



HAL
open science

Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel.

Remy Borgogno

► **To cite this version:**

Remy Borgogno. Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel.. Autre. Université de Perpignan, 2017. Français. NNT : 2017PERP0025 . tel-01620245

HAL Id: tel-01620245

<https://theses.hal.science/tel-01620245>

Submitted on 20 Oct 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivré par

UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale **305 :**
Énergie Environnement E²
Et de l'unité de recherche : **PROMES-CNRS**
UPR 8521

Spécialité : **Sciences de l'ingénieur**

Présentée par **Rémy BORGOGNO**

**Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la
trigénération dans le secteur résidentiel**

Soutenue le **21/07/2017**

devant le jury composé de :

M. Franck LUCAS

Maître de conférence HDR, GEPASUD, Université de Polynésie Française

Rapporteur

M. Alberto CORONAS

Professeur, Université de Tarragone

Rapporteur

M. François LANZETTA

Professeur, FEMTO-ST, Université de Franche-Comté

Examineur

M. Sylvain QUOILIN

Docteur, Université de Liège

Examineur

M. Sylvain MAURAN

Professeur, Université de Perpignan

Directeur de thèse

M. Driss STITOU

Ingénieur de recherche HDR, PROMES, Perpignan

Co-directeur de thèse



Remerciements

Cette thèse a été menée au sein du Laboratoire PROMES (PROcédés, Matériaux et Énergie Solaire) du CNRS dans l'équipe "Thermodynamique, Énergétique et Systèmes réactifs" (TES).

Je remercie tout d'abord Gilles Flamand et Alain Dollet directeurs du Laboratoire PROMES, ainsi que Laurent Thomas, responsable du site de Perpignan, pour m'avoir accueilli dans leur laboratoire dans lequel j'ai effectué cette thèse dans de très agréables conditions de travail.

Je tiens à remercier, le ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique de m'avoir octroyé une bourse d'études pour me permettre de mener à bien mes études doctorales, ainsi que la SATT-AxLR, société d'accélération du transfert de technologies, qui a apporté son soutien financier et humain à la réalisation de ce projet.

J'adresse également mes remerciements à mes directeurs de thèse Sylvain Mauran et Driss Stitou, d'abord pour la confiance qu'ils m'ont accordée, pour leurs précieux conseils tant sur le plan scientifique qu'expérimental, mais aussi pour leur optimisme infailible tout au long de cette thèse aux nombreux rebondissements.

Je tiens à remercier Monsieur Franck Lucas et Monsieur Alberto Coronas pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce mémoire ainsi que tous les autres membres du jury pour m'avoir fait l'honneur de juger le travail accompli lors de cette thèse. Je remercie aussi plus particulièrement Sylvain Quoilin à qui je dois également ma formation au logiciel Dymola.

Mes remerciements s'adressent également à mes amis et camarades, notamment Gilles Marck qui a travaillé avec moi sur ce projet, tant pour son travail rigoureux que pour nos discussions enrichissantes, à Harold Thibaut qui a su relever tous les défis, mais également à tant d'autres qui se reconnaîtront et qui ont participé à rendre cette thèse inoubliable.

Enfin je réserve un remerciement chaleureux à ma famille et mes amis qui m'ont soutenu pendant ces années autant éprouvantes qu'épanouissantes, en particulier ma mère Françoise, mon père René, mon frère Patrice ainsi que ma compagne Élodie, qui ont su me supporter, me soutenir et sans qui je n'en serai pas là aujourd'hui.

Sommaire

NOMENCLATURE	VII
TABLE DES FIGURES	IX
LISTE DES TABLEAUX	XIII

INTRODUCTION GENERALE	1
------------------------------------	----------

CHAPITRE I : PROBLEMATIQUE ENERGETIQUE DANS L'HABITAT : IMPACT ENVIRONNEMENTAL, BESOINS ET MOYENS DE PRODUCTION.	3
---	----------

1. Impact environnemental lié au secteur résidentiel	3
2. Ressources et besoins énergétiques du secteur résidentiel	6
2.1. Besoins thermiques du secteur résidentiel.....	6
2.1.1. Besoins thermiques pour le chauffage.....	6
2.1.1. Besoins thermiques pour le rafraîchissement.....	10
2.1.2. Besoins thermiques pour l'eau chaude sanitaire	10
2.2. Besoin d'usage spécifique en électricité	11
2.3. La ressource solaire en France	12
3. Les différents procédés de cogénération et trigénération applicables à l'habitat	14
3.1. Les technologies de production de chaleur et d'électricité (mCHP)	14
3.1.1. La pile à combustible.....	15
3.1.2. Le cycle Stirling.....	16
3.1.3. Le cycle organique de Rankine	18
3.2. Les technologies de production de froid	19
3.2.1. Les machines à compression mécanique de vapeur	20
3.2.2. Les cycles à sorption.....	21
3.3. Les procédés de micro-trigénération (mCCHP).....	22
3.3.1. Procédés de trigénération à couplage thermique.....	23
3.3.2. Procédés de trigénération à récupération de travail	23
4. Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération	25
5. Les fluides réfrigérants	26
5.1. Rôle des fluides de travail sur les performances des procédés thermodynamiques.....	26
5.2. Impacts environnementaux des fluides frigorigènes.....	27
6. Conclusion	29

CHAPITRE II : PROCEDE THERMO-HYDRAULIQUE POUR LE CHAUFFAGE ET LE RAFRAICHISSEMENT DANS LE SECTEUR RESIDENTIEL.	31
---	-----------

1. Fluides de travail et composants d'un transformateur thermohydraulique	31
1.1. Critères de sélection du couple de fluides	35
1.1.1. Critères opératoires en températures et pressions	35
1.1.2. Critères environnementaux	36
1.1.3. Critères de sécurité	37

1.2.	Les différentes variantes du procédé.....	37
2.	Étude du procédé CHV3T en quasi-statique	38
2.1.	Modélisation des composants annexes	38
2.1.1.	Capteurs solaires	39
2.1.2.	Échangeurs de chaleur	40
2.2.	Fonctionnement en quasi-statique des différentes variantes	41
2.2.1.	Variante de base CHV3T-W0	41
2.2.2.	Variante CHV3T-WL.....	44
2.2.3.	Variante CHV3T-WG	49
2.3.	Exploitation des résultats.....	54
2.3.1.	Performances du procédé CHV3T sous conditions opératoires fixes	54
2.3.2.	Performances du procédé CHV3T pour une plage de conditions opératoires fixes	57
3.	Conclusion	60

CHAPITRE III : AMELIORATION ET MODELISATION EN QUASI-DYNAMIQUE DU PROCEDE CHV3T..... 61

1.	Introduction : Évolution du procédé thermo-hydraulique CHV3T.....	61
1.1.	Verrous technologiques et solutions proposées.....	61
1.1.1.	Émulsion du liquide de transfert et coup de pression	61
1.1.2.	Gestion des condensats	62
1.1.3.	Pressurisation du fluide de travail moteur	63
1.1.4.	Mesure du niveau de liquide de transfert.....	64
1.1.5.	Réduction des irréversibilités.....	64
1.2.	Les cylindres de transferts	64
1.3.	Nouvelle variante CHV3T-WGS.....	66
1.3.1.	Composants et architecture de la variante CHV3T-WGS	66
1.3.2.	Description des phases de la variante CHV3T-WGS	68
1.3.3.	Pré-dimensionnement des différents composants	71
1.3.4.	Performances de la variante CHV3T-WGS	72
2.	Modélisation en quasi-dynamique du procédé CHV3T-WGS	72
2.1.	Principes de la modélisation quasi dynamique.....	73
2.1.1.	Modélisation d'un composant.	74
2.1.2.	Couplage des différents composants.	77
2.2.	Mise en place d'une stratégie de contrôle-commande	79
2.2.1.	Initialisation du procédé.....	80
2.2.2.	Contrôle-commande en conditions nominales	81
2.2.3.	Actions correctrices en conditions perturbées	87
2.3.	Influence des conditions opératoires sur le cycle	88
3.	Conclusion	92

CHAPITRE IV : CYCLES A VAPEUR CAPILI OU ORC POUR UNE PRODUCTION ELECTRIQUE PAR ENERGIE THERMIQUE A BASSE TEMPERATURE..... 93

1.	Principe de fonctionnement du convertisseur thermo-hydraulique CAPILI	93
2.	Performances du procédé thermo-hydraulique CAPILI en fonctionnement quasi-statique	95

2.1.	Étude en quasi-statique du procédé CAPILI	96
2.2.	Détermination de la température d'évaporation optimale	98
3.	Turbine hydraulique adaptée au cycle thermo-hydraulique	100
3.1.	Conditions de fonctionnement	100
3.2.	Conclusions de l'étude du CREMHYG	101
4.	Production électrique par cycle organique de Rankine	104
4.1.	Combinaison du cycle ORC et du procédé CHV3T	104
4.2.	Performances du cycle ORC en quasi-statique	106
5.	Modélisation dynamique du cycle organique de Rankine	107
5.1.	Principes de la modélisation dynamique sous Modelica	107
5.1.1.	Modélisation d'un composant	107
5.1.2.	Modélisation de l'ensemble du cycle	110
5.2.	Estimation des performances sous conditions opératoires variables	113
5.2.1.	Données météorologiques	114
5.2.2.	Régulation de l'ORC sous contraintes variables	116
5.2.3.	Évolution des différents rendements au cours de la journée	120
5.2.4.	Performances du convertisseur ORC sur une journée type d'hiver	123
5.3.	Perspectives d'amélioration.....	126
6.	Conclusion	127

CHAPITRE V : TRIGENERATION SOLAIRE BASSE TEMPERATURE : DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCES ENERGETIQUES ANNUELLES..... 129

1.	Le procédé de trigénération CHV3T/ORC	129
1.1.	Choix de technologies pour la captation et l'extraction de chaleur	129
1.2.	Dimensionnement et assemblage du prototype	132
1.2.1.	Architecture du trigénérateur	132
1.2.2.	Dimensionnement des principaux composants du trigénérateur.....	134
1.3.	Régulation de température.....	136
1.3.1.	La régulation "tout ou rien"	136
1.3.2.	La régulation PID	137
1.3.3.	La régulation par sonde extérieure ou "loi d'eau"	137
2.	Estimation des performances annuelles.....	138
2.1.	Données climatiques.....	139
2.1.1.	Rayonnement solaire	139
2.1.2.	Température extérieure.....	140
2.1.3.	Modélisation de l'habitat	141
2.2.	Stratégie globale de commande du système	143
2.3.	Analyse du rendement annuel.....	149
3.	Conclusion	155

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES. 157

BIBLIOGRAPHIE 161

ANNEXES 167

Nomenclature

A	surface, m ²
BS	bouteille séparatrice
C	condenseur
CHP	combined heat and power
CCHP	combined cooling heating and power
COP	coefficient de performance
COA	coefficient d'amplification
CT	cylindre de transfert
C _p	chaleur spécifique à pression constante, J/(kg·K)
C _v	chaleur spécifique à volume constant, J/(kg·K)
DPE	diagnostic de performance énergétique
E	évaporateur
ECS	eau chaude sanitaire
EV	électrovanne de détente
EXP	expandeur ou turbine à vapeur
G	coefficient de déperdition thermique, W/(m ³ ·K)
GES	gaz à effet de serre
GWP	global warming potential
h	enthalpie massique, J/kg
HyT	turbine hydraulique
I	irradiation solaire globale normale au plan, W/m ²
K _v	coefficient de perte de charge, L/min
k ₁	coefficient de transfert linéaire, W/(m ² ·K)
k ₂	coefficient de transfert quadratique, W/(m ² ·K)
LT	liquide de transfert
m	masse, kg
\dot{m}	débit massique, kg/s
M	masse de fluide frigorigène dans le cycle, kg
<i>n</i>	nombre de moles impliquées dans la transformation
ODP	ozone depletion potential
ORC	organic Rankine cycle
P	pression, Pa
P _M	pompe du procédé CHV3T
PAC	pompe à chaleur
PRG	pouvoir de réchauffement global
PV	photovoltaïque
Q	chaleur, J
\dot{q}	puissance calorifique, W
s	entropie massique, J/(kg·K)
S	entropie, J/K
\hat{s}	entropie volumique, J/(m ³ ·K)
T	température, K
TSV	temps solaire vrai
TOR	tout ou rien
u	énergie interne, J/kg
\hat{u}	énergie interne volumique, J/m ³
V	volume, m ³
v	volume spécifique, m ³ /kg
W	puissance de travail, W
<i>w_f</i>	fluide de travail

Symboles Grec :

Δ	différentiel
Δt	durée du jour ou de la nuit, h
ϵ	efficacité d'échange thermique des échangeur de chaleur
γ	coefficient de Laplace, c-à-d rapport C_p/C_v
η	rendement
η_0	rendement optique
ρ	masse volumique, kg/m^3
ϕ	irradiation solaire sur une paroi verticale orientée plein sud, W/m^2
τ_V	rapports de volume des bouteilles séparatrices avec le volume des cylindres de transfert

Indices et exposants :

1, 2, 3, 4	points particuliers du diagramme de Mollier correspondant au cycle récepteur
a, b, c, d, e	points particuliers du diagramme de Mollier correspondant au cycle moteur
aux	auxiliaire
b	relatif à la source froide
C	Carnot
calo	caloporteur
chaud	mode chauffage
coll	collecteur solaire
collh	température en sortie du capteur solaire
elec	électrique
ex	exergétique
ext	extérieur
froid	mode rafraîchissement
G	global
g	gazeux
gen	génératrice
gl	gaz/liquide
h	relatif à la source chaude
i, j, k	points particuliers du diagramme de Mollier correspondant aux pressions intermédiaires
in	entrant
is	isentropique
l	liquide
ll	liquide/liquide
m	intermédiaire
max	maximum
min	minimum
mM	intermédiaire du cycle moteur
mR	intermédiaire du cycle récepteur
M	cycle moteur
out	sortant
p	pincement
R	cycle récepteur
set	consigne
sol	solaire
sf	fluide secondaire
t	total
th	thermique
ws	vertical exposé plein sud

Table des figures

Figure I-1 : Répartition des émissions françaises de GES par secteur en 2013. Extrait : Climat, Air, Energie 2015 [1]; Source : CITEPA - Rapport Secten - Plan Climat Kyoto 2015 [2].....	4
Figure I-2 : Répartition des émissions mondiales de GES par secteur en 2014.	5
Figure I-3 : Evolution de la consommation de chaleur en kilogramme équivalent pétrole par m ² d'habitation pour tous les pays de la zone Euro. Source : ODYSEE MURE [4]	7
Figure I-4 : Performance énergétique du parc de logements au regard des DPE collectés avant 2013. Source : Observatoire DPE - décembre 2015	7
Figure I-5 : Structure du parc de résidence principale français par période de construction. Source : CEREN - « Données statistiques - Parc et consommations d'énergie du résidentiel » - août 2015 (données 2013).....	8
Figure I-6 : Évolution de la répartition du parc de résidences principales selon l'énergie de chauffage principal en France. Source : CEREN	8
Figure I-7 : Segmentation des différentes technologies de chauffage. Source : ADEME.....	9
Figure I-8 : Évolution de la répartition du parc de résidences principales selon l'énergie de production de l'ECS en France. Source : CEREN	11
Figure I-9 : Évolution des consommations finales des résidences principales en France, par logement et selon l'usage. Extrait : Climat, Air, Energie 2015 [1]; Sources : Données statistiques CEREN 2015.....	12
Figure I-10 : Moyenne annuelle de l'irradiation globale horizontale entre 1994 et 2013 en France, Source : Solargis.	13
Figure I-11 : Plage de fonctionnement des différentes technologies de pile à combustible.	16
Figure I-12 : Représentation schématique des 4 phases (2 isothermes, 2 isochores) du cycle Stirling.	17
Figure I-13 : Diagramme TS décrivant le déroulement des 7 phases qui constitue le fonctionnement du cycle ORC.	18
Figure I-14 : Description d'une machine à compression mécanique de vapeur (a) Schéma de principe de la PAC (b) Diagramme de Mollier du cycle frigorifique.....	20
Figure I-15 : Schéma de Clapeyron d'une machine à absorption basique, [41]	21
Figure I-16 : Schéma de principe d'un procédé de trigénération solaire par couplage thermique	23
Figure I-17 : Schéma de principe d'un procédé de trigénération par récupération de travail.....	24
Figure I-18 : Performances de la chaîne de conversion énergétique d'un procédé ORC/PAC tel que présenté dans la Figure I-17.	25
Figure I-19 : Diagramme TS de fluides dits humide (gauche), isentropique (centre) et sec (droite).	27
Figure II-1 : Diagramme représentant le couplage entre deux machines thermodynamiques dithermes. Le cycle moteur (M) produit du travail (W) à partir de T _h et rejette de la chaleur à T _{mM} . Le cycle récepteur (R) consomme ce travail pour produire du froid à T _b ou du chaud à T _{mR}	32
Figure II-2 : Schéma de principe de la machine CHV3T-WO.....	33
Figure II-3 : Diagramme de Mollier des parties motrice et réceptrice du procédé CHV3T-WO qui échangent du travail (W) à pressions haute et basse	34
Figure II-4 : Illustration des 4 étapes nécessaires à la détermination du couple de fluides de travail détaillé dans la section I.1.1.1. Test réalisé pour une plage de fonctionnement [15 °C ; 35 °C] et un pincement $\Delta T_{\text{pincement}} = 5$ °C.	36
Figure II-5 : Classification ASHRAE de la dangerosité des fluides de travail en fonction de leur toxicité et leur inflammabilité.....	37
Figure II-6 : Modélisation des collecteurs solaires.....	39
Figure II-7 : Modélisation des échangeurs thermiques, (a) Condenseur, (b) Évaporateur	40
Figure II-8 : Cycles récepteur (à gauche) et moteur (à droite) du CHV3T-WO pour le couple fluide Cyclopropane/Isobutane dans les diagrammes de Mollier. Les transferts de travail hydraulique se font à P _h = 9,4 bars et P _b = 5 bars sur cet exemple.	43
Figure II-9 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WL, comportant les états supplémentaires (1 _m) et (c _m) à la pression P _m	44
Figure II-10 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre CT _R et CT _M au moyen du liquide de transfert en configuration CHV3T-WL.....	45

Figure II-11 : Cycles récepteur et moteur de la variante WL pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec prise en compte des irréversibilités au cours des transformations couplées $1 \rightarrow 1_m$ et $c \rightarrow c_m$	49
Figure II-12 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WG, comportant les étapes supplémentaires (i) et (j) aux pressions P_i et P_j	49
Figure II-13 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre la bouteille BS_{R2} et le cylindre de transfert CT_R en configuration CHV3T-WG.....	50
Figure II-14 : Détails aux instants initiaux des 4 phases de la variante CHV3T-WG (les électrovannes ouvertes sont en blanc).....	52
Figure II-15 : Cycles récepteur et moteur de la variante CHV3T-WG pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec récupération d'énergie interne.....	53
Figure II-16 : Ensemble de Pareto de la variante W0 du CHV3T avec $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$	55
Figure II-17 : Ensemble de Pareto comparatif des différentes variantes du CHV3T avec $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$. Les points entourés représentent les 10 meilleurs couples fluides de chaque variante.	56
Figure II-18 : Évaluations des performances du procédé CHV3T-WG pour deux couples fluides, le couple "Cyclopropane/Isobutane" en (a) et le couple "R1233zd/R1234yf" en (b) et pour 3 modes de fonctionnement : climatisation (carré bleu), chauffage avec amplification (carré orange) et chauffage direct via les collecteurs solaires (rond orange). Les performances (avec le code couleur indiqué sous les figures) sont données en fonction de la température de départ du plancher chauffant/rafraîchissant en abscisse et de la température extérieure en ordonnée. Les lignes rouges et bleues déterminent les domaines opératoires d'utilisation en mode chauffage ou climatisation.....	59
Figure III-1 : Schéma simplifié de la partie motrice du CHV3T-W0.....	63
Figure III-2 : Représentation du cylindre de transfert et détails de sa composition	65
Figure III-3 : Schéma simplifié présentant les composants constituant la variante WGS du CHV3T.....	66
Figure III-4 : Schéma simplifié de la partie moteur du CHV3T-WGS présentant le principe de la pressurisation thermique du fluide de travail.....	67
Figure III-5 : Transformation thermodynamique au sein des cycles récepteur (à gauche) et moteur (à droite) pendant la phase de transfert appelée $\alpha\beta$ (le double trait rouge signifie que cette transformation a lieu dans plusieurs composants).....	69
Figure III-6 : Transformations thermodynamiques au sein des cycles récepteur et moteur pendant la phase de récupération d'énergie interne appelée $\beta\gamma$	70
Figure III-7 : Transformations thermodynamiques au sein des cycles récepteur et moteur pendant la phase $\gamma\alpha'$ (les doubles traits signifient que ces transformations ont lieu dans plusieurs composants).....	70
Figure III-8 : Ensemble de Pareto du procédé CHV3T-WGS avec les couples de fluides garantissant le fonctionnement du procédé sur une plage de température $[-10^\circ\text{C}; 40^\circ\text{C}]$. Pour faciliter la comparaison avec les autres variantes, les performances sont données pour $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$	72
Figure III-9 : Schéma présentant la sortie graphique de la simulation quasi-dynamique du procédé CHV3T-WGS sur un exemple, ici la phase de transfert de travail entre CT'_R et CT'_M	74
Figure III-10 : Représentation du composant évaporateur moteur (E_M) d'un volume de 2,54 L une fois chargé de (1kg) de fluide à son état d'équilibre à $T=25^\circ\text{C}$	76
Figure III-11 : Représentation du composant évaporateur moteur (E_M) après lui avoir apporté une énergie de 20 Wh (état initial donné à la Figure II-27).....	76
Figure III-12 : Mise en communication de composants de volumes différents (échelle non respectée), $V[CT'_R] = 40\text{ L}$, $V[E'_R] = 1,45\text{ L}$ et $V[BS_R] = 1,95\text{ L}$ (a) Cluster de composants isolés (b) Cluster de composants après mise en communication.	78
Figure III-13 : Assemblage de l'ensemble des composants du procédé CHV3T-WGS et mise en communication pour l'introduction des fluides de travail (R1234yf et R1233zd) à une température ambiante de 20°C	79
Figure III-14 : État thermodynamique des différents composants en fin de phase d'initialisation	81
Figure III-15 : État thermodynamique des différents composants en fin de demi-cycle, prêt à en démarrer un nouveau.....	82
Figure III-16 : État final (partiel) de la première moitié de la phase $\alpha\beta$ du procédé CHV3T-WGS avec visualisation des composants connectés.	83

Figure III-17 : État final (partiel) de la deuxième moitié de la phase $\alpha\beta$ du procédé CHV3T-WGS.....	85
Figure III-18 : État final de la phase $\beta\gamma$ du procédé CHV3T-WGS	86
Figure III-19 : État final de la phase $\gamma\delta$ du procédé CHV3T-WGS	87
Figure III-20 : Représentation complète et simplifiée du volume des fluides de travail à l'état liquide (couleur franche) dans les différents échangeurs et bouteilles séparatrices (volume maximal permis en gris).	89
Figure III-21 : (a) Représentation des niveaux de liquide dans les composants après 6 premiers demi-cycles après initialisation. (b) Représentation des 6 derniers demi-cycles sur un total de 25 cycles.....	90
Figure III-22 : (a) Représentation des niveaux de liquide dans les composants après 6 premiers demi-cycles en appliquant une rampe de température de $+10^{\circ}\text{C}$ sur T_b et -10°C sur T_m sur un ensemble de 50 cycles (b) Représentation des 6 derniers demi-cycles	91
Figure IV-1 : Schéma de principe du procédé CAPILI 1 ^{er} type	95
Figure IV-2 : Cycle CAPILI (1er type) dans le diagramme de Mollier.	97
Figure IV-3 : Évolutions des rendements (η_{th} , η_{coll} et η_c) en fonction de la température d'évaporation du fluide de travail avec les autres conditions opératoires de la table IV.1 impliquant une température optimale pour T_h de $109,12^{\circ}\text{C}$	99
Figure IV-4 : Conditions opératoires de la turbine hydraulique pendant un cycle du procédé CAPILI, pour des CT de 20 L chacun.	101
Figure IV-5 : Étude d'un profil des pales de la roue correspondant au point de fonctionnement "a", obtenu à l'aide d'un logiciel de tracé d'aubages par méthode inverse.....	102
Figure IV-6 : Schéma simplifié présentant l'ensemble des composants constituant l'ORC et la variante WGS du CHV3T.....	105
Figure IV-7 : Cycle organique de Rankine dans le diagramme de Mollier.	105
Figure IV-8 : Illustration des différentes étapes de la conception d'un échangeur de chaleur.	108
Figure IV-9 : Rendement isentropique de la pompe en fonction de v/v_{max}	109
Figure IV-10 : (a) Représentation graphique du modèle de collecteur solaire (b) Liste des variables d'entrée, des paramètres et des variables de sortie du modèle de collecteur solaire.	110
Figure IV-11 : Représentation graphique des différents composants de l'ORC sous Dymola.....	111
Figure IV-12 : (a) Répartition des températures au sein de l'évaporateur avec T_{sf} la température du fluide caloporteur, T_{wall} la température des parois entre les deux fluides et T_{wf} la température du fluide de travail. (b) Cycle complet dans le diagramme T-s.....	113
Figure IV-13 : Représentation graphique des différents composants de l'ORC pour la simulation avec Dymola d'une journée type	114
Figure IV-14 : Évolution de l'irradiation solaire globale (rayonnement direct + diffus) pendant la journée du 17 février 2016 à Perpignan entre 8h et 15h30 (TSV). Mesure avec un azimut de 0° (plein sud) et une inclinaison de 40° . Lissage quadratique des densités de flux.	115
Figure IV-15 : Évolution artificielle de la température extérieure pendant la journée du 17 février 2016 entre 8h et 15h30 (TSV) à Perpignan.....	116
Figure IV-16 : Représentation graphique de la simulation (a) avec régulation de la température du fluide caloporteur en sortie des capteurs solaires (b) sans régulation de température.....	117
Figure IV-17 : Représentation graphique de l'évolution des températures au sein des différents nœuds de l'échangeur quand la puissance solaire est insuffisante (début ou fin de journée). Les courbes bleu T_{sf} , verte T_{wall} et rouge T_{wf} représentent respectivement le fluide caloporteur, la paroi entre les deux fluides et le fluide de travail. (Figure a) avec régulation de la température à 110°C (383 K) en sortie des capteurs solaires. (Figure b) sans régulation de température.	118
Figure IV-18 : (a) Évolutions sur une journée entre 8h et 15h30 (TSV) avec ou sans régulation a) de la température en sortie des capteurs solaires ; b) du rendement des capteurs solaires	118
Figure IV-19 : (a) Faible variation de la surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur au cours de la journée (b) Évolution concomitante du débit de la pompe de l'ORC.	119
Figure IV-20 : Évolution du rendement de la pompe de l'ORC avec les débits variables de la Figure IV-19-b au cours de la journée type d'hiver.....	120
Figure IV-21 : Évolution du rendement isentropique de la turbine de l'ORC au cours d'une journée type d'hiver. ...	121

<i>Figure IV-22 : Évolutions du rendement η_{coll} de trois modèles de capteurs : plans sous vide TVP-Solar M, à tubes sous vide VIESSMAN Vitosol 300T et plans classiques WAGNER L20 AR, pour la journée type d'hiver.</i>	122
<i>Figure IV-23 : Évolutions du rendement de Carnot, du rendement exergetique, du rendement thermique et finalement du rendement global du convertisseur ORC au cours de la journée type d'hiver.</i>	123
<i>Figure IV-24 : Évolutions de l'énergie solaire reçue, de l'énergie solaire collectée, de la consommation électrique de la pompe et de l'électricité produite au cours de la journée type d'hiver.</i>	124
<i>Figure V-1 : Schéma de principe des boucles caloporteuses (ici en mode chauffage) choisi pour l'évaluation des performances annuelles.</i>	130
<i>Figure V-2 : Schéma détaillé de l'architecture du procédé de trigénération (CHV3T+ORC) tenant compte de la hauteur relative des différents composants.</i>	133
<i>Figure V-3 : Légende des organes composant le système CHV3T pour les représentations en vue isométrique ou plane.</i>	134
<i>Figure V-4 : Dessin CAO du trigénérateur (CHV3T+ORC).</i>	136
<i>Figure V-5 : Plage de fonctionnement et performances du procédé CHV3T en fonction des systèmes de régulation, régulation par loi d'eau (–) ou régulation tout ou rien (– –).</i>	138
<i>Figure V-6 : Énergie et puissance solaire reçues (sans nuages) par m² de panneau solaire situé à Perpignan (latitude : 42,70°, longitude : 2,90°) pour l'année 2015.</i>	140
<i>Figure V-7 : Températures extérieures nocturnes et diurnes à Perpignan moyennées (·) et filtrées (–) sur cinq années consécutives.</i>	141
<i>Figure V-8 : Modélisation des besoins thermiques nécessaires à une habitation classique située dans la région de Perpignan. La partie négative représente l'énergie à fournir pour assurer la fonction chauffage, tandis que la partie positive représente l'énergie à évacuer pour assurer le rafraîchissement de l'habitat. Les besoins thermiques durant les périodes diurnes sont représentés en gris clair, tandis que les besoins durant les périodes nocturnes sont représentés en gris foncé.</i>	143
<i>Figure V-9 : Choix des différents scénarios de production.</i>	145
<i>Figure V-10 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un sous dimensionnement de la surface de collecteurs solaires (S = 1 m²).</i>	146
<i>Figure V-11 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un dimensionnement visant à assurer l'ensemble des besoins de chauffage pendant la journée. (S = 4,12 m²).</i>	147
<i>Figure V-12 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un dimensionnement visant à assurer l'ensemble des besoins thermiques diurnes (chauffage et rafraîchissement). (S = 17,9 m²).</i>	148
<i>Figure V-13 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un large dimensionnement de la surface de collecteur solaire. (S = 23,8 m²).</i>	149
<i>Figure V-14 : Modélisation annuelle des énergies entrantes et sortantes du procédé de trigénération CHV3T-WGS/ORC et évaluation des performances au cours de l'année. Cas d'une maison individuelle située à Perpignan pour une surface de capteurs solaires de 17,9m².</i>	151
<i>Figure V-15 : Représentation schématique des flux énergétiques annuels assurant le confort thermique d'une résidence standard de 100m² équipé de 17,9 m² de collecteur solaire à Perpignan par un trigénérateur CHV3T-WGS/ORC. Le couple de réfrigérant considéré est le couple R1234yf/R1233zd.</i>	153

Liste des tableaux

<i>Tableau I.1 : PRG des différents gaz tels que définis par le GIEC</i>	<i>4</i>
<i>Tableau I.2 : Liste de réfrigérants purs fréquemment utilisés pour la production de froid ou d'électricité par des procédés thermodynamiques.....</i>	<i>28</i>
<i>Tableau II.1 : Coefficients η_0, k_1 et k_2 pour différents types de capteurs solaires.....</i>	<i>40</i>
<i>Tableau II.2 : Résultats numériques caractérisant les cycles récepteur et moteur du couple Cyclopropane/Isobutane pour les températures $T_b = 12,0$ °C et $T_{mR} = 35,0$ °C. Performances du système CHV3T-WO.....</i>	<i>44</i>
<i>Tableau II.3 : Exemple de dimensionnement des cycles récepteur et moteur du CHV3T-WG pour deux couples fluides : Propyne/Isobutene et R134a/RC318. Les températures $T_b = 12$ °C et $T_{mR} = 35$ °C sont constantes et les volumes des cylindres de transfert sont fixés à $V_{CT} = 40L$.....</i>	<i>53</i>
<i>Tableau II.4 : Liste des meilleurs couples fluides pour la variante WO dans les conditions opératoires suivantes : $T_b = 12$ °C, $T_{mR} = 35$ °C et $I = 1000$ W/m².....</i>	<i>56</i>
<i>Tableau II.5 : Liste des meilleurs couples fluides pour la variante WG dimensionnée pour fonctionner sur la plage [-10 °C ; 40 °C] dans les conditions opératoires suivantes : $T_b = 12$ °C, $T_{mR} = 35$ °C et $I = 1000$ W/m².....</i>	<i>57</i>
<i>Tableau II.6 : Tableau récapitulatif des performances du CHV3T-WG avec le couple fluide R1234yf/R1233zd. Ces valeurs sont obtenues avec une irradiation de 1000W/m² et des capteurs solaires de modèle VIESSMAN-Vitosol-300T SPA3 (sous vide)</i>	<i>58</i>
<i>Tableau III.1 : Quantité de fluide et volumes des bouteilles séparatrices nécessaires au bon fonctionnement du procédé CHV3T-WGS sur la plage de température [-10 °C ; 40 °C]</i>	<i>71</i>
<i>Tableau IV.1 : Conditions opératoires nominales du cycle CAPILI</i>	<i>97</i>
<i>Tableau IV.2 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle CAPILI.....</i>	<i>98</i>
<i>Tableau IV.3 : Calcul de la température optimale et des performances (η_{th}, η_{coll} et η_G) pour différents capteurs solaires et fluide de travail. Pour $I=800$ W/m² et $T_{amb} = 10$ °C.....</i>	<i>99</i>
<i>Tableau IV.4 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle OR avec le fluide R1233zd.....</i>	<i>106</i>
<i>Tableau IV.5 : Comparaison des performances entre la simulation quasi-statique et la simulation dynamique.....</i>	<i>112</i>
<i>Tableau IV.6 : Valeurs des coefficients d'échange thermique retenu pour la simulation dynamique.....</i>	<i>112</i>
<i>Tableau IV.7 : Caractéristiques techniques des différents capteurs solaires considérés pour la simulation dynamique.....</i>	<i>122</i>
<i>Tableau IV.8 : Tableau récapitulatif avec (min/max) des performances de l'ORC pour les différents capteurs solaires pendant la journée ensoleillée d'hiver.....</i>	<i>125</i>
<i>Tableau IV.9 : Tableau récapitulatif des performances de l'ORC avec capteurs solaires VIESSMAN pendant une journée ensoleillée d'été.....</i>	<i>126</i>
<i>Tableau V.1 : Classement des couples fluides en fonction de la surface de collecteur solaire nécessaire pour assurer l'ensemble des besoins de chauffage et de rafraîchissement par le procédé CHV3T.....</i>	<i>131</i>
<i>Tableau V.2 : Tableau récapitulatif des performances du CHV3T-WGS avec le couple de fluides R1234yf/R1233zd. Ces valeurs sont obtenues avec une irradiation de 800W/m² et des capteurs solaires sous vide de type VIESSMAN-Vitosol-300T SPA3 en tenant compte des écarts de température qu'implique l'utilisation d'un fluide caloporteur entre les échangeurs de chaleur et l'extérieur.....</i>	<i>131</i>
<i>Tableau V.3 : Température de consigne utilisée pour déterminer les besoins thermiques d'une habitation standard.....</i>	<i>142</i>
<i>Tableau V.4 : Classement des couples de fluides en fonction de la surface de collecteur solaire nécessaire pour assurer les besoins de chauffage et de rafraîchissement d'une habitation de 100m² avec un coefficient $G = 1W/(m^3.K)$, à Perpignan</i>	<i>150</i>
<i>Tableau V.5 : Tableau récapitulatif des flux énergétiques entrants dans le système.....</i>	<i>151</i>
<i>Tableau V.6 : Tableau récapitulatif des flux énergétiques sortant du système.....</i>	<i>152</i>

Introduction générale

Le réchauffement climatique représente sans doute le défi majeur que l'humanité va devoir relever au cours du XXI^e siècle. Longtemps minimisée, voire réfutée, l'origine anthropique du réchauffement climatique fait aujourd'hui consensus au sein de la communauté scientifique. Les conséquences pour la planète sont nombreuses : acidification des océans, fonte des glaciers, extinctions d'espèces, modifications des rendements agricoles, etc. Ces bouleversements sont susceptibles d'entraîner en cascade d'autres problématiques aux conséquences sociopolitiques, par exemple un effondrement de la circulation thermo-haline susceptible de provoquer une baisse des températures moyennes européennes, ou encore la chute des rendements agricoles laissant présager des migrations de population susceptibles de déstabiliser de nombreux états. Ainsi, le réchauffement climatique aura de lourdes répercussions sur l'économie, la géopolitique mondiale, pouvant aller jusqu'à un effondrement de nos sociétés, comme le prédit le club de Rome dans son rapport "*The Limits To Growth*".

Face à ce défi, les réponses doivent être multiples, mais la consommation d'énergie fossile reste le principal facteur des émissions de gaz à effet de serre. En France, plusieurs acteurs s'intéressent aux scénarios à mettre en place pour s'affranchir des énergies carbonées, tels le scénario *Négawatt*, ou encore celui du *Shift Project*, un think-tank visant à décarboner l'économie. Les secteurs résidentiel et tertiaire occupent une place importante dans chacun de ces scénarios. À eux deux, ils sont responsables de plus de 20% des émissions de gaz à effet de serre (GES) en France. Trois leviers principaux sont retenus pour faire baisser ces émissions dans les secteurs résidentiel et tertiaire : la réduction des besoins énergétiques, l'amélioration de l'efficacité énergétique des équipements et le remplacement des sources d'énergies fossiles par des sources d'énergie renouvelable et décarbonée.

C'est dans ce contexte que l'équipe TES (Thermodynamique, Énergétique et Systèmes réactifs) du laboratoire Promes s'est intéressée à l'adaptation du procédé thermohydraulique qu'elle étudie depuis 2008, pour assurer les différents besoins des secteurs résidentiel et tertiaire. L'objectif est de réaliser par ce procédé la trigénération de chaleur, de froid et d'électricité, tout en valorisant l'énergie solaire et en améliorant l'efficacité énergétique de ce procédé comparativement aux systèmes concurrents. Cette thèse s'appuie sur les travaux antérieurs de Matthieu Martins en 2010 et de Hamza Semmari en 2012, qui ont étudié deux filières (nommées CHV3T et CAPILI) de procédé thermohydraulique respectivement pour la production de froid et la production d'électricité. L'objectif de cette thèse vise à fusionner ces deux filières pour répondre à tous les besoins du secteur résidentiel, et à atteindre un degré de maturité supérieure avec la conception d'un démonstrateur capable d'opérer dans un environnement significatif. L'étude réalisée ici se déroule sur 5 parties distinctes.

Un premier chapitre rappelle d'abord succinctement l'impact environnemental du secteur résidentiel/tertiaire, et décrit plus précisément les différents besoins thermiques et électriques de ce secteur aujourd'hui, et définit également les tendances futures. Dans une seconde partie, un état de l'art des systèmes de cogénération et de trigénération existant dans le résidentiel est réalisé de manière à inscrire ces travaux dans le contexte du marché actuel, pour permettre la comparaison de leurs performances et discuter de leurs avantages et inconvénients respectifs.

Le second chapitre est dédié à la description des procédés thermo-hydrauliques et plus spécifiquement du procédé CHV3T préalablement étudié par Matthieu Martins. Le rafraîchissement de l'habitat en été était la seule application étudiée par Martins. Dans le cadre de la présente thèse, le chauffage en hiver s'y rajoute et devient même l'objectif principal ; cela a des implications sur le choix des fluides de travail et les performances du procédé. En effet, ces différences et les nouvelles réglementations environnementales nécessitent de redéfinir les critères de sélection des fluides de travail. Enfin une étude du fonctionnement quasi-statique du procédé est réalisée pour évaluer les performances énergétiques de ses différentes variantes en fonction de ces nouveaux fluides.

Au travers du troisième chapitre, nous mettons à profit les retours d'expérience des thèses précédentes et des travaux antérieurs pour proposer une nouvelle variante du procédé CHV3T ainsi que différentes améliorations technologiques. Cette nouvelle variante a priori plus robuste doit permettre en outre de réduire la consommation électrique du procédé. Ses performances sont étudiées par une simulation en quasi-statique et comparées à celles des autres variantes décrites dans le chapitre 2. Une simulation en fonctionnement quasi dynamique du procédé est réalisée afin de répondre à certaines questions en suspens ; elle a permis d'affiner le dimensionnement des différents composants du sous-système CHV3T.

Le quatrième chapitre s'intéresse plus particulièrement au procédé thermo-hydraulique CAPILI destiné à la production d'électricité. À l'issue de cette étude, il apparaît que certains verrous technologiques, notamment liés à la turbine hydraulique, ne permettent pas son emploi sur le démonstrateur à venir. La solution alternative, plus classique, d'un cycle organique de Rankine (ORC) a donc été explorée. Ce cycle ORC a été simulé de façon dynamique pour évaluer ses performances potentielles avec les conditions opératoires imposées par son association et le partage de certains de ses composants avec le sous-système CHV3T.

Enfin, le dernier chapitre décrit l'assemblage des deux sous-systèmes CHV3T et ORC dans l'objectif de la trigénération. Le dimensionnement du système complet a été affiné, et le choix de la technologie de captation/extraction des calories est discuté. Les différentes stratégies de fonctionnement du procédé sont détaillées. Une simulation du fonctionnement annuel du procédé permet de faire un bilan des flux énergétiques et des performances du procédé de trigénération en fonction notamment de la surface de captation solaire.

En conclusion de cette étude, les performances du procédé de trigénération thermo-hydraulique sont comparées à celles d'autres systèmes déjà sur le marché, mais aussi confrontées aux objectifs fixés initialement. Enfin ces enseignements permettent de suggérer de nouvelles pistes de recherches associées aux procédés thermo-hydrauliques.

Chapitre I: Problématique énergétique dans l'habitat : impact environnemental, besoins et moyens de production.

La principale conclusion du 5ème rapport du "IPCC" (Inter-governmental Panel on Climate Change) est qu'une augmentation de la température moyenne excédant 2 °C aurait des conséquences dramatiques et irréversibles sur l'environnement. Les secteurs résidentiel et tertiaire sont les plus importants consommateurs d'énergie en Europe et en France avec 45% de l'énergie finale consommée [1]. Ces secteurs, qui sont également responsables de 21% des émissions de gaz à effet de serre [2], font donc partie des leviers prioritaires dans la lutte contre le réchauffement climatique. C'est dans cet objectif que la Commission européenne a mis en place en 2014 le paquet Energie-Climat 2030, faisant suite au paquet Energie-Climat 2020. Cet accord vise à réduire, à l'horizon 2030, les émissions de gaz à effet de serre de 40 % par rapport au niveau de 1990, à faire progresser la part des énergies renouvelables dans le mix (ou bouquet) énergétique à 27% et à augmenter l'efficacité énergétique de 27 % [3]. En plus d'améliorer l'isolation des logements existants afin de réduire leur consommation énergétique, une solution partielle consisterait à remplacer les combustibles fossiles encore communément utilisés dans le secteur résidentiel au profit de sources d'énergie renouvelable pour répondre aux besoins domestiques divers tels que le chauffage, le rafraîchissement et la production d'électricité. L'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes actuels pourrait également passer par le recours à des systèmes de micro-cogénération et trigénération ; la coproduction de chaleur et d'électricité permet en effet de réduire significativement les pertes comparativement à une production d'électricité seule. Autre avantage, une production locale des besoins de l'habitat permet de réduire les pertes liées au transport de l'énergie.

Au travers de ce chapitre, l'impact environnemental et les différents besoins du secteur résidentiel seront plus amplement détaillés. Nous verrons également que l'énergie solaire présente de nombreux intérêts et doit être mieux valorisée au sein du secteur résidentiel pour diminuer sa dépendance aux énergies fossiles. Enfin, une présentation des différentes technologies de cogénération et trigénération présentes dans le secteur résidentiel sera effectuée. Celle-ci permettra de comparer par la suite leurs performances à celles du procédé thermo-hydraulique étudié dans le cadre de ce travail.

1. Impact environnemental lié au secteur résidentiel

L'impact environnemental de la production/consommation de l'énergie est communément évalué par l'intermédiaire du Pouvoir de Réchauffement Global (PRG ou GWP en anglais). Le PRG vise à pondérer l'impact de toutes les substances qui contribuent à l'accroissement de l'effet de serre ; celui-ci étant très variable en fonction des gaz, on trouvera entre autres le CO₂, le CH₄, le N₂O, les HFC, les PFC, le SF₆ et le NF₃. Le PRG est exprimé en équivalent CO₂. Par définition, l'effet de serre attribué au CO₂ est fixé par référence à 1. Avec un PRG de 25, l'émission d'1 kg de CH₄ équivaut à l'émission de 25 kg de CO₂. À titre informatif, les PRG de différents composés sont donnés dans le Tableau I.1 :

Tableau I.1 : PRG des différents gaz tels que définis par le GIEC

Gaz à effet de serre	PRG
CO ₂	1
CH ₄	25
N ₂ O	298
SF ₆	22800
NF ₃	17200
HFC	PRG variable selon les HFC considérés (leur valeur moyenne est de 2093)

Cet indicateur est calculé sur la base d'un horizon de temps fixé à 100 ans afin de tenir compte de la durée de vie des différentes substances dans l'atmosphère.

En France en 2013, le PRG total, lié au total des émissions de gaz à effet de serre pendant une année, est estimé à 492 Mt (million de tonnes) d'équivalent CO₂ [1], pour un puits de carbone, majoritairement représenté par le parc forestier français, qui ne capte que 49 Mt d'équivalent CO₂ par an. La contribution nette de la France en 2013 aux émissions de GES, est donc de 443 Mt d'équivalent CO₂. Il faut rappeler ici que la France avec le reste de l'Europe s'est engagée à réduire ses émissions de CO₂ via le paquet énergie climat de 2020 et 2030. En comparaison le PRG de la France en 1990 était de 505 Mt d'équivalent CO₂ en tenant compte des puits de carbone. Soit une réduction de 15% en 2013. Cet effort doit donc être poursuivi et intensifié pour atteindre une réduction de 40% en 2030 comparativement aux valeurs de 1990.

Les secteurs résidentiel et tertiaire jouent un rôle essentiel dans cette transition. D'une part, car ils représentent à eux deux 20% des émissions de GES, soit le 3ème émetteur de GES après le transport et l'industrie (Figure I-1).

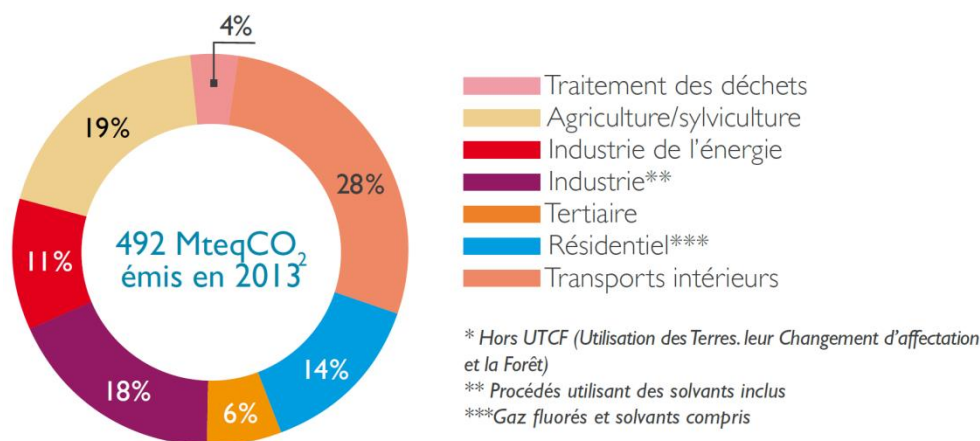
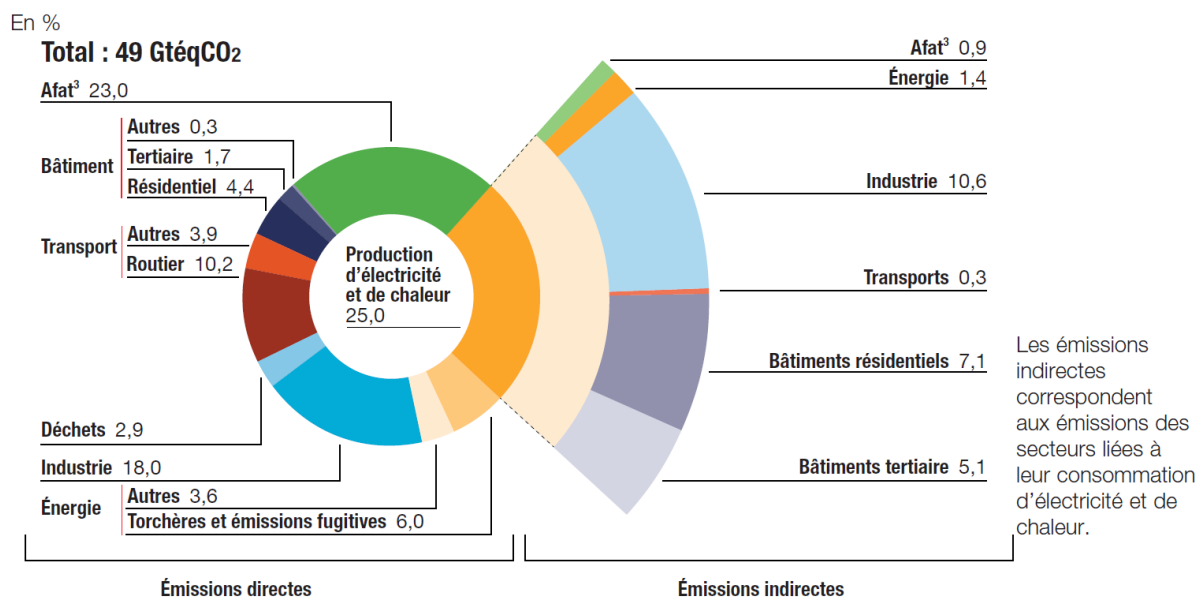


Figure I-1 : Répartition des émissions françaises de GES par secteur en 2013. Extrait : Climat, Air, Énergie 2015 [1]; Source : CITEPA - Rapport Secten - Plan Climat Kyoto 2015 [2]

D'autre part les PRG entre 1990 et 2013 des secteurs de la transformation d'énergie, de l'industrie manufacturière et de l'agriculture ont diminué de 31%, 35% et 6% respectivement. Les secteurs du résidentiel/tertiaire et du transport ont augmenté de 10% et 11% [2].

Dans le reste du monde si la répartition des émissions de GES par secteurs est bien différente, le secteur résidentiel/tertiaire joue également un rôle important. Comme on peut le voir dans la

Figure I-2, le secteur résidentiel/tertiaire représente une part notable des émissions mondiales de CO₂ liées à la consommation d'électricité et de chaleur. Celles-ci s'élèvent à 6,1% pour ce qui concerne la construction et 12,2% d'émissions indirectes liés à la consommation d'énergie. Avec un total de 18,3%, le secteur résidentiel/tertiaire est le troisième plus gros émetteur d'équivalent CO₂ après l'industrie, l'agriculture et le secteur des transports.



Afat : agriculture, foresterie et autres affectations des terres.

Source : Giec, 3^e groupe de travail, 2014

Figure I-2 : Répartition des émissions mondiales de GES par secteur en 2014.

En France, afin de limiter l'impact environnemental de ce secteur, plusieurs stratégies peuvent être envisagées :

- Une réduction des besoins, via l'amélioration de l'isolation pour les habitations existantes, que ce soit des murs, des toitures, des fenêtres, ou via des orientations et design optimisés pour les habitations neuves.
- Une amélioration de l'efficacité énergétique, grâce à une amélioration des performances des différents appareils consommateurs d'énergie tels que le chauffage, les réfrigérateurs, les luminaires, etc.
- Un remplacement des sources d'énergie fossile par des sources d'énergie renouvelable.
- Une localisation des moyens de production d'énergie au plus près des consommateurs pour limiter les pertes par transport.

Ces différentes solutions sont déjà mises en pratique, notamment du fait des réglementations thermiques de plus en plus contraignantes, RT2005, RT2012 et prochainement la RT2020 qui visent à généraliser des bâtiments à énergie positive (producteur d'énergie et non consommateur). Toutefois le secteur résidentiel avec un taux de renouvellement d'à peine 1% par an, peine à se moderniser. Aujourd'hui encore, 54% du parc immobilier français a été construit avant 1975 quand aucune réglementation thermique n'était encore en vigueur. Les pouvoirs publics en sont conscients et essayent régulièrement de renforcer le marché de la rénovation via l'information et

différents avantages fiscaux. Le défi du secteur résidentiel et tertiaire est important, mais les possibilités sont grandes. Celles-ci seront étudiées dans la suite de ce chapitre.

2. Ressources et besoins énergétiques du secteur résidentiel

En 2012 en France les secteurs résidentiel et tertiaire sont responsables de 45% de la consommation d'énergie finale, dont 26% pour le seul secteur résidentiel [1], soit une consommation moyenne par foyer de **16565 kWh/an**. La disparité des consommations est à prendre en compte ; elles reposent sur plusieurs facteurs tels que la superficie de l'habitation, la zone climatique, la qualité de l'isolation, le nombre d'habitants ou même leurs habitudes de consommations. Dans le secteur résidentiel, cette consommation est principalement issue de besoins thermiques (environ 80%) et de besoins d'usage spécifique de l'électricité (20%).

Ces logements peuvent également disposer de différentes sources d'énergie locales pour subvenir à ces besoins, tels que le soleil, le vent ou la géothermie.

Les paragraphes suivants visent à analyser ces besoins et les quantifier. Il est important d'identifier dès à présent ces besoins afin que les réponses proposées aujourd'hui, qui nécessitent parfois d'importants investissements, restent adaptées aux besoins de demain. La ressource solaire à disposition sera également quantifiée et discutée selon les différents moyens (actifs ou passifs) permettant de la valoriser.

2.1. Besoins thermiques du secteur résidentiel

En France, les besoins thermiques représentent la majeure partie des besoins énergétiques du secteur résidentiel, approximativement 80%. Néanmoins cette part doit diminuer au fur et à mesure du remplacement des habitations, conséquence directe des réglementations thermiques mises en place. Ces besoins thermiques dépendent aujourd'hui principalement du chauffage, et accessoirement de l'eau chaude sanitaire et de la cuisson des aliments, mais à l'avenir la part chauffage devrait grandement baisser.

2.1.1. *Besoins thermiques pour le chauffage*

Les besoins de chauffage dépendent très fortement du climat, comme on peut le constater sur la Figure I-3. Les besoins en chauffage dans la zone Euro sont très différents entre les pays du nord et ceux du sud. Par exemple, la consommation moyenne annuelle s'élève à 50 kWh/m² en Espagne, alors qu'elle dépasse les 175 kWh/m² en Finlande.

En France la consommation moyenne annuelle pour le chauffage est de 11 kWh/m² soit approximativement **128 kWh/m²**. Mais cette valeur moyenne cache également de nombreuses disparités entre les vieilles bâtisses mal isolées dont la consommation d'énergie primaire est supérieure à 450 kWh/(m².an) et les logements récents dont la réglementation thermique RT2012 limite la consommation d'énergie primaire à un maximum de 50 kWh/(m².an) en moyenne (des corrections pouvant être apportées en fonction des zones climatiques).

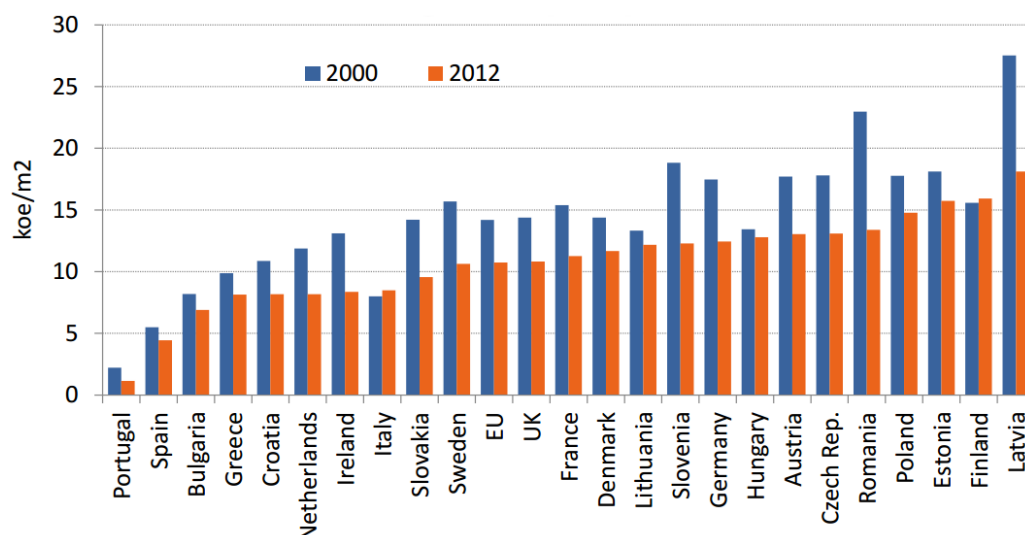


Figure I-3 : Evolution de la consommation de chaleur en kilogramme équivalent pétrole par m² d'habitation pour tous les pays de la zone Euro. Source : ODYSSEE MURE [4]

Rappelons que l'énergie primaire est l'énergie potentiellement contenue dans les ressources naturelles (bois, gaz, pétrole, etc.) avant toute transformation (en pratique de combustion), alors que pour l'électricité, il faut tenir compte du rendement de conversion thermique/électrique ; ainsi on considère qu'actuellement 1 kWh d'énergie finale sous forme électrique équivaut à 2,58 kWh d'énergie primaire thermique.

La disparité énergétique des logements peut être constatée à l'aide des diagnostics de performance énergétiques (DPE) effectué sur le territoire français (Figure I-4). Il faut toutefois noter que les statistiques représentées dans la Figure I-4 ne concernent que les DPE collectés avant 2013 et ne sauraient donc être représentatives de l'ensemble du parc de logement.

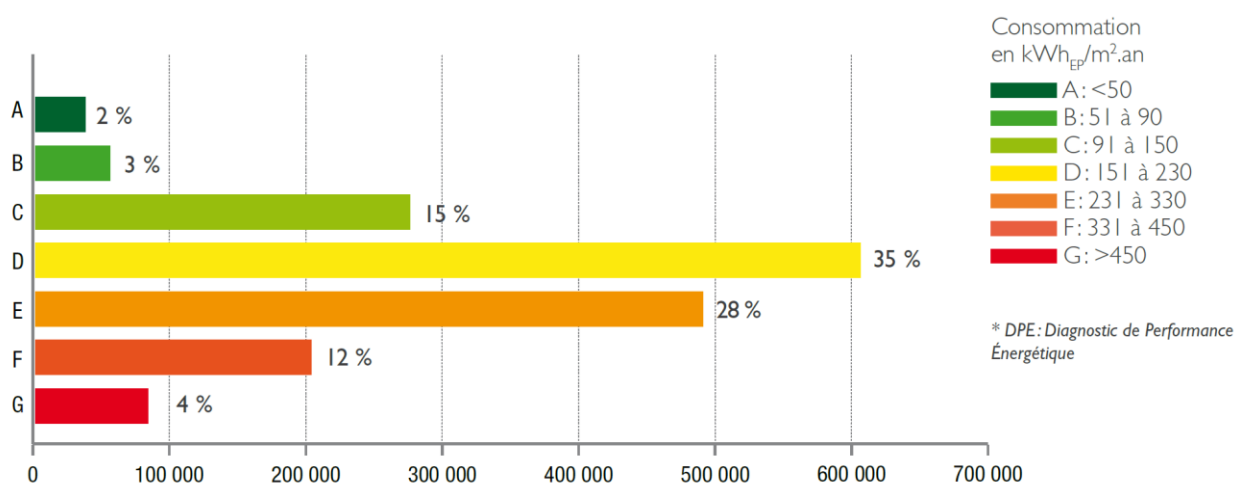


Figure I-4 : Performance énergétique du parc de logements au regard des DPE collectés avant 2013. Source : Observatoire DPE - décembre 2015

Ainsi en France, 54% des logements sont de construction antérieure à 1975 (Figure I-5) ; la forte présence de bâtiments anciens explique la part élevée du chauffage dans la consommation d'énergie du secteur résidentiel. Si aujourd'hui le chauffage représente 61% des besoins d'énergie, contre seulement 12,1% pour les besoins d'eau chaude sanitaire, la part de chauffage

devrait se réduire dans l'avenir avec l'amélioration de l'isolation engendrée par les différentes réglementations thermiques mises en application depuis les années 2000.

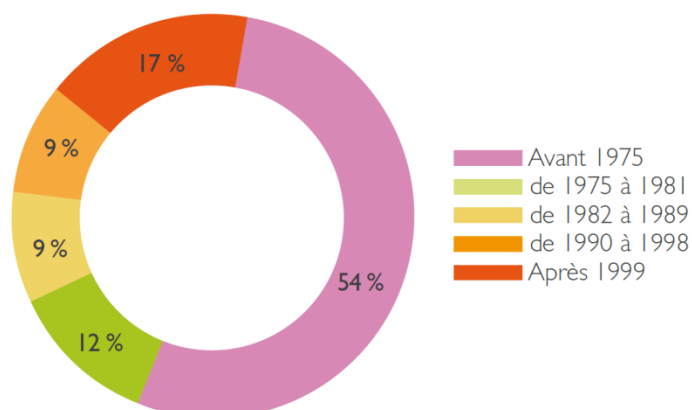
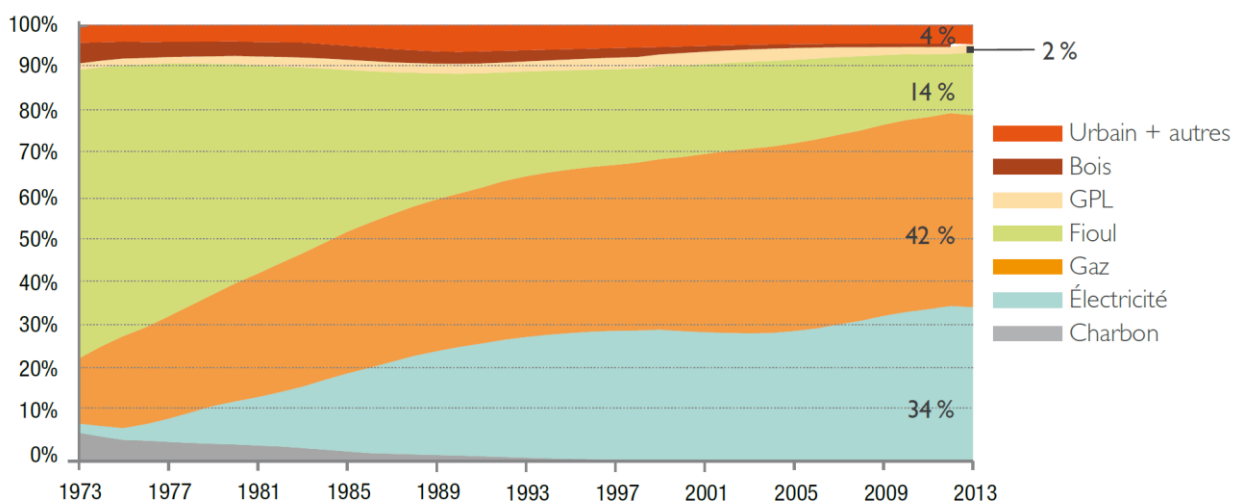


Figure I-5 : Structure du parc de résidence principale français par période de construction. Source : CEREN - « Données statistiques - Parc et consommations d'énergie du résidentiel » - août 2015 (données 2013)

Cependant, la mauvaise isolation des bâtiments du parc français ne suffit pas à expliquer son impact environnemental. La Figure I-6 représente la répartition du parc de résidences françaises selon l'énergie de chauffage. Le chauffage, en plus d'être le premier consommateur d'énergie du secteur résidentiel, repose encore principalement sur les énergies fossiles (56%), le gaz se substituant au fioul au fil des années, celui-ci étant moins coûteux. L'électricité prend également de plus en plus de place dans ce mix, notamment en raison de son faible prix à l'installation des émetteurs. Si en France la production d'électricité est largement décarbonée grâce à ses centrales nucléaires, la part grandissante d'électricité pour les besoins de chauffage pose des problèmes de pics de consommation difficiles à réguler pendant les périodes hivernales de grand froid.



Source : CEREN - « Données statistiques - Parc et consommations d'énergie du résidentiel » - août 2015
 Champ : France métropolitaine

Figure I-6 : Évolution de la répartition du parc de résidences principales selon l'énergie de chauffage principal en France. Source : CEREN

Il faut toutefois préciser que si le chauffage électrique assure toujours une part importante du chauffage dans les résidences neuves, les radiateurs purement résistifs sont délaissés au profit de pompes à chaleur bien plus performantes d'un point de vue consommation en énergie primaire.

En termes de technologies de chauffage, il convient de distinguer deux grandes familles :

- les systèmes centralisés, constitués d'un générateur de chaleur, d'un système de distribution, et d'émetteurs qui restituent cette chaleur ;
- les systèmes décentralisés pour lesquels la chaleur est directement générée et émise pièce par pièce.

À travers ces deux familles, on retrouve un large choix de technologies. Les principales sont présentées dans la Figure I-7.

En matière de chauffage les enjeux sont relativement clairs ; il s'agit de moderniser le parc résidentiel français afin de diminuer la consommation énergétique des ménages, puis décarboner cette consommation, de préférence à l'aide de sources d'énergies renouvelables.

Bien que le chauffage représente actuellement la majeure partie des besoins thermiques de l'habitat, la demande en matière de rafraîchissement augmente et les besoins en eau chaude sanitaire ne sont pas négligeables. Ils sont estimés dans les paragraphes suivants.

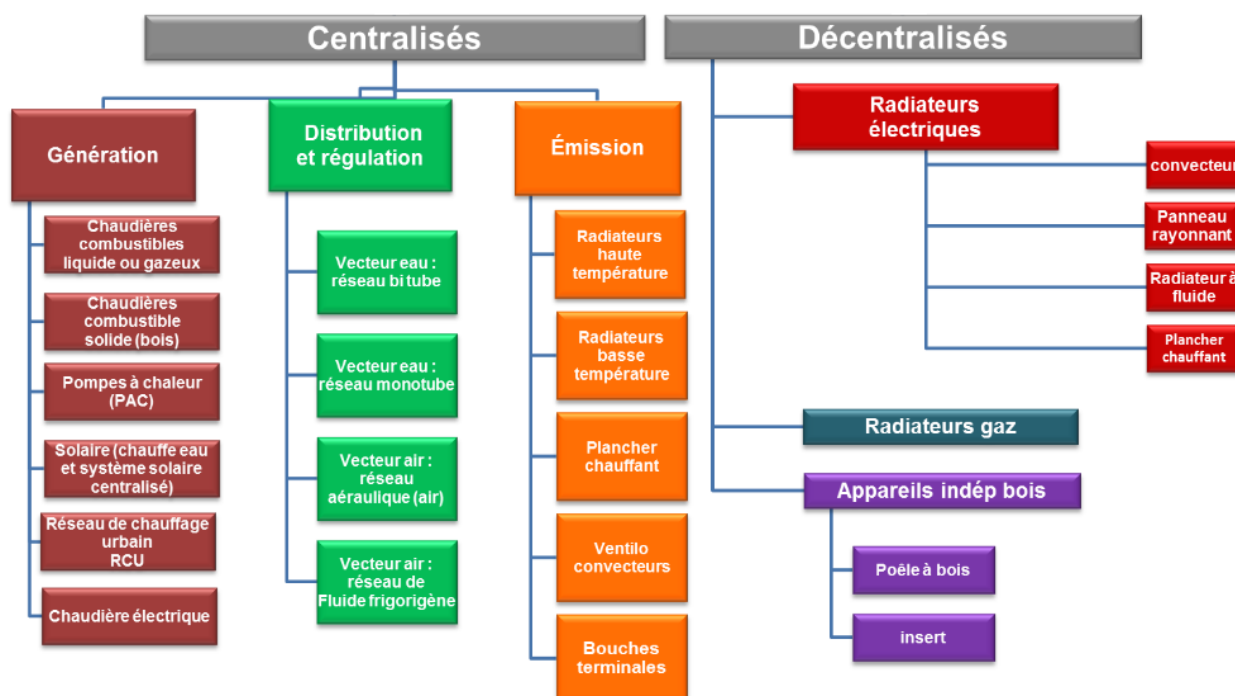


Figure I-7 : Segmentation des différentes technologies de chauffage. Source : ADEME

2.1.1. Besoins thermiques pour le rafraîchissement

Les besoins de rafraîchissement dépendent, comme pour les besoins de chauffage, fortement des pays considérés et de leur situation climatique. En France ces besoins restent marginaux et concernent essentiellement le pourtour méditerranéen. Néanmoins, le faible coût de l'énergie et la baisse du prix des climatiseurs individuels, cumulés à la volonté d'un meilleur confort thermique dans les secteurs résidentiel et tertiaire ont entraîné un développement rapide de ces besoins ces dernières années.

L'explosion de la demande de systèmes de rafraîchissement actif à partir des années 2000 notamment après la canicule de l'été 2003 reste principalement due à des erreurs de conceptions de l'habitat récent qui conduisent souvent à des surchauffes inconfortables en été. Néanmoins les réglementations thermiques mises en place plus récemment, avec notamment la RT2012 incitent les architectes à privilégier les différentes techniques de rafraîchissement passif.

Le parc de bâtiments climatisés est cependant encore réduit, mais il est en constante augmentation dans le secteur tertiaire, dont les réglementations thermiques sont pour l'instant moins contraignantes que dans le secteur résidentiel. En effet, il existe une très forte disparité entre les bâtiments à usage tertiaire et ceux à usage résidentiel. Ces derniers ne sont encore que faiblement climatisés, entre 3,5% et 4,5% selon les estimations, contrairement au secteur tertiaire pour lequel près de 25% des surfaces sont climatisées.

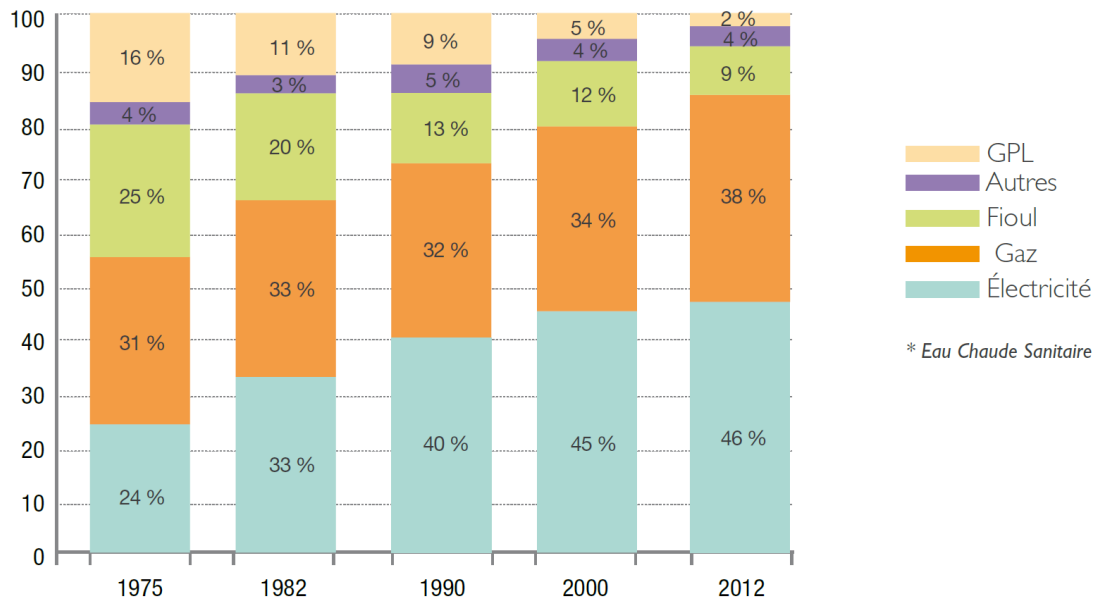
2.1.2. Besoins thermiques pour l'eau chaude sanitaire

Aujourd'hui en France, la consommation d'eau chaude sanitaire (ECS) représente 12,1 % de la consommation d'énergie finale des ménages selon l'ADEME. Cette agence évalue en moyenne à **850 kWh/an** et par personne les besoins d'énergie pour l'ECS en France, avec des valeurs variant de 765 à 900 kWh/pers/an en fonction des zones climatiques.

Comme pour le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire est majoritairement réalisée à partir de sources d'énergie fossile (Figure I-8), mais celle-ci risque d'être prochainement supplantée par la source électrique.

Même si l'ECS reste nationalement une part relativement réduite de la consommation totale, elle est en passe de devenir l'un des premiers postes de consommation dans les bâtiments résidentiels neufs. C'est pourquoi il est également nécessaire de réduire les consommations d'eau chaude dans ces bâtiments, en agissant à plusieurs niveaux :

- En limitant les besoins d'ECS : isolation des réseaux de distribution, réduction des pertes liées au stockage, réduction des débits, modification des comportements (prendre des douches au lieu de bains, etc.) ;
- En améliorant la performance des systèmes de production d'ECS par l'intégration des énergies renouvelables et l'optimisation de la production.



Source : CEREN - « Parc et consommations d'énergie du résidentiel » - décembre 2013
 Champ : France métropolitaine

Figure I-8 : Évolution de la répartition du parc de résidences principales selon l'énergie de production de l'ECS en France. Source : CEREN

Il faut toutefois rappeler que ces actions ne doivent pas aller à l'encontre des aspects de sécurité sanitaire qui imposent de porter et maintenir l'eau à une température minimale 50°C pour limiter les développements bactériens tels que la légionelle, et à 60°C/65°C pour détruire les germes.

2.2. Besoin d'usage spécifique en électricité

Les usages spécifiques désignent les usages qui ne peuvent pas se faire à partir d'une autre source d'énergie que l'électricité, comme l'éclairage ou l'audiovisuel. La demande électrique du secteur résidentiel a beaucoup augmenté au cours des deux dernières décennies (+43%, voir Figure I-9). Alors qu'elle était de 13 kWh/m² par an en 1973, elle est passée à 30 kWh/(m².an) en 2011. Ce phénomène s'explique notamment par la progression des équipements électroménagers et bureautiques. Malgré une augmentation continue de l'efficacité énergétique des appareils électriques, la diversité d'appareils et surtout la baisse de leur coût ont entraîné une explosion de leur utilisation dans les ménages. Au total en 2016, la consommation électrique spécifique moyenne d'un ménage s'élève à **3208 kWh/an**.

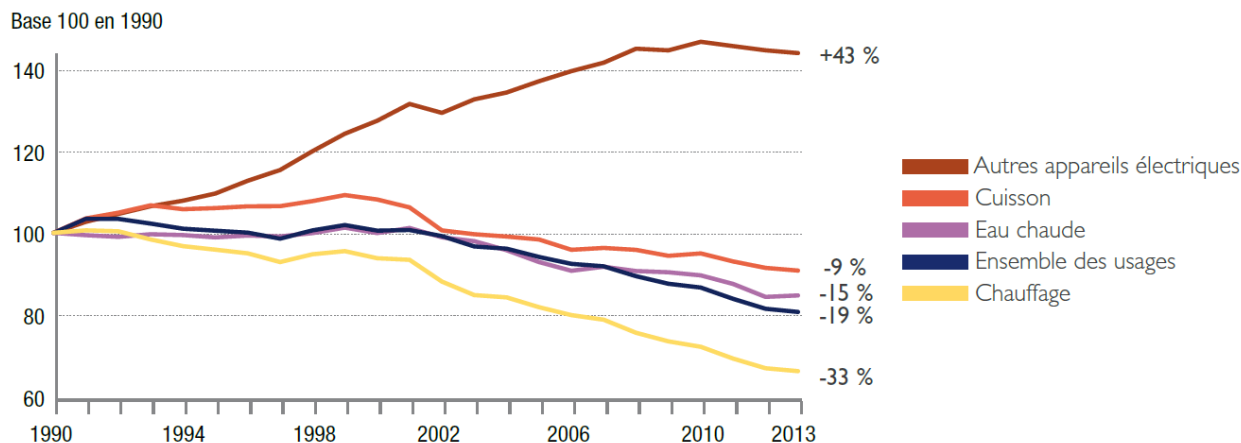


Figure I-9 : Évolution des consommations finales des résidences principales en France, par logement et selon l'usage. Extrait : Climat, Air, Energie 2015 [1] ; Sources : Données statistiques CEREN 2015

La répartition des usages spécifiques de l'électricité se fait de la façon suivante :

1. Froid : 23%
2. Audiovisuel : 20%
3. Informatique : 15%
4. Lavage : 15%
5. Divers (appareils électroménagers, veille) : 14%
6. Éclairage : 12%

L'éclairage ne représente finalement que 12 % de la consommation électrique liée aux usages spécifiques, le premier poste de consommation d'électricité est le froid domestique (réfrigérateur, congélateur). Si en France la production d'électricité est majoritairement d'origine nucléaire, et donc décarbonée (hors extraction du minerai), dans le reste du monde celle-ci repose encore essentiellement sur les combustibles fossiles et est donc une source importante d'émission de CO₂ supplémentaire.

2.3. La ressource solaire en France

Aujourd'hui, les différents besoins identifiés précédemment sont essentiellement assurés par des énergies fossiles et fissiles via un système de distribution qui repose essentiellement sur la centralisation des moyens de production.

Pourtant, une partie de ces besoins pourraient être produits localement via des sources d'énergie renouvelable que sont le soleil, le vent ou la géothermie, réduisant ainsi les pertes dues au transport ainsi que les émissions de gaz à effet de serre. Dans cette section, nous nous intéressons principalement à la ressource solaire qui a l'avantage d'être inépuisable et présente partout. Néanmoins elle reste inégalement répartie et est disponible de manière intermittente du fait des passages nuageux et des cycles jour/nuit. Pour le cas de la France on peut voir sur la Figure I-10 que l'irradiation globale horizontale annuelle moyenne est comprise entre 1100 et 1700 kWh/m² sur le territoire français. C'est donc une ressource non négligeable qui pourrait très bien assurer une partie des besoins du secteur résidentiel.

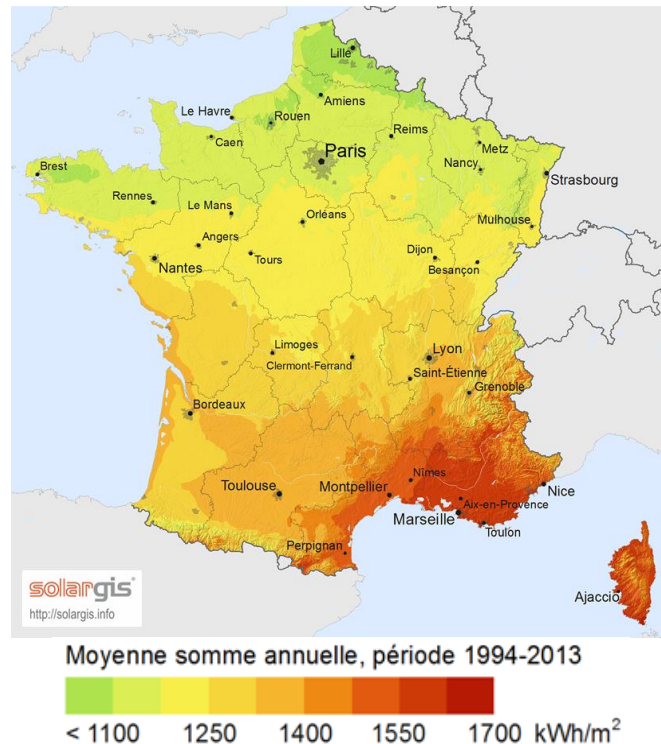


Figure I-10 : Moyenne annuelle de l'irradiation globale horizontale entre 1994 et 2013 en France, Source : Solargis.

