (Diag. de Moody)	0.035	0.04	0.041
Coefficient de frottement (équation)	0.0341	0.0444	0.0393
Longueur du tronçon [m]	147	286.93	175
Perte de charge linéaire [m]	0.1009	0.0403	0.0497

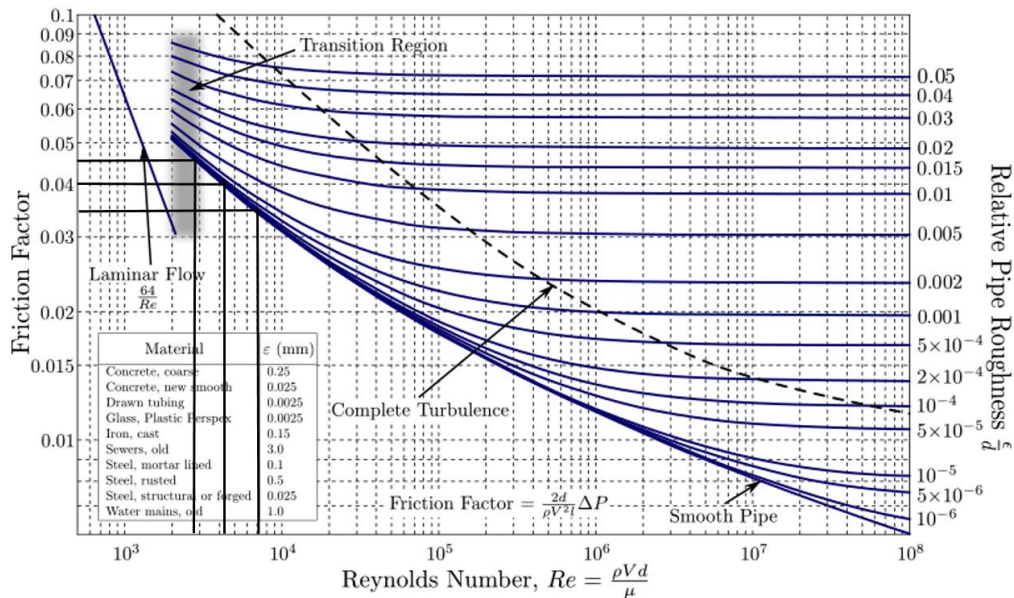


Figure 3.8 : Diagramme de Moody pour l'extraction des valeurs initiales dans le calcul des coefficients de frottement

3.1.2. Pertes de charge singulières :

Comme indiqué sur le schéma de la Figure 3.6, de nombreuses singularités sont présentes sur le réseau (entrées, coudes, tés, raccord avec ou sans changement de section,...), et les pertes de charge associées à ces singularités doivent être calculées. La formule utilisée pour ce calcul est la suivante :

$$h_s = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.6)$$

où K est un coefficient de perte de charge qui dépend de la singularité.

Coudes à 90° : Il existe des coudes à raccords filetés, et à raccords bridés. Le premier est plus adapté aux petits diamètres, comme dans le cas présent. Comme il s'agit d'une petite installation avec de faibles débits, on a opté pour des coudes à rayon court afin d'optimiser l'utilisation des espaces, même s'ils sont moins avantageux d'un point de vue des pertes de charge. Le diagramme suivant permet d'obtenir le coefficient de perte de charge correspondant.

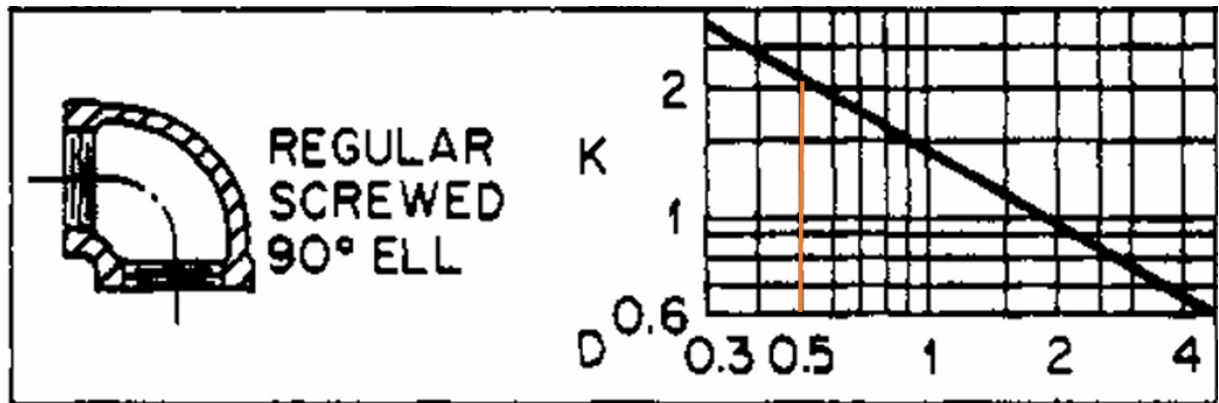


Figure 3.9 : Diagramme du coefficient de perte de charge K pour un coude à 90° à raccords filetés en fonction du diamètre intérieur [34]

Donc :

$$K \approx 2.1 \quad (3.7)$$

D'un autre côté, un manuel technique de calcul des pertes de charge [35] donne la formule suivante pour le calcul du coefficient de perte de charge pour un coude standard 90° :

$$K = 30f \quad (3.8)$$

Le résultat est donc différent pour chaque ligne, les résultats sont détaillés dans le Tableau 3.3.

Tés : Là encore, on travaille sur des tés à raccords filetés. D'après le manuel de calcul des pertes de charge [36], le coefficient K dépend du cas auquel on a à faire : écoulement dans l'axe (le flux traverse en ligne droite), et écoulement en dérivation (l'écoulement bifurque sur la branche latérale). D'un autre côté, il dépend de la fraction de débit qui entre dans chaque branche lors de la subdivision de l'écoulement.

On aura donc un coefficient pour chacun des cas suivants :

Point B : écoulement en dérivation, tous les débits va dans la branche BC (La vanne V_2 est fermée)

$$K_B = 1.28 \quad (3.9)$$

Point C : écoulement dans l'axe, tout le débit va dans la branche CD (La vanne V_4 est fermée)

$$K_C = 0.04 \quad (3.10)$$

Point F : deux écoulements en dérivation, la subdivision du débit se fait à 60% et 40%.

$$K_F = 0.89 + 0.95 = 1.84 \quad (3.11)$$

Point F' : écoulement dans l'axe, tout le débit va dans la branche F'G' (La vanne V_3 est fermée)

$$K_{F'} = 0.04 \quad (3.12)$$

Cintrages à 90° : Ces singularités provoquent des pertes moins importantes qu'un coude, puisque la conduite change de direction progressivement. Mais pour majorer les pertes de charge, le coefficient sera évalué comme celui d'un coude.

Raccord avec changement de section : Aux entrées dans la partie du réseau qui intégrée à la pompe à chaleur, on assiste à une contraction de la conduite, tandis qu'aux sorties de cette même partie, on assiste cette fois-ci à un élargissement de la conduite. Le diamètre intérieur de la réduction est mesuré à la valeur $d = 4.9 \text{ mm}$. Pour travailler avec la vitesse de l'écoulement dans la partie de la singularité de plus gros diamètre (diamètre du multicouche), on utilise les formules issues du manuel technique de calcul des pertes de charge fourni par la référence [35]. Ces formules sont données comme suit :

Pour les contractions :

$$K_D = \frac{0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}{\left(\frac{d}{D}\right)^4} = \frac{0.5 \left(1 - \frac{4.9^2}{10.13^2}\right)}{\left(\frac{4.9}{10.13}\right)^4} = 7.00 \quad (3.13)$$

Pour les élargissements :

$$K_D = \frac{\left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2}{\left(\frac{d}{D}\right)^4} = \frac{\left(1 - \frac{4.9^2}{10.13^2}\right)^2}{\left(\frac{4.9}{10.13}\right)^4} = 10.72 \quad (3.14)$$

Sortie du réservoir : Elle peut être considérée comme une contraction soudaine de la section de passage de l'écoulement avec $D \gg d$, on aura alors :

$$K_d = K_D \left(\frac{d}{D}\right)^4 = 0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \rightarrow 0.5 \quad (3.15)$$

Entrée du réservoir : Elle peut également être considérée comme un élargissement soudain avec $D \gg d$, on aura :

$$K_d = K_D \left(\frac{d}{D}\right)^4 = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \rightarrow 1 \quad (3.16)$$

Raccords de pompe : Le raccord à l'aspiration de la pompe est un élargissement brusque 15/26. Celui au refoulement est une contraction brusque 26/15. Le même manuel technique que ci-dessus [35] donne les formules :

✓ au refoulement de la pompe :

$$K_d = 0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = 0.45 \quad (3.17)$$

✓ à l'aspiration de la pompe :

$$K_d = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 = 0.34 \quad (3.18)$$

Vannes : Les vannes choisies sont mises en place de sorte à faire fonctionner le banc d'essai ou transvaser le contenu du réservoir de rejet dans le réservoir d'alimentation. Comme le débit d'eau sur chaque ligne est contrôlé par les rotamètres déjà présents sur le banc, des vannes tout-ou-rien sont suffisantes. Le type de vanne choisi doit répondre aux critères suivants :

- Vanne tout-ou-rien
- Vanne manuelle (pour faciliter les manipulations)
- Perte de charge associée limitée

Les vannes les plus courantes utilisées dans le type d'application comme la nôtre, sont les **vannes à guillotine**, les **vannes à papillon** et les **vannes à boisseau sphérique**. La vanne à papillon est plus adaptée aux grands diamètres. De plus, elle est caractérisée par d'importantes pertes de charge. La vanne à guillotine est plus adaptée aux applications où un réglage du débit est nécessaire. Il reste donc la vanne à boisseau sphérique, dont la manipulation se fait en tournant le manche sur un quart de tour [35]. Le coefficient de perte de charge correspondant est prélevé sur le diagramme correspondant :

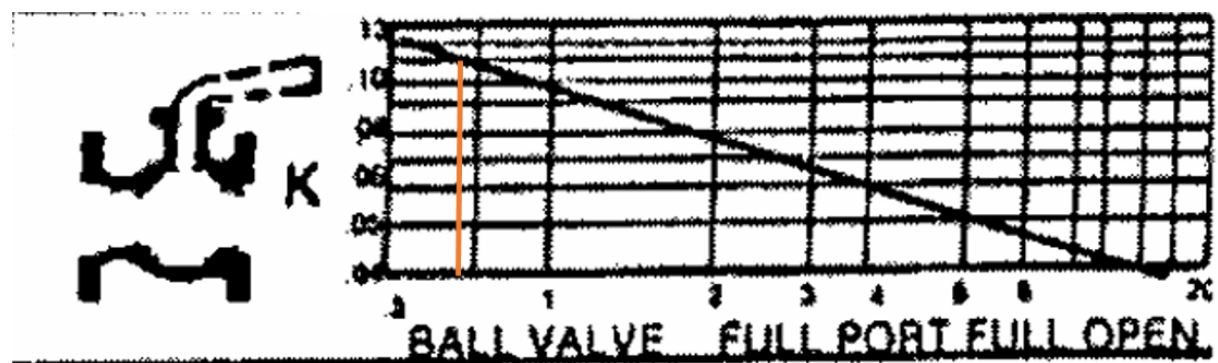


Figure 3.10 : Diagramme du coefficient de perte de charge K pour une vanne à boisseau sphérique en fonction du diamètre intérieur de la conduite [34]

$$K = 0.11 \quad (3.19)$$

Le manuel technique [35] donne également la formule suivante :

$$K = 3f \quad (3.20)$$

Le Tableau 3.3 ci-dessous récapitule les résultats concernant les coefficients de perte de charge associés aux différentes singularités. Les calculs sont détaillés plus bas. Les diagrammes utilisés sont tirés de l'ouvrage intitulé « Pump Handbook » [34], et des formules utilisées sont tirées du manuel technique déjà mentionné plus haut [35].