L'énergie solaire récupérable peut être encore augmentée en optimisant l'orientation et l'angle des surfaces de captation solaire. Si certains capteurs sont équipés de "trackers" permettant de suivre la course du soleil, les orientations fixes sont en général préférées, car moins complexes et moins coûteuses. À titre d'exemple, si la moyenne annuelle de l'irradiation globale horizontale à Perpignan est de **1531 kWh/m²**, un capteur avec une inclinaison optimale de 42° et orienté plein Sud est susceptible de capter annuellement jusqu'à **1730 kWh/m²**. Enfin, si l'objectif est de maximiser la récupération d'énergie en hiver, un angle de 67°, toujours orienté plein sud permettra potentiellement de récupérer quotidiennement 3,33 kWh/m² en moyenne durant le mois de décembre, contre 2,92 kWh/m² avec un angle de 33° et seulement 1,67 kWh/m² avec un capteur à l'horizontale. Ceci permet de mieux cerner l'importance de l'angle des capteurs solaires qu'ils soient thermiques ou photovoltaïques.

Néanmoins, cette énergie ne peut être récupérée intégralement, il faut en effet tenir compte du rendement de captation. Pour un capteur photovoltaïque, il varie approximativement entre 5 et 16% et pour un collecteur thermique entre 50 et 70%. Par ailleurs, le caractère intermittent de cette ressource peut nécessiter l'utilisation d'un stockage, qui induira également des pertes. Il faut également rappeler que l'énergie solaire est tout à fait apte à assurer les besoins en froid. Les principales technologies de production de froid solaire sont :

- l'utilisation d'une machine à compression mécanique de vapeur dont l'électricité nécessaire pour alimenter le compresseur est produite via des capteurs photovoltaïques ;
- l'utilisation de procédés à sorption couplés à des capteurs solaires thermiques, l'exemple le plus répandu étant le cycle à absorption (plus amplement décrit dans la suite de ce chapitre).

Ces différentes technologies sont autant de moyens, dits actifs, pour répondre aux différents besoins du secteur résidentiel via l'énergie solaire.

En plus de ces technologies, il existe également des moyens passifs pour valoriser l'énergie solaire, à condition d'intégrer cet aspect dès la conception de l'habitat. L'emploi des techniques d'écoconstruction ou d'architecture bioclimatique permet d'optimiser l'orientation de la maison, l'emplacement des ouvertures, la mise en place de casquettes, afin d'utiliser au mieux le soleil pour assurer l'éclairage naturel, mais également, de réduire les besoins de chauffage en hiver, tout en limitant les surchauffes inconfortables en été.

L'utilisation de ces procédés de valorisation de l'énergie solaire qu'ils soient actifs ou passifs est de plus en plus utilisée et renforcée par les réglementations thermiques toujours plus contraignantes. Ils deviendront même indispensables avec la mise en place de la RT2020 qui imposera à partir de 2020 à tout bâtiment neuf qu'il soit à énergie positive, c'est à dire qui produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment annuellement.

3. Les différents procédés de cogénération et trigénération applicables à l'habitat

Comme vu précédemment, le secteur résidentiel implique des besoins en chauffage, rafraîchissement ou électricité. Parmi les approches susceptibles de répondre à ces différents besoins tout en limitant l'impact environnemental les systèmes de micro-cogénération et trigénération sont de plus en plus mis en avant. Ces solutions présentent l'avantage de pouvoir subvenir aux besoins localement, avec une grande efficacité et à partir de sources d'énergie renouvelable. En effet la valorisation de chaleur inférieure à 100 °C est un secteur de recherche de plus en plus actif [5, 6, 7, 8 et 9], dans l'objectif de rendements plus intéressants pour ces différentes technologies. Néanmoins ces technologies peinent à s'imposer sur le marché en raison de leur prix d'achat encore trop important.

Cette section a pour but de dresser un état de l'art des technologies de micro-cogénération et trigénération actuellement étudiées et commercialisées dans le secteur résidentiel et tertiaire, et plus précisément celles qui exploitent des sources d'énergie renouvelable. À ce jour, les procédés de trigénération sont encore très peu développés dans le secteur résidentiel. A contrario, les procédés de cogénération et de production de froid solaire commencent à émerger. Ces deux familles de procédés seront étudiées dans un premier temps. Dans un second temps nous étudierons les différents couplages possibles entre ces deux familles qui permettraient d'assurer par un même procédé la trigénération c'est-à-dire les trois besoins du secteur résidentiel que sont le chaud, le froid et l'électricité.

3.1. Les technologies de production de chaleur et d'électricité (mCHP)

La micro-cogénération aussi appelée mCHP pour "micro Combined Heat and Power" est la production simultanée à faible puissance (<30kW) de deux utilités énergétiques différentes par le même procédé. Le cas le plus fréquent est la production d'électricité et de chaleur, toujours à partir d'une même source d'énergie primaire, celle-ci pouvant être d'origine renouvelable ou fossile (gaz naturel, biomasse, solaire, etc.). La cogénération fait partie des techniques les plus efficaces énergétiquement, permettant d'atteindre un rendement global supérieur à 80%, bien que

le sens de ce rendement doit être considéré avec précaution. Ces rendements élevés deviennent possibles du fait de la valorisation d'une énergie généralement rejetée dans l'environnement, comme la chaleur. La cogénération représente de ce fait une véritable solution pour les économies d'énergie, car elle permet d'économiser de 15 à 30 % l'énergie primaire par rapport à une production séparée de ces mêmes quantités de chaleur et d'électricité.

La micro-cogénération a de nombreux avantages, comme la possibilité de production décentralisée. La chaleur se transportant relativement mal sur de longues distances, la micro-cogénération permet de répondre au plus près aux besoins thermiques de l'habitat et de par sa production électrique de diminuer les pertes dues au transport de l'électricité et donc indirectement les émissions de CO₂ qui lui sont associées [10]. La micro-cogénération permet également de réduire les pics de consommation sur le réseau national de distribution d'électricité notamment pendant l'hiver, ce qui a également pour effet de réduire indirectement les émissions de CO₂.

Différentes technologies de mCHP sont actuellement sérieusement étudiées pour l'habitat, tel que les moteurs à combustion interne [11], les micros turbines [12], les piles à combustible [13] et [14], les cycles Stirling [15] et [16] ou les cycles organiques de Rankine (ORC) [17, 18 et 19]. Certaines de ces technologies manquent encore de maturité tandis que d'autres sont déjà commercialisées [5]. Nous nous intéresserons dans les sections suivantes plus particulièrement aux technologies qui semblent les plus prometteuses et les plus à même de répondre aux besoins de l'habitat exploitant une ressource solaire à basse température.

3.1.1. La pile à combustible

La pile à combustible est une technologie qui exploite une réaction d'oxydoréduction (ou de combustion) le plus souvent de l'hydrogène, pour produire de l'électricité via un procédé électrochimique. La pile est alimentée en continu en hydrogène et en oxygène. L'hydrogène peut être produit à partir de gaz naturel, de méthanol, ou d'essence grâce à un procédé de reformage, mais il peut également être produit de façon renouvelable, grâce à la méthanisation ou l'électrolyse de l'eau. L'hydrogène est de plus en plus pressenti comme vecteur énergétique permettant le stockage du surplus de production d'électricité d'origine renouvelable.

Cette technologie permet d'envisager des applications tant domestiques qu'industrielles, elle permet notamment d'atteindre des rendements électriques bien supérieurs à ceux des machines thermiques traditionnelles avec des rendements électriques allant jusqu'à 60% [14], voire plus sur des systèmes à haute température couplés à une turbine à vapeur, et ce avec des rejets de polluants moindres que ceux des machines thermodynamiques classiques. Certaines piles à combustible sont également réversibles, et peuvent donc produire leur propre carburant et le stocker lorsqu'elles ne sont pas utilisées en production. Néanmoins, ces machines sont généralement optimisées pour fonctionner dans un mode de production unique, de fait, le rendement des piles à combustible en fonctionnement réversible n'est pas le même en production d'électricité qu'en production d'hydrogène [20].

Il existe différentes technologies de pile à combustible :

- les piles à combustible à oxyde solide (SOFC) qui fonctionnent à haute température (jusqu'à 1000 °C) et prévues pour des applications stationnaires avec des puissances allant de 1 kW à 2MW.
- les piles à combustible à membrane d'échange de protons (PEMFC), ces dernières pouvant être développées pour des applications dans les transports aussi bien que pour des applications portables ; elles travaillent à basse température.
- d'autres familles sont étudiées (AFC, PAFC, MCFC, etc.) [13], offrant chacune des caractéristiques différentes et permettant ainsi de répondre aux différents besoins électriques et thermiques.

Les plages de fonctionnement sont données dans la Figure I-11.

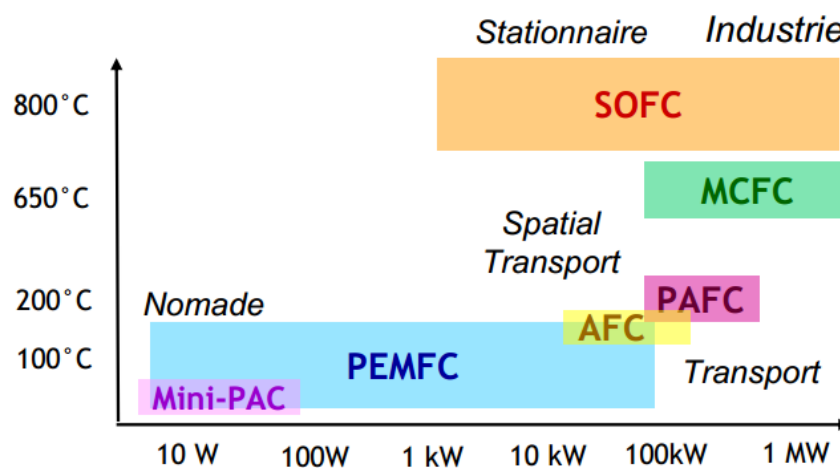


Figure I-11 : Plage de fonctionnement des différentes technologies de pile à combustible.

Toutefois, cette technologie reste encore très coûteuse, bien qu'une forte baisse des prix soit attendue [21] et sa durée de vie discutable (de 2 à 10 ans). Elle commence à percer dans le secteur du résidentiel [14], notamment au Japon du fait d'un fort soutien de l'état. Toutefois un développement à grande échelle n'apparaît pas réaliste dans un avenir proche.

3.1.2. Le cycle Stirling

Le cycle de Stirling est un cycle thermodynamique à apport de chaleur externe, ce qui lui donne l'avantage d'exploiter un large choix de sources d'énergies allant du fossile au renouvelable, dont le solaire. Comme toutes les machines thermodynamiques, celui-ci a besoin d'une source chaude et d'une source froide. Le fluide de travail est un gaz (souvent de l'hydrogène ou de l'hélium) qui subit deux transformations isothermes et deux transformations isochores, permettant la mise en mouvement d'un piston moteur et un piston déplaceur. Selon l'emplacement des pistons, les moteurs Stirling sont divisés en types alpha, bêta et gamma [22]. Plusieurs paramètres affectent les performances du moteur Stirling. Parmi eux : la configuration du moteur, les propriétés thermiques et physiques du fluide de travail, la différence de température entre les sources froide et chaude, la pression du moteur et l'efficacité du régénérateur [23].

Son cycle comprenant quatre phases, est présenté dans la Figure I-12 :

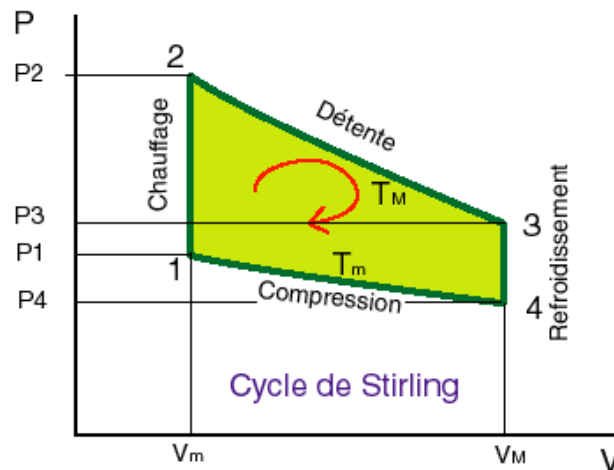


Figure I-12 : Représentation schématique des 4 phases (2 isothermes, 2 isochores) du cycle Stirling.

Si le cycle Stirling a des performances théoriques intéressantes, en pratique plusieurs inconvénients limitent son intégration sur le marché. La conductivité thermique et les échanges convectifs en phase gazeuse étant relativement faibles, les échanges thermiques entre les sources de chaleur et le fluide de travail sont peu efficaces. Ceci, en plus d'entraîner certaines irréversibilités thermodynamiques, explique la faible réactivité des moteurs Stirling. Se posent aussi des problèmes d'étanchéité, de dynamique des fluides et de volume mort. L'utilisation de fluides très peu visqueux tels que l'hydrogène pour limiter les dissipations par perte de charge dans le régénérateur rend la conception plus délicate. Cette technologie étudiée de longue date, peine à intégrer le marché du secteur résidentiel du fait de son manque de compétitivité sur le plan économique, bien qu'on commence à le trouver au sein de certains cogénérateurs. Toutefois la majorité des variantes commercialisées exploitent le gaz naturel comme source d'énergie primaire. Les variantes solaires ou biomasses [24] restent encore au stade expérimental.

En termes de performances, un bon exemple pour la cogénération dans l'habitat est de s'intéresser aux machines déjà commercialisées telles que la technologie Whispergen [15]. Ce cogénérateur fonctionne au gaz de ville et permet un rendement électrique de 7,9%, et un rendement "global" (électrique+thermique restitué) de 84,4%.

Le rendement exergetique est un bon moyen de comparer entre eux différentes technologies indépendamment de leurs températures de fonctionnement, celui-ci représente un écart à l'idéalité, c'est-à-dire par rapport au rendement maximal de Carnot. Il est défini par la relation suivante :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\eta}{\eta_{\text{Carnot}}} \quad (1)$$

Le rendement de Carnot est lui-même caractérisé par les températures des sources chaude et froide :

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{froid}}}{T_{\text{chaud}}} \quad (2)$$

D'après la littérature, les rendements exergetiques des cycles Stirling varient dans une large gamme, entre 1 et 40% [22] : ils sont fonction des fluides de travail utilisés, des puissances recherchées ou de la maturité des variantes étudiées. Néanmoins, les valeurs les plus élevées sont à prendre avec précaution, celles-ci ne considérant pas toujours le système dans son intégralité ou avec des conditions de fonctionnement très particulières. À ce jour, le moteur Stirling reste un marché de niche, ses coûts encore trop importants le rendant économiquement peu compétitif.

3.1.3. Le cycle organique de Rankine

Le Cycle Organique de Rankine (ORC) est une des variantes du cycle de Rankine, par exemple le cycle de Kalina [25] ou le cycle de Hirn [26]. Si le cycle de Rankine utilise l'eau comme fluide de travail, les ORC mettent en œuvre des fluides dits organiques (comme ceux utilisés comme réfrigérants, ou des hydrocarbures) ayant des températures d'ébullition (sous pression atmosphérique normale) inférieures à 100 °C. L'échange de chaleur entre le cycle thermodynamique et les sources/puits de chaleur est réalisé à l'état biphasique, ce qui explique que les coefficients d'échange thermique sont bien meilleurs que dans les cycles Stirling.

Les différents composants dont il est constitué sont communément utilisés dans l'industrie et bénéficient d'une bonne maturité technologique, ce qui les rend également moins onéreux. Les ORC comprennent des échangeurs de chaleur de type évaporateur et condenseur, avec parfois l'ajout d'un récupérateur pour valoriser la chaleur résiduelle en sortie de turbine, ainsi que d'une pompe pour pressuriser le liquide d'une turbine à vapeur pour récupérer l'énergie à la détente des vapeurs, et d'un alternateur pour convertir le travail mécanique en électricité. Dans le cas d'applications de très petites puissances ($\approx 1\text{kWe}$), il devient néanmoins compliqué de trouver des turbines à vapeur, mais l'intérêt grandissant des ORC dans ce domaine en fait un champ de recherche très actif. Son fonctionnement relativement simple est composé de différentes étapes décrites ci-après sur le diagramme (T-S) de la Figure I-13.

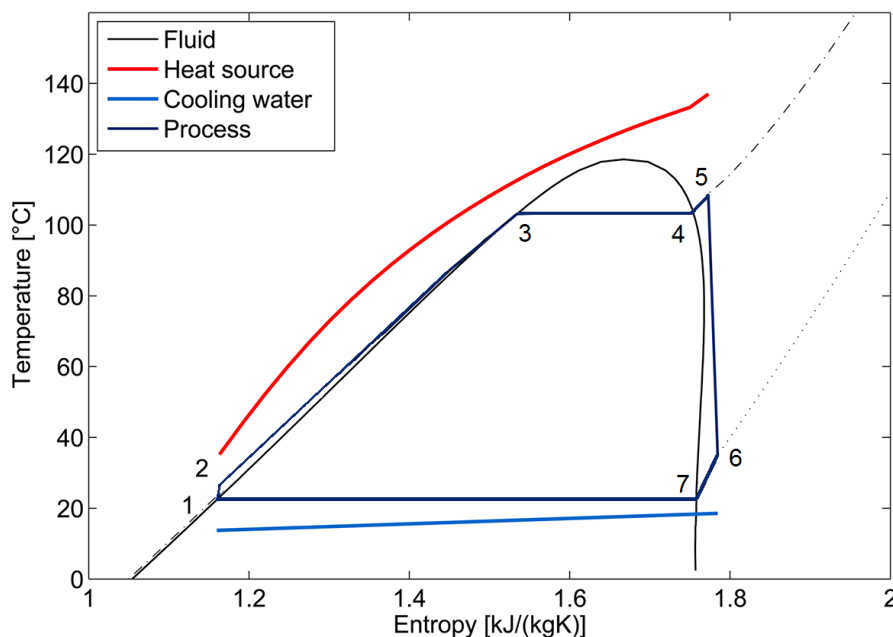


Figure I-13 : Diagramme TS décrivant le déroulement des 7 phases qui constitue le fonctionnement du cycle ORC.

Description du fonctionnement de l'ORC :

1→2 : Pressurisation du fluide de travail à l'état liquide

2→3 : Préchauffage du fluide de travail

3→4 : Évaporation du fluide de travail

4→5 : Légère surchauffe des vapeurs

5→6 : Détente du fluide de travail à l'état gazeux dans la turbine

6→7 : Récupération de la chaleur résiduelle en sortie de turbine (optionnel)

7→1 : Condensation du fluide de travail

Les performances, comme pour tout cycle thermodynamique dépendent fortement du différentiel de température exploitable, mais également, à températures opératoires identiques, des fluides de travail utilisés (ce point sera plus amplement détaillé à la fin de ce chapitre). Parmi les produits déjà sur le marché, on trouve par exemple le modèle ENEFCOGEN de la société EnefTech. Ces derniers commercialisent différents modules d'une puissance électrique allant de 5 à 30 kWe. Leur rendement électrique est annoncé à 9,1%, pour un rendement de cogénération global de 95%. Les sources d'énergie peuvent être diverses, chaleur industrielle, chaudière, capteur solaire, mais nécessitent une température d'au moins 125°C. Si on s'intéresse plus particulièrement aux applications utilisant la ressource solaire, l'efficacité globale (électricité/irradiation solaire incidente) varie entre 2 et 8% en considérant l'ensemble du système incluant la captation [27], soit des rendements exergétiques de l'ordre de 10 à 20%. Ces rendements relativement faibles s'expliquent du fait de différentiels de température exploitables peu élevés, de l'ordre de 100 °C, mais aussi du fait des rendements des différents composants qui constituent l'ensemble du procédé : capteur solaire (50% à 70%), turbine à vapeur (60 à 70%) génératrice (90 à 95%). La récupération de la chaleur au niveau du condenseur permet d'atteindre des rendements de cogénération allant de 80 à 90%, mais engendre un ratio production électrique/production thermique relativement faible, variant de 1/4 à 1/8, selon la température de la source de chaleur.

3.2. Les technologies de production de froid

La production de froid à partir d'énergie renouvelable est également un secteur de recherche en pleine expansion, notamment via la valorisation de l'énergie solaire [28, 29, 30]. La production de froid par voie solaire a l'avantage d'une adéquation favorable entre les besoins en froid et la ressource solaire. Parmi ces technologies on retrouve les systèmes à sorption de type absorption liquide/gaz et adsorption solide/gaz [31], à roue desséchante [32], les procédés thermochimiques [33], les cycles ORC couplés à une machine à compression mécanique de vapeurs ou pompe à chaleur (PAC), utilisant soit un seul et même fluide de travail [34, 35, 36] soit deux fluides de travail différents [37], ou enfin les machines à compression mécanique de vapeur alimentées par des panneaux photovoltaïques (PAC+PV) [38]. La plupart de ces procédés sont encore au stade expérimental. Seuls les procédés à sorption notamment ceux à absorption et les procédés PAC+PV, ont atteint un niveau de maturité suffisant pour permettre leur intégration sur le marché ; ces deux procédés sont donc un peu plus détaillés dans les sections suivantes.

3.2.1. Les machines à compression mécanique de vapeur

La machine à compression mécanique de vapeur est la technologie la plus répandue en production de froid, elle est également appelée pompe à chaleur (PAC) quand elle est réversible (l'utilité est la production de chaud ou la production de froid). Elle consiste à produire du froid via l'évaporation d'un fluide réfrigérant. Le cycle est composé de 4 phases (évaporation, compression, condensation et détente), qui peuvent être visualisées sur le schéma de principe et le diagramme de Mollier (P vs h) dans la Figure I-14.

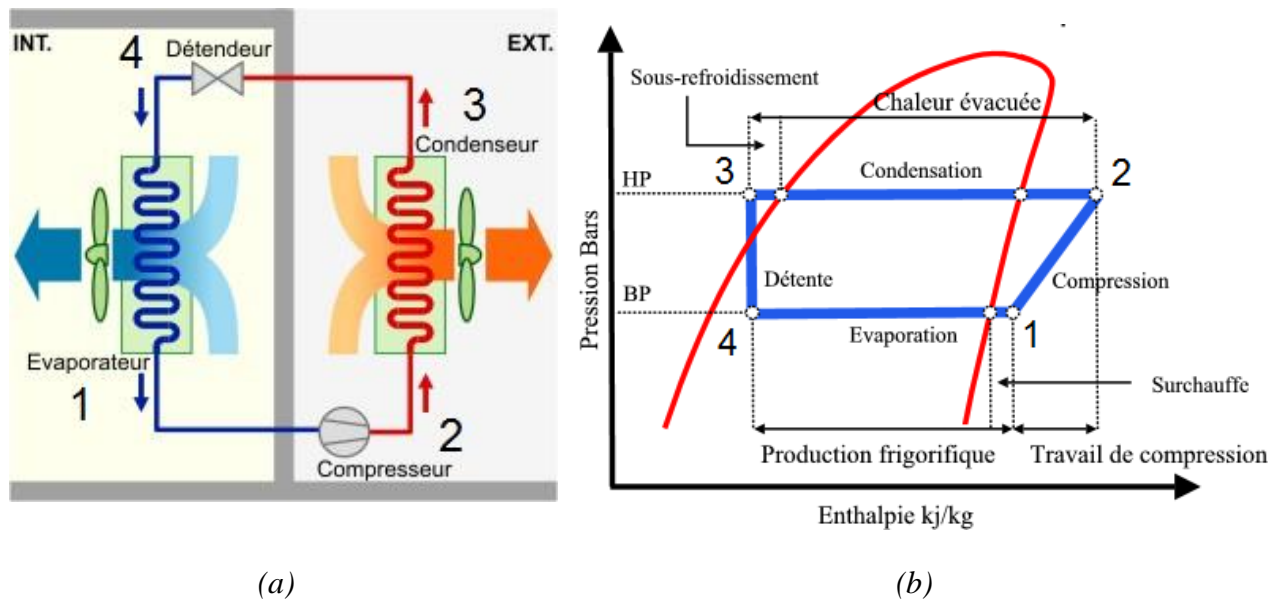


Figure I-14 : Description d'une machine à compression mécanique de vapeur (a) Schéma de principe de la machine frigorifique (b) Diagramme de Mollier du cycle frigorifique.

Un des avantages de la PAC réside dans l'inversion aisée du mode fonctionnement été/hiver. En effet, il suffit d'inverser via une vanne 4 voies le sens de circulation du fluide de travail pour passer du mode production de froid au mode production de chaleur, et ce pour un coût sensiblement équivalent. Autre avantage, les deux-tiers environ de l'énergie fournie en mode chauffage sont captés dans l'air extérieur, ce qui en fait des machines électriques bien plus efficaces, du point de vue exergétique, que les chauffages classiques à effet Joule.

Les PAC sont sur le marché depuis de nombreuses années, et de ce fait, ont profité de différentes améliorations [39] tel que le "power inverter" ou "l'injection flash" qui consistent respectivement à améliorer la puissance frigorifique de la machine et rendre possible son fonctionnement jusqu'à $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ces innovations ainsi que d'autres peuvent être cumulées pour donner des produits très aboutis répondant à des besoins très spécifiques. C'est le cas par exemple de la technologie "Zubadan" développée par la marque japonaise Mitsubishi qui permet entre autres un fonctionnement par grand froid (jusqu'à $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$) et un maintien de la puissance nominale calorifique jusqu'à $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Les performances de ces systèmes sont évaluées par leur coefficient de performance électrique, COP_e , qui représente la quantité de froid produite par rapport à l'électricité consommée par la machine. Le COP_e des PAC air/air est généralement compris entre 3,2 et 4,5, alors que celui des PAC air/eau et eau/eau est supérieur et compris entre 4,2 et 5,2 dans les conditions de test standard EN 14511 [40].

Néanmoins, toutes ces technologies nécessitent une alimentation électrique pour faire fonctionner le compresseur. Elles ne peuvent donc être considérées comme des énergies renouvelables qu'à la condition que l'électricité consommée soit produite via un dispositif exploitant une source d'énergie renouvelable dont il faudra prendre en compte l'efficacité dans le calcul des performances globales.

3.2.2. Les cycles à sorption

Le principe de fonctionnement des machines à absorption est de plus en plus étudié avec l'avènement des énergies renouvelables [41], il repose sur le phénomène de sorption d'une vapeur par une solution. Les couples de fluide absorbant/réfrigérant les plus utilisés sont en général le LiBr/eau et eau/ammoniac. Le fonctionnement du procédé est décrit dans la Figure I-15 :

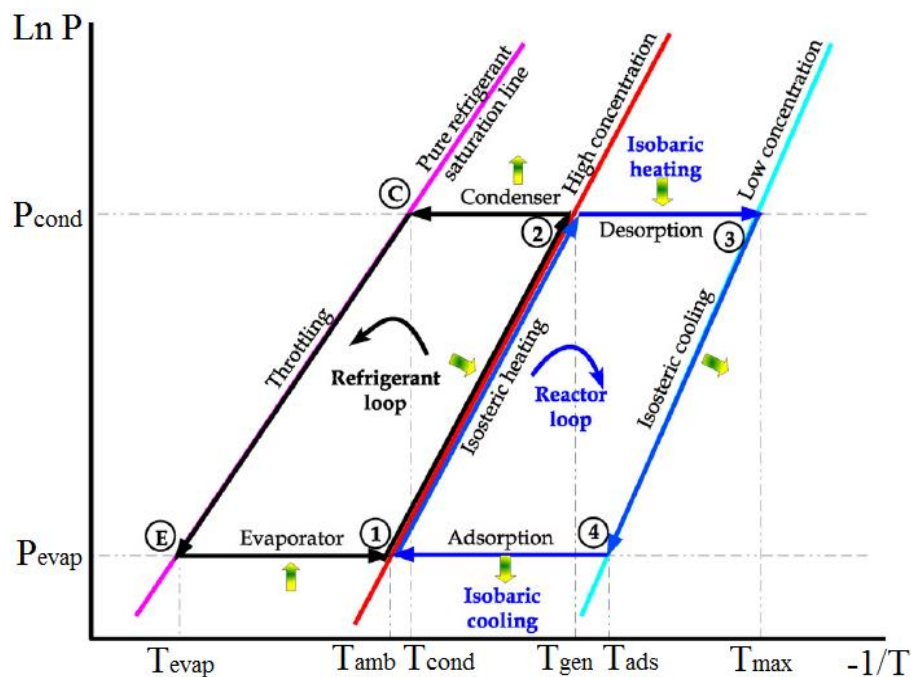


Figure I-15 : Schéma de Clapeyron d'une machine à absorption basique, [41]

Le fonctionnement des machines à adsorption est légèrement différent. L'adsorbant étant solide, il est impossible de le faire circuler via une pompe vers la source de chaleur pour être régénéré. La machine fonctionne donc de manière cyclique. Deux réservoirs contenant l'adsorbant, fonctionnant en opposition de phase, servent tour à tour d'adsorbeur et de désorbeur. Dans un premier temps, le premier adsorbant est utilisé pour la production de froid, tandis que le second est chauffé pour être régénéré. Lorsque le premier adsorbant est saturé, il est remplacé par le second pour la production de froid, et est alors lui-même régénéré.

Pour ces deux technologies à sorption de gaz, différentes solutions permettent d'améliorer leur efficacité, en mettant en œuvre des récupérations internes d'énergies ou en valorisant certains rejets de chaleur. La mise en œuvre de ces récupérations internes aboutit à des systèmes multi-effets plus performants, mais plus complexes et qui nécessitent néanmoins des températures de fonctionnement plus élevées. La variante dite simple effet (variante de base) nécessite ainsi une source chaude avec une température supérieure à 80 °C pour fonctionner, elle reste donc accessible en climatisation solaire via des capteurs solaires plan ou sous vide. La variante à double effet nécessite elle des températures supérieures à 140 °C en général. Ce qui rend son utilisation plus complexe dans le cadre d'un procédé solaire.

Autre technologie de production de froid similaire, la production de froid thermochimique, alors que les cycles à adsorption reposent sur la fixation des molécules d'un fluide en surface d'un solide, les procédés thermochimiques stockent et déstockent la chaleur au travers d'une réaction chimique qui permet en théorie d'atteindre des densités énergétiques plus importantes [42, 43]. Toutefois cette dernière technologie est moins mature que les cycles à ab/adsorption, certaines applications commerciales existent, mais elles sont pour l'instant réservées à des marchés de niches.

En termes de performances, celles-ci sont mesurées via le COP_{th} (thermique), qui correspond au froid produit comparativement à la chaleur consommée. Les cycles à absorption simple effet permettent d'atteindre des COP_{th} allant de 0,5 à 0,8 [44 et 28]. Les cycles à absorption double effet peuvent eux atteindre des COP_{th} allant de 0,8 à 1,2. On trouve également des procédés à absorption triple effet atteignant des COP_{th} allant jusqu'à 1,7 mais ceux-ci nécessitent des températures de fonctionnement supérieures à 200 °C. En ce qui concerne les cycles à adsorption les performances sont légèrement plus basses avec des performances allant de 0,3 à 0,7 pour les cycles à simple effet et jusqu'à 1,2 pour les doubles effets [28 et 45].

3.3. Les procédés de micro-trigénération (mCCHP)

Les procédés de trigénération ou "CCHP" pour Combined Cooling, Heating and Power, regroupent tous les procédés qui permettent la production simultanée ou non de 3 types d'énergies, en général de la chaleur, de l'électricité et du froid et donc, qui couvrent tous les besoins énergétiques du secteur résidentiel.

Actuellement, très peu de technologies de trigénération sont commercialisées dans le secteur résidentiel, si certaines technologies sont relativement matures, l'investissement nécessaire est encore trop élevé pour permettre leur implantation sur le marché. Toutefois, c'est un secteur de recherche de plus en plus actif [46, 47, 48]. Les procédés de trigénération sont en majorité des procédés de cogénération décrits précédemment, couplés à un des procédés de production de froid. Ce couplage peut être réalisé de différente façon, ainsi deux familles principales de procédé de trigénération se distinguent [5].

D'une part, dans les procédés CCHP couplés en cascade thermique, c'est la chaleur évacuée par le procédé de cogénération qui est utilisée pour faire fonctionner un procédé de production de froid, le plus étudié étant le couplage à un procédé de sorption [46, 49].

D'autre part, les procédés CCHP mettant en œuvre un transfert de travail : c'est la production de travail ou d'électricité par un cycle moteur qui sert à alimenter un procédé de type pompe à chaleur pour assurer les besoins de chaud en hiver et de froid en été. On parlera dans ce cas de couplage travail ou de récupération de travail. La technologie la plus mature actuellement, et ne nécessitant qu'une source d'énergie renouvelable, est l'alimentation d'une pompe à chaleur par des panneaux solaires photovoltaïques [36 et 45]. Mais d'autres solutions existent, tel que le couplage entre une pompe à chaleur et un ORC [46 et 47]. Ces deux familles de procédés sont plus détaillées dans les sections suivantes.

3.3.1. Procédés de trigénération à couplage thermique

Les procédés de trigénération à couplage thermique définissent des assemblages de différentes technologies pour permettre la production simultanée ou non, de chaleur, de froid et d'électricité [5 et 44]. À titre d'exemple, un procédé de cogénération (ORC, Stirling, pile à combustible, etc.) permet de produire d'une part de l'électricité et d'autre part de la chaleur, dont une fraction peut être récupérée pour alimenter un procédé thermique de production de froid (à absorption, adsorption ou roue desséchante). Le fonctionnement simultané de ces deux procédés permet alors de fournir de la chaleur, du froid et de l'électricité à partir d'une seule source d'énergie thermique qui peut être d'origine renouvelable. La Figure I-16, représente le schéma de principe d'un procédé de trigénération solaire par couplage thermique constitué d'un ORC dont la chaleur récupérée à haute température au niveau du condenseur permet d'alimenter un cycle à absorption et produire ainsi du froid, en plus de la production de chaleur et d'électricité.

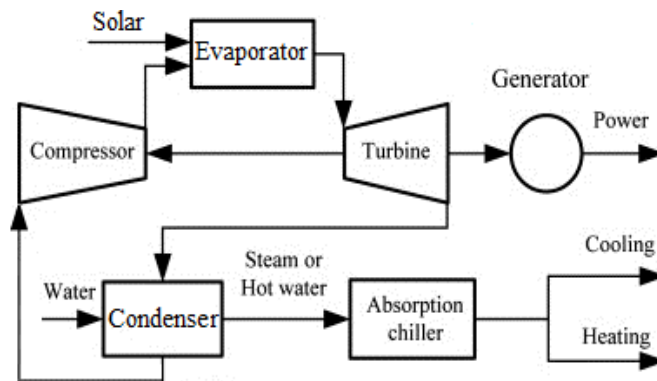


Figure I-16 : Schéma de principe d'un procédé de trigénération solaire par couplage thermique

En termes de performances, celles-ci dépendent des systèmes mis en jeu (se référer aux descriptions précédentes). Néanmoins le transport d'énergie d'un procédé à l'autre entraîne des pertes. De plus, la volonté de production simultanée ou non, entraîne souvent des contraintes supplémentaires qui engendrent des performances inférieures à celle d'un procédé de cogénération seul. Par exemple, l'alimentation d'un cycle à absorption simple effet nécessite une température d'au moins 80 °C ; de ce fait le procédé de cogénération devra imposer à son condenseur une température de condensation supérieure à 80 degrés, ce qui limitera le différentiel de température exploitable et donc le rendement électrique du procédé. Les performances dépendent ainsi des technologies étudiées et de leur architecture, de la volonté de favoriser la production d'un type d'énergie au détriment d'une autre. Al Moussawi et al. ont décrit les performances d'un large panel de procédés de trigénération en fonction des différentes technologies utilisées [46].

3.3.2. Procédés de trigénération à récupération de travail

Le travail produit peut être transféré entre les différents composants sous différentes formes, électrique, mécanique, voire hydraulique et permet dans la majorité des cas d'alimenter une machine à compression mécanique de vapeur afin de produire du chaud ou du froid. La Figure I-17 représente le schéma de principe d'un procédé de trigénération solaire par récupération de travail constitué d'un ORC dont la production d'électricité permet d'alimenter une PAC pour produire du chaud ou du froid.

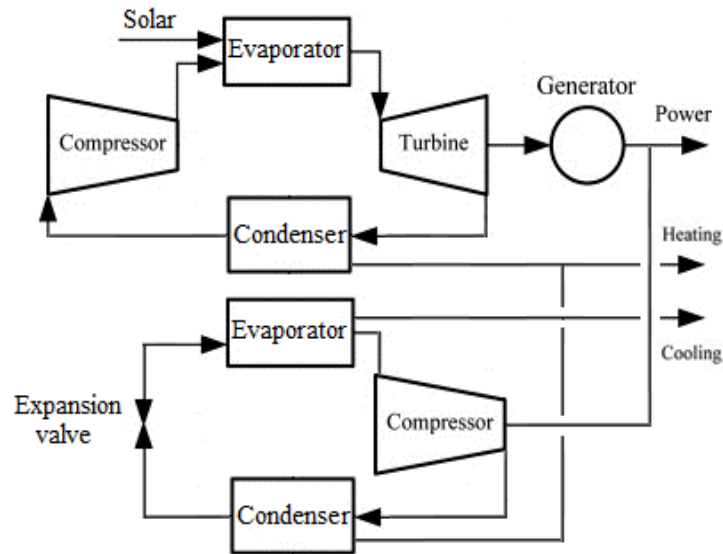


Figure I-17 : Schéma de principe d'un procédé de trigénération par récupération de travail

De nombreuses variantes sont possibles : le travail peut être produit à partir de procédé type ORC, Stirling, Pile à combustible, mais aussi de panneaux photovoltaïques, d'éolien, etc, pour alimenter tout type de systèmes produisant du froid à partir d'électricité.

La comparaison des performances de procédés de trigénération est complexe en raison d'une multitude de technologies envisageables ; il faut considérer leurs contraintes, leurs modes opératoires, la température des sources et puits de chaleur, etc. De plus, pour orienter correctement son choix, il serait également nécessaire de considérer leurs coûts et leurs volumes, en particulier dans le cadre d'applications résidentielles.

Immovili et al. [50] comparent différents systèmes de trigénération solaires, pour un COP allant de 0,05 à 0,6 pour la production de froid et un rendement électrique allant de 5 à 20%. Les procédés thermodynamiques solaires fonctionnant à basse température (<200 °C) atteignent des rendements électriques de l'ordre de 2 à 8% [27]. Ces performances relativement faibles s'expliquent par le faible différentiel de température exploitable ainsi que par la complexité technologique supplémentaire qu'entraîne une source d'énergie intermittente. Les technologies qui utilisent le photovoltaïque pour leur production d'électricité permettent de meilleurs rendements électriques, au détriment des performances en production de chaud et froid.

Le transfert d'énergie d'un cycle à un autre qu'il soit réalisé sous forme électrique ou mécanique entraîne différentes pertes qui impactent le rendement global de l'installation. La Figure I-18 met en évidence les pertes énergétiques relatives au transfert d'énergie nécessaire à la production de froid à partir d'un ensemble ORC solaire / pompe à chaleur.

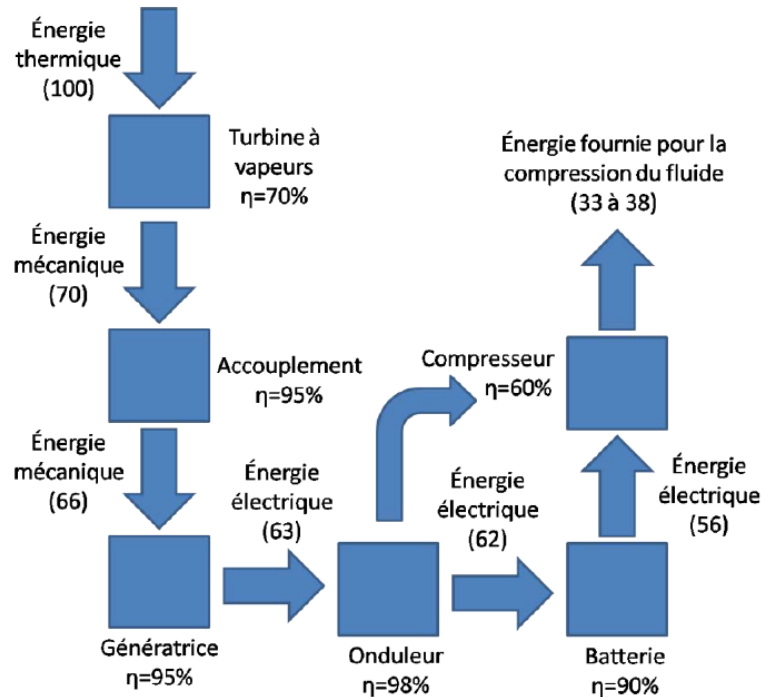


Figure I-18 : Performances de la chaîne de conversion énergétique d'un procédé ORC/PAC tel que présenté dans la Figure I-17.

Ce couplage particulièrement énergivore peut-être amélioré de différentes façons. Diverses études se sont intéressées au couplage mécanique entre la turbine de l'ORC et le compresseur de la machine à compression mécanique de vapeur [52]. D'autres études envisagent un couplage massique grâce à un éjecteur et aboutissent ainsi à un procédé dit à éjecto-compression. Ce procédé qui utilise un même fluide de travail au sein des cycles moteur et récepteur permet de mettre en œuvre un seul et même condenseur commun aux deux cycles [32, 33 et 34].

C'est également dans le but d'améliorer l'efficacité de cette chaîne de conversion que les procédés thermo-hydrauliques ont été étudiés. Le principe de ce procédé, qui fait l'objet de cette thèse, est succinctement rappelé dans la section suivante ; il sera amplement décrit dans les chapitres suivants.

4. Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération

Le terme "thermo-hydraulique" fait référence à un procédé basé sur la conversion d'énergie thermique en travail impliquant un liquide pour transférer le travail entre différents composants ou sous-systèmes. Le but recherché étant l'amélioration des performances de la chaîne de conversion énergétique qui impacte sensiblement les performances des procédés thermodynamiques classiques. Le laboratoire PROMES s'est penché sur cette problématique depuis 2007 avec la production de deux thèses de M.Martins [53] et H.Semhari [54] s'intéressant respectivement à la production de froid destinée au secteur résidentiel (procédé CHV3T) et à la production électrique destinée à l'exploitation de l'énergie thermique des mers (procédé CAPILI), tous deux à partir de procédés thermo-hydrauliques. Ces travaux ont également donné lieu à différents articles scientifiques [50, 51 et 52] destinés à décrire le fonctionnement de ces procédés, ainsi que deux brevets [53 et 54]. D'autres laboratoires et entreprises s'intéressent également à cette technologie ; des brevets ont notamment été déposés

par les firmes *International Innovations Limited* (IIL) [60], ou la société *Cogen Microsystems* [61]. Les procédés développés par ces derniers, se distinguent des procédés étudiés par le laboratoire Promes par le fait qu'ils ne récupèrent pas l'énergie produite lors de la détente du fluide, rendant leurs procédés moins performants a priori. D'autres laboratoires s'intéressent également à l'utilisation d'un liquide pour transférer du travail pour d'autres applications telles que la compression de gaz [62].

Le système étudié dans le cadre de cette thèse s'inscrit dans la continuité des procédés étudiés par le laboratoire Promes, notamment du procédé CHV3T étudié par Martins. Il s'agit d'un procédé de trigénération à récupération de travail, pour lequel le travail est transféré du cycle moteur au cycle récepteur par l'intermédiaire d'un liquide de transfert, dans le but d'en améliorer la chaîne de conversion. Le fonctionnement de ce procédé sera plus spécifiquement détaillé au chapitre suivant, mais avant cela, il convient de s'intéresser aux fluides de travail qui conditionnent les performances des procédés ORC, PAC et également CHV3T étudiés ici.

5. Les fluides réfrigérants

Les fluides de travail sont des fluides purs ou mélanges de fluides dont les propriétés physiques (température d'ébullition, pression d'utilisation, etc.) les rendent particulièrement bien adaptés au fonctionnement de procédés thermodynamiques, notamment à basse température. Au même titre que l'optimisation du dimensionnement des différents composants, le choix du fluide de travail joue un rôle important sur les performances globales des procédés thermodynamiques de type pompe à chaleur et cycle organique de Rankine et donc par extension du procédé étudié. En plus de l'impact du fluide sur les performances du procédé, les différentes familles de fluide utilisé (CFC, HCFC, HFC, HC) peuvent avoir des incidences environnementales importantes. Ceux-ci ont longtemps été décriés puis progressivement interdits, initialement pour leurs impacts sur la couche d'ozone, puis par la suite pour leur contribution à l'effet de serre. Ceci a eu pour conséquence de rechercher de nouvelles familles de fluide, telles les hydrofluoro-oléfine (HFO) qui avec un impact environnemental moindre sont destinés à remplacer les HFC. Cette section est destinée à informer le lecteur sur les différents effets et impacts du fluide de travail afin de mieux comprendre les choix faits par la suite.

5.1. Rôle des fluides de travail sur les performances des procédés thermodynamiques

Le choix du fluide frigorigène impacte les performances du procédé étudié de différentes manières, notamment du fait que les propriétés physicochimiques de chaque fluide sont différentes. Mais l'évaluation des performances doit également prendre en compte d'autres paramètres tels que les pressions opératoires, qui peuvent jouer un rôle important sur les performances de la turbine.

D'autre part, le choix du fluide peut imposer certaines contraintes au système qui peuvent limiter ses performances. La température critique du fluide par exemple, limitera la température exploitable par la machine thermodynamique, dépasser cette limite est possible, mais on parlera alors de cycles supercritiques [59, 60].

La forme de la courbe de saturation du fluide de travail renseigne sur le comportement du fluide notamment lors de la détente des vapeurs saturées ; ce comportement est caractérisé par la pente de l'entropie de la vapeur saturée dans le diagramme T-S décrit en Figure I-19.

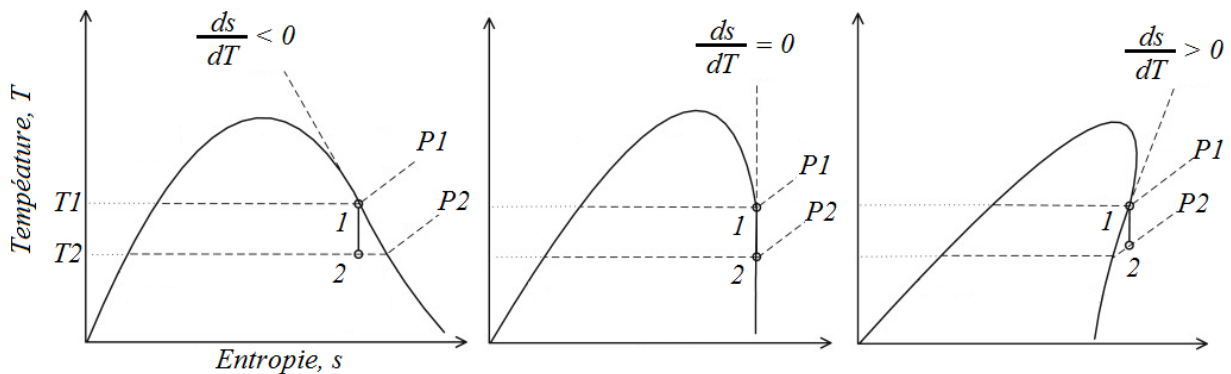


Figure I-19 : Diagramme TS de fluides dits humide (gauche), isentropique (centre) et sec (droite).

Les fluides dits humides (diagramme (T-S) de gauche) sont considérés comme désavantageux, car pendant la détente du fluide (1→2) une fraction du fluide va retourner à l'état liquide, ce qui peut entraîner une dégradation des aubages de la turbine si cette fraction de liquide s'avère trop importante (>15%) [65]. La solution pour pallier ce problème est de surchauffer les vapeurs en sortie de l'évaporateur, mais le coefficient d'échange avec la vapeur étant moins important, cela induit des surfaces d'échanges plus grandes et donc des échangeurs de chaleur plus coûteux. Les fluides dits secs et isentropiques sont donc préférés dans le cadre d'applications ORC, car ils n'entraînent pas ou peu de formation de liquide lors de la détente.

5.2. Impacts environnementaux des fluides frigorigènes

Les impacts environnementaux de certains réfrigérants une fois libérés dans l'atmosphère sont importants, ce qui explique que leur usage est aujourd'hui réglementé. C'est dans la première moitié du XX^e siècle que les CFC se sont développés, notamment comme réfrigérants, pour remplacer l'ammoniac ou les hydrocarbures du fait de la toxicité ou de l'inflammabilité, et ce n'est qu'à la fin du siècle que l'on se rend finalement compte que les fluides chlorés sont responsables de la destruction de la couche d'ozone. En effet, un atome de chlore issu de la décomposition de ces molécules, peut détruire en moyenne 100 000 molécules d'ozone. L'impact de ces réfrigérants sur l'ozone est mesuré à travers l'indice ODP (Ozone Depletion Potential ou potentiel de destruction d'ozone), dont la référence (ODP=1) correspond au réfrigérant CFC R11. Cet indice caractérise la perte globale d'ozone liée à un fluide donné par rapport à celle occasionnée par le fluide de référence.

Cette raison a amené les gouvernements mondiaux à interdire progressivement les réfrigérants à l'ODP non nul ce qui a entraîné leur remplacement par les HCFC puis les HFC. Néanmoins ces derniers, bien que n'impactant pas la couche d'ozone, présentent des durées de vie atmosphérique très longues et sont pour la plupart des gaz à effet de serre extrêmement puissants. Cet aspect est caractérisé par l'indice GWP (Global Warming Potential, ou Potentiel de réchauffement global), qui compare l'effet de serre produit par un 1kg de fluide donné sur horizon de temps (100 ans) par rapport à celui produit par CO₂ en même quantité.

À titre d'exemple le fluide R134a largement répandu comme réfrigérant aujourd'hui présente un GWP de 1320, c'est-à-dire qu'1 kg de R134a dans l'atmosphère présentera les mêmes conséquences que 1,3 tonne de CO₂. Le 15 octobre 2016, 197 pays se sont engagés via un amendement au protocole de Montréal à mettre fin à l'utilisation des HFC à l'horizon 2050. Ces nouvelles contraintes ont une nouvelle fois amené les industriels de la chimie à mettre au point une nouvelle famille de réfrigérant, les HFO, qui ont l'avantage de ne pas impacter la couche d'ozone et d'avoir un "faible" effet de serre avec des ODP nuls (ou quasi nuls) et des GWP généralement inférieurs à 10. Ce sont actuellement les meilleurs candidats au remplacement des HFC. Les caractéristiques des fluides purs les plus employés pour la réfrigération et la production d'électricité par des cycles ORC à basse température sont fournies dans le Tableau I.2.

Tableau I.2 : Liste de réfrigérants purs fréquemment utilisés pour la production de froid ou d'électricité par des procédés thermodynamiques.

Fluide de travail	Famille	Courbe de saturation	Point critique		Chaleur de vaporisation [kJ/kg]	Température d'ébullition à 1 atm	ASHRAE Level Voir aussi Tab II-5	ODP	GWP
			°C	bar					
R-11	CFC	Isentropique	198	44,1	181,36	23,5°C	A1	1	3660
R-113	CFC	Sec	214	34,4	143,9	47,8°C	A1	0,9	5330
R-22	HCFC	Humide	96	49,9	233,75	-41,5°C	A1	0,034	1710
R-123	HCFC	Isentropique	183,7	36,7	171,5	27,7°C	B1	0,012	53
R-32	HFC	Humide	78	57,8	360,2	-52°C	A2	-0	550
R-134a	HFC	Humide	101	40,6	216,97	-26,4°C	A1	-0	1320
R152a	HFC	Humide	113	47,6	329,91	-25°C	A2	-0	140
R245fa	HFC	Isentropique	154	36,4	197,5	14,6°C	B1	-0	1020
R-1233zd	HFO	Sec	165,6	35,7	195,34	18,6°C	A1	-0	7
R-1234yf	HFO	Isentropique	94	33,8	180,25	-29,4°C	A2L	-0	4
R1234ze(E)	HFO	Isentropique	109	36,4	195,62	-19°C	A2L	-0	6
R1234ze(Z)	HFO	Isentropique	150	35,3		9,8°C	A2L	-0	<10
DR-2	HFO	Sec	171,3	29,03		33,4°C	A1	-0	9,4
R290 (propane)	HC	Sec	96,7	42,5	425,6	-42,1°C	A3	-0	20
R600 (n-butane)	HC	Sec	151	38	385,7	-0,5°C	A3	-0	4
R600a (isobutane)	HC	Sec	134	36,5	365,1	-11,7°C	A3	-0	3
R601 (n-pentane)	HC	Sec	196	33,6	358,7	35,5°C	A3	-0	4
R601a (isopentane)	HC	Sec	187	33,7	342,8	27,5°C	A3	-0	4
R-717 (ammoniac)		Humide	132	112,8	1369,5	-33°C	B2	-0	<1
R-718 (Water)		Humide	374	220	2256,5	100°C	A1	-0	
R-744 (CO ₂)		Humide	31	73,8	574	-78°C	A1	0	1

Cependant, il faut noter que les fluides de dernière génération (HFO) semblent se dégrader en acide trifluoroacétique (TFA) dans l'atmosphère, or ce TFA n'est pas biodégradable et est susceptible de s'accumuler dans la nature au cours du temps. Quelques études ont été réalisées pour évaluer l'évolution de la concentration en TFA dans l'environnement [66, 67]. Ces études qui s'étendent de quelques mois à plusieurs dizaines d'années n'ont pour l'instant pas révélé de risques pour l'environnement avec des accumulations de TFA très inférieures au seuil toléré.

6. Conclusion

Les secteurs résidentiel et tertiaire contribuent de façon significative au dérèglement climatique en étant responsables de 45% de la consommation d'énergie finale et de 20% des émissions de gaz à effet de serre. Afin d'atteindre les objectifs fixés par l'Union européenne en termes de réduction des GES, trois leviers d'actions doivent être mis en place :

- Réduire les besoins via l'amélioration de l'isolation des habitations existantes
- Améliorer l'efficacité énergétique via l'amélioration des performances des différents appareils consommateurs d'énergies
- Remplacer les énergies fossiles par des sources d'énergies décarbonées de préférence renouvelables et locales.

C'est plus particulièrement dans le cadre de ce dernier point que ce travail de thèse s'inscrit.

Afin de chercher à répondre localement aux différents besoins du secteur résidentiel, qu'ils soient thermiques ou électriques, nous avons d'abord cherché à quantifier les différents besoins du secteur résidentiel et à estimer leurs tendances d'évolutions. Si aujourd'hui les besoins thermiques représentent quasiment 80% des besoins énergétiques d'un ménage français, les nouvelles réglementations thermiques et le développement rapide des multimédias devraient rapprocher les besoins thermiques et électriques à parts égales pour les bâtiments récents.

La production locale des besoins de l'habitat est une piste intéressante qui permettrait de réduire l'impact sur l'environnement, et ce d'autant plus si la source d'énergie est une source renouvelable. Les procédés de micro-cogénération et de trigénération qui visent à satisfaire les besoins du secteur résidentiel à partir d'une seule source d'énergie pourraient permettre de répondre efficacement à ce défi, ce qui explique qu'ils soient en forte progression, tant dans les laboratoires de recherche que chez les industriels. Un état des lieux des technologies de cogénération les plus répandues telles que les piles à combustible, les cycles Stirling ou les cycles organiques de Rankine (ORC) a été réalisé, de même que pour les différentes technologies de production de froid solaire que sont les machines à compression mécanique de vapeur par une source d'électricité renouvelable ou les cycles à sorption.

Les procédés de trigénération sont généralement constitués par un procédé de cogénération couplé à un procédé de production de froid. Ce "couplage" pouvant être thermique entre un cycle ORC et une machine à sorption, ou réalisé en récupérant une fraction du travail produit par le cogénérateur afin d'alimenter une machine à compression mécanique de vapeur. On peut citer par exemple l'assemblage de panneaux photovoltaïques et d'une pompe à chaleur, ou encore d'un ORC dont la turbine serait couplée mécaniquement au compresseur d'une machine à compression mécanique de vapeur.

Néanmoins, la chaîne de conversion énergétique de ces procédés s'avère souvent peu efficace et pénalise leurs performances globales. C'est pourquoi le laboratoire Promes étudie un nouveau procédé de trigénération thermohydraulique visant à améliorer cette chaîne de conversion via le recours à un liquide de transfert qui permet l'échange de travail d'un cycle à l'autre en minimisant les pertes. La description de ce procédé innovant fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II: Procédé thermo-hydraulique pour le chauffage et le rafraîchissement dans le secteur résidentiel.

Les procédés thermo-hydrauliques pourraient être un bon moyen de répondre aux différents besoins de l'habitat en ayant recours principalement à des sources d'énergies renouvelables disponibles localement. L'utilisation d'un "piston liquide" permettrait d'accroître l'efficacité de la chaîne de conversion entre la partie motrice (coproduction de travail et de chaleur) et la partie réceptrice (consommation du travail et production de chaleur utile et/ou de froid).

L'objectif de ce chapitre est d'analyser le fonctionnement de ce procédé, d'évaluer les fluides de travail potentiellement utilisables, ainsi que de définir et de quantifier les performances énergétiques du procédé. Ces performances sont estimées dans un premier temps grâce à une simulation dite "quasi-statique" qui consiste à effectuer des bilans d'énergie en quasi-stationnaire sur les échanges de chaleur ou de travail entre différents composants, ou entre les composants et les sources et puits de chaleur. Dans cette simulation tous les états intermédiaires du système thermodynamique au cours de la transformation sont des états définis et proches de l'état d'équilibre. Les différentes variantes du procédé seront étudiées, ainsi la comparaison de leurs performances permettra de définir quelle variante paraît la plus prometteuse en tenant compte également des avantages et inconvénients de chacune d'elles. Enfin les performances thermodynamiques de la variante choisie seront déterminées sur une plage de fonctionnement de température ambiante [-10 °C ;40 °C] nous permettant de définir quel couple fluide paraît le plus adapté à notre application, et de fournir un premier bilan des potentialités du procédé thermo-hydraulique.

1. Fluides de travail et composants d'un transformateur thermohydraulique

Le procédé CHV3T dans sa version la plus simple, dite CHV3T-W0 a été décrit de manière très complète dans la thèse de Matthieu Martins [53] qui a étudié ce procédé pour la production de froid dans le secteur résidentiel. Il est néanmoins nécessaire de revenir sur son fonctionnement afin de faciliter la compréhension des variantes plus complexes développées plus loin, et de définir la différence qu'implique la production de froid et de chaleur utile toujours pour le secteur résidentiel.

Le principe de fonctionnement du procédé repose sur le couplage hydraulique de deux machines dithermes. L'une motrice va produire du travail à partir d'une source chaude à une température T_h , et rejeter de la chaleur, valorisable ou non, à une température inférieure T_{mM} . Le travail produit est utilisé pour alimenter un cycle dit récepteur qui consommera ce travail pour pomper de la chaleur d'une source thermique à T_b et en restituer à une température supérieure T_{mR} . La source de chaleur à T_b correspond soit à l'intérieur de l'habitat en mode climatisation, soit à l'environnement extérieur en mode chauffage. Le schéma de principe des deux cycles dithermes est présenté dans la Figure II-1.

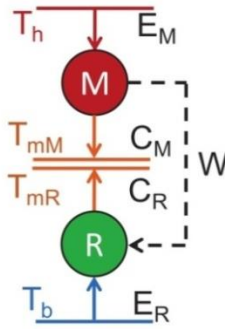


Figure II-1 : Diagramme représentant le couplage entre deux machines thermodynamiques dithermes. Le cycle moteur (M) produit du travail (W) à partir de T_h et rejette de la chaleur à T_{mM} . Le cycle récepteur (R) consomme ce travail pour produire du froid à T_b ou du chaud à T_{mR} .

La spécificité du procédé thermohydraulique CHV3T réside dans le mode de transfert du travail, réalisé à l'intérieur de cylindres dits "de transfert" (notés CT) grâce au déplacement d'un fluide dit aussi "de transfert", distinct des fluides de travail, qui agit comme un piston liquide dans ces cylindres. Le fluide de transfert est en fait un liquide, donc incompressible. Si deux de ces cylindres de transfert contenant chacun un fluide de travail à l'état gazeux sont reliés ensemble via le liquide de transfert, le déplacement de ce dernier d'un cylindre à l'autre correspond à un transfert de travail avec un différentiel de pression très faible (aux pertes de charge près).

C'est ce principe qui est utilisé pour transférer le travail de la partie motrice vers la partie réceptrice avec une efficacité *a priori* supérieure aux systèmes conventionnels. En effet le couplage mécanique entre un ORC et une pompe à chaleur par exemple engendre une chaîne de conversion peu efficace (voir section I.3.3.2), même chose avec le couplage entre une installation photovoltaïque et une pompe à chaleur. Dans le cas de la transformation thermo-hydraulique le rendement d'accouplement est a priori très élevé, car les pertes de charge dues au déplacement du piston liquide sont faibles devant les frottements piston/cylindre d'un compresseur classique et le rendement volumétrique est égal à l'unité. Évidemment l'efficacité globale de la chaîne de transformation complète entre les différentes sources et puits de chaleur doit prendre aussi en compte les rendements de conversion thermique/hydraulique des cycles moteur et récepteur. Ces rendements sont détaillés dans la section II.2.2 en fonction de la variante du procédé CHV3T.

Néanmoins, l'utilisation de cylindres de transfert implique un fonctionnement discontinu du procédé. En effet, une fois que le liquide de transfert s'est déplacé du cylindre moteur CT_M au cylindre récepteur CT_R il est nécessaire de ramener ces cylindres à leur états initiaux. Cela ne peut se faire qu'à l'aide d'un jeu de vannes impliquant un fonctionnement en plusieurs étapes. C'est principalement ce fonctionnement discontinu qui va indirectement affecter les performances du système.

Le schéma de principe de la machine complète est donné dans la Figure I-2.

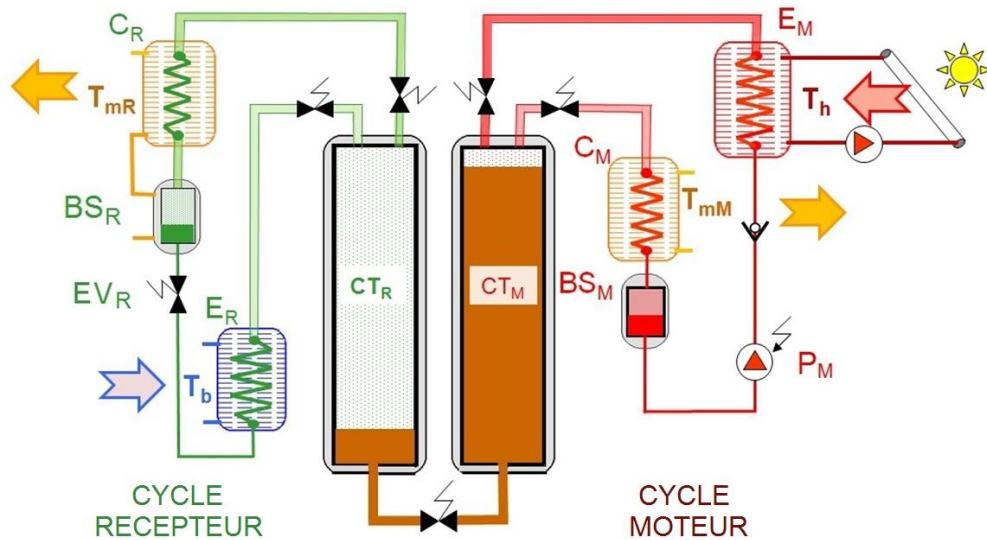


Figure II-2 : Schéma de principe de la machine CHV3T-W0

On retrouve ainsi les composants habituels des machines thermiques, ainsi que ceux présentés précédemment.

Le cycle récepteur comprend :

- un évaporateur (E_R) qui assure la production de froid en mode climatisation, ou permet d'extraire les calories de l'air extérieur en mode chauffage ;
- un condenseur (C_R) qui assure la production de chaleur utile en mode chauffage, ou permet le rejet des calories à l'air extérieur en mode climatisation ;
- une bouteille séparatrice (BS_R) qui permet la récupération de condensats à la sortie du condenseur C_R ;
- un cylindre de transfert (CT_R) qui reçoit le travail venant du cycle moteur ;
- une électrovanne de détente (EV_R) ;
- deux électrovannes gaz.

Le cycle moteur comprend :

- un évaporateur (E_M), qui permet de récupérer l'énergie solaire pour vaporiser le fluide de travail,
- un condenseur (C_M), qui assure la production de chaud en mode chauffage, ou permet l'évacuation des calories à l'air extérieur en mode climatisation,
- une bouteille séparatrice (BS_M), qui permet la récupération de condensats à la sortie de C_M ,
- un cylindre de transfert (CT_M), qui permet le transfert de travail entre les cycles moteur et récepteur,
- une pompe (P_M) qui pressurise le fluide de travail moteur, à l'état liquide ;
- une électrovanne sur le liquide, commune aux deux parties (motrice et réceptrice)
- deux électrovannes gaz,

Les cylindres de transfert ne sont pas isolés pendant la phase de transfert de travail. Ceux-ci sont connectés via les fluides de travail respectifs aux échangeurs de chaleur, un évaporateur d'un côté

et un condenseur de l'autre. Il en résulte un transfert isobare du fluide de transfert d'un cylindre vers l'autre. Les fluides de travail sont différents dans la partie motrice et la partie réceptrice. Ceux-ci sont choisis en fonction de leurs pressions d'équilibre aux températures des sources et puits de chaleurs imposées au procédé. Ainsi, la pression d'équilibre P_h du fluide de travail moteur (wf_M) à T_h est égale à la pression d'équilibre du fluide de travail récepteur (wf_R) à T_{mR} . On retrouve la même correspondance à la pression P_b entre wf_R à T_b et wf_M à T_{mM} . Il est ainsi possible de piloter thermiquement le transfert du fluide entre les cylindres de transfert par le contrôle des 3 niveaux de température, à savoir : T_h la source chaude, T_b la source froide et T_m le puits de chaleur intermédiaire.

Le diagramme de Mollier de la variante CHV3T-W0 décrivant l'état thermodynamique des différentes phases du cycle est donné par la Figure II-3.

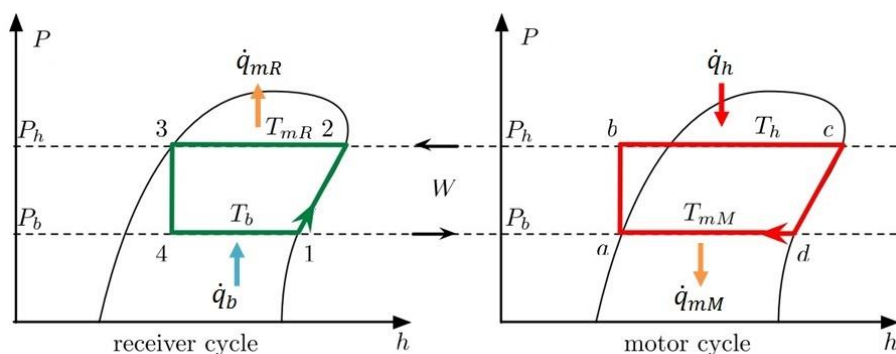


Figure II-3 : Diagramme de Mollier des parties motrice et réceptrice du procédé CHV3T-W0 qui échangent du travail (W) à pressions haute et basse

Les diagrammes de Mollier de la variante W0 sont relativement proches des cycles ORC pour la partie motrice et des cycles classiques de PAC pour la partie réceptrice. Mais pour le procédé thermo-hydraulique chaque transformation est une phase distincte. Un demi-cycle est composé de 4 phases :

- **Phase $\delta\alpha$** : Compression des fluides (noté $1 \rightarrow 2$ et $a \rightarrow b$ dans la figure II-3). Coté récepteur cela correspond à une pressurisation du fluide de travail wf_R en apportant de la chaleur à T_{mR} dans BS_R et CR de façon à remplir le cylindre CT_R de vapeur à haute pression. Coté moteur cela revient à pressuriser le liquide contenu dans BS_M pour l'envoyer dans l'évaporateur E_M .
- **Phase $\alpha\beta$** : Transfert de travail à haute pression ($2 \rightarrow 3$ et $b \rightarrow c$). Le fluide wf_M dans E_M est vaporisé à l'aide de l'énergie solaire à T_h ; les vapeurs haute pression poussent le liquide de transfert de CT_M vers CT_R ce qui a pour conséquence de chasser les vapeurs à la même haute pression P_h de wf_R contenues dans CT_R dans CR afin qu'elles se condensent et s'accumulent dans la bouteille BS_R .
- **Phase $\beta\gamma$** : Détente du fluide moteur ($c \rightarrow d$). Coté moteur le cylindre CT_M est mis en communication avec le condenseur C_M afin de condenser les vapeurs à haute pression de wf_M et redescendre l'ensemble à P_b entraînant la production de chaleur depuis C_M .

- **Phase $\gamma\delta$** : Transfert de travail à basse pression ($3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ et $d \rightarrow a$). L'ensemble BS_R , E_R , CT_R , CT_M et C_M est mis en communication permettant ainsi le transfert du liquide de transfert à P_b de CT_R vers CT_M . C'est pendant cette étape que l'évaporateur E_R produit le froid et le condenseur C_M la chaleur éventuellement utile. La température T_b peut être régulée par l'ouverture du détendeur.

La mise en œuvre de ce procédé thermohydraulique nécessite donc deux fluides de travail compatibles du point de vue de leurs équilibres liquide/vapeur. Il s'agira de les choisir en comparant les performances thermodynamiques de l'ensemble des couples de fluides qui permettent le fonctionnement du procédé sur l'ensemble de la plage de fonctionnement considérée.

1.1. Critères de sélection du couple de fluides

Le procédé thermohydraulique au même titre que d'autres procédés thermodynamiques comme les ORC ou cycles de Stirling ont des performances qui dépendent en pratique des fluides de travail utilisés. Par ailleurs, certains fluides ont un impact environnemental qui doit être pris en compte, dans le respect des différentes réglementations de plus en plus restrictives.

1.1.1. Critères opératoires en températures et pressions

La détermination du couple de fluides de travail est réalisée à partir des courbes d'équilibre liquide/vapeur calculées via la base de données thermodynamique *REFPROP 9.1* développée par le *National Institute of Standard and Technology (NIST)* et la librairie open source *CoolProp*. Après avoir défini une plage de température de fonctionnement, tous les couples fluides possibles sont testés parmi un ensemble de 110 fluides. Ce test en 4 étapes permet de ne retenir que les couples capables de faire fonctionner le procédé sur la plage choisie. Ces 4 étapes sont détaillées ci-dessous ainsi que dans la Figure II-4:

1. La température basse de la plage de fonctionnement (T_{min}), qui correspond à la température de froid soufflé la plus basse en mode climatisation, ou la température extérieure la plus basse permettant le fonctionnement du procédé en mode chauffage, permet de définir la température T_b qui représente la température basse du fluide de travail (wf_R) dans l'évaporateur récepteur E_R en fonction du pincement thermique l'échangeur :

$$T_b = T_{min} - \Delta T_{pincement} \quad (3)$$

T_b permet ensuite de définir la pression P_b .

2. La température haute de la plage de fonctionnement (T_{max}) qui correspond aussi à la température extérieure maximale considérée permet de définir la température T_{mR} qui représente la température de condensation de wf_R coté récepteur

$$T_{mR} = T_{ext} + \Delta T_{pincement} \quad (4)$$

T_{mR} permet ensuite de définir la pression P_h .

3. La pression haute P_h , appliquée au fluide de travail moteur (wf_M) permet de déterminer T_h qui est la température de saturation de ce fluide à cette pression. Cette température permettra de définir la température de la source chaude nécessaire, qui correspond à la température en sortie du capteur solaire.
4. La pression basse P_b appliquée au fluide de travail moteur (wf_M) permet de déterminer T_{mM} qui est la température de saturation de ce fluide à basse pression.

Ainsi si T_{mM} est supérieur à T_{mR} , le couple fluide peut être considéré comme valide et permet bien le fonctionnement du système sur la plage de température considéré [T_{min} ; T_{max}].

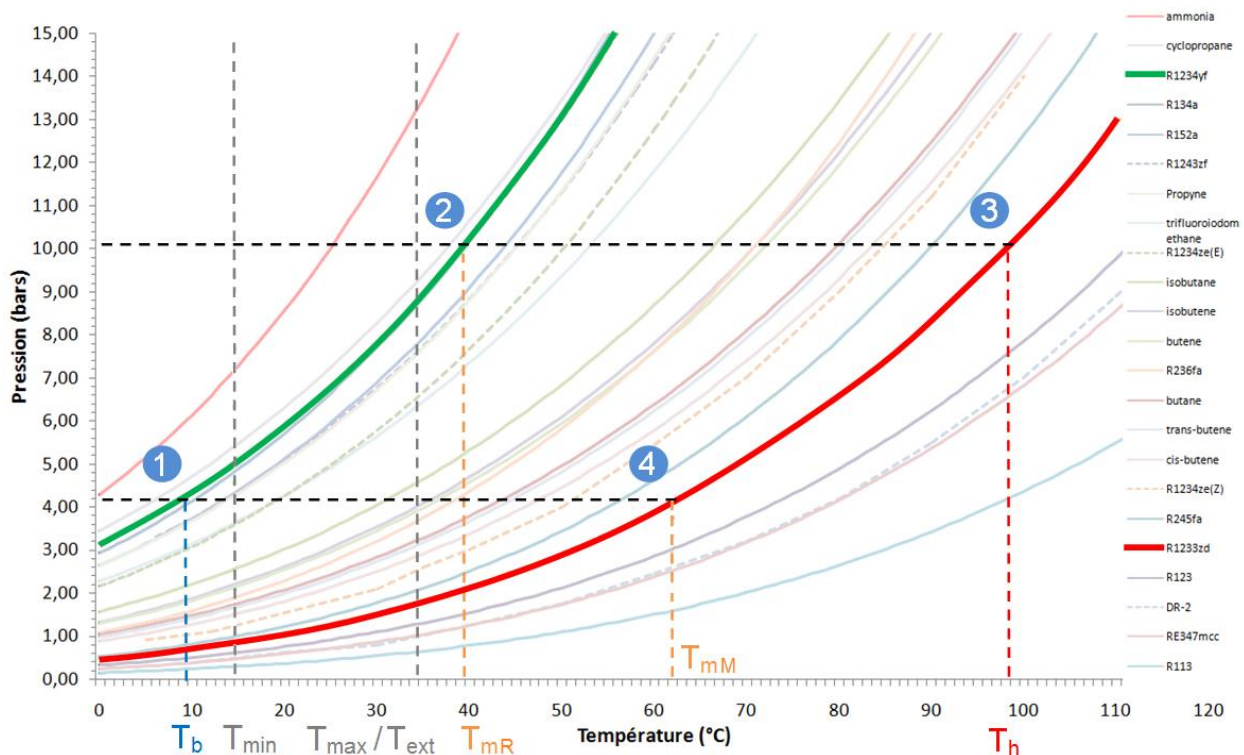


Figure II-4 : Illustration des 4 étapes nécessaires à la détermination du couple de fluides de travail détaillé dans la section 1.1.1.1. Test réalisé pour une plage de fonctionnement [15 °C ; 35 °C] et un pincement $\Delta T_{pincement} = 5$ °C.

1.1.2. Critères environnementaux

Une fois le couple fluide validé, il convient de vérifier que les deux fluides considérés respectent bien les exigences environnementales suivantes :

- pas d'effet sur l'ozone (ODP = 0)
- faible pouvoir de réchauffement atmosphérique (GWP < 100)

Ces critères permettent de limiter l'impact des fluides de travail sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique en cas de fuite ou de mauvaise gestion de la machine en fin de vie.

1.1.3. Critères de sécurité

En plus des conditions environnementales, l'application du procédé à l'habitat impose de fixer des conditions supplémentaires pour valider le choix des fluides tels que les pressions de fonctionnement, la toxicité ou l'inflammabilité des fluides.

En effet, il convient de fixer une pression maximale de fonctionnement pour limiter les risques de rupture mécanique des différents organes. La pression minimale P_{\min} doit elle aussi être fixée. Pour une puissance frigorifique donnée, le débit volumétrique est inversement proportionnel à la pression P_b et cela implique des canalisations de sections de plus en plus importantes pour minimiser les pertes de charges, ce qui augmente le coût des composants. En pratique, les limites que nous nous sommes fixées sont : $P_{\max} = 15$ bars et $P_{\min} = 0,5$ bar.

De même la dangerosité des fluides en termes de toxicité et d'inflammabilité est classifiée par une norme ASHRAE (Figure II-5). Cette classification permet de catégoriser de manière simple les fluides à éliminer. Tous les fluides toxiques classés B sont systématiquement écartés. Les fluides inflammables, bien qu'autorisés dans le domaine domestique quand la charge de réfrigérant est faible, sont eux aussi déconseillés. Seule la catégorie de fluide A1 sera finalement sélectionnée. Toutefois avec l'arrivée sur le marché des fluides organiques HFO très faiblement inflammable, deux nouvelles catégories nommées "A2L" et "B2L" ont été introduites. Les fluides classés A2L tels que le R32, le R143a ou le R1234yf seront également considérés comme acceptables dans le cadre de cette étude.

	Classification ASHRAE	
Hautement inflammable	A3	B3
Légèrement inflammable	A2	B2
	A2L*	B2L*
Non Inflammable	A1	B1
	Faible toxicité	Toxicité élevée

*A2L et B2L sont des fluides considérés comme très légèrement inflammables.

Figure II-5 : Classification ASHRAE de la dangerosité des fluides de travail en fonction de leur toxicité et leur inflammabilité

1.2. Les différentes variantes du procédé

En plus de la variante de base W0 du procédé CHV3T résumée ci-dessus, un certain nombre de variantes permettant d'améliorer les performances énergétiques du système ont été étudiées précédemment par Matthieu MARTINS [53] :

Variante W0 en opposition de phase : Cette variante découle du constat que la totalité des échangeurs de chaleur et bouteilles séparatrices restent isolés pendant la moitié du temps de fonctionnement. Provoquant de ce fait une élévation des pressions en leurs seins et des irréversibilités thermodynamiques néfastes pour le système. Afin de pallier ce problème, deux cylindres CT'_R et CT'_M peuvent être rajoutés en plus des deux cylindres existants CT_R et CT_M . Ainsi il devient possible de commander simultanément deux cycles en variante W0 tous deux

déphasés de 180° l'un par rapport à l'autre. Cette variante permet donc de limiter le temps d'isolement des composants et réduit ainsi certaines irréversibilités.

Variante WL : La variante WL (L pour liquide) bénéficie en plus des avantages apportés par la variante W0 en opposition de phase, de la récupération d'énergie interne entre deux cycles W0 à des pressions différentes. Son fonctionnement sera plus amplement détaillé dans la section 2.2.2.

Variante WG : La variante WG (G pour gaz) consiste à effectuer une récupération interne d'énergie sur la phase gazeuse et non pas sur la phase liquide comme c'est le cas avec la variante WL. Pour se faire, on utilise deux bouteilles séparatrices qui permettent de stocker pendant un temps une partie du fluide à P_h . Afin de s'en servir ultérieurement pour aider à pressuriser le cylindre de transfert. Son fonctionnement sera plus amplement détaillé dans la section 2.2.3.

Variante WLG et WGL : Les versions WLG et WGL cumulent les implémentations des variantes W0 en opposition de phase, WL et WG. La seule différence consiste dans la priorité d'enchaînement des phases. Dans la version WLG la récupération d'énergie interne via la phase liquide vient avant la récupération interne en phase gazeuse et inversement avec la version WGL. Ces variantes bien que permettant d'atteindre en théorie les meilleures performances thermiques, sont également les plus lourdes à mettre en œuvre, avec un nombre de composants accru et un contrôle commande plus complexe.

Une fois le procédé thermo-hydraulique CHV3T défini et la méthode de sélection des fluides clarifiée, tous les prérequis sont réunis pour permettre la réalisation de l'étude quasi-statique nécessaire à l'évaluation des performances du procédé.

2. Étude du procédé CHV3T en quasi-statique

Cette étude a pour but d'évaluer les performances énergétiques du transformateur thermohydraulique CHV3T en fonctionnement dit "permanent" dans ses différentes variantes afin de les comparer. Cette étude permet également d'avoir une première idée du dimensionnement de certains composants clés en vue d'évaluer la faisabilité technique du procédé.

Après avoir décrit la modélisation de certains composants clés et du principe de récupération d'énergie interne, les performances du procédé seront déterminées pour différentes conditions opératoires. Les simulations permettront un premier dimensionnement du procédé. Dans un second temps il sera important de mesurer l'influence du fonctionnement sur une large plage de température des sources et puits de chaleur afin d'en mesurer les effets à la fois sur les performances de la machine et sur le dimensionnement de ses différents composants.

2.1. Modélisation des composants annexes

La modélisation quasi-statique de l'ensemble du procédé thermohydraulique s'appuie sur la modélisation de chacun de ses composants. Cette section détaille donc les modélisations quasi-statiques des principaux composants tels que les capteurs solaires et les échangeurs de chaleurs. L'étude préliminaire de ces composants est indispensable à la bonne connaissance des températures internes de fonctionnement du cycle thermodynamique et à la détermination des performances du procédé complet.

2.1.1. Capteurs solaires

La Figure II-6 schématise la boucle associée à un collecteur dans lequel le fluide caloporteur entre à la température T_{in} et sort à la température T_{out} . Ce système fournit, en général, la chaleur nécessaire à l'évaporation du fluide de travail dans la partie motrice du procédé CHV3T ou pour le procédé CAPILI (traité au chapitre IV).

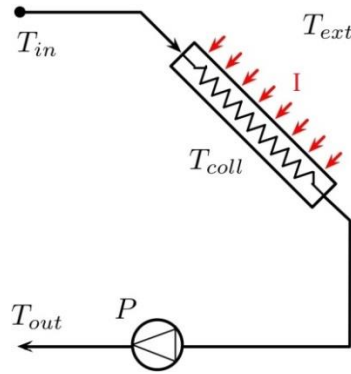


Figure II-6 : Modélisation des collecteurs solaires

La fonction du capteur solaire est de collecter le rayonnement solaire I et de le convertir en chaleur. Cette conversion est caractérisée avec un rendement η_{coll} qui s'exprime par la forme quadratique suivante.

$$\eta_{coll} = \eta_0 - k_1 \frac{T_{coll} - T_{ext}}{I} - k_2 \frac{(T_{coll} - T_{ext})^2}{I} \quad (5)$$

Où I est le rayonnement solaire global incident (en W/m^2) et les paramètres η_0 , k_1 et k_2 sont des données fournies par le constructeur qui caractérisent les différentes pertes prenant place durant la captation du rayonnement solaire :

η_0 , rendement optique du collecteur,

k_1 , coefficient linéaire de déperditions thermiques par conduction ($W \cdot m^{-2} \cdot K$),

k_2 , coefficient quadratique de déperditions thermiques par convection ($W \cdot m^{-2} \cdot K^2$),

La température T_{coll} étant définie par la température moyenne du fluide caloporteur :

$$T_{coll} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (6)$$

Pour cette étude, divers collecteurs solaires de technologies différentes ont été choisis dans la base de données *SolarKeymark*, afin d'évaluer l'influence du choix du couple de fluide travail sur le rendement des collecteurs. Les données constructeur d'un échantillon de collecteurs solaires sélectionnés pour leurs performances sont présentées dans le Tableau II.1. Le capteur construit par Saunier Duval et utilisé par Mathieu Martins durant ses travaux de thèse sur la première version du CHV3T est également présenté.

Tableau II.1 : Coefficients η_0 , k_1 et k_2 pour différents types de capteurs solaires

Constructeur	Référence	Famille	η_0	k_1	k_2
SAUNIER DUVAL	SRD 2.3	Plan	0,8	3,7	0,012
WAGNER	EURO L20 AR	Plan	0,848	3,46	0,0165
VISSMANN	Vitosol 300-T SP3A	Sous vide	0,751	1,24	0,0063

Le rendement du collecteur solaire permet également de définir les COP_{sol} et COA_{sol} qui s'expriment par les relations suivantes :

$$COP_{sol} = COP_{th} \times \eta_{coll} \quad (7)$$

$$COA_{sol} = COA_{th} \times \eta_{coll} \quad (8)$$

Les COP_{th} et COA_{th} sont définis plus bas. D'autres composants tels que les échangeurs de chaleur nécessitent également d'être modélisés afin de déterminer les écarts nécessaires entre les températures extérieures et la température des fluides de travail.

2.1.2. Échangeurs de chaleur

Les évaporateurs et les condenseurs sont des échangeurs de chaleur ayant des comportements thermiques différents. Dans le cadre d'un prédimensionnement du système, il est nécessaire de définir un modèle permettant d'évaluer les températures d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid les traversant. La Figure II-7 schématise l'évolution des profils de température le long du parcours fluide, en supposant que les échangeurs sont disposés dans une configuration contre-courant et selon les hypothèses suivantes :

- Pas de surchauffe des vapeurs ni sous refroidissement du liquide dans le condenseur.
- Pas de surchauffe dans l'évaporateur.

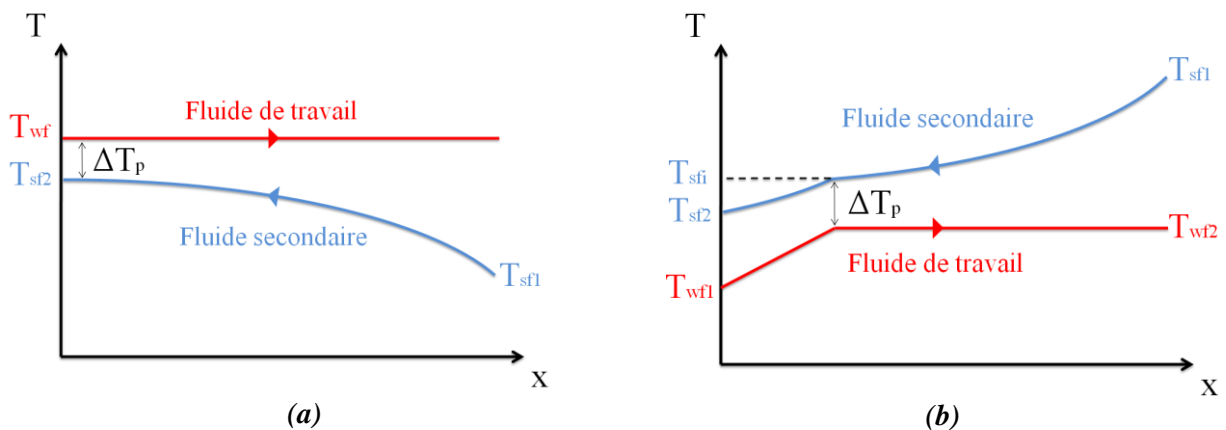


Figure II-7 : Modélisation des échangeurs thermiques, (a) Condenseur, (b) Évaporateur

La modélisation des échangeurs s'appuie sur deux paramètres importants :

- ΔT_p : le pincement ΔT_p entre le fluide diphasique et le liquide caloporteur est entendu ici comme l'écart de température minimum existant le long du parcours des deux fluides.
- ϵ_{gl} et ϵ_{ll} : l'efficacité de l'échange thermique, respectivement entre le fluide de travail diphasique et le liquide caloporteur (0,7) et entre deux liquides (0,6).

Ces deux paramètres permettent d'établir les relations entre les différentes températures qui sont des grandeurs clés dans le cadre du dimensionnement du système [68], notamment la détermination des températures de condensation ou d'évaporation et la température de sortie du fluide caloporteur.

La modélisation du condenseur s'appuie sur les relations suivantes.

$$T_{wf} = T_{sf1} + \frac{\Delta T_p}{1 - \epsilon_{gl}} \quad (9)$$

$$T_{sf2} = T_{wf} - \Delta T_p \quad (10)$$

La modélisation de l'évaporateur est effectuée en s'appuyant sur les mêmes bases que précédemment. Cependant, à la différence du condenseur, deux coefficients d'échanges différents sont pris en compte, l'un pour la partie impliquant le fluide de travail à l'état de liquide, l'autre pour la partie diphasique.

$$T_{wf2} = T_{sf1} - \frac{\Delta T_p}{1 - \epsilon_{gl}} \quad (11)$$

$$T_{sfi} = T_{wf2} - \Delta T_p \quad (12)$$

$$T_{sf2} = (1 - \epsilon_{ll})T_{sfi} + \epsilon_{ll}T_{wf1} \quad (13)$$

La modélisation de ces échanges thermiques sur la base d'un pincement et d'une efficacité thermique n'est valable que dans le cadre du prédimensionnement du système complet et pas au dimensionnement précis de ces échangeurs thermiques.

2.2. Fonctionnement en quasi-statique des différentes variantes

Cette section vient compléter la modélisation quasi-statique du CHV3T proposée dans la thèse de Martins [53] et présente plusieurs approches différentes de celles proposées initialement telles que la méthode de sélection des fluides de travail, l'estimation des performances en mode chauffage, ou la méthode de calcul de la récupération d'énergie interne. Cette section vise particulièrement à évaluer les performances en termes de COP et de COA de trois déclinaisons différentes de CHV3T : les variantes W0, WL et WG.

2.2.1. Variante de base CHV3T-W0

La variante W0 du CHV3T a été étudiée en détail dans les travaux de Martins [53]. Certains de ces résultats sont rappelés ici puisqu'ils forment un socle de compréhension commun avec les variantes WL et WG. Les différentes phases étant connues (Figure II-3), il est possible

d'évaluer les performances du système en conditions de fonctionnement quasi-statique sous les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables
- L'inertie thermique du système n'est pas prise en compte
- Les pertes de charge et pertes thermiques sont négligées

Le coefficient de performance thermique (COP_{th}) du procédé qui définit le froid produit comparativement à la chaleur consommée à la source chaude est donné par l'équation suivante :

$$COP_{th}^{W0} = \frac{\dot{q}_b}{\dot{q}_h} = \frac{\rho_1(h_1 - h_4)}{\rho_c(h_c - h_a)} \quad (14)$$

Où \dot{q} représente la puissance calorifique, ρ la masse volumique et h l'enthalpie spécifique à chaque point de fonctionnement.

Celui-ci ne doit pas être confondu avec le COP_{elec} qui définit le froid produit comparativement à l'électricité consommée par l'ensemble du procédé. (Procédé CHV3T + auxiliaires). On définit également le coefficient d'amplification thermique (COA_{th}), qui caractérise la chaleur produite pour le chauffage au niveau de température T_m comparativement à la chaleur fournie par les capteurs solaires. D'après le premier principe, nous avons la relation :

$$COA_{th}^{W0} = \frac{\dot{q}_{mR} + \dot{q}_{mM}}{\dot{q}_h} = 1 + COP_{th}^{W0} \quad (15)$$

À partir des cycles présentés sur la Figure II-3, le COA_{th} de la variante W0 du CHV3T peut également s'exprimer en fonction de la différence d'enthalpies molaires (h^n) selon :

$$COA_{th}^{W0} = \frac{n_{c \rightarrow a}(h_c^n - h_a^n) + n_{2 \rightarrow 3}(h_2^n - h_3^n) - n_{1 \rightarrow 2}(h_2^n - h_1^n)}{n_{c \rightarrow a}(h_c^n - h_a^n)} \quad (16)$$

Où $n_{c \rightarrow a}$ correspond à la quantité de mole du fluide de travail récepteur pendant la transformation $c \rightarrow a$.

En notant n_R le nombre de moles impliquées dans les transformations du cycle récepteur, et en remarquant que $n_{1 \rightarrow 2} = n_{2 \rightarrow 3}$, il est possible de montrer que :

$$COA_{th}^{W0} = \frac{n_R(h_1^n - h_3^n)}{n_{a \rightarrow c}(h_c^n - h_a^n)} = 1 + COP_{th}^{W0} \quad (17)$$

Sachant également que la transformation $3 \rightarrow 4$ est isenthalpe, ce qui implique que $h_3^n = h_4^n$. La chaleur $Q_{1 \rightarrow 2}$ (chaleur nécessaire à la remontée en pression de CT_R et BS_R) impliquée dans le calcul du COA_{th} , est donnée par l'équation suivante :

$$Q_{1 \rightarrow 2} = n_{1 \rightarrow 2}(h_2^n - h_1^n) \quad (18)$$

Elle représente l'énergie nécessaire pour remonter la pression des composants CT_R et BS_R jusqu'à la pression P_h durant la phase $1 \rightarrow 2$. En mode chauffage, cette énergie est prélevée sur le milieu ambiant, c'est-à-dire dans l'habitat, à la température T_{mR} , et cela revient donc à récupérer

une partie de la chaleur fournie à l'habitat préalablement. Cette quantité de chaleur est donc comptée négativement dans le calcul des performances (voir eq. 16).

Un code de calcul, mettant en œuvre des méthodes numériques issues de la bibliothèque Python *Numpy*, de la base de données fluide *CoolProp* [69] et des interfaces graphiques issues de la bibliothèque Python *Matplotlib*, ont été développés pour automatiser le calcul des performances et tracer les diagrammes de Mollier correspondants à chaque couple de fluides testé. La Figure II-8 présente une sortie graphique de ce code pour le couple de fluides Cyclopropane/Isobutane.

Outre cette représentation, le code de calcul permet également de calculer les paramètres clés des cycles, comme ceux présentés dans le Tableau I.1, qui permettent à leur tour d'évaluer les performances des organes extérieurs. À partir des températures T_b et T_{mR} fixés, il est possible de déterminer les performances thermodynamiques du procédé tel que les différents COP et COA.

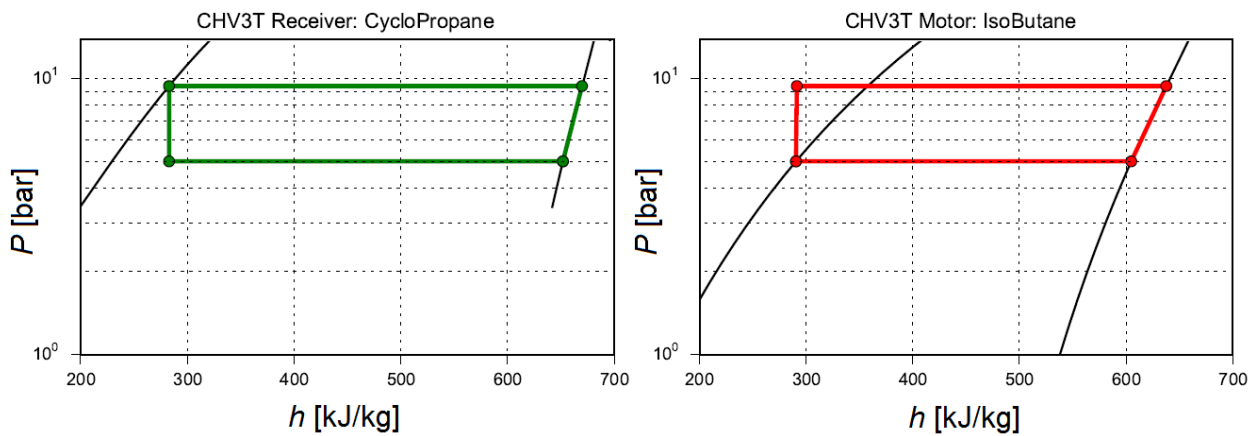


Figure II-8 : Cycles récepteur (à gauche) et moteur (à droite) du CHV3T-W0 pour le couple fluide Cyclopropane/Isobutane dans les diagrammes de Mollier. Les transferts de travail hydraulique se font à $P_h = 9,4$ bars et $P_b = 5$ bars sur cet exemple.

En déterminant ensuite le rendement des capteurs solaires à partir des températures $T_{ext_été}$ et T_{ext_hiver} , de l'irradiation solaire globale et du modèle de capteurs solaires utilisé, il devient possible de déterminer les COP_{sol} et COA_{sol} . Ce sont principalement ces performances qui serviront à comparer les couples fluides entre eux par la prise en compte des différentes températures hautes T_h nécessaires et associées à chaque couple fluide influençant le rendement des collecteurs.

Les coefficients de performance (COP_c) de la machine de Carnot tritherme fonctionnant entre les mêmes sources et puits de chaleur d'une part, et du système CHV3T-WL d'autre part sont :

$$COP_c^{WL} = \frac{T_b(T_h - T_{mM})}{T_h(T_{mR} - T_b)} \quad (19)$$

$$COP_{th}^{WL} = \frac{\rho_1(h_1 - h_3)}{\rho_{cm}(h_c - h_a)} \quad (20)$$

Tableau II.2 : Résultats numériques caractérisant les cycles récepteur et moteur du couple Cyclopropane/Isobutane pour les températures $T_b = 12,0 \text{ °C}$ et $T_{mR} = 35,0 \text{ °C}$. Performances du système CHV3T-W0

Cyclopropane/Isobutane			Collecteur		
données	T_b	12,0°C	modèle :	VIESSMANN - Vitosol 300-T SPA3	
	T_{mR}	35,0°C		températures	$T_{\text{ext_hiver}}$
pressions	P_h	9,4 bars	$T_{\text{ext_été}}$		30°C
	P_b	5,01 bars	Rendement	$\eta_{\text{coll_hiver}}$	0,67
températures	T_h	63,44°C	$\eta_{\text{coll_été}}$	0,70	
	T_{mM}	37,82°C	Rayonnement	I	1000 W/m ²
	T_{bm}	38,07°C	Système complet		
COP	COP_c	0,94	Performance	COP_{sol}	0,31
	COP_{th}	0,43		COA_{sol}	0,97
	η_{ex}	0,46			
COA	COA_c	1,94			
	COA_{th}	1,43			
	η_{ex}	0,74			

Les températures de travail indiquées dans le tableau correspondent à un point de fonctionnement en mode climatisation particulier correspondant à une température extérieure (T_{ext}) de 30 °C avec utilisation d'un plancher rafraîchissant (T_{calo}) maintenu à 17 °C. Ce point de fonctionnement, déjà utilisé par Martins dans sa thèse, facilite notamment la comparaison des résultats avec les travaux précédents et sera donc fréquemment utilisé dans la suite de ce chapitre. Il est important de préciser que ces températures ne sont pas propices à l'évaluation du coefficient d'amplification (COA), les valeurs obtenues sur ces études servent essentiellement à la comparaison des couples fluides.

2.2.2. Variante CHV3T-WL

La Figure II-9 présente les cycles thermodynamiques subis par les fluides de travail dans les circuits récepteur et moteur de la variante WL du système CHV3T. Par rapport au mode W0, deux étapes supplémentaires ont été introduites, respectivement ($1 \rightarrow 1_m$) et ($c \rightarrow c_m$). Ces étapes supplémentaires permettent d'effectuer une récupération de travail du cycle moteur vers le cycle récepteur et d'accroître ainsi le rendement de l'ensemble de l'installation.

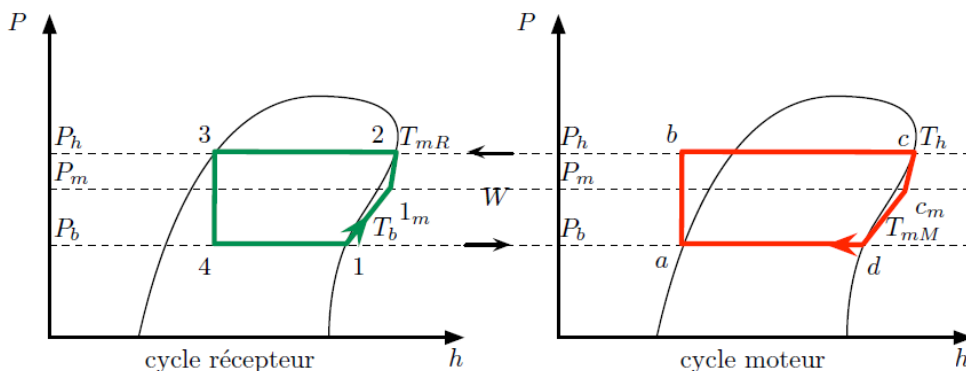


Figure II-9 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WL, comportant les états supplémentaires (1_m) et (c_m) à la pression P_m .

Cette récupération est rendue possible grâce à l'ajout d'une vanne placée entre les deux circuits hydrauliques (voir Figure II-10). Cette vanne permet de mettre en communication via le liquide de transfert un cylindre à P_h avec un cylindre à P_b . Il en résulte une pression intermédiaire P_m dans les deux cylindres, réduisant ainsi l'énergie nécessaire pour pressuriser l'un d'eux de P_m à P_h .

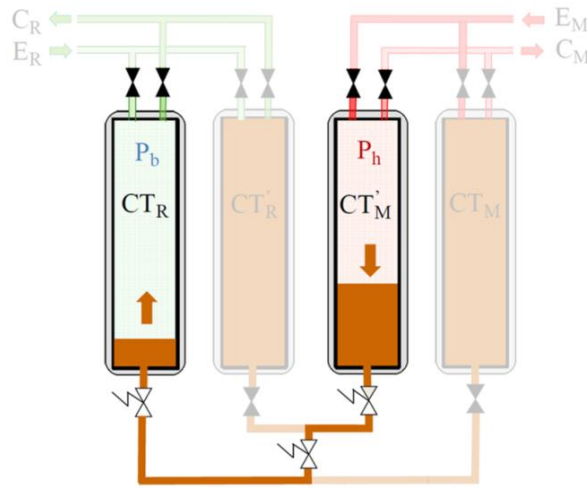


Figure II-10 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre CT_R et CT'_M au moyen du liquide de transfert en configuration CHV3T-WL

Le COP_{th} de la version WL se distingue de la version W0 par la présence au dénominateur de ρ_{cm} résultant de la transformation $(c) \rightarrow (cm)$. Il est donc crucial de déterminer précisément l'état thermodynamique (cm) qui est lié à celui de (Im) . La difficulté est de prendre en compte les irréversibilités occasionnées par la compression $(I) \rightarrow (Im)$ qui s'effectue grâce au travail cédé par la détente $(c) \rightarrow (cm)$. Les travaux de M. MARTINS ont considéré l'hypothèse simplificatrice que ces deux transformations étaient réalisées de façon réversible et adiabatique, c'est-à-dire isentropique [55]. Le calcul de la pression P_m en est simplifié, mais avec une approximation d'autant plus forte que les pressions P_h et P_b sont différentes. Un calcul plus précis est proposé ici, prenant en compte le caractère irréversible du processus de compression/détente résultant de la mise en contact de deux cylindres de transfert isolés du reste du système à des pressions différentes (Figure II-10).

Avant de formuler le système d'équation à résoudre, il convient de reformuler le problème en faisant abstraction des grandeurs extensives, telles que le volume, la masse ou le nombre de moles des fluides moteurs et récepteurs. En effet, les variables intensives caractérisant l'état thermodynamique résultant du processus de détente/compression ne sauraient dépendre des quantités de matières exactes mises en jeu, mais seulement des rapports prenant part aux différentes transformations.

La masse m_R de fluide de travail présente dans le cylindre de transfert récepteur peut être évaluée de deux façons :

$$m_R = \rho_1 V_R \quad (21)$$

$$m_R = \rho_{1m} (V_R - \Delta V) \quad (22)$$

De même, la masse de fluide de travail dans le cylindre de transfert coté moteur est :

$$m_M = \rho_{cm} V_M \quad (23)$$

$$m_M = \rho_c (V_M - \Delta V) \quad (24)$$

Ces quatre relations peuvent être combinées pour faire apparaître les rapports de masse requis entre les deux cylindres de transfert, sachant que par construction $V_R = V_M$:

$$\frac{\rho_1}{\rho_{cm}} = \frac{m_R}{m_M} \quad (25)$$

$$\frac{\rho_{1m}}{\rho_c} = \frac{m_R}{m_M} \quad (26)$$

Une première équation traduisant la conservation du volume total est déterminée à partir des masses volumiques caractérisant les états initiaux et finaux des transformations $l \rightarrow I_m$ et $c \rightarrow c_m$. Celle-ci sont déduites des équations (25) et (26), soit :

$$\Delta D = \rho_{1m} \rho_{cm} - \rho_1 \rho_c = 0 \quad (27)$$

Une deuxième équation porte sur la conservation de l'énergie interne totale des 2 cylindres de transfert mis en communication, compte tenu de l'absence d'échange de chaleur et de travail entre les deux cylindres de transfert et l'environnement, soit :

$$m_R [u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1] + m_M [u_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - u_c] = 0 \quad (28)$$

En isolant le rapport m_R/m_M et en utilisant les relations (25) et (26), il est possible de réécrire la conservation de l'énergie interne de deux manières différentes, chacune correspondante à un cylindre de transfert (l'accent circonflexe indique ici que l'énergie interne est rapportée par unité de volume et non de masse) :

$$\Delta \hat{u}_M = \rho_1 [u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1] + \rho_{cm} [u_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - u_c] = 0 \quad (29)$$

$$\Delta \hat{u}_R = \rho_{1m} [u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1] + \rho_c [u_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - u_c] = 0 \quad (30)$$

Ces deux fonctions sont strictement équivalentes et une seule est utilisée dans la formulation des problèmes non linéaires à résoudre, en l'occurrence $\Delta \hat{u}_M$. La fonction $\Delta \hat{u}_R$ n'intervient donc pas explicitement, mais elle est tout de même utilisée pour vérifier la bonne convergence de l'algorithme a posteriori.

Une troisième équation porte sur la production d'entropie ΔS_m du système complet ($CT_R + CT_M$) au cours des transformations $l \rightarrow I_m$ et $c \rightarrow c_m$.

$$\Delta S_m = m_R [s_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - s_1] + m_M [s_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - s_c] \quad (31)$$

La production d'entropie du système complet permet de sélectionner quelle transformation se produira en réalité, la règle stipule que *"l'équilibre d'un système thermodynamique se produit quand son entropie a la valeur maximale, dans le respect des contraintes auxquelles il est soumis"*. Nos contraintes étant que les variations d'entropie des fluides de travail dans chacun des cylindres de transfert ne peuvent pas être négatives, avec l'hypothèse retenue que ces transformations sont adiabatiques.

Soit, en tenant compte de l'équation (26) :

$$\max\{\Delta\hat{s}_m\} = \max\{\rho_{1m}[s_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - s_1] + \rho_c[s_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - s_c]\} \quad (32)$$

avec

$$s_{1m} - s_1 \geq 0 \quad (33)$$

$$s_{cm} - s_c \geq 0 \quad (34)$$

La résolution du système d'équations (27), (30) et (32) et d'inéquations (33) et (34) a été réalisée dans un premier temps sur quelques exemples de couples de fluides de travail et avec divers points initiaux (*I*) et (*c*) des cycles récepteur et moteur, en utilisant le solveur d'Excel en liaison avec la base de données *Refprop* pour toutes les fonctions thermodynamiques utiles (masse volumique, énergie interne, entropie, etc.). Un exemple des points (*I_m*) et (*cm*) des cycles récepteur et moteur obtenus par cette méthode est illustré à la Figure II-11 pour le même couple de fluides Cyclopropane/Isobutane.

Tous les points étant caractérisés, on peut déterminer le COP de cette variante WL avec les mêmes contraintes de température T_b et T_{mR} que pour la variante de base W0 (Tableau I.1).

$$COP_{th}^{WL} = \frac{\rho_1(h_1 - h_3)}{\rho_{cm}(h_c - h_a)} = \frac{9,91560 \times (651,95 - 282,90)}{18,1227 \times (637,80 - 290,75)} = 0,5818 \quad (35)$$

On constate une amélioration significative du COP_{th} par rapport à la variante de base W0.

Par ailleurs, la pression P_m obtenue par ce calcul est de 7,130 bars.

Si l'on reprend la méthode simplifiée de Matthieu Martins (transformations considérées comme isentropiques), et si l'on suppose que les fluides de travail vérifient PV^γ constants au cours des transformations $I \rightarrow I_m$ et $c \rightarrow c_m$, on peut estimer approximativement la pression intermédiaire P_m par :

$$(P_m)^{(1/\gamma_R + 1/\gamma_M)} = P_1^{1/\gamma_R} \times P_c^{1/\gamma_M} \quad (36)$$

avec :

$$\gamma_R = \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{wfR} \quad \text{et} \quad \gamma_M = \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{wfM} \quad (37)$$

On obtient sur cet exemple (où γ_R et γ_M sont connus aux points "1" et "c" et supposés constants) : $P_m = 6,934$ bars ce qui est proche du calcul précis précédent.

Cependant, la méthode précise développée ici est assez laborieuse et ne peut, en conséquence pratique, être généralisée pour traiter toutes les combinaisons de fluides de travail.

Néanmoins, avec cette méthode nous avons pu constater que systématiquement un des deux fluides de travail w_{fR} ou w_{fM} subissait une transformation isentropique $I \rightarrow I_m$ ou $c \rightarrow c_m$, l'autre (respectivement $c \rightarrow c_m$ ou $I \rightarrow I_m$) étant alors nécessairement une transformation irréversible. Cette observation que nous n'avons pas eu le loisir de démontrer nous a permis de développer un

algorithme de résolution¹ permettant de traiter rapidement et de manière exhaustive tous les couples fluides présélectionnés.

Ainsi deux cas distincts se présentent :

- **Hypothèse de compression isentropique du circuit récepteur** : Celle-ci permet d'affirmer que $s_{1m}=s_1$. Le système à résoudre est $F_R=0$, avec :

$$F_R(P_m, \rho_{cm}) = \left(\frac{\Delta D_R}{\Delta \hat{u}_R} \right) = \left(\begin{array}{c} \rho_{1m} \rho_{cm} (P_m, s_c) - \rho_1 \rho_c \\ \rho_{1m} [u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1] + \rho_c [u_{cm}(P_m, s_c) - u_c] \end{array} \right) \quad (38)$$

où les inconnues sont respectivement P_m et ρ_{cm} . Une fois ces deux variables déterminées, l'état thermodynamique du système complet est connu, et notamment $\rho_{1m} = \rho_R(P_m, s_1)$.

- **Hypothèse de détente isentropique du circuit moteur** : Celle-ci permet d'affirmer que $s_{cm}=s_c$. Le système à résoudre est $F_M=0$, avec :

$$F_M(P_m, \rho_{1m}) = \left(\frac{\Delta D_M}{\Delta \hat{u}_M} \right) = \left(\begin{array}{c} \rho_{1m} \rho_{cm} (P_m, s_c) - \rho_1 \rho_c \\ \rho_{1m} [u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1] + \rho_c [u_{cm}(P_m, s_c) - u_c] \end{array} \right) \quad (39)$$

où les inconnues sont cette fois-ci, P_m et ρ_{1m} . Une fois ces deux variables déterminées, l'état thermodynamique du second système est connu, et notamment $\rho_{cm} = \rho_M(P_m, s_c)$.

Les systèmes (38) et (39) sont résolus en utilisant une variation de la méthode hybride de Powell [70], initialement implémentée dans la librairie de calcul scientifique *minpack*. Cette méthode s'appuie sur la connaissance des dérivées partielles des fonctionnelles F_R et F_M dont les Jacobiennes s'écrivent :

$$\nabla F_R(P_m, \rho_{cm}) = \left(\begin{array}{c} \rho_{cm} \frac{\partial \rho_{1m}}{\partial P_m} \Big|_{s_1}, \rho_{1m}(P_m, s_1) \\ \rho_1 \frac{\partial u_{1m}}{\partial P_m} \Big|_{s_1} + \rho_{cm} \frac{\partial u_{cm}}{\partial P_m} \Big|_{\rho_{cm}}, u_{cm}(P_m, \rho_{cm}) - u_c + \rho_{cm} \frac{\partial u_{cm}}{\partial \rho_{cm}} \Big|_{P_m} \end{array} \right) \quad (40)$$

$$\nabla F_M(P_m, \rho_{1m}) = \left(\begin{array}{c} \rho_{1m} \frac{\partial \rho_{cm}}{\partial P_m} \Big|_{s_c}, \rho_{cm}(P_m, s_c) \\ \rho_{1m} \frac{\partial u_{1m}}{\partial P_m} \Big|_{\rho_{1m}} + \rho_c \frac{\partial u_{cm}}{\partial P_m} \Big|_{s_c}, u_{1m}(P_m, \rho_{1m}) - u_1 + \rho_{1m} \frac{\partial u_{1m}}{\partial \rho_{1m}} \Big|_{P_m} \end{array} \right) \quad (41)$$

Une fois les deux couples solutions établis pour chacune des transformations envisagées, on applique le principe de maximisation de l'entropie. La valeur maximale de l'entropie du système se détermine à partir de l'expression de $\Delta \hat{s}_m$ (30), avec les contraintes (31) et (32) à respecter.

Un module dédié au calcul de la pression intermédiaire a été spécifiquement développé au sein du code assurant la simulation du sous-système CHV3T.

¹ Ce code de calcul a été développé par l'ingénieur SATT en charge du projet, Gilles Marck.

Outre l'évaluation des caractéristiques thermodynamiques à l'équilibre, celui-ci vérifie également après le calcul que :

- Les masses volumiques sont en adéquation, soit : $\Delta D(P_m, \rho_{1m}, \rho_{cm}) = 0$
- Les énergies internes volumiques des 2 sous-systèmes sont constantes, soit : $\Delta \hat{u}_M(P_m, \rho_{1m}, \rho_{cm}) = \Delta \hat{u}_R = 0$
- L'entropie volumique totale du système augmente, soit : $\Delta \hat{s}(P_m, \rho_{1m}, \rho_{cm}) > 0$

Le tracé du cycle dans le diagramme de Mollier de la variante WL modélisée d'après la méthode présentée ci-dessus est indiscernable de celui obtenu par la 1ère méthode (Figure II-11).

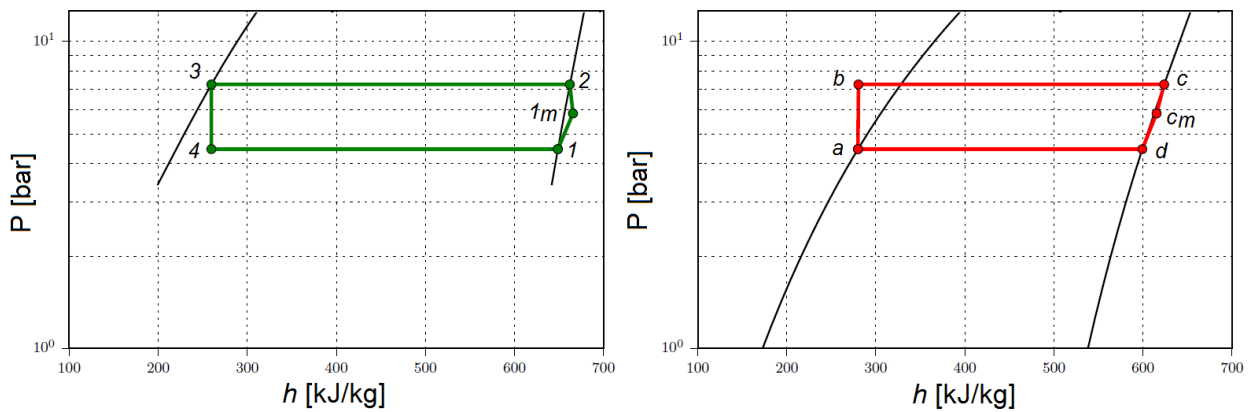


Figure II-11 : Cycles récepteur et moteur de la variante WL pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec prise en compte des irréversibilités au cours des transformations couplées $1 \rightarrow 1_m$ et $c \rightarrow c_m$

2.2.3. Variante CHV3T-WG

La variante CHV3T-WG permet de réaliser une récupération d'énergie interne sur sa phase gazeuse, et son diagramme de Mollier schématique est donné dans la Figure II-12.

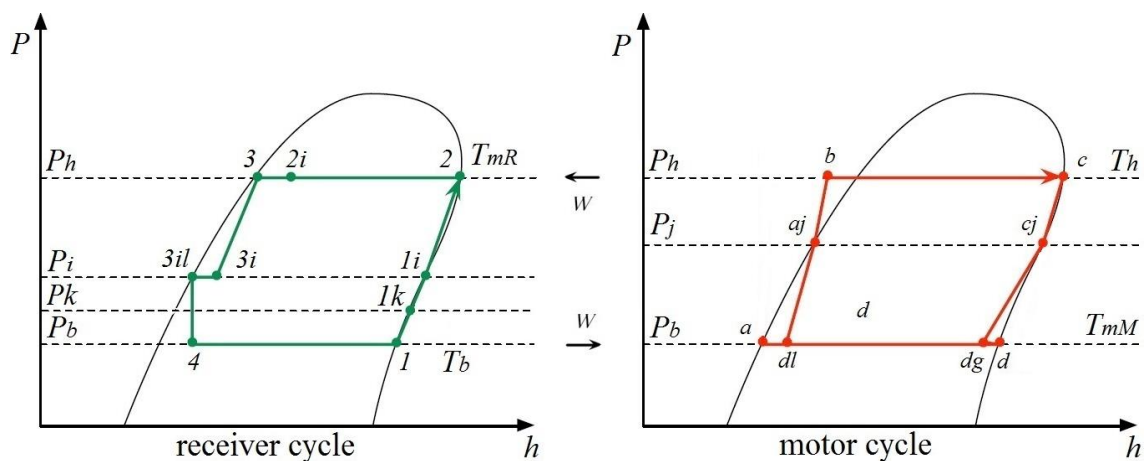


Figure II-12 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WG, comportant les étapes supplémentaires (i) et (j) aux pressions P_i et P_j .

Pour se faire, deux bouteilles séparatrices (BS_{R2} ou BS_{M2}) sont rajoutées comparativement à la variante W0, une, coté récepteur et une, coté moteur. Celles-ci, comme on peut le voir pour BS_{R2} sur la Figure II-13, permettent de stocker temporairement l'énergie interne des fluides lors d'un fonctionnement en opposition de phase. BS_{R2} par exemple peut être isolée du reste du système et

bipasse l'évaporateur pour être connectée directement avec les cylindres de transferts. Quand la bouteille est pleine de liquide à P_h elle est isolée du reste du système. Lors de l'étape de remise en pression du cylindre CT, celui-ci est d'abord mis en communication avec la bouteille BS_{R2} via le bipasse ; la pression d'équilibre P_i qui s'établit alors résulte de la conservation de l'énergie interne, somme des énergies internes des deux composants avant leur connexion. Ainsi dans l'étape suivante consistant à remonter la pression de CT_R jusqu'à P_h l'énergie nécessaire est réduite.

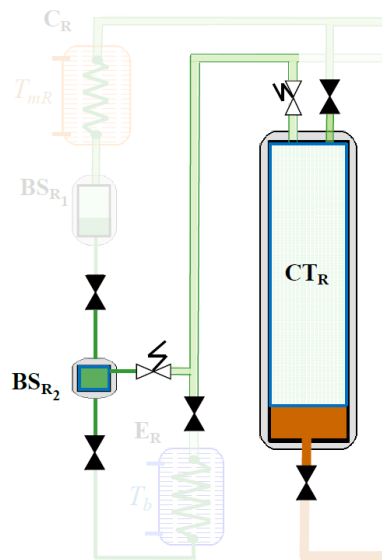


Figure II-13 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre la bouteille BS_{R2} et le cylindre de transfert CT_R en configuration CHV3T-WG

Dès lors, les deux problématiques principales de cette variante sont :

- Le calcul des pressions intermédiaires P_i et P_j qui résultent des phases de récupération de l'énergie interne du cycle récepteur ($3 \rightarrow 3_i$ couplée à $1 \rightarrow 1_i$) et du cycle moteur ($c \rightarrow c_j$ couplée à $d_i \rightarrow a_j$),
- Le dimensionnement des volumes des bouteilles BS_{R1} , BS_{R2} , BS_{M1} et BS_{M2} par rapport au volume des cylindres de transfert CT.

Ces deux problèmes sont interdépendants et liés aux conditions de fonctionnement du processus qui fixe les pressions de travail P_b et P_h . En effet, une analyse quasi-statique fine des deux cycles montre que pour un volume fixe de cylindre de transfert, il n'existe qu'un seul couple de volumes de bouteilles séparatrices BS_{R1}/BS_{R2} et BS_{M1}/BS_{M2} qui maximise la récupération d'énergie interne pour chaque cycle.

Exemple de résolution coté récepteur :

Les états initiaux des 4 phases du cycle récepteur sont représentés sur la Figure II-14. À la fin de la phase 4 on retrouve l'état initial de la phase 1, mais avec interversion des cylindres CT_R et $CT_{R'}$.

L'analyse thermodynamique de ces 4 phases du cycle récepteur nécessite d'introduire deux nouvelles variables, τ_V et τ'_V , qui sont définies comme les rapports de volume des bouteilles séparatrices avec le volume des cylindres de transfert :

$$\tau_V = \frac{V_{BS_{R1}}}{V_{CT}} \quad (42)$$

$$\tau'_V = \frac{V_{BS_{R2}}}{V_{CT}} \quad (43)$$

La phase 1 du cycle récepteur est caractérisée par la mise en contact du cylindre CT_R avec la bouteille BS_{R1} et du cylindre CT'_R avec l'évaporateur E_R , alimenté par la bouteille BS_{R2} . Un bilan massique de cette première transformation donne :

$$\tau_V(\rho_3 - \rho_2) - \rho_2 = 0 \quad (44)$$

$$\rho_1 - \tau'_V(\rho_{3i} - \rho_{1k}) = 0 \quad (45)$$

C'est également durant cette étape que le travail est transféré hydrauliquement du cylindre CT'_R vers CT'_M selon l'équation suivante,

$$W = (P_h - P_b)V_{CT} \quad (46)$$

La seconde étape permet de transférer le fluide de travail de la bouteille BS_{R1} , sous forme liquide, à la bouteille BS_{R2} , qui contient du gaz. Cette transformation s'accompagne d'un transfert de chaleur sur BS_{R1} qui permet de maintenir la pression de l'ensemble à P_h .

Le bilan massique est :

$$\tau_V(\rho_3 - \rho_{2i}) - \tau'_V(\rho_3 - \rho_{1i}) = 0 \quad (47)$$

La troisième étape se caractérise par la récupération d'énergie interne entre les deux cycles en opposition de phase. Le système formé par la bouteille BS_{R2} et le cylindre CT'_R ne reçoit ni travail ni chaleur de l'extérieur ; il est donc considéré comme isolé au cours de cette étape. Le principe de conservation de la masse et le premier principe de la thermodynamique s'écrivent respectivement :

$$(\rho_{1i} - \rho_1) - \tau'_V(\rho_3 - \rho_{3i}) = 0 \quad (48)$$

$$(\rho_{1i}u_{1i} - \rho_1u_1) - \tau'_V(\rho_3u_3 - \rho_{3i}u_{3i}) = 0 \quad (49)$$

La dernière étape vise à ajuster les pressions au sein des cylindres de transfert de sorte à pouvoir faire fonctionner le système périodiquement. Une quantité de chaleur Q est apportée à BS_{R1} pour réaliser un nouvel équilibre vapeur des états (2) et (3) à la pression P_h . Le bilan massique conduit à :

$$\tau_V(\rho_{2i} - \rho_2) - (\rho_2 - \rho_{1i}) = 0 \quad (50)$$

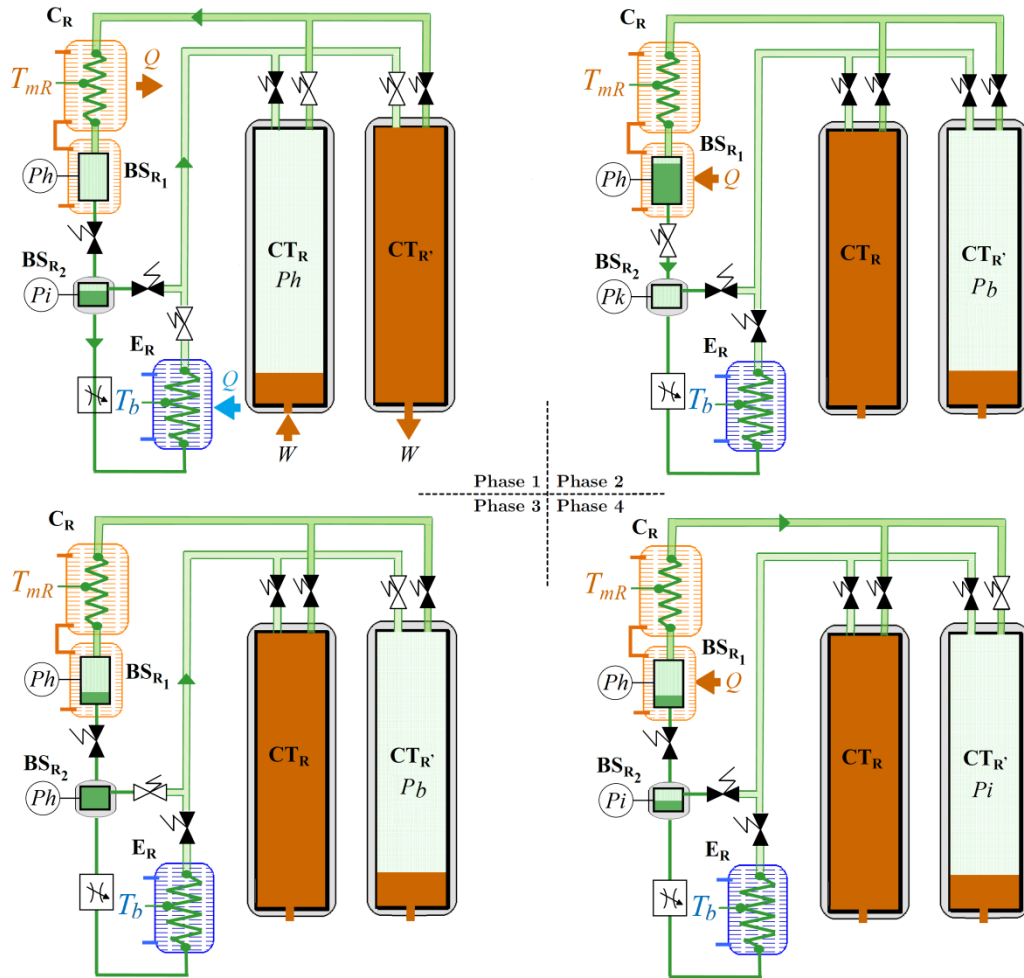


Figure II-14 : Détails aux instants initiaux des 4 phases de la variante CHV3T-WG (les électrovannes ouvertes sont en blanc).

Ces six équations (44), (45), (47), (48), (49) et (50) permettent d'établir un système liant, dans le cas idéal, les paramètres géométriques du CHV3T-WG (τ_v , τ'_v) aux masses volumiques (ρ_{1i} , ρ_{2i} , ρ_{3i}) impliquées dans le calcul des coefficients de performance. Les énergies internes massiques u_{1i} et u_{3i} n'étant pas des variables indépendantes, elles dépendent des masses volumiques (ρ_{1i} , ρ_{3i}) et sont calculées grâce à la base de données CoolProp. Le système d'équations obtenu, de type non linéaire à 5 inconnues (τ_v , τ'_v , ρ_{1i} , ρ_{2i} , ρ_{3i}), est résolu avec la méthode de Newton-Raphson en utilisant cinq des six équations à disposition. Suite à de nombreux essais numériques, il apparaît que le système le plus robuste à résoudre est le suivant.

$$\begin{cases} \tau_v(\rho_3 - \rho_2) - \rho_2 = 0 \\ \tau_v(\rho_3 - \rho_{2i}) - \tau'_v(\rho_3 - \rho_{1i}) = 0 \\ (\rho_{1i} - \rho_1) - \tau'_v(\rho_3 - \rho_{3i}) = 0 \\ \tau_v(\rho_{2i} - \rho_2) - (\rho_2 - \rho_{1i}) = 0 \\ (\rho_{1i}u_{1i} - \rho_1u_1) - \tau'_v(\rho_3u_3 - \rho_{3i}u_{3i}) = 0 \end{cases} \quad (51)$$

L'équation supplémentaire (45) si elle est vérifiée, permet en outre de contrôler que la condition de "cyclage" est réalisée et que le système peut fonctionner de façon périodique.

Une approche identique est utilisée pour la résolution du système d'équations coté moteur, celle-ci étant symétrique à la partie réceptrice. Quand tous les états thermodynamiques sont connus, il est possible d'établir les coefficients de performance de la variante WG du CHV3T :

$$COP_{th}^{WG} = \frac{\rho_1(h_1 - h_{3il})}{\rho_c(h_c - h_{aj})} \quad (52)$$

$$COA_{th}^{WG} = 1 + COP_{th}^{WG} \quad (53)$$

Les cycles récepteur et moteur de la variante CHV3T-WG sont représentés dans le diagramme de Mollier pour le couple (Cyclopropane, Isobutane) et les températures T_b , T_{mR} (Figure II-11).

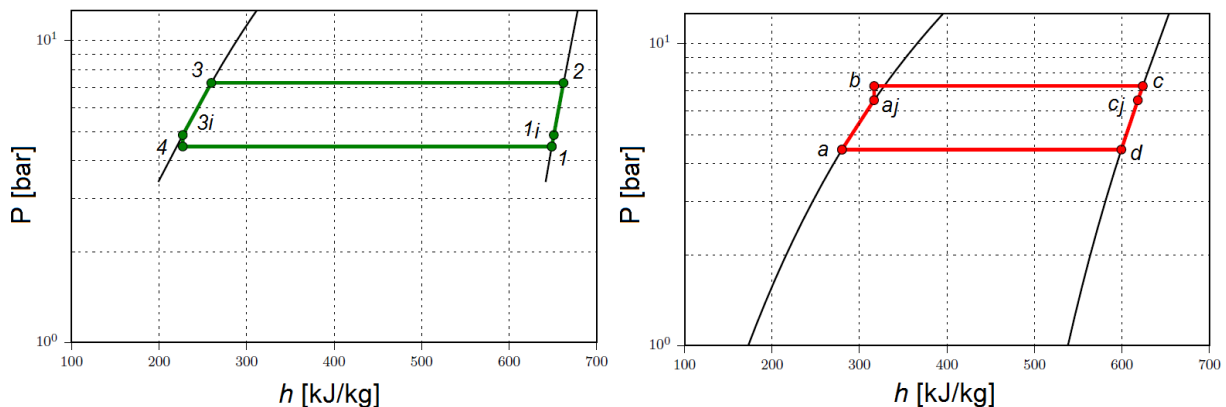


Figure II-15 : Cycles récepteur et moteur de la variante CHV3T-WG pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec récupération d'énergie interne

En plus du calcul des performances, le modèle réalisé ci-dessus permet le dimensionnement des bouteilles nécessaire à l'étape de transfert de l'énergie interne. Le Tableau II.3 présente deux applications numériques du prédimensionnement du CHV3T-WG, pour deux couples fluides différents. Ces résultats sont établis en considérant des températures d'évaporation et de condensation constantes, en l'occurrence $T_b=12^\circ\text{C}$ et $T_{mR}=35^\circ\text{C}$, avec un volume de cylindre de transfert $V_{CT}=40\text{L}$.

Tableau II.3 : Exemple de dimensionnement des cycles récepteur et moteur du CHV3T-WG pour deux couples fluides : Propyne/Isobutene et R134a/RC318. Les températures $T_b=12^\circ\text{C}$ et $T_{mR}=35^\circ\text{C}$ sont constantes et les volumes des cylindres de transfert sont fixés à $V_{CT}=40\text{L}$.

<i>couple</i>	<i>Propyne/Isobutene</i>	<i>R134a/RC318</i>
V_{CT}	40 L	
V_{BSR1}	0,96 L	1,55 L
V_{BSR2}	0,55 L	0,88 L
M_R	0,87 kg	2,69 kg
V_{BSM1}	1,15 L	1,9 L
V_{BSM2}	1,41 L	2,53 L
M_M	1,44 kg	6,21 kg

Les résultats obtenus soulignent deux points importants :

- Pour un même couple de fluides de travail et pour un même volume de cylindre de transfert, les volumes des quatre bouteilles séparatrices sont différents. En particulier, il apparaît que $V_{BSM1}/V_{BSM2} < 1 < V_{BSR1}/V_{BSR2}$, c'est-à-dire que le volume de la bouteille BS_{R1} est plus important que celle de la bouteille BS_{R2} pour le cycle récepteur, tandis que la situation inverse se produit dans le cas du cycle moteur. Ce dimensionnement optimal permet de minimiser la production d'entropie et donc de maximiser les COP_{th} et COA_{th} du procédé. Néanmoins il faut rappeler que ce dimensionnement n'est valable que pour un volume de CT et des températures de fonctionnement donnés. En fonctionnement réel, les températures seront variables et donc pour un volume CT donné les COP_{th} et COA_{th} ne seront pas optimaux.
- Il apparaît également que la variante WG ne peut être dimensionnée que pour un couple de fluides de travail donné, le volume des bouteilles séparatrices fixant la quantité de fluide nécessaire à chaque cycle. Par exemple, le couple Propyne/Isobutene nécessite au total 2,5 kg de fluides tandis que le couple R134a/RC318 requiert a minima environ 10kg.

2.3. Exploitation des résultats

Cette partie vise à évaluer les performances des différentes variantes en fonction d'un large choix de couple de fluides et de capteurs solaires, afin de procéder à une comparaison entre elles. Cette étude doit permettre de définir la configuration la plus adaptée à une application pour l'habitat. Pour ce faire, le code de calcul développé dans la partie 2.2 a été exécuté en boucle afin d'évaluer les performances de chaque variante, avec chaque couple de fluides de travail selon la méthode de sélection détaillée dans la partie 1.1 et pour chaque capteurs solaires considéré dans l'étude (Tableau II.1).

Dans un premier temps, ce code a été utilisé pour évaluer les performances du procédé sous conditions opératoires fixes, puis pour une plage de conditions opératoires fixes afin de ne garder que les couples fluides qui garantissent le fonctionnement du procédé CHV3T tout au long de l'année en mode chauffage et climatisation.

2.3.1. Performances du procédé CHV3T sous conditions opératoires fixes

Les performances du procédé ont d'abord été évaluées dans des conditions opératoires stables, toujours celles du Tableau I.1. Comme décrit précédemment, ces températures correspondent à un point de fonctionnement en mode climatisation pour une température extérieure (T_{ext}) de 30 °C avec utilisation d'un plancher rafraîchissant (T_{calo}) fonctionnant à 17 °C. Ce point de fonctionnement, utilisé par Martins facilite notamment la comparaison des résultats avec les travaux précédents. Il faut toutefois rappeler que ces températures ne sont pas adaptées à l'évaluation du coefficient d'amplification (COA) ; ainsi, les valeurs obtenues avec ces études ne peuvent servir qu'à comparer des couples fluides entre eux. Une évaluation des performances du procédé en conditions réelles et annuelles sera réalisée au chapitre IV.

Dans ces exemples les COA_{sol} ne sont pas égaux aux $(COP_{sol} + 1)$ pour un même couple fluide, car les rendements des capteurs solaires ne sont pas les mêmes entre l'été et l'hiver.

Les résultats obtenus pour la variante W0 du CHV3T sont donnés dans la Figure II-16 ci-dessous. Cette figure permet le classement de chaque configuration (Couple fluide/Capteur solaire) pour la variante W0 en fonction de leur COA_{sol} et de leur COP_{sol} de façon à intégrer l'influence de T_h sur le rendement des capteurs solaires (en sus de l'influence de T_{ext}). Les points épais correspondent aux couples fluides qui ont passé avec succès les 3 étapes de sélection décrites dans la partie 1.1 (Sélection des couples de fluides), les points fins étant eux les couples rejetés, car ne satisfaisant pas à au moins un des trois critères que sont : les conditions opérationnelles, les conditions environnementales, ou les conditions de sécurité. Les configurations les plus intéressantes pour l'application envisagée sont donc les couples fluides présents sur le front de Pareto selon que l'on favorise le COP ou le COA. Dans le cas particulier où la pondération entre COP et COA est la même, le couple fluide le plus intéressant est alors le point le plus proche de l'extrémité en haute et à droite dans la figure.

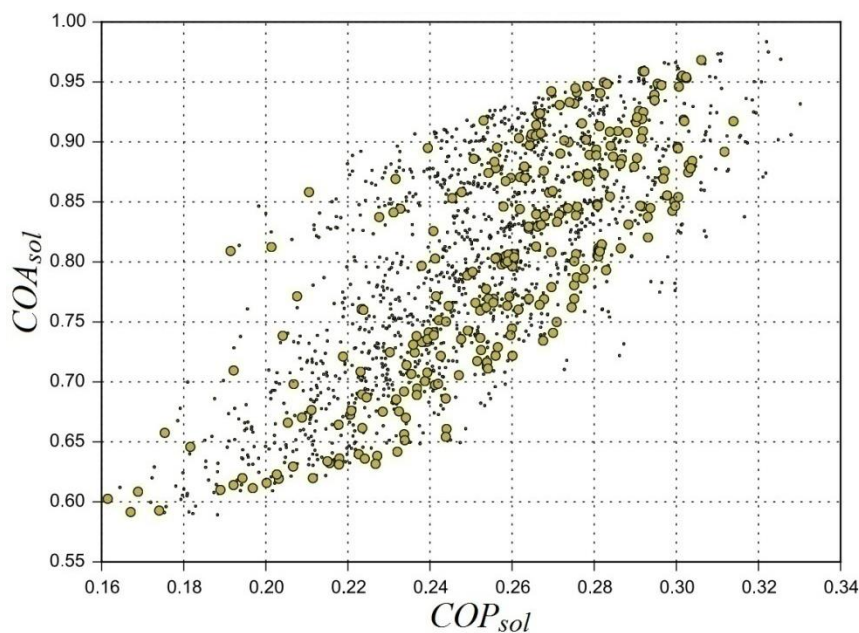


Figure II-16 : Ensemble de Pareto de la variante W0 du CHV3T avec $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$

La liste des configurations les plus efficaces est donnée dans le Tableau II.4 ci-dessous. Ce tableau est riche d'enseignement ; on constate que si l'on garde dans la liste des fluides acceptables les fluides inflammables, ce sont principalement des hydrocarbures qui permettent les meilleures efficacités. Dans tous les cas, les meilleurs rendements sont obtenus avec le capteur de type sous vide sélectionné bien que la température T_h soit comprise entre 60 et 70°C et donc atteignable aussi par des capteurs plans. Une étude technico-économique serait utile pour démontrer si l'écart de prix entre ces différentes technologies justifie bien l'écart de performance.

On constate également que mis à part peut-être le couple fluide cyclopropane/isobutane, les performances des autres couples fluides sont très proches entre elles. Les faibles différences dans ces cas précis ne suffisent pas à justifier le choix d'un couple plutôt qu'un autre. D'autres critères doivent être pris en compte ; par exemple le propyne pose des problèmes de compatibilité avec de nombreux matériaux, et est susceptible de se décomposer à partir de 5 bars.

Tableau II.4 : Liste des meilleurs couples fluides pour la variante W0 dans les conditions opératoires suivantes : $T_b = 12^\circ\text{C}$, $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$ et $I = 1000 \text{ W/m}^2$.

Classement	Fluide récepteur	Fluide moteur	Capteur solaire	COA_{sol}	COP_{sol}
1	Cyclopropane	Isobutane	VIESSMAN (SV)	0,970	0,308
2	Propyne	n-Butane	VIESSMAN (SV)	0,955	0,30
3	Propyne	Trans-2-Butene	VIESSMAN (SV)	0,954	0,301
4	Cyclopropane	1-Butene	VIESSMAN (SV)	0,953	0,301
5	Cyclopropane	Isobutene	VIESSMAN (SV)	0,951	0,300
6	Propyne	cis-2-butene	VIESSMAN (SV)	0,948	0,300

Cette même étude a été réalisée pour l'ensemble des variantes du CHV3T. Les performances de ces variantes sont représentées sur la Figure II-17 pour chaque triplet (variante ; couple fluide ; capteur solaire), en fonction de leur COA_{sol} et leur COP_{sol} . Seuls les couples satisfaisant toutes les conditions, opérationnelles, environnementales et de sécurité ont cette fois été représentés.

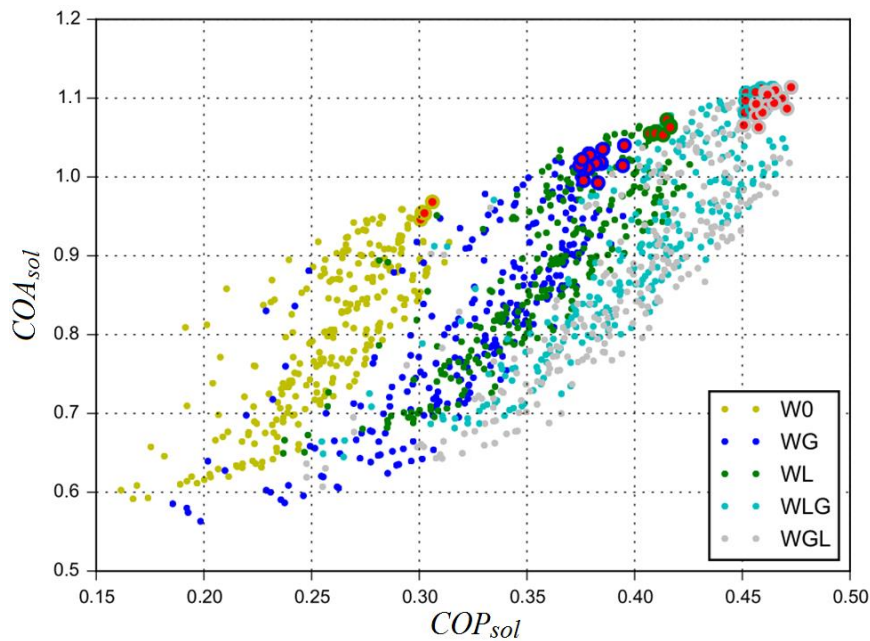


Figure II-17 : Ensemble de Pareto comparatif des différentes variantes du CHV3T avec $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$. Les points entourés représentent les 10 meilleurs couples fluides de chaque variante.

En plus de confirmer les enseignements de la variante W0, sur la meilleure efficacité des hydrocarbures et du capteur solaire sous vide sélectionné, la comparaison des différentes variantes permet de nouveaux constats :

- Tout d'abord sur les écarts de performances entre les différentes variantes : on peut constater une nette amélioration des performances entre la variante W0 et les variantes WL et WG. Le gain de performance d'environ 0,1 représente une amélioration de 25% du COP_{sol} et de 10% du COA_{sol} . Cette amélioration est néanmoins moins flagrante au passage des variantes WL et WG aux variantes WLG et WGL, le gain en performance étant moitié moins important.

- Concernant les couples fluides, bien que le couple cyclopropane/isobutane arrive en première position pour toutes les variantes testées, le reste de la liste subit des changements notables, surtout entre la version W0 et les autres versions WL, WG, WLG et WGL, dont les classements sont relativement proches.

Cette méthode d'évaluation des performances et de choix des fluides souffre néanmoins de quelques inconvénients :

- Le premier est que la température T_b , bien adaptée au mode climatisation pour assurer la production de froid, correspond en mode chauffage à la température extérieure limite d'utilisation, en dessous de laquelle la température T_{mM} deviendra trop basse pour assurer la condensation du fluide de travail moteur. Ainsi si on abaisse cette température, pour le fonctionnement en chauffage, cela change totalement les couples fluides qui respectent les conditions opérationnelles.

- En second lieu, le dimensionnement des éléments ne peut être fait sur la base de températures fixes tout au long de l'année. En conditions réelles le système dépend des températures de consigne qui peuvent éventuellement être réglées et choisies constantes, mais aussi de la température extérieure. Cette dernière étant particulièrement fluctuante (dans la journée et l'année), il est indispensable de prendre cet aspect en compte pour le dimensionnement des composants.

2.3.2. Performances du procédé CHV3T pour une plage de conditions opératoires fixes

En considérant maintenant non pas des conditions opératoires fixes, mais une plage de fonctionnement adaptée aux climats méditerranéens allant de [-10 °C à 40 °C] de température extérieure, et en conservant l'hypothèse d'échange direct entre les échangeurs de chaleur et l'extérieur, c'est à dire un différentiel de 5 °C entre le fluide de travail et la température de la source tel que présenté lors du choix des couples fluides (Figure II-4), on peut déterminer une nouvelle sélection de couples de fluides garantissant le fonctionnement du procédé sur l'ensemble de cette plage de fonctionnement tel que présenté dans le Tableau II.5.

Tableau II.5 : Liste des meilleurs couples fluides pour la variante WG dimensionnée pour fonctionner sur la plage [-10 °C ; 40 °C] dans les conditions opératoires suivantes : $T_b = 12^\circ\text{C}$, $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$ et $I = 1000 \text{ W/m}^2$.

Classement	Fluide récepteur	Fluide moteur	Capteur solaire	COA_{sol}	COP_{sol}
1	R161	n-Butane	VIESSMAN (SV)	0,960	0,365
2	R161	trans-2-Butene	VIESSMAN (SV)	0,955	0,362
3	Propylene	isoButene	VIESSMAN (SV)	0,948	0,350
4	Propylene	1-Butene	VIESSMAN (SV)	0,946	0,350
5	R161	Cis-2-Butene	VIESSMAN (SV)	0,942	0,358
6	n-Propane	n-Butane	VIESSMAN (SV)	0,940	0,344

La nouvelle liste de couples de fluides présentée dans le Tableau II.5 pour la seule variante WG par souci de clarté, est totalement différente de celle présentée dans l'étude précédente sous conditions opératoires fixes (Tableau II.4). Principalement parce que le fonctionnement du procédé en mode chauffage sur la plage de fonctionnement choisie implique une température T_b qui peut être bien plus basse que celle définie dans l'étude sous conditions opératoires fixes. La température T_{mM} étant définie en fonction de la température T_b , les couples fluides définis dans la partie 2.3.1 ne permettent plus la condensation des vapeurs dans le condenseur coté moteur, les excluant de ce fait de la liste des couples fluides retenus.

On constate également une baisse des performances significatives. Cela est dû à deux phénomènes :

- d'une part une large plage de fonctionnement à tendance à éliminer des couples fluides et parmi eux certains ayant de meilleures performances (sous conditions fixes favorables) ;

- d'autre part, l'augmentation de T_{mM} implique une augmentation de T_h et donc de la température délivrée par les collecteurs solaires, ce qui impacte négativement leur rendement. La baisse des performances est évaluée approximativement à 10%, mais elle est inévitable pour permettre le fonctionnement du mode chauffage tout au long de l'année.

Il faut également noter que comme précédemment, les fluides les plus performants comportent tous des hydrocarbures hautement inflammables. Seuls deux couples fluides sortent du lot avec une inflammabilité quasi nulle. Le HFE-143m/R1233zd et le R1234yf/R1233zd qui arrivent respectivement en 10ème et 16ème position.

Le couple de fluides R1234yf/R1233zd apparaît être un bon candidat pour l'application domestique d'une part pour leur qualité environnementale et d'autre part pour leur disponibilité. En tant que fluides HFO de 4ème génération destinés à remplacer les fluides actuels R134a et R123, ces deux fluides devraient être produits en grande quantité et donc, à des prix abordables. Les performances de ce couple de fluides sont plus amplement détaillées en fonction des températures extérieures dans le tableau I.6 suivant. Par exemple avec une température extérieure de 35°C et une température de fluide caloporteur de 17°C assurant la fonction de rafraîchissement, le COP thermique est de 0,42 et le COP solaire, compte tenu du rendement du capteur, tombe à 0,27.

Tableau II.6 : Tableau récapitulatif des performances du CHV3T-WG avec le couple fluide R1234yf/R1233zd. Ces valeurs sont obtenues avec une irradiation de 1000W/m² et des capteurs solaires de modèle VIESSMAN-Vitosol-300T SPA3 (sous vide)

		T_{ext}	-7 °C	-2 °C	2 °C	7 °C	15 °C	25 °C	35 °C	45 °C
		T_{calo}								
COP _{th}	17 °C		-	-	-	-	-	0,58	0,42	0,34
COA _{th}	30 °C		1,23	1,26	1,31	1,36	1,47	-	-	-
η_{coll}			57,11%	57,60%	58,57%	59,75%	61,57%	64,92%	64,60%	64,27%
COP _{sol}	17 °C		-	-	-	-	-	0,38	0,27	0,22
COA _{sol}	30 °C		0,70	0,73	0,77	0,81	0,91	-	-	-

L'influence de la plage de fonctionnement sur le choix des couples de fluides est également visible sur la Figure II-18. Ces schémas indiquent les performances de deux couples de fluides ; le premier "Cyclopropane/Isobutane" est choisi pour travailler sous conditions opératoires fixes tandis que le second "R1233zd/R1234yf" est nécessaire pour travailler sur une large plage de température extérieure [-10°C ;40 °C].

Les performances sont données en fonction de la température du caloporteur en abscisse, c'est-à-dire la température de départ de la boucle du plancher chauffant/rafraîchissant et en fonction de

la température extérieure en ordonnée pour 3 modes de fonctionnement, Climatisation (carré bleu), chauffage avec amplification (carré orange) et chauffage via les collecteurs solaires directement (rond orange).

Ainsi on constate que bien que le premier couple fluide (Cyclopropane/Isobutane) soit bien adapté au mode climatisation (ligne bleue), sa fonction d'amplification en mode chauffage (ligne rouge) est très limitée. Dès que la température extérieure chute en dessous de 15 °C (situation courante en hiver), l'amplification n'est plus possible à cause d'une température T_{mM} qui ne permet plus la condensation du fluide coté moteur et force le procédé à utiliser la chaleur des capteurs solaires directement et donc sans amplification. À l'inverse on remarque clairement que l'utilisation de couples de fluides dimensionnés sur une plage réaliste de conditions opératoires, comme c'est le cas du R1233zd/R1234yf, permet de profiter de la fonction de chauffage avec amplification, quelle que soit la température extérieure. Ainsi, bien que les performances thermodynamiques du fluide soient légèrement plus faibles, les performances annuelles sont bien meilleures. Une étude plus approfondie sur ce point sera détaillée dans le chapitre 4.

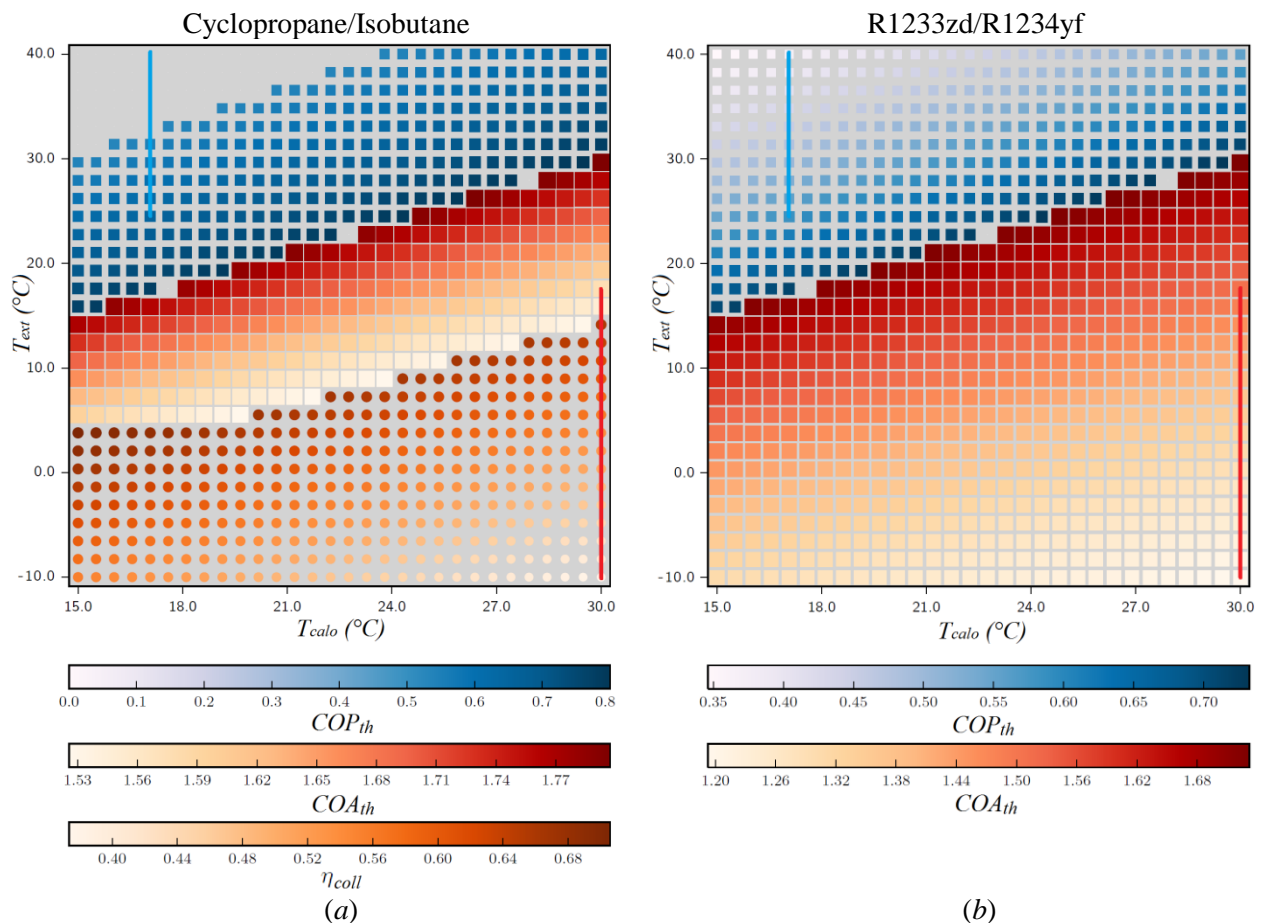


Figure II-18 : Évaluations des performances du procédé CHV3T-WG pour deux couples fluides, le couple "Cyclopropane/Isobutane" en (a) et le couple "R1233zd/R1234yf" en (b) et pour 3 modes de fonctionnement : climatisation (carré bleu), chauffage avec amplification (carré orange) et chauffage direct via les collecteurs solaires (rond orange). Les performances (avec le code couleur indiqué sous les figures) sont données en fonction de la température de départ du plancher chauffant/rafraîchissant en abscisse et de la température extérieure en ordonnée. Les lignes rouges et bleues déterminent les domaines opératoires d'utilisation en mode chauffage ou climatisation.

À titre d'exemple, pour une température extérieure de 30 °C et une température du fluide caloporteur assurant le rafraîchissement est de 17 °C, le COP_{th} sera de 0,58 pour le couple d'hydrocarbures "Cyclopropane/Isobutane" et de 0,51 pour le couple de HFO "R1233zd/R1234yf".

Pour une température extérieure de 0 °C et une température du fluide caloporteur assurant le chauffage de 30 °C, le couple "Cyclopropane/Isobutane" ne permet pas le fonctionnement du procédé CHV3T, la chaleur est donc directement produite par les capteurs solaires avec un rendement de 0,5. Le couple de fluides "R1233zd/R1234yf" dimensionné pour fonctionner sur une large plage de température lui permet d'amplifier la chaleur produite par les capteurs solaires avec un COA_{th} de 1,29.

3. Conclusion

Le procédé thermo-hydraulique CHV3T permettant les fonctionnalités de chauffage et de rafraîchissement a été défini et une procédure de choix des couples de fluides moteur et récepteur les plus adaptés a été développée.

Le procédé a été modélisé en fonctionnement quasi-statique mais en prenant en compte le caractère irréversible du processus de compression/détente qui résulte de la mise en contact des cylindres de transfert lors de la récupération d'énergie interne qui a lieu sur les variantes WL et WG. L'outil développé s'est avéré très utile pour comparer un large nombre de couples de fluides de travail en fonction de leurs performances thermodynamiques et de leurs impacts environnementaux pour les différentes variantes du procédé.

Des comparaisons de performances des différentes variantes du procédé ont été réalisées en considérant des conditions opératoires fixes dans un premier temps, puis sur une plage de fonctionnement plus large adaptée au fonctionnement du procédé avec un climat méditerranéen. Avec ces dernières conditions, plus réalistes, le modèle a permis de sélectionner des couples de fluides vraiment adaptés, mais avec une diminution notable des performances du procédé ($\approx 10\%$). Au travers de ces observations, la variante CHV3T-WG apparaît être le meilleur compromis entre performance et complexité de mise en œuvre.

Bien que les hydrocarbures garantissent de meilleures performances, la paire de fluides "R1234yf/R1233zd" semble préférable, à la fois pour ses performances thermodynamiques encore convenables, son faible impact environnemental, mais également pour sa très faible inflammabilité, critère non négligeable pour une application domestique. Ainsi les performances du procédé CHV3T-WG avec couple fluide "R1234yf/R1233zd" ont été évaluées plus spécifiquement en fonction de différentes températures extérieures et modes d'utilisation, ces résultats laissent espérer un COP_{sol} allant de 0,22 à 0,38 et un COA_{sol} allant de 0,7 à 0,91 en fonction des températures extérieures. Le procédé CHV3T peut aussi s'avérer utile en l'absence de soleil en amplifiant de 15% à 40% la chaleur produite par une source auxiliaire en fonction là aussi des températures extérieures.