Tableau 3.3 : Valeurs des coefficients de perte de charges des différentes singularités

	Localisation	Singularité	Formules	Diagrammes	Moyenne
Ligne commune	A	Entrée (contraction)	0.5	/	0.5
	V ₁	Vanne	0.11	0.11	0.11
	B	Té, écoulement en dérivation	1.28	/	1.28
	C	Té, écoulement dans l'axe	0.04	/	0.04
	D	Raccords de pompe	0.45 + 0.34	/	0.79
	E	Cintrage 90°	1.03	2.1	1.57
	F	Té, écoulement en dérivation (subdivision de l'écoulement)	1.84	/	1.84
	Coefficient de pertes de charge total				6.11
	Vitesse [m/s]				0.62
	Pertes de charge singulières [m]				0.12
Ligne de l' évaporateur	G	Cintrage 90°	1.19	2.1	1.65
	H	Coude 90°	1.19	2.1	1.65
	I	Raccord (Contraction de section)	7.00	/	7.00
	J	Raccord (Elargissement de section)	10.72	/	10.72
	K	Coude 90°	1.19	2.1	1.65
	L	Cintrage 90°	1.19	2.1	1.65
	M	Cintrage 90°	1.19	2.1	1.65
	N	Elargissement (l'eau est rejetée à l'atmosphère)	1	/	1
	Coefficient de pertes de charge total				26.92
	Vitesse [m/s]				0.38
Ligne du condenseur	Pertes de charge singulières [m]				0.20
	F'	Té, écoulement dans l'axe	0.04	/	0.04
	G'	Cintrage 90°	1.34	2.1	1.72
	H'	Coude 90°	1.34	2.1	1.72
	I'	Raccord (Contraction de section)	7.00	/	7.00
	O	Raccord (Elargissement de section)	10.72	/	10.72
	P	Coude 90°	1.34	2.1	1.72
	Q	Cintrage 90°	1.34	2.1	1.72
	R	Cintrage 90°	1.34	2.1	1.72
	S	Cintrage 90°	1.34	2.1	1.72
	T	Cintrage 90°	1.34	2.1	1.72
	U	Elargissement (l'eau est rejetée à l'atmosphère)	1	/	1
	Coefficient de pertes de charge total				30.78
	Vitesse [m/s]				0.25
	Pertes de charge singulières [m]				0.10

3.2. Partie du réseau hydraulique intégrée à la pompe à chaleur :

Pour évaluer les pertes de charge de la partie du réseau hydraulique intégrée à la pompe à chaleur on dispose des informations suivantes :

- ✓ Les conduites de circulation d'eau partout sauf à travers l'évaporateur sont en cuivre, dont la rugosité peut être fixée à $\varepsilon_{\text{cuivre}} = 0.0014986 \text{ mm}$ [37]. Leur section est circulaire, et leur diamètre extérieur est mesuré à une valeur de $1/4 \text{ in}$ (6.5 mm), comme indiqué dans la Figure 3.11.
- ✓ Les diamètres intérieurs et extérieurs des échangeurs ont également été mesurés et sont portés à la Figure 3.12. L'eau y circule toujours à travers la section annulaire.
- ✓ Les dimensions des tubes étant normalisées, et les épaisseurs des tubes nécessaires pour le calcul du reste des paramètres (diamètre hydraulique, section de passage) n'étant pas mesurables, elles sont donc évaluées d'après des valeurs basées sur TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) [6], et des catalogues de fabricants de ce type de conduites [38], [39]. Lesdites épaisseurs sont indiquées sur la Figure 3.11 et la Figure 3.12.
- ✓ Sur ces conduites, on distingue deux lignes indépendantes. Celle du condenseur, qui inclut une partie destinée à refroidir l'huile du compresseur, et celle de l'évaporateur.
- ✓ Ces conduites causent des pertes de charge par frottement qui peuvent être assez importantes étant donné leur diamètre intérieur assez petit, mais également des pertes singulières dues aux conduites cintrées, aux raccords et aux coudes, ainsi qu'aux débitmètres à flotteur.
- ✓ L'échangeur à l'intérieur du compresseur n'est pas accessible (compresseur hermétique) et le manuel technique de l'installation ne mentionne pas ses dimensions ou autres informations. Sa géométrie est donc considérée comme indiquée sur le schéma du manuel technique de la pompe à chaleur (voir Figure 3.13 ci-après) : deux tuyaux en U, donc un tuyau dont la longueur totale est évaluée à quatre fois la largeur du compresseur, cintré à trois endroits différents.
- ✓ Les pertes de charge dans les échangeurs hélicoïdaux, le condenseur et l'évaporateur, sont calculées au moyen de corrélations spécifiques à cette géométrie.

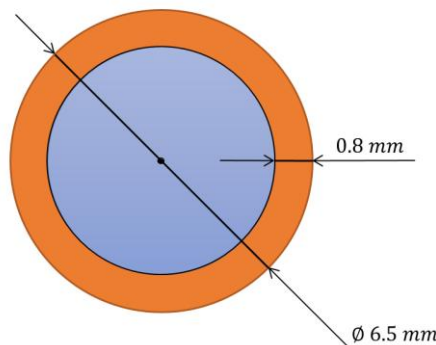
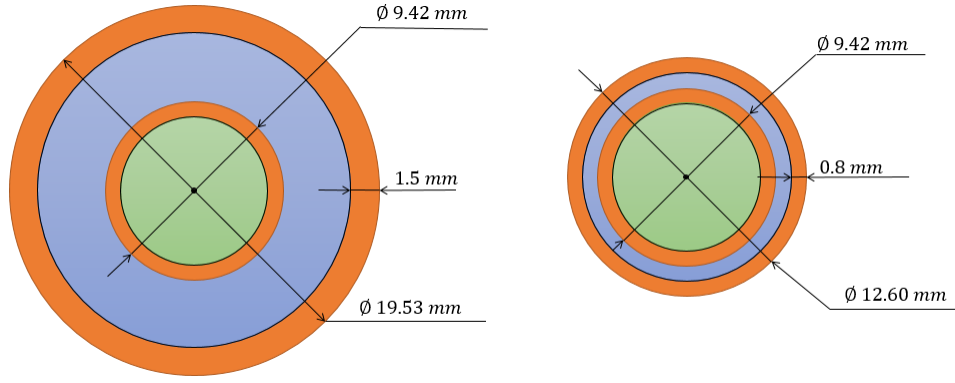


Figure 3.11 : Dimensions de la section des conduites d'eau en cuivre de la partie intégrée du réseau hydraulique



**Figure 3.12 : Dimensions de la section des tubes coaxiaux des échangeurs :
évaporateur (à gauche), condenseur (à droite)**

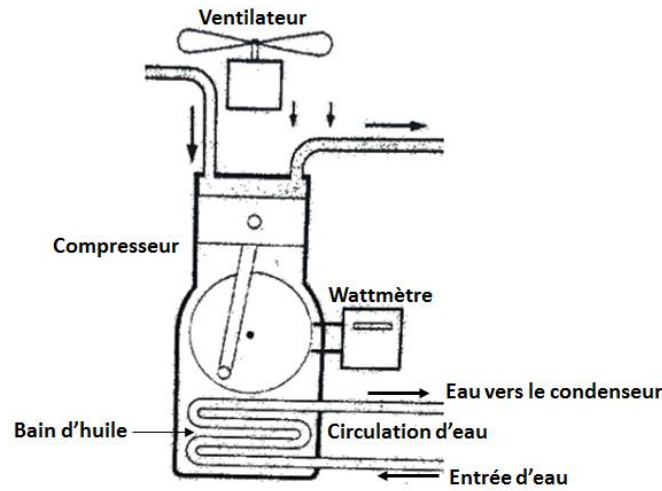


Figure 3.13 : Schéma de l'échangeur huile/eau logé dans le carter du compresseur
[27]

3.2.1. Pertes dans les conduites :

Pertes linéaires : A nouveau, l'équation de Darcy-Weisbach est utilisée. On distingue les pertes sur chacune des lignes.

$$h_{f,t,cond,int} = \left(f_t \frac{L_t + L_{t,comp}}{D_{h,t}} \frac{V_{t_i}^2}{2g} \right)_{cond} \quad (3.21)$$

$$h_{f,t,evap,int} = \left(f_t \frac{L_t}{D_{h,t}} \frac{V_{t_i}^2}{2g} \right)_{evap} \quad (3.22)$$

La longueur du tuyau passant à l'intérieur du compresseur est calculée comme suit :

$$L_{t,comp} = 4 \times 0.2 = 0.8 \text{ m} \quad (3.23)$$

où la valeur de 0.2 m représente la largeur du compresseur, 4 est le nombre de passage que l'échangeur fait.

On peut obtenir une mesure approximative de la longueur des conduites de raccordement en cuivre à l'aide d'un mètre ruban. Afin de comptabiliser les pertes dans les débitmètres, la longueur de la conduite à l'intérieur de celui-ci est comptabilisée comme un tronçon de conduite de raccordement. La section du débitmètre étant plus large que celle de la conduite, la perte de charge peut être ainsi majorée. On peut alors considérer qu'elle inclut également celles dues aux raccords des extrémités de l'instrument, ainsi que les changements de directions. Ces mesures prises, on obtient :

$$L_{t,cond} = 2.65 \text{ m} \quad (3.24)$$

$$L_{t,evap} = 1.74 \text{ m} \quad (3.25)$$

Les mêmes formules que dans le cas de la partie externe du réseau sont utilisées ici pour donner les résultats portés au Tableau 3.4.