Ces travaux, cumulés au retour d'expérience de la thèse de M.Martins, permettent toutefois d'envisager un certain nombre d'améliorations, celles-ci seront présentées dans le chapitre suivant.

Chapitre III: Amélioration et modélisation en quasi-dynamique du procédé CHV3T.

À travers ce chapitre, les complications rencontrées sur le prototype lors des expérimentations menées par M. Martins sont passées en revues et des solutions sont proposées pour chacune d'elles. À partir de ces retours d'expérience, une nouvelle configuration de cylindre de transfert est proposée et une nouvelle variante du procédé CHV3T est développée, la variante CHV3T-WGS. Son fonctionnement sera décrit phase par phase afin d'en comprendre les subtilités et les différents avantages qu'elle apporte. Enfin une nouvelle étude quasi-statique permet ici de comparer ses performances à celles des variantes étudiées dans le chapitre précédent.

Dans un second temps, une simulation quasi-dynamique a été réalisée afin de compléter les résultats obtenus à partir des modélisations quasi-statiques préalablement réalisées. Celle-ci permet notamment de mesurer l'impact des évolutions de température des sources et puits de chaleur à l'échelle d'une journée, notamment sur les niveaux de liquide au sein des différents composants. Ces simulations permettront également de mettre en place des stratégies de contrôle-commande des vannes, notamment un processus d'initialisation, pour le démarrage du procédé, mais aussi de tester ces stratégies afin d'empêcher d'éventuels blocages.

1. Introduction : Évolution du procédé thermo-hydraulique CHV3T

À partir des travaux antérieurs de Martins et des versions étudiées précédemment, une nouvelle variante du procédé thermo-hydraulique CHV3T a été développée. Cette variante fait l'objet d'une déclaration d'invention pour une possible demande de brevet ultérieure par la SATT. Cette variante est décrite de manière plus détaillée dans ce chapitre étant donné qu'elle sera la variante la plus étudiée au cours des chapitres suivants. Cette variante, dite "CHV3T-WGS" (S pour symétrique) est une évolution de la variante WG ; elle comporte différentes modifications du procédé et de ses composants permettant des améliorations dans sa gestion. Avant de décrire ces améliorations, il est important de bien comprendre les raisons qui ont conduit à faire évoluer le procédé thermo-hydraulique CHV3T.

1.1. Verrous technologiques et solutions proposées

Les retours d'expériences suite à la conception d'un premier prototype durant la thèse de Martins [53], permettent de repenser la conception du procédé thermo-hydraulique CHV3T. À travers cette partie, les principaux verrous technologiques qui ont été alors rencontrés sont analysés afin de cerner leurs causes et leurs conséquences. Dans un deuxième temps des solutions seront proposées et détaillées pour pallier chacun de ces problèmes et garantir un fonctionnement correct du procédé.

1.1.1. *Émulsion du liquide de transfert et coup de pression*

Un des problèmes rencontrés porte sur l'émulsion des fluides de travail avec le liquide de transfert provoquée lors des phases de dépressurisation des cylindres de transfert. Malgré la

faible miscibilité théorique des fluides de travail et de transfert (une huile minérale), le brusque dégazage, observé lors de ces dépressurisations, d'une faible quantité de fluide de travail dissoute dans le liquide de transfert a engendré une émulsion de ces deux fluides à leur interface. La première conséquence de cette émulsion est que de l'huile a été entraînée en dehors des cylindres de transfert où elle devait être confinée. Cette huile s'est accumulée au sein des échangeurs de chaleur limitant l'échange thermique entre le fluide de travail et l'extérieur et pénalisant de fait grandement les performances du procédé. On peut distinguer deux causes distinctes à ce phénomène, d'une part l'absence de séparation physique entre ces deux fluides, d'autre part, les variations brusques de pression engendrées par chaque ouverture et fermeture de vannes mettant en communication les évaporateurs ou condenseurs avec les cylindres de transfert.

Pour pallier ce problème, deux solutions sont proposées, chacune répondant aux causes décrites précédemment. Premièrement il a été décidé d'intégrer une séparation physique entre les deux fluides et la solution technologique la plus pertinente est que ce soit par une membrane. Deuxièmement, il est primordial d'empêcher ou de limiter les coups de pression ; ceux-ci seraient susceptibles d'endommager la membrane ou d'en réduire la durée de vie. Deux solutions sont envisagées pour pallier ce problème :

- Utiliser une technologie de vanne qui permette une ouverture plus progressive de celle-ci en générant une perte de charge à l'ouverture. Cette solution permettrait principalement d'éviter les brusques variations de pression pendant les changements de phases du cycle, notamment lors de la mise en communication des bouteilles séparatrices avec le cylindre de transfert pour effectuer la récupération interne d'énergie, ou à mise en communication avec les évaporateurs préalablement isolés.
- Mise en place d'un capillaire entre les cylindres de transfert CT_R et CT_M ainsi que CT'_R et CT'_M . Ces capillaires accompagnés d'une vanne permettraient de rééquilibrer progressivement les pressions entre les cylindres de transfert avant leur mise en communication plus directe par une voie parallèle.

1.1.2. Gestion des condensats

L'apparition de condensats au sein des cylindres de transfert constitue un autre problème potentiel. Dans la variante du procédé CHV3T du prototype développé par M. Martins, les cylindres de transfert étaient maintenus à la température T_h par une fraction de la chaleur produite par les capteurs solaires utilisée pour le chauffage de l'évaporateur moteur.

Cette solution avait cependant deux inconvénients :

- elle retardait la mise en fonctionnement établie du procédé. En effet au matin la chaleur produite doit d'abord servir à mettre en température les cylindres de transfert avec leur inertie thermique non négligeable avant de pouvoir alimenter convenablement l'évaporateur moteur.
- en outre, maintenir en permanence les cylindres de transfert à T_h revient à pénaliser le rendement du cycle. En effet, pendant certaines phases, les vapeurs contenues dans les cylindres de transfert doivent être condensées. Ainsi maintenir les cylindres à T_h puis condenser à T_{mR} ou T_{mM} les vapeurs qu'ils contenaient permet certes d'éliminer la

formation de condensats dans les cylindres, mais pénalise l'efficacité des condenseurs et donc du procédé.

En conséquence une nouvelle approche a été proposée. Nous avons privilégié la récupération des condensats dans les cylindres plutôt que de chercher à empêcher leur formation. Dans ce but la géométrie des cylindres de transfert a été complètement redéfinie. Tout d'abord ceux-ci ont été "retournés", le liquide de transfert initialement en bas, se retrouve dans la partie haute afin que les possibles condensats du fluide de travail puissent s'écouler par gravité dans le condenseur. Ce retournement n'est évidemment possible qu'en présence d'une membrane retenant en haut le liquide de transfert. La géométrie des cylindres de transfert a été étudiée pour faciliter le drainage des condensats et par ailleurs c'est toute la disposition spatiale des autres composants qui a été redéfinie pour faciliter l'écoulement gravitaire des condensats.

Enfin des pièces spécifiques ont été confectionnées pour limiter autant que possible le volume mort dans les cylindres de transfert, qui comme l'a précédemment montré M. Martins nuit à l'efficacité du procédé (voir § 1.2 suivant).

1.1.3. *Pressurisation du fluide de travail moteur*

Pendant tous les essais réalisés par Martins, la pompe P_M n'a jamais atteint les débits prévus par le constructeur et présentait des signes de cavitation. Il apparaît aujourd'hui que l'enchaînement des phases tel qu'il était prévu ne pouvait permettre la pressurisation du fluide à l'aide de la pompe retenue, parmi les très peu nombreuses pompes alors disponibles. Comme on peut le voir sur la Figure III-1 le but de la pompe P_M est d'aspirer et pressuriser le liquide présent dans la bouteille BS_M , à l'état saturé à son interface, pour l'introduire à P_h dans l'évaporateur E_M .

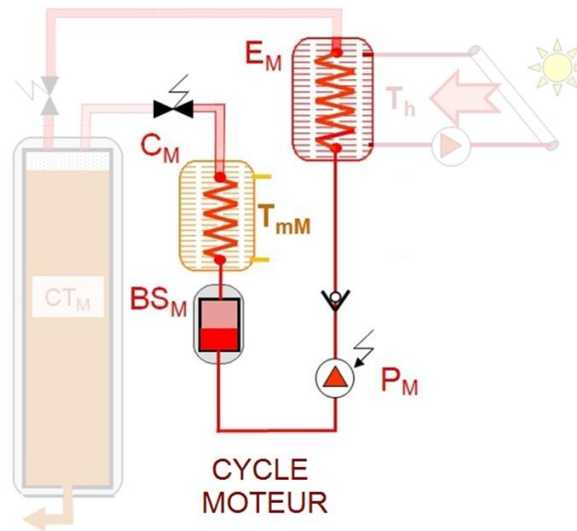


Figure III-1 : Schéma simplifié de la partie motrice du CHV3T-W0

Le dimensionnement d'une pompe nécessite le calcul du NPSH (Net Positive Suction Head) disponible. La valeur NPSH caractérise la différence entre la pression du liquide à l'aspiration de la pompe et sa pression de vapeur saturante. Chaque pompe a un NPSH minimal requis en fonction de sa technologie et d'autres critères géométriques. Concrètement, la mise en route de la pompe entraîne une dépressurisation locale à l'aspiration de celle-ci qui peut induire un phénomène de cavitation au niveau du rotor de la pompe. Pour éviter ce phénomène, soit la

pompe doit être placée à une position beaucoup plus basse que la réserve de liquide, soit le liquide doit être davantage sous-refroidi.

Une solution alternative proposée dans ce mémoire est le remplacement de la pompe P_M par un système de pressurisation thermique. Le fluide de travail à l'état de liquide saturé à pression intermédiaire P_m contenu dans la bouteille BS_M est introduit par gravité dans l'évaporateur E_M . Celui-ci étant alimenté par la boucle chaude à la température T_h , l'ensemble ($BS_M ; E_M$) va monter en pression jusqu'à P_h . Cette pressurisation dite "thermique" permet en outre de réduire la consommation électrique du procédé et donc d'augmenter son COP_{elec} . Ce concept de pressurisation thermique sera plus amplement détaillé ultérieurement.

1.1.4. Mesure du niveau de liquide de transfert

La mesure du niveau de liquide dans les cylindres de transfert n'est pas obligatoire pour le procédé CHV3T qui ne requiert qu'une bonne connaissance des niveaux haut et bas. Néanmoins, pour l'application de trigénération qui inclut l'utilisation du procédé CAPILI (détaillé dans le chapitre IV) une connaissance plus précise de ce niveau s'avère nécessaire. Les capteurs à flotteur initialement utilisés par M.Martins doivent être remplacés par un capteur de niveau continu, en l'occurrence de type magnétostrictif. Afin de pouvoir suivre le mouvement de la membrane, celle-ci est équipée d'une assiette en son centre sur laquelle est fixé un tube de guidage. Un aimant circulaire est placé à l'extrémité de ce tube afin que le capteur magnétostrictif puisse suivre le déplacement de la membrane au cours du temps. Ce guidage de déplacement a pour autre effet d'augmenter la durée de vie de la membrane.

1.1.5. Réduction des irréversibilités

Le fonctionnement intermittent du procédé CHV3T, découpé en phases distinctes, implique l'isolement (massique) des évaporateurs et condenseurs durant certaines phases. Cet isolement est préjudiciable aux performances du procédé. En effet avec des apports solaires constants, l'isolement de l'évaporateur moteur implique inévitablement une montée en température du fluide de travail dans ce composant, suivie d'une brusque baisse lorsqu'il est à nouveau connecté sur un cylindre de transfert. Ces fluctuations de la température haute T_h , et donc de la pression P_h entraînent des irréversibilités thermodynamiques qui affectent les performances du procédé. Ce problème peut éventuellement être réglé avec l'ajout d'un système de stockage. Il peut également être réduit en diminuant le nombre de phases du cycle. Ainsi, l'ajout de deux bouteilles séparatrices sur la variante WG du CHV3T permet d'effectuer simultanément les phases de transfert de travail à haute et basse pressions. Cette amélioration permet de passer d'un fonctionnement en 4 phases distinctes à seulement 3, réduisant de ce fait le temps d'isolement de certains composants et les irréversibilités thermodynamiques qui en résultent.

1.2. Les cylindres de transferts

À travers les solutions proposées précédemment, on constate que le cylindre de transfert nécessite d'être complètement redéfini afin de pallier un certain nombre de problèmes technologiques sans que cela n'altère son rôle principal de "piston hydraulique" nécessaire au transfert de travail de la partie motrice vers la partie réceptrice. Ces réflexions nous ont permis d'élaborer un nouveau cahier des charges qui, avec l'aide d'industriels tel que EFFBE (Habsheim)

pour la conception des membranes et SAMM (Saint Sorlin en Valloire) pour l'aspect chaudronnerie, et avec l'aide de l'ingénieur SATT mis à disposition du projet, nous a permis de concevoir des cylindres de transfert répondant à toutes ces contraintes.

La membrane développée en collaboration avec la société EFFBE est composée d'une matrice en tissu, enrobée de part et d'autre d'un élastomère spécialement choisi pour sa compatibilité avec les fluides de travail envisagés. Avec une épaisseur totale de 0,5mm, cette membrane est à la fois souple et résistante de manière à pouvoir se déformer sans effort.

Cette membrane est pincée sur sa circonférence entre les deux moitiés du corps de cylindre. Deux bossages successifs présents sur tout le contour de la moitié inférieure du corps de cylindre permettent de créer une contrainte locale sur la membrane et assure l'étanchéité avec l'extérieur (figure III-2). Au centre de la membrane, un trou permet l'intégration de l'assiette sur laquelle est vissé le tube de guidage. En position haute et basse, l'assiette est reçue par des obturateurs inférieur et supérieur.

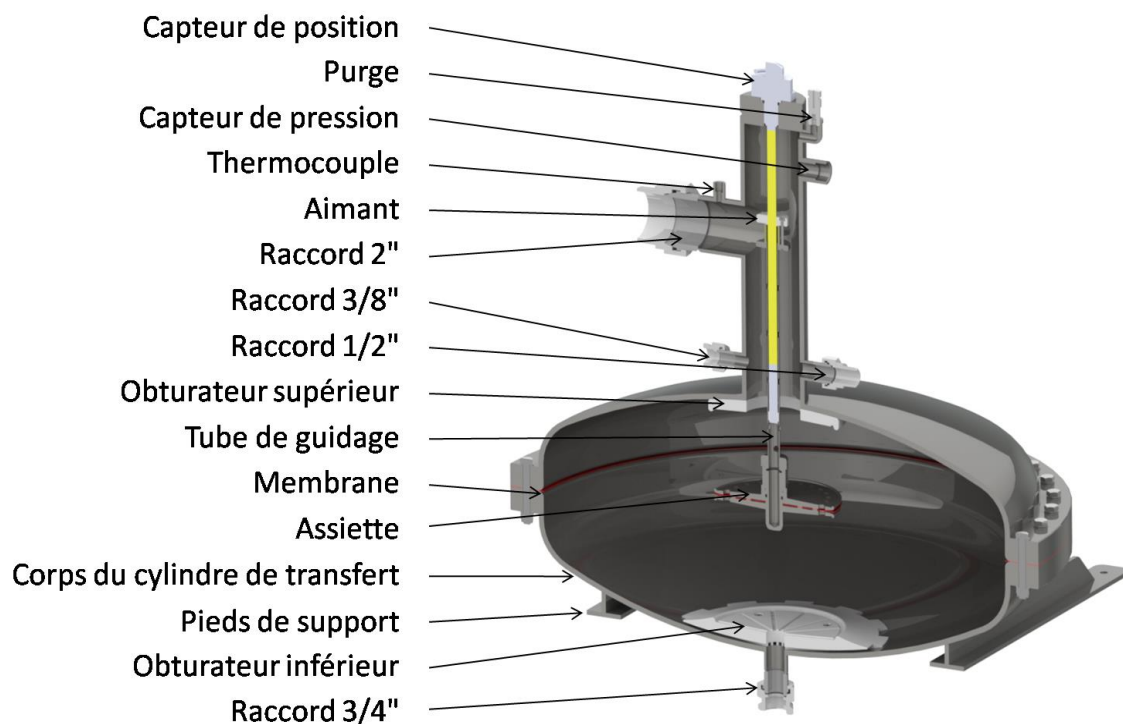


Figure III-2 : Représentation du cylindre de transfert et détails de sa composition

Ces obturateurs ont plusieurs fonctions : guider le tube de guidage en fin de course, orienter parfaitement l'assiette et limiter les volumes morts côté gaz en épousant presque parfaitement la forme de la membrane. L'obturateur inférieur est également conçu pour permettre l'écoulement des condensats, mais cela induit un léger volume mort. Afin de mesurer le déplacement de la membrane, le tube de guidage est équipé d'un aimant, le tout coulissant autour d'un capteur magnétostrictif qui mesure le déplacement de l'aimant avec une précision d'un demi-millimètre.

S'ajoute à cela l'instrumentation nécessaire au suivi et au contrôle du fonctionnement du procédé, thermocouple sur le liquide de transfert et mesure de pression. Pour plus d'informations sur les cylindres de transfert, se reporter aux annexes correspondantes (Annexe 1).

1.3. Nouvelle variante CHV3T-WGS

Une nouvelle variante du procédé CHV3T a été étudiée pour répondre aux différents problèmes listés au paragraphe III.1.1 que sont, la récupération des condensats, la pressurisation du fluide de travail moteur et l'amélioration des performances. Les performances de cette variante seront ensuite calculées et comparées aux précédentes.

1.3.1. Composants et architecture de la variante CHV3T-WGS

La variante WGS est une évolution de la variante WG, le "S" désignant l'aspect symétrique de cette évolution. La nouvelle architecture de la variante CHV3T-WGS est présentée dans la Figure III-3.

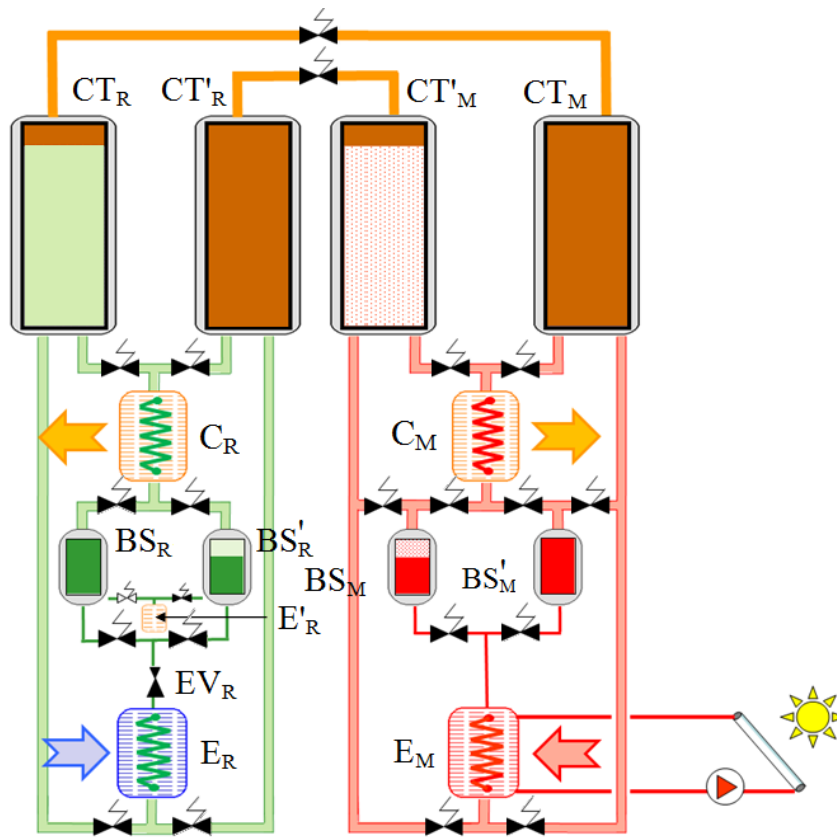


Figure III-3 : Schéma simplifié présentant les composants constituant la variante WGS du CHV3T

On constate plusieurs différences avec la variante WG qui sont listées ci-dessous.

- Le circuit hydraulique est désormais situé dans la partie supérieure, a contrario des versions précédentes. Cette nouvelle disposition est rendue possible par la mise en œuvre d'une membrane mobile, au sein des cylindres de transfert. Du fait du fonctionnement par paire des cylindres de transfert, la pression hydrostatique exercée sur la membrane est relativement faible, le poids de chaque colonne d'eau étant compensé par celui présent dans le cylindre opposé. Cette nouvelle configuration permet de déplacer tous les autres composants des circuits récepteur et moteur, et notamment les évapo-condenseurs, sous les 4 cylindres de transfert, ce qui facilite l'évacuation des condensats par écoulement gravitaire.

- Les deux bouteilles séparatrices placées en série sur la variante WG (BS_R , BS'_R coté récepteur et BS_M , BS'_M coté moteur) sont maintenant placées en parallèle, permettant ainsi de simplifier la commande du cycle en passant de 4 phases par demi-cycle à 3 phases, les phases de transfert de travail à P_b et P_h se faisant simultanément. Cela réduit le temps d'isolement des évaporateurs et condenseur et réduit ainsi les irréversibilités thermodynamiques occasionnées. Toutefois l'étude quasi-statique ne permet pas de déterminer quantitativement cette réduction.
- Un évaporateur auxiliaire appelé (E_R) est ajouté sur le cycle récepteur. Ce dernier aura plusieurs rôles. Sur le principe de vase à débordement celui-ci est placé en aval des bouteilles BS_R et BS'_R , ainsi, les condensats issus de C_R rempliront en priorité l'évaporateur E_R avant de remplir la bouteille séparatrice BS_R ou BS'_R . Le volume de cet échangeur est dimensionné pour recevoir la quantité de fluide de travail nécessaire à la pressurisation des CT à P_h . Il n'est donc pas nécessaire de connaître le niveau de fluide au sein des bouteilles séparatrices, ce qui peut s'avérer compliqué avec un fluide en ébullition. Second avantage, la surface d'échange importante de l'évaporateur E_R en contact permanent avec la phase liquide du fluide de travail permet une remise en pression plus rapide du cylindre de transfert CT_R ou CT'_R . Enfin, cet échangeur peut être isolé des bouteilles séparatrices, ce qui permet de maintenir le fluide de travail à P_h en attendant la phase de pressurisation du CT.
- Dernière innovation (optionnelle), le remplacement de la pompe P_M par un système de pressurisation thermique. Un conduit relie directement CT'_M à BS_M et CT_M à BS'_M tel que présenté sur la Figure III-4.

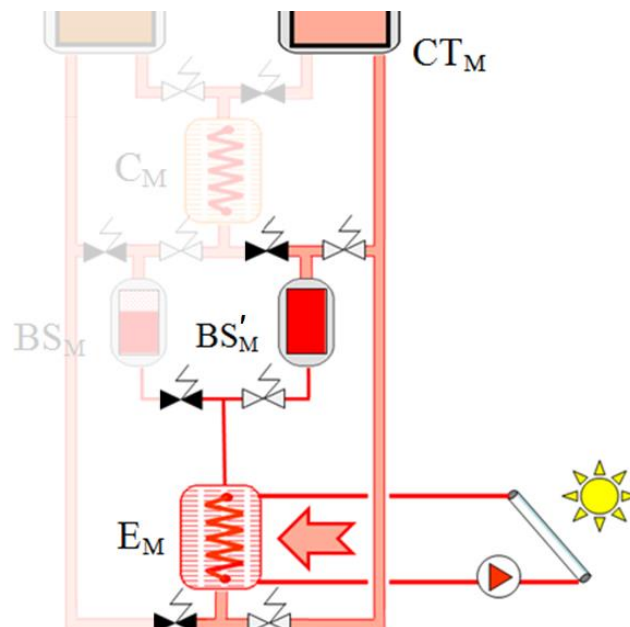


Figure III-4 : Schéma simplifié de la partie moteur du CHV3T-WGS présentant le principe de la pressurisation thermique du fluide de travail

Ainsi pendant la phase de mise en pression du cylindre de transfert, l'ensemble CT_M , BS'_M et E_M sont mis en contact. Le liquide présent dans la bouteille BS'_M s'écoule par gravité dans

l'évaporateur E_M . L'évaporateur E_M , en contact avec la source chaude va évaporer le liquide pour remonter l'ensemble à la pression P_h et pousser le liquide de transfert de CT_M à CT_R sans consommation électrique. Le principe de pressurisation thermique est rendu possible par le fonctionnement intermittent du procédé CHV3T. Cette solution peut permettre de pallier le problème de cavitation de la pompe P_M et permet également d'améliorer les COP_{elec} et COA_{elec} de l'installation, l'énergie nécessaire à la pressurisation provenant alors de la chaleur produite par les capteurs solaires.

1.3.2. Description des phases de la variante CHV3T-WGS

Les changements structurels du procédé CHV3T-WGS ont logiquement entraîné une modification des différentes phases du procédé nécessaire au fonctionnement périodique de celui-ci. Dans la variante WGS, un cycle complet nécessite 6 phases distinctes, deux phases de transfert de travail, deux phases de récupération d'énergie interne et deux phases de régénération. Chaque cycle est constitué de 2 demi-cycles durant lesquels les transformations suivies par les fluides de travail sont identiques, mais où les rôles des cylindres de transfert et des bouteilles séparatrices dans leurs paires respectives sont inversés. Les trois premières phases $\alpha\beta$, $\beta\gamma$ et $\gamma\alpha'$ d'un de ces demi-cycles sont détaillées ici :

Phase $\alpha\beta$: La phase $\alpha\beta$ ou phase de transfert de travail, est la phase où s'effectuent les deux transferts de travail entre les cycles moteur et récepteur pour produire le chaud ou le froid. À partir de l'état initial présenté dans la Figure III-3, plusieurs transformations thermodynamiques visibles sur la Figure III-5 ont lieu simultanément.

Coté moteur : Les composants CT_M , BS'_M et E_M sont mis en contact pour assurer la pressurisation thermique. Le fluide wf_M à pression P_j (suite à la récupération d'énergie interne du cycle précédent) va monter en pression jusqu'à atteindre la pression de saturation P_h correspondant à la température haute délivrée par les capteurs solaires. Cette pression P_h va alors permettre le transfert de travail du cylindre moteur CT_M vers le cylindre récepteur CT_R en déplaçant le liquide de transfert de l'un vers l'autre ; c'est la transformation ($a_j \rightarrow b \rightarrow c$) et permettre la transformation ($2 \rightarrow 3$) du cycle récepteur.

Dans le même temps, la condensation des vapeurs à basse pression issues de CT'_M dans C_M entraîne le déplacement du liquide de transfert du coté récepteur (CT'_R) vers le coté moteur (CT'_M). Ces vapeurs sont condensées et s'écoule dans la bouteille séparatrice BS_M pour y être stockées à basse pression ; c'est la transformation ($d \rightarrow a$). Pendant cette étape de la chaleur à la température T_{mM} peut être récupérée pour le chauffage, tandis qu'en mode climatisation elle est rejetée à l'extérieur de l'habitat.

Coté récepteur : Le travail fourni par le cycle moteur par l'intermédiaire du liquide de transfert va chasser les vapeurs haute pression présentes dans le cylindre CT_R vers le condenseur C_R où elles sont condensées pour remplir d'abord l'évaporateur auxiliaire E'_R puis stocker l'excédent dans la bouteille séparatrice BS_R à haute pression P_h . Cette étape correspond à la transformation ($2 \rightarrow 3$). Pendant cette étape, comme pour le coté moteur, de la chaleur à la température T_{mR} peut être récupérée pour le chauffage ou rejetée vers l'extérieur en mode climatisation.

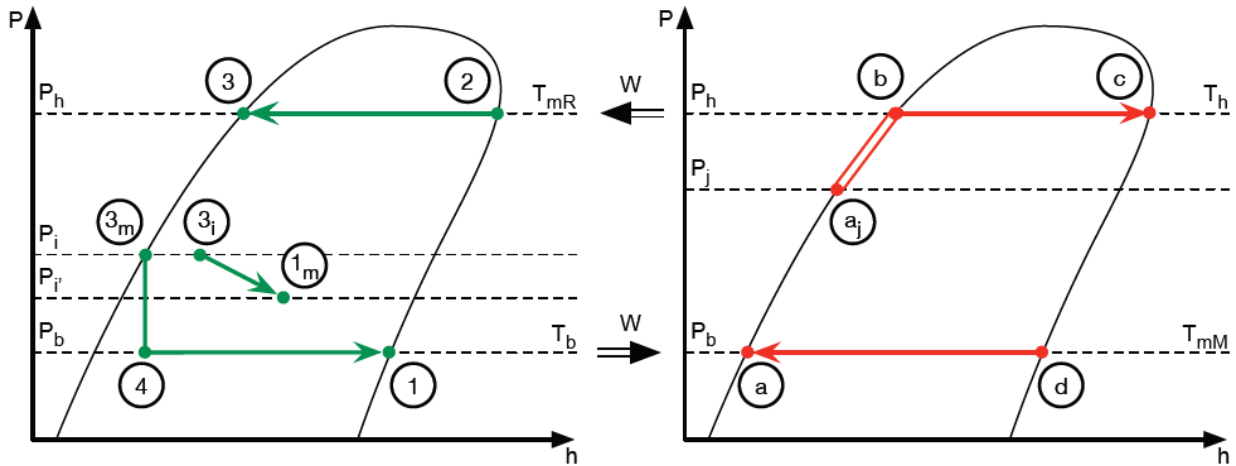


Figure III-5 : Transformation thermodynamique au sein des cycles récepteur (à gauche) et moteur (à droite) pendant la phase de transfert appelée $\alpha\beta$ (le double trait rouge signifie que cette transformation a lieu dans plusieurs composants)

Dans le même temps, le déplacement du liquide de transfert de CT'_R vers CT'_M entraîne une expansion du gaz dans l'évaporateur principal E_R . Le liquide contenu dans la bouteille BS'_R à la pression P_i est alors détendu isenthalpiquement au travers de la vanne EV_R pour être évaporé à basse pression P_b dans l'évaporateur E_R . C'est durant cette étape que des calories sont captées dans l'habitat en mode climatisation, ou à l'extérieur du bâtiment en mode chauffage. À la fin de cette étape, le cylindre de transfert CT'_R est alors rempli de vapeurs à basse pression. Cette transformation correspond aux transformations $(3_m \rightarrow 4 \rightarrow 1)$. La bouteille séparatrice BS'_R se retrouve à une pression intermédiaire entre P_i et P_b appelée P_i' . En effet dans cette bouteille une partie du liquide qu'elle contenait s'est vaporisée (induisant une chute de température interne) puisque le volume occupé par la phase gazeuse y est plus important à l'issue de cette transformation (représentée $3_i \rightarrow 1_m$ dans la figure III-5).

Pour récapituler : durant cette phase $\alpha\beta$ le cycle moteur capte de la chaleur à T_h , produit du travail et évacue de la chaleur à une température inférieure T_{mM} . Le travail produit est consommé par le cycle récepteur via les cylindres de transfert pour réaliser un pompage de chaleur par compression hydraulique de vapeur, entre une source froide à T_b et un puits chaud à T_{mR} . Une fois cette étape terminée, le procédé n'est pas capable de recommencer celui-ci immédiatement. Deux étapes intermédiaires de pressurisation et dépressurisation des cylindres, décrites ci-dessous, sont alors nécessaires.

Phase $\beta\gamma$: La phase de récupération d'énergie interne qui était perdue dans la variante W_0 , est représentée dans la Figure III-6.

Coté moteur : Elle consiste à mettre en contact l'ensemble $(CT'_M ; BS'_M)$ à haute pression P_h avec la bouteille séparatrice BS'_M contenant du liquide et un ciel gazeux à basse pression P_b . Lors de cette phase, les pressions s'équilibrent à une valeur intermédiaire P_j . Les transformations suivies dans ces composants sont respectivement $c \rightarrow c_j$ et $a_m \rightarrow a_j$. Ainsi pendant la phase suivante de transfert de travail, le différentiel de pressurisation du cylindre de transfert sera moins important (par rapport à la variante W_0) ce qui améliore significativement les performances.

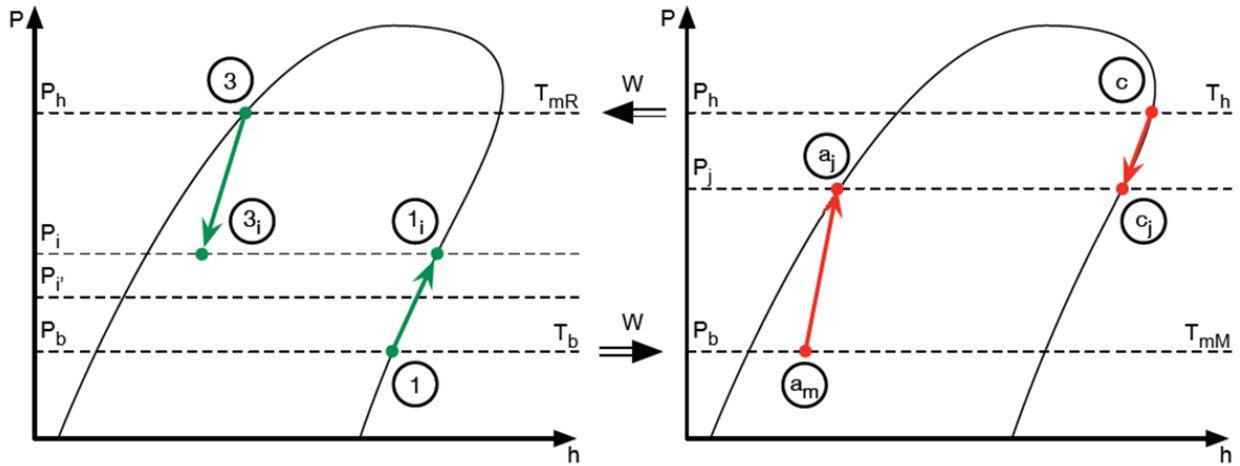


Figure III-6 : Transformations thermodynamiques au sein des cycles récepteur et moteur pendant la phase de récupération d'énergie interne appelée β

Coté Récepteur : Le cylindre à basse pression CT'_R est mis en communication avec la bouteille séparatrice pleine de liquide à haute pression BS_R . Il en résulte une pression intermédiaire P_i dans ces composants qui réduira d'autant l'énergie à apporter pour pressuriser le cylindre de transfert CT'_R jusqu'à P_h . Autre avantage, cela abaisse la pression dans la bouteille BS_R et donc améliore significativement le COP_{th} du procédé par rapport à la variante $W0$. En effet le liquide qui traverse le détendeur EV_R se retrouve à l'état $3m$ (Figure III-5), au lieu du point 3 sur la variante $W0$. La différence d'enthalpie entre ces deux points implique une production de froid plus importante.

Phase $\gamma\alpha'$: La dernière phase $\gamma\alpha'$ du demi-cycle, appelée aussi phase de régénération va permettre de "réinitialiser" les pressions au sein des cylindres de transfert afin que ceux-ci soient prêts pour la prochaine phase de transfert de travail (Figure III-7).

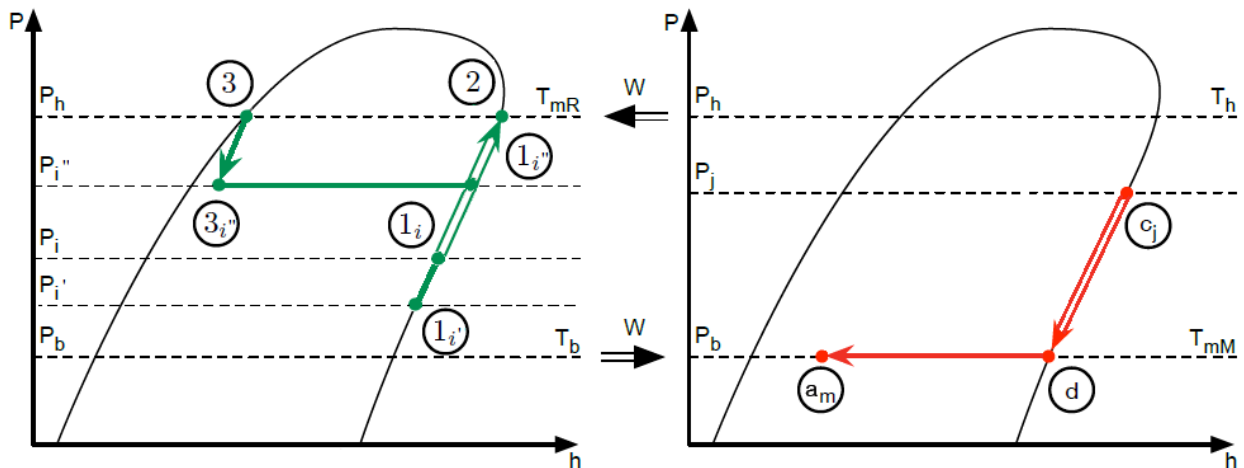


Figure III-7 : Transformations thermodynamiques au sein des cycles récepteur et moteur pendant la phase $\gamma\alpha'$ (les doubles traits signifient que ces transformations ont lieu dans plusieurs composants)

Coté récepteur : Le cylindre CT'_R à la pression P_i , la bouteille séparatrice BS'_R à la pression P_i et l'évaporateur auxiliaire E'_R à la pression P_h sont tous mis en contact. Il en résulte dans un premier temps une pression P_i'' intermédiaire, mais l'évaporateur auxiliaire connecté à la source chaude va remonter cet ensemble jusqu'à la pression P_h par évaporation du liquide qu'il contient

de manière à ce que le cylindre de transfert CT'_R soit prêt pour la prochaine phase de transfert de travail.

À la fin de cette étape, on retrouve les conditions initiales du début de la phase $\alpha\beta$ présentées dans la Figure III-4 pour les fluides de travail. Pour le second demi-cycle les rôles des composants CT_R , CT'_M , BS_R , BS'_M d'une part et CT'_R , CT_M , BS'_R , BS_M d'autre part sont respectivement intervertis. Les phases $\alpha'\beta'$, $\beta'\gamma'$, $\gamma'\alpha$ nécessaires pour finir le cycle complet seront donc les mêmes que celles décrites ci-dessus.

Après avoir décrit les différentes innovations de cette variante WGS et ses phases de fonctionnement, il convient d'en évaluer les performances.

1.3.3. Pré-dimensionnement des différents composants

Par symétrie des 2 demi-cycles les volumes des composants fonctionnant par paire (CT_R et CT'_R , BS_R et BS'_R , etc.) sont nécessairement égaux dans la paire considérée. En outre les volumes des cylindres de transfert CT_R et CT_M sont également identiques puisqu'occupés alternativement par le même volume de liquide de transfert.

Le code de calcul statique permet de déterminer l'enchaînement des 6 phases en fonctionnement nominal du CHV3T-WGS autour d'un point de fonctionnement (T_b , T_{mR}) sans variations de température. La modélisation cyclique des différentes phases conduit à deux systèmes d'équations non linéaires à 4 inconnues (un pour le cycle moteur, un pour le cycle récepteur). La résolution de ces systèmes conduit à établir un rapport optimal entre le volume des cylindres de transfert, CT_R et CT_M , et le volume des bouteilles séparatrices, BS_R et BS_M respectivement, de manière à optimiser la récupération d'énergie interne pendant la phase dédiée. On peut déterminer aussi le rapport optimal entre le volume des cylindres de transfert CT_R et le volume de l'évaporateur auxiliaire E'_R pour s'assurer que la quantité de fluide à l'intérieur de ce dernier soit suffisante pour remplir de vapeurs à haute pression les cylindres de transfert CT_R ou CT'_R .

Le couple fluide R1234yf/R1233zd(E) a été retenu comme l'un des plus intéressants par rapport à ses performances thermodynamiques et surtout à sa relative neutralité sur le plan environnemental. Pour un volume du cylindre de transfert de 40 L et en considérant les mêmes plages d'utilisation que celles détaillées dans la section II.2.3.2, c'est à dire [-10 °C ; 40 °C], les résultats de la procédure de dimensionnement quasi-statique sont présentés dans le Tableau III.1.

Tableau III.1 : Quantité de fluide et volumes des bouteilles séparatrices nécessaires au bon fonctionnement du procédé CHV3T-WGS sur la plage de température [-10 °C ; 40 °C]

Masse de fluide récepteur (R1234yf)	4,56 kg
Volume des bouteilles séparatrices BS_R et BS'_R	1,95 L
Volume du générateur de vapeur auxiliaire E'_R	1,45 L
Masse de fluide moteur (R1233zd)	5,04 kg
Volume des bouteilles séparatrices BS_M et BS'_M	2,54 L
Volume d'un cylindre de transfert	40 L

Ces valeurs extensives seront à ajuster en fonction du volume finalement retenu des cylindres de transfert.

1.3.4. Performances de la variante CHV3T-WGS

Au niveau du cycle thermodynamique, les différences entre la variante WG et WGS sont minimales, les équations de calcul du COP_{th} et du COA_{th} (52) et (53) utilisées pour la variante WG restent valables. Les enthalpies des points h_{3il} et h_{aj} peuvent présenter des différences minimales dues à l'utilisation différente des bouteilles séparatrices placées en parallèle.

Afin d'évaluer les performances de la variante WGS du procédé CHV3T, l'algorithme utilisé dans la section II.2.3.2 a été adapté à cette nouvelle variante. Cet algorithme permet de sélectionner et de comparer les couples fluides qui permettent le fonctionnement du procédé sur une plage de température [-10 °C, 40 °C] (Figure III-8).

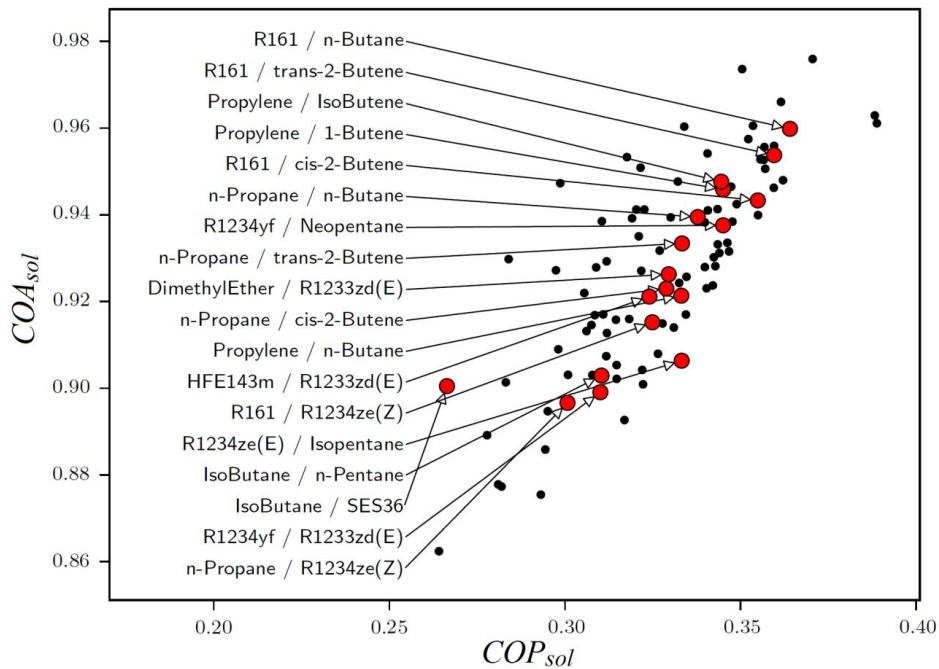


Figure III-8 : Ensemble de Pareto du procédé CHV3T-WGS avec les couples de fluides garantissant le fonctionnement du procédé sur une plage de température [-10°C ;40 °C]. Pour faciliter la comparaison avec les autres variantes, les performances sont données pour $T_b = 12 \text{ °C}$ et $T_{mR} = 35 \text{ °C}$.

Comme attendu, l'ordre de sélection des couples fluides reste inchangé et les performances sont quasi confondues avec celles obtenues par la variante WG. Toutefois les évolutions apportées à la variante WGS restent nécessaires. Leur intérêt pour une plus grande facilité de gestion sera montré par la modélisation dite "quasi dynamique" du procédé développé en 2ème partie de ce chapitre.

2. Modélisation en quasi-dynamique du procédé CHV3T-WGS

La modélisation quasi dynamique développée ici a pour but de venir compléter et affiner les évaluations de performances obtenues via la modélisation quasi-statique en éliminant l'hypothèse des températures des sources et puits de chaleur fixes tout au long de l'année. S'il peut être acceptable de considérer que les températures internes de l'habitat restent constantes (une pour l'été, une autre pour l'hiver) et à la rigueur aussi pour celle de la source de chaleur solaire (T_h) grâce à des régulations, cela n'est plus du tout réaliste pour la température de la source ou puits de chaleur externe liée aux conditions météorologiques. Or ces fluctuations

journalières ou saisonnières ont des influences en cascade sur les températures internes et les pressions des fluides de travail ainsi que sur les niveaux de liquide au sein des bouteilles séparatrices.

L'étude quasi dynamique a été préférée à une étude complètement dynamique, car elle semble être un meilleur compromis temps d'investissement/résultats. Une étude strictement dynamique serait nettement plus complexe à mettre en œuvre, car particulièrement sensible aux variations brusques telles que ce que l'on rencontre à chaque ouverture/fermeture de vannes (le système étudié comportant pas moins de 26 vannes).

La modélisation quasi dynamique, plus stable, permet néanmoins de lever certaines interrogations encore en suspens portant sur le temps des différentes phases, l'évolution des niveaux de liquide dans les différents composants, ou les actions correctrices nécessaires en cas de dérive du système.

Celle-ci garde néanmoins un certain nombre d'hypothèses simplificatrices communes avec la modélisation quasi-statique :

- Variation des énergies cinétique et potentielle négligeables
- Pertes de charge négligeables
- Masse thermique des composants (hors fluides de travail) négligeable

À noter que cette modélisation prend en compte la gravité pour l'écoulement des fluides de travail entre les différents composants.

2.1. Principes de la modélisation quasi dynamique

Cette modélisation est régie par une succession d'état quasi-statique dont la fin d'une phase définit les conditions opératoires de la phase suivante. L'évolution dans le schéma de cette modélisation ne se fait donc pas en fonction du temps, mais phase par phase. Seule la phase $\alpha\beta$ est calculée de façon itérative afin de prendre en compte la chute de pression dans la bouteille BS_R ou BS'_R qui définit le point Im sur le diagramme de Mollier de la variante WGS (Figure III-5).

Les résultats de la simulation peuvent être visualisés via une sortie graphique présentée par la Figure III-9 (qui correspond sur cet exemple à une phase d'échange de travail). On retrouve sur cette figure l'ensemble des composants ainsi que leurs liaisons dans la configuration WGS. Chaque composant est placé sur le schéma de façon à respecter sa disposition réelle (selon l'axe vertical z) de manière à rendre compte des écoulements par gravité. Les différents fluides sont repérés par un code couleur, Liquide de transfert (LT) en orange, fluide de travail coté récepteur (wf_R) en vert, fluide de travail coté moteur (wf_M) en rouge et fluide caloporteur alimentant les échangeurs de chaleur aux trois niveaux de température en bleu. En marge de chacun des composants est indiqué, son nom, sa pression et son niveau de liquide de travail (en %). Pour les échangeurs de chaleur, il est également mentionné la température du fluide de travail, l'énergie échangée pendant la phase et le sens de l'échange d'énergie. Toutes ces informations permettent de visualiser phase après phase le comportement du procédé CHV3T en fonction de différents stimuli tel que l'évolution de température extérieure, certains dysfonctionnements (vanne défectueuse par exemple) et de tester différentes stratégies de contrôle-commande.

Afin de bien comprendre le fonctionnement de ce modèle quasi dynamique, il convient d'expliquer comment celui-ci est structuré.

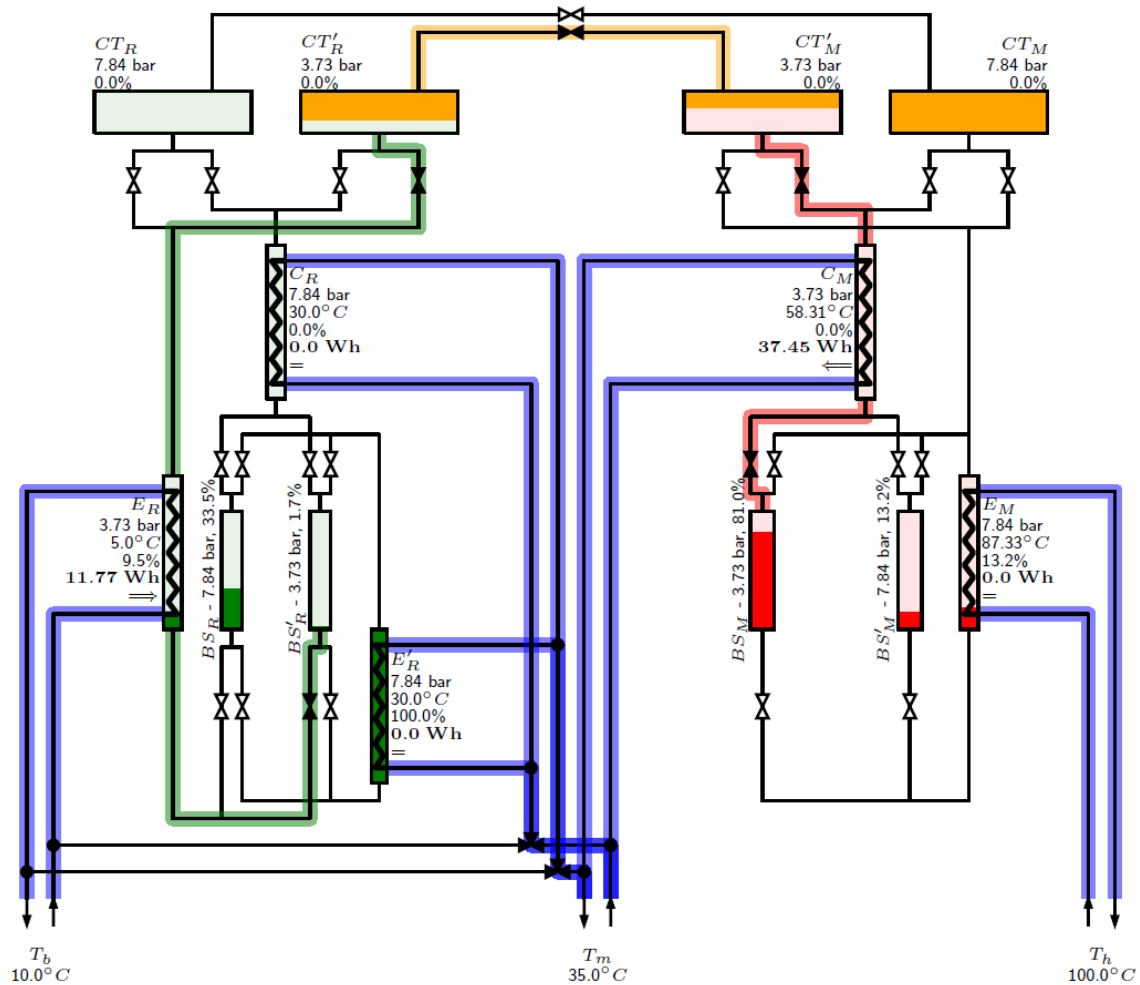


Figure III-9: Schéma présentant la sortie graphique de la simulation quasi-dynamique du procédé CHV3T-WGS sur un exemple, ici la phase de transfert de travail entre CT'_R et CT'_M

2.1.1. Modélisation d'un composant.

Pour cette modélisation dite quasi dynamique, le procédé a été modélisé en langage de programmation *Python*. Les équations régissant le fonctionnement des différents composants sont pour la plupart les mêmes que celles utilisées dans les sections II.2.1, II.2.2 et III.1.3 traitant de la modélisation quasi-statique. Seules les différences notables entre ces deux modélisations seront décrites ici. Pour ce modèle, chaque composant thermodynamique est constitué d'une classe appelée *Cmp*, elle-même composée de 3 classes nommées *Props*, *Design* et *Sketch*, chacune étant elles-mêmes composées d'un ensemble de sous-classes et de fonctions. Leurs fonctions sont décrites ci-dessous.

- **La classe *Props* :** Cette classe contient toutes les propriétés thermodynamiques du composant à un état donné, tel que le nom du fluide qu'il contient, la pression, la température, la masse volumique, le facteur qualité du fluide (la proportion des phases liquide et vapeur s'il est biphasique), l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie. Toutes ces propriétés sont calculées à partir de la base de données thermodynamique *CoolProp*. En plus de ces attributs, chaque classe contient un certain nombre de fonctions permettant de

réaliser les actions nécessaires au déroulement de la modélisation, tel que la comparaison des états thermodynamiques de différents composants. La fonction *phase* qui renvoie l'état thermodynamique du fluide dans le composant (liquide, biphasique, vapeur), ou la fonction *plot* qui permet de placer sur un diagramme de Mollier l'état thermodynamique du composant. Cela suppose que les grandeurs intensives du composant sont considérées uniformes. Si cette hypothèse semble irréaliste pour un cas particulier donné, il est toujours possible de le décomposer en sous-composants plus petits pour lesquels cette hypothèse devient acceptable.

- **La classe *Design*** : Elle permet de définir les paramètres géométriques du composant, tels que la hauteur du composant, la surface, le volume, ou l'altitude aux extrémités haute et basse. Ces informations sont nécessaires au calcul du niveau de fluide correspondant à l'état thermodynamique du composant. La classe *Design* contient également des fonctions, notamment la fonction "*call*" qui permet de remonter au volume en phase liquide à l'intérieur du composant.
- **La classe *Sketch*** : Celle-ci permet de stocker tous les paramètres nécessaires à la représentation graphique du composant tels que l'abscisse gauche, l'abscisse droite, l'abscisse moyenne, l'offset, l'ordonnée basse, l'ordonnée haute et l'ordonnée moyenne. Comme les deux autres classes, celle-ci contient un certain nombre de fonctions nécessaires par exemple pour représenter les niveaux de phase liquide ou gaz dans le composant.

Ces trois classes réunies dans la classe *Cmp*, permettent donc pour un composant aux géométries fixées, fonctionnant avec une charge de fluide et une température de travail connues, de calculer son état thermodynamique ainsi que le niveau de liquide du fluide de travail qu'il contient. L'exemple de la Figure III-10 représente le composant évaporateur E_M , chargé d'1kg de fluide R1233zd. Si le composant est fermé et maintenu à une température de 25°C la pression dans ce composant est à la pression de vapeur saturante du fluide R1233zd à 25°C, dans le cas présent 1,3 bar. Connaissant la masse du fluide R1233zd dans cet évaporateur et le volume interne de celui-ci, le modèle en déduit successivement la masse volumique globale, le fait que le fluide se trouve dans le domaine biphasique, le facteur de qualité du fluide c'est-à-dire la répartition massique en phase liquide et en phase vapeur, et finalement connaissant la masse volumique du liquide saturé à cette température et la géométrie du composant (de section interne constante selon l'axe vertical) le niveau de liquide dans celui-ci, soit 39,2% dans ce cas précis.

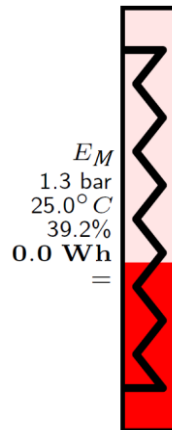


Figure III-10 : Représentation du composant évaporateur moteur (E_M) d'un volume de 2,54 L une fois chargé de (1kg) de fluide à son état d'équilibre à $T=25^\circ C$

Si l'on apporte une certaine quantité d'énergie au fluide de travail via un fluide caloporteur plus chaud dans l'évaporateur E_M , l'élévation de l'énergie interne permet de calculer le nouvel état thermodynamique du fluide. Comme on peut le voir dans la Figure III-11, une élévation de l'énergie interne induit une augmentation de la température et de la pression, ainsi que les diminutions du facteur de qualité et de la masse volumique du liquide ce qui a pour conséquence dans ce cas à une augmentation du niveau de liquide.

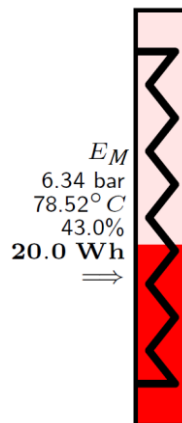


Figure III-11 : Représentation du composant évaporateur moteur (E_M) après lui avoir apporté une énergie de 20 Wh (état initial donné à la Figure II-27).

Ce cas de figure nous montre comment le modèle gère un composant unique et nous permet de connaître son état thermodynamique, quelles que soient les transformations occasionnées. Cela est généralisable à tous les composants avec des différences sur les échanges, système fermé ou ouvert, échange de la chaleur ou du travail... Par exemple le fluide de travail contenu dans le composant cylindre de transfert (CT) recevra, via le déplacement du liquide de transfert, un certain travail. En revanche par simplification on néglige les échanges de chaleur entre CT et l'environnement ainsi que ceux entre le fluide de travail et le liquide de transfert ou les parois du cylindre.

Dans la majorité des cas, les composants ne sont pas fermés, mais connectés à d'autres composants pour créer un système fermé plus grand. Il est toutefois nécessaire de les dissocier, car leurs propriétés intensives sont différentes. Une nouvelle classe *Cluster* a été créée pour gérer cela et est présentée dans la section suivante.

2.1.2. *Couplage des différents composants.*

Le procédé CHV3T implique de pouvoir connaître l'état thermodynamique d'ensembles de composants une fois reliés entre eux. On tire également souvent parti des écoulements gravitaires pour transférer le fluide à l'état liquide d'un composant à un autre. Il est donc indispensable de pouvoir calculer le nouvel état thermodynamique d'un sous-ensemble complet après connexion et de visualiser où se déplacera le liquide afin de pouvoir gérer tous les cas de figure possibles et disposer au mieux les éléments dans l'espace. Par exemple, une bouteille placée trop basse risquerait d'accumuler les condensats sans jamais pouvoir les évacuer.

Afin de simuler ces interactions, la classe *Cluster* a été développée. Son fonctionnement est relativement simple, en lui donnant comme attributs les différents composants à relier entre eux. La classe *Cluster* crée un agrégat de composants, partageant le même état thermodynamique.

$$\left\{ \begin{array}{l} V_t = \sum_i V_i \\ m_t = \sum_i \rho_i V_i \\ \rho_f = \frac{m_t}{V_t} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (54) \\ (55) \\ (56) \end{array}$$

En l'absence de transfert de travail ou de chaleur lors de leur mise en contact, la conservation de l'énergie interne est donnée par :

$$m_t u_t(P_f \rho_f) - \sum_i \rho_i V_i u_i = 0 \quad (57)$$

Cette équation est résolue, par dichotomie par exemple, en s'appuyant sur une base de données des fluides (*CoolProp*). L'altitude de chaque composant étant connue grâce à la classe *Design*, le niveau de liquide est déterminé en remplissant les composants connectés en partant du plus bas jusqu'au plus haut. À noter que les volumes internes des tubes de connexion ne sont pas pris en compte ici.

À titre d'exemple, la Figure III-12 nous montre la mise en communication de trois composants (Cylindre de transfert, échangeur et bouteille séparatrice) avec des pressions et des niveaux de fluide différents, avant et après leur connexion. On remarque que la pression s'uniformise bien et que le liquide présent dans le cylindre de transfert (bien plus gros comparativement aux échangeurs et bouteille séparatrice) vient remplir complètement la bouteille BS_R et 52,5% de l'échangeur de chaleur.

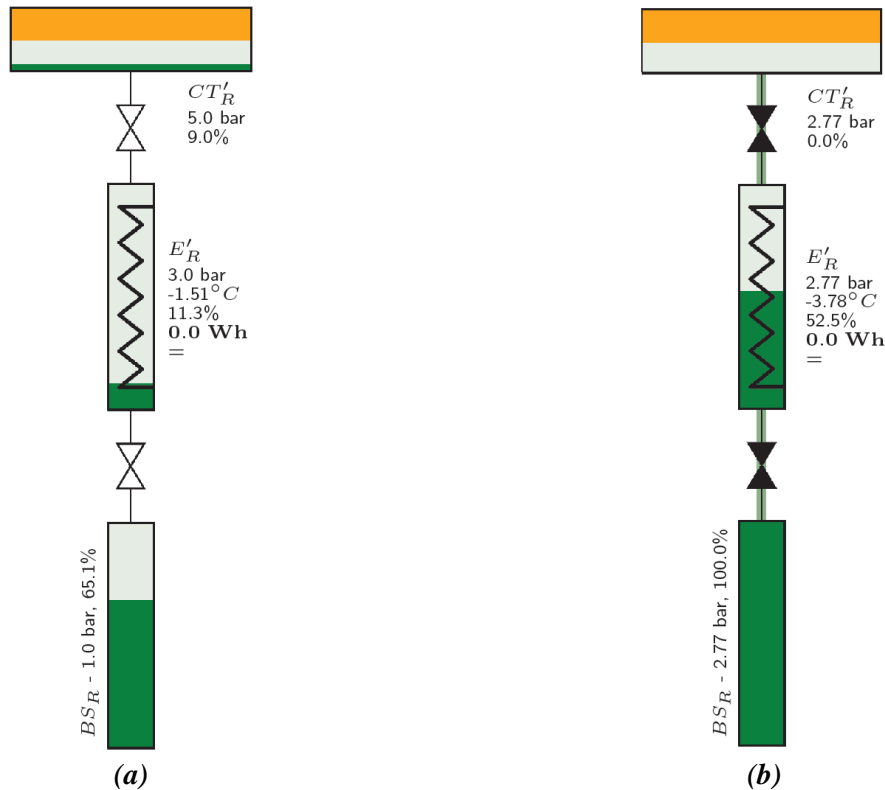


Figure III-12 : Mise en communication de composants de volumes différents (échelle non respectée), $V[CT'_R] = 40$ L, $V[E'_R] = 1,45$ L et $V[BS'_R] = 1,95$ L (a) Cluster de composants isolés (b) Cluster de composants après mise en communication.

Maintenant il est possible de tester différentes configurations afin de déterminer celle qui permettra le bon enchaînement des différentes phases du cycle CHV3T dans sa version WGS, notamment en permettant le bon écoulement des condensats. Cette configuration est présentée dans la Figure III-13. Celle-ci comprend de haut en bas, les 4 cylindres de transfert avec le côté fluide de travail vers le bas permettant aux éventuels condensats de s'écouler naturellement. En dessous se trouvent les condenseurs récepteur et moteur ; ceux-ci sont nécessairement plus bas que les cylindres de transfert pour recevoir les condensats et plus haut que les bouteilles séparatrices afin que celles-ci puissent recevoir le liquide venant des condenseurs par gravité. Au même niveau que les bouteilles séparatrices, les évaporateurs récepteurs et moteur. Enfin au plus bas se trouve l'évaporateur récepteur auxiliaire. Celui-ci permet de remonter le cylindre de transfert de P_i à P_h pendant sa phase de pressurisation sans avoir à connaître ou contrôler les niveaux de liquide au sein des bouteilles BS'_R et BS_R .

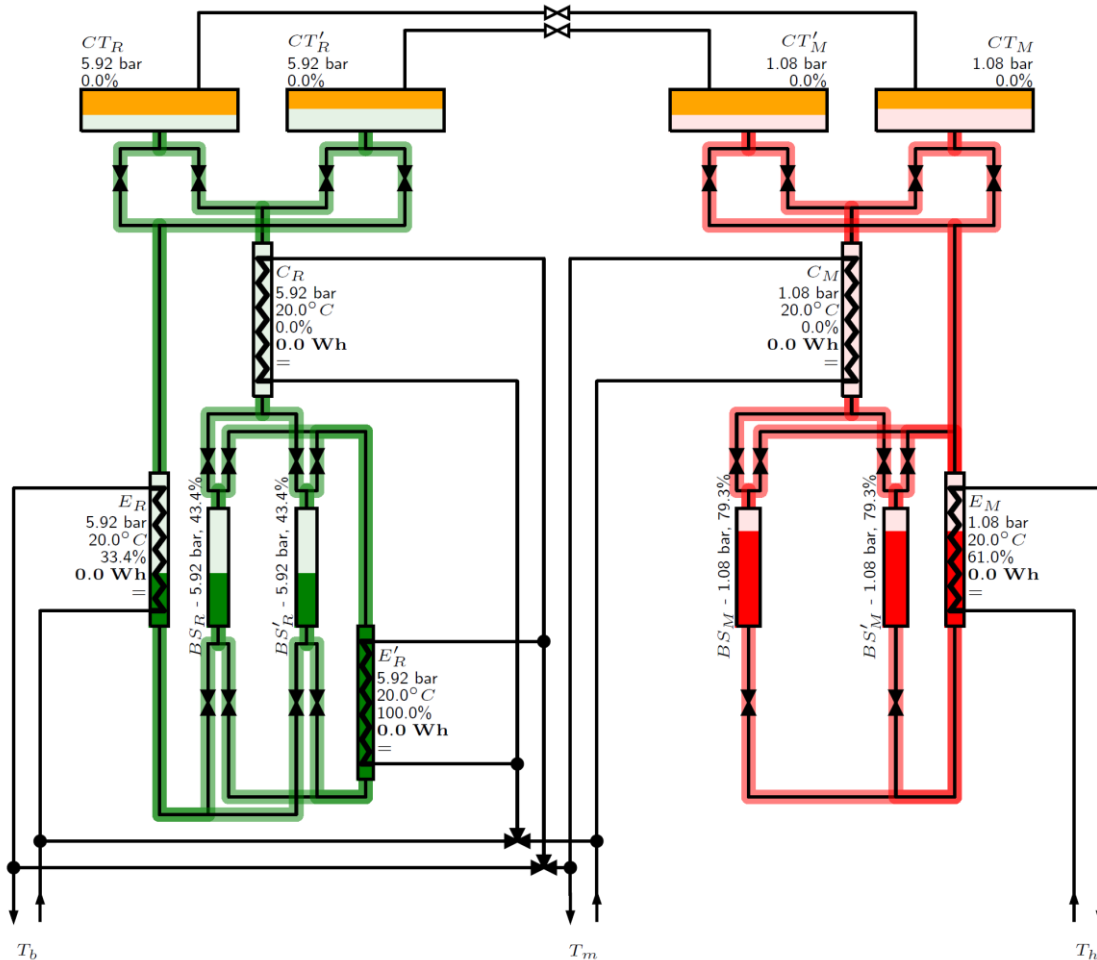


Figure III-13 : Assemblage de l'ensemble des composants du procédé CHV3T-WGS et mise en communication pour l'introduction des fluides de travail (R1234yf et R1233zd) à une température ambiante de 20°C

Une fois les composants assemblés virtuellement et remplis des fluides de travail moteur et récepteur, il est possible de définir le contrôle-commande du procédé.

2.2. Mise en place d'une stratégie de contrôle-commande

L'enchaînement des phases nécessaires au bon fonctionnement du procédé CHV3T nécessite la commutation simultanée d'un certain nombre de vannes. Mais des contraintes de sécurité pour le matériel et l'environnement impliquent qu'une attention toute particulière doit être apportée à la stratégie de contrôle-commande du procédé. Par exemple la membrane des cylindres de transfert peut être détruite si elle est soumise à un différentiel de pression trop important ou rapide. Le principal avantage de cette modélisation quasi dynamique est de pouvoir observer les conséquences sur le cycle de différentes actions qu'elles soient voulues ou accidentelles et ainsi de s'en prémunir en prévoyant différentes actions correctrices.

La première étape avant de pouvoir tester différentes stratégies de contrôle-commande est d'initialiser le cycle.

2.2.1. *Initialisation du procédé*

On peut voir dans la Figure III-13 qu'une fois les différents composants remplis des fluides frigorigènes à température ambiante, les conditions nécessaires au démarrage de la phase $\alpha\beta$ ne sont pas réunies, notamment en raison du différentiel de pression trop important entre la partie motrice et la partie réceptrice.

Une phase d'initialisation est donc nécessaire. Celle-ci se compose d'un enchaînement de 6 étapes permettant de mettre l'installation dans des conditions qui permettront de lancer la première phase de fonctionnement réel :

1. Descendre l'ensemble du cycle récepteur à P_b .
2. Élever la pression coté cycle moteur jusqu'à P_b .
3. Une fois que les deux cycles sont à la même pression, mettre en communication CT'_R et CT'_M afin de transférer tout le fluide de transfert dans CT'_R en évaporant une fraction du fluide dans E_M et en condensant dans C_R .
4. Même opération avec CT_R et CT_M , déplacement du fluide de transfert dans CT_M en apportant de la chaleur dans E'_R et en condensant dans C_M .
5. Remonter la pression coté cycle récepteur des composants CT_R , C_R , BS_R , BS'_R et E'_R à P_h en amenant la température de E'_R à T_{mR} .
6. Remonter la pression coté cycle moteur des composants CT_M , BS'_M et E_M à P_h en amenant la température de E_M à T_h .

L'ensemble des 6 étapes décrites précédemment devrait prendre approximativement 3 minutes (durée estimée avec les puissances des échangeurs, mais en négligeant les masses thermiques métalliques). Le procédé est alors initialisé (Figure III-14) et prêt à fonctionner. La séquence complète est disponible en annexe (Annexe 2). Cette séquence fait également office de refroidissement d'urgence et de réinitialisation de l'installation en cas de défaut.

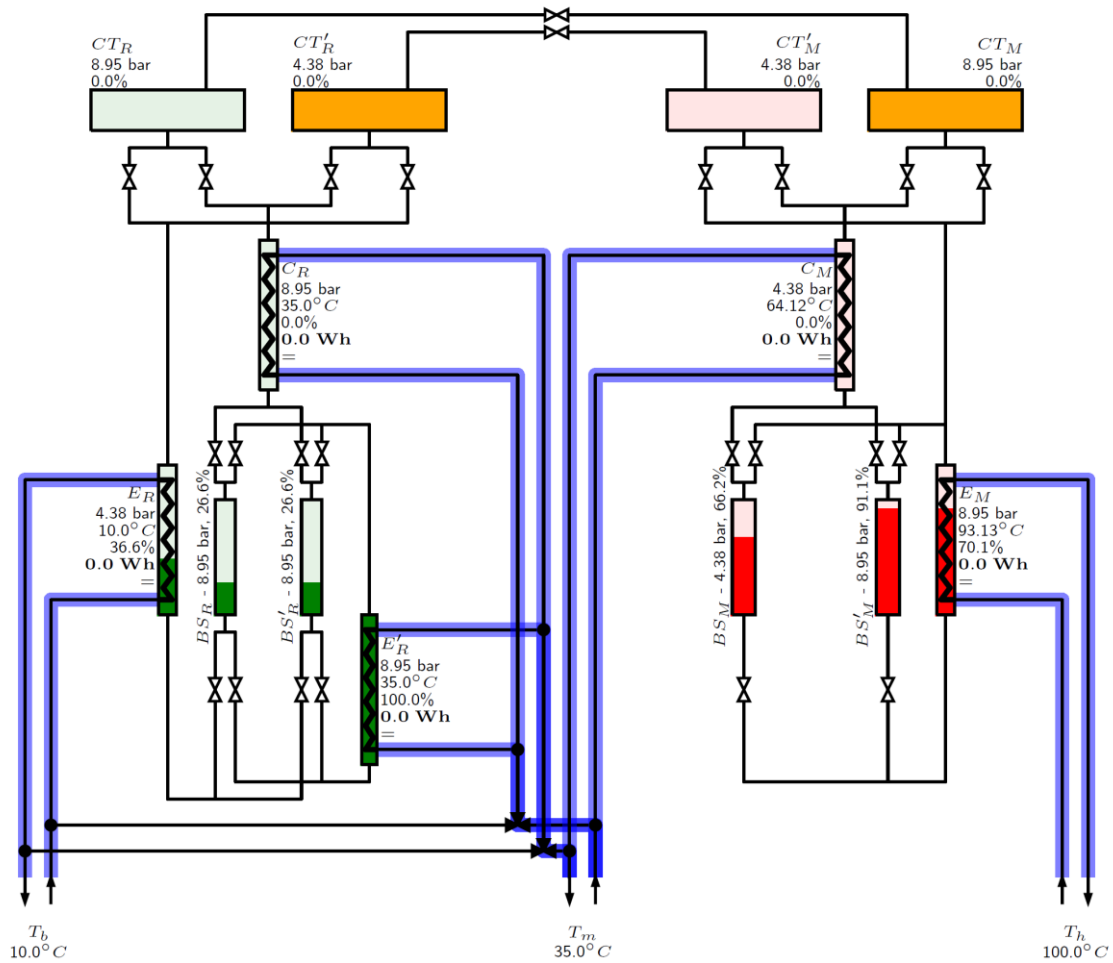


Figure III-14 : État thermodynamique des différents composants en fin de phase d'initialisation

Une fois le cycle initialisé on peut définir la stratégie de commande des différentes phases du cycle réel dans ces conditions opératoires nominales.

2.2.2. Contrôle-commande en conditions nominales

Comme expliqué dans la section III.1.3.2, le procédé CHV3T-WGS fonctionne en demi-cycles de 3 phases successives :

- Phase de transfert de travail, dite phase " $\alpha\beta$ "
- Phase de récupération d'énergie interne, dite phase " $\beta\gamma$ "
- Phase de régénération, dite phase " $\gamma\alpha$ "

Initialement, le procédé se trouve à l'état thermodynamique donné dans la Figure III-15, prêt à démarrer un nouveau demi-cycle.

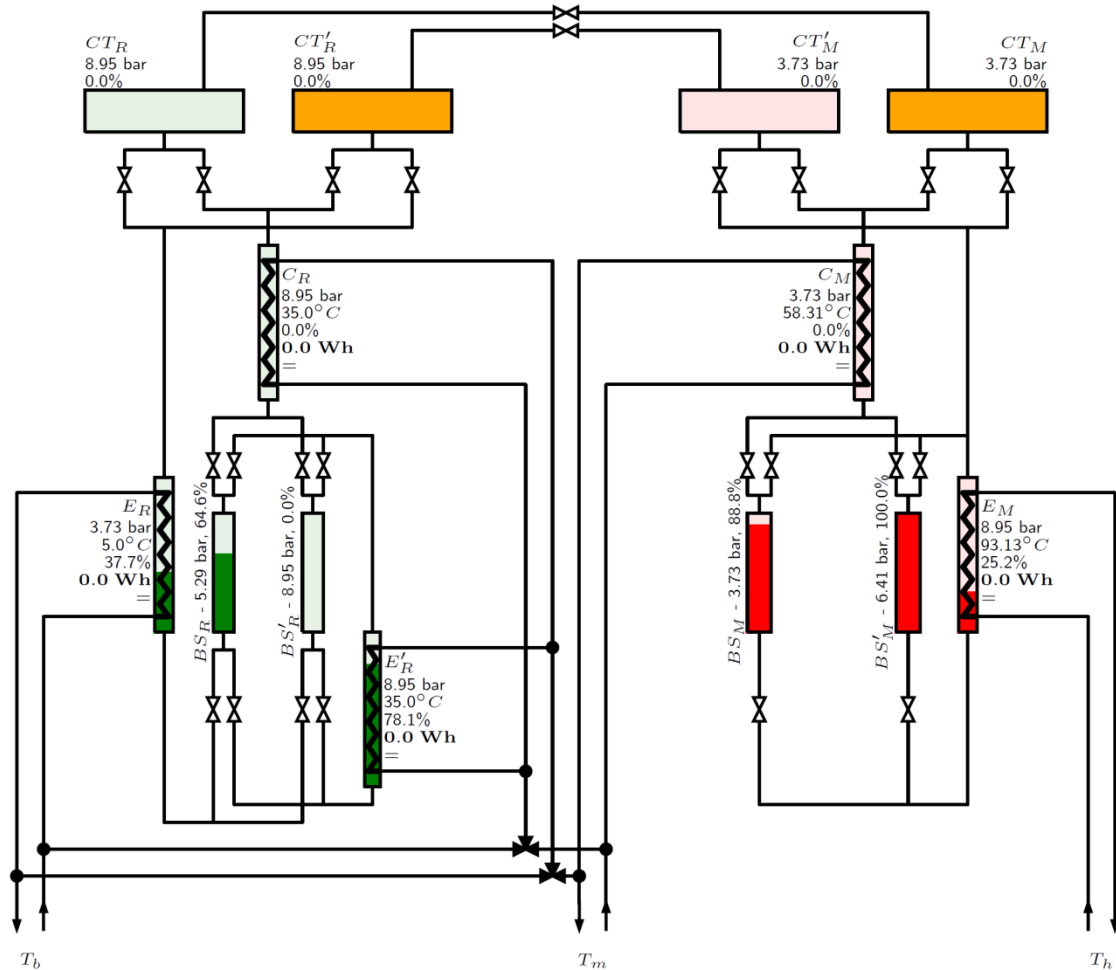


Figure III-15 : État thermodynamique des différents composants en fin de demi-cycle, prêt à en démarrer un nouveau

→ **Phase $\alpha\beta$:**

La phase $\alpha\beta$ est la phase principale du procédé ; c'est durant celle-ci que le froid et le chaud sont produits au sein des évaporateurs et condenseurs. La phase $\alpha\beta$ est ici découpée pour une meilleure compréhension en deux sous-phases (simultanées en fait).

Au cours de la première sous-phase, tel qu'indiqué dans la Figure III-16, les composants CT_R , E_R et BS_R coté récepteur et CT_M , C_M et BS_M coté moteur sont mis en communication. Les évaporateur et condenseur E_R et C_M sont tous deux à leur température d'équilibre, impliquant théoriquement une pression égale dans chacun de ces composants. Les cylindres CT_R et CT_M peuvent alors être mis en communication de façon à faire transiter le fluide de transfert de l'un vers l'autre. C'est durant cette phase que le froid est produit au niveau de l'évaporateur E_R et la chaleur dégagée au niveau du condenseur C_M . Néanmoins il est probable que suite à l'isolement des fluides de travail dans ces échangeurs toujours traversés par les caloporteurs (fin du cycle précédent) les pressions en leurs seins ne soient pas égales. Dans ce cas, de façon à ne pas endommager la membrane des CT, il est envisagé soit une ouverture progressive de l'électrovanne sur le liquide de transfert, soit la mise en communication au préalable des CT par le biais d'un "capillaire", en parallèle avec la canalisation principale, de façon à égaliser leurs pressions. Ces bipses ne sont pas représentés sur la visualisation graphique de la simulation

quasi-dynamique, néanmoins ils sont effectivement prévus dans le plan final du procédé (Figure V-2 du chapitre V) ainsi qu'à la conception des cylindres de transfert (voir section III.1.2).