Tableau 3.4 : Valeurs des paramètres nécessaires au calcul des pertes par frottement dans les conduites d'acheminement du circuit interne pour chaque ligne

Ligne	Ligne du condenseur	Ligne de l'évaporateur
Diamètre [m]	4.9	
Vitesse du fluide [m/s]	1.06	1.59
Nombre de Reynolds	5819	8728.5
Régime	Turbulent	Turbulent
Formule utilisée	Colebrook	Colebrook
Coefficient de frottement (Moody)	0.038	0.032
Coefficient de frottement (équation)	0.0362	0.0325
Pertes de charge linéaires [m]	1.4584	1.4876

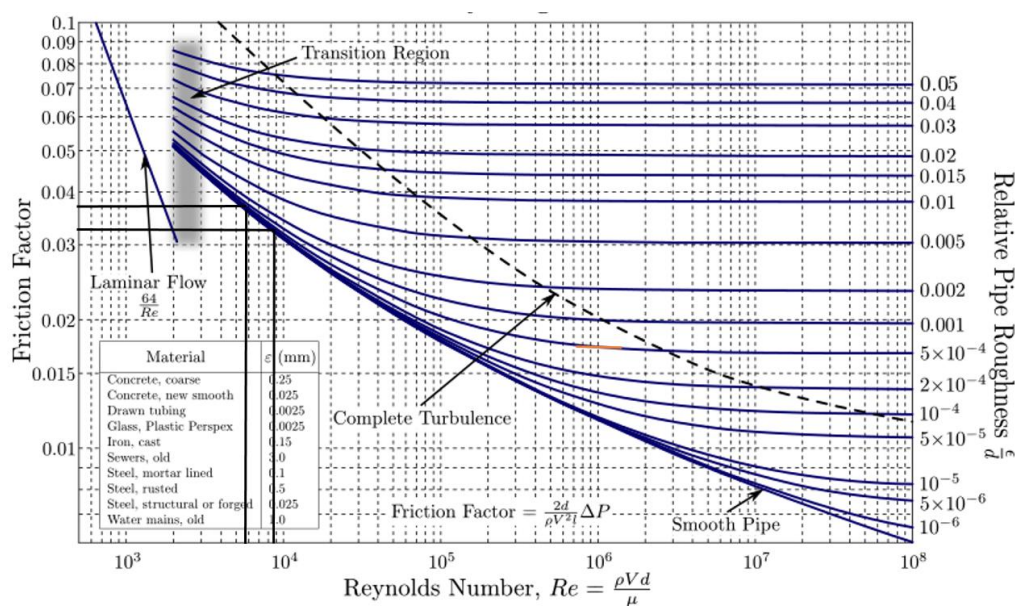


Figure 3.14 : Diagramme de Moody pour l'extraction des valeurs initiales dans le calcul des coefficients de frottement

Pertes singulières : Le réseau de conduites en cuivre comporte des raccords, des coudes et des cintrages, qui provoquent des pertes singulières.

On a comme première singularité un cintrage à 90°, avec un rapport de courbure de $\frac{85}{4.9} = 17.35$. En interpolant sur les valeurs fournies par la référence [35], on aura un coefficient de perte de charge singulière :

$$K = \left(42 + (50 - 42) \frac{17.35 - 16}{20 - 16} \right) f = 44.70f \quad (3.26)$$

Tous les autres cintrages sont ramenés à un cintrage de 90° avec un rapport de courbure, approximatif à $\frac{25}{4.9} = 5.11$. On a toujours d'après les données par la même référence [7] :

$$K = \left(14 + (17 - 14) \frac{5.11 - 4}{6 - 4} \right) f = 15.66f \quad (3.27)$$

Finalement, les autres singularités présentes sur le circuit sont des raccords et des coudes. La résistance des raccords peut être négligée, et celle d'un coude peut être calculée en utilisant la formule suivante [35] :

$$K = 30f \quad (3.28)$$

Les différents résultats concernant les singularités de la partie du réseau intégrée à la pompe à chaleur sont regroupés dans le Tableau 3.5, où les 3 cintrages du serpentin huile/eau du compresseur sont inclus dans ceux dont le rapport de courbure vaut 5.11 :

Tableau 3.5 : Valeurs des coefficients de perte de charge singulières sur chaque ligne de la partie du réseau intégrée à la pompe à chaleur

Ligne	Ligne du condenseur		Ligne de l'évaporateur	
	Nombre	Coefficient	Nombre	Coefficient
Cintrage $\frac{r}{d} = 17.35$	1	1.62	1	1.46
Cintrages $\frac{r}{d} = 5.11$	23	0.57	10	0.51
Coudes	4	1.09	4	0.98
Vitesse du fluide [m/s]	1.06		1.59	
Pertes de charge singulières [m]	1.0885		1.3456	

3.2.2. Pertes dans les échangeurs hélicoïdaux :

Le changement de direction de l'écoulement provoqué par les échangeurs tubulaires hélicoïdaux, lorsque l'eau circule dans le passage annulaire de l'échangeur, causent des pertes de charge supplémentaires qui viennent s'ajouter aux pertes par frottement. Des corrélations spécifiques existent pour déterminer les pertes totales. Dans un premier temps, on commence par calculer les différents paramètres qui détermineront quelle relation sera appropriée pour

chaque cas, notamment le rapport de courbure de l'échangeur R/a , où a représente la moitié du diamètre hydraulique et R le rayon de courbure de l'échangeur, et le nombre de Dean (De) :

$$De = Re \sqrt{\frac{a}{R}} \quad (3.29)$$

Où Re est le nombre de Reynolds.

Ces paramètres sont rassemblés dans le Tableau 3.6.

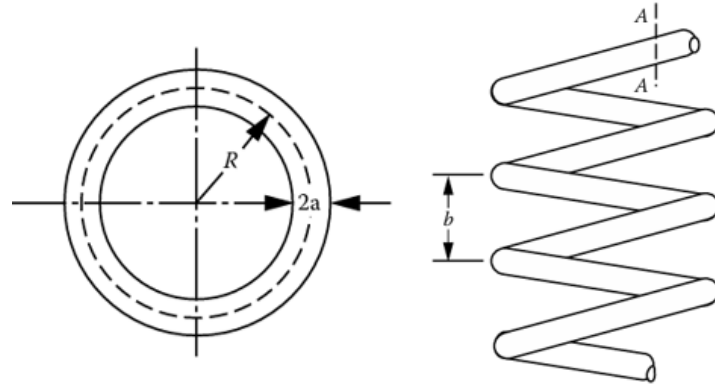


Figure 3.15 : Caractéristiques géométriques d'un échangeur hélicoïdal [6]

Pour une section annulaire, le diamètre hydraulique est déterminé par le diamètre intérieur du tube extérieur et le diamètre extérieur du tube intérieur.

$$D_h = 4 \times \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4} \times \frac{1}{\pi(d_o + d_i)} = d_o - d_i \quad (3.30)$$

Tableau 3.6 : Valeurs des paramètres propres à chaque échangeur

Echangeur	Condenseur	Evaporateur
Diamètre hydraulique	1.6	7.1
Vitesse du fluide [m/s]	0.79	0.21
Nombre de Reynolds	1396.3	1648.2
Régime	Laminaire	Laminaire
Rapport de courbure	145.56	32.35
Nombre de Dean	115.74	289.78

Pour le condenseur, nous avons la relation empirique suivante [40], valable pour $40 < De < 2000$:

$$\frac{f_c}{f_s} = 0.37 (0.5De)^{0.36} \quad (3.31)$$

Où f_c est le coefficient de friction correspondant à la conduite courbe (curved) qu'est l'échangeur, et f_s est le coefficient de friction correspondant à une conduite droite (straight) qui aurait la même longueur que l'échangeur, et comme le régime est laminaire, on a :

$$f_s = \frac{64}{Re_{cond}} \quad (3.32)$$

$$f_{s,cond} = 0.0458 \quad (3.33)$$

Et finalement :

$$f_{c,cond} = 0.0731 \quad (3.34)$$

Dans le cas de l'évaporateur, nous avons la relation suivante [6] qui est valable pour un régime laminaire, $30 < De < 300$, et $7 < R/a < 104$.

$$\frac{f_c}{f_s} = 0.419 De^{0.275} \quad (3.35)$$

$$f_{s,evap} = 0.0388 \quad (3.36)$$

Et donc :

$$f_c = 0.419 De^{0.275} f_s \quad (3.37)$$

$$f_{c,evap} = 0.0774 \quad (3.38)$$

Finalement, la perte de charge dans le condenseur est calculée en utilisant la relation de Darcy-Weisbach avec le coefficient de friction corrigé. En tenant compte des $n_{cond} = 7$ boucles et d'une longueur de segment droit mesurant 12.5 cm, on aura :

$$h_{f,cond} = \left(f_{s,cond} \frac{l}{D_h} \frac{V^2}{2g} + f_{c,cond} \frac{n(2\pi R)}{D_h} \frac{V^2}{2g} \right)_{cond} \quad (3.39)$$

Celle dans l'évaporateur est calculée de la même manière, en tenant compte de $n_{evap} = 6$ boucles :

$$h_{f,evap} = \left(f_{c,evap} \frac{n(2\pi R)}{D_h} \frac{V^2}{2g} \right)_{evap} \quad (3.40)$$

On obtient :

$$h_{f,cond} = 7.5466 \text{ m} \quad (3.41)$$

$$h_{f,evap} = 0.1202 \text{ m} \quad (3.42)$$

3.3. Calcul de la puissance totale nécessaire que doit fournir la pompe pour compenser ces pertes :

Les résultats concernant les pertes de charge sont récapitulés dans le Tableau 3.7 :

Tableau 3.7 : Récapitulatif des résultats et pertes totales sur chaque ligne

		Perte de charge [m]	Valeur
Ligne commune		Pertes linéaires	0.10
		Pertes singulières	0.12
		Pertes totales	0.22
		Débit [mL/s]	50
Ligne du condenseur	Partie externe du circuit	Pertes linéaires	0.04
		Pertes singulières	0.10
	Partie interne du circuit	Pertes linéaires	1.46
		Pertes singulières	1.09
		Pertes dans l'échangeur	7.55
	Pertes totales		10.23
	Débit [mL/s]		20
Ligne de l'évaporateur	Partie externe du circuit	Pertes linéaires	0.04
		Pertes singulières	0.19
	Partie interne du circuit	Pertes linéaires	1.49
		Pertes singulières	1.35
		Pertes dans l'échangeur	0.12
	Pertes totales		3.19
	Débit [mL/s]		30

On peut remarquer que la perte de charge calculée sur la ligne de l'évaporateur est largement inférieure à celle correspondant à la ligne du condenseur. Ce résultat peut être dû au fait que la section de passage de l'eau à travers l'évaporateur est assez large par rapport à celle du condenseur, ce qui conduit à une réduction de vitesse importante par rapport à la circulation dans le condenseur, et donc à une perte de charge beaucoup moindre.

En tout état de cause, les deux branches du réseau partant du Té (F) et aboutissant tous les deux dans l'atmosphère au même endroit dans le réservoir de rejet R_R , la perte de charge dans ces deux branches doit avoir la même valeur en termes de colonne d'eau.

Les calculs qu'on vient d'effectuer pour la partie intégrée du réseau hydraulique reposent sur beaucoup d'hypothèses, n'ayant pas de données suffisantes sur l'état exact dans lequel se trouve les conduites dans cette partie. En effet, le diamètre intérieur du tube étant très petit et l'installation ayant été pendant longtemps hors service, après avoir opéré avec l'eau très sale du bassin du laboratoire d'hydraulique, il suffirait qu'un bouchon se soit formé puis solidifié quelque part à l'intérieur pour provoquer une perte de charge impossible à estimer. Ces calculs ont pour seul but de s'assurer que la pompe sélectionnée aura la puissance nécessaire pour garantir la circulation du fluide dans l'installation tout en couvrant la plage des débits nécessaires exigés par les manipulations. On pourrait donc majorer les pertes de charge en

admettant que la perte côté évaporateur est la même que celle côté condenseur lorsqu'elle est exprimée en terme de charge en mètre de colonne d'eau. On considère donc que :

$$h_{cond} = h_{evap} = 10.23 \text{ m} \quad (3.43)$$

Finalement, on peut calculer la puissance totale nécessaire pour compenser les pertes de charge et la charge statique due à la différence de hauteur entre le plan d'eau dans le réservoir d'alimentation et le point de déversement dans le réservoir de rejet (On se placera à cet effet dans la situation la plus défavorable et considérant une hauteur maximale possible de 0.82 m, voir Figure 3.7). Cette puissance se calcule comme suit :

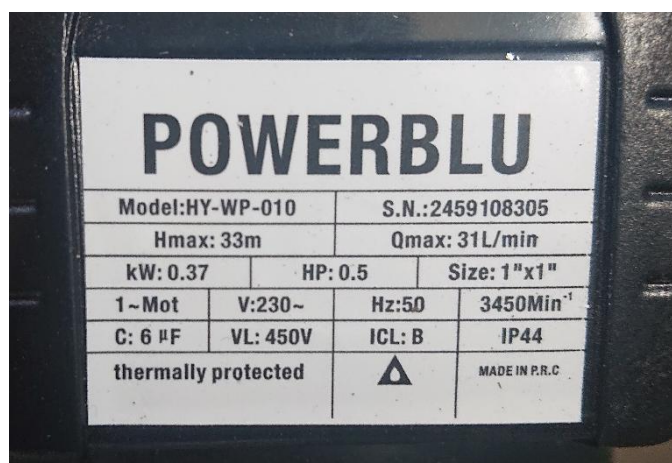
$$P_P = \sum \rho_w g h_i \dot{V}_i \quad (3.44)$$

$$P_P = \rho_w g (h_{comm} \cdot \dot{V}_t + h_{cond} \cdot \dot{V}_c + h_{evap} \cdot \dot{V}_e + h_{stat} \cdot \dot{V}_t) \quad (3.45)$$

$$P_P = 10.51 \text{ W} \quad (3.46)$$

4. Choix de la pompe et réalisation de l'installation :

La pompe sélectionnée est une pompe centrifuge de marque POWERBLU. On peut lire ses caractéristiques générales fournies avec le produit à la Figure 3.16 ci-dessous. Elle est adaptée à notre application vu qu'elle est compacte, facile à installer et opère sans nuisance sonore. Sa puissance nominale est certes très largement supérieure à la puissance consommée sur le banc d'essai, mais cela est surtout dû aux très faibles débits utilisés. Cependant, on peut noter que la hauteur dont nous avons besoin est susceptible d'approcher la moitié de la hauteur maximale dont la pompe est capable. Certes, la pompe opérera loin de son point nominal et aura un rendement médiocre, mais la puissance consommée étant très faible, cela importe peu sur le plan énergétique.



POWERBLU			
Model:HY-WP-010		S.N.:2459108305	
Hmax: 33m		Qmax: 31L/min	
kW: 0.37	HP: 0.5	Size: 1"x1"	
1~Mot	V:230~	Hz:50	3450Min ⁻¹
C: 6 μF	VL: 450V	ICL: B	IP44
thermally protected		MADE IN P.R.C	

Figure 3.16 : Caractéristiques de la pompe sélectionnée

La pompe est montrée à la Figure 3.17 avec ses dimensions principales qui nous ont permis de lui concevoir le support adapté qu'on peut voir à la Figure 3.18. Pour son installation, on doit veiller à placer son port d'aspiration au même niveau que les prises d'eau des réservoirs.

Le support de la pompe est solidarisé au support des réservoirs afin de rigidifier la structure d'ensemble du système hydraulique et de réduire les niveaux de vibrations.



Figure 3.17 : Dimensions de la pompe

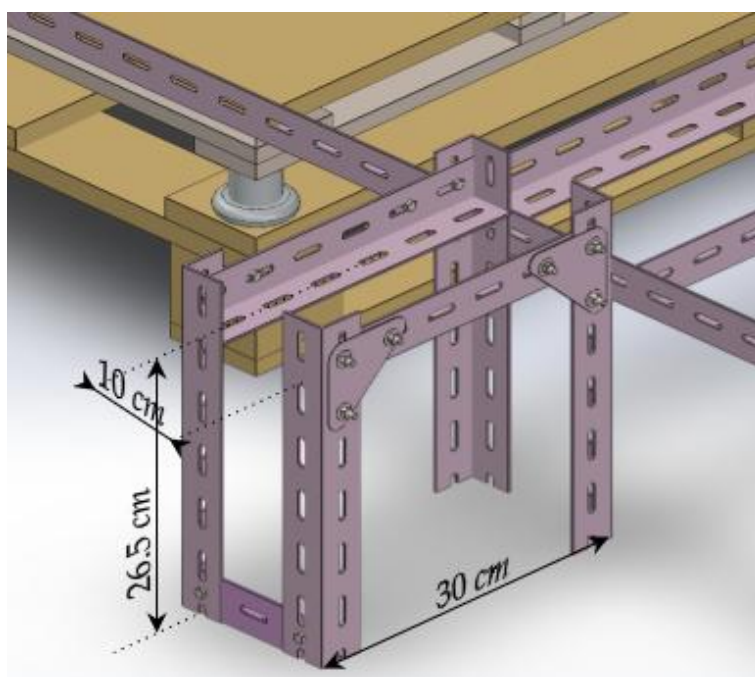


Figure 3.18 : Support de la pompe

Finalement, une structure solidaire de la table qui porte la pompe à chaleur a été conçue et réalisée avec des cornières pour fixer et maintenir les tuyaux de la partie externe du circuit hydraulique (voir Figure 3.19 ci-dessous).

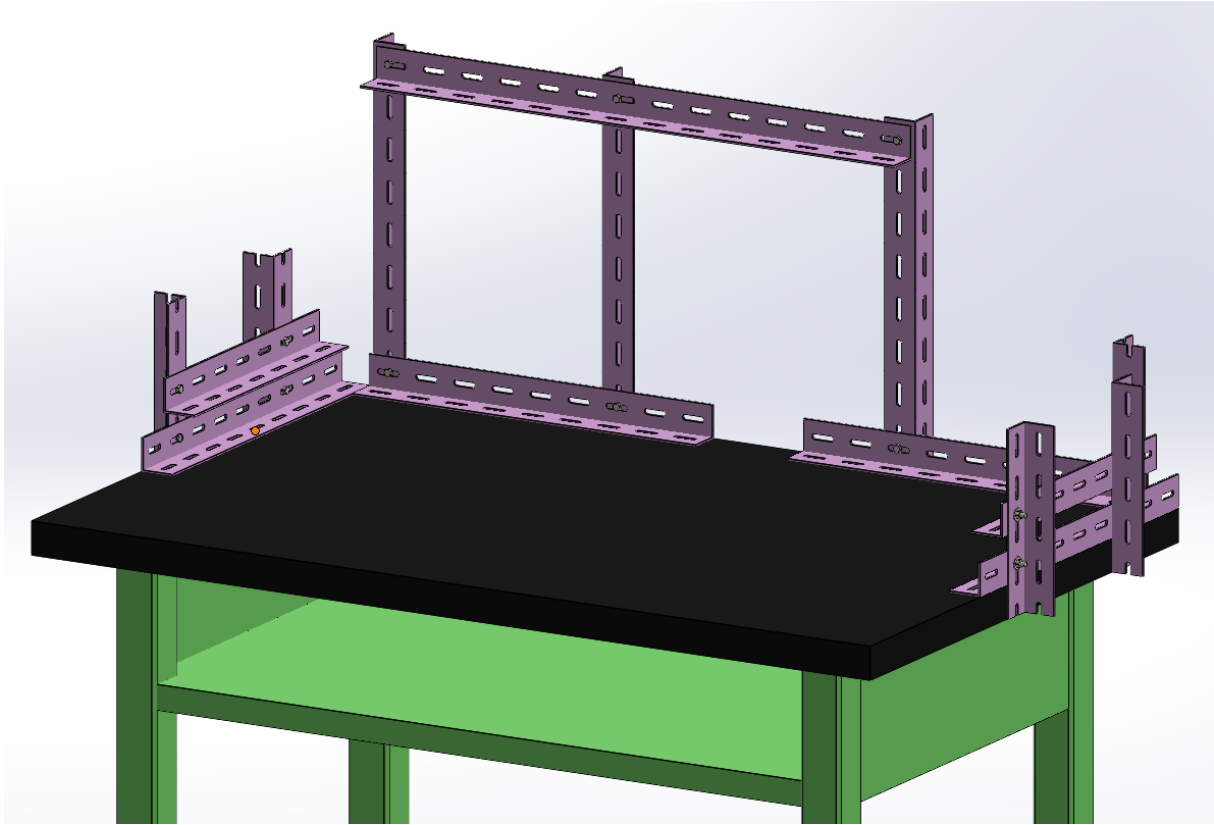


Figure 3.19 : Structure de maintien des tuyaux du réseau hydraulique du banc d'essais

Said, un plombier de l'Ecole s'est aimablement chargé de la réalisation du réseau hydraulique du banc d'essai en lui donnant la forme qu'on peut voir sur la Figure 3.20 ci-dessous dans sa partie externe.



Figure 3.20 : Partie externe du réseau hydraulique réalisé sur le banc d'essais de la PAC HILTON R830

Conclusion :

Dans ce chapitre, le réseau hydraulique envisagé pour le banc d'essais de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830, a été conçu puis réalisé avec le concours du personnel du département et du plombier de l'école. Le système installé fonctionne de façon très satisfaisante. Dans le chapitre 4 qui va suivre, nous présenterons les procédures opératoires permettant d'exploiter le banc d'essais et les différentes possibilités de manipulations qu'il peut offrir.

Chapitre 4 :
Travaux
pratiques sur le
banc d'essai de la
pompe à chaleur
air/eau HILTON
R830

Introduction :

Ce dernier chapitre sera consacré à la description des modes opératoires avec les précautions d'usage à observer afin d'utiliser correctement le banc d'essai sans risque de lui causer des endommagements. Les différentes possibilités de manipulations qui peuvent être exécutées sur le banc d'essais seront également présentées, des questions pertinentes seront posées afin de guider le manipulateur à exploiter les mesures relevées sur l'appareil de manière à réaliser les objectifs assignés à chaque manipulation.