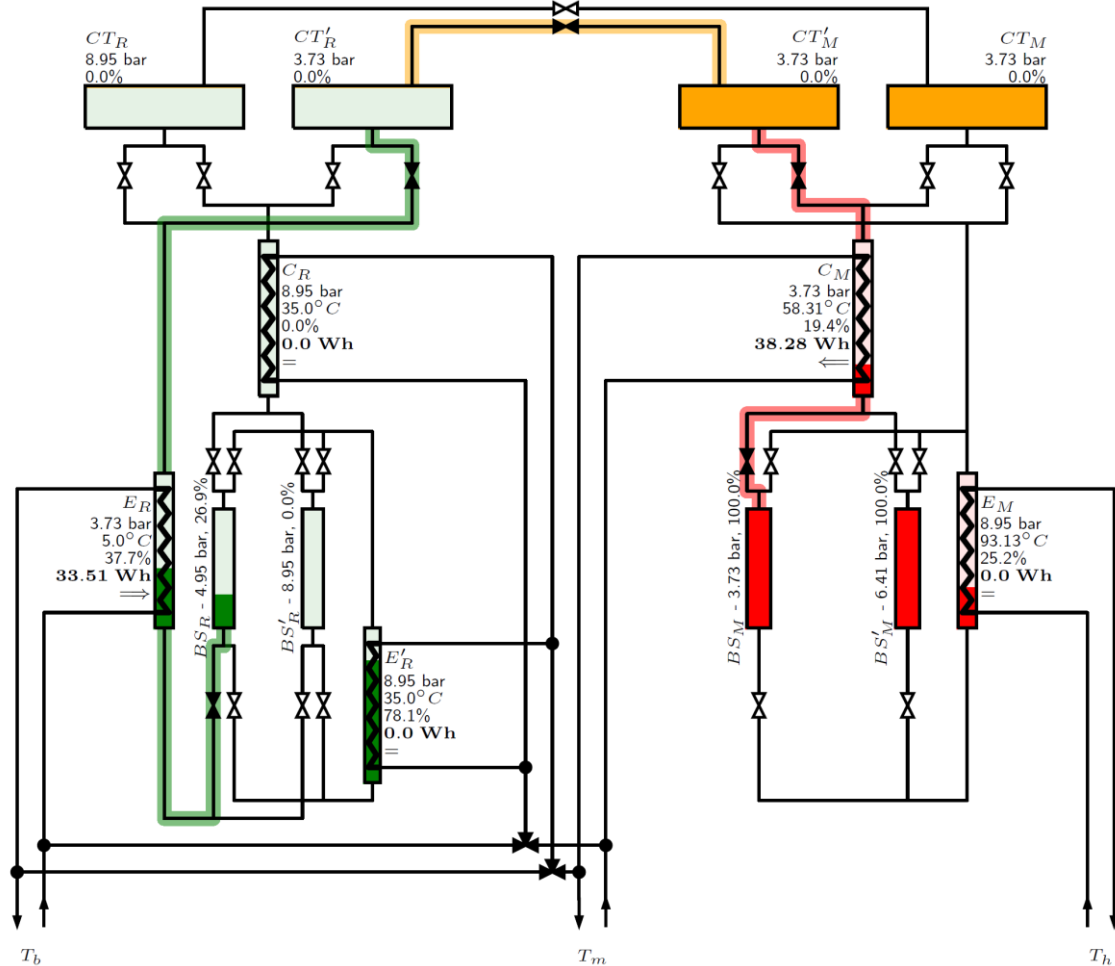


Figure III-16 : État final (partiel) de la première moitié de la phase $\alpha\beta$ du procédé CHV3T-WGS avec visualisation des composants connectés.

La seconde sous-phase, décrite dans la Figure III-17, s'exécute en même temps que la première. Les composants CT_R , E_R et BS'_R coté récepteur et CT_M , C'_M et BS'_M coté moteur sont mis en communication. L'énergie solaire vient évaporer le fluide dans le générateur de vapeur E_M . Le fait que les bouteilles séparatrices soient placées à la même hauteur que l'évaporateur permet à ces deux composants d'agir comme un bouilleur : le fluide contenu dans la bouteille BS'_M est au même niveau que celui dans l'évaporateur E_M et transite au fur et à mesure de son évaporation dans ce dernier. Cette configuration a été choisie pour limiter la hauteur totale du procédé CHV3T-WGS, l'évaporateur auxiliaire étant relativement compact contrairement aux évaporateurs E_R et E_M qui sont plus allongés. Ainsi l'encombrement du dispositif est limité (critère important dans une application résidentielle). Dans le cadre d'un projet où la hauteur totale du procédé n'est pas contraignante, les évaporateurs E_R et E_M peuvent être placés sous les bouteilles séparatrices de manière à garder les évaporateurs noyés pendant plus longtemps et ainsi maximiser leur efficacité.

On retrouve bien dans la partie réceptrice un fonctionnement tel qu'on le retrouve dans une pompe à chaleur classique en mode chauffage, c'est à dire, la récupération d'énergie "gratuite" dans une source de chaleur extérieure (l'air ambiant par exemple) afin de la restituer à un niveau de température plus élevé dans la maison, ou inversement en mode refroidissement, le captage des calories à l'intérieur de la maison pour leur restitution à l'extérieur. On remarquera également le positionnement de l'évaporateur auxiliaire E'_R en dessous des deux bouteilles séparatrices BS_R et BS'_R . Ce positionnement nous assure que celui-ci sera toujours rempli de liquide, son volume de liquide étant dimensionné de façon à garantir que ce volume de liquide une fois évaporé dans E'_R permet de remplir complètement le cylindre CT de gaz à P_h pendant la dernière phase du processus. Sans cette "astuce", les bouteilles séparatrices devraient être équipées de double enveloppe (ou d'un échangeur interne) afin de pouvoir évaporer leur contenance et de couvrir les capteurs de niveau afin de s'assurer que la quantité de liquide suffit à la remise en pression du cylindre de transfert.

La partie motrice permet elle, la captation de l'énergie solaire qui sert à produire le travail nécessaire au fonctionnement de la partie réceptrice, avec en plus, la valorisation des chaleurs fatales au niveau du condenseur C_M pour la production de chauffage.

Pour rappel, ces deux sous étapes qui se déroulent simultanément dans la variante WGS devaient être réalisées en deux étapes distinctes sur les autres variantes du procédé (WG, WL, WLG, WGL).

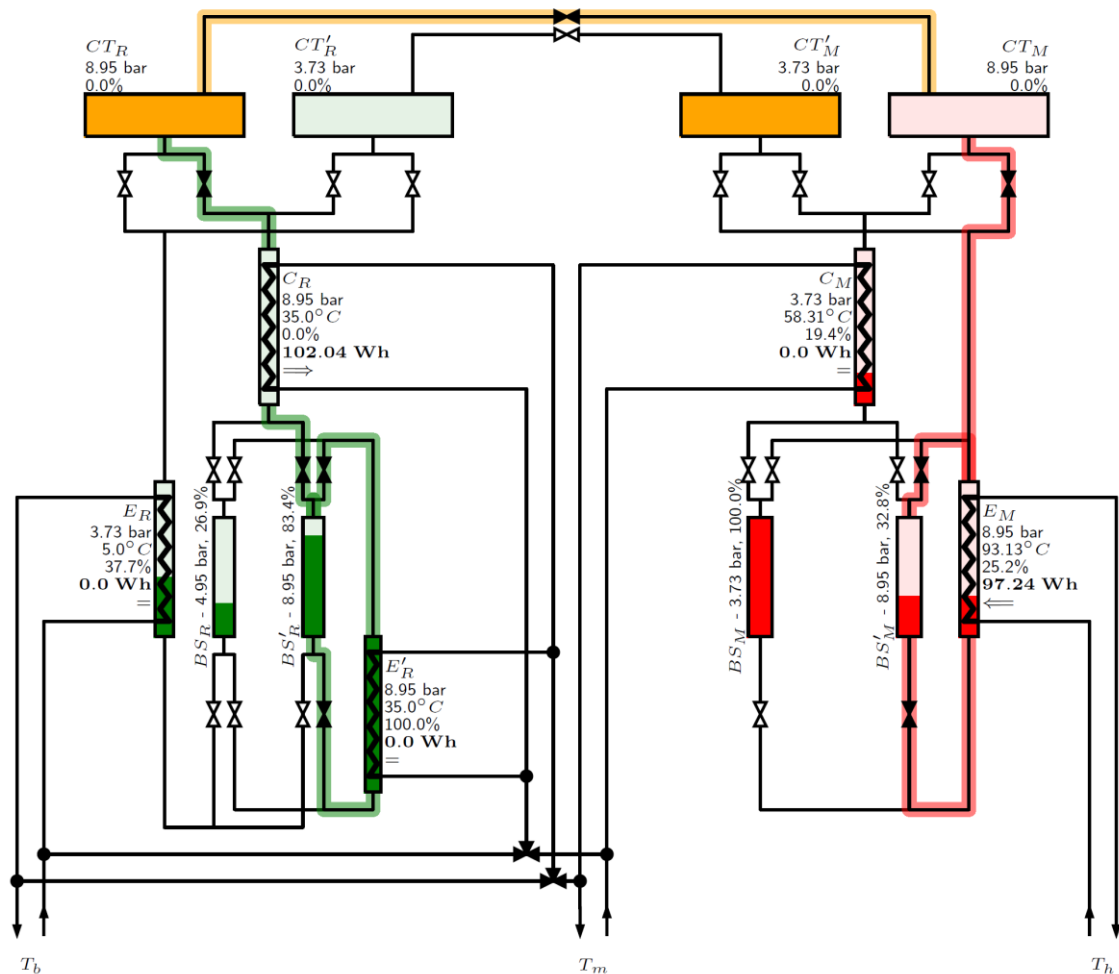


Figure III-17 : État final (partiel) de la deuxième moitié de la phase $\alpha\beta$ du procédé CHV3T-WGS

→ **Phase $\beta\gamma$** : La phase dite $\beta\gamma$ est la phase de récupération d'énergie interne décrite dans la Figure III-18. Celle-ci est réalisée en mettant en communication, coté récepteur, les composants CT'_R , C_R et BS'_R entre eux, et CT'_M , C_M et BS'_M coté moteur. En mettant en communication la bouteille séparatrice BS'_R alors isolée à P_h avec le cylindre de transfert CT'_R à P_b (et inversement coté moteur), une pression d'équilibre s'instaure à P_m dans chacun des composants. De cette façon, le travail nécessaire à la pressurisation finale (de P_m à P_h) du cylindre de transfert CT'_R nécessite moins d'énergie à l'étape $\gamma\delta$ suivante. En effet la chaleur nécessaire à la pressurisation de P_m à P_h est prélevée à T_{mR} dans l'habitat et donc, impacte négativement le COA de l'installation. La diminution de l'énergie nécessaire permet donc d'améliorer les performances du procédé. Autre avantage, durant la prochaine phase $\alpha\beta$ de production de froid, la détente isenthalpique qui alimente en fluide l'évaporateur E_R ne se fera pas depuis P_h , mais depuis P_m , à une enthalpie spécifique inférieure permettant de ce fait une production de froid légèrement plus grande. Cette phase, déjà présente sur la variante WG, permet une amélioration des performances vis-à-vis de la variante W_0 . À noter que cette amélioration est rendue plus simple avec l'évaporateur auxiliaire E'_R .

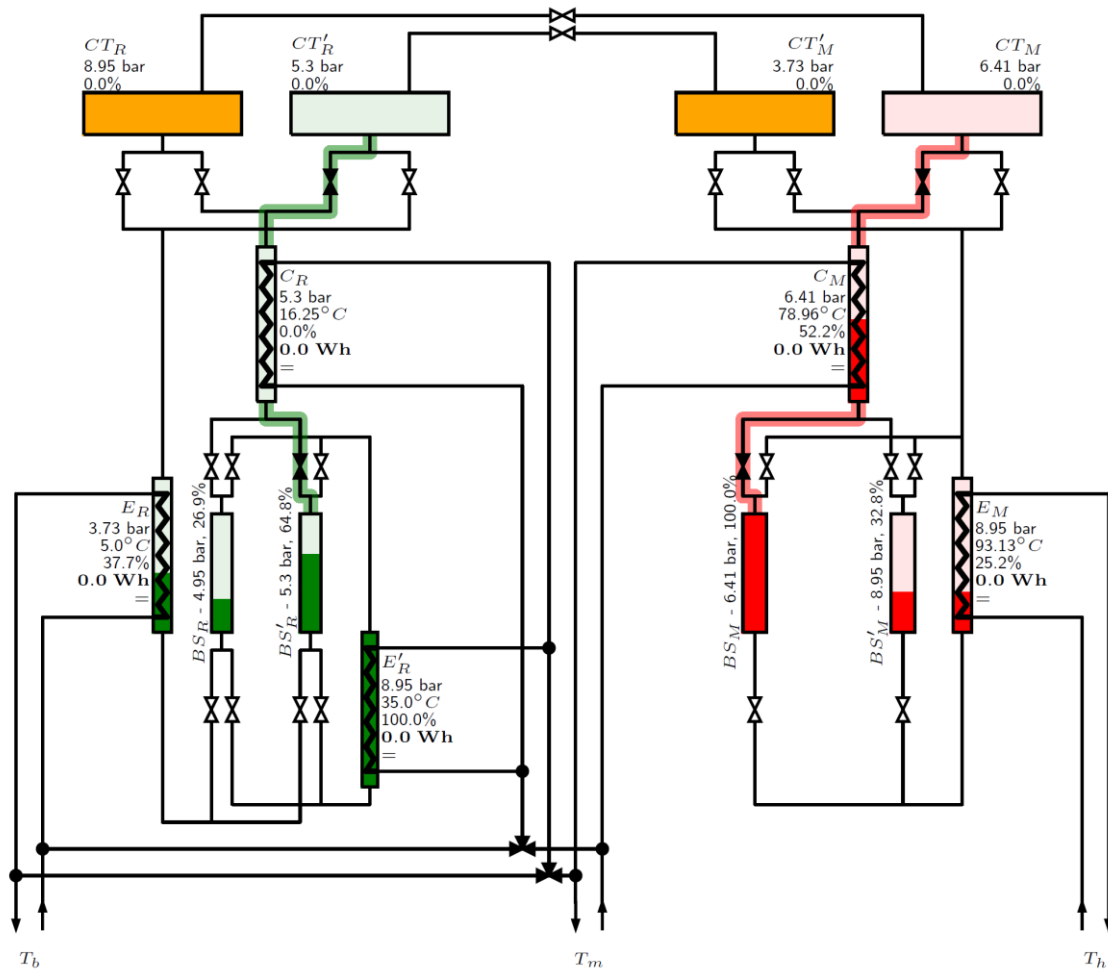


Figure III-18 : État final de la phase β du procédé CHV3T-WGS

→ **Phase $\gamma\delta$** : La troisième et dernière phase est destinée à la réinitialisation des pressions dans les cylindres de transfert CT'_R et CT_M , c'est à dire la pressurisation à P_h du cylindre CT'_R et la détente des vapeurs dans CT_M pour abaisser sa pression à P_b . Cette étape est réalisée en mettant en communication les composants CT'_R , BS_R et l'évaporateur auxiliaire E'_R coté récepteur, et les composants CT_M , C_M et BS'_M coté moteur (Figure III-19). L'évaporateur auxiliaire E'_R permet ainsi la remise en pression à P_h de la bouteille séparatrice BS_R et du cylindre de transfert CT'_R . La condensation des vapeurs dans C_M permet elle de redescendre CT_M et BS'_M à P_b .

Le procédé se retrouve alors dans les mêmes conditions thermodynamiques qu'au début de la phase $\alpha\beta$, avec néanmoins inversion des états des cylindres CT_R/CT'_R , CT_M/CT'_M et des bouteilles séparatrices BS_R/BS'_R et BS_M/BS'_M . Les trois phases peuvent alors recommencer en intervertissant le rôle des cylindres de transfert ainsi que celui des bouteilles séparatrices. Une estimation des puissances échangées au sein des échangeurs de chaleur permet de remonter au temps nécessaire pour chacune de ces phases ; au total, un demi-cycle tel que décrit précédemment dure près de 1 minute.

Enfin cet outil de modélisation quasi dynamique permet d'envisager quelles actions correctrices seraient à commander en fonction de perturbations externes non contrôlées.

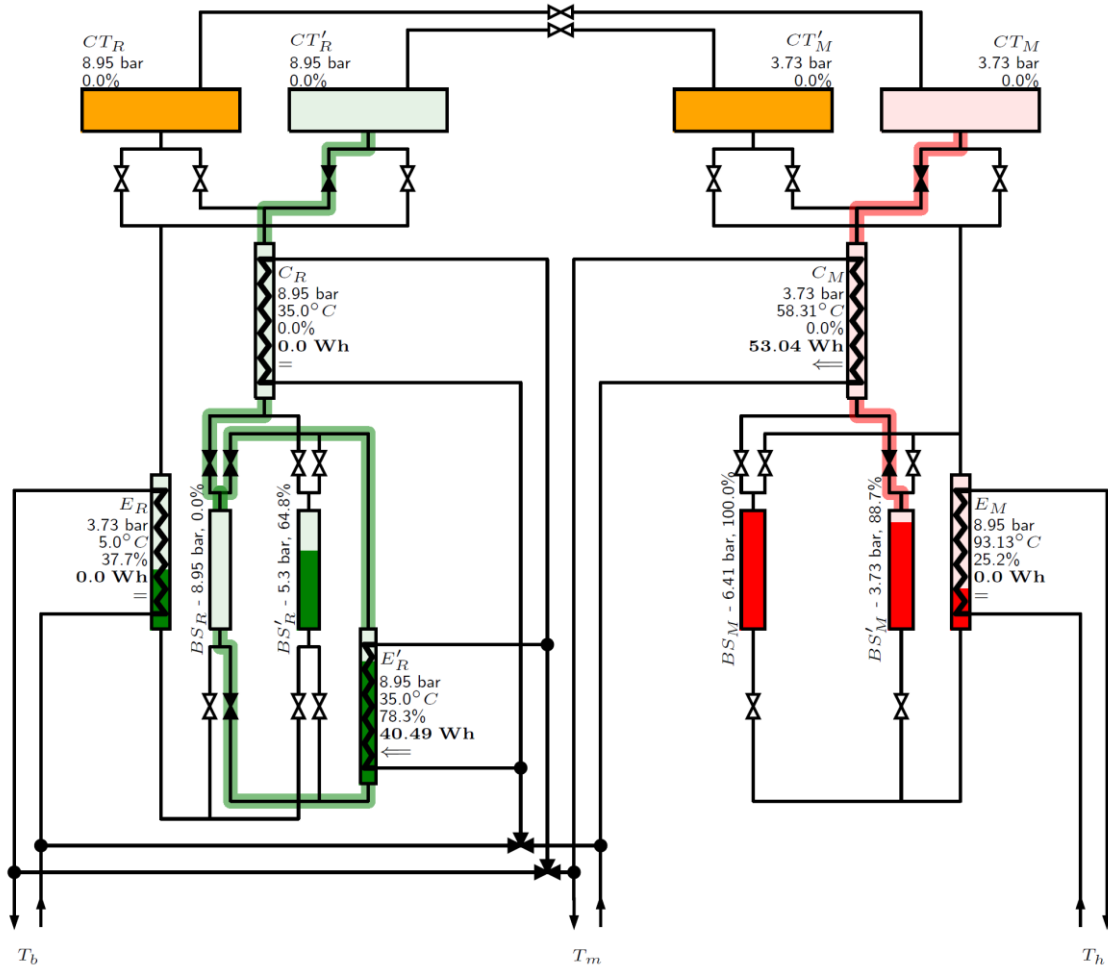


Figure III-19 : État final de la phase $\gamma\delta$ du procédé CHV3T-WGS

2.2.3. Actions correctrices en conditions perturbées

En plus des phases décrites ci-dessus, des actions non systématiques, dites correctrices, car parfois nécessaires au bon déroulement du procédé, ont été étudiées. Ces actions correctrices ont trois missions principales :

- Prévenir les dérives du système pour éviter l'apparition d'un état bloquant,
- Aider le système à sortir des phases transitoires (initialisation, arrêt d'urgence ou permutation avec l'ORC),
- maintenir le plus possible le système dans un état proche de celui nécessaire à un redémarrage à chaud.

Concrètement, elles ne représentent pas des phases prédéfinies, mais consistent à actionner certaines électrovannes pour éviter les situations décrites ci-dessus. En cas d'utilisation du procédé en dehors de sa plage d'utilisation, d'une variation brutale des conditions opératoires ou de mauvais déroulements des cycles nominaux dûs à une panne de capteur par exemple. Il est souvent possible de renvoyer le composant qui pose problème à son état thermodynamique normalement défini sans avoir à demander une nouvelle phase d'initialisation. Il est possible, par exemple, d'ajuster les pressions dans les bouteilles séparatrices en les connectant momentanément à l'évaporateur auxiliaire ou au condenseur, de compenser le manque de liquide dans une des bouteilles séparatrices en puisant le liquide manquant dans la seconde bouteille ou

d'effectuer un basculement des membranes si cela s'avère nécessaire. Ces actions peuvent se déclencher pendant, ou entre deux phases nominales, afin que l'évolution du procédé ne s'en retrouve pas affecté.

2.3. Influence des conditions opératoires sur le cycle

Cette partie vise à étudier le comportement du procédé quand celui-ci est soumis à un nombre important de cycles sous conditions opératoires fixes ou variables. En effet un des dangers, difficile à mettre en évidence sans cette simulation est qu'une évolution même lente de la température extérieure entraîne une distribution non maîtrisée des niveaux de liquide dans chacun des composants, venant compromettre l'aspect symétrique du fonctionnement du procédé. Bien que les actions correctrices soient faites pour empêcher ce genre d'événements, une utilisation trop fréquente de celles-ci pourrait affecter significativement les performances du procédé.

Afin de faciliter la visualisation de l'évolution des niveaux de liquides, une figure simplifiée de ces niveaux dans chacun des composants est donnée dans la Figure III-20. Les barrettes de couleur (verte pour la partie réceptrice, rouge pour la partie motrice) dans cette représentation simplifiée sont proportionnelles en longueur aux volumes de liquide à l'état considéré du système (couleur franche) ou aux volumes maximums de liquide permis par le contenant (couleur grisée). Leur représentation de gauche à droite et de bas en haut suit la position spatiale des composants dans la représentation complète. Ainsi la représentation des volumes des CT n'est là que pour la cohérence d'ensemble puisque, s'il y a condensation dans ces composants, les condensats sont drainés vers les condenseurs correspondants.

La modélisation quasi dynamique permet donc de comparer les évolutions des niveaux de liquide des fluides de travail au cours du temps après un grand nombre de demi-cycles effectués.

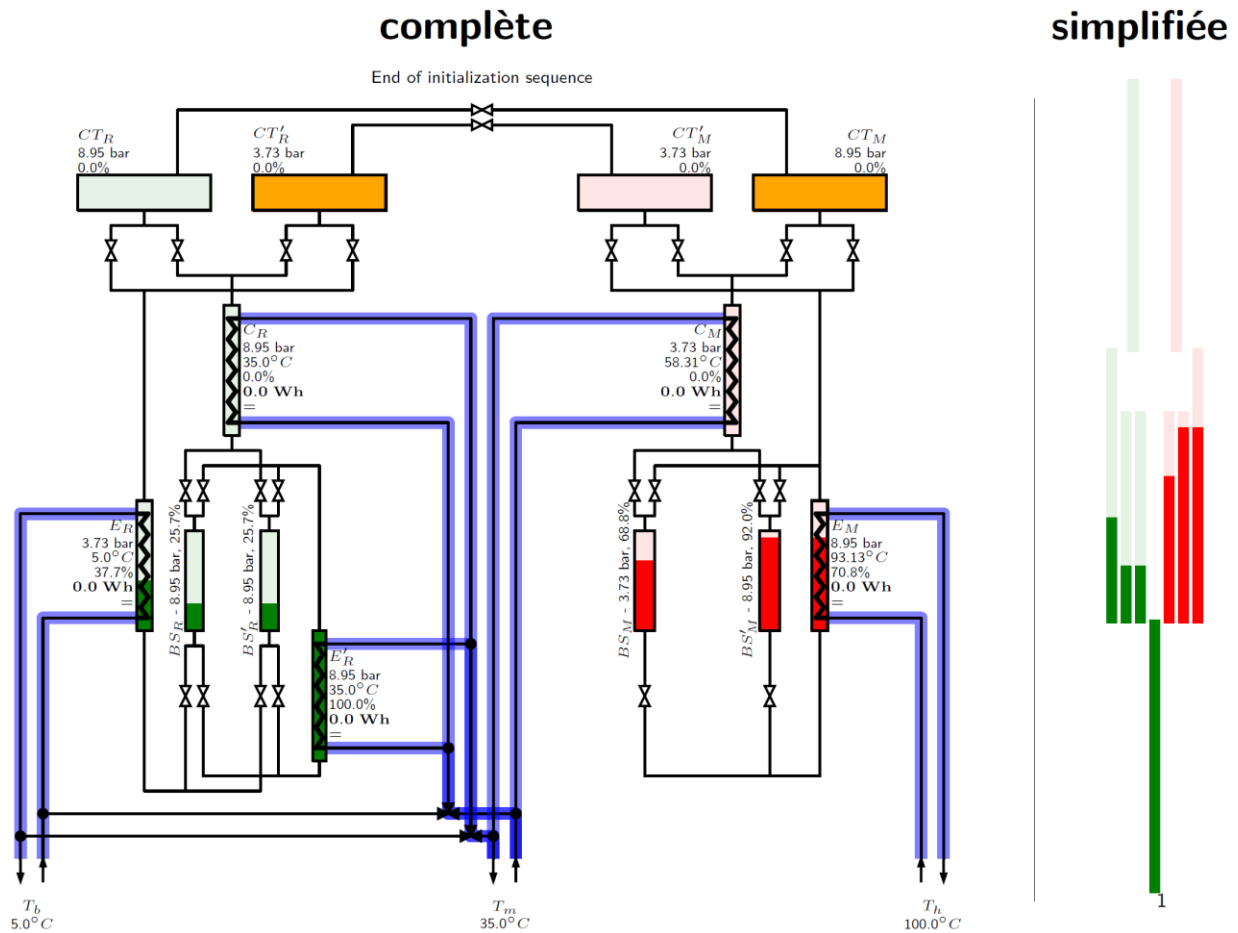


Figure III-20 : Représentation complète et simplifiée du volume des fluides de travail à l'état liquide (couleur franche) dans les différents échangeurs et bouteilles séparatrices (volume maximal permis en grisé).

Ainsi on peut visualiser l'évolution des niveaux de liquide dans chacun des composants, cycle après cycle, et même demi-cycle après demi-cycle (Figure III-21). Les demi-cycles sur fond gris, sont les demi-cycles impairs tandis que les demi-cycles sur fond blanc sont les demi-cycles pairs. Les différences observées durant les premiers cycles de fonctionnement découlent de l'utilisation alternée des cylindres de transfert et des bouteilles séparatrices avec des états initiaux qui ne sont pas parfaitement les mêmes. On constate dans cette figure qui représente 25 cycles sous conditions opératoires fixes, que l'on observe des évolutions notables des niveaux de fluides entre les demi-cycles pairs et impairs. Cette différence tient essentiellement d'un déséquilibre au démarrage des niveaux de liquide dans les bouteilles séparatrices. Celui-ci se répercute de cycle en cycle, avec une tendance à la convergence. En effet, on observe bien sur les 6 derniers demi-cycles (Figure III-21-b) que les variations de niveaux de liquide sont complètement atténuées. Cela démontre que naturellement et sans besoins des actions correctrices, les niveaux de liquide dans chacun des composants, auront tendance à se stabiliser d'un cycle à l'autre.

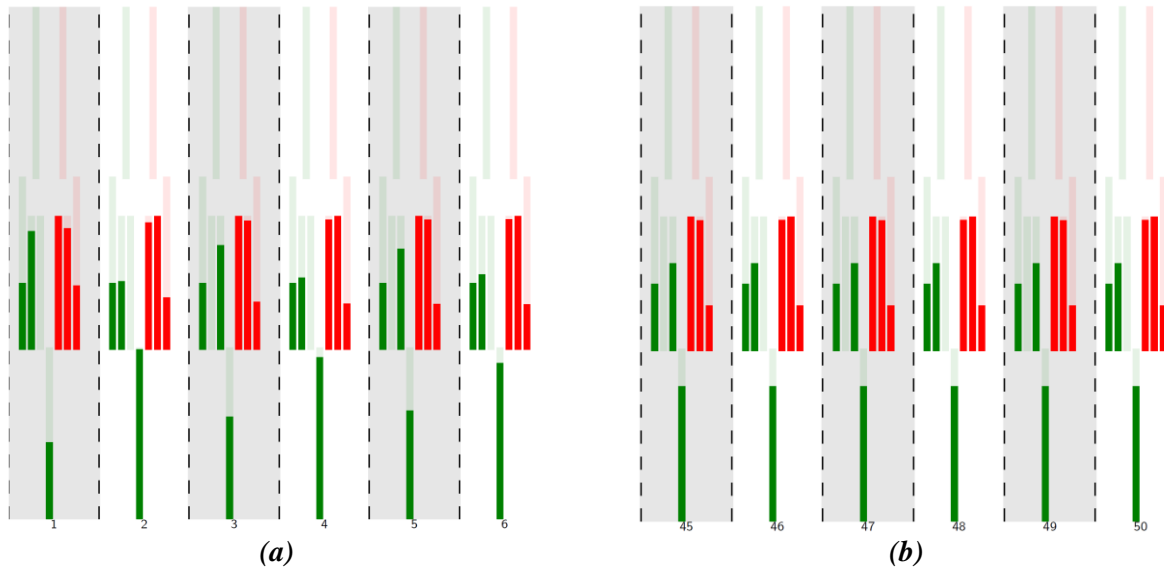


Figure III-21 : (a) Représentation des niveaux de liquide dans les composants après 6 premiers demi-cycles après initialisation. (b) Représentation des 6 derniers demi-cycles sur un total de 25 cycles.

Ce point, attendu pour un fonctionnement en conditions opératoires fixes, est néanmoins beaucoup plus compliqué à appréhender sous conditions opératoires variant d'un cycle à l'autre. Trop de paramètres sont interdépendants. La Figure III-22 représente l'évolution des niveaux de liquide dans chacun des composants sur un total de 50 cycles, sous les conditions opératoires variables suivantes : une évolution progressive des températures T_b (+10°C) et T_m (-10°C) qui correspondent à une élévation de la température extérieure et une diminution de la température de chauffage en mode chauffage tout le long de la simulation.

Cette simulation amène néanmoins les mêmes conclusions que celles faites précédemment, c'est-à-dire une tendance à la stabilisation des niveaux de liquide du système malgré des conditions opératoires variables (à faible vitesse toutefois).

Le procédé CHV3T-WGS semble robuste dans la mesure où il se stabilise après quelques cycles suite à des perturbations modérées sachant qu'aucun recours aux actions correctrices n'a été nécessaire. Parmi les nombreux tests effectués, seuls les tests en dehors des bornes de la plage de fonctionnement prévue initialement ont nécessité le recours aux actions correctrices pour maintenir un fonctionnement correct et non divergent du procédé. Autre avantage, cette simulation a permis de définir très précisément quels outils d'acquisitions sont indispensables au bon fonctionnement du procédé.

La simulation quasi dynamique nous a également montré que d'un cycle sur l'autre, il serait impossible de conserver une température parfaitement stable au niveau des sources et puits de chaleur. Avec d'un côté, un ensoleillement continu, mais variable, et de l'autre des évaporateurs qui puisent de la chaleur de façon discontinue au grès des cycles. Ces fluctuations de température entraînent des différences de pressions entre les cycles moteur et récepteur, qui peuvent entraîner la destruction des membranes si celles-ci ne sont pas correctement gérées. Ces dernières étant conçues très fines de manière à ne pas entraîner de pertes de travail de par leur déformation.

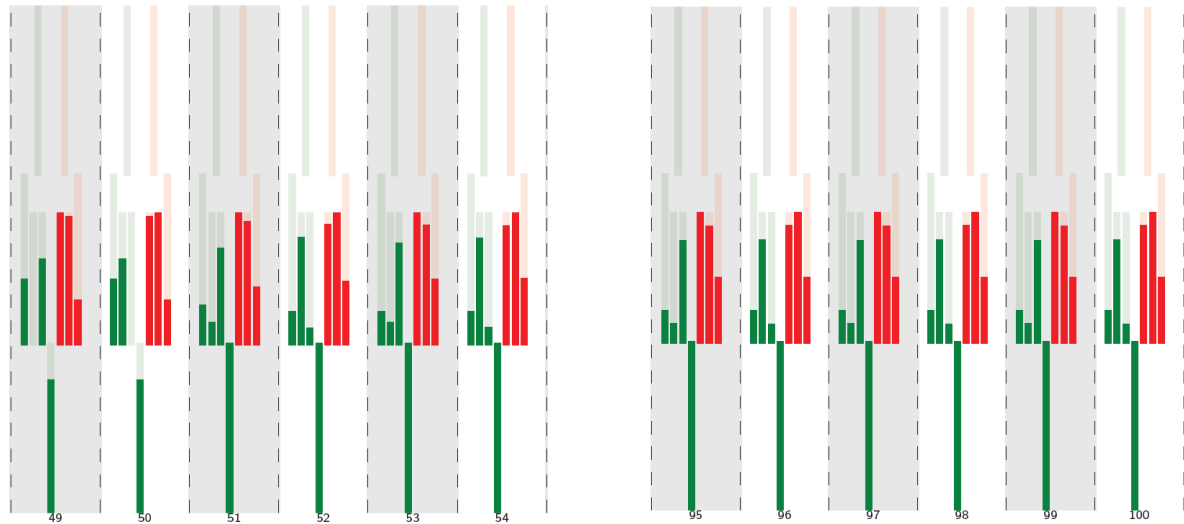


Figure III-22 : (a) Représentation des niveaux de liquide dans les composants après 6 premiers demi-cycles en appliquant une rampe de température de $+10^{\circ}\text{C}$ sur T_b et -10°C sur T_m sur un ensemble de 50 cycles (b) Représentation des 6 derniers demi-cycles

Différentes solutions peuvent être proposées pour pallier à ce problème :

- La mise en place d'un stockage permettrait de lisser les variations de température dues à une fluctuation de l'énergie solaire captée. Celui-ci peut être dimensionné de façon à rendre ces variations "tolérables", sans toutefois régler complètement la question.
- Limiter les éventuels chocs de pression sur les membranes en imposant de fortes pertes de charge à l'ouverture des vannes qui relient les cylindres de transfert.
- Utiliser des membranes plus épaisses susceptibles de résister à des chocs de pressions de quelques bars.

Ces différentes propositions peuvent être cumulées afin de mieux répondre aux divers cas de figure rencontrés, et devront être testées dans le cadre d'applications expérimentales. Il faut cependant souligner que ces solutions engendreront forcément des pertes qui n'ont pas été comptabilisées jusqu'à présent.

Cette question permet de souligner la question du stockage. Si celle-ci n'a pas été détaillée dans cette étude. Le recours à un stockage thermique apparaît être indispensable. Or le dimensionnement de celui-ci nécessite de prendre plusieurs paramètres en compte. Comme cela a été vu dans la section II.1.1.1, c'est la température T_b (qui dépend de la température extérieure en mode chauffage ou de la température de consigne en mode rafraîchissement) qui impose la température T_h pour permettre le bon fonctionnement du procédé. Comme cela a été dit précédemment, cette température T_h risque d'être complexe à maintenir avec une source de rayonnement variable et un procédé qui fonctionne de façon discontinue. Cette question n'empêche en rien la réalisation d'un prototype où les sources de chaleur seraient stables, mais doit être mûrement réfléchi avant d'envisager une application solaire.

Concernant les performances, la simulation quasi dynamique n'apporte pas plus de précision que la simulation quasi-statique (traitée dans la section III.1.3.4), leurs hypothèses simplificatrices étant les mêmes, à savoir : variations d'énergies cinétique et potentielle négligées, pas de pertes de charge, pas d'inertie thermique des composants.

3. Conclusion

Ce chapitre a permis tout d'abord d'identifier, analyser et remédier en partie aux problèmes rencontrés lors des travaux précédents effectués sur le procédé CHV3T par M.Martins. Ainsi des solutions ont été proposées pour chacun de ces problèmes, ce travail a permis de mettre au point une nouvelle configuration technologique de cylindre de transfert, mais aussi une nouvelle variante de procédé dite CHV3T-WGS. L'intérêt essentiel de cette nouvelle variante réside dans la simplification du contrôle-commande du procédé en réduisant de 4 à 3 le nombre de phases par demi-cycles, mais elle permet également une gestion des condensats simplifiée et peut également être considérée comme plus robuste vis-à-vis de la variante CHV3T-WG. La modélisation en quasi-statique de cette nouvelle variante a permis une évaluation de ses performances pour toute une série de couples de fluides de travail. Ces performances sont, comme attendu, très proches de la variante antérieure dite CHV3T-WG avec un COP_{sol} de 0,31 et un COA_{sol} de 0,89 en considérant un $T_b = 12\text{ °C}$ et un $T_{mR} = 35\text{ °C}$.

Cette variante a ensuite fait l'objet d'une modélisation dite quasi-dynamique dans le but de lever certaines interrogations impossibles à lever par la seule modélisation quasi-statique. Cette simulation permet de simuler le fonctionnement du procédé phase après phase et permet ainsi de tenir compte de l'évolution de la températures extérieure. Ainsi, la durée des différentes phases du cycle et l'évolution des niveaux de liquide dans chacun des composants ont pu être déterminées en fonction des conditions opératoires fluctuantes. Cet outil a également servi à simuler le contrôle-commande relativement complexe du procédé afin de proposer des méthodes permettant le démarrage du procédé, sa réinitialisation en cas de problème ou différentes actions correctrices permettant le fonctionnement du procédé quel que soit ses conditions de travail en évitant la dérive des niveaux de liquide notamment au sein des bouteilles séparatrices et des échangeurs de chaleur des cycles moteur et récepteur. Cette simulation a également permis de confirmer les performances données par la simulation quasi-statique, avec toutefois des hypothèses simplificatrices similaires.

Chapitre IV: Cycles à vapeur CAPILI ou ORC pour une production électrique par énergie thermique à basse température.

Le procédé CHV3T décrit au chapitre 2 ne peut répondre qu'aux besoins de chaleur et de froid dans le secteur résidentiel. Afin de répondre à chacun des besoins de l'habitat, un second procédé thermo-hydraulique, appelé CAPILI, est étudié dans ce chapitre pour assurer les besoins d'électricité.

Le procédé thermo-hydraulique CAPILI utilise les mêmes composants thermiques que le procédé CHV3T et permet une production d'électricité via une turbine hydraulique, permettant a priori de meilleures performances que les solutions existantes. Une étude quasi-statique a permis d'estimer les performances potentielles d'un tel système. La turbine hydraulique représente néanmoins un verrou technologique à lever ; en effet, même si les turbines hydrauliques classiques ont de très bons rendements de transformation hydraulique/mécanique, leurs conditions de fonctionnements sont relativement stables, ce qui ne sera pas le cas avec le procédé CAPILI. Une étude a été réalisée avec le laboratoire CREMHyG (à Grenoble) spécifiquement sur la conception et le dimensionnement d'une turbine hydraulique qui serait adaptée à une production électrique de petite puissance ($\approx 1\text{kW}$) par procédé CAPILI. Les verrous technologiques étant complexes à lever, de bons rendements de transformation hydraulique/mécanique/électrique ne sont pas garantis.

En conséquence la solution plus classique et plus sûre des cycles organiques de Rankine (ORC) a également été explorée en solution alternative pour assurer la production électrique du procédé global de trigénération. L'intégration du procédé ORC au procédé CHV3T a été décrite avant d'en évaluer les performances via une étude quasi-statique. Ces résultats ont ensuite été complétés par une étude dynamique du procédé ORC qui tient compte de la variabilité des conditions opératoires et de l'évolution des rendements au cours de journées types d'hiver et d'été. Ces simulations ont été effectuées avec différents modèles de capteurs solaires et différents modes de régulation de façon à faire ressortir les choix les plus pertinents.

1. Principe de fonctionnement du convertisseur thermo-hydraulique CAPILI

Le convertisseur thermo-hydraulique CAPILI est un procédé moteur qui permet de transformer une énergie thermique en un travail hydraulique, lui-même transformé en énergie mécanique puis électrique via l'utilisation d'une turbine hydraulique couplée à une génératrice. Ce procédé a déjà été décrit et traité par H. Semmari [54]. Les principes de fonctionnement seront néanmoins rappelés dans cette partie afin d'en faciliter la compréhension au lecteur.

La Figure IV-1 donne le schéma de principe de procédé CAPILI. Le cycle moteur est un cycle à vapeur de type Rankine avec un générateur de vapeur E_M à hautes pression et température et un condenseur C_M à basses pression et température. Le travail du cycle est transmis au liquide de transfert dans les cylindres de transfert (CT_M) où il est transformé en électricité via la turbine hydraulique (HyT). Le liquide de transfert à basse pression en sortie de turbine peut chasser les

vapeurs basses pressions présentes dans le cylindre de transfert (CT'_M) jusque dans le condenseur afin que ces vapeurs soient condensées. Les condensats sont ensuite pressurisés par la pompe P_M et refoulés dans l'évaporateur E_M afin de boucler le cycle. Comme pour le procédé CHV3T, les fonctions des cylindres de transfert sont interverties alternativement chaque demi-cycles.

À la différence d'un autre procédé thermo-hydraulique traité dans la partie bibliographique (section I.4), l'avantage du procédé CAPILI – qui le rend également plus complexe à mettre en œuvre – est la possibilité de récupérer l'énergie de détente des vapeurs à haute pression et ainsi atteindre théoriquement de hauts rendements exergetiques.

La production de travail se fait en 2 temps (voir cycle schématisé en Figure IV-2):

- dans une première phase, une quantité déterminée de vapeur à P_h est introduite dans CT_M . Ces vapeurs haute pression chassent une partie du liquide de transfert dans le second cylindre de transfert, c'est entre ces deux CT que le liquide de transfert traverse une turbine hydraulique et produit ainsi du travail. Durant cette première phase, la récupération de travail se fait à différentiel de pression constant. Cette phase correspond aux transformations simultanées : $b \rightarrow c$ et $d \rightarrow e$ dans la Figure IV-2.

- durant la seconde phase, quand une certaine quantité de vapeur à P_h est entrée dans le cylindre de transfert, ce dernier est isolé de l'évaporateur. Une fois isolée, cette vapeur va se détendre en continuant à chasser le reste de liquide de transfert, jusqu'à atteindre la pression P_b . Ainsi la pression en amont de la turbine hydraulique est décroissante de P_h à P_b durant cette seconde phase. La récupération de ce travail sous un ΔP variable représente un vrai verrou technologique, les turbines hydrauliques travaillant d'habitude dans des conditions opératoires relativement stables. Cette phase correspond aux transformations simultanées : $c \rightarrow d$ et $e \rightarrow a$ dans la Figure IV-2.

On remarque ici que la majorité des composants sont identiques à la partie motrice du CHV3T, seules la pompe P_M et la turbine hydraulique HyT sont ajoutées. Ainsi l'évolution du procédé de cogénération à celui de trigénération peut être effectuée à moindre coût.

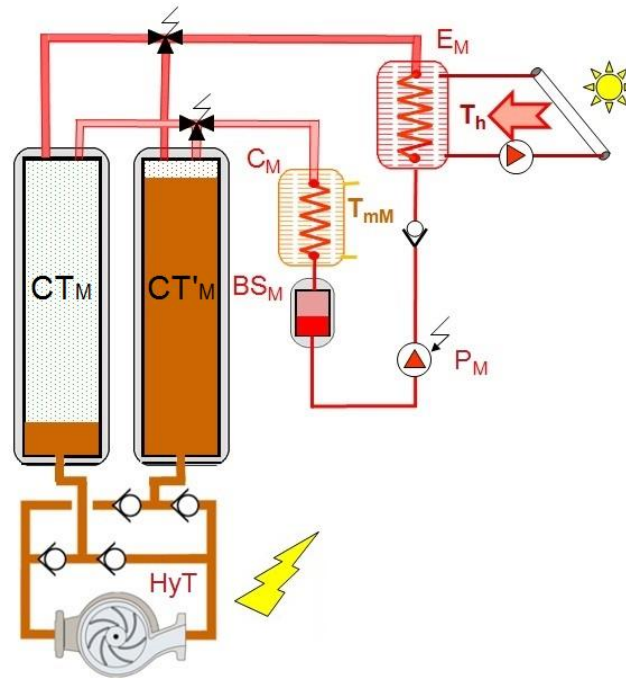


Figure IV-1 : Schéma de principe du procédé CAPILI 1^{er} type.

Le procédé se décline en deux variantes, le CAPILI dit 1^{er} type, qui est celui présenté précédemment et le CAPILI 2^{ème} type qui doit permettre une meilleure efficacité, proche en théorie de celle de la machine de Carnot. Avec le CAPILI de 1^{er} type le fluide de travail en sortie du condenseur est à l'état de liquide saturé ou mieux sous-refroidi. Comme dans un cycle classique de Rankine il est ensuite pressurisé, idéalement de façon isentropique, et est introduit sous forme de liquide sous-refroidi dans le générateur de vapeur (transformation a→b dans Figure IV-2), ce qui induit une irréversibilité intrinsèque à ce cycle. Avec la variante de 2^{ème} type, l'objectif est d'amener le fluide de travail dans le générateur de vapeur à l'état de liquide saturé et non sous-refroidi et toujours idéalement en lui faisant suivre une isentrope. Dans ces conditions la pompe de pressurisation classique du CAPILI 1^{er} type est remplacée par une bouteille de séparation liquide gaz particulière, connectée au liquide de transfert, et dont la fonction est de pressuriser le fluide de travail à l'état de mélange biphasique liquide-vapeur. Cette variante (2^{ème} type) bien que plus performante est plus difficile à mettre en œuvre, la pressurisation d'un mélange liquide-vapeur n'a jamais été expérimentée sur le procédé CAPILI et l'utilisation de cette bouteille limite par ailleurs l'écart de températures des sources et puits de chaleur exploitable par la machine. Ces raisons font que la variante de CAPILI 2^{ème} type ne sera pas plus détaillée ni exploitée dans le cadre de cette étude et que par simplification dans la suite de ce chapitre on appellera CAPILI le procédé CAPILI de 1^{er} type.

2. Performances du procédé thermo-hydraulique CAPILI en fonctionnement quasi-statique

En fixant certaines hypothèses simplificatrices, on peut calculer les performances du cycle CAPILI et les comparer à celles du cycle de Rankine remplissant la même fonction de production électrique à partir d'énergie solaire. Le bilan en quasi-statique permet également d'évaluer quel fluide de travail est le plus pertinent et d'avoir une première idée du dimensionnement de certains composants du procédé. Dans un deuxième temps, cette étude

quasi-statique doit permettre de définir les conditions opératoires favorisant le rendement du procédé. Un compromis apparaît nécessaire entre l'élévation du rendement thermodynamique du procédé et la dégradation de celui des capteurs solaires, toutes deux dues à une élévation de la température de la source chaude.

2.1. Étude en quasi-statique du procédé CAPILI

L'évaluation des performances du procédé CAPILI tient compte des hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables ;
- L'inertie thermique du système n'est pas prise en compte ;
- Les pertes de charge dues à la circulation des fluides et les pertes thermiques sont négligées ;
- Les rendements de la pompe et de la turbine sont considérés constants et fixés à 0,6. Le rendement de la turbine hydraulique a été pris volontairement assez faible de manière à prendre en compte, même dans cette étude simplifiée, l'impact négatif du différentiel de pression variable;
- Le rendement de la génératrice incluant son accouplement est constant et fixé à 0,9 ;
- Les volumes des canalisations contenant le fluide de travail sont négligeables ;
- Les variations du nombre de moles de fluide de travail à l'état gazeux dans les évaporateurs, condenseurs et bouteilles séparatrices sont négligeables. Cela revient à considérer que les pressions sont stables dans ces 3 composants et/ou que les volumes gazeux correspondants sont faibles devant le volume d'un cylindre de transfert.

La détermination du point "e" (voir Figure IV-2) découle du bilan volumique sur le fluide de travail. Les n moles de fluide de travail décrivant le cycle occupent le volume $n \cdot v_c$, puis $n \cdot v_d$ après la détente (c→d). Dans le même temps le volume déplacé de liquide de transfert (incompressible) conduit à la réduction de volume dans l'autre cylindre de transfert, connecté au condenseur et à la bouteille séparatrice de $n \cdot v_e$ à $n \cdot v_a$. Soit :

$$v_d - v_c = v_e - v_a \quad (58)$$

Les points thermodynamiques (a à e) caractéristiques du procédé CAPILI sont représentés schématiquement sur la Figure II-7.

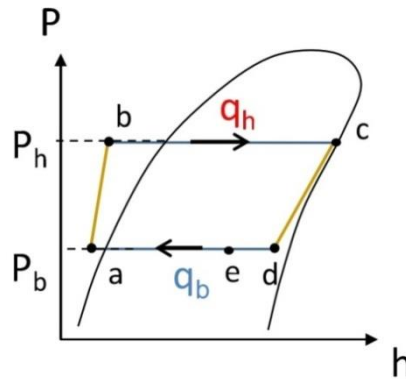


Figure IV-2 : Cycle CAPILI (1er type) dans le diagramme de Mollier.

Le rendement thermique (η_{th}) est déterminé à partir des enthalpies spécifiques des différents points par la relation :

$$\eta_{th} = \frac{(h_c - h_b) - (h_d - h_a)}{(h_c - h_b)} \quad (59)$$

Le rendement global du procédé (η_G) prend en compte les autres rendements selon :

$$\eta_G = \eta_{coll} \times \eta_{th} \times \eta_{HyT} \times \eta_{gen} \quad (60)$$

Le Tableau IV.1 récapitule les conditions nominales retenues pour l'évaluation des performances du procédé CAPILI en fonctionnement quasi-statique.

Tableau IV.1 : Conditions opératoires nominales du cycle CAPILI

Données :	
I :	800 W/m ²
Surface de collecteur :	20 m ²
Modèle de collecteur :	VISSMAN - Vitosol 300T
Fluide de travail :	R1233zd
T _h :	109,12 °C
T _b :	24,2 °C
T _{amb} :	10 °C
η_{HyT} :	0,6
η_{PM} :	0,9

La température T_h , indiquée dans ce tableau, résulte d'une optimisation visant à maximiser les performances du procédé (voir paragraphe suivant). À partir des températures des sources et puits de chaleur et des hypothèses retenues, on en déduit les propriétés thermodynamiques du fluide de travail aux différents points (a à e) du cycle (Tableau IV.2). Pour rappel, dans notre cas le fluide de travail du procédé CAPILI est nécessairement le même que le fluide de travail coté moteur du CHV3T, en l'occurrence le R1233zd, du fait que plusieurs de leurs composants sont mis en commun. De toute façon, ce dernier est un excellent candidat à l'application CAPILI, le R1233zd vient en remplacement du R123, qui était déjà un fluide très prisé pour les applications ORC. À cela se rajoute son très faible impact sur l'environnement ainsi que son inflammabilité nulle et sa non-toxicité.

Tableau IV.2 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle CAPILI

	a	b	c	d	e
T (°C)	24,20	25,09	109,12	35,76	24,20
P (MPa)	0,1260	1,2650	1,2650	0,1260	0,1260
h (kJ/kg)	229,87	231,37	475,99	431,73	412,56
s (kJ/kg,K)	1,10	1,11	1,78	1,78	1,72
u (kJ/kg)	229,77	230,37	457,78	412,90	395,45
v (m ³ /kg)	0,00079	0,00079	0,01440	0,14945	0,13584
qualité	SubcooledLiq	SubcooledLiq	1,00	SuperheatedVap	0,95

Dans ces conditions et suivant l'équation (59), le rendement thermique η_{th} du procédé CAPILI atteint 17,48%. Cette valeur relativement importante est due à la détente considérée isentropique du fluide de travail qui s'effectue dans les cylindres de transfert. En comparaison, dans un cycle organique de Rankine dont la turbine à vapeur a classiquement un rendement isentropique de 70% et avec les mêmes conditions de travail, le rendement thermique atteindrait 12,05%.

Toutefois ce rendement thermique élevé du cycle CAPILI doit être tempéré, d'une part parce que la détente de la vapeur ne sera pas parfaitement isentropique (bien qu'avec un meilleur rendement que dans une turbine à vapeur), d'autre part il est aussi nécessaire de prendre en compte le rendement de la chaîne de transformation hydraulique/mécanique/électrique de la turbine associée à la génératrice. Cet aspect est plus amplement développé dans le paragraphe IV.3.

2.2. Détermination de la température d'évaporation optimale

Le choix de la température d'évaporation a une forte influence sur le rendement thermique du procédé. Son augmentation, à température de condensation constante, permet d'atteindre a priori un meilleur rendement énergétique, en supposant le rendement exergetique constant. Mais d'autre part, l'augmentation de la température T_h implique une température délivrée par les capteurs solaires plus importante ce qui pénalise leurs performances. À cela peut s'ajouter d'autres contraintes comme une pression haute à ne pas dépasser pour limiter les risques de rupture ou de fatigue des matériaux ainsi que les coûts de fabrication. Ainsi pour chaque réfrigérant couplé à un modèle de capteur solaire, il existe une température optimale d'utilisation qui maximise le rendement électrique du procédé rapporté au flux solaire incident comme on peut le voir sur la Figure IV-3.

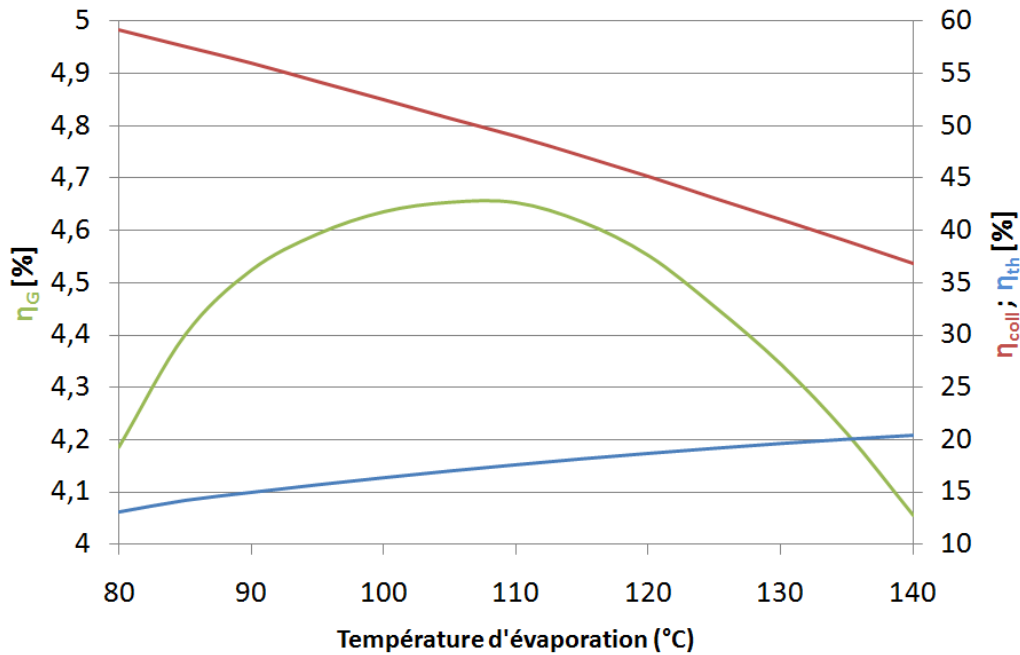


Figure IV-3 : Évolutions des rendements (η_{th} , η_{coll} et η_G) en fonction de la température d'évaporation du fluide de travail avec les autres conditions opératoires de la table IV.1 impliquant une température optimale pour T_h de 109,12°C

La démarche décrite dans la section IV.2.1 pour un couple (fluide de travail, capteur solaire) a été systématisée pour tous les couples envisagés compatibles avec le sous-système CHV3T. La température optimale d'utilisation du procédé est ainsi déterminée, en plus des habituels COP et COA. On en déduit le rendement global de production électrique du procédé (η_G) associé à chaque fluide w_{FM} pouvant être mis en œuvre dans le procédé CHV3T. Plusieurs exemples sont donnés dans le Tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Calcul de la température optimale et des performances (η_{th} , η_{coll} et η_G) pour différents capteurs solaires et fluide de travail. Pour $I=800 \text{ W/m}^2$ et $T_{amb} = 10 \text{ °C}$.

Modèle de capteur solaire	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)	WAGNER L20 AR (Plan)	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)
Fluide de travail	R1233zd	R1233zd	Butane	R1234ze
Température optimale	109,12 °C	81,24 °C	107,67 °C	107,75 °C
η_{coll}	49 %	38 %	50 %	50 %
η_{th}	17,5 %	13,1 %	16,7 %	16,2 %
η_G	4,65 %	2,68 %	4,51 %	4,47 %

On remarque ici que le choix de la technologie de capteur solaire a un impact important sur les performances du procédé CAPILI. Le rendement des capteurs plans chute rapidement avec l'élévation de la température, ce qui engendre une température optimale plus faible ($\approx 80 \text{ °C}$) et donc un rendement thermique plus faible au niveau du procédé thermodynamique. Pour un même capteur solaire, le choix du fluide de travail impacte de façon moins significative les performances globales du procédé (+/- 0,4%), le plus gros des pertes dépendent du rendement des capteurs solaires ainsi que de la chaîne de conversion énergétique hydraulique/mécanique/électrique.

3. Turbine hydraulique adaptée au cycle thermo-hydraulique

Les turbines hydrauliques classiques sont conçues pour travailler avec un différentiel de pression relativement constant à leurs bornes. En effet la hauteur d'eau au sein des barrages varie relativement peu.

À l'inverse le procédé CAPILI met en jeu deux phases distinctes, une première à différentiel de pression ΔP_{\max} à peu près constante et une seconde avec un différentiel décroissant continûment de ΔP_{\max} à un ΔP nul. Ces deux phases se succèdent cycliquement, ce qui implique un dimensionnement particulier de la turbine dans le but de maximiser le rendement de conversion hydraulique/mécanique/électrique.

Or, estimer le rendement d'une turbine hydraulique de petite puissance sous un différentiel de pression variable s'avère extrêmement compliqué. Au laboratoire PROMES, Hamza Semmari durant sa thèse dédiée au procédé CAPILI [54] et Alain Goumba durant un stage Master ont essayé d'estimer ces rendements et n'ont pas pu obtenir une solution explicite à ce problème.

Dans le cadre de cette thèse, cette tâche a été confiée au Centre de Recherche et d'Essais de Machines Hydrauliques de Grenoble (CREMHyG). Nous détaillons ci-dessous les conditions opératoires de la turbine hydraulique, le travail de dimensionnement réalisé par le Cremhyg et les problèmes rencontrés.

3.1. Conditions de fonctionnement

Pour une turbine classique, ce sont principalement le débit et le différentiel de pression exploitable qui définissent son fonctionnement et conditionnent son dimensionnement.

Dans le cas du procédé CAPILI, les pressions aux bornes de la turbine hydraulique dépendent directement des températures des sources et puits de chaleur, tandis que le débit de liquide de transfert et la durée des phases à différentiel de pression constant ou décroissant dépendent entre autres de :

- La puissance de la source de chaleur exploitable.
- Le fluide de travail utilisé.
- Le volume des cylindres de transfert.

Alors que le fluide de travail et le volume des cylindres de transfert sont fixés, la puissance exploitable et les températures de fonctionnement dans le cas d'applications solaires sont fortement variables. Afin de définir un premier dimensionnement de la turbine hydraulique un fonctionnement nominal constant a été défini, à savoir :

- Puissance électrique moyenne sur un cycle : 1kW
- Surface de capteurs solaires : 20m²
- Températures du fluide de travail au générateur de vapeur et au condenseur : $T_h \approx 100$ °C et $T_b \approx 30$ °C.
- Fluide de travail : R1233zd.
- Volume des cylindres de transfert : 20 litres.

Le volume des cylindres de transfert de 20 litres, choisi à l'origine de cette étude, résulte d'un compromis entre l'encombrement du procédé et des durées de phases du cycle pas trop courtes.

Ces paramètres ont été intégrés à l'étude quasi-statique du procédé CAPILI pour permettre de définir un premier profil de variation de différentiel de pression aux bornes de la turbine, étape nécessaire à l'estimation du travail hydraulique exploitable par la turbine (Figure IV-4). Les détails des équations utilisées pour ces calculs sont données en annexe (Annexe 3).

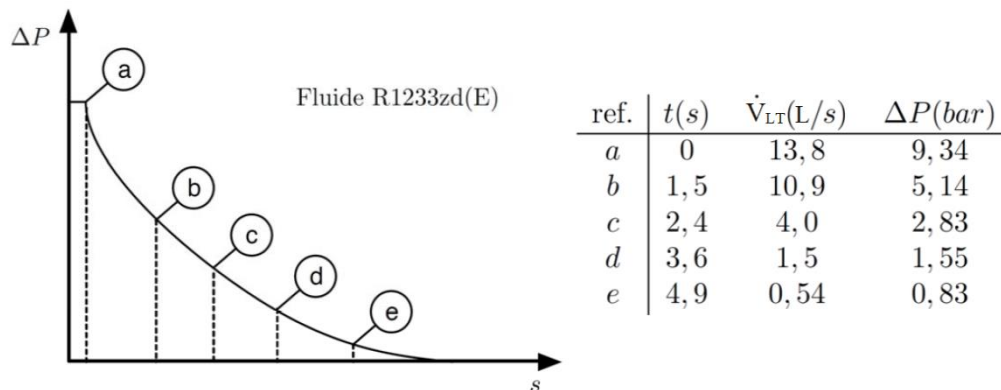


Figure IV-4 : Conditions opératoires de la turbine hydraulique pendant un cycle du procédé CAPILI, pour des CT de 20 L chacun.

La Figure IV-4 montre très clairement que la première phase du procédé CAPILI, qui consiste à envoyer une certaine quantité de vapeur à pression constante dans le cylindre de transfert (CT), est courte comparée à la seconde, qui consiste à isoler ce CT de l'évaporateur pour récupérer l'énergie de la détente supposée isentropique de la vapeur. Durant cette seconde phase, la quantité de travail hydraulique potentiellement récupérable est relativement importante ; la gaspiller comme cela est envisagé avec d'autres procédés thermo-hydrauliques étudiés précédemment (Section I.4) dégraderait nettement les performances énergétiques du cycle. En effet l'énergie à la détente représente plus de la moitié de l'énergie récupérable. Mais c'est également cette phase qui rend nettement plus complexe la récupération de cette énergie avec un rendement de transformation acceptable. Comme la Figure IV-4 le montre, les pressions et débits durant cette phase varient de manière importante sur une durée relativement courte (≈ 5 secondes par demi-cycles dans le cas le plus défavorable).

C'est à partir de ces données que le CREMHyG a travaillé au dimensionnement d'une turbine hydraulique qui maximiserait le rendement de transformation sur l'ensemble du demi-cycle – en particulier pendant la phase à ΔP décroissant – à travers différentes stratégies en agissant sur :

- Le profil des pales de la turbine.
- La possibilité de modifier en continu le distributeur hydraulique.
- La possibilité de moduler la charge électrique de la génératrice.

3.2. Conclusions de l'étude du CREMHyG

L'étude effectuée par le CREMHyG n'est pas parvenue à répondre à l'ensemble des questions définies dans notre cahier des charges, principalement à cause de conditions

opératoires trop éloignées des conditions de travaux de turbines hydrauliques traditionnelles. Néanmoins quelques points, détaillés ci-dessous, ont été éclaircis.

Le premier choix à faire concernait le type de turbine hydraulique. Le procédé CAPILI implique l'utilisation d'une turbine hydraulique à réaction ce qui élimine les technologies Pelton, Turgo ou Banki et limite donc le choix aux technologies Francis ou Kaplan. La technologie Kaplan s'avère plus adaptée à de faibles différentiels de pression et de forts débits, ce qui n'est pas le cas avec ce procédé CAPILI. La technologie Francis permet de travailler dans des conditions très variées en fonction de la géométrie de pales choisie. Or les conditions opératoires décrites dans la section précédente nous permettent de calculer la vitesse spécifique de notre turbine, ce qui oriente notre choix vers les turbines hydrauliques Francis dites "lentes". C'est donc cette dernière technologie qui a fait l'objet de l'étude.

Concernant les performances à attendre d'une telle turbine, plusieurs points d'interrogation subsistent. D'une part, le différentiel de pression varie trop fortement pour garantir qu'une géométrie de pales permette un rendement de transformation satisfaisant sur l'ensemble du cycle. S'il est tout à fait envisageable de dimensionner un profil de pale qui garantisse un rendement de transformation hydraulique/mécanique d'approximativement 85% pendant la phase $\alpha\beta$ (voir Figure IV-5), l'étude n'a pu prédire de quelle façon ce rendement allait se détériorer durant la chute du ΔP ce qui représentait malheureusement le principal point d'interrogation à lever. Le profil de pales plutôt exotique présenté dans la Figure IV-5 qu'entraîne un dimensionnement au point de fonctionnement caractéristique "a" du cycle (Figure IV-5) ne laisse pas présager d'une bonne adaptabilité sous des conditions de fonctionnement variables.

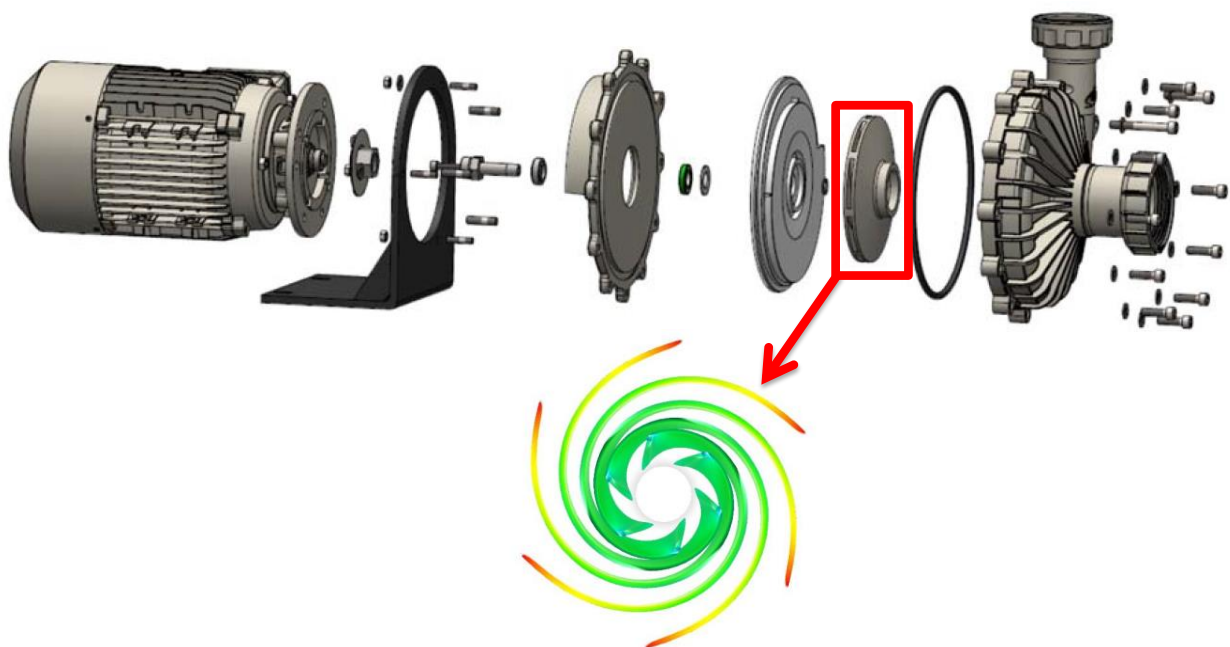


Figure IV-5 : Étude d'un profil des pales de la roue correspondant au point de fonctionnement "a", obtenu à l'aide d'un logiciel de tracé d'aubages par méthode inverse.

De plus, la solution d'un distributeur à ouverture variable a rapidement été écartée du fait des temps de cycles jugés beaucoup trop courts pour mettre efficacement en œuvre une telle régulation. Le dernier degré de liberté qui consiste à piloter la charge de la génératrice électroniquement semble plus plausible bien que complexe à mettre en œuvre. En effet, la

variation de charge de la turbine qui résulte du frein électrique de la génératrice doit être contrôlable par un régulateur qui permettrait d'adapter de façon dynamique cette charge au juste niveau et ainsi maximiser le rendement de transformation de la turbine. Or si ce cycle est déphasé par les inerties des composants, la turbine n'agit plus comme un frein synchronisé.

L'inertie mécanique de l'ensemble turbine/génératrice nous amène d'ailleurs à nous questionner sur la faisabilité du procédé CAPILI. Au vu de la forte variation des conditions de fonctionnement sur un temps très court et du fort couplage entre le cycle thermodynamique et la récupération d'énergie électrique, il est très probable que l'inertie mécanique de la turbine vienne perturber le bon déroulement du cycle thermodynamique. Afin de pouvoir dimensionner correctement les aubages de la turbine, ces couplages doivent nécessairement faire l'objet d'une étude dynamique approfondie qui n'a pas pu être réalisée durant cette thèse.

Enfin concernant l'intérêt économique d'un tel dispositif, il faut rappeler que l'aspect concurrentiel de celui-ci dépendait principalement de la possibilité d'atteindre des rendements de transformation supérieurs à ceux des turbines à vapeur qui équipent les cycles organiques de Rankine et pour un coût (lié à la complexité) qui soit acceptable. La sollicitation mécanique qui résulte du pic de pression est à la fois une contrainte en effort sur l'accouplement (arbre, palier de la transmission turbine et génératrice) et en charge de pression sur la volute du fait des niveaux élevés agissant sur les parois. Ces sollicitations agissent de manière cyclique et risquent d'engendrer une fatigue prématurée de ces composants. Par ailleurs, la production d'une puissance moyenne d'1 kW, implique une puissance maximale très supérieure pendant la phase $\alpha\beta$ et la récupération de ces pics de puissance nécessite de surdimensionner la génératrice, nécessitant des composants plus chers et plus lourds, impliquant une inertie mécanique accrue. Finalement la détente du fluide de travail dans le cycle CAPILI avait a priori un meilleur rendement isentropique que celui dans un cycle classique de Rankine, d'une part parce que le rendement volumétrique est très proche de l'unité (pas de fuite au niveau du piston liquide) et d'autre part parce que la détente peut plus facilement être adiabatique. Mais les difficultés d'ordre technologique induites par le fonctionnement périodique du procédé CAPILI ont dégradé cet avantage théorique initial.

L'étude confiée au CREMHyG a permis de mettre en évidence que les hypothèses selon lesquelles la récupération du travail par le biais d'une turbine hydraulique permettrait d'atteindre de meilleurs rendements globaux que ceux de turbines à vapeur étaient très optimistes. Dans le cadre de cette étude, ces hypothèses ont été remises en question par différents problèmes cités ci-dessous.

- Impossibilité de définir une géométrie de pale garantissant un rendement convenable pendant la chute du différentiel de pression aux bornes de la turbine.
- Cycles trop courts pour permettre la maximisation du rendement par l'intermédiaire d'une régulation mécanique de l'angle d'attaque des distributeurs. La solution consistant à augmenter la taille des cylindres de transfert permettrait d'allonger la durée des cycles, mais au détriment de l'encombrement du système.
- Inertie mécanique importante qui complexifie la régulation électronique de la charge et pourrait perturber le fonctionnement du cycle thermodynamique.

Pour être validées, ces hypothèses dont dépend l'intérêt concurrentiel du procédé CAPILI nécessiteraient de lever ces différents verrous technologiques. Ce travail à la fois conséquent et très spécialisé ne pouvant être fait dans le cadre de cette thèse, l'utilisation du procédé CAPILI a

donc été délaissée au profit d'une autre solution plus conventionnelle afin de conserver la fonctionnalité de trigénération du procédé complet.

4. Production électrique par cycle organique de Rankine

Le procédé CAPILI ne permettant pas actuellement d'obtenir des rendements convenables, une seconde solution mettant en œuvre un cycle organique de Rankine est ici étudiée. Également adaptable au procédé CHV3T, elle permet de conserver la fonctionnalité de trigénération, c'est-à-dire d'assurer les fonctions chauffage et climatisation avec la possibilité de produire de l'électricité à partir d'énergie solaire à basse température.

4.1. Combinaison du cycle ORC et du procédé CHV3T

Le cycle organique de Rankine (ORC) est la solution la plus répandue pour la production d'électricité à partir de chaleur à basse température. Son fonctionnement a déjà été détaillé au Chapitre I. Les ORC ont l'avantage d'être a priori plus simples à mettre en œuvre que le procédé CAPILI et comme pour ce dernier, une partie de ses composants sont déjà présents sur la partie motrice du procédé CHV3T. La Figure III-3 détaille l'intégration du seul composant supplémentaire, à savoir la turbine à vapeur, ou expandeur (EXP) couplée à une génératrice dans la partie motrice du procédé CHV3T. L'offre de turbine à vapeur de petites puissances reste encore assez limitée, en pratique la turbine à vapeur pour les petites puissances peut aussi être réalisée à partir d'un compresseur spiro-orbital (ou Scroll) modifié en "expandeur" en intervertissant les clapets d'admission et de refoulement et désigné sous le terme de "Scroll expandeur".

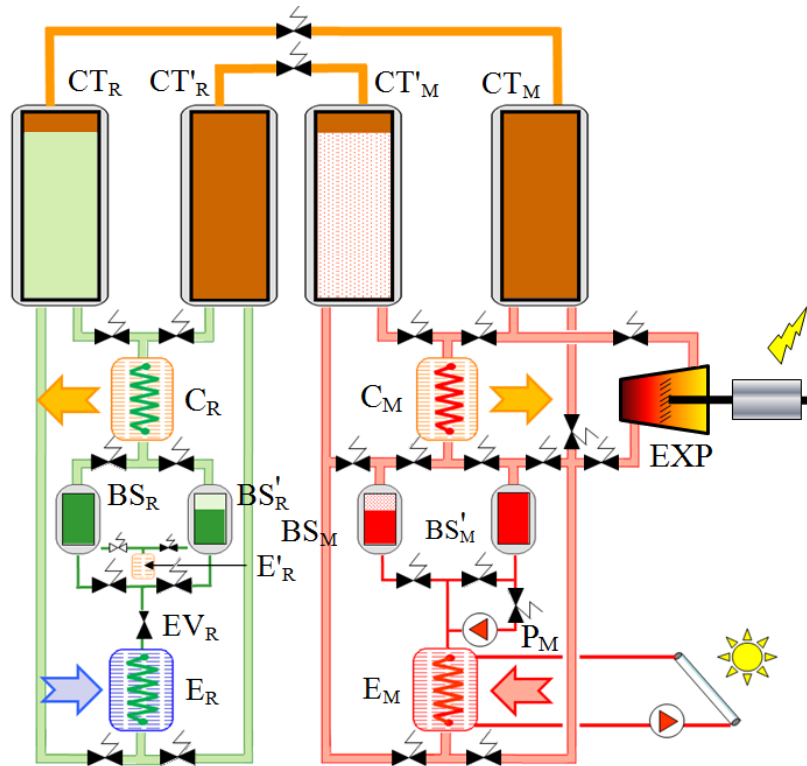


Figure IV-6 : Schéma simplifié présentant l'ensemble des composants constituant l'ORC et la variante WGS du CHV3T

Comme pour le fonctionnement du procédé CHV3T, le champ solaire connecté à l'évaporateur moteur E_M permet d'évaporer le fluide de travail wf_M (R1233zd). Néanmoins ces vapeurs à haute pression ne servent pas à mettre en mouvement le liquide de transfert ; un jeu de vanne redirige ces vapeurs vers une turbine à vapeur afin de les détendre et de produire l'énergie mécanique nécessaire à l'entraînement d'une génératrice qui convertit cette dernière en électricité. Les vapeurs à basse pression issues de la détente dans la turbine sont condensées dans le condenseur moteur C_M . Les condensats qui s'accumulent dans les bouteilles BS_M et BS'_M sont ensuite pressurisés à l'aide de la pompe (P_M) pour être renvoyés dans l'évaporateur moteur et recommencer un cycle.

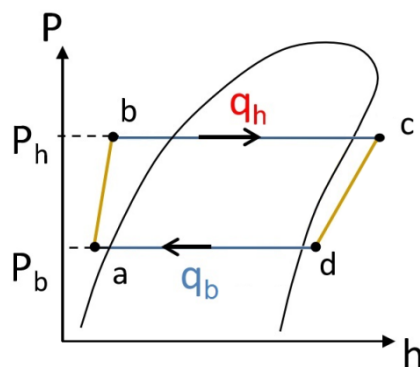


Figure IV-7 : Cycle organique de Rankine dans le diagramme de Mollier.

Ces différentes étapes peuvent être visualisées sur le diagramme de Mollier présenté dans la Figure IV-7. Les seules différences entre celui-ci et le diagramme de Mollier du cycle CAPILI sont d'une part l'absence du point intermédiaire "e", et d'autre part une légère surchauffe en sortie d'évaporateur. Cette surchauffe n'est pas toujours indispensable ; elle dépend de la proportion

liquide/vapeur du fluide de travail après la détente et de la technologie de la turbine qui peut accepter une certaine fraction de liquide.

Cela permet donc d'estimer les performances du procédé dans les mêmes conditions de travaux que celles décrites dans le Tableau II.1.

4.2. Performances du cycle ORC en quasi-statique

L'étude quasi-statique de l'ORC est très proche de celle du cycle CAPILI, précédemment évalué. Les seules différences concernent la prise en compte de l'éventuelle légère surchauffe en sortie d'évaporateur et d'un rendement isentropique de turbine qui provoque une diminution de la température du point *d*. Ce rendement a été pris égal à 70%, cette valeur paraît réaliste au vu des rendements calculés dans de nombreuses expérimentations indiquées dans un article de Bao et al.[65].

Avec les mêmes hypothèses, les mêmes équations (voir section IV.2.1) et les mêmes conditions de travail (Tableau II.1) on peut déterminer les différents points thermodynamiques du cycle fonctionnant avec le fluide R1233zd (Tableau IV.3).

Tableau IV.4 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle OR avec le fluide R1233zd.

	a	b	c	d
T (°C)	24,20	25,09	109,12	51,42
P (MPa)	0,1260	1,2650	1,2650	0,1260
h (kJ/kg)	229,87	231,37	475,99	445,01
s (kJ/kg,K)	1,10	1,11	1,78	1,82
u (kJ/kg)	229,77	230,37	457,78	425,08
v (m ³ /kg)	0,00079	0,00079	0,01440	0,15819
qualité	SubcooledLiq	SubcooledLiq	1,00	SuperheatedVap

Dans ces conditions de fonctionnement, le rendement thermique du cycle ORC calculé selon l'équation (59) atteint 12,1%. En prenant en compte les autres rendements de transformation (60) le rendement global tombe à 5,3%.