1. Précautions à prendre avec le réseau hydraulique du banc d'essais :

Avant de procéder à toute manipulation sur l'installation :

- ✓ Vérifier que le réservoir d'alimentation R_A est plein (jusqu'au repère marqué par la bande en noir) et que le réservoir de rejet R_R est à son niveau le plus bas (voir les repères sur la Figure 4.1)
- ✓ Vérifier que les 4 vannes du circuit d'eau sont fermées (manches perpendiculaires à la conduite)



Figure 4.1 : Réservoir d'alimentation R_A (à gauche) et réservoir de rejet R_R (à droite)

Pour retrouver le système dans cet état au début de chaque manipulation, il est donc impératif à la fin de chaque séance d'utilisation dans le cadre de travaux pratiques, de procéder au transvasement du contenu du réservoir de rejet R_R vers le réservoir d'alimentation R_A . À cet effet, la pompe étant toujours en marche :

- ✓ Fermer les robinets des rotamètres côté condenseur et côté évaporateur
- ✓ Fermer la vanne V_1 de sortie du réservoir d'alimentation R_A
- ✓ Ouvrir la vanne V_2 de sortie du réservoir de rejet R_R et la vanne V_3 située dans la partie supérieure du réservoir R_A
- ✓ Constater que le réservoir R_A se remplit, tandis que le réservoir R_R se vide.
- ✓ Dès que le niveau atteint le repère dans le réservoir R_R , fermer la vanne V_3 , puis arrêter la pompe et fermer la vanne V_2

Cette opération devrait durer environ 15 min.

L'installation doit être vidée à chaque fois que son utilisation doit être interrompue sur une longue période (à la fin de chaque semestre par exemple). Pour ce faire :

- ✓ Brancher un tuyau flexible au point (X) correspondant à l'endroit d'où l'eau se déverse dans le réservoir d'alimentation (R_A) quand il se remplit lors de l'opération de transvasement, comme indiqué à la Figure 4.2.
- ✓ Relier l'autre extrémité du flexible à une évacuation adaptée
- ✓ Ouvrir les vannes V_1 , V_2 et V_3 tout en gardant fermées les vannes des rotamètres du banc d'essai et la vanne V_4 .
- ✓ Mettre en marche la pompe et observer la baisse du niveau d'eau dans les deux réservoirs
- ✓ Dès que l'un des deux réservoirs se vide jusqu'au point d'aspiration de la pompe, fermer la vanne qui le relie au circuit (V_1 ou V_2)
- ✓ Quand les deux réservoirs sont vidés, arrêter la pompe.

Remarque : Cette opération pourrait également se faire sans utiliser la pompe, en ouvrant simplement la vanne de vidange V_4 , mais procéder ainsi prendra beaucoup plus de temps. Cette vanne sert surtout à la mise à sec du circuit, notamment pour éviter la corrosion des parties internes de la pompe. Les vannes V_1 et V_2 doivent alors être fermées. Ceci devrait être fait à la fin de chaque séance de travaux pratiques sur le banc, après le transvasement de l'eau vers le réservoir d'alimentation R_A .



Figure 4.2 : Disposition du flexible au point (X) sur le réservoir d'alimentation pour l'opération de vidange

2. Mode opératoire général :

Ceci est la démarche à suivre au début de toute manipulation sur le banc d'essais :

- ✓ Vérifier que toutes les vannes sont fermées, puis ouvrir la vanne V_1 et laisser se remplir le circuit d'eau, de façon à noyer complètement la pompe et éviter ainsi tout problème d'amorçage.
- ✓ Mettre en marche la pompe et immédiatement après ouvrir le robinet qui alimente le rotamètre du circuit du condenseur. Régler le débit d'eau souhaité dans ce circuit.
- ✓ À l'aide de la vanne de dérivation (7) (voir Figure 2.1), sélectionner le type d'évaporateur à utiliser. Si c'est l'évaporateur à eau qui est sélectionné, fixer le débit d'eau souhaité.
- ✓ Mettre en marche la pompe à chaleur et attendre que les paramètres du système (débit, pressions et températures) se stabilisent à des valeurs qui ne varient plus avec le temps avant de procéder aux relevés des mesures.

3. Manipulations possibles sur le banc d'essais :

Pour modifier les conditions de fonctionnement de la pompe à chaleur, les paramètres sur lesquels on pourrait agir sont :

- ✓ Les débits des fluides auxiliaires (eau et air).
- ✓ Les températures d'entrée de ces fluides.

Cependant, l'installation telle qu'elle est conçue ne permet de contrôler ni les températures d'entrée des fluides, ni le débit d'air. Les seuls paramètres sur lesquels on peut intervenir sont les débits d'eau au condenseur et à l'évaporateur. Sur cette base, les différentes manipulations que permet l'installation sont présentées tout au long des pages suivantes.

§ Manipulation I : Détermination de la puissance consommée, du taux de chaleur produit et du coefficient de performance

- ✓ Sélectionner l'évaporateur à air au moyen de la vanne de dérivation (7).
- ✓ Ajuster le débit d'eau au condenseur à 10 g/s.
- ✓ Mettre en marche la pompe à chaleur et attendre la stabilité.
- ✓ Relever les mesures des paramètres figurant au Tableau 4.1 ci-dessous.

Tableau 4.1 : Relevé des mesures pour la manipulation I

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Durée correspondant à n révolutions du disque du wattmètre	x	s	
Température d'entrée de l'air (ambiante)	T_a	$^{\circ}C$	
Température de l'eau à l'entrée du compresseur	T_7	$^{\circ}C$	
Température de l'eau à la sortie du condenseur	T_9	$^{\circ}C$	
Débit massique de l'eau au condenseur	$\dot{m}_c$	kg/s	

Calculs :

- Puissance consommée : (mesurée au wattmètre)

Sur le wattmètre, on peut lire que 150 tours du disque correspondent à la consommation d'énergie d'un kilowattheure (kWh) par l'installation (voir Figure 4.3). La puissance consommée se calcule donc comme suit [27] :

$$\dot{W} = \left(\frac{1 [kW \cdot h]}{150 [tr]} \right) \times \left(\frac{n [tr]}{x [s]} \right) = \frac{3600 \times 10^3}{150} \left(\frac{n}{x} \right) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (4.1)$$

$$\dot{W} = 24\,000 \left(\frac{n}{x} \right) [W] \quad (4.2)$$

Où n est le nombre de tours effectués par le disque durant x [s].

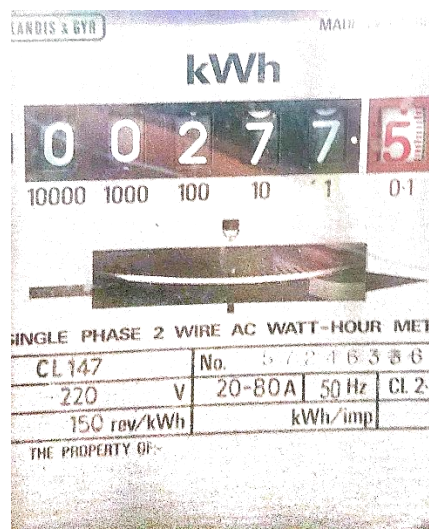


Figure 4.3 : Plaque signalétique du wattmètre

- Taux de chaleur produit : (absorbée par l'eau)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \bar{c}_{p,w(T_9)} (T_9 - T_7) \quad (4.3)$$

Où $\bar{c}_{p,w(T_9)}$ [J/g.°K] est la capacité thermique spécifique moyenne de l'eau à pression constante entre T_7 et T_9 .

- Coefficient de performance de la pompe à chaleur :

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (4.4)$$

§ Manipulation II : Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur sur une plage de températures de l'eau chaude

- ✓ Sélectionner l'évaporateur à air au moyen de la vanne de dérivation (7).
- ✓ Ajuster le débit d'eau au condenseur à 18 g/s.
- ✓ Mettre en marche la pompe à chaleur et attendre la stabilité.
- ✓ Noter la valeur de T_4 .
- ✓ Relever les mesures et les porter au Tableau 4.2.
- ✓ Réduire le débit d'eau au condenseur de telle sorte à incrémenter la température de l'eau chaude T_9 de 6°C. Attendre la stabilité et relever de nouveau les mesures.
- ✓ Répéter l'opération en augmentant la valeur de T_9 de 6°C à chaque fois jusqu'à une valeur inférieure de moins de 6°C de 65°C.
- ✓ Rapporter toutes les mesures sur le Tableau 4.2, chaque colonne correspondant à une valeur du débit au condenseur.
- ✓ Refaire la même expérience en sélectionnant l'évaporateur à eau. Pour le débit d'eau au condenseur 18 g/s, ajuster le débit d'eau à l'évaporateur de telle sorte à avoir la même valeur pour la température d'évaporation T_4 que celle prélevée lors de l'expérience avec l'évaporateur à air. Les paramètres doivent être relevés dans un nouveau tableau, identique au Tableau 4.2, chaque colonne correspondant à une valeur du débit au condenseur.

Calculs :

- Les calculs à effectuer sont analogues à ceux indiqués à la manipulation I.

Analyse :

- Tracer les courbes de la chaleur fournie et du coefficient de performance en fonction de la température de l'eau à la sortie du condenseur (T_9), dans les deux cas de l'évaporateur à air et de l'évaporateur à eau.
- Donner une Interprétations des résultats obtenus.

Tableau 4.2 : Relevé des mesures pour la manipulation II

Paramètre	Symbole	Unité	Valeurs		
Durée correspondant à n révolutions du disque du wattmètre	x	s			
Température d'entrée de l'air (ambiante)	T_a	°C			
Température de l'eau à l'entrée du compresseur	T_7	°C			
Température de l'eau à la sortie du condenseur	T_9	°C			
Débit massique de l'eau au condenseur	$\dot{m}_c$	kg/s			

§ Manipulation III : Représentation du cycle frigorifique à compression de vapeur sur un diagramme P-h et comparaison avec le cycle théorique

- ✓ Sélectionner l'évaporateur à l'aide de la vanne de dérivation (7). On peut opter pour l'un ou l'autre des deux évaporateurs équipant l'installation.
- ✓ Ajuster le débit d'eau au condenseur à une valeur de 10 g/s. Si c'est l'évaporateur à eau qui est sélectionné, ajuster le débit d'eau à l'évaporateur à une valeur de 20 g/s.
- ✓ Mettre en marche la pompe à chaleur, attendre que son fonctionnement devienne stable et relever les mesures indiquées au Tableau 4.3 ci-dessous.

Tableau 4.3 : Relevés des mesures pour la manipulation III

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Pression d'aspiration	P_1	kPa	
Pression de refoulement	P_2	kPa	
Température à l'aspiration	T_1	$^{\circ}C$	
Température au refoulement	T_2	$^{\circ}C$	
Température à la sortie du condenseur	T_3	$^{\circ}C$	
Température à la sortie de la vanne de détente	T_4	$^{\circ}C$	

Calculs :

- ✓ À la sortie de la vanne, on a une vapeur humide à T_4 . La pression en ce point est donc : $P_{4a} = P_{sat}(T_4)$
- ✓ A la sortie de l'évaporateur, la pression est mesurée à l'aide du manomètre, il s'agit de $P_{1a} = P_{1r} + P_0$, où P_{1r} est la pression relative relevée au cadran, et P_0 la pression barométrique.
- ✓ A travers l'évaporateur, la perte de pression sera donc : $\Delta P_e = P_{4a} - P_{1a}$. Le point 1 étant défini par P_{1a} et T_1 , cela permet d'avoir h_1 et s_1 .
- ✓ A la sortie du compresseur, le point 2 est défini par les mesures de P_{2a} et T_2 , avec $P_{2a} = P_{2r} + P_0$, ce qui permet d'avoir h_2 et s_2
- ✓ À la sortie du condenseur, on doit avoir du liquide. Ceci doit être observé à travers le rotamètre. À ce stade, on doit choisir entre deux hypothèses possibles pour déterminer l'état thermodynamique du fluide.
 - a. Négliger la perte de charge à travers le condenseur en admettant que la vitesse d'écoulement du R134a à travers le condenseur est négligeable. On aura alors $P_{3a} \approx P_{2a}$, et les propriétés P_{3a} et T_3 permettent d'obtenir h_3 et s_3
 - b. Admettre que la chute de pression à travers le condenseur est équivalente à celle à travers l'évaporateur, les deux équipements ayant quasiment les mêmes dimensions. On aura alors :

$$\frac{\Delta P_e}{P_{4a}} = \frac{\Delta P_c}{P_{2a}} \quad (4.5)$$

D'où :

$$\Delta P_c = \Delta P_e \frac{P_{2a}}{P_{4a}} \quad (4.6)$$

et par suite :

$$P_{3a} = P_{2a} - \Delta P_c = P_{2a} \left(1 - \frac{\Delta P_e}{P_{4a}} \right) \quad (4.7)$$

Les paramètres h_3 et s_3 sont alors déterminés de la même façon qu'en (a).

- ✓ À présent, en revenant à la sortie de la vanne isenthalpique, on aura $h_4 = h_3$, ce qui nous permet de calculer le titre du mélange :

$$x_4 = \frac{h_4 - h_f(T_3)}{h_{fg}(T_3)} \quad (4.8)$$

Où $h_f(T_3)$ est l'enthalpie spécifique du liquide saturé à T_3 , et $h_{fg}(T_3)$ l'enthalpie de vaporisation du R134a à la même température.

- ✓ La surchauffe à l'entrée du compresseur est donnée par :

$$\Delta T_{surch} = T_1 - T_{sat}(P_{1a}) \quad (4.9)$$

tandis que le sous-refroidissement à la sortie du condenseur se calcule par :

$$\Delta T_{sref} = T_{sat}(P_{3a}) - T_3 \quad (4.10)$$

Analyse :

- ✓ Sur un diagramme P-h du R134a, placer les points 1, 2, 3 et 4, puis tracer le cycle. Tracer également sur le même diagramme le cycle théorique correspondant aux pressions P_{1a} et P_{2a} avec le fluide à l'état de vapeur saturée à l'entrée du compresseur, et de liquide saturé à la sortie du condenseur.
- ✓ Comparer les processus théorique et actuel à travers chacun des composants de l'installation : le compresseur, le condenseur, la vanne et l'évaporateur. Commenter brièvement les écarts observés.

§ Manipulation IV : Etablissement des performances de la pompe à chaleur basées sur les propriétés du R134a pour différentes valeurs des températures d'évaporation et de condensation.

- ✓ À l'aide de la vanne de dérivation (7), sélectionner l'évaporateur à eau et fixer le débit à sa valeur maximale (~35 g/s).
- ✓ Ajuster le débit d'eau au condenseur à 18 g/s, puis mettre en marche la pompe à chaleur.
- ✓ Une fois que le fonctionnement atteint les conditions de stabilité, noter la valeur de la pression au condenseur P_2 et celle de la température d'évaporation T_4 . Relever les mesures demandées au Tableau 4.4.
- ✓ Réduire le débit d'eau au condenseur de sorte à produire une élévation de la pression P_2 au condenseur de 100 kPa.
- ✓ Ajuster le débit d'eau à l'évaporateur de telle sorte à garder une valeur constante pour la température d'évaporation T_4 . Une fois que le fonctionnement du système devient stationnaire (stable), relever les nouvelles valeurs des grandeurs observées.
- ✓ Poursuivre la procédure décrite ci-dessus, réduisant le débit d'eau au condenseur de sorte à produire une élévation de la pression P_2 par incréments de 100 kPa jusqu'à une valeur de 1400 kPa, et en portant les mesures au Tableau 4.4, chaque colonne correspondant à une valeur de la pression P_2 .
- ✓ L'expérience pourrait être reproduite avec une autre valeur de la température d'évaporation T_4 . Par exemple, on pourrait prendre des dispositions pour recueillir l'eau chaude de la première expérience et l'utiliser pour alimenter l'évaporateur afin d'obtenir une température T_4 plus élevée. Alternativement, il est envisageable de collecter l'eau froide à la sortie de l'évaporateur pour la réutiliser si l'on veut obtenir une valeur plus petite de T_4 .

Remarque : Si la température de l'eau à l'évaporateur est assez basse, on pourrait assister à la formation de givre dans la section annulaire de l'échangeur. Alors l'eau cessera de s'écouler et il n'y aura aucun moyen d'exercer un contrôle sur la température d'évaporation T_4 .

Tableau 4.4 : Relevé des mesures pour la manipulation IV

Paramètre	Symbole	Unité	Valeurs ($T_4 = \dots$)		
Débit de R134a	$\dot{m}_r$	g/s			
Pression d'aspiration	P_1	kPa			
Pression de refoulement	P_2	kPa			
Température à l'aspiration	T_1	$^{\circ}C$			
Température au refoulement	T_2	$^{\circ}C$			
Température à la sortie du condenseur	T_3	$^{\circ}C$			
Température à la sortie du détendeur	T_4	$^{\circ}C$			

Calculs : Pour chaque valeur de T_4 :

- ✓ Les pressions sont mesurées grâce aux manomètres $P_{1a} = P_{1r} + P_0$ et $P_{2a} = P_{2r} + P_0$.
- ✓ Les propriétés du R134a sont obtenues à partir des pressions et températures correspondantes $h_1(P_{1a}, T_1)$, $h_2(P_{2a}, T_2)$ et $h_3 = h_4 = h_f(T_3)$.
- ✓ La température de condensation s'obtient à partir de la pression mesurée : $T_c = T_{sat}(P_{2a})$.

- ✓ La surchauffe est calculée comme suit : $\Delta T_{surch} = T_1 - T_4$, tandis que le sous-refroidissement se calcule ainsi : $\Delta T_{sref} = T_c - T_3$.
- ✓ Taux de chaleur transféré au condenseur : $\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_3 - h_2)$.
- ✓ Puissance électrique consommée : $\dot{W} = 24\,000 \left(\frac{n}{x}\right)$.
- ✓ Coefficient de performance de la pompe à chaleur : $COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}}$.
- ✓ Coefficient de performance d'un cycle où la compression est isentropique : L'état du fluide à la sortie du compresseur est dans ce cas défini par : $P_{2s} = P_{2a}$ et $s_{2s} = s_1(P_{1a}, T_1)$. On aura donc : $h_{2s}(P_{2s}, s_{2s})$. Le coefficient de performance du cycle correspondant sera alors donné par :

$$COP_{PACS} = \frac{\dot{Q}_{cs}}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}_r(h_{2s} - h_3)}{\dot{m}_r(h_{2s} - h_1)} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1} \quad (4.11)$$

Remarque :

- Ces calculs doivent être effectués pour chaque colonne du Tableau 4.4, puis présentés dans un tableau de résultat.
- Par ailleurs, si l'expérience a été conduite pour plusieurs valeurs de T_4 , il faut présenter tous les tableaux d'observation et des résultats correspondants.
- ✓ Pour chaque valeur de T_4 , tracer les courbes d'évolution de $\dot{Q}_c$, COP_{PAC} et COP_{PACS} en fonction de la température de condensation T_c .
- ✓ Commenter les résultats obtenus.

§ Manipulation V : Etablissement des bilans d'énergie pour les composants et l'ensemble de l'installation

- ✓ Orienter la vanne de dérivation (7) de façon à sélectionner l'évaporateur à eau.
- ✓ Ajuster les débits d'eau à l'évaporateur et au condenseur à la même valeur de 15 g/s.
- ✓ Mettre en marche la pompe à chaleur et attendre que son fonctionnement devienne stationnaire
- ✓ Relever les mesures indiquées au Tableau 4.5 ci-dessous.

Tableau 4.5 : Relevé des mesures pour la manipulation V

Paramètre		Symbole	Unité	Valeur
Nombre de révolutions du disque du wattmètre enregistrées		n	rev	
Durée correspondant à n révolutions du disque du wattmètre		x	s	
Propriétés du R134a	Débit	$\dot{m}_r$	g/s	
	Pression d'aspiration	P_1	kPa	
	Pression de refoulement	P_2	kPa	
	Température à l'aspiration	T_1	$^{\circ}C$	
	Température au refoulement	T_2	$^{\circ}C$	
	Température à la sortie du condenseur	T_3	$^{\circ}C$	
	Température à la sortie de la vanne de détente	T_4	$^{\circ}C$	
Eau du condenseur	Débit	$\dot{m}_c$	g/s	
	Température à l'entrée du compresseur	T_7	$^{\circ}C$	
	Température à la sortie du compresseur	T_8	$^{\circ}C$	
	Température à la sortie du condenseur	T_9	$^{\circ}C$	
Eau de l'évaporateur	Débit	$\dot{m}_e$	g/s	
	Température à l'entrée	T_5	$^{\circ}C$	
	Température à la sortie	T_6	$^{\circ}C$	

Calculs et analyse :

- ✓ Haute et basse pressions $P_{1a} = P_{1r} + P_0$ et $P_{2a} = P_{2r} + P_0$.
- ✓ Les propriétés du R134a sont obtenues à partir des pressions et températures correspondantes $h_1(P_{1a}, T_1)$, $h_2(P_{2a}, T_2)$ et $h_3 = h_4 = h_f(T_3)$.

~ Evaporateur :

- ✓ Taux de chaleur cédé par l'eau : $\dot{Q}_{e,w} = \dot{m}_e \bar{c}_{p,w} \left(\frac{T_6}{T_5} \right) (T_5 - T_6)$.
- ✓ Taux de chaleur absorbé par le R134a : $\dot{Q}_{e,r} = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$.
- ✓ Bilan de l'évaporateur : $\dot{Q}_{e,r} - \dot{Q}_{e,w} = ?$
- Interpréter selon que cette différence soit négative, nulle ou positive, dire à quoi elle serait attribuée.

~ Condenseur :

- ✓ Taux de chaleur absorbée par l'eau : $\dot{Q}_{c,w} = \dot{m}_c \bar{c}_{p,w} \left(\frac{T_9}{T_8} \right) (T_9 - T_8)$.

- ✓ Taux de chaleur cédé par le R134a : $\dot{Q}_{c,r} = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$.
- ✓ Bilan du condenseur : $\dot{Q}_{c,r} - \dot{Q}_{c,w} = ?$
- Interpréter selon que cette différence soit négative, nulle ou positive, dire à quoi elle serait attribuée.

~ Compresseur :

- ✓ Puissance électrique consommée : $\dot{W} = 24\,000 \left(\frac{n}{x}\right)$.
- ✓ Taux de chaleur transmis à l'eau : $\dot{Q}_{comp,w} = \dot{m}_c \bar{c}_{p,w} \left(\frac{T_8}{T_7}\right) (T_8 - T_7)$.
- ✓ Taux de chaleur cédé par le R134a : $\dot{Q}_{comp,r} = \dot{W} - \dot{m}_r(h_2 - h_1)$.
- ✓ Bilan du compresseur : $\dot{Q}_{comp,r} - \dot{Q}_{comp,w} = ?$
- Interpréter la différence.