Cette étude quasi-statique permet une rapide évaluation des performances du cycle ORC dans ces conditions nominales. Mais il s'agit d'une estimation. En effet dans le cadre d'une application solaire où les conditions de fonctionnement du procédé varient tout au long de la journée l'ORC fonctionnera la plupart du temps en dehors de ses conditions nominales.

Afin de mieux évaluer les performances de l'ORC et d'affiner le dimensionnement du procédé, une modélisation dynamique avec la prise en compte des conditions de fonctionnement variables et leurs incidences sur les performances des différents composants ainsi que sur la régulation a été réalisée (voir section suivante).

5. Modélisation dynamique du cycle organique de Rankine

La modélisation dynamique permet de prendre en compte beaucoup plus de paramètres que la modélisation dite quasi-statique. Cette dernière permet une estimation rapide des performances en condition de fonctionnement stable, mais qui ne sont qu'imparfaitement représentatives des conditions réelles, notamment dans le cas de procédés solaires tels que celui étudié ici où les apports de la source chaude sont variables tout au long de la journée.

Cette section détaille les objectifs de cette modélisation, décrit les modèles appliqués aux différents composants et finalement, analyse le fonctionnement de l'ORC dans des conditions plus réalistes c'est-à-dire avec des hypothèses moins simplificatrices. Les simulations du procédé sont dans un premier temps effectuées dans des conditions fixes afin de les comparer aux résultats de l'étude quasi-statique, puis sous des conditions de fonctionnement variables. Enfin une simulation sur l'ensemble d'une journée type est également effectuée.

5.1. Principes de la modélisation dynamique sous Modelica

Cette modélisation dynamique utilise le langage de programmation ouvert Modelica via le logiciel Dymola. Ce langage-objet bénéficie de propriétés très intéressantes pour décrire les comportements hybrides, discrets et continus, de systèmes multidisciplinaires. Des informations complémentaires sur le langage Modelica ou le logiciel Dymola peuvent être trouvées au sein de l'article suivant de R.Plataux et al. [71].

Pour cette étude, nous avons eu recours à la bibliothèque de composants open-source *ThermoCycle* [72] développée par le laboratoire de thermodynamique de l'université de Liège, ainsi que la base de données thermodynamique *CoolProp* [69] développée par ce même laboratoire. Ces deux bibliothèques permettent d'accéder à toute une série de composants thermodynamiques tels que les échangeurs de chaleur, pompes, ou turbine à vapeur dont les modèles pourront être modifiés pour correspondre plus précisément à nos attentes et être compatibles aux fluides sélectionnés (R1234yf ou R1233zd).

Les hypothèses simplificatrices prises en compte pour cette modélisation sont les suivantes :

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables
- Pas d'inertie thermique (sauf dans les échangeurs de chaleur)
- Les pertes de charge et pertes thermiques sont négligées

La modélisation proposée permet de tenir compte de la variabilité du rendement des différents composants comme celui de la pompe ou de la turbine à vapeur en fonction des conditions de fonctionnement de la machine.

5.1.1. Modélisation d'un composant

En langage Modelica, un composant (ou objet) est une classe avec un comportement décrit par ses équations, ses paramètres et ses variables sous deux représentations distinctes. D'une part la partie codage distingue la déclaration des paramètres et variables, l'affectation des variables aux connecteurs et l'énoncé des équations qui régissent le fonctionnement du modèle, d'autre part la représentation graphique de ce composant et de ses connecteurs permet de le

connecter ensuite à d'autres composants afin qu'ils puissent interagir entre eux. De par son aspect hiérarchique, un objet peut être composé d'autres sous-objet (Figure IV-8).

À titre d'exemple, l'échangeur de chaleur est composé de plusieurs objets :

Flow1D : Ce modèle décrit l'échange thermique entre un fluide et une surface d'échange. Cette surface d'échange peut être discrétisée en plusieurs nœuds afin de mieux prendre en compte l'évolution des échanges thermiques au fil de l'échangeur en fonction de l'état thermodynamique du fluide étudié (liquide/biphasique/gazeux).

MetalWall : Permet de prendre en considération l'accumulation thermique au sein des ailettes/tubes/parois de l'échangeur.

CountCurr : Ce modèle permet simplement d'orienter les flux dans l'échangeur pour permettre les simulations en fonctionnement co-courant ou contre-courant.

Comme on peut le voir sur la Figure IV-8.c, l'échangeur de chaleur est composé de deux modèles *Flow1D*, un pour chaque fluide au sein de l'échangeur (réfrigérant/caloporteur) reliés entre eux par l'intermédiaire d'un modèle *MetalWall* et d'un modèle *CountCurr*.

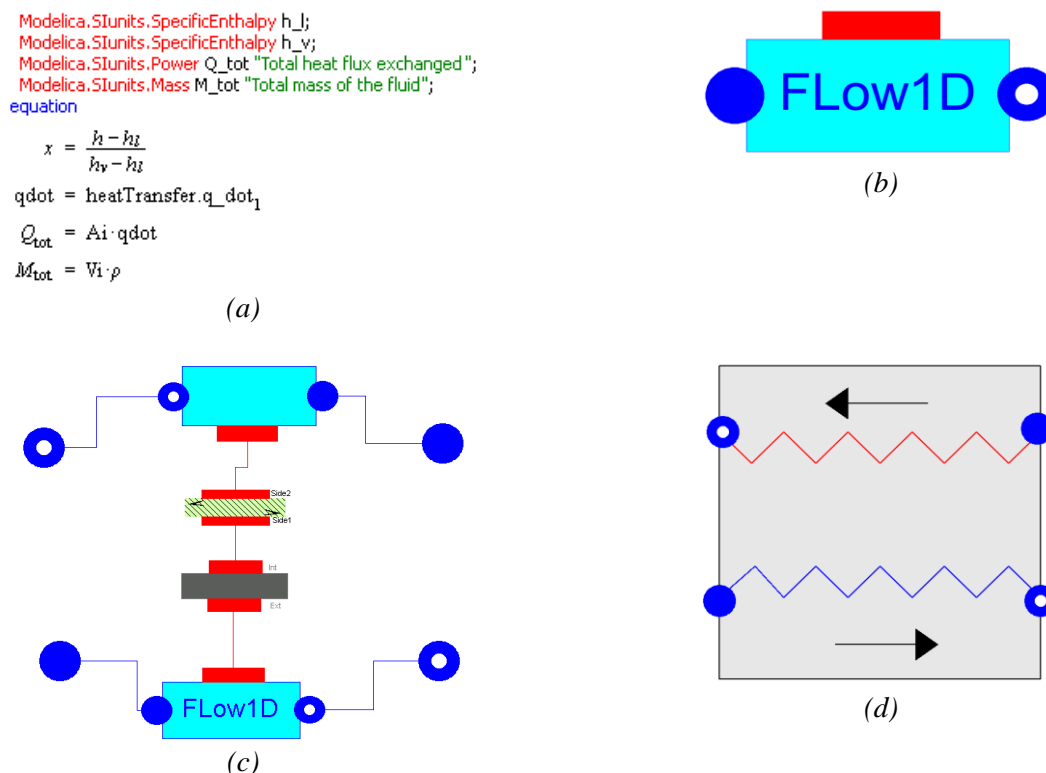


Figure IV-8 : Illustration des différentes étapes de la conception d'un échangeur de chaleur.
 (a) Code contenant les variables et équation du modèle Flow1D,
 (b) Représentation graphique du modèle Flow1D,
 (c) Assemblages de différents modèles pour concevoir l'échangeur de chaleur,
 (d) Représentation graphique du composant échangeur de chaleur.

Ce formalisme est réutilisé pour chaque composant tel que la pompe, la turbine à vapeur, les capteurs solaires ou les systèmes de régulation. Ainsi il est possible de se constituer une bibliothèque de modèles génériques facilitant l'adaptation et l'évolution des composants pour

coller au mieux à nos besoins en fonction des ressources de calcul allouées. Ainsi ces bibliothèques peuvent être partagées pour faciliter le travail collaboratif.

Les équations qui régissent le fonctionnement des différents composants sont soit disponibles via le site internet dédié à la librairie *ThermoCycle*, soit directement disponibles sous *Dymola*. *Modelica* étant un langage complètement ouvert, toutes les équations décrivant chaque objet sont disponibles et modifiables.

Parmi les composants de la bibliothèque *ThermoCycle*, plusieurs ont été modifiés tels que la pompe afin qu'ils correspondent aux besoins de la simulation. En plus des composants de la bibliothèque *ThermoCycle*, d'autres modèles tels que les capteurs solaires, et un modèle de donnée climatique ont été ajoutés. Ces modifications seront brièvement décrites ci-dessous.

Pompe : Le calcul du rendement isentropique a été défini par un polynôme afin d'être générique. Ce rendement est fonction du rapport de débit de la pompe à son débit maximal (Figure IV-9). Le rendement global de la pompe tiens également compte d'un rendement mécanique constant, fixé lui à 0,9.

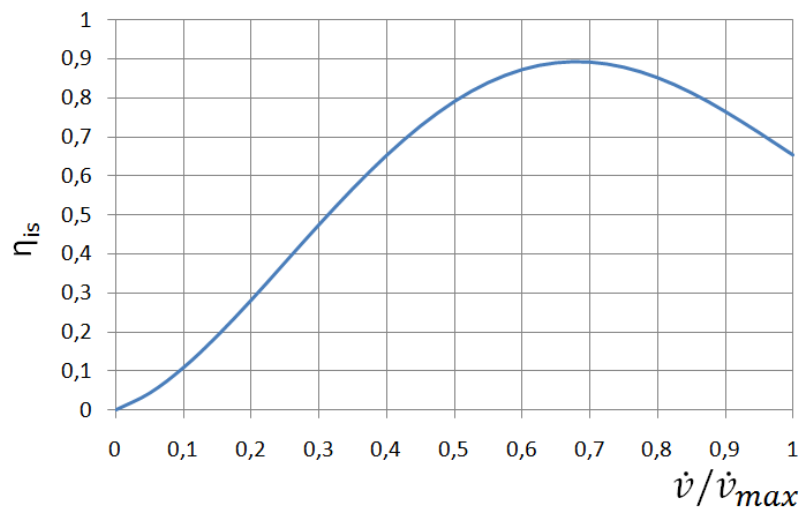
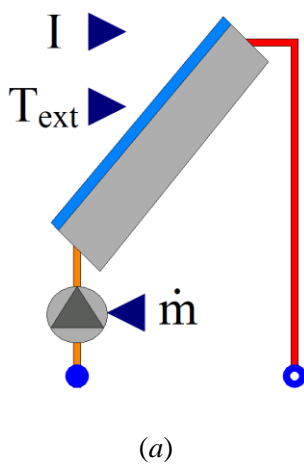


Figure IV-9 : Rendement isentropique de la pompe en fonction de \dot{v}/\dot{v}_{max}

Capteur solaire : Afin de prendre en compte de façon dynamique le rendement des capteurs solaires dans le calcul du rendement global, un modèle de capteur solaire a été développé. Sa représentation graphique ainsi que ses paramètres et variables sont donnés dans la Figure IV-10.



Données :

Variables d'entrée : I : Irradiation globale normale au plan du capteur solaire
 T_{ext} : Température extérieure
 \dot{m} : Débit du caloporteur

Paramètres : CollModel : Modèle de collecteur
 Nb : Nombre de panneaux
 Medium : Fluide caloporteur
 P : Pression du circuit

Variables de sortie : Q_{sol} : Puissance captée
 Q_{coll} : Puissance collectée
 η_{coll} : Rendement des collecteurs
 T_{collh} : Température en sortie de collecteur

(b)

Figure IV-10 : (a) Représentation graphique du modèle de collecteur solaire (b) Liste des variables d'entrée, des paramètres et des variables de sortie du modèle de collecteur solaire.

En connaissant l'irradiation globale, la température extérieure et le modèle de capteur solaire, on peut déterminer la puissance captée, le rendement des capteurs et donc, la puissance collectée. Connaissant le débit du fluide caloporteur et l'état thermodynamique à l'entrée du collecteur, on en déduit la température du caloporteur en sortie des collecteurs solaires.

Modèle de données climatiques : Dans ce modèle sont enregistrées les données climatiques de plusieurs journées types, entre autres la température extérieure et l'ensoleillement qui sont utiles à la fois au calcul du rendement des collecteurs solaires et également à déterminer la température du fluide caloporteur du condenseur.

Scroll expandeur : Le calcul de ce rendement de façon analytique dépend de nombreux paramètres et est complexe à appréhender. Afin de se rapprocher des performances réelles, des études empiriques ont été menées par Declaye et al. [73] sur des machines similaires de type scroll expandeur dans des conditions de travail proches de celles étudiées dans le cadre de cette étude. Même si le fluide de travail n'est pas le même, les rendements équivalents peuvent être estimés pour le fluide R1233zd, ce dernier étant le successeur du fluide R123 couramment utilisé pour les applications ORC. Ces paramètres empiriques ont été utilisés pour calculer le rendement isentropique de l'expandeur dans le cadre de cette étude.

5.1.2. Modélisation de l'ensemble du cycle

Une fois la bibliothèque de composants développée, ceux-ci doivent être assemblés. Dans un premier temps afin de comparer les résultats de l'étude dynamique aux résultats de l'étude quasi-statique effectuée précédemment, les sources et puits de chaleurs sont simulés par des sources de chaleur supposées à débit, température et pression constants.

Le cycle ORC est constitué par :

- deux modèles d'échangeur de chaleur (évaporateur/condenseur),
- un réservoir pour les condensats,
- une pompe,
- une turbine à vapeur aussi appelée expandeur,
- des sources et puits de chaleur,
- une régulation PID servant à assurer une surchauffe en sortie d'évaporateur en pilotant la vitesse de rotation de la pompe.

La représentation graphique de l'ensemble de ces composants est donnée dans la Figure IV-11. Aux composants principaux s'ajoutent également des objets de visualisation pour faciliter la lecture des grandeurs physiques de sortie et le post traitement des données.

Les paramètres de chaque composant ont été choisis en fonction des résultats préliminaires de l'étude quasi-dynamique réalisée au chapitre précédent et sont détaillés en annexe (Annexe 4).

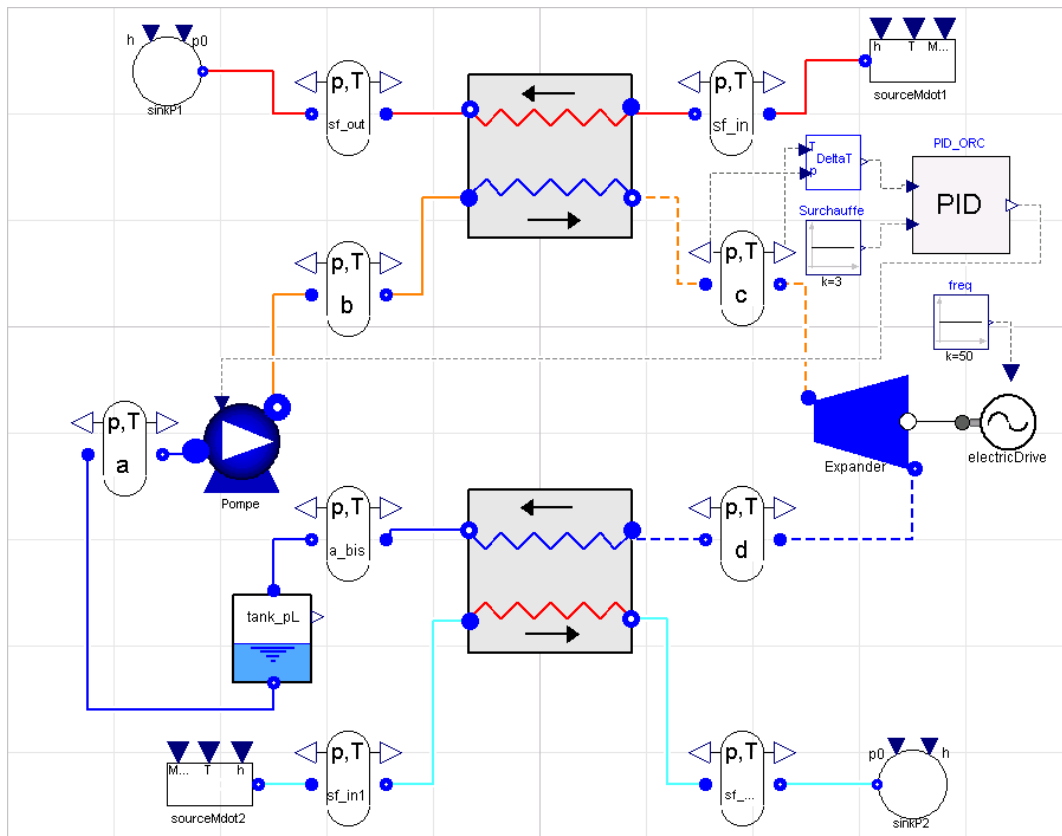


Figure IV-11 : Représentation graphique des différents composants de l'ORC sous Dymola

Une fois les composants assemblés et leurs paramètres définis, il reste à affecter les conditions initiales nécessaires au lancement de la simulation. Cette étape cruciale peut s'avérer fastidieuse, la simulation quasi-dynamique ne permettant pas toujours de connaître toutes les valeurs requises.

Afin de comparer les résultats de la simulation dynamique à ceux de l'étude quasi-statique, une première simulation utilisant la configuration décrite dans la Figure IV-11 a été exécutée. Les conditions opératoires sont les mêmes que celles choisies pour l'étude quasi-statique, soit :

Température de la source chaude : 115°C
 Température de la source froide : 15°C

À la différence de l'étude quasi-statique, une surchauffe de 3°C en sortie d'évaporateur a été fixée pour s'assurer que seule de la vapeur traverse la turbine, ce qui évite aussi des instabilités numériques. L'ensemble des paramètres géométriques de l'expandeur sont donnés en annexe (Annexe 5). Les résultats obtenus sont présentés et comparés aux valeurs obtenues par l'étude quasi-statique dans le Tableau IV.5.

Tableau IV.5 : Comparaison des performances entre la simulation quasi-statique et la simulation dynamique.

<u>Quasi-statique</u>	<u>Dynamique</u>
Th : 109,12°C	Th : 109,10°C
Tb : 24,2°C	Tb : 25,6°C
η_{th} : 12,05%	η_{th} : 11,70%
η_{is} : 70%	η_{is} : 67%

Une première différence entre les deux simulations s'explique notamment par une meilleure prise en compte des températures d'évaporation et de condensation. Par exemple on peut voir la répartition des températures au sein de l'évaporateur sur la Figure IV-12-(a). Celle-ci découle d'hypothèses sur les coefficients de transfert de chaleur retenus (voir annexe 4) et ne sont pas forcément exactes mais seulement représentatives. Les valeurs des différents coefficients d'échanges thermiques entre le fluide caloporteur et le fluide de travail sous différents états (liquide sous-refroidi, mélange biphasique ou vapeur) sont récapitulées dans le Tableau IV.6.

Tableau IV.6 : Valeurs des coefficients d'échange thermique retenu pour la simulation dynamique.

Phase liquide :	500 W/m ²
Changement de phase :	1500 W/m ²
Phase gazeuse :	750 W/m ²

La seconde principale différence réside dans la méthode de calcul du rendement isentropique de "l'expandeur" ; dans la modélisation dynamique, il n'est pas fixé arbitrairement, mais découle de paramètres empiriques déterminés sur une turbine similaire à celle utilisée dans le cadre de cette étude.

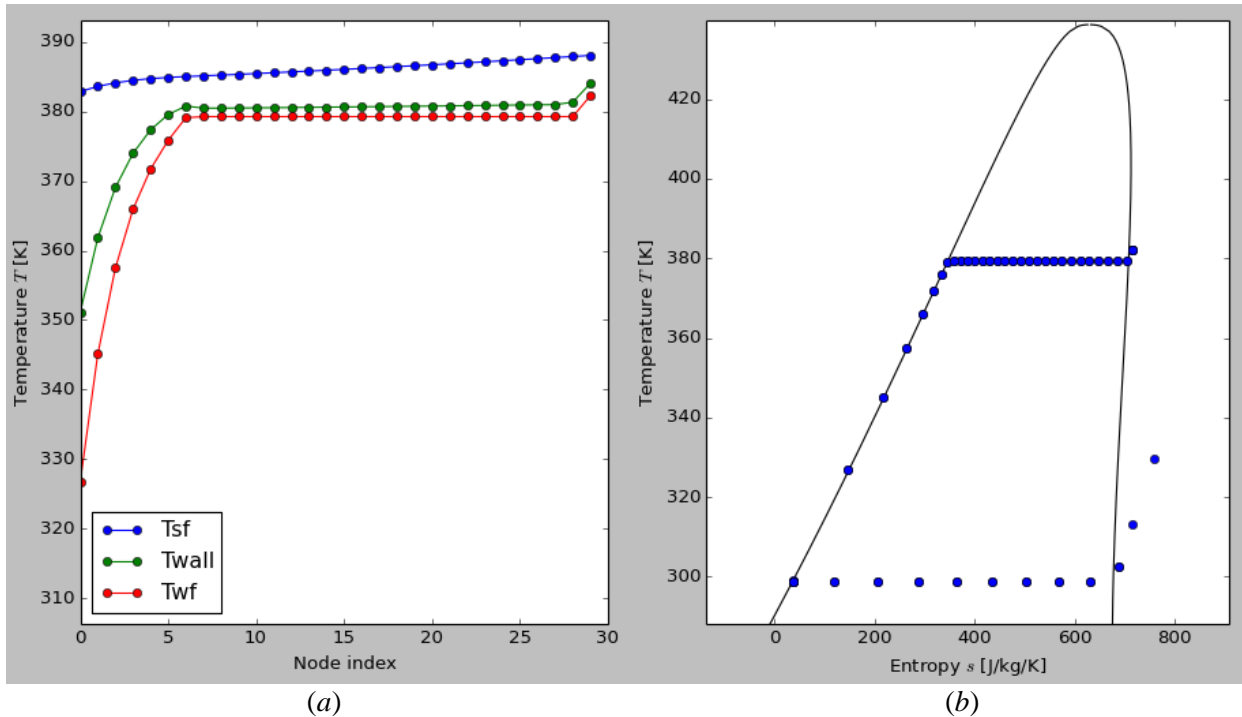


Figure IV-12 : (a) Répartition des températures au sein de l'évaporateur avec T_{sf} la température du fluide caloporteur, T_{wall} la température des parois entre les deux fluides et T_{wf} la température du fluide de travail. (b) Cycle complet dans le diagramme T-s

Les résultats obtenus par les deux simulations sont très proches et les différences observées s'expliquent logiquement. Cette première confrontation permet de valider la méthode utilisée pour la simulation dynamique, étant donné que la simulation "quasi-statique" est peu sujette à erreur dans ce cas. Ainsi l'étude de l'ORC dans des conditions de fonctionnement dynamique nous permettra de mieux appréhender les performances du procédé en conditions réelles et d'affiner le dimensionnement des différents éléments.

5.2. Estimation des performances sous conditions opératoires variables

La simulation du système dans sa globalité est réalisée sous conditions opératoires variables. Les modèles de capteurs solaires et données météo sont donc ajoutés aux modèles déjà en place (Figure IV-13).

Ces deux modèles supplémentaires permettent de simuler le fonctionnement du procédé sur une journée complète et de mesurer l'impact d'une variation de l'irradiation ou des températures extérieures sur les performances de chacun des composants qui constituent l'ORC. Un exemple sera décrit et commenté dans la suite de cette section pour une simulation effectuée grâce aux conditions climatiques mesurées le 17 février 2016 utilisant 9 collecteurs solaires de type VIESSMAN-Vitosol 300T.

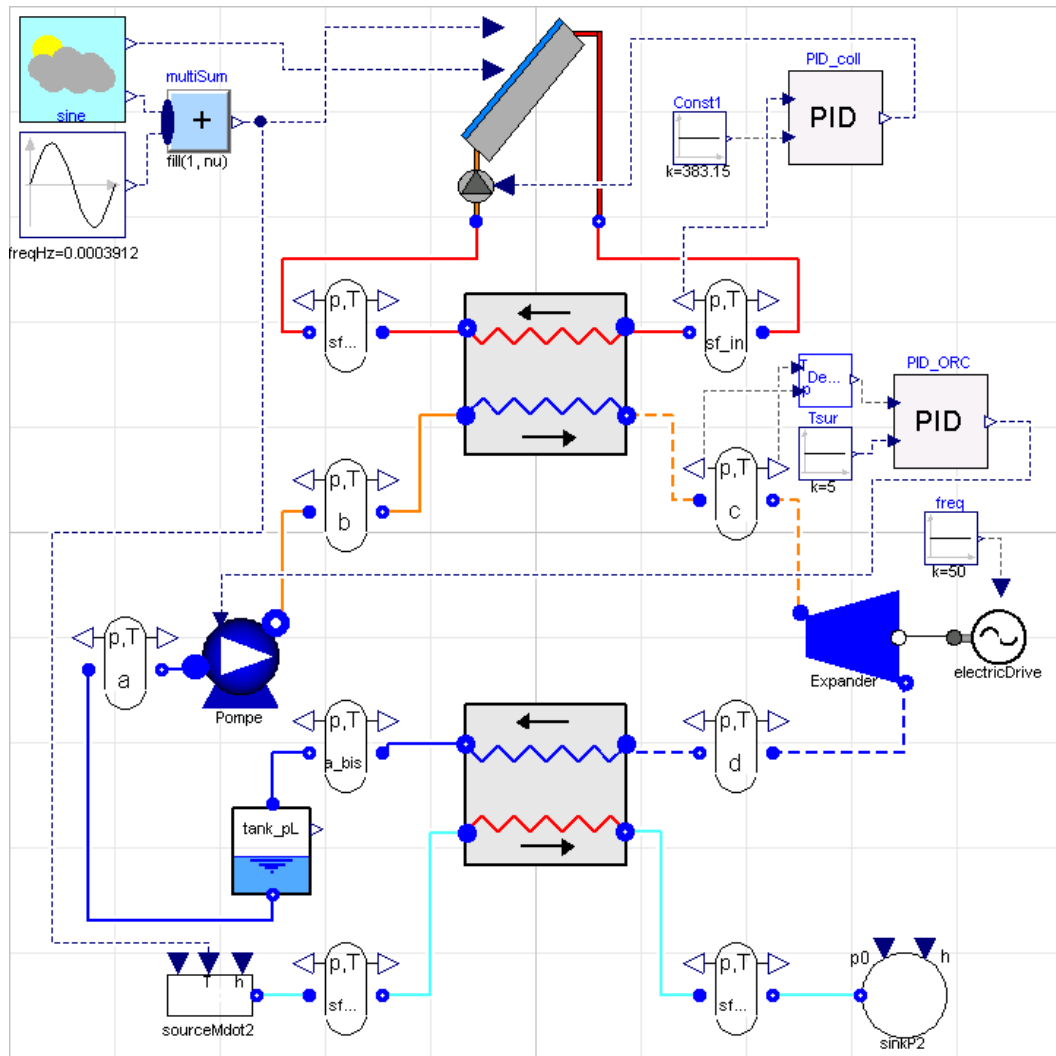


Figure IV-13 : Représentation graphique des différents composants de l'ORC pour la simulation avec Dymola d'une journée type

Toutefois les conditions climatiques brutes sont difficilement utilisables directement du fait de variations trop brusques qui entraînent des temps de calcul extrêmement longs et des divergences numériques. Ces données sont donc traitées au préalable comme décrit dans le paragraphe suivant.

5.2.1. Données météorologiques

Les données météorologiques sont acquises à l'aide d'une station météo sur le site de Perpignan. L'irradiation solaire globale est mesurée par un pyranomètre installé plein sud avec une inclinaison de 40° par rapport à l'horizontale qui est également l'inclinaison envisagée pour les capteurs solaires. Les relevés du 17 février 2016 (de 8h à 15h30 en temps solaire vrai) qui ont servi à la simulation dynamique détaillée dans cette section sont présentés dans la Figure IV-14.

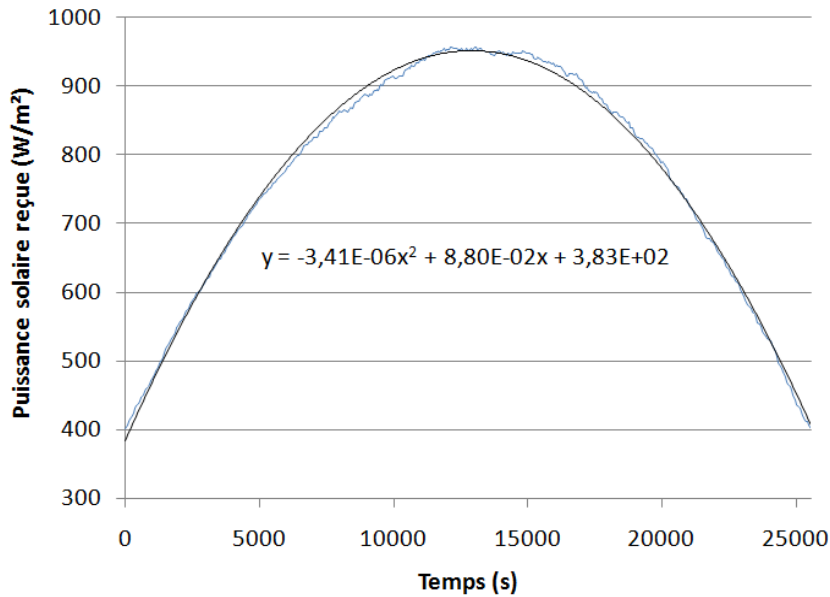


Figure IV-14 : Évolution de l'irradiation solaire globale (rayonnement direct + diffus) pendant la journée du 17 février 2016 à Perpignan entre 8h et 15h30 (TSV). Mesure avec un azimut de 0° (plein sud) et une inclinaison de 40°. Lissage quadratique des densités de flux.

Ces données peuvent être lissées, pour cette période quasi sans nuages, avec une précision très acceptable par un polynôme de second degré. La lecture d'une fonction dans un calcul itératif étant beaucoup plus rapide que la lecture d'une valeur dans un fichier externe, l'utilisation de ce lissage quadratique permet d'améliorer grandement la vitesse de calcul pour la simulation dynamique.

En plus de l'irradiation solaire, la température extérieure est également mesurée, celle-ci étant nécessaire pour le calcul du rendement des capteurs solaires et pour définir la température de condensation du cycle ORC. Afin de faciliter le calcul, la température extérieure a donc elle aussi été représentée par une interpolation polynomiale de degré deux. Néanmoins, afin de conserver l'aspect plus variable de la température extérieure (par exemple dû à des passages nuageux), la fonction de degré 2 est additionnée à une sinusoïde permettant de simuler artificiellement des variations d'une amplitude de 4°C avec une période d'approximativement 3/4 d'heure.

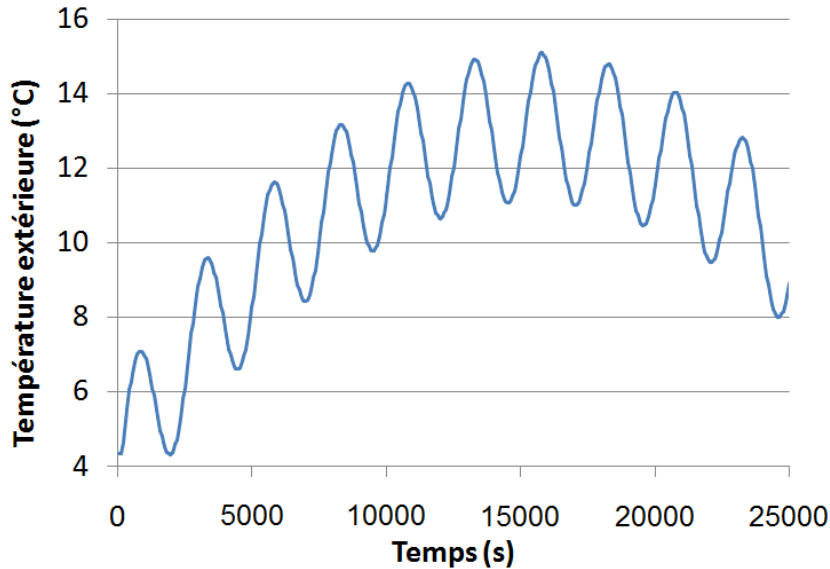


Figure IV-15 : Évolution artificielle de la température extérieure pendant la journée du 17 février 2016 entre 8h et 15h30 (TSV) à Perpignan.

Cette approche (représentée sur la Figure IV-15) permet notamment de mesurer la réponse des différents modèles de régulation sans trop affecter le temps de calcul de la simulation. Ces systèmes de régulation sont indispensables au bon fonctionnement du procédé en particulier quand les conditions opératoires sont variables comme cela est montré dans le paragraphe suivant. Par la suite les conditions d'ensoleillement lissées (Figure IV-14) et les fluctuations artificielles de la température extérieure (Figure IV-15) entre 8h30 et 15h30 (TSV) constitueront les conditions météorologiques dites "type d'une journée d'hiver" (à Perpignan).

5.2.2. Régulation de l'ORC sous contraintes variables

Le système étudié comporte deux régulations distinctes :

- Une régulation PID vise à contrôler la température en sortie des capteurs solaires dans le but d'optimiser le rendement global de l'installation en limitant la chute du rendement des capteurs. Afin de mesurer les avantages et inconvénients de ce choix, des simulations avec et sans cette régulation ont été comparées (Figure IV-16).
- Une seconde régulation, de type PID, fixe une surchauffe des vapeurs de 5K en sortie d'évaporateur afin d'éviter que du liquide n'entrave le bon fonctionnement de la turbine à vapeur. En pratique cette régulation commande la vitesse de rotation de la pompe de manière à ce que le débit de fluide de travail s'adapte en permanence à la puissance fournie à l'évaporateur.

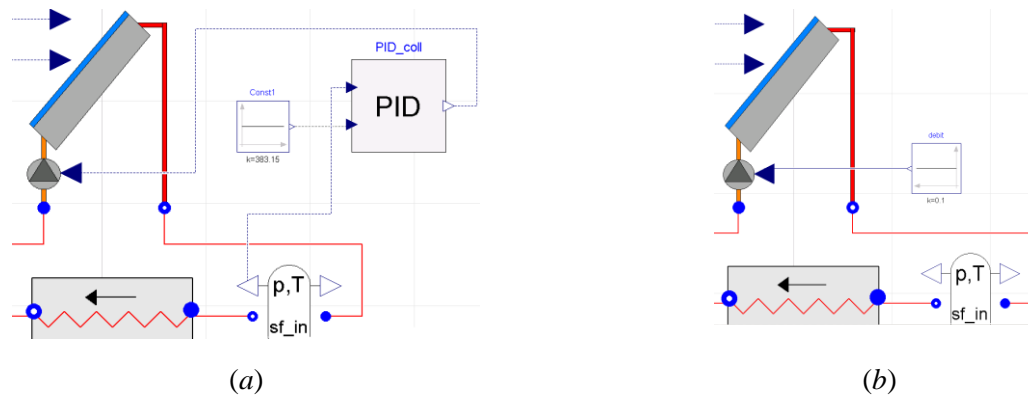


Figure IV-16 : Représentation graphique de la simulation (a) avec régulation de la température du fluide caloporteur en sortie des capteurs solaires (b) sans régulation de température.

Il apparaît que contrairement à nos attentes, le choix de la température du fluide caloporteur ne permet pas d'imposer la pression d'évaporation du fluide de travail dans l'évaporateur. La génération en direct d'un courant de 50Hz par notre génératrice induit une vitesse de rotation de la turbine à vapeur de 3000 tr/min ; la surchauffe étant elle aussi fixée à 5K, le débit de la pompe de l'ORC est imposé alors par le PID. Dans ces conditions, si la puissance solaire est insuffisante, comme c'est le cas pendant les matinées et soirées, la température du caloporteur s'effondre très rapidement dans l'évaporateur et au final la pression du fluide de travail est la même avec ou sans régulation de température (voir Figure IV-17). Assez paradoxalement, l'utilisation d'une régulation quand la puissance solaire est insuffisante revient donc à dégrader le rendement des capteurs solaires sans que cela n'induisse le moindre avantage.

En cas de puissance solaire trop importante, les différentes simulations effectuées font apparaître que les deux systèmes de régulations entrent en conflit. La vitesse de rotation et la cylindrée de la turbine à vapeur étant fixées, le débit de gaz admissible pour une pression donnée admet un maximum.

De fait, en limitant la température du fluide caloporteur à 110°C, il arrive que la turbine à vapeur paraisse sous-dimensionnée vis-à-vis du débit de vapeur venant de l'évaporateur. Si la turbine à vapeur n'est plus capable d'assimiler l'intégralité de la puissance solaire reçue, on constate alors une diminution progressive du différentiel de température du fluide caloporteur aux bornes de l'évaporateur, ce problème déjà rencontré dans la bibliographie peut être résolu en adaptant la vitesse de rotation de la turbine aux conditions de fonctionnement.

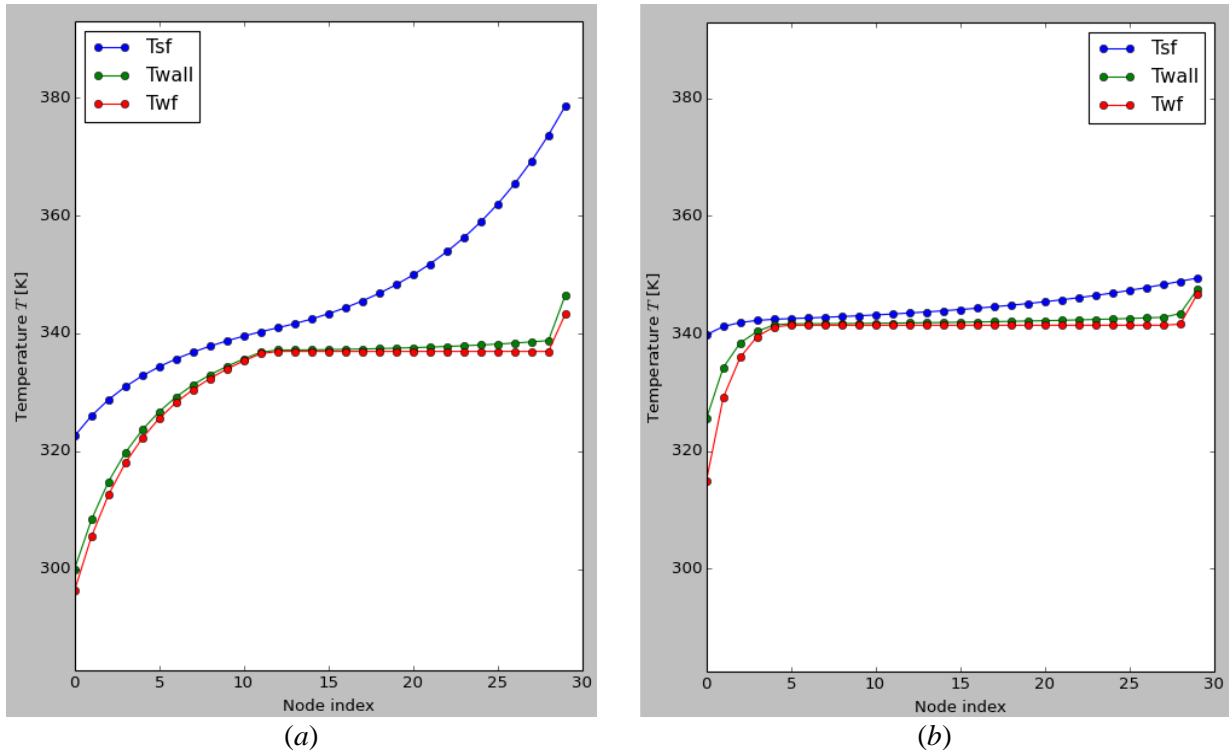


Figure IV-17 : Représentation graphique de l'évolution des températures au sein des différents nœuds de l'échangeur quand la puissance solaire est insuffisante (début ou fin de journée). Les courbes bleu T_{sf} , verte T_{wall} et rouge T_{wf} représentent respectivement le fluide caloporteur, la paroi entre les deux fluides et le fluide de travail. (Figure a) avec régulation de la température à 110°C (383 K) en sortie des capteurs solaires. (Figure b) sans régulation de température.

Par ailleurs, à une augmentation de la température en entrée des capteurs solaires, le PID répond par une augmentation du débit du fluide caloporteur pour tenter de maintenir à 110°C la température en sortie. Ceci entraîne une forte augmentation des pertes de charge et donc de la consommation électrique de la pompe sans garantir malgré tout le respect de la consigne comme on peut le voir sur la Figure IV-18a.

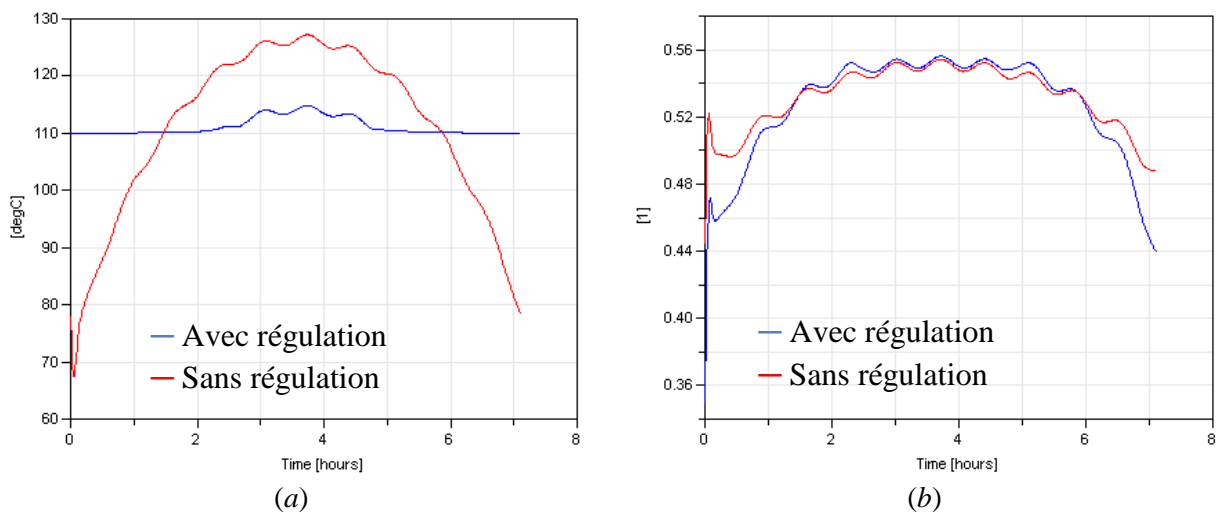


Figure IV-18 :(a) Évolutions sur une journée entre 8h et 15h30 (TSV) avec ou sans régulation a) de la température en sortie des capteurs solaires ; b) du rendement des capteurs solaires

Ainsi les deux configurations testées (avec ou sans régulation) apparaissent imparfaites. L'absence de régulation entraîne des températures en sortie de collecteurs trop importantes,

dommageable au rendement global de l'installation, alors que l'utilisation de la seule régulation de température sans régulation de la vitesse de rotation de la turbine entraîne une dégradation du rendement des capteurs solaires en début et fin de journée et une surconsommation de la pompe solaire en milieu de journée.

Un stockage tampon de fluide caloporteur pourrait atténuer ce problème. Cependant la solution la plus adaptée reste la mise au point d'un système de régulation spécialisé qui tiendrait compte à la fois des apports solaires et de la surchauffe du fluide de travail pour piloter de concert la vitesse de rotation de la pompe et celle de la turbine tout en cherchant à maximiser le rendement global de l'ORC. Cela impliquerait également la génération d'un courant à fréquence variable et donc l'utilisation d'un onduleur. Cette solution trop complexe pour être étudiée ici fait néanmoins l'objet de travaux au sein d'autres laboratoires [74].

Si les deux configurations étudiées (avec ou sans régulation) ne permettent pas d'atteindre le rendement global optimal, l'utilisation de la régulation entraîne des débits de fluide caloporteur irréalistes. Cette solution a donc été écartée. Pour les simulations suivantes, c'est donc la configuration "sans régulation de température" (voir Figure IV-16-b) qui a été conservée.

En revanche la régulation PID de la surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur semble bien jouer son rôle (voir Figure IV-19-a). On constate cependant un passage systématique du fluide de travail à l'état biphasique en début de chaque simulation. Cet artefact numérique probablement dû à de mauvais paramètres d'initialisation n'a pas pu être complètement éliminé. En effet le modèle utilisé ici à 7583 paramètres et variables ; il est compliqué de définir lesquels posent problème. De toute façon les conséquences sont minimales, les premières minutes de la journée ne sont pas représentatives.

Mis à part ces problèmes numériques en début de simulation, le PID joue bien son rôle (Figure IV-19-b) ; il commande le débit de la pompe de l'ORC qui varie entre 0,7 et 1,95 L/min en fonction des apports solaires de façon à maintenir la surchauffe des vapeurs à 5K (Figure IV-19-a).

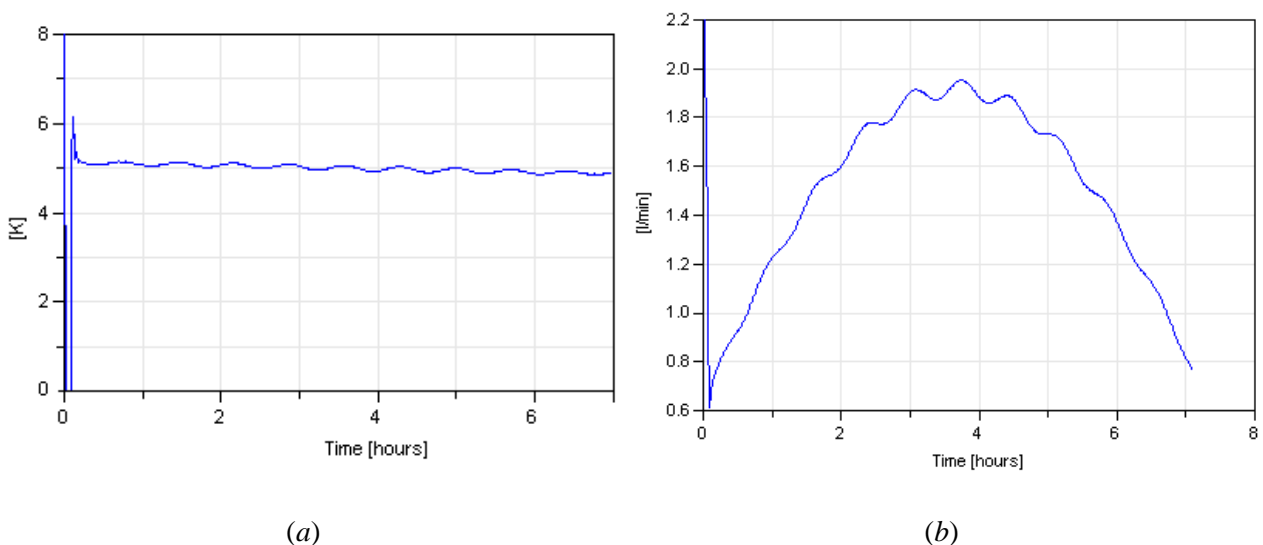


Figure IV-19 : (a) Faible variation de la surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur au cours de la journée (b) Évolution concomitante du débit de la pompe de l'ORC.

Cette évolution de débit affecte le rendement de la pompe. L'influence des conditions opératoires sur les différents rendements est analysée à la prochaine section.

5.2.3. *Évolution des différents rendements au cours de la journée*

Le principal avantage de cette simulation dynamique réside dans sa capacité à évaluer l'évolution du rendement des différents composants en fonction de la variation des conditions opératoires. Cela permet une meilleure évaluation des performances journalières et s'avère très utile pour le dimensionnement des différents éléments.

❖ Rendement de la pompe de l'ORC

Le débit de la pompe de l'ORC varie de 0,7 à 1,95 L/min au cours de la journée (Figure IV-19-b). En conséquence le rendement global de cette pompe qui se calcule à partir du rendement isentropique, lui-même dépendant du rapport entre le débit et le débit maximum admissible (voir Figure IV-9), devient variable au cours de la journée bien que dépendant aussi d'un rendement de conversion mécanique, lui considéré constant (voir Figure IV-20).

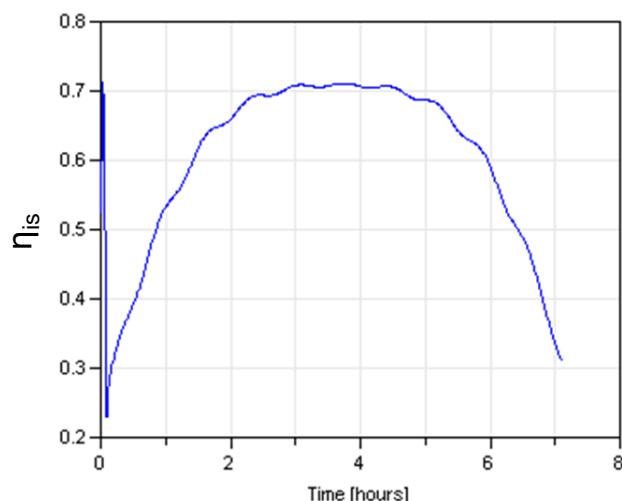


Figure IV-20 : Évolution du rendement de la pompe de l'ORC avec les débits variables de la Figure IV-19-b au cours de la journée type d'hiver.

On constate que le rendement est très faible en début (8h30) et fin de journée (15h30 en temps solaire vrai) ; cela est dû à une faible puissance solaire, la surchauffe de 5K ne pouvant être assurée qu'avec des débits très faibles de fluide de travail. Dans ces périodes de fonctionnement, la pompe apparaît comme largement surdimensionnée ; ce fonctionnement très éloigné des conditions nominales d'utilisation induit de très faibles rendements. Toutefois ces rendements deviennent tout à fait convenables entre 10h et 14h (TSV), la pompe fonctionnant alors avec un débit plus proche de ses conditions de fonctionnement nominales.

Néanmoins, on remarque que ces faibles rendements en début et en fin de journée n'impactent que très peu les performances globales du procédé. En effet le travail hydraulique à apporter est relativement faible étant donné les faibles différentiels de pression et les faibles débits nécessaires durant ces périodes de fonctionnement.

❖ Rendement de l'expandeur de l'ORC

La simulation dynamique peut donner aussi l'évolution du rendement de la turbine à vapeur ou de l'expandeur. Pour rappel, le rendement isentropique est calculé à partir de paramètres empiriques issus d'une étude menée par Declaye et al. [73] sur une machine sensiblement équivalente. Le calcul de ce rendement isentropique est déterminé à partir de la densité du fluide de travail, de la vitesse de rotation et du rapport de pression aux bornes de la turbine (Figure IV-21).

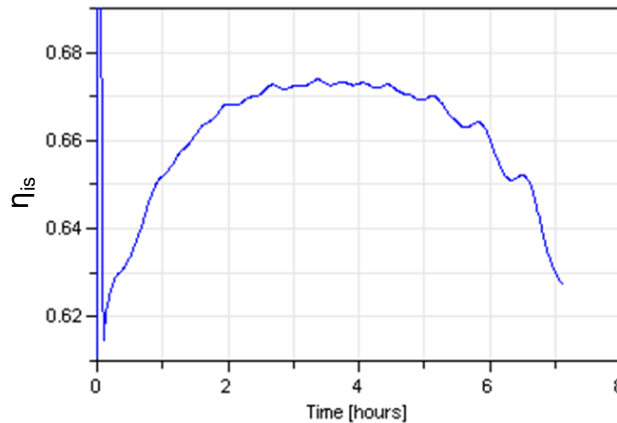


Figure IV-21 : Évolution du rendement isentropique de la turbine de l'ORC au cours d'une journée type d'hiver.

On constate que celui-ci varie au cours de la journée type d'hiver entre 61 et 67%. Ce rendement plus faible que le rendement optimal de 75% calculé dans l'étude de Declaye s'explique par plusieurs raisons. La principale est que le rapport de pression aux bornes de la turbine évaluée à 9,43 au maximum pour ce jour-là est très supérieur au rapport de pression optimal de 4,45 déterminé dans l'étude. Cette valeur optimale est à peu près vérifiée avec les simulations d'une journée d'été, car l'écart de température entre T_h et T_b et donc le rapport de pression est moins important. Pour ces simulations en condition d'été, la valeur maximale du rendement de la turbine dépasse légèrement 70%.

Toutefois, la technologie intrinsèque des scroll expandeurs ne permet pas une exploitation optimale des ratios de pression importants. C'est ce qui motive certains laboratoires et entreprises à orienter leur recherche vers d'autres technologies d'expandeurs [75].

En dehors du rapport de pression, plusieurs paramètres plus ou moins éloignés des conditions nominales de l'expandeur expliquent l'écart du rendement tel que la vitesse de rotation ou le facteur de remplissage de l'expandeur (Filling Factor). L'étude de Declaye [73] montre aussi que la maximisation du rendement isentropique d'une turbine à vapeur dépend de l'optimisation assez fine de plusieurs critères. Malheureusement toutes ces conditions opératoires nominales ne peuvent être réunies dans le cadre d'une application solaire qui dépend à la fois des variations de l'ensoleillement et des températures extérieures.

❖ Rendement des capteurs solaires

Enfin le rendement des capteurs solaires dépend de critères spécifiques au capteur, mais également de la température extérieure et de l'irradiation solaire. Celles-ci étant changeantes au

cours d'une journée il est intéressant de mesurer l'évolution de ces rendements en fonction des modèles de capteurs solaires. Les caractéristiques des différents collecteurs solaires considérés ici sont données dans le Tableau IV.7.

Tableau IV.7 : Caractéristiques techniques des différents capteurs solaires considérés pour la simulation dynamique.

Constructeur	Référence	Famille	η_0	k1	k2
VIESSMANN	Vitosol 300-T SP3 A	Sous vide	0,751	1,24	0,0063
WAGNER	EURO L 20 AR	Plan	0,848	3,46	0,0165
TVP-Solar	MT-Power	Plan sous vide	0,759	0,508	0,007

En effet, jusqu'ici toutes les simulations utilisaient le modèle de collecteur solaire VIESSMAN-Vitosol 300T. Le choix du collecteur a une incidence sur la température délivrée à l'évaporateur et en cascade sur le fonctionnement de chacun des composants. Les évolutions du rendement au cours de la même journée type d'hiver pour ces 3 modèles de collecteurs sont données dans la Figure IV-22.

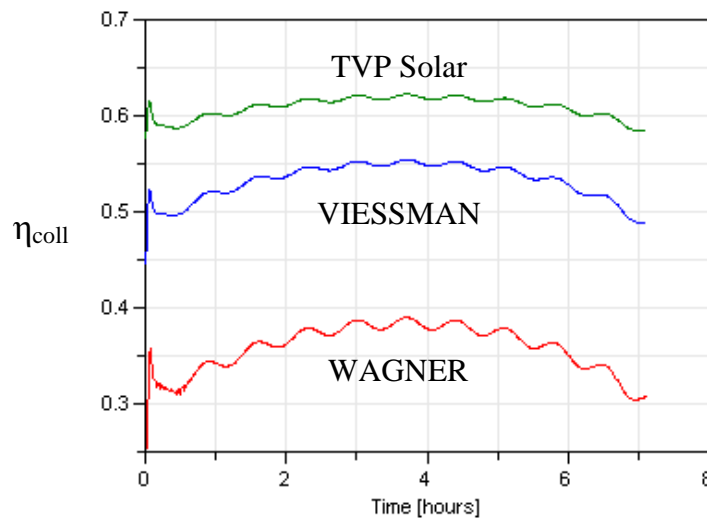


Figure IV-22 : Évolutions du rendement η_{coll} de trois modèles de capteurs : plans sous vide TVP-Solar M, à tubes sous vide VIESSMAN Vitosol 300T et plans classiques WAGNER L20 AR, pour la journée type d'hiver.

On constate que le rendement des collecteurs solaires VIESSMAN varie entre 49 et 55%, ce rendement étant principalement affecté par l'évolution de l'irradiation solaire au cours de la journée. Les autres technologies testées sont les capteurs plans avec le modèle WAGNER L20AR et les capteurs plans sous vide TVP-Solar. Le rendement des capteurs plans WAGNER est plutôt faible, entre 30 et 40% ; ces capteurs ont plus de déperditions thermiques et ne sont pas adaptés pour fonctionner à des températures qui dépassent les 80 °C. En revanche les capteurs plans, mais sous vide, développés récemment par l'entreprise TVP Solar, permettent d'atteindre les meilleurs rendements, variant entre 58 et 62% tout en travaillant à des températures supérieures aux deux autres technologies.

Les performances de ces trois types de capteurs ont une incidence sur les performances globales du système ORC comme cela est montré au paragraphe suivant.

5.2.4. Performances du convertisseur ORC sur une journée type d'hiver

Les sections précédentes nous ont permis d'étudier l'évolution des performances des différents composants au fil de la journée type d'hiver. Leur prise en compte permet d'évaluer maintenant les performances globales du procédé que sont :

- Le rendement de Carnot, calculé grâce aux températures de fonctionnement du procédé (voir eq. 2), à savoir la température en sortie des collecteurs pour la température haute, et la température extérieure comme température basse.
- Le rendement thermique du procédé (η_{th}), calculé d'après l'équation (59). Il donne les performances du cycle ORC seul et est relativement proche de celui calculé pendant l'étude quasi-statique.
- Le rendement global (η_G), qui revient à prendre en compte les autres rendements et particulièrement celui des capteurs solaires.
- Enfin le rendement exergétique, calculé à partir du rendement global et du rendement de Carnot (eq. 1). Il indique l'écart entre la machine étudiée et une machine idéale dite de Carnot, fonctionnant avec les mêmes températures de sources et puits de chaleur. Le rendement exergétique est souvent employé comme un outil permettant la comparaison de systèmes réels fonctionnant eux avec des températures de sources et puits de chaleur différentes.

Ces divers rendements sont présentés dans la Figure IV-23

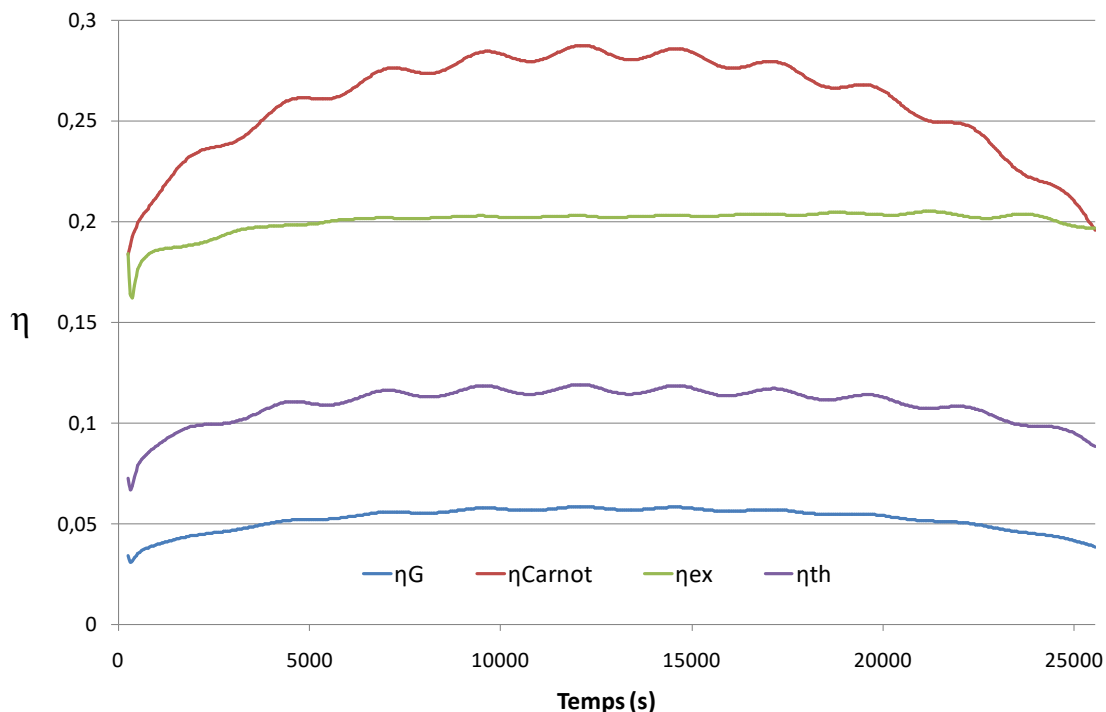


Figure IV-23 : Évolutions du rendement de Carnot, du rendement exergétique, du rendement thermique et finalement du rendement global du convertisseur ORC au cours de la journée type d'hiver.

Ces résultats obtenus par la simulation dynamique sont tout à fait cohérents vis-à-vis des performances indiquées dans la littérature. L'étude de Quoilin et al. conduit à des rendements globaux de procédés ORC solaires fonctionnant à basse température variant entre 2 et 8% [27]. L'absence de récupérateur en sortie de turbine ainsi que l'utilisation d'une turbine à vapeur mono-étagée peuvent expliquer le rendement légèrement en deçà de celui calculé dans cette étude.

Connaissant l'énergie incidente sur le champ de capteurs solaires cumulée au cours de la journée type d'hiver, on peut déterminer les énergies collectées puis restituées sous forme électrique par l'ORC dont une partie est consommée par la pompe (Figure IV-24).

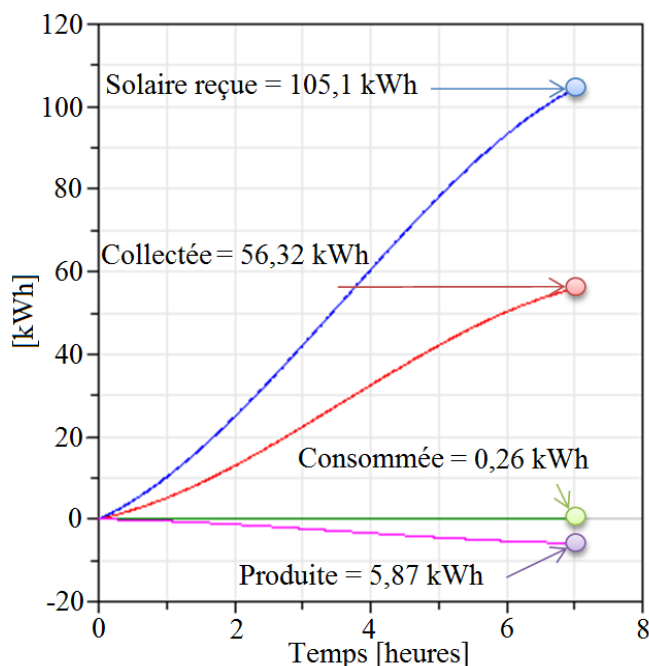


Figure IV-24 : Évolutions de l'énergie solaire reçue, de l'énergie solaire collectée, de la consommation électrique de la pompe et de l'électricité produite au cours de la journée type d'hiver.

Ainsi la journée du 17 février 2016 à Perpignan étudiée ici, aurait théoriquement permis de produire 5,87 kWh d'électricité. Sachant que la pompe aurait consommé 0,26 kWh et que l'énergie solaire reçue par les collecteurs solaires représente 105,1 kWh, on obtient un rendement global moyen du convertisseur ORC de 5,3% (en négligeant la consommation des autres auxiliaires, tels que les pompes de circulation des fluides caloporteurs).

Les mêmes simulations ont été effectuées avec 3 technologies de capteurs solaires envisagées (Tableau IV.7). Ces différentes technologies ne permettent pas d'atteindre les mêmes températures d'évaporation. Ainsi il en ressort que les capteurs plans classiques (à pression atmosphérique) conduisent à un rendement global moyen de 3,28% seulement. Ce faible rendement global est principalement dû au rendement des collecteurs solaires (35%). Si la pompe apparaît surdimensionnée dans ce cas de figure, ce qui conduit à un rendement de la pompe relativement faible (48% en moyenne), l'impact sur les performances globales reste assez marginal (+/- 0,1%). Les capteurs plans sous vide permettent d'atteindre une plus haute température de source chaude et avec un meilleur rendement de collecteur (53%), d'où un

rendement global moyen quasiment doublé, de 6,27%. Un tableau récapitulatif est présenté ci-dessous (Tableau IV.8).

Tableau IV.8 : Tableau récapitulatif avec (min/max) des performances de l'ORC pour les différents capteurs solaires pendant la journée ensoleillée d'hiver.

	VIESSMAN	WAGNER	TVP-Solar
I	765 W/m ² (383/950)	765 W/m ² (383/950)	765 W/m ² (383/950)
T_{collh}	110 °C (67/127)	95 °C (55/113)	116 °C (72/133)
T_{ext}	10 °C (4,3/15)	10 °C (4,3/15)	10 °C (4,3/15)
η_{th}	11,2% (6,7/11,9)	10,1%	11,5%
η_{coll}	53,2% (49/55)	35% (30/39)	60,9% (58/62)
η_G	5,3% (3/5,8)	3,3%	6,3%
η_{carnot}	25,9% (18/29)	23,1%	27,2%
η_{ex}	20% (16/20,5)	14,2%	23%
η_{is_turbine}	66% (61/67)	64,6% (61/67)	66,5% (62/67)
η_{PM}	60% (22/71)	48,2% (20/63)	63,3 (25/71)

Les mêmes simulations dynamiques ont été faites pour une journée type d'été, mais pour le seul capteur Viessman (Tableau IV.9). On observe qu'avec un ratio de pression moins grand aux bornes de la turbine, celle-ci atteint un meilleur rendement isentropique. Les capteurs solaires ont également un meilleur rendement dû à l'augmentation de l'irradiation. Ce gain est néanmoins compensé par l'augmentation de la température extérieure et donc de la température de condensation, ce qui implique un rendement thermique (η_{th}) plus faible. Au final le rendement global d'été s'avère quasi-identique au rendement d'hiver, 5,24% contre 5,3% respectivement.

Toutes ces informations nous permettent de faire plusieurs propositions dans la section suivante afin d'améliorer les performances et la robustesse du procédé ORC.

Tableau IV.9 : Tableau récapitulatif des performances de l'ORC avec capteurs solaires VIESSMAN pendant une journée ensoleillée d'été.

VIESSMAN	
I	840 W/m ² (408/1025)
T_{collh}	122 °C (80/138)
T_{ext}	23,8 °C (17/28)
η_{th}	10,4%
η_{coll}	56,2% (53/58)
η_G	5,24%
η_{carnot}	24,9%
η_{ex}	21%
η_{is_turbine}	69,1% (64/71)
η_{PM}	66% (33/71)

5.3. Perspectives d'amélioration

La simulation dynamique a montré que l'ORC est relativement sensible aux variations de ses conditions de fonctionnement. D'autant que seules des simulations de journées bien ensoleillées ont été effectuées ici. L'utilisation d'un stockage thermique atténuerait fortement ces fluctuations en lissant les variations de température au niveau de la source chaude de manière à rester proche des conditions nominales de fonctionnement, en facilitant la régulation des capteurs solaires et en limitant l'impact de passages nuageux. Le dimensionnement de ce stockage n'a pas été abordé ici, mais cette solution devra être évaluée d'un point de technico-économique, l'utilisation d'un stockage trop conséquent serait un frein dans le domaine résidentiel.

Une autre possibilité d'amélioration porte sur la régulation de l'ORC. Cependant, la seule régulation du débit de la pompe de l'ORC ne suffit pas à ajuster correctement l'électricité produite avec des apports variables de chaleur. En absence de tout système de stockage thermique un nouveau système de régulation qui ajusterait à la fois le débit de la pompe et la vitesse de rotation de la turbine en tenant compte des apports radiatifs ainsi que de la surchauffe des vapeurs permettrait plus de flexibilité et finalement maximiserait le rendement global de l'installation.

Enfin une dernière amélioration consisterait à utiliser un récupérateur de chaleur en sortie de turbine. Cette technologie qui équipe souvent les ORC n'a pas été évaluée ici. Elle consiste à ajouter un échangeur de chaleur en sortie de turbine à vapeur de manière à récupérer la chaleur de ces vapeurs avant que le fluide de travail ne soit condensé. Cette chaleur peut ainsi servir à préchauffer le fluide de travail avant que celui-ci entre dans l'évaporateur, ce qui permet ainsi d'atteindre un meilleur rendement.

Ces quelques propositions qui n'ont pu être étudiées dans le cadre de cette étude permettraient à la fois de faciliter l'utilisation de l'ORC tout en maximisant le rendement global de l'installation. Néanmoins il est nécessaire d'étudier aussi le surcoût occasionné par ces améliorations afin d'estimer si celles-ci peuvent être amorties dans le cadre d'une application résidentielle de faible puissance.

6. Conclusion

À travers ce chapitre nous avons tout d'abord étudié le procédé thermohydraulique CAPILI et évalué ses potentialités via une étude quasi-statique. Le principal verrou scientifique et technologique que représente la turbine hydraulique en fonctionnement instationnaire a été étudié conjointement avec le laboratoire CREMHyG. Bien que cette étude ne nous ait pas permis finalement d'évaluer le rendement d'une turbine de petite puissance fonctionnant dans des conditions de fonctionnement variables comme espéré, elle pointe des difficultés technologiques qui compromettent la faisabilité et l'efficacité globale du convertisseur CAPILI pour cette application de faible puissance. En effet, les paramètres géométriques des turbines hydrauliques sont finement dimensionnés de façon à maximiser leur rendement dans des conditions opératoires bien définies. Or le procédé CAPILI implique des conditions opératoires variables, notamment le différentiel de pression aux bornes de la turbine qui varie d'un ΔP maximal à un ΔP nul en un temps d'autant plus court que le volume des cylindres de transfert est petit. Dans ces conditions il paraît très compliqué d'atteindre des rendements équivalents à ceux de turbines à vapeur qui fonctionnent dans un ORC classique de façon plus stable autour d'un point nominal. De plus certaines interrogations subsistent, telles que les effets de l'inertie de la turbine hydraulique et sa génératrice sur le cycle thermodynamique du CAPILI. Seules l'expérimentation et/ou une simulation dynamique seraient capables de répondre à ces interrogations.

Afin de conserver la finalité de trigénération du procédé complet, le convertisseur CAPILI a été remplacé par un convertisseur plus classique de type ORC. L'ORC a été étudié en fonctionnement quasi-statique dans un premier temps, puis en dynamique. La simulation dynamique a permis de mieux appréhender l'évolution des performances des différents composants de l'ORC sur des journées complètes et avec différentes technologies de capteurs solaires. Il ressort de cette étude qu'un rendement moyen de 3 à 6% peut être atteint pendant une journée ensoleillée d'hiver à Perpignan en fonction des technologies de capteurs solaires étudiées. Plusieurs suggestions ont été faites afin d'améliorer ce rendement et faciliter la mise en œuvre du procédé, notamment l'utilisation d'un stockage, en plus de protéger des passages nuageux il permettrait de maintenir plus longtemps le fonctionnement du procédé autour de ses conditions opératoires nominales, permettant de maximiser son rendement global.

Une fois les performances des procédés CHV3T et ORC connues, il est intéressant d'étudier le couplage de ces deux procédés et d'en réaliser le dimensionnement en vue de la fabrication d'un prototype. C'est l'objet du chapitre suivant.

Chapitre V : Trigénération solaire basse température : Dimensionnement et performances énergétiques annuelles.

Il convient à présent de s'intéresser au procédé de trigénération en lui-même et aux moyens à mettre en œuvre pour intégrer les deux procédés CHV3T et ORC, et notamment la gestion des boucles de fluide caloporteur.

À ce stade, il est possible de réaliser un dimensionnement plus fin des différents composants des deux procédés en vue de la conception d'un démonstrateur. Nous nous intéresserons plus particulièrement au dimensionnement des différents composants clés tels que les cylindres de transfert, la pompe de l'ORC ou la turbine à vapeur.

Une modélisation de ce procédé de trigénération solaire couplé à un modèle simplifié d'habitation est ensuite développée. La simulation sur une année complète prenant en compte des données météorologiques permettra ainsi d'évaluer les productions de chaleur, de froid et d'électricité réalisées en fonction des différents besoins de l'habitation et des priorités retenues.

1. Le procédé de trigénération CHV3T/ORC

Dans cette section, nous nous intéressons au couplage des procédés CHV3T et ORC pour considérer le procédé de trigénération dans son ensemble. Nous nous intéresserons également aux technologies de captation solaire ainsi qu'aux méthodes de régulation de température et nous verrons que leurs choix impactent également le choix des couples fluides et les performances du procédé. Une fois le couple fluide optimal choisi et les performances du procédé actualisées, les composants seront dimensionnés plus précisément.

1.1. Choix de technologies pour la captation et l'extraction de chaleur

La plage de température opératoire du procédé au cours de l'année affecte le choix des fluides de travail (voir section Chapitre II.2.3.2). Or, pour définir correctement cette plage de fonctionnement, différents aspects concernant les échanges entre le procédé et les sources ou puits de chaleur doivent être pris en compte.

Il convient de choisir une technologie de captation/extraction de chaleur parmi les différentes technologies existantes. Comme pour les pompes à chaleur classiques, différentes configurations d'échange de chaleur peuvent être utilisées, air/eau, eau/eau ou air/air.

À cela s'ajoutent également les technologies utilisées pour les émetteurs de chaleur dans la maison (plancher chauffant, convecteurs, radiateurs, etc.).

Cependant, à la différence des pompes à chaleur traditionnelles pour lesquelles la commutation entre les deux modes de fonctionnement chaud ou froid s'effectue en changeant le sens de circulation du fluide frigorigène (c'est-à-dire que l'évaporateur devient condenseur, et vice versa), dans le cas du procédé CHV3T les composants gardent leur fonction à tout moment ; et c'est donc via le fluide caloporteur que la chaleur est transportée entre le lieu de production de froid (en été) ou de chaleur (en hiver), (respectivement l'évaporateur et les deux condenseurs) et soit l'intérieur, soit l'extérieur de l'habitat en fonction du mode choisi. Dans le cas d'une

application CHV3T-PAC eau/eau, cela ne pose pas de problèmes. Dans le cas d'une application CHV3T-PAC air/eau ou air/air, cela nécessite une boucle d'eau secondaire afin de relier l'évaporateur et les condenseurs aux ventilo-convecteurs intérieur et extérieur.

Une autre solution consiste à installer le procédé CHV3T à l'extérieur et d'avoir un réseau aéraulique pour distribuer l'air chaud ou froid à l'intérieur comme le font les centrales de traitement de l'air. Mais les débits d'air élevés imposent des gaines de diamètre élevé peu esthétiques et qui ne sont pas toujours possibles à installer.

Par la suite, la configuration CHV3T-PAC air/eau, de par sa simplicité de mise en œuvre, est plus particulièrement étudiée. Un plancher chauffant ou rafraîchissant est utilisé pour l'échange thermique avec l'intérieur de l'habitat ; celui-ci permet notamment le chauffage et le rafraîchissement avec un fluide caloporteur à une température proche de la température de confort désirée et ainsi d'améliorer les performances thermodynamiques du procédé CHV3T. Tandis que le rejet ou la captation des calories avec l'extérieur se feront grâce à un ventilo-convecteur (Figure V-1). De plus, une boucle secondaire de caloporteur (eau) est ajoutée afin de permettre l'échange de chaleur entre les condenseurs et évaporateurs avec chacun de ces émetteurs ou collecteurs. Il est à noter que cette distribution impacte négativement les performances de la machine en augmentant l'écart de température entre le puits de chaleur et les condenseurs d'approximativement 10 à 15 °C du fait de l'efficacité moins importante de l'échange de chaleur air/eau et induit également un surcoût du fait de l'utilisation d'électrovannes supplémentaires.

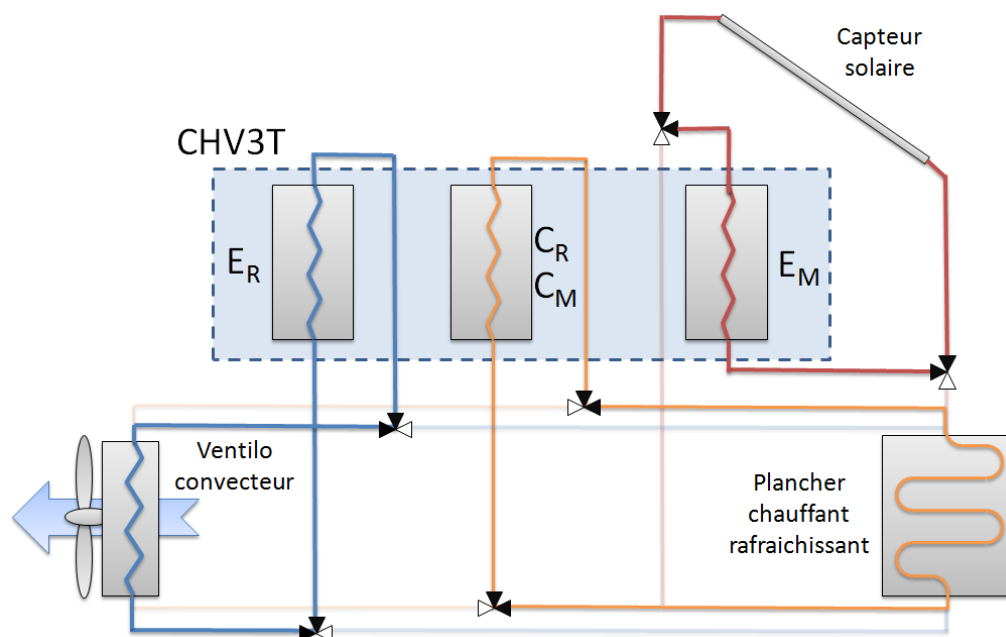


Figure V-1 : Schéma de principe des boucles caloporteuses (ici en mode chauffage) choisi pour l'évaluation des performances annuelles.

De ce point de vue il serait préférable d'utiliser une boucle géothermique permettant de s'affranchir des ventilo-convecteurs pour l'extraction des calories à l'extérieur. En effet en plus de diminuer le pincement de température, cette technologie permet de stabiliser les températures du puits de chaleur au cours de l'année. Néanmoins cette solution n'est pas toujours applicable et son coût peut être important.

La mise en œuvre de cette boucle fluide secondaire, indispensable au bon fonctionnement du procédé de trigénération, altère la plage de température de fonctionnement de ce procédé. Par conséquent, le choix optimal des couples de fluides de travail à utiliser, réalisé dans la section II.2.3.2, doit être réactualisé pour en tenir compte. Ainsi en considérant toujours une plage de température interne de l'évaporateur E_R et des condenseurs C_R ou C_M comprise entre -10 °C et $+40\text{ °C}$, la nouvelle liste de couples fluides disponible est donnée dans le Tableau V.1. Le couple préalablement choisi, R1234yf/R1233zd, qui arrivait alors en 16^{ème} position du point de vue des performances, reste valide et arrive maintenant en 6^{ème} position.