~ Ensemble de l'installation :

Il s'agit d'appliquer le premier principe de la thermodynamique au fluide frigorigène à travers l'ensemble du cycle thermodynamique, puis à l'installation dans son ensemble considérée comme un système ouvert avec l'air que fait circuler le ventilateur comme faisant partie du milieu extérieur, la puissance du ventilateur lui-même étant considérée comme reçue par le R134a dans le compresseur puis restituée sous forme de chaleur en direction du milieu ambiant. Effectuer ces bilans et commenter.

§ Manipulation VI : Estimation du rendement volumétrique du compresseur en fonction du taux de compression

- ✓ Sélectionner l'évaporateur à eau et ajuster le débit de sorte à avoir T_4 aussi proche que possible de 0°C .
- ✓ Ajuster le débit d'eau au condenseur à sa valeur maximale (18 g/s) et mettre en marche la pompe à chaleur.
- ✓ Attendre que le fonctionnement devienne stationnaire et prendre les mesures indiquées au Tableau 4.6 ci-dessous.
- ✓ Tout en agissant sur le débit d'eau à l'évaporateur pour maintenir la valeur de T_4 autour de 0°C , réduire le débit au condenseur de sorte que P_2 s'élève de 100 kPa. Attendre que le fonctionnement se stabilise et relever de nouveau les mesures.
- ✓ Poursuivre l'opération jusqu'à ce que P_2 atteigne 1400 kPa.

Tableau 4.6 : Relevé des mesures pour la manipulation VI

Paramètre	Symbole	Unité	Valeurs		
Débit de R134a	$\dot{m}_r$	g/s			
Pression d'aspiration	P_1	kPa			
Pression de refoulement	P_2	kPa			
Température à l'aspiration	T_1	$^\circ\text{C}$			

Calculs :

- ✓ Haute et basse pressions : $P_{1a} = P_{1r} + P_0$ et $P_{2a} = P_{2r} + P_0$.
- ✓ Taux de compression : $\tau = \frac{P_{2a}}{P_{1a}}$.
- ✓ Volume spécifique de R134a à l'entrée du compresseur : $v_1(P_{1a}, T_1)$.
- ✓ Débit volumique de R134a à l'aspiration : $\dot{V}_1 = \dot{m}_r \cdot v_1$.
- ✓ Volume balayé par le compresseur par unité de temps : Pour une vitesse de rotation du moteur $N = 2800 \text{ tr/min}$ et un volume balayé par tour de $15 \text{ cm}^3/\text{tr}$ [27], le volume balayé se calcule comme suit :

$$\dot{V}_b = v_b \left[\frac{\text{m}^3}{\text{tr}} \right] \times N \left[\frac{\text{tr}}{\text{min}} \right] \times \frac{1}{60} \left[\frac{\text{min}}{\text{s}} \right] \quad (4.12)$$

$$\dot{V}_b = 15 \times 10^{-6} \times 2800 \times \frac{1}{60} = 7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.13)$$

- ✓ Rendement volumétrique : $\eta_V = 100 \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_b} [\%]$.

Analyse :

En admettant que le rendement volumétrique d'un compresseur à piston est fonction des paramètres suivants :

- a. Taux de compression τ .
- b. Rapport de volume résiduel, non balayé par le piston sur le volume balayé v_r/v_b .

c. Indice de la détente d'aspiration m .

L'expression théorique du rendement volumétrique a été établie dans le premier chapitre (équation (1.21)) comme suit :

$$\eta_V^{th} = 1 - \left(\frac{v_r}{v_b} \right) \left[\tau^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Dans le cas des petits compresseurs, le rapport v_r/v_b est habituellement d'environ 0.05 [27] et l'indice de la détente à l'aspiration peut être estimé à $\kappa = 1.05$ [27]. Le rendement volumétrique théorique peut être alors calculé pour toute valeur du taux de compression τ .

Cependant, le rendement volumétrique actuel dépend d'autres facteurs que les trois mentionnés ci-dessus. On retiendra notamment :

- a. La chute de pression due au dispositif d'admission (en particulier la soupape).
- b. La surchauffe du fluide qui se produit après l'endroit où T_1 est mesurée.
- c. L'état mécanique des soupapes et des segments.

Présenter les résultats des calculs sur un tableau, puis tracer les courbes du rendement volumétrique actuel et théorique et commenter.

§ Manipulation VII : Evaluation des coefficients de transfert globaux de l'évaporateur et du condenseur

Pour recueillir les mesures, procéder comme dans le cas de la manipulation V, concernant l'établissement des bilans d'énergie.

Calculs :

~ Evaporateur :

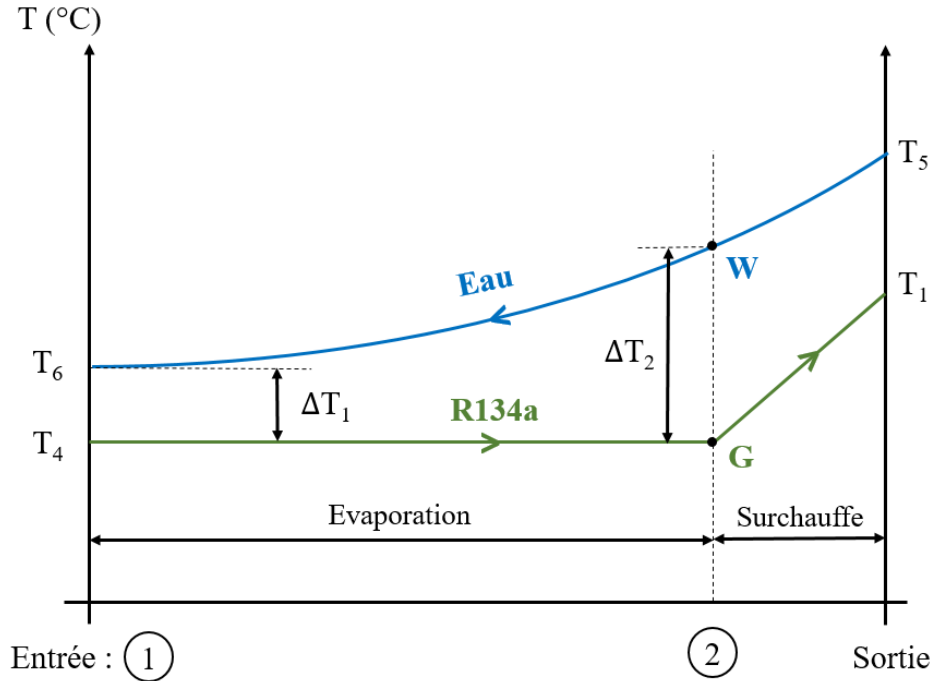


Figure 4.4 : Evolution des températures de l'eau et du R134a au sein de l'évaporateur à eau (Echangeur à tubes concentriques à contre-courant)

Une évaluation approximative du coefficient de transfert de chaleur global concernant le processus d'évaporation peut être conduite comme suit :

- ✓ Au point G, correspondant à la fin du processus d'évaporation du R134a, l'enthalpie est celle de la vapeur saturée à T_4 , soit $h_g(T_4)$. On peut donc estimer la fraction d'énergie consommée comme chaleur latente par rapport à celle qui est reçue par le R134a dans l'évaporateur. Soit cette fraction :

$$\alpha = \frac{h_g(T_4) - h_4}{h_1 - h_4} \quad (4.14)$$

- ✓ En considérant que cette énergie de vaporisation sera fournie par l'eau entre le point (W) et la sortie (6), on peut calculer la température de l'eau au point (W). En effet, on a également :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_e \bar{c}_{p,w}(T_W)(T_W - T_6)}{\dot{m}_e \bar{c}_{p,w}(T_5)(T_5 - T_6)} \approx \frac{T_W - T_6}{T_5 - T_6} \quad (4.15)$$

On aura finalement :

$$\frac{T_W - T_6}{T_5 - T_6} = \frac{h_g(T_4) - h_4}{h_1 - h_4} \quad (4.16)$$

D'où :

$$T_W = T_6 + (T_5 - T_6) \frac{h_g(T_4) - h_4}{h_1 - h_4} \quad (4.17)$$

- ✓ On calcule ensuite la différence de température moyenne logarithmique de la partie de l'évaporateur concernée par le processus d'évaporation :

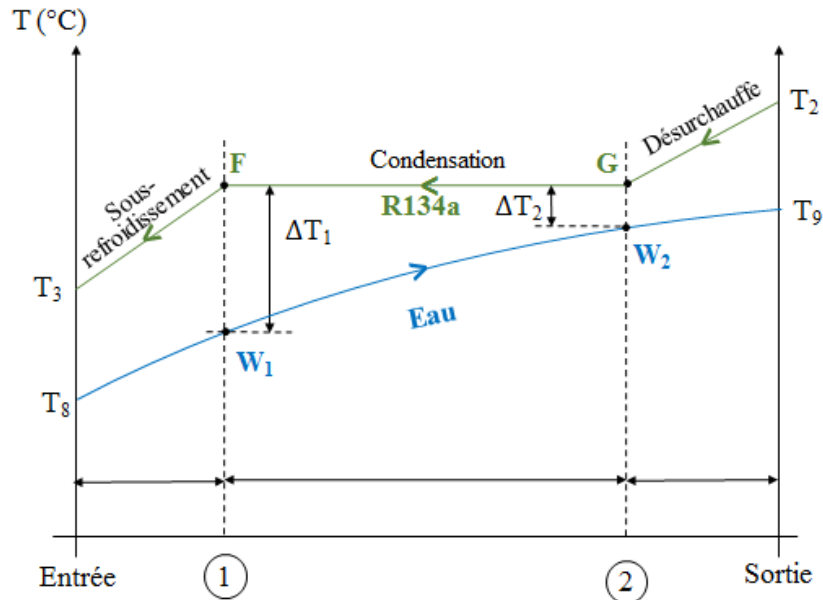
$$(LMTD)_e = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.18)$$

Où : $\Delta T_1 = T_6 - T_4$ et $\Delta T_2 = T_W - T_4$

- ✓ Si nous admettons que le processus de vaporisation a lieu dans une fraction α de la surface d'échange totale $A_e = 0.135 \text{ m}^2$ [27] de l'évaporateur, le coefficient de transfert global se calcule alors comme suit :

$$U_e = \frac{\dot{m}_r(h_g(T_4) - h_4)}{\alpha A_e (LMTD)_e} \quad (4.19)$$

~ Condenseur :



**Figure 4.5 : Evolution des températures de l'eau et du R134a au sein du condenseur
(Echangeur à tubes concentriques à contre-courant)**

En adoptant la même démarche que pour l'évaporateur, les étapes suivantes vont nous conduire à l'évaluation de U_c :

- ✓ Température de condensation : $T_c = T_{sat}(P_{2a}) = T_F = T_G$.
- ✓ Liquide saturé : $h_F = h_f(T_c)$.
- ✓ Vapeur saturée : $h_G = h_g(T_c)$.
- ✓ Chaleur latente de condensation du R134a à T_c : $h_G - h_F = h_{fg}$.
- ✓ Détermination des températures T_{W1} et T_{W2} :

$$\frac{T_{W1} - T_8}{T_9 - T_8} = \frac{h_F - h_3}{h_2 - h_3} \quad (4.20)$$

$$T_{W1} = T_8 + (T_9 - T_8) \frac{h_F - h_3}{h_2 - h_3} \quad (4.21)$$

$$\frac{T_9 - T_{W2}}{T_9 - T_8} = \frac{h_2 - h_G}{h_2 - h_3} \quad (4.22)$$

$$T_{W2} = T_9 - (T_9 - T_8) \frac{h_2 - h_G}{h_2 - h_3} \quad (4.23)$$

- ✓ Finalement, on a la fraction de la chaleur cédée par le R134a comme chaleur latente par rapport à la chaleur totale cédée au condenseur :

$$\beta = \frac{h_G - h_F}{h_2 - h_3} \quad (4.24)$$

- ✓ Différence de température moyenne logarithmique de la partie du condenseur concernée par le processus de condensation :

$$(LMTD)_c = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.25)$$

Où : $\Delta T_1 = T_c - T_{W1}$ et $\Delta T_2 = T_c - T_{W2}$

- ✓ Coefficient de transfert de chaleur global du condenseur, sachant que la surface d'échange totale du condenseur $A_c = 0.135 \text{ m}^2$ [27] :

$$U_c = \frac{\dot{m}_r h_{fg}(T_c)}{\beta A_c (LMTD)_c} \quad (4.26)$$

Analyse : Commenter les résultats obtenus.