Tableau V.1 : Classement des couples fluides en fonction de la surface de collecteur solaire nécessaire pour assurer l'ensemble des besoins de chauffage et de rafraîchissement par le procédé CHV3T.

Classement	Fluide récepteur	Fluide moteur
1	R1234ze(E)	Isopentane
2	n-Propane	2-Butene
3	R161	R1234ze(E)
4	R161	Neopentane
5	Propylène	n-Butane
6	R1234yf	R1233zd

Si ce couple fluide reste valide, il faut toutefois rappeler que les performances du procédé (en chaud et en froid) seront toutefois inférieures à celles annoncées dans la section II.2.3.2 du fait de l'augmentation de l'écart de température entre les puits/source de chaleur et les fluides de travail dans les évaporateurs/condenseurs. Ces performances actualisées (voir eq.7, 8, 52 et 53 pour la définition des COP et COA) sont données dans le Tableau V.2 dans des conditions d'évaluations similaires à celles définies dans la section II.2.3.2.

Tableau V.2 : Tableau récapitulatif des performances du CHV3T-WGS avec le couple de fluides R1234yf/R1233zd. Ces valeurs sont obtenues avec une irradiation de 800W/m^2 et des capteurs solaires sous vide de type VIESSMAN-Vitosol-300T SPA3 en tenant compte des écarts de température qu'implique l'utilisation d'un fluide caloporteur entre les échangeurs de chaleur et l'extérieur.

		T_{ext}	-7 °C	-2 °C	2 °C	7 °C	15 °C	25 °C	35 °C	45 °C
		T_{calo}								
COP _{th}	17 °C		-	-	-	-	-	0,42	0,34	0,26
COA _{th}	30 °C		1,13	1,16	1,21	1,26	1,36	-	-	-
η_{coll}			57,1%	57,6%	58,6%	59,7%	61,6%	64,9%	64,6%	64,3%
COP _{sol}	17 °C		-	-	-	-	-	0,27	0,22	0,17
COA _{sol}	30 °C		0,64	0,67	0,71	0,75	0,83	-	-	-

On remarque qu'à des températures extérieures très faibles, l'intérêt de l'amplification s'amenuise. À ces niveaux de température, l'utilisation directe de la chaleur produite par les capteurs solaires (sans amplification) sera probablement plus profitable économiquement. Cependant, les nouvelles performances estimées restent toujours intéressantes. Il convient maintenant de procéder au dimensionnement des divers composants des sous-systèmes CHV3T et ORC, et de

prévoir comment ces composants doivent être raccordés pour estimer l'encombrement global du système complet.

1.2. Dimensionnement et assemblage du prototype

Le couple fluide R1234yf/R1233zd est le meilleur candidat en termes de compromis performance énergétique / sécurité. Il convient maintenant de tenir compte des enseignements des chapitres précédents pour déterminer l'architecture finale du procédé de trigénération dans son ensemble.

1.2.1. Architecture du trigénérateur

Comme vu aux chapitres II, III et IV, l'agencement spatial des composants est soumis à différentes contraintes telles que la hauteur relative des différents composants, le NPSH requis de la pompe, la gestion des condensats, etc. Ces points sont essentiels au bon fonctionnement des procédés CHV3T et ORC.

La Figure V-2, présente le schéma détaillé en vue isométrique du trigénérateur dans son ensemble. Ce schéma comprend les principaux composants des sous-systèmes CHV3T et ORC, mais également les liaisons aux boucles fluides qui permettent l'échange de chaleur avec le plancher chauffant et les ventilo-convecteurs ainsi que les organes de sécurité et l'instrumentation nécessaire à l'évaluation des performances du prototype.

Les codes couleur correspondent aux cycles moteur (en rouge) et récepteur (en vert) du sous-système CHV3T. La partie bleue représente la conduite hydraulique permettant l'échange de travail entre les deux parties motrice et réceptrice de ce sous-système. Toutefois pour plus de clarté, les cylindres de transfert CT_R et CT_M ne sont pas représentés ici. Enfin la partie violette représente les composants spécifiques de l'autre sous-système, à savoir l'ORC.

Les différents composants sont agencés sur 4 étages visibles sur la vue isométrique de la Figure V-2 et les différents organes dessinés dans cette figure sont explicités dans la Figure V-3.

À l'étage le plus élevé, on retrouve les 4 cylindres de transfert (2 CT seuls représentés) ainsi que la turbine à vapeur de l'ORC. Un étage en dessous, afin de pouvoir récupérer par gravité les éventuels condensats formés dans les CT, se trouvent les condenseurs des cycles récepteur et moteur. En dessous encore sont positionnées les 4 bouteilles séparatrices. Enfin, à l'étage le plus bas se trouvent les 3 évaporateurs, cette position leur permettant d'être noyés et ainsi d'améliorer l'efficacité de l'échange thermique. Enfin la pompe de l'ORC doit être placée le plus bas possible afin d'augmenter le NPSH disponible pour éviter la cavitation dans cette pompe.

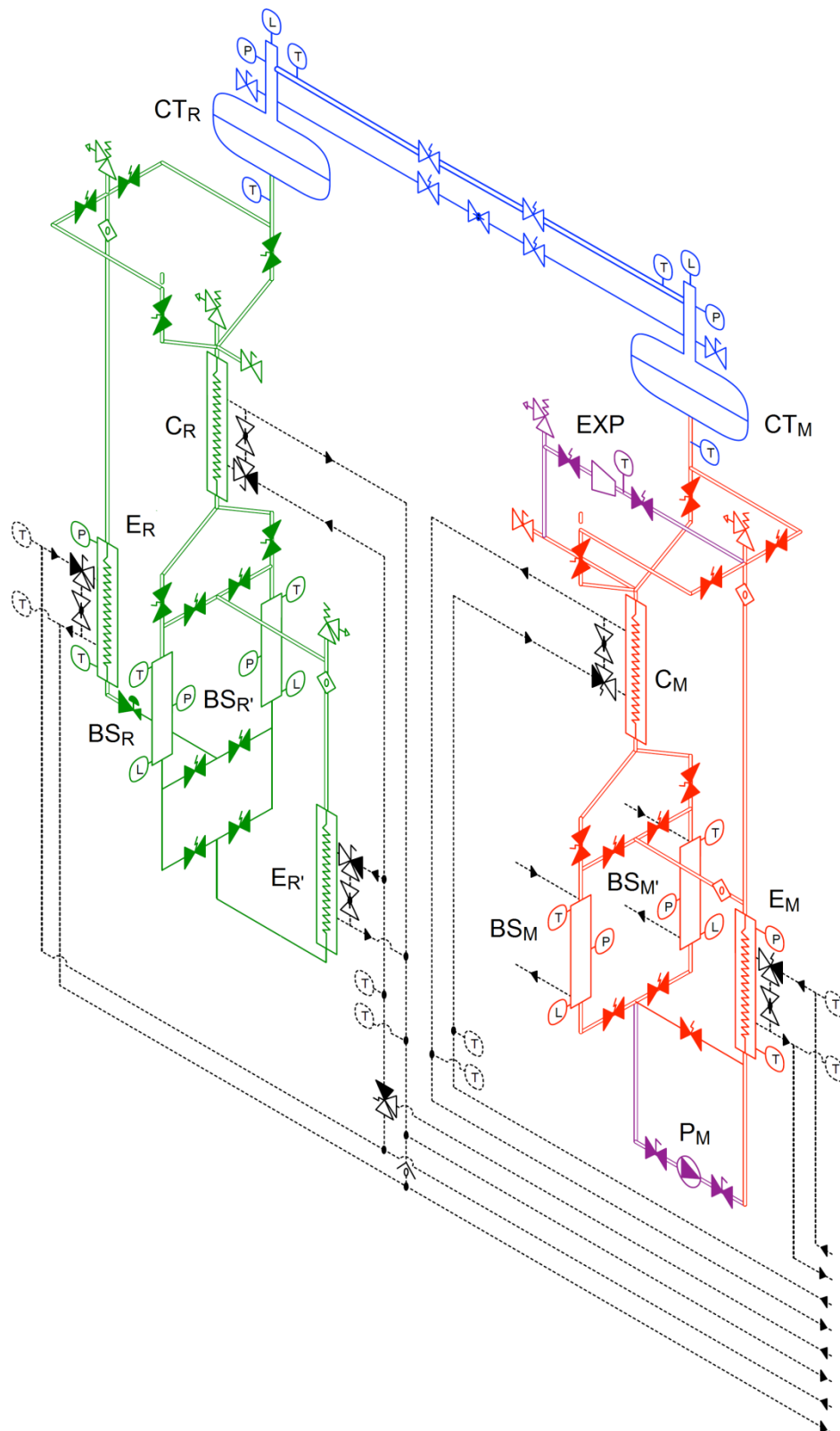


Figure V-2 : Schéma détaillé de l'architecture du procédé de trigénération (CHV3T+ORC) tenant compte de la hauteur relative des différents composants.

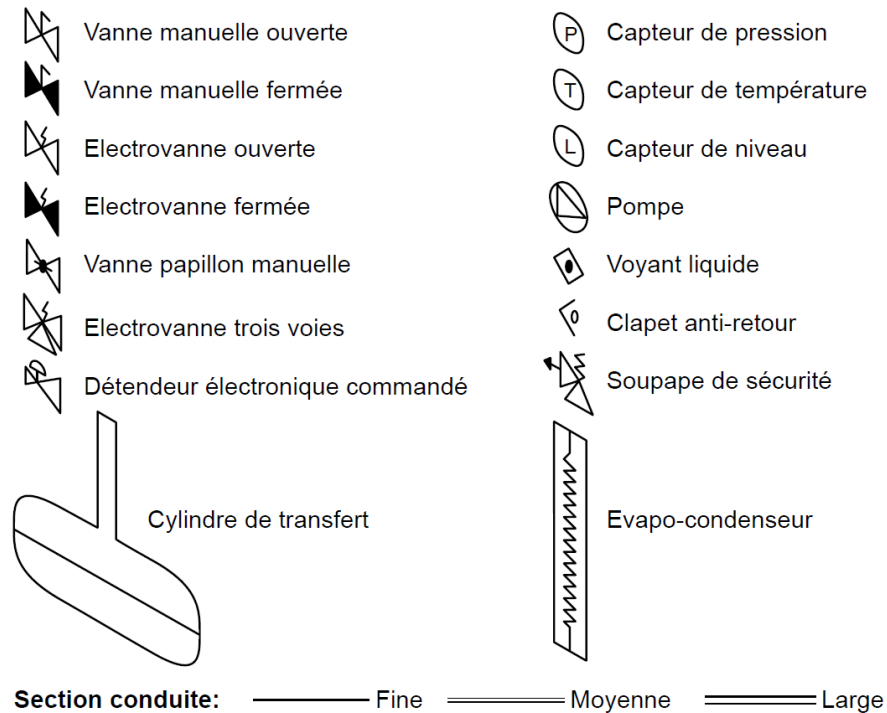


Figure V-3 : Légende des organes composant le système CHV3T pour les représentations en vue isométrique ou plane.

1.2.2. Dimensionnement des principaux composants du trigénérateur

Le dimensionnement des cylindres de transfert et des bouteilles séparatrices a été défini préalablement dans les sections III.1.2 et III.1.3.3 respectivement. Les échanges prolongés entre le laboratoire et des industriels chaudronniers et fabricants de membranes ont permis de définir un cahier des charges précis pour élaborer un prototype de cylindre de transfert respectant les contraintes que nous avons fixées. Les plans ainsi que les caractéristiques techniques de ce prototype sont donnés en annexe (Annexe 1).

Les évaporateurs et condenseurs sont dimensionnés via les méthodes utilisées par Martins dans le cadre de sa thèse [53]. Les conditions de fonctionnement dans le cadre de ce prototype étant proches de celles de ces travaux antérieurs, on obtient logiquement des échangeurs similaires dont les caractéristiques sont données en annexe (Annexe 6).

Le dimensionnement et le choix technologique de la pompe dépendent de plusieurs contraintes de fonctionnement. Cette pompe a deux fonctions principales, d'une part remonter en pression (de P_b à P_h) le liquide contenu dans les bouteilles séparatrices BS_M et $BS_{M'}$ et, d'autre part, de réguler le débit de réfrigérant au sein du cycle afin de garantir la surchauffe nécessaire en entrée de la turbine (ou expandeur Scroll). Le choix de cette pompe est délicat pour deux raisons :

- L'ordre de grandeur des débits de fluide frigorigène est relativement faible, quelques litres par minute, tandis que la différence de pression entre P_h et P_b , fixée par la température des sources chaude et froide est relativement importante, de l'ordre de la dizaine de bars.

- La bouteille séparatrice contient un liquide légèrement sous-refroidi dont l'état thermodynamique se situe quasiment sur la courbe de saturation. En d'autres termes, dans ces conditions proches de la saturation, le phénomène de cavitation dans la pompe est quasiment inévitable et donc son NPSH "requis" représente une grandeur critique pour son choix.

Une fiche de spécification a été constituée sur la base des informations issues de la simulation numérique du cycle ORC effectuée dans la section IV.5. En complément de ces spécifications, il a été nécessaire de caractériser avec précision le NPSH disponible en amont de la pompe, c'est-à-dire de déterminer précisément la pression statique en amont de la pompe ainsi que les pertes de charge (linéaires et singulières) entre les bouteilles séparatrices et l'aspiration de la pompe. Le choix de la pompe devient en particulier dépendant de la technologie et du modèle des vannes sur la ligne d'aspiration de la pompe, et plus exactement de leurs coefficients de débit Kv respectifs. Plusieurs études ont montré qu'il était nécessaire d'utiliser des vannes au coefficient de débit le plus important possible. Un choix provisoire de compromis s'est porté sur une pompe péristaltique, notamment en raison du faible NPSH requis par cette technologie (voir les autres caractéristiques techniques de cette pompe en annexe (Annexe 7)).

Par ailleurs, le bon dimensionnement de la turbine à vapeur (ou de l'expandeur Scroll) est primordial pour maximiser le rendement électrique de l'ORC ; ce point a déjà été étudié dans la littérature [76, 77]. Cependant la conception d'une turbine sur mesure peut être excessivement coûteuse ; notre choix s'est donc porté sur un modèle "sur étagère" respectant le cahier des charges défini suite aux simulations dynamiques réalisées dans la section IV.5, et également utilisé dans le cadre d'ORC aux conditions de fonctionnement similaires [78]. Les caractéristiques techniques de cette turbine peuvent également être consultées en annexe (Annexe 5).

Enfin, le démonstrateur étudié ici est particulièrement exigeant sur le volet des composants coupe-circuits, avec 32 électrovannes et 18 vannes manuelles nécessaires à son fonctionnement et à ses opérations de maintenance. Leur dimensionnement a été effectué en tenant compte des sections de passage, de la nature du fluide et de leur compatibilité, des débits ainsi que des pertes de charge. À ce titre, la règle de conception définie est la suivante : des électrovannes de type coaxiales, avec un Kv important, sont utilisées sur les circuits vapeur, tandis que des électrovannes à pointeau moins onéreuses, avec un Kv plus faible, sont utilisées pour les circuits liquides. Une exception est cependant faite dans le cas de l'ORC pour ne pas dégrader inutilement le NPSH disponible de l'installation. Le détail du dimensionnement de l'ensemble de ces électrovannes est également donné en annexe (Annexe 8). Il sera intéressant d'étudier dans un second temps, l'éventuel remplacement de certaines électrovannes par des distributeurs de façon à réduire leur nombre et ainsi diminuer le coût de l'installation.

Une fois chaque composant bien identifié, il est alors possible de dessiner le procédé dans son ensemble selon l'architecture définie dans la Figure V-3, tout en tenant compte de l'encombrement des composants. La Figure V-4, rend compte du rendu final à l'échelle qu'aurait le prototype du procédé de trigénération CHV3T-WGS/ORC.



Figure V-4 : Dessin CAO du trigénérateur (CHV3T+ORC)

Enfin, connaissant le couple fluide et les performances du trigénérateur en conditions opératoires fixes, il devient possible de réaliser une simulation pour estimer la production de chaud, de froid et d'électricité sur une année complète de fonctionnement. Toutefois cette simulation doit prendre en compte le choix de la méthode de régulation de température. Les avantages et inconvénients des principales méthodes utilisées sont décrits ci-après.

1.3. Régulation de température

Le choix de la méthode de régulation de température n'impacte pas directement les performances intrinsèques du procédé, néanmoins, celle-ci peut influencer les performances annuelles en réduisant par exemple la température du fluide caloporteur. Il existe trois principales méthodes de régulation de température, la régulation TOR, ou "tout ou rien", la régulation PID et la régulation par sonde extérieure ou "loi d'eau". Les avantages et inconvénients de ces trois technologies du point de vue de leur incidence sur le trigénérateur sont discutés ici.

1.3.1. La régulation "tout ou rien"

Solution la plus basique, le thermostat d'ambiance « tout ou rien » régule la température ambiante par déclenchement/arrêt du procédé en fonction d'une température de consigne réglée

par l'utilisateur : si la température dans la pièce où se trouve le thermostat descend en dessous de celle programmée, le système de chauffage se met en route. Quand la température est atteinte, il coupe le chauffage. Ce système simple à mettre en place et peu coûteux n'est pas optimal en termes d'économie d'énergie et de confort, et souffre de plusieurs inconvénients :

- Possible variation de la température intérieure autour de la température de consigne du fait de l'hystérésis du thermostat.
- Les températures d'eau de chauffage ou de rafraîchissement sont fixes, car réglées en fonction des déperditions maximales du logement qui arrivent lors de températures extérieures extrêmes. Ceci implique un COP ou un COA annuels inférieurs à ceux qui pourraient être atteints par des régulations plus perfectionnées.
- Les déclenchements/arrêts fréquents peuvent accélérer le vieillissement de l'installation.
- La sonde de température intérieure est en général placée dans la pièce de vie, ce qui peut entraîner une surchauffe ou un manque de chauffage au sein des autres pièces de l'habitation. L'utilisation de vannes thermostatiques dans chaque pièce peut pallier éventuellement ce problème.

1.3.2. La régulation PID

Les thermostats d'ambiance PID ou « modulateurs » permettent d'ajuster en permanence la température de l'eau circulant dans le réseau de chauffage afin d'être toujours au plus près de la température de consigne. La régulation module la température du fluide caloporteur proportionnellement à l'écart de température entre l'ambiant et la consigne et stabilise ainsi la température intérieure, ce qui permet en général une meilleure efficacité de l'appareil de chauffage (meilleur COP sur des pompes à chaleur et meilleur rendement sur les chaudières à condensation par exemple).

Certains thermostats numériques peuvent également permettre de mémoriser les comportements énergétiques du foyer pour anticiper les besoins pour un meilleur confort. En moyenne, les régulateurs modulateurs permettent de gagner jusqu'à 10% d'efficacité énergétique sur le chauffage comparativement à une régulation basique de "type tout ou rien".

Le seul défaut imputable à cette technique de régulation est lié à l'inertie thermique de la maison qui peut entraîner un temps de réponse trop long du régulateur à la baisse des températures extérieures le soir venu, et de ce fait une consigne difficile à respecter.

1.3.3. La régulation par sonde extérieure ou "loi d'eau"

La régulation par sonde extérieure est la plus performante thermiquement parlant, une sonde de température est placée à l'extérieur du bâtiment pour y mesurer les variations de température. De cette façon, la température du fluide caloporteur destinée au chauffage est modulée en fonction des variations de la température extérieure de façon à ce que la consigne soit toujours respectée à l'intérieur de l'habitation.

Cependant, la pente de la courbe de chauffe (courbe qui fixe la température du caloporteur proportionnellement à la température extérieure) doit être correctement définie, celle-ci doit tenir compte des déperditions thermiques de l'habitat ainsi que de son inertie thermique. Cette courbe est soit calculée via une méthode fournie par le fournisseur, soit de façon automatique à l'aide de thermostats auto adaptatifs. La détermination des différents paramètres peut prendre plusieurs jours ou semaines dans ce dernier cas. Cette technique de régulation permet à la fois un confort

thermique optimal, et des économies d'énergie de l'ordre de 15 à 20% comparativement aux régulateurs les plus basiques.

La Figure V-5 indique les performances associées aux plages de fonctionnement de deux méthodes de régulation différentes, la méthode "tout ou rien" en pointillé, et la méthode "loi d'eau" en trait plein. On distingue très clairement que pour une même température extérieure, les performances du procédé CHV3T seront meilleures en utilisant une régulation par loi d'eau, qu'une régulation TOR.

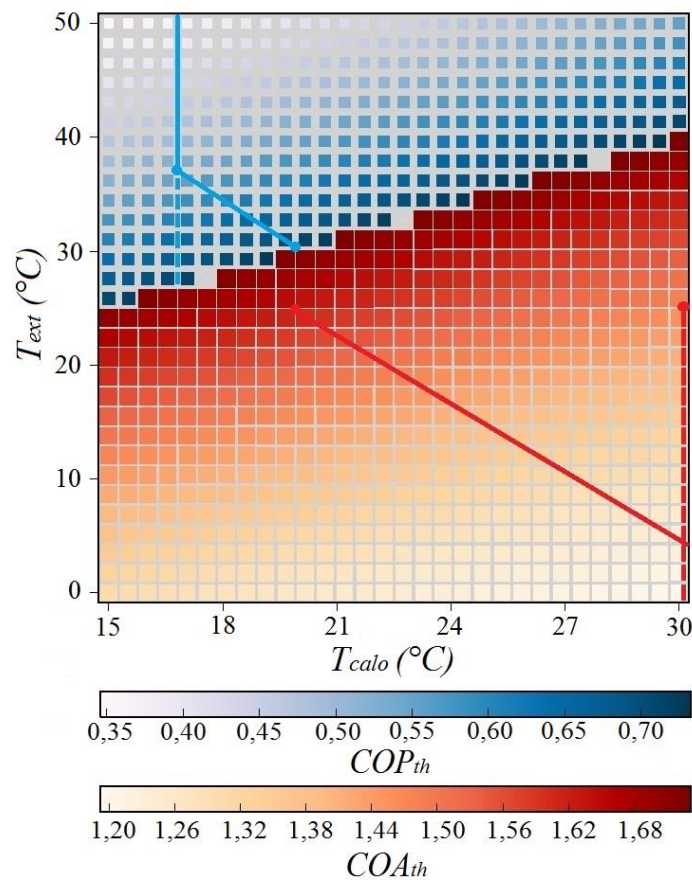


Figure V-5 : Plage de fonctionnement et performances du procédé CHV3T en fonction des systèmes de régulation, régulation par loi d'eau (—) ou régulation tout ou rien (- -).

Toutefois, par simplification dans le cadre de cette étude, c'est la méthode de régulation TOR qui a été utilisée pour la simulation annuelle.

2. Estimation des performances annuelles

Cette section vise à mettre en œuvre les modèles quasi-statiques développés au sein des chapitres précédents afin de simuler le fonctionnement du procédé de trigénération au cours d'une année complète. Avant de procéder à ce type de simulation, il est nécessaire de définir quelles seront les conditions de fonctionnement du procédé, c'est-à-dire préciser les méthodes employées pour déterminer le rayonnement solaire et les températures annuelles d'un lieu donné, mais aussi il est nécessaire de définir une stratégie de contrôle du système complet, comprenant

les sous-systèmes CHV3T et ORC, c'est-à-dire préciser dans quelles conditions le processus doit basculer d'un mode vers l'autre.

Ces informations nous permettront d'évaluer les performances du procédé en mode chauffage, production de froid et production d'électricité tout au long de l'année, mais aussi d'estimer en quelles proportions ces énergies seront produites selon la surface de collecteur utilisé.

2.1. Données climatiques

Une composante clef pour simuler les performances d'un système thermodynamique repose sur la connaissance des données météorologiques caractérisant l'environnement dans lequel celui-ci évolue. En particulier, pour une première approche, deux paramètres sont essentiels : la connaissance du rayonnement solaire collecté par les capteurs et la température extérieure de l'air. Cette section fournit des détails sur la façon dont ces données ont été modélisées et intégrées au modèle général.

2.1.1. Rayonnement solaire

La modélisation du rayonnement solaire éclairant les panneaux repose sur la décomposition du flux solaire reçu par le capteur en trois composantes, le flux solaire direct, diffus et réfléchi. L'évaluation classique [79] de ces trois composantes ne sera pas détaillée ici et les valeurs numériques découlent de corrélations issues de la librairie python PySolar, dédiée à la modélisation du rayonnement pour des applications solaires.

La modélisation du rayonnement solaire requiert de pouvoir repérer la position du soleil par rapport à celle du capteur plan. Le soleil y est repéré par sa hauteur angulaire et son azimut, tandis que le capteur solaire y est repéré par son inclinaison par rapport à l'horizontale et par son orientation (angle entre le plan vertical contenant la normale au capteur et le plan du méridien local). Bien entendu, la position du soleil varie en fonction du lieu, de la date et de l'heure d'observation.

A contrario par raison de simplicité, la position du capteur est fixée de façon définitive lors de son installation. Dans le cas du procédé étudié, l'énergie solaire collectée est utilisée quotidiennement pour produire de la chaleur, de l'électricité ou du froid. Le positionnement optimal qui maximise l'énergie collectée par le capteur sur une année est déterminé par :

- Une inclinaison du capteur égale à la latitude du lieu,
- Une orientation du capteur plein Sud.

Cette position optimale est celle retenue par défaut dans la suite de cette étude, sauf mention contraire.

La Figure V-6 présente les résultats issus de ce modèle de rayonnement solaire. Dans un premier temps, la densité de flux solaire global instantané, notée I (en W/m^2), est simulée pour chaque journée, indépendamment des conditions climatiques et de l'atténuation due à l'obscurcissement du ciel par les nuages. Cette densité de flux instantané I est ensuite intégrée sur la journée complète afin d'estimer (par excès puisque sans nuages) la ressource énergétique annuelle disponible par m^2 de capteur (en kWh/m^2).

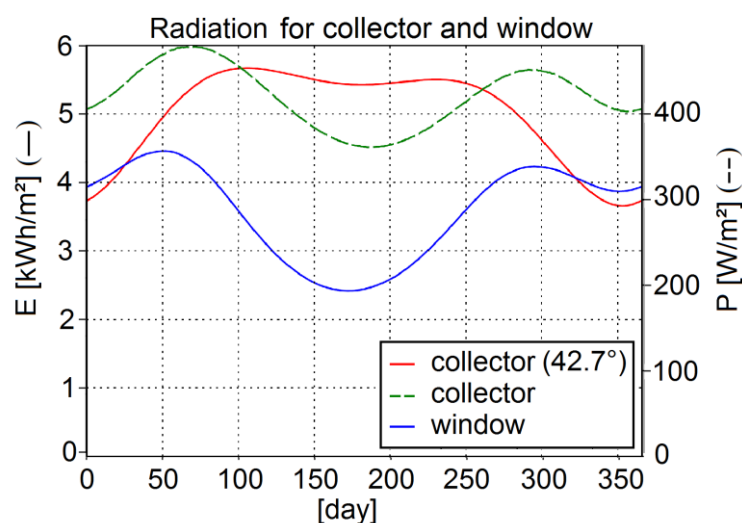


Figure V-6 : Énergie et puissance solaire reçues (sans nuages) par m^2 de panneau solaire situé à Perpignan (latitude : $42,70^\circ$, longitude : $2,90^\circ$) pour l'année 2015

La Figure V-6 indique les tendances annuelles de trois grandeurs différentes :

- La courbe rouge représente l'énergie quotidienne collectée par le capteur pour chaque jour de l'année en kWh/m^2 . La moyenne journalière de la région de Perpignan est d'approximativement $5 kWh/m^2$.
- La courbe bleue représente l'énergie journalière reçue par une surface verticale de $1m^2$ orientée plein Sud en kWh. Cette quantité permet, entre autres, d'établir les apports solaires par les baies vitrées d'une maison au cours de l'année.
- La courbe verte en pointillé représente la puissance moyenne journalière reçue par m^2 de capteur, qui varie entre 350 et $500W/m^2$. Cette puissance sert à évaluer le rendement moyen des collecteurs au cours de l'année.

En plus de l'irradiation solaire, les températures extérieures sont également nécessaires pour caractériser les besoins de l'habitat, ainsi que pour évaluer les performances du procédé de trigénération et des capteurs solaires.

2.1.2. Température extérieure

L'évolution des températures en un lieu donné ne saurait être reconstruite précisément à partir d'un quelconque modèle, à l'instar de la démarche présentée dans le cas du rayonnement. Pour chaque site d'étude, l'historique des températures est donc téléchargé sur cinq ans depuis la base de données Weather Underground [80], et est ensuite traité en deux étapes.

1. Les données brutes contiennent les températures par pas de 30 minutes pour chaque jour de l'année. À partir de celles-ci, ainsi que des heures de lever et de coucher du soleil, il est possible de déterminer pour chaque jour :
 - La température journalière moyenne,
 - Les températures journalières minimales et maximales,
 - Les températures moyennes nocturnes et diurnes, qui sont des données fondamentales pour le dimensionnement d'un système thermohydraulique solaire.

2. Dans un second temps, ces valeurs sont moyennées afin d'obtenir une année type de variation de température. Ces moyennes sont finalement filtrées avec l'algorithme de Savitsky-Golay [81], pour dégager les grandes tendances.

La Figure V-7 présente les températures extérieures nocturnes et diurnes pour la ville de Perpignan.

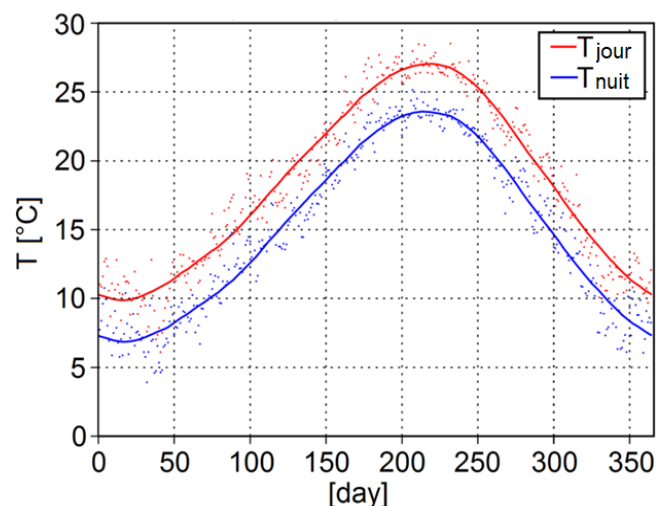


Figure V-7 : Températures extérieures nocturnes et diurnes à Perpignan moyennées (·) et filtrées (-) sur cinq années consécutives.

La connaissance des températures extérieures annuelles ainsi que de l'irradiation solaire va permettre de réaliser un modèle simplifié d'habitat afin d'en déterminer les besoins énergétiques dans le but de tester le procédé de trigénération sur celui-ci.

2.1.3. Modélisation de l'habitat

Afin de dimensionner correctement le procédé de trigénération, il est nécessaire de connaître les besoins énergétiques de l'habitat envisagés afin d'en assurer son confort thermique. La modélisation des besoins en chauffage ou en rafraîchissement d'une habitation standard peut être effectuée sur la base du modèle simplifié dit « GV ». Ce modèle est approximatif dans la mesure où l'inertie thermique du bâtiment n'est pas prise en compte ; en revanche il tient compte des apports solaires par les baies vitrées.

Les besoins de chauffage pendant la journée sont calculés selon l'équation suivante :

$$Q_{\text{chaud,jour}} = \min(0, GV(T_{\text{ext,jour}} - T_{\text{set,jour}})\Delta t_{\text{jour}} + A_{\text{ws}}\Phi_{\text{ws}}) \quad (61)$$

Les besoins de chauffage pendant la nuit sont calculés selon l'équation suivante :

$$Q_{\text{chaud,nuit}} = \min(0, GV(T_{\text{ext,nuit}} - T_{\text{set,nuit}})\Delta t_{\text{nuit}}) \quad (62)$$

Enfin, les besoins de rafraîchissement, uniquement considéré pendant la journée, sont calculés à partir de l'équation :

$$Q_{\text{froid,jour}} = \max(0, GV(T_{\text{ext,jour}} - T_{\text{set,jour}})\Delta t_{\text{jour}} + A_{\text{ws}}\Phi_{\text{ws}}) \quad (63)$$

où les différents termes sont :

- G, le coefficient de déperdition thermique volumique considéré égal à 1W/(m³. K) (valeur typique d'une maison construite dans les années 1990),
- V, le volume de la maison (100m² × 2,8m de hauteur sous plafond),
- T_{ext,jour} et T_{ext,nuit}, les températures extérieures diurnes et nocturnes,
- T_{set,jour} et T_{set,nuit}, les températures intérieures de consigne diurnes et nocturnes,
- Δt_{jour} et Δt_{nuit}, les durées de jour et de nuit,
- A_{ws} la surface équivalente de vitrage plein Sud,
- Φ_{ws} les apports solaires sur une paroi verticale exposée plein Sud. Par rapport aux modèles « GV » classiques, celui présenté au travers des équations précédentes diffère sur deux points :

- Le terme «A_wΦ_w» intègre les apports énergétiques par rayonnement au travers des fenêtres, évalué à partir de la modélisation présentée dans la section V.2.1.1;

- Dans le cadre de la fonction chauffage, l'énergie à fournir à l'habitation pendant la journée est la valeur absolue de la grandeur négative Q_{chaud,jour}. Ainsi, lorsque les apports solaires par les baies vitrées sont supérieurs à l'énergie brute requise pour compenser les déperditions thermiques (GV.(T_{ext,jour} - T_{set,jour}).Δt_{jour}), cette définition évite de mettre le rafraîchissement solaire en fonctionnement alors qu'il est simplement nécessaire de ventiler les locaux avec l'air extérieur.

Les températures de consigne utilisées pour le calcul des besoins thermiques sont indiquées dans le Tableau V.3.

Tableau V.3 : Température de consigne utilisée pour déterminer les besoins thermiques d'une habitation standard.

	Mode chauffage	Mode rafraîchissement
Phase diurne	T _{set,jour} = 20 °C	T _{set,jour} = max(25 °C, T _{ext,jour} - 7 °C)
Phase nocturne	T _{set,nuit} = 18 °C	n.a.

Une fois ces températures de consigne définies, il est possible de déterminer les besoins thermiques en chauffage et rafraîchissement. La Figure V-8 illustre les résultats du modèle pour une habitation située dans la région de Perpignan. Les besoins annuels en chauffage (par m² de l'habitation) sont évalués à près de 70 kWh/(m².an), les besoins de rafraîchissement à 16 kWh/(m².an) et les DJU₁₈ sont de 1323 °C.j.

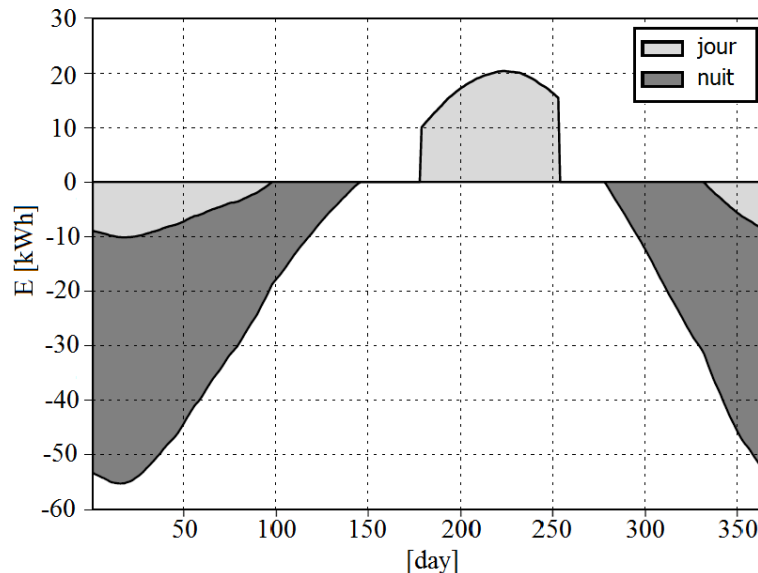


Figure V-8 : Modélisation des besoins thermiques nécessaires à une habitation classique située dans la région de Perpignan. La partie négative représente l'énergie à fournir pour assurer la fonction chauffage, tandis que la partie positive représente l'énergie à évacuer pour assurer le rafraîchissement de l'habitat. Les besoins thermiques durant les périodes diurnes sont représentés en gris clair, tandis que les besoins durant les périodes nocturnes sont représentés en gris foncé.

Ces résultats sont cohérents et typiques d'une habitation correctement isolée qui serait classée entre B et C selon le diagnostic des performances énergétiques actuel (DPE). Toutefois, une des faiblesses de cette approche est qu'on ne prend pas en compte l'inertie thermique du bâtiment. Ignorer ce phénomène qui tend à réduire les besoins en froid notamment peut conduire à surdimensionner légèrement l'installation. Autre conséquence pour le chauffage, l'inertie thermique du bâtiment joue le rôle de stockage thermique passif en accumulant la chaleur dans les murs et les planchers la journée pour les restituer la nuit. Les résultats de la Figure V-8 se rapprochent donc d'habitats à faible inertie, de type maison en bois. Sur des bâtiments à inertie plus importante, les besoins nocturnes de chaleur seraient moins importants, et les besoins de chaleur diurnes plus importants, ce qui permettrait notamment une meilleure valorisation de l'énergie solaire et une réduction de la consommation d'énergie auxiliaire.

2.2. Stratégie globale de commande du système

Une fois les données climatiques et le modèle d'habitat définis, il convient également d'adopter une stratégie de commande du système, c'est-à-dire de préciser de quelle façon sera répartie la puissance solaire captée pour satisfaire les différents besoins potentiellement simultanés.

Pour cette étude, la stratégie choisie est la suivante :

- La demande en chaleur doit toujours être satisfaite. Cette obligation vise à toujours assurer un confort thermique minimal au sein de l'habitat considéré. Celle-ci sera assurée via l'énergie solaire amplifiée par le procédé CHV3T quand l'ensoleillement le permet ou via l'énergie produite par une source de chaleur auxiliaire également amplifiée par le procédé CHV3T. En cas de température extérieure extrême, en dehors de la gamme de fonctionnement du CHV3T ou lorsque les performances de celui-ci sont trop dégradées, la demande de chaleur sera alors fournie directement par les capteurs solaires ou par la source auxiliaire.
- La production de froid est uniquement assurée à partir de l'énergie solaire et donc pendant la journée. Le choix d'utiliser une chaudière auxiliaire pour produire du froid n'est pas étudié ici ; cela ne s'avère pas être strictement nécessaire sous un climat méditerranéen et apparaîtrait comme un non-sens environnemental, quitte à ce que le confort thermique d'été ne soit pas assuré à certains moments.
- La production d'électricité n'intervient qu'une fois que les besoins de chauffage ou de rafraîchissement sont nuls, et est uniquement réalisée à partir de l'énergie solaire via l'ORC.

Avec cette stratégie, la totalité de l'énergie solaire reçue par les capteurs est valorisée. D'autres stratégies sont aussi possibles, comme accepter une production de froid ou d'électricité à partir de la source de chaleur auxiliaire par exemple, ces choix pouvant être avantageux pour d'autres climats ou pour réduire la consommation d'électricité sur le réseau pendant des pics de consommation par exemple. L'intégration d'un stockage thermique alimenté par énergie solaire pendant la journée permettrait également d'étudier d'autres scénarios.

Une fois la stratégie d'exploitation établie, il est nécessaire d'évaluer les rendements énergétiques associés à chacun des modes. Ceux-ci sont régis par la possibilité d'utiliser ou non le sous-système CHV3T, en fonction des conditions opératoires extérieures. La Figure V-9 présente les relations considérées pour le calcul des performances des fonctions chauffage et rafraîchissement, en fonction des différents scénarios rencontrés.

À titre d'exemple, si les températures extérieures faibles indiquent un besoin de chauffage, avec un ensoleillement suffisant, alors le procédé CHV3T pourra fonctionner en valorisant la chaleur captée par les capteurs solaires et ses performances seront calculées selon la relation :

$$COA_G = COA_{th} \cdot \eta_{coll} \quad (64)$$

À l'inverse, si l'ensoleillement n'est pas suffisant, le CHV3T fonctionnera en amplifiant la chaleur produite par la source de chaleur auxiliaire et la relation utilisée pour le calcul des performances sera :

$$COA_G = COA_{th} \cdot \eta_{aux} \quad (65)$$

De même en mode rafraîchissement, qui ne fonctionne lui que quand la ressource solaire est suffisante :

$$\text{COP}_G = \text{COP}_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{coll}} \quad (66)$$

Quand les besoins thermiques sont nuls, et que l'ensoleillement le permet, c'est le mode production d'électricité qui prendra le relais, selon l'équation (60).

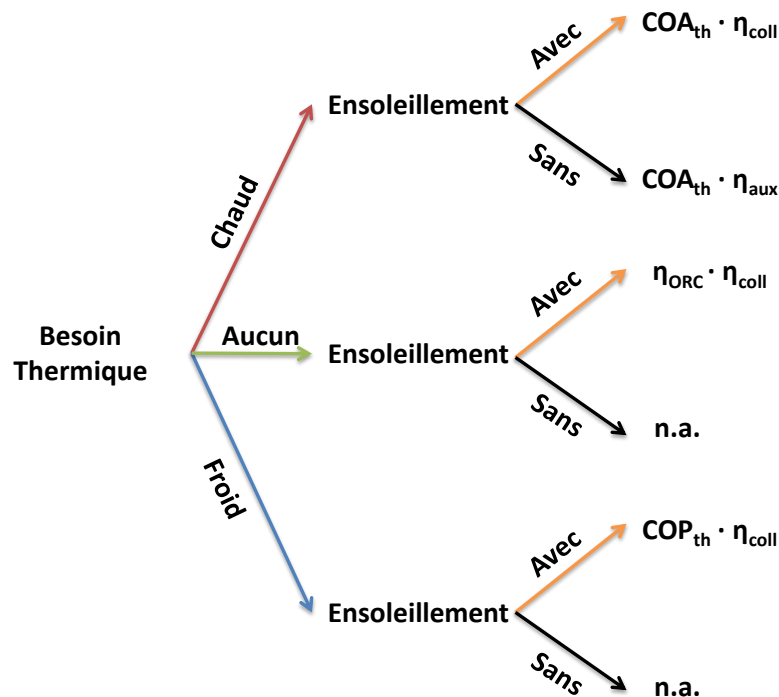


Figure V-9 : Choix des différents scénarios de production.

Ainsi, en connaissant les besoins énergétiques de l'habitat, les apports solaires et les performances du procédé qui sont fonction des données climatiques, il est possible de déterminer pour une surface de captation donnée l'énergie journalière produite en chaleur, en froid et en électricité puis de les cumuler sur une année complète de fonctionnement.

Quatre cas de figure peuvent être rencontrés :

- un sous dimensionnement de la surface de collecteur solaire,
- un surdimensionnement,
- un dimensionnement adapté à la production de chauffage seulement,
- un dimensionnement adapté pour assurer l'ensemble des besoins thermiques (chauffage et rafraîchissement).

Les figures V-10 à V-13 traitant de ces 4 cas présentent l'énergie captée et restituée par le procédé de trigénération au cours des 365 jours de l'année.

Ces figures se décomposent en deux représentations graphiques complémentaires :

- La figure de gauche (a) montre l'énergie **entrante** dans le système, avec l'aire **sous** la courbe épaisse qui représente l'énergie solaire et l'aire **au-dessus** de cette courbe qui représente les apports d'énergie issus de la source auxiliaire. Par ailleurs, un code couleur complète l'information en permettant de déterminer la fonction remplie par cette énergie :
 - La surface rouge représente l'énergie apportée par la source auxiliaire à destination du chauffage.
 - La surface orange représente l'énergie solaire à destination du chauffage.
 - La surface verte représente l'énergie solaire à destination de la production électrique.
 - La surface bleue représente l'énergie solaire à destination de la production de froid.
- La figure de droite (b) montre l'énergie produite ou **sortante** du procédé de trigénération. La part négative du graphe concerne l'énergie dédiée au chauffage, tandis que la part positive celle dédiée au rafraîchissement ou à la production électrique avec le même code couleur que ci-dessus.

Ces paires de figures donnent une appréciation qualitative et quantitative de l'énergie captée et restituée ; elles servent en première lecture à mieux comprendre la stratégie de commande décrite précédemment au travers des 4 cas de figure pouvant être rencontrés. Ces courbes ont été tracées dans le cas du couple de fluides R1234yf/R1233zd. Pour d'autres couples, les valeurs seraient différentes, mais les tendances générales seraient identiques.

► Premier cas de figure : comportement énergétique en cas de sous-dimensionnement de la surface de collecteur solaire ($S=1 \text{ m}^2$) (Figure V-10)

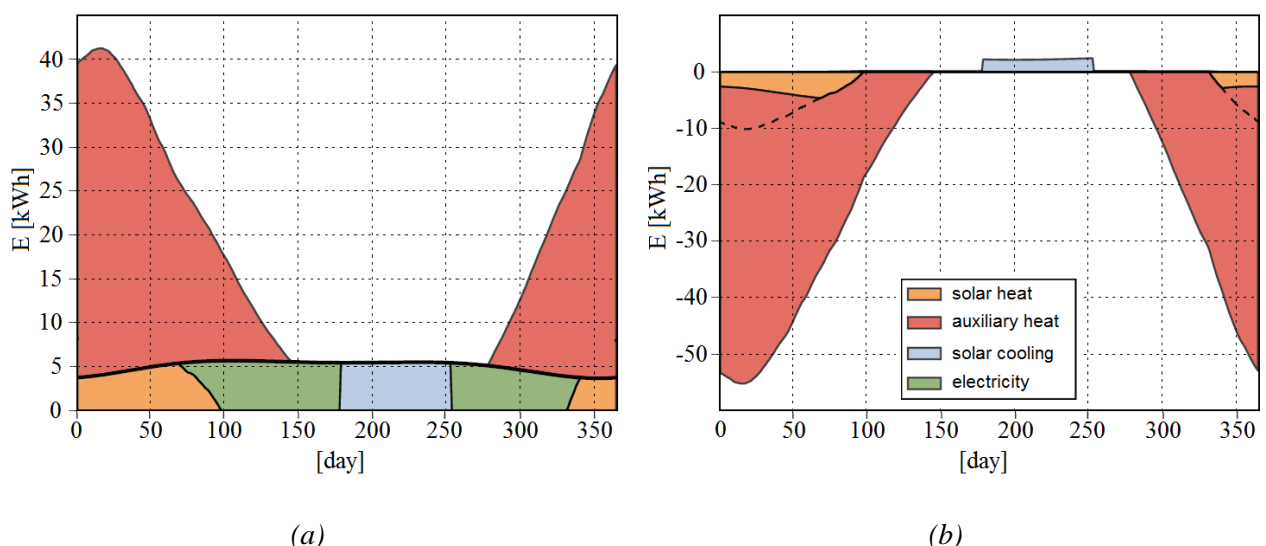


Figure V-10 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un sous dimensionnement de la surface de collecteurs solaires ($S = 1 \text{ m}^2$)

Dans ce cas, ni les besoins de chauffage ni les besoins de rafraîchissement ne sont convenablement assurés. C'est alors la source de chaleur auxiliaire qui prend le relais pour assurer les besoins de chauffage pendant la nuit, ainsi que pendant certaines journées d'hiver en soutien aux collecteurs solaires (aire rouge au-dessus de courbe en pointillé dans Figure V-10b).

Dans ce cas de figure, la production d'électricité est marginale, le faible rendement de conversion cumulé à la faible quantité d'énergie solaire dédiée à la production électrique, ne permet qu'une très faible production électrique à peine perceptible sur le graphe de la Figure V-10.b. Toutefois, même dans ce cas de figure particulièrement défavorable, le procédé CHV3T permet une amplification de la chaleur produite par la source auxiliaire et donc la réduction de la consommation de combustible. Par exemple pour le 100^{ème} jour durant lequel le chauffage ne fait appel qu'à la source d'énergie auxiliaire, la consommation de cette énergie est de 12,5 kWh (18 kWh-5,5 kWh dans Figure V-10a) tandis que la restitution, amplifiée grâce au sous-système CHV3T, atteint 17 kWh (Figure V-10b) dans la maison. En 2^{ème} exemple, le 200^{ème} jour, la ressource solaire de 5 kWh environ est entièrement affectée pour le rafraîchissement diurne (environ 1,1 kWh) alors que les besoins ce même jour auraient été de 18 kWh (non représentés sur la figure V-10b, mais visibles à la figure V-12b)

► Deuxième cas de figure : les collecteurs solaires sont dimensionnés ($S= 4,12 \text{ m}^2$) de façon à assurer l'ensemble des besoins de chauffage de l'habitat uniquement pendant la journée.

Dans ce cas présenté sur la Figure V-11, les besoins de chauffage diurne (en orange) sont intégralement assurés par les collecteurs solaires, en profitant de l'amplification fournie par le procédé CHV3T, tandis que les besoins de chauffage nocturne sont toujours assurés par la source auxiliaire et amplifiés par le procédé CHV3T. Une plus grande surface de captation permet de capter davantage de chaleur solaire incidente (environ 20 kWh le jour 200) et de produire plus de froid pendant l'été (environ 4,2 kWh le jour 200). Cependant, cette surface de captation n'est pas suffisante pour couvrir l'ensemble des besoins sur l'année, bien que la production d'électricité ait été améliorée (cependant toujours à peine visible sur la figure V-11b)

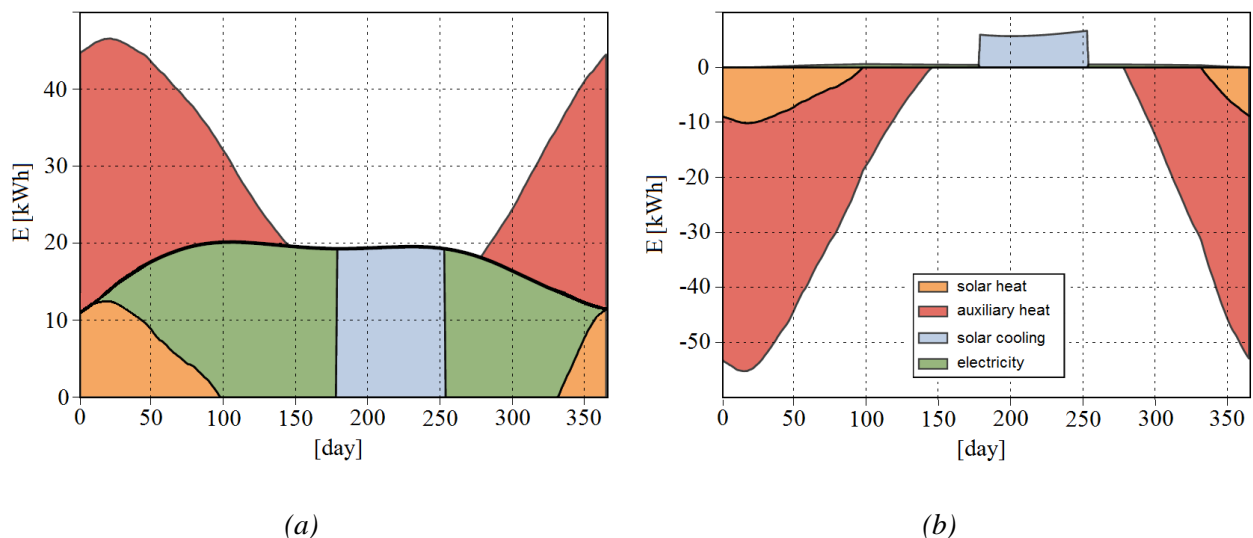


Figure V-11 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un dimensionnement visant à assurer l'ensemble des besoins de chauffage pendant la journée. ($S=4,12 \text{ m}^2$).

► Troisième cas de figure : la surface de collecteur solaire est dimensionnée ($S=17,9 \text{ m}^2$) de façon à subvenir à l'ensemble des besoins thermiques diurnes, en chauffage comme en refroidissement.

C'est ce que l'on constate sur la Figure V-12, les besoins en rafraîchissement (en bleu) sont cette fois intégralement assurés par le procédé CHV3T, lui-même alimenté par les collecteurs solaires. Le besoin le plus important en rafraîchissement (20 kWh) intervient le 220^{ème} jour (le 8 août) et conditionne la surface de capteur nécessaire, soit $17,9 \text{ m}^2$. Il en résulte que l'installation est surdimensionnée pendant l'hiver pour la fonction chauffage, et de ce fait le procédé CHV3T laisse place au procédé ORC chaque fois que la demande de chauffage est satisfaite afin de valoriser en électricité (par exemple environ 3,52 kWh au jour 150) l'excédent d'énergie solaire thermique reçue (respectivement 88 kWh au jour 150).

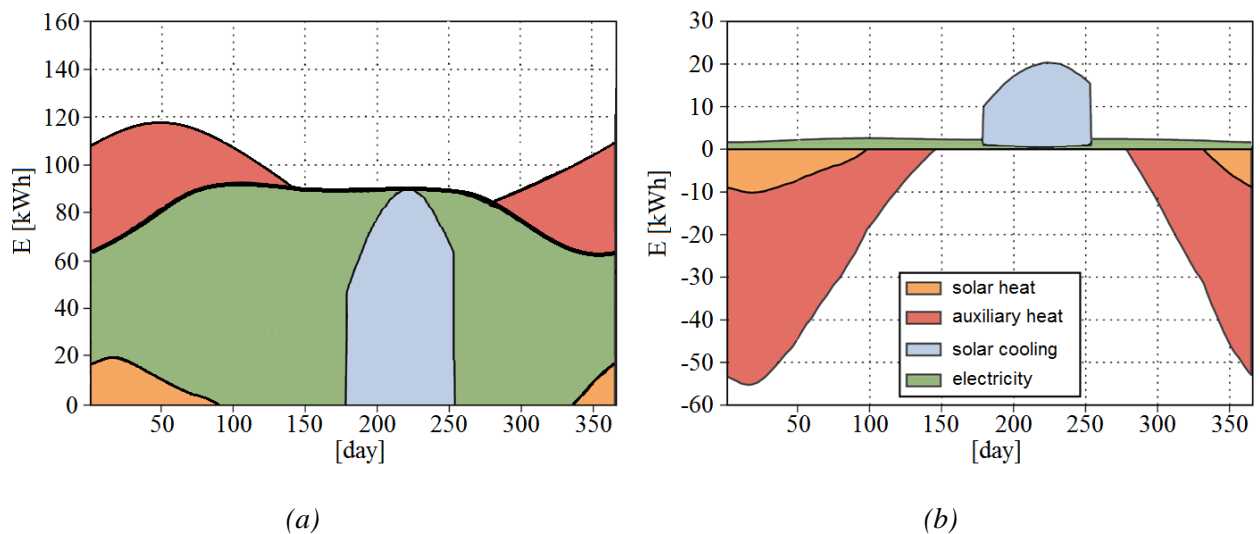


Figure V-12 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un dimensionnement visant à assurer l'ensemble des besoins thermiques diurnes (chauffage et rafraîchissement). ($S = 17,9 \text{ m}^2$).

► Quatrième configuration : la surface de collecteur solaire est surdimensionnée ($S=23,8 \text{ m}^2$),

Cette configuration pourrait être rencontrée si l'utilisateur décidait d'occuper la totalité de sa toiture. Dans ce cas présenté dans la Figure V-13, l'ensemble des besoins de chauffage diurnes est fourni par les collecteurs solaires et amplifié par le procédé CHV3T ; de même les besoins en rafraîchissement sont intégralement couverts par le procédé CHV3T. Cette surface de collecteur permet en outre tout au long de l'année une production quotidienne d'électricité (4,32 kWh d'électricité au jour 150), une fois les autres besoins satisfaits.

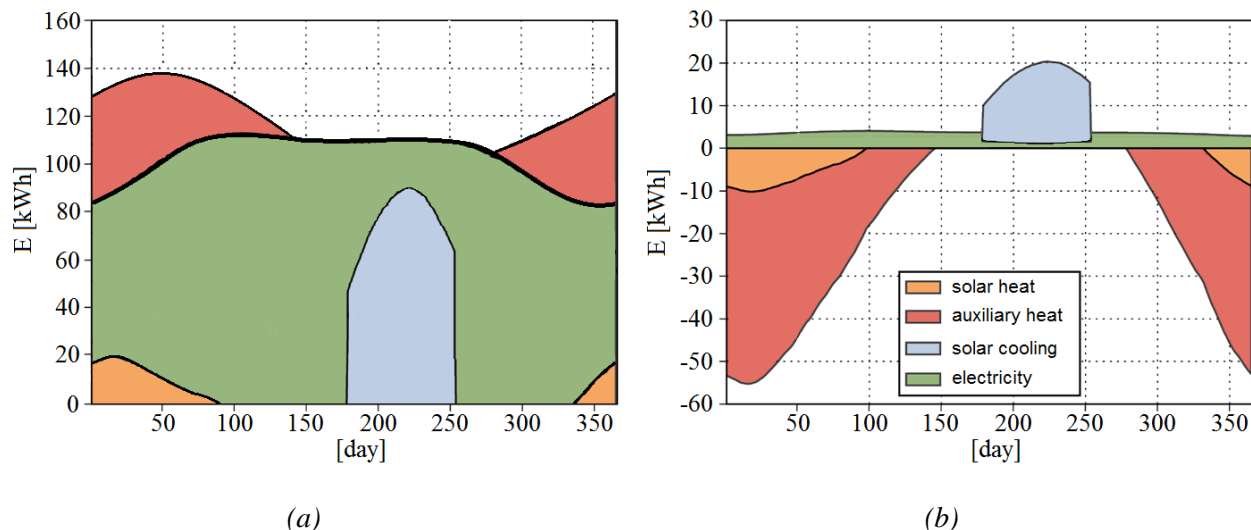


Figure V-13 : Énergies entrante (a) et sortante (b) du procédé de trigénération, ainsi que leur utilisation, dans le cas d'un large dimensionnement de la surface de collecteur solaire). ($S = 23,8 \text{ m}^2$).

Ce large dimensionnement de la surface de captation n'entraîne cependant aucune perte ou montée en température au sein des collecteurs solaires, étant donné que l'énergie excédentaire est intégralement convertie en électricité. Cependant le faible rendement de conversion électrique (3 à 5%) implique qu'une autonomie électrique totale nécessiterait soit des surfaces de captation très importantes, soit de réaliser la production électrique par l'ORC à partir de la source de chaleur auxiliaire.

2.3. Analyse du rendement annuel

La détermination des modes et des plages de fonctionnement du système permet d'effectuer une simulation annuelle du procédé de trigénération dans son ensemble, en se basant à la fois sur les données météorologiques et sur la modélisation des besoins thermiques de l'habitat. Afin de fixer une surface de collecteur, l'objectif fixé dans le cadre de cette étude est d'assurer l'ensemble des besoins en chauffage diurne et de rafraîchissement sans recours à la source de chaleur auxiliaire. Cet objectif correspond au 3ème cas de figure envisagé ci-dessus.

Ce choix impose une surface de collecteur minimum, fonction des performances thermodynamiques obtenues pour chaque couple fluide. Ces surfaces sont indiquées dans le Tableau V.4. Comme précisé précédemment, nous excluons l'emploi de fluide inflammable, ce qui rend l'emploi du couple fluide R1234yf/R1233zd, le plus intéressant en termes de performances, avec une surface minimum de collecteur de $17,9 \text{ m}^2$. Il faut toutefois rappeler que ce choix de fluides est conditionné à la plage de fonctionnement considérée (climat méditerranéen) ainsi qu'à l'emploi de la variante CHV3T-WGS.

À titre comparatif, dans les mêmes conditions opératoires, l'emploi de la variante W0 à la place de la WGS, impliquerait une surface de collecteur minimum d'approximativement 25 m^2 , notamment due à un COP_{sol} relativement faible. Toutefois, au vu de la complexité technique qu'engendre la variante WGS, seule une étude technico-économique approfondie pourra justifier l'avantage concurrentiel que procure la variante WGS par rapport à la variante basique W0.

Tableau V.4 : Classement des couples de fluides en fonction de la surface de collecteur solaire nécessaire pour assurer les besoins de chauffage et de rafraîchissement d'une habitation de 100m² avec un coefficient $G = 1W/(m^3.K)$, à Perpignan

Classement	Fluide récepteur	Fluide moteur	A_{coll} (m ²)
1	R1234ze(E)	Isopentane	16,22
2	n-Propane	2-Butene	16,34
3	R161	R1234ze(E)	17,64
4	R161	Neopentane	17,65
5	Propylene	n-Butane	17,80
6	R1234yf	R1233zd	17,91

Ainsi, en fixant le modèle d'habitat, les conditions climatiques, le couple fluide et la surface de collecteur, il est désormais possible d'analyser l'évolution des performances journalières du procédé de trigénération, en termes de production de chaud, de froid et d'électricité sur une année complète. La Figure V-14, présente les résultats d'une telle simulation et complète la Figure V-12 en considérant les paramètres suivants :

- Modèle d'habitat décrit dans la section V.2.1.3 (incluant les apports solaires par les baies vitrées) avec $G = 1W/(m^3.K)$, $V = 280 m^3$.
- Irradiation solaire et température extérieure déterminée pour la ville de Perpignan.
- Couple fluide : R1234yf/R1233zd.
- Surface de collecteur : 17,9 m², pour garantir les besoins diurnes de chauffage et de rafraîchissement.

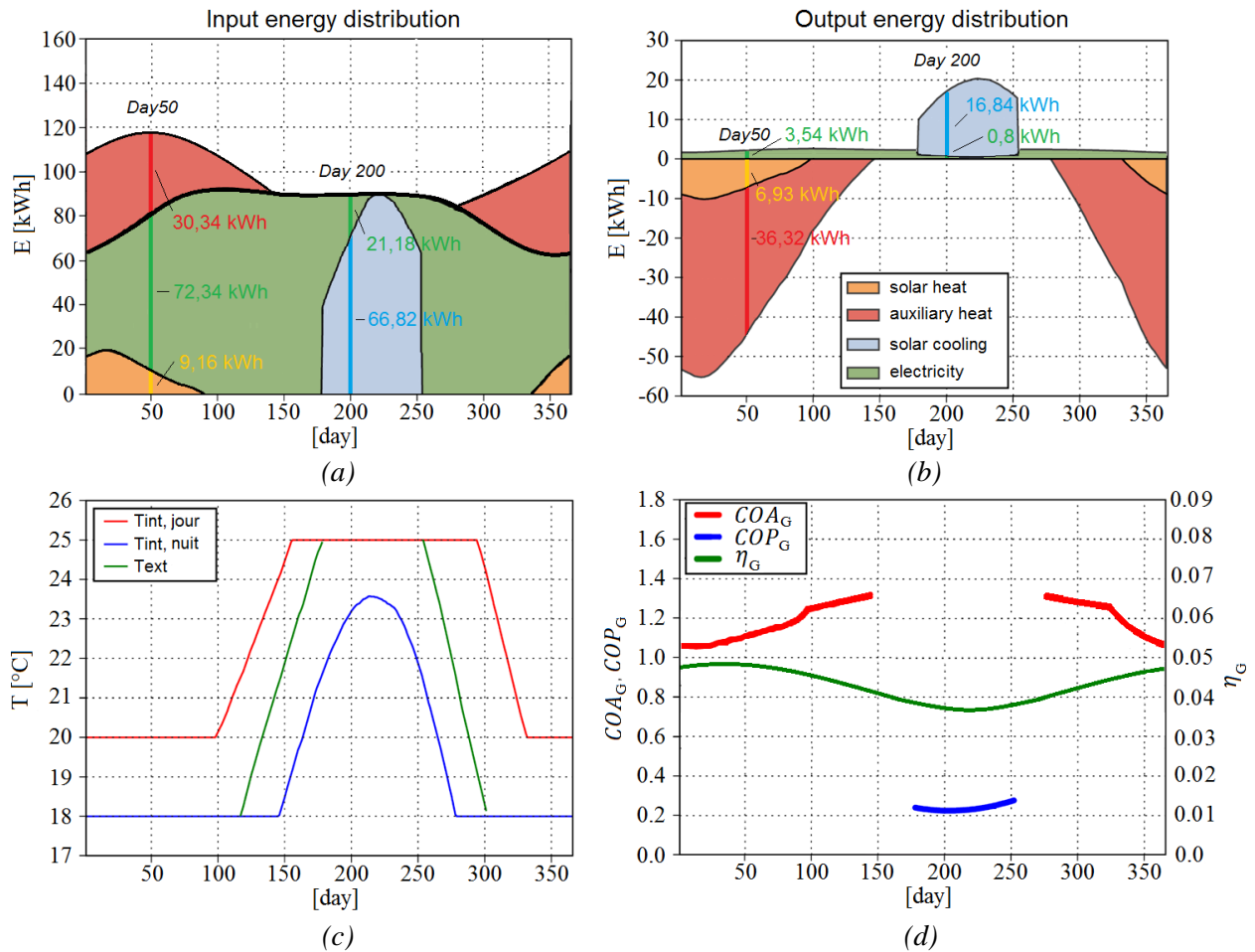


Figure V-14 : Modélisation annuelle des énergies entrantes et sortantes du procédé de trigénération CHV3T-WGS/ORC et évaluation des performances au cours de l'année. Cas d'une maison individuelle située à Perpignan pour une surface de capteurs solaires de 17,9m²

Cette figure peut être interprétée de la façon suivante :

Les premiers graphes (a) et (b) présentent l'énergie entrante et sortante du procédé de trigénération de la même façon que les graphes présentés dans la section V.2.2. Le code couleur associé permet de rendre compte pour chaque jour de l'année de la quantité d'énergie dédiée à une fonction spécifique.

Deux jours de référence ont été sélectionnés et sont plus amplement détaillés dans le Tableau V.5 pour les énergies entrantes dans le système et dans le Tableau V.6 pour les énergies produites par le système de trigénération.

Tableau V.5 : Tableau récapitulatif des flux énergétiques entrants dans le système.

Jour	Conversion de... (en kWh)			
	solaire en chaleur	auxiliaire en chaleur	solaire en froid	solaire en électricité
Jour 50	9,16	30,34	-	72,34
Jour 200	-	-	66,82	21,18

L'énergie finale présentée dans le Tableau V.6 correspond donc à l'énergie entrante dans le système présenté dans le premier graphe, multipliée par les efficacités correspondantes aux besoins considérés et telles que détaillées dans la Figure V-9.

Tableau V.6 : Tableau récapitulatif des flux énergétiques sortant du système.

Jour	Production de... (en kWh)			
	chaleur par le solaire	chaleur par l'auxiliaire	froid par le solaire	électricité par le solaire
Jour 50	6,93	36,32	-	3,54
Jour 200	-	-	16,84	0,80

Le troisième graphe (c), présente l'évolution des températures à l'intérieur et à l'extérieur de l'habitation. Il permet de confirmer que les températures de consigne préalablement fixées dans le Tableau V.3 sont bien respectées.

Enfin le quatrième graphe (d), présente l'évolution des performances des différentes fonctions du procédé de trigénération au cours de l'année : COA_G , pour la fonction chauffage, COP_G , pour la fonction rafraîchissement et η_G pour la fonction production d'électricité. Ces dernières fluctuent en fonction de l'évolution des températures externes ainsi que de l'évolution du rendement des capteurs solaires. Le COA_G moyen sur 24h est plus complexe à analyser car il combine le COA_{sol} et le COA_{aux} respectivement pendant le jour et la nuit de la date considérée.

Pour faciliter la compréhension de la Figure V-14, deux jours de références sont détaillés, le 19 février (Jour 50) soit une journée d'hiver classique et le 19 juillet (Jour 200), journée représentative d'été.

- **Pour la journée du 19 février (jour 50)**, le champ solaire reçoit 81,5 kWh (voir Fig. V-14a) sous forme de rayonnement solaire. Une part de cette énergie, 9,2 kWh (Fig. a) est consacrée à assurer les besoins en chauffage diurne soit 6,9 kWh (Fig. a), avec un COA_{sol} de 0,75 pour l'ensemble collecteur solaire/CHV3T. L'énergie solaire collectée excédentaire (72,3 kWh) est consacrée à la production électrique via l'ORC. Le rendement électrique de ce dernier étant de 4,8% (Fig. d) en moyenne le 19 février, la production électrique est de 3,54 kWh (Fig. b).

Pendant la nuit, la chaudière auxiliaire apporte 30,3 kWh (111,8 - 81,5 lu sur Fig. a) qui sont amplifiés par le procédé CHV3T avec un COA_{aux} de 1,2 afin de fournir les 36,32 kWh nécessaires pour le chauffage nocturne.

- **Pour la journée du 19 juillet (jour 200)**, l'énergie solaire collectée est principalement dédiée aux besoins de rafraîchissement, ces derniers s'élevant à 16,8 kWh (Fig. b). Le COP_G , calculé en fonction des températures et de l'irradiation du 19 juillet, vaut 0,25 (Fig. d). De ce fait 66,8 kWh (Fig. a) d'énergie solaire sont nécessaires pour subvenir à ces besoins. L'énergie solaire excédentaire 21,2 kWh (88,0 - 66,8 lu dans Fig. a) permet alors la production de 0,8 kWh d'électricité (à peine visible sur Fig. b).

Finalement, la Figure V-15 donne une autre représentation de ces résultats en permettant de bien visualiser les flux énergétiques entrants et sortants du procédé de trigénération, ainsi que ses performances moyennes annuelles.

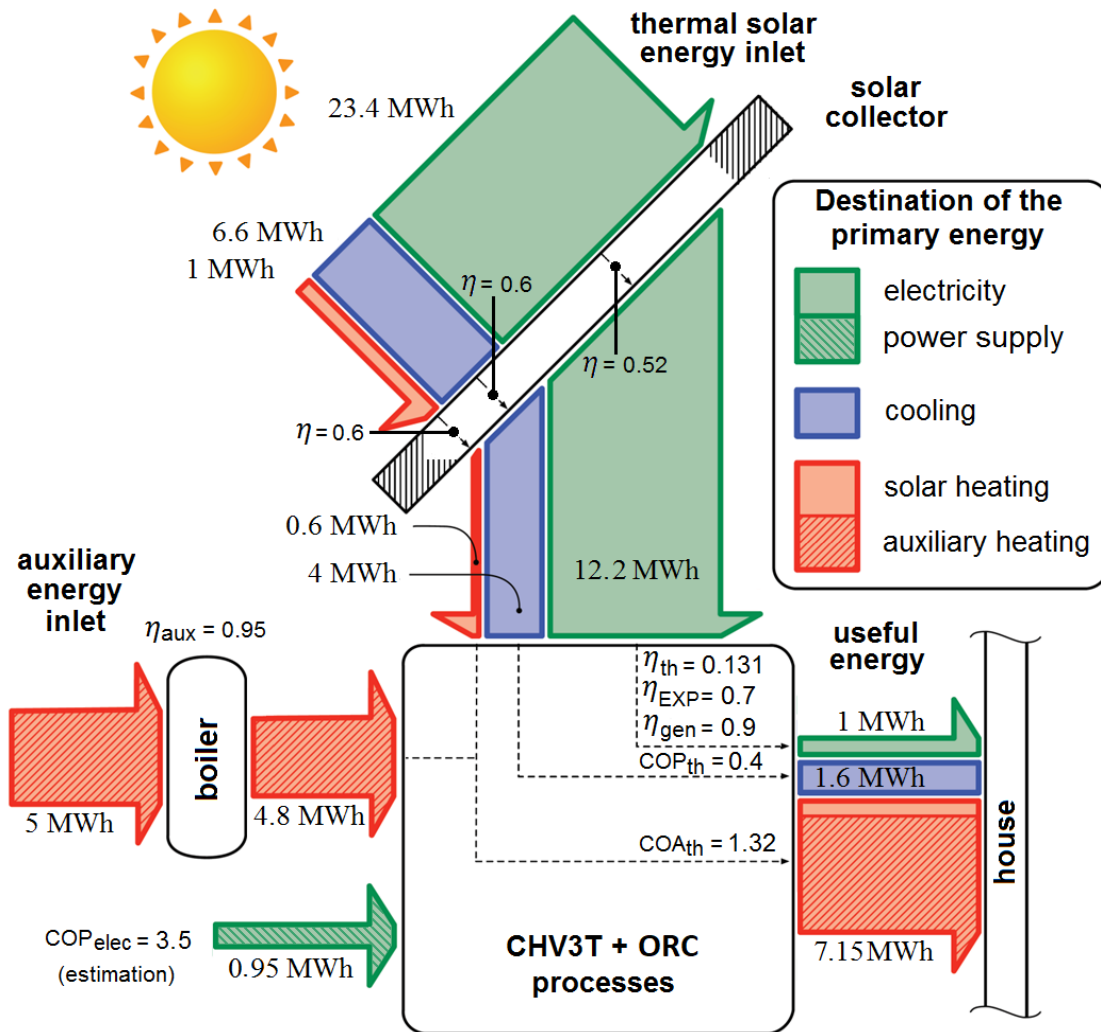


Figure V-15 : Représentation schématique des flux énergétiques annuels assurant le confort thermique d'une résidence standard de 100m² équipée de 17,9 m² de collecteur solaire à Perpignan par un trigénérateur CHV3T-WGS/ORC. Le couple de réfrigérant considéré est le couple R1234yf/R1233zd.

Avec cette dernière figure, trois points peuvent être mis en évidence :

- La fonction amplification du procédé CHV3T peut-être intéressante même en l'absence d'énergie solaire. L'amplification de la chaleur produite par la source de chaleur auxiliaire permet ici une réduction d'approximativement 30% de la consommation de la chaudière.
- La fonction de rafraîchissement à partir de l'énergie reçue par les collecteurs solaires permet de subvenir aux besoins de rafraîchissement avec une COP_G annuelle d'approximativement 0,24.
- L'intégration du procédé ORC permet de produire de l'électricité tout au long de l'année en valorisant l'excédent d'énergie reçue par les collecteurs solaires. La conversion de rayonnement en électricité atteint un rendement global annuel η_G de 4,2% (=1MWh/23,4MWh).

Par ailleurs un bilan énergétique plus précis doit prendre en compte la consommation électrique du procédé et des auxiliaires nécessaires à son bon fonctionnement. Les évaluations du COP_{elec} et du COA_{elec} sont complexes à faire en l'absence de prototype expérimental, celles-ci dépendent de nombreux choix technologiques, tels que le nombre de vannes, de pompes, de convecteurs,

mais aussi leurs technologies (type de pompe, vannes ou distributeurs hydrauliques notamment). Une première évaluation a été réalisée par Martins [53] sur la variante WL du CHV3T, celle-ci conclut à un COP_{elec} compris entre 3,5 et 4 durant une journée d'été. Il faut toutefois rappeler que plusieurs différences existent entre ces deux études. La variante WGS devrait permettre un meilleur COP_{elec} que la variante WL grâce à la pressurisation thermique du fluide de travail. Toutefois, cet avantage est contrebalancé par un nombre plus important de vannes, ainsi que par l'ajout d'une boucle de fluide caloporteur supplémentaire pour les besoins de trigénération.

On remarquera qu'en considérant un COP_{elec} de 3,5 et une surface de captation de 17,9m², la production électrique suffit à compenser la consommation intrinsèque du procédé de trigénération sur une année complète.

Enfin il faut rappeler qu'aucun prototype n'a été construit pour valider ces résultats à ce jour. L'étude vise ici une évaluation du potentiel de ce nouveau processus thermohydraulique, réalisée sur la base d'hypothèses fortes. Les principales sont discutées ci-dessous.

- **Non prise en compte de la couverture nuageuse :** Les résultats de simulation obtenus précédemment ne tiennent pas compte de la couverture nuageuse, ils représentent donc une estimation haute. Toutefois, il faut rappeler que même en cas de faibles irradiations solaires, la fonction amplification du CHV3T permettrait de réduire la consommation de la source de chaleur auxiliaire.
- **Absence d'inertie thermique de l'habitat :** L'inertie thermique d'un habitat influence fortement la répartition de ses besoins. Du fait de l'absence d'inertie, les besoins en chauffage nocturne et les besoins de rafraîchissement sont certainement surévalués par rapport à une habitation réelle, et donc la consommation d'énergie auxiliaire également. Dans un cas réel, une partie de l'énergie nécessaire au chauffage nocturne serait assurée pendant la journée et stocké dans la dalle et les murs de l'habitation, ce qui veut dire que la production électrique est elle aussi certainement surévaluée, puisqu'une partie de cette énergie consommée servirait à assurer les besoins de chauffage. Enfin, si les besoins de rafraîchissement sont plus faibles en réalité que ce qui est prévu dans la simulation, alors la surface de collecteur minimum nécessaire pour subvenir à ces besoins doit être elle-même inférieure aux 17,9 m² annoncés.
- **Efficacité constante :** Les efficacités des différents composants sont considérées constantes alors qu'elles sont influencées par les conditions climatiques elles-mêmes fortement variables au cours de l'année. Toutefois, des valeurs moyennes ont été considérées pour ne tenir compte de ces variations.

Même avec ces réserves, il reste possible de comparer ces résultats à ceux d'autres études de procédés de trigénération réalisées avec des hypothèses simplificatrices similaires. Parmi ces études on retrouve par exemple les procédés ORC/PAC [52] ou les procédés PV/PAC [38]. La comparaison entre différents systèmes de trigénération est complexe, puisque les conditions de fonctionnement sont souvent différentes, comme les températures des sources/puits de chaleur ou encore les modes d'exploitations. De plus les performances ne peuvent être les seuls critères à prendre en compte, l'aspect économique ou encore l'encombrement doivent également être considérés, en particulier dans le cadre d'application résidentielle.

En termes de performances, l'étude d'Immovilli et al. [50] compare différents systèmes de cogénération solaires dont les COP_{sol} varient de 0,05 à 0,6 pour la production de froid et des efficacités de 5% à 20% pour la production d'électricité. Le système CHV3T/ORC atteint lui des performances du même ordre de grandeur, avec un COP_{sol} variant entre 0,21 et 0,3, mais une efficacité plus faible pour la production électrique (4% à 5%). En comparaison, les procédés de production électrique solaire à basse température atteignent des rendements de l'ordre de 2% à 8% [27]. En termes de chauffage, le procédé CHV3T permet une amplification de la chaleur produite par la source de chaleur auxiliaire de 30% en moyenne.

En termes d'encombrement, la nécessité de mettre en œuvre 4 cylindres de transfert de 40 litres chacun et le grand nombre de vannes qu'implique la variante CHV3T-WGS conduisent à un encombrement supérieur à celui des autres systèmes considérés. Le procédé peut toutefois être déporté à l'extérieur de l'habitat. L'intérêt économique du procédé n'a pas été évalué à ce stade de l'étude. Néanmoins, le nombre de composants laisse présumer un coût d'investissement relativement important.