Conclusion

Générale

Quand nous avons entrepris ce travail de réhabilitation, notre ambition était qu'au terme de tous les efforts consentis par les nombreuses personnes impliquées de près ou de loin dans ce projet, le banc d'essais de la pompe à chaleur air/eau HILTON R830 redeviendrait exploitable dans le cadre des travaux pratiques.

Le rétrofitage du circuit frigorifique de l'appareil a été accompli avec succès. Avec des moyens rudimentaires, les fuites du circuit ont été détectées et réparées, et le circuit pouvait recevoir de nouveau durablement le fluide frigorigène. L'étude de l'incidence que peut avoir le remplacement du R12 par le R134a, s'est avérée concluante, une telle mesure pouvant être opérée sans nuire au bon fonctionnement du système et sans trop modifier ses performances. On doit juste tenir compte d'une petite correction concernant le débit lu sur le rotamètre et, dans la mesure du possible, changer l'huile du compresseur pour l'adapter à la nature du nouveau fluide.

Le réseau hydraulique envisagé pour assurer l'alimentation en eau de l'appareil en autonomie, a été conçu et réalisé avec succès.

Après toutes ces opérations, il ne manquait plus qu'à charger le circuit en R134a pour procéder aux essais de validation sur le banc. L'appareil a bien été rempli avec du R134a, mais cette tâche n'a pas été accomplie de façon satisfaisante, permettant de contrôler la quantité de fluide introduite dans le circuit. Par ailleurs, la bouteille de liquide tampon ayant été remplacée simplement par un filtre lors d'une intervention antérieure sur l'appareil, la capacité du circuit a été considérablement réduite, de sorte que la quantité de fluide introduite dans le circuit pour atteindre les valeurs nominales des pressions de service s'avère insuffisante pour reproduire les performances de l'installation. Ainsi par exemple, au niveau du rotamètre, aucun réglage ne permet d'avoir le fluide dans la phase liquide. Or, ceci est tout à la fois une nécessité et un indice de stabilité du fonctionnement de l'appareil. Dans ces conditions, le détendeur recevant une vapeur insuffisamment humide, il alimente l'évaporateur avec un débit si faible que la température de la vapeur à la sortie de ce dernier s'établit à une valeur proche de l'ambiante, rendant vaine toute tentative de réglage de la surchauffe. La capacité frigorifique de l'appareil demeure très faible dans toutes les conditions de réglage.

En perspective :

Le système est opérationnel, mais pour produire des résultats expérimentaux probants et exploitables pour la mise en évidence quantitative des lois étudiées dans le cadre des cours théoriques, nous pensons qu'il est nécessaire de réintroduire dans le circuit frigorifique une bouteille tampon de capacité suffisante, de vérifier que le détendeur est en bon état et de le remplacer le cas échéant. Il serait enfin souhaitable de changer l'huile du compresseur.

Bibliographie

- [1] A. MAZOUZI, "Pompe à chaleur air/eau HILTON R-830" PFE Génie mécanique ENP, 1989.
- [2] «ARTISANAT.CH,» [En ligne]. Available: <https://www.artisanat.ch/reportages/461-les-modes-de-chauffage-a-travers-les-ages.html>. [Accès le 09 04 2025].
- [3] «HISTORIC MECHANICAL ENGINEERING LANDMARK, Perkins Vapor-Compression Cycle for Refrigeration».
- [4] «WIKIPEDIA The free encyclopedia - Heat pump,» [En ligne]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump. [Accès le 09 04 2025].
- [5] A. S. L. F. P. I. D. P. D. THEODORE L. BERGMAN, Fundamentals of heat and mass transfer (7th edition), John Wiley & Sons, 2011.
- [6] H. L. A. P. Sadik Kakaç, HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design [3rd edition], CRC Press, 2012.
- [7] W. F. Stoecker, Industrial refrigeration handbook.
- [8] N. S. B. S. C. S. F. S. M. S. I. Fadi Alsouda, «Vapor Compression Cycle: A State-of-the-Art Review on Cycle Improvements, Water and Other Natural Refrigerants,» *Clean technologies*, vol. 5, pp. 584-608, 2023.
- [9] Wikipedia, L'encyclopédie libre, «Destruction de la couche d'ozone,» [En ligne]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Destruction_de_la_couche_d%27ozone. [Accès le 17 04 2025].
- [10] S. M. Claudia Becker, «HFC phase-down - Implementing the Kigali Amendment and Beyond,» Brussels, Belgium, 2024.
- [11] P. R. M.-F. T. Francis Meunier, FROID INDUSTRIEL (2ème édition), DUNOD, 2010.

- [12] M. R. F. R. A. H. H. Z. N. M. S. W. M. A. a. J. K. Tauseef Aized, «Energy and Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration System with Low-GWP Refrigerants,» *energies*, vol. 15, n° 17246, 2022.
- [13] M. S. a. P. S. Ankur Geete, «Energy and Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration System with Low-GWP Refrigerants,» *SN applied sciences*, 2019.
- [14] R. A. a. E. Clark, «Refrigerant Blends: Calculating Global Warming Potentials,» Paris, France.
- [15] A. S. Y. C. H. T. D. M. A. A. M. Z. M. K. a. J. Z. Zakaria Triki, «Exergy Analysis of a Solar Vapor Compression Refrigeration System Using R1234ze(E) as an Environmentally Friendly Replacement of R134a,» *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, vol. 22, n° 14, 2024.
- [16] C. C. A. K. a. R. K. Metin Yılmaz, «Energy, exergy, environmental, and enviroeconomic (4E) analysis of cascade vapor compression refrigeration systems using nanorefrigerants,» *Energy Reports*, vol. 12, pp. 5521-5528, 2024.
- [17] S. M. R. M. A. S. A. M. B. M. A. A. S. S. A. M. R. I. I. E.-S. Zafar Saida, «Nano-refrigerants and nano-lubricants in refrigeration: Synthesis, mechanisms, applications, and challenges,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 233, n° 1121211, 2023.
- [18] V. C. P. H. Wenying Zhang, «The Role of Internal Heat Exchanger in an R744 Vapor Compression System in the Air-conditioning Mode Under Various Conditions,» 2022.
- [19] A. A. R. K. S. Naveen Solanki, «Performance enhancement and environmental analysis of vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical subcooling,» *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2023.
- [20] P. A. M. A. P. A. D. A. Álvaro Casi, «Impact of a thermoelectric subcooler heat exchanger on a carbon dioxide transcritical refrigeration facility,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 215, n° 1118866, 2022.

- [21] M. B. S. Alireza Riahi, «Parametric study of a vapor compression refrigeration system integrated with a PCM storage tank for increasing condenser sub-cooled temperature,» *Case Studies in Thermal Engineering* , vol. 47, n° 1103100, 2023.
- [22] A. B. a. G. S. D. K. Saini, «Vapour compression system analysis undergoing expansion in an ejector,» *Journal of Physics: Conference Series*, n° 1012131, 2019.
- [23] I. G. B. W. K. M. S. I. N. S. M. E. Arsana, «Thermodynamic Analysis of Two-Phase Ejector as Expansion Device with Dual Evaporator Temperatures on Split Type Air Conditioning Systems,» *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, n° 1012034, 2019.
- [24] R. M. Theresa Pistochini, «Quantifying leaks from Schrader valves in air conditioning systems,» *Science and Technology for the Built environment*, vol. 30, n° 19, pp. 1085-1093, 2024.
- [25] Classic Auto Air, «Retrofitting R12 to R134a - Classic Auto Air,» [En ligne]. Available: <https://www.classicautoair.com/retrofitting-r12-r134a-classic-auto-air/>. [Accès le 27 04 2025].
- [26] Techtown Forum, «R12 to R134a Conversion Chart / Formula - Techtown Forum,» [En ligne]. Available: <https://www.techtownforum.com/knowledge-base/article/equipment-appliances/hvac/r12-to-r134a-conversion-chart-formula/>. [Accès le 27 04 2025].
- [27] delta lab, Bulletin technique - Pompe à chaleur air et eau R 830.
- [28] R. W. K. a. A. J. Baldwin, «Simplified conversion procedure to R134a for farm vat refrigeration systems,» *Int J. Refrig.*, vol. 19, n° 17, pp. 458-462, 1996.
- [29] Fischer & Porter, «Catalog 10A2000,» 1970.
- [30] Î. D. a. C. Zamfirescu, *Drying Phenomena : Theory and Applications* [1st edition], John Wiley & Sons, 2016.

- [31] RIFENG, «MULTILAYER PLUMBING SYSTEM,» RIFENG Entreprise group Co., Ltd, [En ligne]. Available: <https://www.rifeng.com/product/multilayer-plumbing-system.html>. [Accès le 10 Mai 2025].
- [32] D. Brkić, «Review of explicit approximations to the Colebrook relation for flow friction,» *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 77, pp. 34-48, 2011.
- [33] E. S. MENON, TRANSMISSION PIPELINE CALCULATIONS AND SIMULATIONS MANUAL, ELSEVIER, Gulf Professional Publishing, 2015.
- [34] J. P. M. P. C. C. H. Igor J. Karassik, Pump handbook [4th edition], McGraw-Hill, 2008.
- [35] CRANE Co., Technical Paper No. 410M - Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe, 1982.
- [36] SAINT-GOBAIN CANALISATIONS, Forulaire PONT-A-MOUSSON, 1989.
- [37] PipeFlow, «Pipe roughness,» [En ligne]. Available: <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-roughness>. [Accès le 10 Mai 2025].
- [38] La farga, Catalogue : Tubes en cuivre, 2024.
- [39] Grosclaude Robin, Tube cuivre frigorifique - tableau de dimensions, 2014.
- [40] S. Ali, «Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes,» *Fluid Dynamics Research*, vol. 28, p. 295–310, 2001.