3. Conclusion

Ce chapitre a permis dans un premier temps de clarifier certains aspects plus technologiques du procédé de trigénération, en précisant notamment les technologies d'extraction/captation des calories, l'intégration et le couplage des procédés CHV3T et ORC, ou encore la stratégie de contrôle et de régulation utilisée dans le cadre de cette étude. Ces choix technologiques ont permis d'affiner le choix des couples de fluides utilisés, de mesurer leurs impacts sur les performances du procédé et en définitive de présenter le dimensionnement final des principaux éléments qui le constituent.

Une simulation de son fonctionnement annuel a été réalisée en compilant les simulations quotidiennes en quasi-statique avec les conditions opératoires variant d'un jour à l'autre (modélisations détaillées dans les chapitres précédents). Cette simulation annuelle permet ainsi d'évaluer pour une surface de captation donnée, l'évolution des performances du procédé de trigénération, c'est-à-dire de quantifier les flux d'énergie produits pour chaque utilité (chauffage, rafraîchissement ou électricité).

Pour obtenir ces résultats, il a fallu dans un premier temps préciser les méthodes d'obtention des données climatiques et élaborer un modèle simple d'habitat afin de déterminer les besoins thermiques d'une maison type de 100m². En combinant ces informations à une stratégie visant à assurer à minima les besoins de chauffage et de rafraîchissement diurnes par voie solaire, il a été possible de déterminer la surface minimale de collecteur solaire nécessaire.

Une fois ce jeu de paramètres défini (modèle d'habitat, conditions climatiques, couple de fluides, surface de collecteur), les simulations annuelles ont pu être réalisées. Il en ressort que le procédé de trigénération permet une amplification d'un facteur de 1,32 en moyenne sur l'année de la chaleur collectée par les capteurs solaires ou produite par la source auxiliaire. En termes de rafraîchissement le COP solaire atteint 0,24. L'intégralité de l'énergie solaire excédentaire est convertie en électricité avec un rendement fluctuant entre 3,8% et 5%. On remarque également qu'une surface de collecteur de 17,9m² en plus de permettre théoriquement de couvrir les besoins de chauffage diurne et de rafraîchissement, permet de produire plus d'électricité que le procédé

de trigénération en a consommé pour subvenir aux besoins thermiques de l'habitation. L'estimation d'un COP_{elec} de 3,5 permet de déduire une consommation intrinsèque du procédé de 0,95 MWh tandis qu'il a permis la production d'1MWh d'électricité sur l'ensemble de l'année. Toutefois ce bilan électrique annuel neutre est seulement théorique étant donné que l'électricité produite ne peut pas l'être au moment où elle est consommée par la machine, une réelle autonomie énergétique nécessiterait un stockage de cette dernière. Il ressort cependant que cette production électrique permet de réduire les besoins électriques de l'habitat dès que la surface de captation excède les 17m². Ces performances restent inférieures à celles de procédés spécialisés à un seul type d'énergie, ou même de procédés de cogénération. Elles restent néanmoins dans les mêmes ordres de grandeur que celles d'autres procédés de trigénération.

Ces résultats méritent toutefois d'être discutés du fait des hypothèses simplificatrices fortes qui ont été prises pour réaliser ces simulations, notamment en termes d'inertie thermique de l'habitat, dont une meilleure prise en compte ferait certainement baisser significativement les besoins de chauffage nocturne et les besoins de rafraîchissement. Il faut également rappeler que ces résultats ne tiennent pas compte de la couverture nuageuse, et représentent par conséquent une estimation haute qu'il sera difficile d'atteindre en conditions réelles. A contrario, le recours à une régulation par "loi d'eau", plutôt qu'une régulation "tout ou rien", permettrait d'améliorer légèrement les performances du procédé CHV3T.

Conclusion générale et perspectives.

Pour respecter l'accord de la COP21 qui s'est tenue à Paris en 2015, conférence durant laquelle 195 pays se sont engagés à mettre en œuvre des politiques environnementales pour contenir le réchauffement climatique en dessous de 2 °C avant la fin du siècle, la France va devoir diminuer drastiquement ses émissions de gaz à effet de serre. Le secteur résidentiel/tertiaire représente 45% de la consommation d'énergie finale et est responsable de 21% des émissions de GES, ce qui en fait un secteur-clé sur lequel il faut agir prioritairement pour atteindre les objectifs fixés. Dans ce but, trois axes de travail sont privilégiés : la baisse de la consommation, l'amélioration de l'efficacité énergétique et une intégration plus importante des sources d'énergie renouvelables dans le bouquet énergétique. Le procédé de trigénération thermo-hydraulique solaire étudié dans le cadre de cette thèse s'intègre dans le cadre de ces deux derniers axes de travail, tout en répondant à chacun des besoins de l'habitat que sont le chauffage, le rafraîchissement ainsi qu'à une partie des besoins électriques, à partir d'une source solaire thermique et d'une autre source auxiliaire de chaleur à basse température. Ce procédé pourrait permettre de réduire significativement les émissions de GES. En outre l'utilisation possible de biogaz ou biomasse pour la source de chaleur auxiliaire améliorerait encore le bilan environnemental du procédé.

Le premier chapitre, en plus de détailler l'impact environnemental et les différents besoins du secteur résidentiel, dresse un état de l'art des différents procédés de cogénération et trigénération de petites puissances à partir d'une source d'énergie renouvelable. Parmi les procédés thermodynamiques, les cycles organiques de Rankine, cycle Stirling et cycle à sorption s'avèrent prometteurs et commencent à intégrer le marché malgré des coûts d'investissement encore importants. Les piles à combustible gagnent également en maturité, notamment grâce à une politique incitative du Japon. Une autre technologie gagne en part de marché ; il s'agit des pompes à chaleur alimentées par panneaux photovoltaïques. Cette dernière profite de composants produits en grande série qui rendent son coût plus compétitif, mais le stockage d'électricité encore trop onéreux freine son développement pour les zones nécessitant une autonomie complète. Quel que soit le procédé, la chaîne de conversion énergétique qui permet le transfert de travail et de chaleur entre les différents composants du système induit des pertes significatives. C'est pour tenter d'améliorer ce bilan que le procédé de trigénération thermo-hydraulique a été étudié.

Le deuxième chapitre a présenté tout d'abord les principes de fonctionnement du procédé thermo-hydraulique, dit "CHV3T", destiné au chauffage et au rafraîchissement dans ses différentes variantes. Une étude en régime quasi-statique a été réalisée en tenant compte des modifications induites par l'ajout de la fonction chauffage par rapport aux travaux précédents (de M. Martins) qui ne concernaient que la fonction rafraîchissement. Cette étude a également intégré les nouvelles réglementations environnementales plus contraignantes concernant le choix des fluides de travail. Les simulations montrent que l'intégration de la fonction chauffage impose une température haute T_h plus importante que celle nécessaire à la seule production de froid. Cela implique le recours à des fluides de travail différents de ceux étudiés précédemment, et conduit à des performances thermodynamiques légèrement inférieures (de l'ordre de 10%). Les variantes WL et WG semblent rester le meilleur compromis entre complexité et performances. En tenant compte des nouvelles réglementations environnementales et en évitant l'emploi de

fluides de travail inflammables, c'est le couple de fluides R1234yf/R1233zd qui est finalement retenu. Il permet en effet d'obtenir les meilleures performances avec un COP_{sol} de 0,31 et un COA_{sol} de 0,9 pour la variante WG, en considérant une température T_b de 12 °C, une température T_{mR} de 35 °C et une irradiation solaire de 1000 W/m².

Le troisième chapitre met à profit les retours d'expérience des travaux de recherche antérieurs et propose une nouvelle variante du procédé CHV3T, nommée WGS. Cette dernière, a priori plus robuste, apporte des solutions à certains verrous technologiques rencontrés lors de l'élaboration du prototype de M. Martins tout en simplifiant le contrôle-commande du procédé. Elle diminue également la consommation électrique du système grâce à un nouveau type de compression du fluide de travail moteur. Cette variante a fait l'objet d'une étude en quasi-statique montrant que ses performances sont équivalentes à celle de la variante WG préalablement étudiée. Une étude dite en "quasi-dynamique" a également été réalisée pour mieux étudier l'enchaînement des différentes phases du procédé. Celle-ci permet un meilleur dimensionnement des composants et permet de simuler le contrôle-commande de différents cas de figure afin d'anticiper certaines dérives du système par l'intégration d'actions correctrices. Cette simulation a confirmé les performances données par la simulation en quasi-statique, en considérant toutefois pratiquement les mêmes hypothèses simplificatrices.

Le quatrième chapitre est destiné à l'étude du procédé thermo-hydraulique CAPILI pour la production électrique. Ce procédé est d'abord décrit et ses potentialités étudiées pour un fonctionnement en quasi-statique. Le principal verrou technologique que représente la turbine hydraulique a été étudié conjointement avec le laboratoire CREMHyG. Cette étude finalement ne laisse pas présager de rendements de transformation mécanique/hydraulique suffisamment intéressants, en particulier pendant les phases du cycle à différentiel de pression décroissant, pour permettre un réel avantage face à la filière plus classique ORC. C'est donc la technologie ORC qui a été choisie pour assurer la production électrique du procédé de trigénération. Une modélisation en quasi-statique a permis un premier dimensionnement. Ensuite une étude en dynamique a permis de prendre en compte l'évolution des conditions opératoires et des rendements tout au long d'une journée de fonctionnement. L'utilisation de capteurs solaires permet d'atteindre une température haute de fonctionnement de l'ordre de 80 °C à 110 °C en fonction des technologies de collecteurs. Dans ces conditions, le rendement électrique moyen du procédé ORC peut atteindre 3% à 6%, soit un rendement exergetique de 15% à 25%, ce qui correspond aux procédés similaires étudiés dans la littérature.

Le dernier chapitre étudie le procédé de trigénération thermo-hydraulique dans son ensemble, c'est-à-dire l'association du procédé CHV3T dans sa variante WGS et du cycle de puissance ORC. Il permet notamment de clarifier certains aspects plus technologiques du procédé, tels que la technologie d'extraction/captation des calories utilisée, ou la technologie de régulation de température. Ces clarifications permettent de valider définitivement le choix du couple fluide R1234yf/R1233zd et conduisent à un dimensionnement plus fin des différents composants. Ce dimensionnement final permet également de visualiser et valider l'agencement spatial des composants du démonstrateur par CAO. Une fois le procédé de trigénération complètement déterminé, une simulation annuelle de son fonctionnement a pu être réalisée en compilant les simulations quasi-statiques jour par jour avec les conditions opératoires journalières associées. Cette simulation a permis d'évaluer l'évolution des performances sur une année complète, en

déterminant les quantités d'énergies produites associées à chacun des besoins (chauffage, rafraîchissement ou électricité) pour une surface de collecteur solaire déterminée. Cette étude a pu montrer que le procédé de trigénération thermohydraulique permet une amplification de la chaleur collectée par les capteurs solaires ou produite par la source auxiliaire d'un facteur de 1,32 en moyenne sur l'année. Le COP solaire moyen atteint lui 0,24 pour la fonction rafraîchissement. L'énergie solaire excédentaire, qui n'a pas été consommée en priorité pour satisfaire des besoins de chaud ou de froid, est quant à elle intégralement convertie en électricité avec un rendement fluctuant entre 3,8% et 5%. La comparaison de ces performances à celles d'autres procédés de la littérature permet de conclure que ces performances restent inférieures à celles de procédés produisant une seule utilité énergétique, ou même de procédés de cogénération. Elles restent toutefois dans les mêmes ordres de grandeur que celles d'autres procédés de trigénération. Ces résultats doivent toutefois être discutés du fait des hypothèses simplificatrices utilisées, notamment la non-prise en compte de la couverture nuageuse ou l'inertie thermique de l'habitat. Une meilleure prise en compte de cette dernière augmenterait les besoins de chauffage diurne au détriment des besoins de chauffage nocturne, réduisant le recours à la source auxiliaire ; les besoins de rafraîchissement seraient eux aussi moins importants.

Il apparaît que si la variante WGS garantit de meilleures performances thermodynamiques que la variante W0, il n'est pas certain que cet avantage soit suffisant d'un point de vue économique. En effet du fait du grand nombre de composants nécessaires, le critère économique est un vrai frein à la pénétration du marché des procédés de cogénération et de trigénération pour le secteur résidentiel. Or l'élaboration du cahier des charges des cylindres de transfert a mis en évidence que ces composants risquent d'être plus complexes et coûteux qu'initialement estimés. Cette réflexion a toutefois permis de repenser la gestion des cycles de la variante W0 du CHV3T, et notamment de mettre en avant la possibilité d'opérer une récupération de travail interne partielle sans nécessiter de composants supplémentaires en doublant la quantité de fluide de travail coté moteur et en opérant la pressurisation du fluide de travail pendant la phase $\beta\gamma$ au lieu de la phase $\delta\alpha$. L'investissement et la consommation électrique sont les principaux critères concurrentiels entre les différents procédés au sein du secteur résidentiel. Il semble donc nécessaire de mener une étude plus sérieuse sur l'évaluation de ces derniers afin d'orienter au mieux les recherches sur la variante la plus prometteuse de ce point de vue. À ce stade tous les éléments sont réunis pour permettre la réalisation de cette étude technico-économique.

Enfin, comme ce fût relevé au début de ce manuscrit, si les besoins thermiques pour l'habitat ancien et en rénovation restent importants, la tendance du secteur résidentiel neuf est vers un recul significatif des besoins thermiques pour atteindre une quasi-parité entre besoins thermiques et électriques. Les prochains travaux devraient donc également s'intéresser aux moyens d'améliorer le rendement de conversion thermique/électrique de façon à mieux répondre aux besoins futurs du secteur résidentiel.

Bibliographie

- [1] Ademe, “Climat, air, énergie 2015,” pp. 1–216.
- [2] CITEPA, “Inventaire des émissions de polluants atmosphériques et de gaz à effet de serre en France - Format SECTEN,” p. 333p, 2014.
- [3] I. Joassard, F. Wong, F.-X. Dussud, J. Duvernoy, and R. Morel, “Chiffres clés du climat France et Monde-Édition 2016,” *Paris 2015 - Un Clim. Chang. Conf.*, p. 60, 2016.
- [4] B. Lapillonne, K. Pollier, and N. Samci, “Energy Efficiency Trends for households in the EU,” no. May, pp. 1--51, 2015.
- [5] G. Angrisani, C. Roselli, and M. Sasso, “Distributed microtrigeneration systems,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 38, no. 4, pp. 502–521, Aug. 2012.
- [6] C. W. Chan, J. Ling-Chin, and A. P. Roskilly, “A review of chemical heat pumps, thermodynamic cycles and thermal energy storage technologies for low grade heat utilisation,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 1257–1273, Jan. 2013.
- [7] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, Dec. 2010.
- [8] Y. Ammar, S. Joyce, R. Norman, Y. Wang, and A. P. Roskilly, “Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK,” *Appl. Energy*, vol. 89, no. 1, pp. 3–20, Jan. 2012.
- [9] A. Kapil, I. Bulatov, R. Smith, and J.-K. Kim, “Process integration of low grade heat in process industry with district heating networks,” *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 11–19, Aug. 2012.
- [10] C. S. Psomopoulos, I. Skoula, C. Karras, A. Chatzimpiros, and M. Chionidis, “Electricity savings and CO2 emissions reduction in buildings sector: How important the network losses are in the calculation?,” *Energy*, vol. 35, no. 1, pp. 485–490, Jan. 2010.
- [11] M. Muccillo and A. Gimelli, “Experimental development, 1D CFD simulation and energetic analysis of a 15 kw micro-CHP unit based on reciprocating internal combustion engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 2, pp. 760–770, Oct. 2014.
- [12] W. P. J. Visser, S. A. Shakariyants, and M. Oostveen, “Development of a 3kW Micro Turbine for CHP Applications,” in *Volume 5: Industrial and Cogeneration; Microturbines and Small Turbomachinery; Oil and Gas Applications; Wind Turbine Technology*, 2010, no. GT2010-22007, pp. 229–238.
- [13] P. E. Dodds, I. Staffell, A. D. Hawkes, F. Li, P. Grünewald, W. McDowall, and P. Ekins, “Hydrogen and fuel cell technologies for heating: A review,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 5, pp. 2065–2083, Feb. 2015.
- [14] T. Elmer, M. Worall, S. Wu, and S. B. Riffat, “Fuel cell technology for domestic built environment applications: State of-the-art review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 42, pp. 913–931, Feb. 2015.
- [15] G. Conroy, A. Duffy, and L. M. Ayompe, “Economic, energy and GHG emissions performance evaluation of a WhisperGen Mk IV Stirling engine μ -CHP unit in a domestic dwelling,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 81, pp. 465–474, May 2014.
- [16] J. Boucher, F. Lanzetta, and P. Nika, “Optimization of a dual free piston Stirling engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 4, pp. 802–811, 2007.

- [17] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, Jun. 2013.
- [18] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, M. González, and A. Mota-Babiloni, “Experimental characterization of an ORC (organic Rankine cycle) for power and CHP (combined heat and power) applications from low grade heat sources,” *Energy*, vol. 82, pp. 269–276, Mar. 2015.
- [19] U. Muhammad, M. Imran, D. H. Lee, and B. S. Park, “Design and experimental investigation of a 1kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 1089–1100, Oct. 2015.
- [20] H. Ito, N. Miyazaki, M. Ishida, and A. Nakano, “Efficiency of unitized reversible fuel cell systems,” *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015.
- [21] I. Staffell and R. Green, “The cost of domestic fuel cell micro-CHP systems,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 2, pp. 1088–1102, 2013.
- [22] K. Wang, S. R. Sanders, S. Dubey, F. H. Choo, and F. Duan, “Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 62, pp. 89–108, 2016.
- [23] H. Karabulut, C. Çınar, E. Oztürk, and H. S. Yücesu, “Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 1, pp. 138–143, Jan. 2010.
- [24] E. Cardozo, C. Erlich, A. Malmquist, and L. Alejo, “Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 73, no. 1, pp. 669–678, 2014.
- [25] X. Zhang, M. He, and Y. Zhang, “A review of research on the Kalina cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 7, pp. 5309–5318, Sep. 2012.
- [26] A. Chesi, L. Ferrari, G. Ferrara, and E. A. Carnevale, “Feasibility of Small-size Biomass-fueled Hirn-cycle Cogeneration Plants,” *Energy Procedia*, vol. 81, pp. 155–164, Dec. 2015.
- [27] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, and V. Lemort, “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 955–966, May 2011.
- [28] K. R. Ullah, R. Saidur, H. W. Ping, R. K. Akikur, and N. H. Shuvo, “A review of solar thermal refrigeration and cooling methods,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 499–513, Aug. 2013.
- [29] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “Review of solar refrigeration and cooling systems,” *Energy Build.*, vol. 67, pp. 286–297, 2013.
- [30] D. S. Kim and C. A. Infante Ferreira, “Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 1, pp. 3–15, Jan. 2008.
- [31] M. U. Siddiqui and S. A. M. Said, “A review of solar powered absorption systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 42, pp. 93–115, Feb. 2015.
- [32] K. DAOU, R. WANG, and Z. XIA, “Desiccant cooling air conditioning: a review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 10, no. 2, pp. 55–77, Apr. 2006.
- [33] N. Le Pierrès, S. Driss, and M. Nathalie, “Design of a thermochemical process for deep freezing using solar low-grade heat,” *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 47, no. 3, pp. 484–489, Mar. 2008.

- [34] J. Demierre, D. Favrat, J. Schiffmann, and J. Wegele, "Experimental investigation of a Thermally Driven Heat Pump based on a double Organic Rankine Cycle and an oil-free Compressor-Turbine Unit," *Int. J. Refrig.*, vol. 44, pp. 91–100, Aug. 2014.
- [35] K. H. Kim and H. Perez-Blanco, "Performance analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for power and refrigeration cogeneration," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 964–974, Dec. 2015.
- [36] B. Saleh, "Parametric and working fluid analysis of a combined organic Rankine-vapor compression refrigeration system activated by low-grade thermal energy," *J. Adv. Res.*, vol. 7, no. 5, pp. 651–660, Sep. 2016.
- [37] M. T. Nasir and K. C. Kim, "Working fluids selection and parametric optimization of an Organic Rankine Cycle coupled Vapor Compression Cycle (ORC-VCC) for air conditioning using low grade heat," *Energy Build.*, vol. 129, pp. 378–395, Oct. 2016.
- [38] P. Magalhães, J. Martins, A. Joyce, L. Coelho, N. Tavares, and R. Pereira, "Solar Trigeneration System Model for Off-Grid Residential Applications," in *IFIP Advances in Information and Communication Technology*, vol. 372 AICT, 2012, pp. 375–384.
- [39] L. Ni, J. Dong, Y. Yao, C. Shen, D. Qv, and X. Zhang, "A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade," *Renew. Energy*, vol. 84, pp. 30–45, Dec. 2015.
- [40] D. Fischer and H. Madani, "On heat pumps in smart grids: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 70, no. October 2016, pp. 342–357, Apr. 2017.
- [41] H. Z. Hassan and A. A. Mohamad, "A review on solar-powered closed physisorption cooling systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 5, pp. 2516–2538, Jun. 2012.
- [42] N. Le Pierrès, S. Driss, and M. Nathalie, "Design of a thermochemical process for deep freezing using solar low-grade heat," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 47, no. 3, pp. 484–489, Mar. 2008.
- [43] T. X. Li, R. Z. Wang, J. K. Kiplagat, and H. Chen, "Experimental study and comparison of thermochemical resorption refrigeration cycle and adsorption refrigeration cycle," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 65, no. 14, pp. 4222–4230, Jul. 2010.
- [44] L. F. Cabeza, A. Solé, and C. Barreneche, "Review on sorption materials and technologies for heat pumps and thermal energy storage," *Renew. Energy*, Oct. 2016.
- [45] Marlinda, A. S. Uyun, T. Miyazaki, Y. Ueda, and A. Akisawa, "Performance analysis of a double-effect adsorption refrigeration cycle with a silica gel/water working pair," *Energies*, vol. 3, no. 11, pp. 1704–1720, 2010.
- [46] H. Al Moussawi, F. Fardoun, and H. Louahlia-Gualous, "Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach," *Energy Convers. Manag.*, vol. 120, pp. 157–196, Jul. 2016.
- [47] M. Liu, Y. Shi, and F. Fang, "Combined cooling, heating and power systems: A survey," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 35, no. 0, pp. 1–22, Jul. 2014.
- [48] D. W. Wu and R. Z. Wang, "Combined cooling, heating and power: A review," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 32, no. 5–6, pp. 459–495, Sep. 2006.
- [49] J. Deng, R. Z. Wang, and G. Y. Han, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37, no. 2, pp. 172–203, Apr. 2011.
- [50] F. Immovilli, A. Bellini, C. Bianchini, and G. Franceschini, "Solar Trigeneration for Residential

- Applications, a Feasible Alternative to Traditional Micro-Cogeneration and Trigeration Plants,” in *2008 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 2008, pp. 1–8.
- [51] J. Demierre, S. Henchoz, and D. Favrat, “Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles (ORC),” *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 10–17, May 2012.
- [52] S. Karellas and K. Braimakis, “Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 107, pp. 103–113, Jan. 2016.
- [53] M. Martins, “Nouveau procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraîchissement au solaire de l’habitat. Analyse et optimisation thermodynamiques,” Université de Perpignan via Domitia, 2010.
- [54] H. Semmari, “Production d’électricité par procédé thermo-hydraulique. Application à l’exploitation de l’énergie thermique des mers.,” Université de Perpignan via Domitia, 2012.
- [55] M. Martins, S. Mauran, D. Stitou, and P. Neveu, “A new thermal–hydraulic process for solar cooling,” *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 104–112, May 2012.
- [56] S. Mauran, M. Martins, D. Stitou, and H. Semmari, “A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 249–257, May 2012.
- [57] H. Semmari, D. Stitou, and S. Mauran, “A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion,” *Energy*, vol. 43, no. 1, pp. 361–375, Jul. 2012.
- [58] S. Mauran, N. Mazet, P. Neveu, and D. Stitou, “Plant for producing cold, heat and/or work,” WO 2009144402 A2, 2011.
- [59] S. Mauran, D. Stitou, N. Mazet, and P. Neveu, “Installation and method for the production of cold and/or heat,” WO 2010109143 A1, 2010.
- [60] S. Hargreaves, “Method for converting thermal energy into mechanical work,” WO 2009118342 A1, 2008.
- [61] P. Van De Loo and D. Robert Barduca, “Heat engine,” 20100300097, 2010.
- [62] J. D. Van de Ven and P. Y. Li, “Liquid piston gas compression,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 2183–2191, Oct. 2009.
- [63] V. L. Le, M. Feidt, A. Kheiri, and S. Pelloux-Prayer, “Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids,” *Energy*, vol. 67, pp. 513–526, 2014.
- [64] H. Xu, N. Gao, and T. Zhu, “Investigation on the fluid selection and evaporation parametric optimization for sub- and supercritical organic Rankine cycle,” *Energy*, vol. 96, pp. 59–68, Feb. 2016.
- [65] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 325–342, Aug. 2013.
- [66] S. Henne, D. E. Shallcross, S. Reimann, P. Xiao, D. Brunner, S. O’Doherty, and B. Buchmann, “Future emissions and atmospheric fate of HFC-1234yf from mobile air conditioners in Europe,” *Environ. Sci. Technol.*, vol. 46, no. 3, pp. 1650–1658, 2012.
- [67] D. J. Luecken, R. L. Waterland, S. Pappasavva, K. N. Taddonio, W. T. Hutzell, J. P. Rugh, and S. O. Andersen, “Ozone and TFA impacts in North America from degradation of 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf), A potential greenhouse gas replacement,” *Environ. Sci. Technol.*, vol. 44, no. 1, pp. 343–348, 2010.

- [68] A. Bontemps, “Échangeurs de chaleur Dimensionnement thermique,” *Tech. l’ingénieur*, 1994.
- [69] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, Feb. 2014.
- [70] J. J. Moré and M. Y. Cosnard, “Numerical Solution of Nonlinear Equations,” *ACM Trans. Math. Softw.*, vol. 5, no. 1, pp. 64–85, Mar. 1979.
- [71] R. Plateaux, O. Penas, F. Mhenni, J.-Y. Choley, B. Roumizadeh, and A. Rivière, “Vers un environnement intégré pour le prédimensionnement–Modelica 3D,” *19ème Congrès Français de Mécanique*, pp. 24–28, 2009.
- [72] S. Quoilin, A. Desideri, J. Wronski, I. Bell, and V. Lemort, “ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems,” in *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*, 2014, pp. 683–692.
- [73] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, and V. Lemort, “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid,” *Energy*, vol. 55, pp. 173–183, 2013.
- [74] M. K. Ireland, M. S. Orosz, J. G. Brisson, A. Desideri, and S. Quoilin, “Dynamic Modeling and Control System Definition for a Micro-CSP Plant Coupled With Thermal Storage Unit,” in *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2014.
- [75] Enogia, “Enogia, Turbo-expander technology.” [Online]. Available: <http://www.enogia.com/>.
- [76] P. Garg, G. M. Karthik, P. Kumar, and P. Kumar, “Development of a generic tool to design scroll expanders for ORC applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 878–888, Oct. 2016.
- [77] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, “Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 3094–3102, Oct. 2009.
- [78] J. Zhu, Z. Chen, H. Huang, and Y. Yan, “Effect of resistive load on the performance of an organic Rankine cycle with a scroll expander,” *Energy*, vol. 95, pp. 21–28, Jan. 2016.
- [79] G. M. Masters, *Renewable and Efficient Electric Power Systems*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2004.
- [80] “weather underground.” [Online]. Available: <http://www.wunderground.com/>. [Accessed: 01-Mar-2017].
- [81] A. Savitzky and M. J. E. Golay, “Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures,” *Anal. Chem.*, vol. 36, no. 8, pp. 1627–1639, Jul. 1964.

Annexes

Annexe I Design des cylindres de transfert

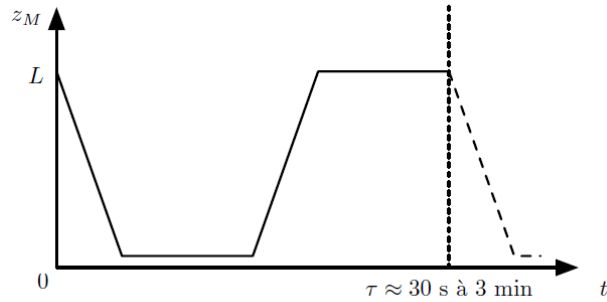
Cylindre de transfert

Projets Trigéthysol et Depothes

Laboratoire CNRS-PROMES
Rambla de la thermodynamique
Tecnosud
66100 PERPIGNAN

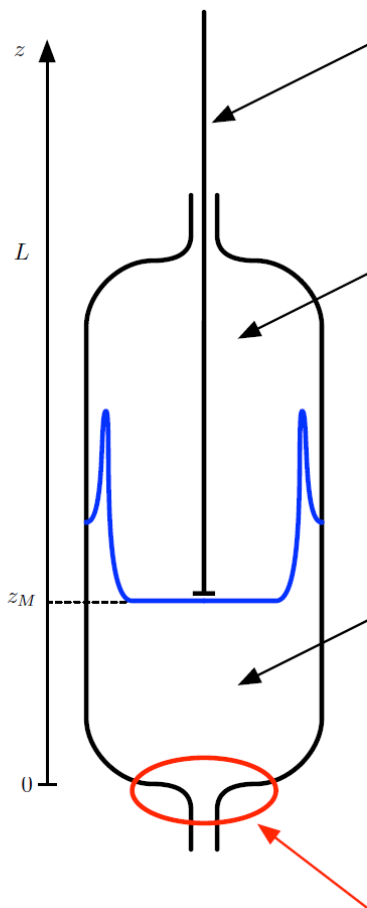
contact:

Gilles MARCK
mail: gilles.marck@axlr.com
téléphone: 06.19.80.48.47



Cycle:

- la membrane réalise un cycle complet sur une période τ pouvant s'échelonner entre 30 s et 3 min,
- la membrane effectue une translation complète sur des quart de cycle, allant de 10 s à 1 min,
- la membrane est immobile pendant deux quarts de cycle, respectivement en position haute et basse.



Capteur de position de la membrane

- *a minima*: capteurs de début et de fin de course
- idéalement: capteur de déplacement continu

Eau glycolée:

- phase liquide
- température $\approx 40^\circ C$
- pression 1 à 15 bar

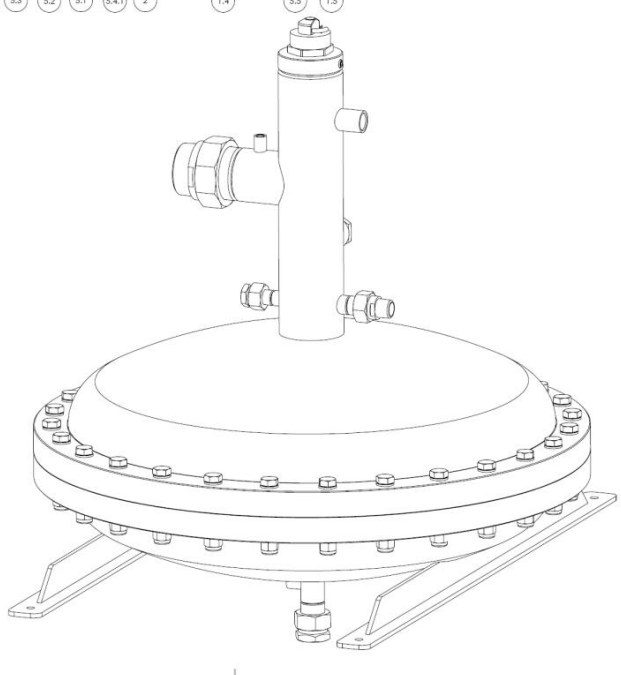
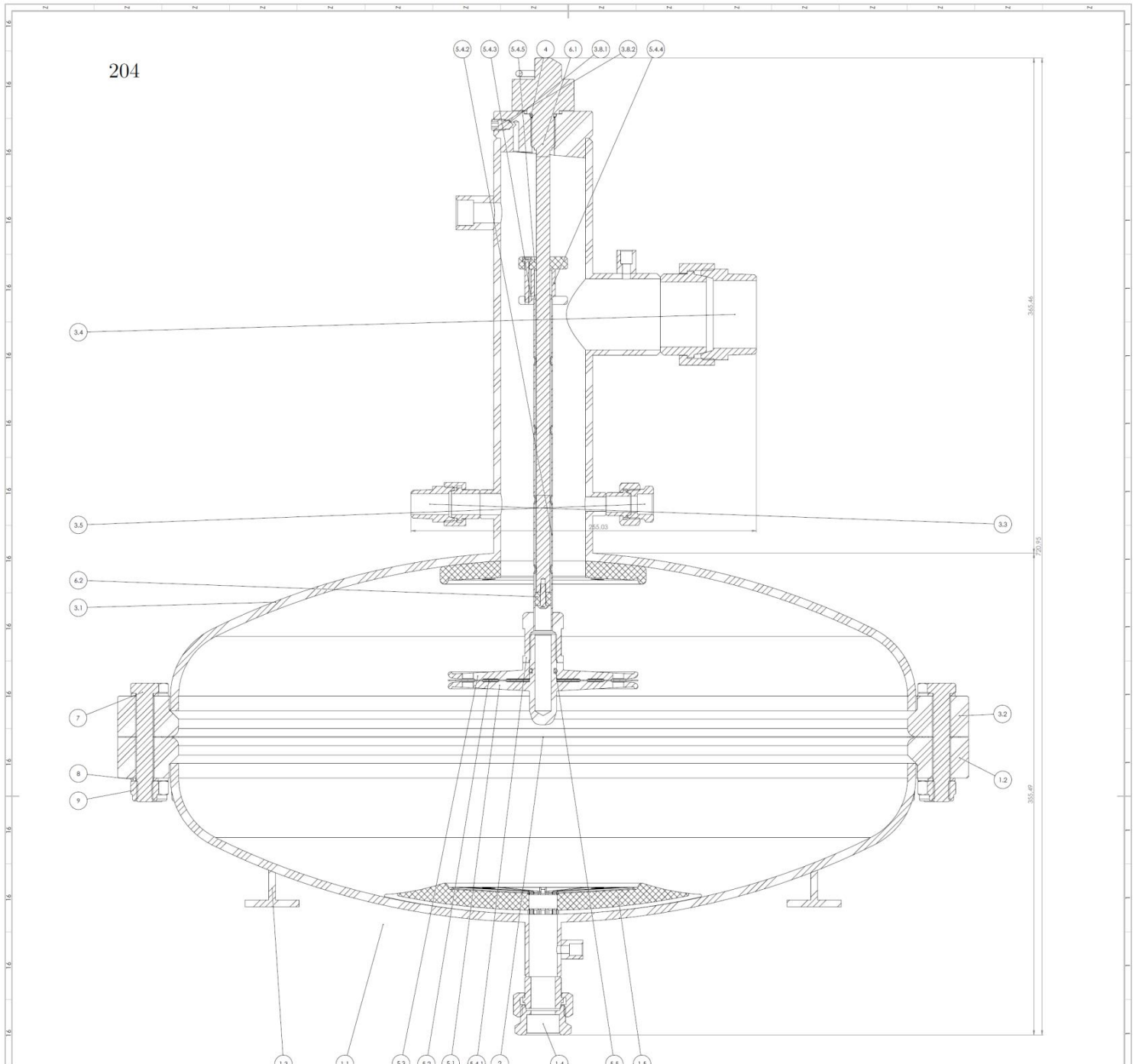
Fluide de travail:

- phase gazeuse
- gaz frigorigère de type HFO (R1234yf, R1233zd,...) ou hydrocarbure (butane, pentane, ...)
- utilisation soit à basse température ($0^\circ C \sim 10^\circ C$), soit à haute température ($80^\circ C \sim 90^\circ C$)
- volume cyclé: entre 20 L et 60 L (idéalement 40 L)
- pression 1 à 15 bar

Contrainte:

minimiser le volume mort de gaz lorsque la membrane est complètement déployée par le liquide de transfert (eau glycolée).

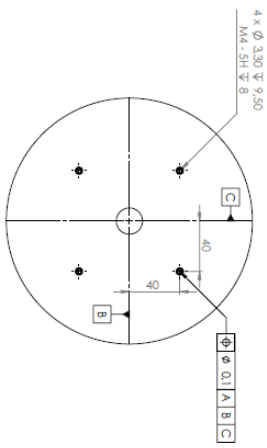
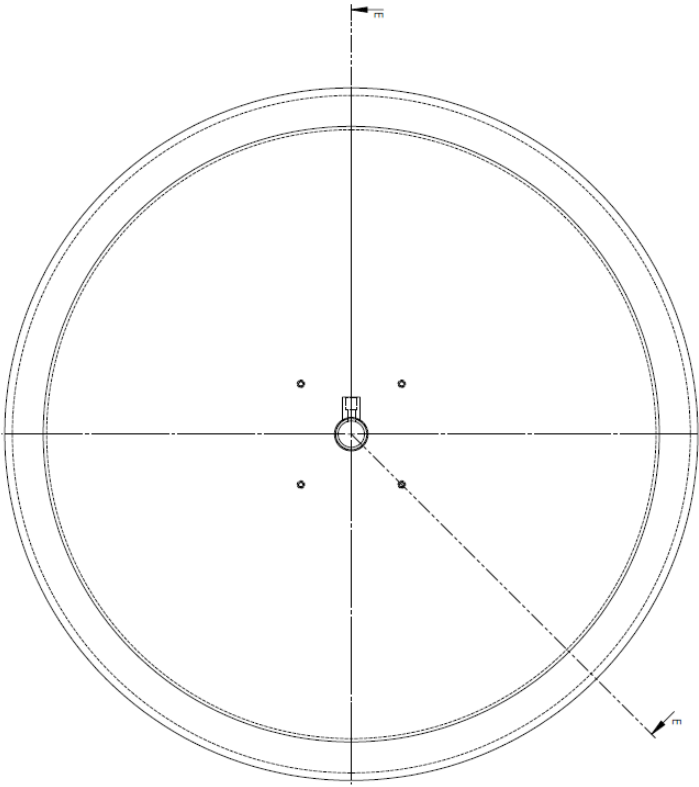
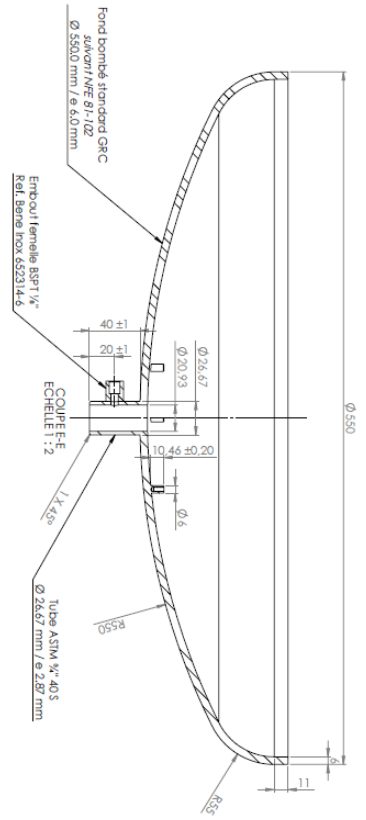
NB: théoriquement, la différence de pression entre le fluide de travail (gaz frigorigère) et le fluide de transfert (eau glycolée) est nulle tout au long du cycle.



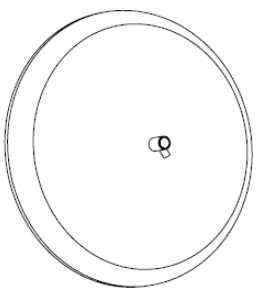
No. ARTICLE	NOM FICHER	DESCRIPTION	QTE
1	bottom	Cylindre inférieur	1
1.1	bottom_cylinder	Fond bombé inférieur (DE=550 mm)	1
1.2	bottom_flange	Bride inférieure	1
1.3	bottom_support	Pieds de support	1
1.4	651134-20	Raccord 3/4" Gaz BSPT (Lisse/Femelle)	1
1.5	bottom_shutter	Oblérateur inférieur	1
1.6	saclet counterunk head screw_iso	Vis obturateur inférieur ISO 10642 - M4 x 12 - 12N	4
2	diaphragm_external	Membrane (représentation extérieure)	1
3	top	Cylindre supérieur	1
3.1	top_cylinder	Fond bombé supérieur	1
3.2	top_flange	Brède supérieure	1
3.3	651123-15	Raccord 1/2" Gaz BSPT (Lisse/Male)	1
3.4	651123-50	Raccord 2" Gaz BSPT (Lisse/Male)	1
3.5	651134-10	Raccord 3/8" Gaz BSPT (Lisse/Femelle)	1
3.6	top_shutter	Oblérateur supérieur	1
3.7	652263-25	Bouchon 1" Gaz BSPT (Male)	1
3.8	cap	Bouchon supérieur et purge	3
3.8.1	cap	Bouchon supérieur	1
3.8.2	screw_cone_M8x1	Vis de purge ISO 4027 M8 x 1.6 - 12N	1
3.9	saclet countersunk head screw_iso	Vis obturateur supérieur ISO 10642 - M4 x 10 - 10N	4
4	orling-15x2	Joint torique ASM15.3 x 2.2	1
5	plate	Assiette	1
5.1	plate_bottom	Assiette inférieure	1
5.2	diaphragm_internal	Membrane (représentation intérieure)	1
5.3	plate_top	Assiette supérieure	1
5.4	shaft	Tige de guidage	1
5.4.1	end_pipe_screw	Tête de jonction assiette/tube	1
5.4.2	pipe	Tube	1
5.4.3	end_pipe_magnet	Support aimant	1
5.4.4	PC31MAG2-MH2	Aimant ASM (PC31MAG2-MH2)	1
5.4.5	top_bearing	Support supérieur aimant et palier PTFE	1
6.3	saclet bottom head screw_iso	Vis palier inférieur ISO 7380 M4 x 1.6 - 16N	1
7	ISO 4014 - M12 x 80 x 30-N	Boulons ISO 4014 - M8 x 65 x 22 - N	28
8	Washer ISO 7092 - 12	Rondelles ISO 7092 - 8	56
9	ISO 7040-M12-N	Ecrous frein ISO 7040-M8-N	28

DATE DE MISE À JOUR	REVISION	CAUSE	DATE	REVISION	CAUSE
01/08/2019	01	Création	01/08/2019	01	Création
02/08/2019	02	Modification	02/08/2019	02	Modification

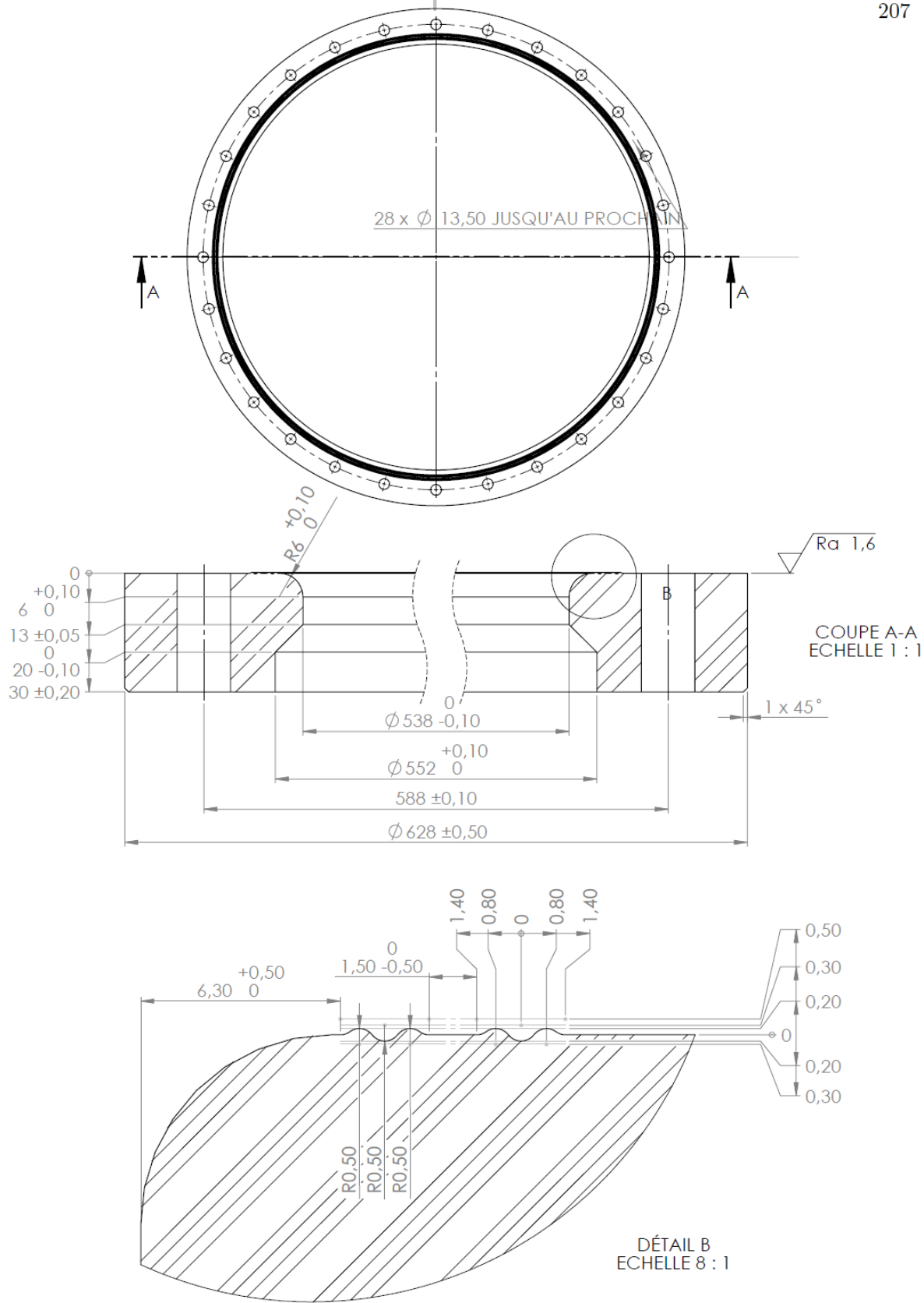
Acteur: page 1 de 4
 MISE À JOUR: CONFIDENTIEL
 N° de pièce: C140 P0.0
 N° de dessin: C140 P0.0



Disposition des tarudages internes
ECHELLE 1:2



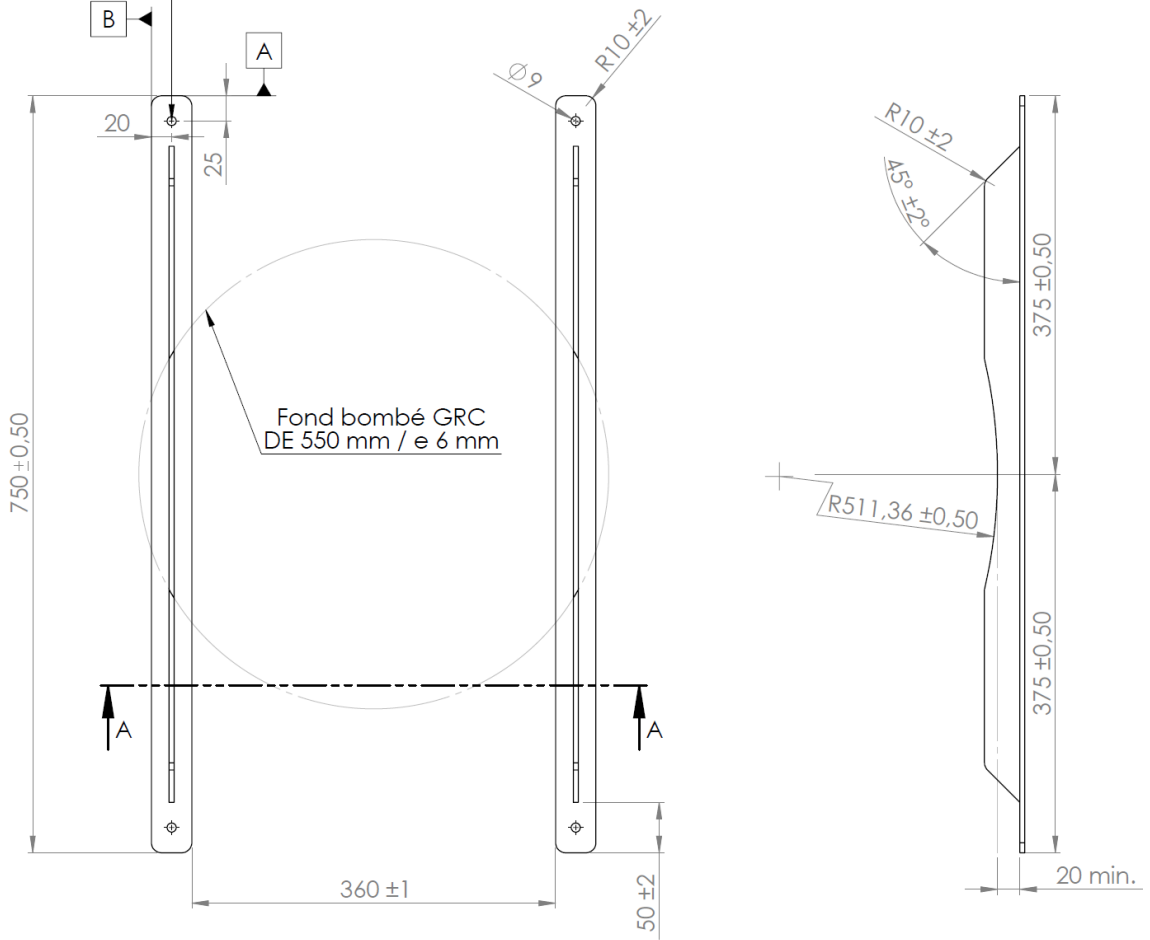
IDENTIFICATION DE LA PARTIE N° de la partie : N° de la série : N° de l'atelier :		IDENTIFICATION DE LA FABRIQUE N° de la machine : N° de l'opérateur : N° de la date :	
N° de la partie : N° de la série : N° de l'atelier :	N° de la machine : N° de l'opérateur : N° de la date :	N° de la partie : N° de la série : N° de l'atelier :	N° de la machine : N° de l'opérateur : N° de la date :
CONFIDENTIEL		CH40 P1.1	



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: 1,6 µm TOLERANCES: LINEAIRES: ± 0,5 mm ANGULAIRES: ± 0,1°		FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION 0
AUTEUR: Gilles MARCK		DATE: 15/12/22	MAIL: gilles.marck@axlr.com	TEL: 06.19.80.48.47	TITRE:
VERIF.: Harold THIBAUT		1x/xx/xx	harold.thibault@promes.cnrs.fr	04.68.55.68.62	Bride inférieure Cylindre de transfert
FAB.:					
MATERIAU: Acier Inox 1.4404		CONFIDENTIEL		NO. DE PLAN: CT4.0 P1.2	
MASSE:				ECHELLE: 1:5	FEUILLE 1 SUR 1

208

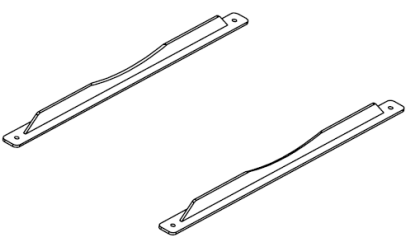
⊕ 0.5 A B



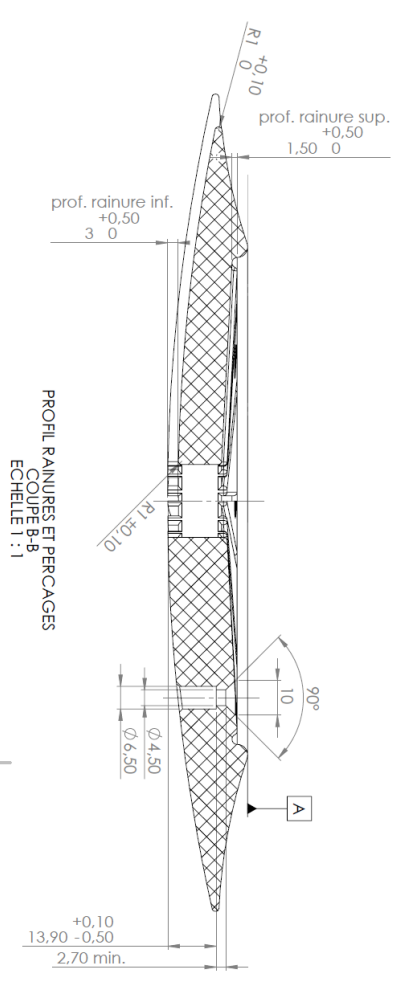
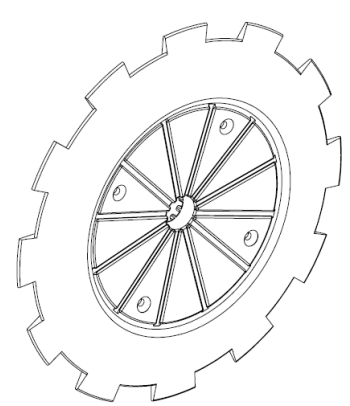
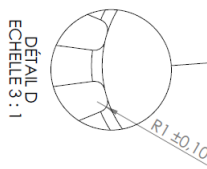
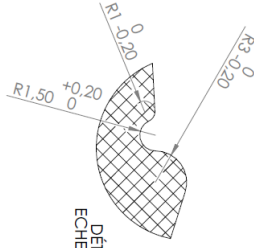
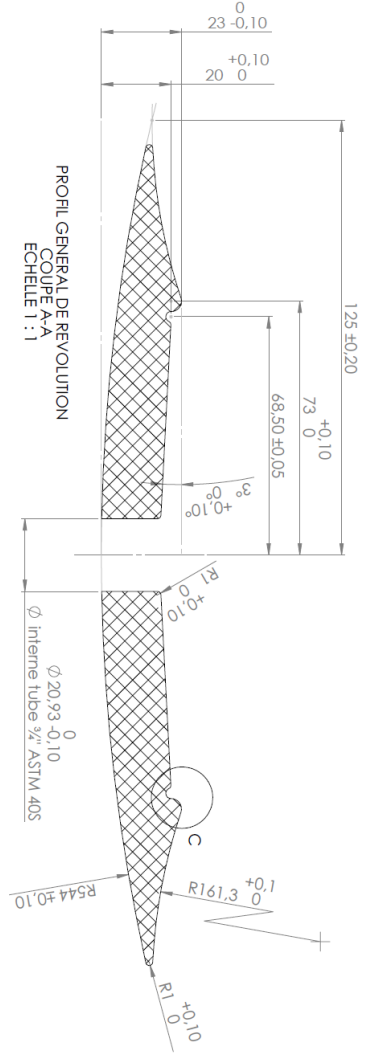
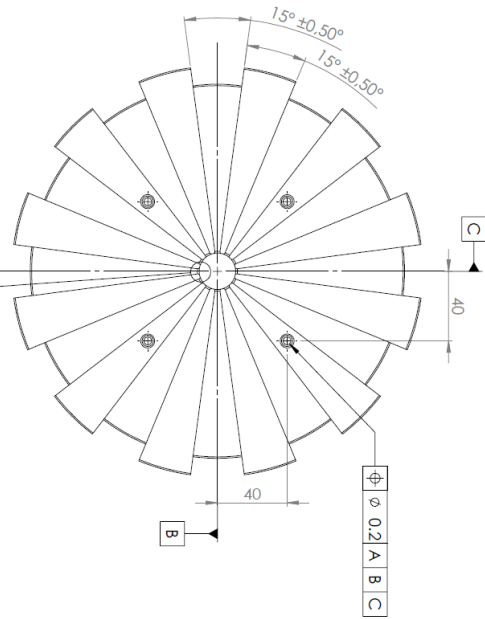
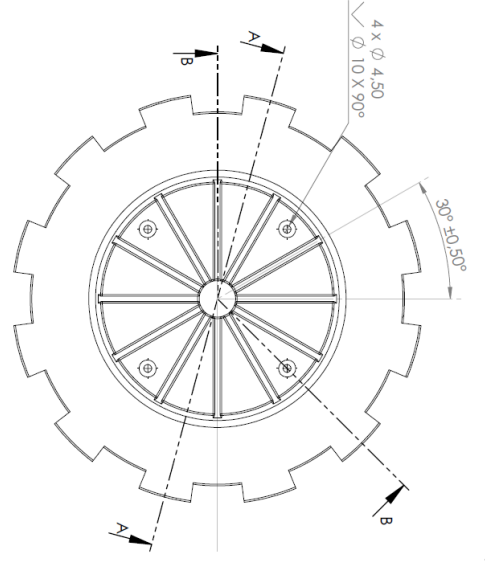
Profilé T 40x40 mm / e 5 mm



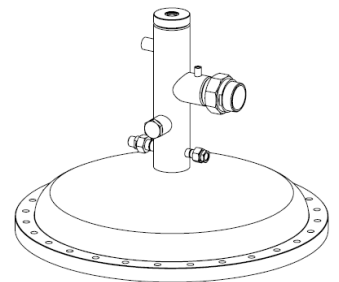
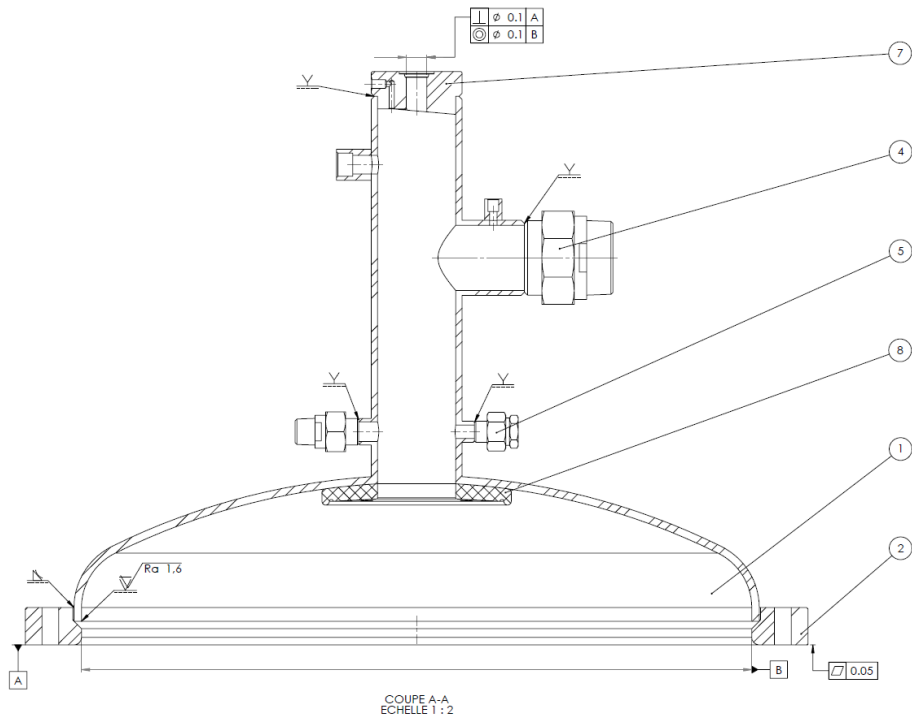
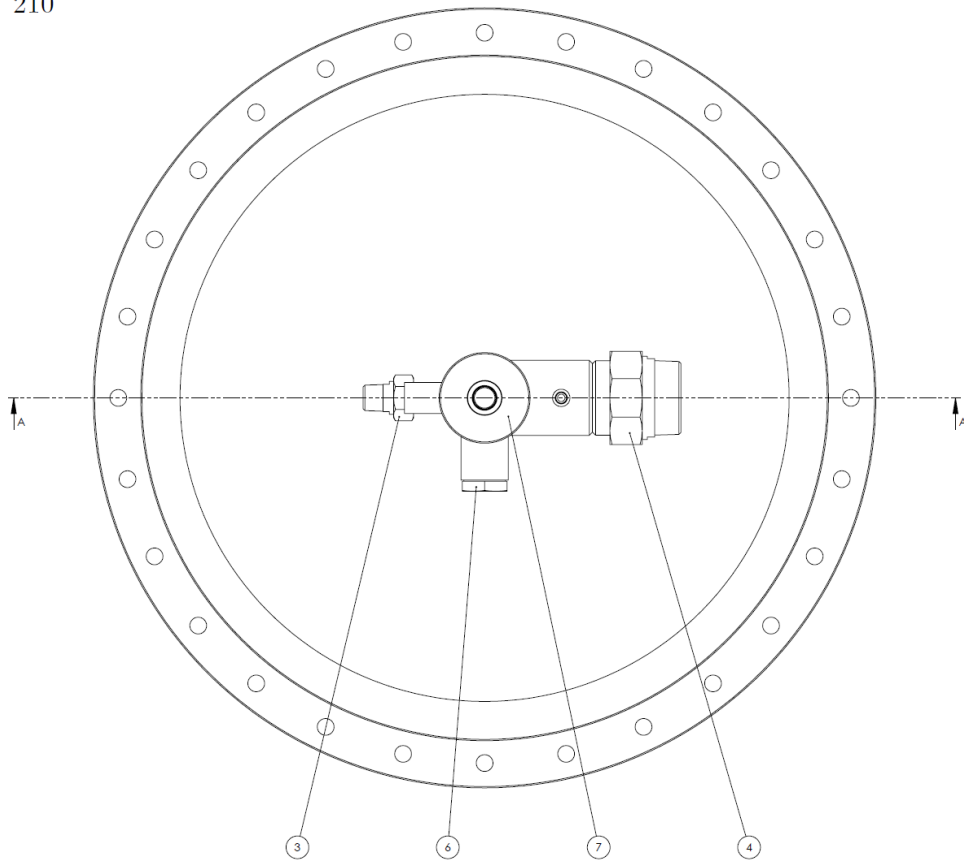
COUPE A-A



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: 1.6 µm TOLERANCES: LINEAIRES: ± 0.5 mm ANGULAIRES: ± 0.1 °		FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION 0
				Laboratoire CNRS-PROMES Rambla de la thermodynamique 66000 PERPIGNAN	SATT-AxLR 1000 Avenue Agropolis 34394 MONTPELLIER
NOM	DATE	MAIL	TEL	TITRE:	
AUTEUR: Gilles MARCK	15/12/23	gilles.marck@axlr.com	06.19.80.48.47	Pieds de support Cylindre de transfert	
VERIF: Harold THIBAUT	1x/xx/xx	harold.thibault@promes.cnrs.fr	04.68.55.68.62		
APPR:					
MATERIAU: Acier Inox 1.4404		CONFIDENTIEL		No. DE PLAN CT4.0 P1.3	
MASSE:				ECHELLE: 1:5	FEUILLE 1 SUR 1



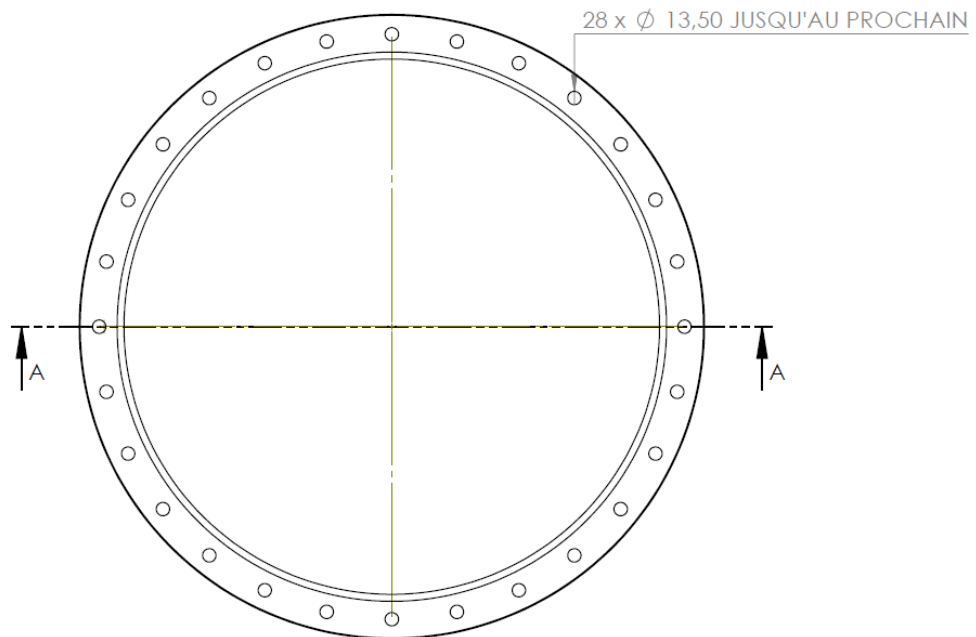
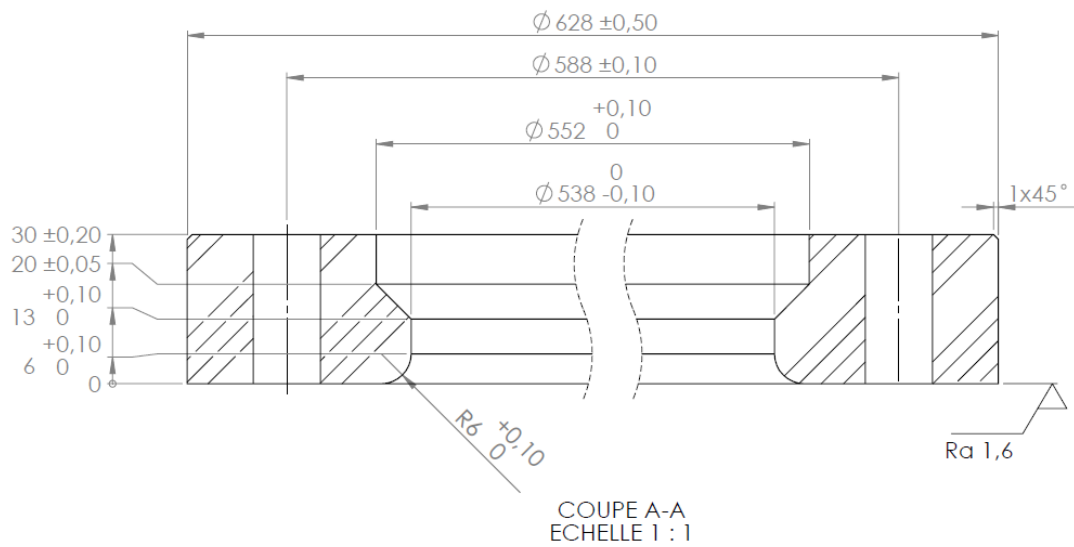
STAT. INDICATION/COMMANDE : FINITION DÉSIGNATION EN ALPHABETIQUES TOLERANCES EN mm ANGLES EN DEGRÉS		CASERIE : ANGLES VRS 60000 RENDU/AN 40000 RENDU/AN	
NOM	DATE	MAIL	TEL.
AUTEUR : GINA WILCK	10/1/2023	gina.wilck@bosch.com	04.81.80.84.47
VERIF. : HENRI THIBAUT	12/06/2023	henri.thibaut@bosch.com	04.81.55.58.42
PAV. :			
NUMÉRIQUE	TELÉON	CONFIDENTIEL	
OBJET : Obturateur inférieur		RESPONSABLE : JÉRÔME AGUIRRE	
OBJET : Cylindre de transfert		RESPONSABLE : JÉRÔME AGUIRRE	
NO. DE PLAN : C14.0 P1.5		REVISIONS :	
ÉCHELLE 1 : 1		ÉCHELLE 2 : 2	
ÉCHELLE 3 : 1		ÉCHELLE 4 : 1	



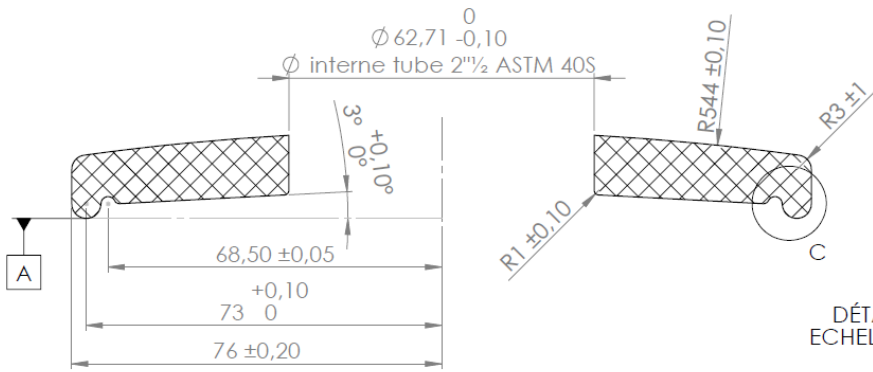
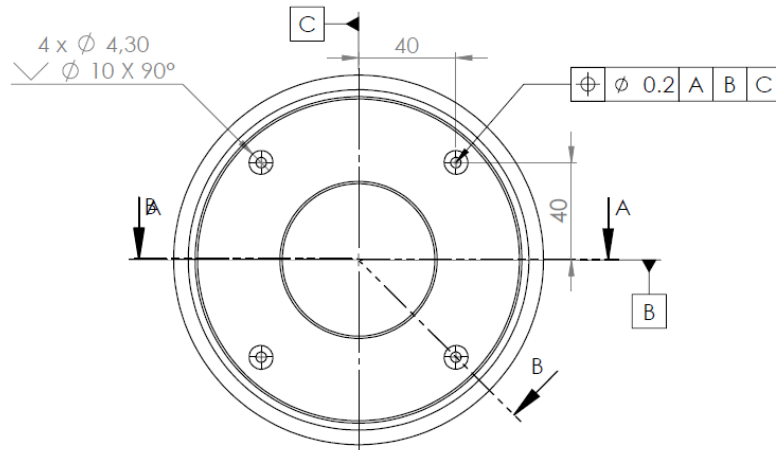
No. ARTICLE	NOM FICHIER	DESCRIPTION	QTE
1	top_cylinder	Fond bombé supérieur	1
2	top_flange	Bride supérieur	1
3	651123-15	Raccord 1/2" Gaz BSPT (Lisse/Male) [Ref Bene Inox: 651123-15]	1
4	651123-50	Raccord 2" Gaz BSPT (Lisse/Male) [Ref Bene Inox: 651123-50]	1
5	651134-10	Raccord 3/8" Gaz BSPT (Lisse/Femelle) [Ref Bene Inox: 651134-10]	1
6	652263-25	Bouchon 1" Gaz BSPT (Male) [Ref Bene Inox: 652263-25]	1
7	cap	Bouchon supérieur	1
8	top_shutter	Obtrateur supérieur	1

SAUF INDICATION CONTRAIRE LES COTES SONT EN MILLIMETRES TOLERANCES EN COTES ANGLES EN DEGRÉS		REVISION 15/07/20	CASER DES ANGES VPS	REF. PRODUIT/ECHELLE 100 Avenue Agropolis 34093 Montpellier FRANCE	REVISIONS 100 Avenue Agropolis 34093 Montpellier FRANCE
NOM GUY HANON	DATE 15/07/20	MAIL guy.hanon@caser.com	TEL 04 77 88 46 47	Cylindre supérieur Cylindre de transfert	
AUTEUR GUY HANON	DATE 15/07/20	MAIL guy.hanon@caser.com	TEL 04 77 88 46 47	CT4.0 P3.0	
APPR. GUY HANON	DATE 15/07/20	MAIL guy.hanon@caser.com	TEL 04 77 88 46 47	CONFIDENTIEL	
MATRIAL Acier Inox 1.4404 et Téflon	TEL DE PAN		ECHELLE 1:1		
MAJUS	CONFIDENTIEL		FEUILLE 1 SUR 1		

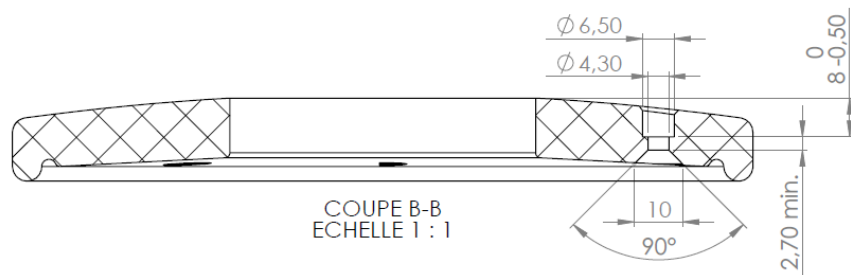
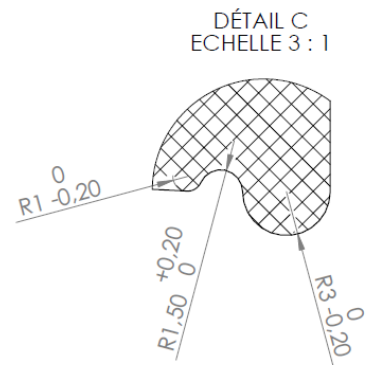
212



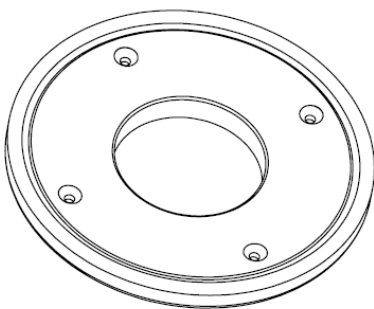
SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: 1,6 μm TOLERANCES: LINEAIRES: $\pm 0,5$ mm ANGULAIRES: $\pm 0,1^\circ$				FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION 0
						Laboratoire CNRS-PROMES Rambla de la thermodynamique 66000 PERPIGNAN	SATT-AxLR 1000 Avenue Agropolis 34394 MONTPELLIER
	NOM	DATE	MAIL	TEL	TITRE:		
AUTEUR	Gilles MARCK	15/12/22	gilles.marck@axlr.com	06.19.80.48.47	Bride supérieure Cylindre de transfert		
VERIF.	Harold THIBAUT	1x/xx/xx	harold.thibault@promes.cnrs.fr	04.68.55.68.62			
APPR.							
FAS.					No. DE PLAN		
MATERIAU: Acier Inox 1.4404				CONFIDENTIEL		CT4.0 P3.2	
MASSE:						Echelle: 1:5	



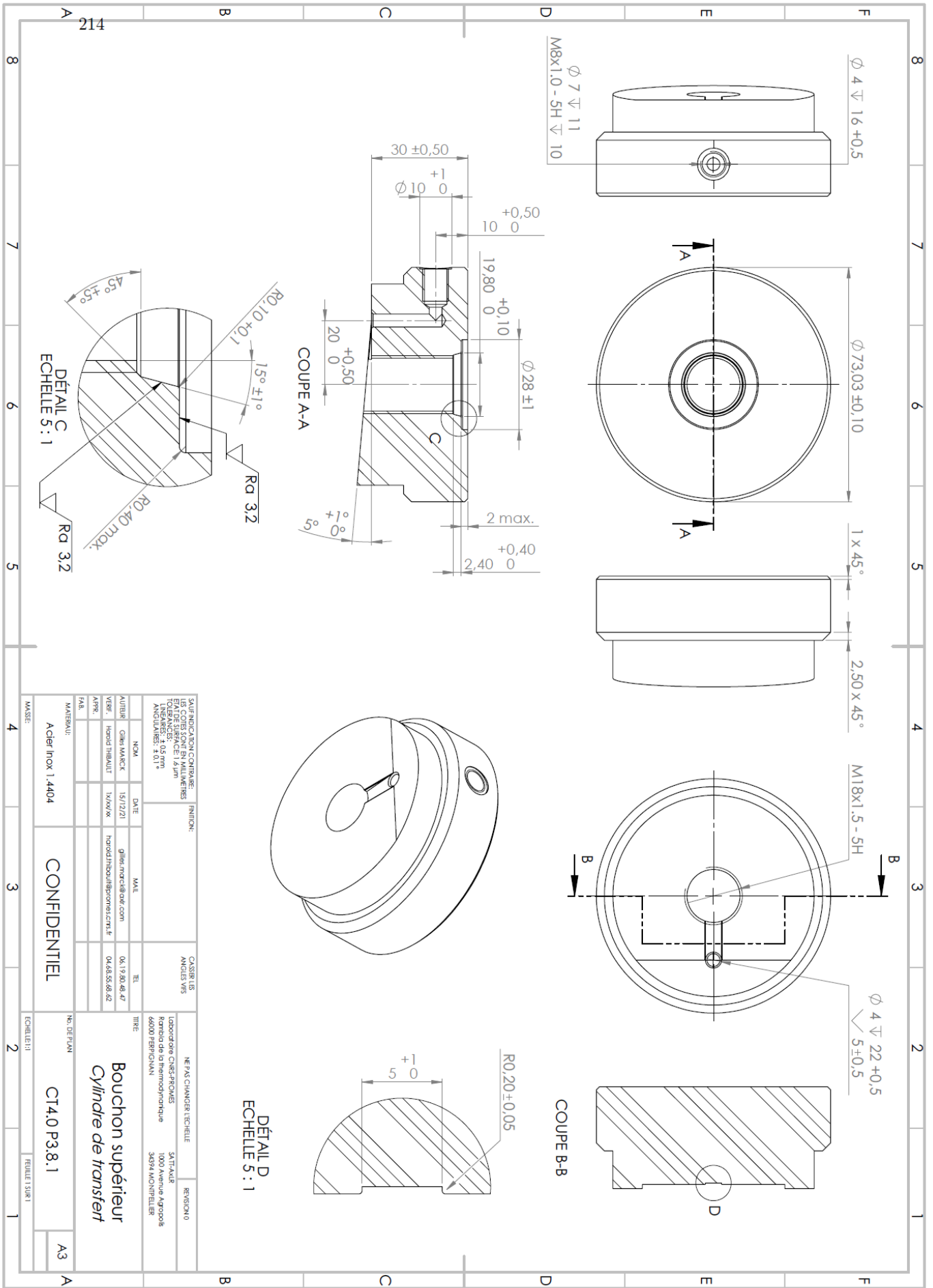
COUPE A-A
 ECHELLE 1 : 1



COUPE B-B
 ECHELLE 1 : 1



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: 1.6 μ m TOLERANCES: LINEAIRES: \pm 0.5 mm ANGULAIRES: \pm 0.1°		FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NIE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION 0
AUTEUR: Gilles MARCK		DATE: 15/12/24	MAIL: gilles.marck@axdr.com	TEL: 06.19.80.48.47	Laboratoire CNRS-PROMES Rambla de la thermodynamique 66000 PERPIGNAN
VERIF: HAROLD THIBAUT		1x/xx/xx	harold.thibault@promes.cnrs.fr	04.68.55.68.62	SATT-AXLR 1000 Avenue Agropolis 34394 MONTPELLIER
APPR:		TITRE:		Obturbateur supérieur Cylindre de transfert	
FAB:		MATERIAU:		NO. DE PLAN	
Téflon		CONFIDENTIEL		CT4.0 P3.6	
MASSE:		ECHELLE:1:2		FEUILLE 1 SUR 1	



DÉTAIL C
ECHELLE 5 : 1

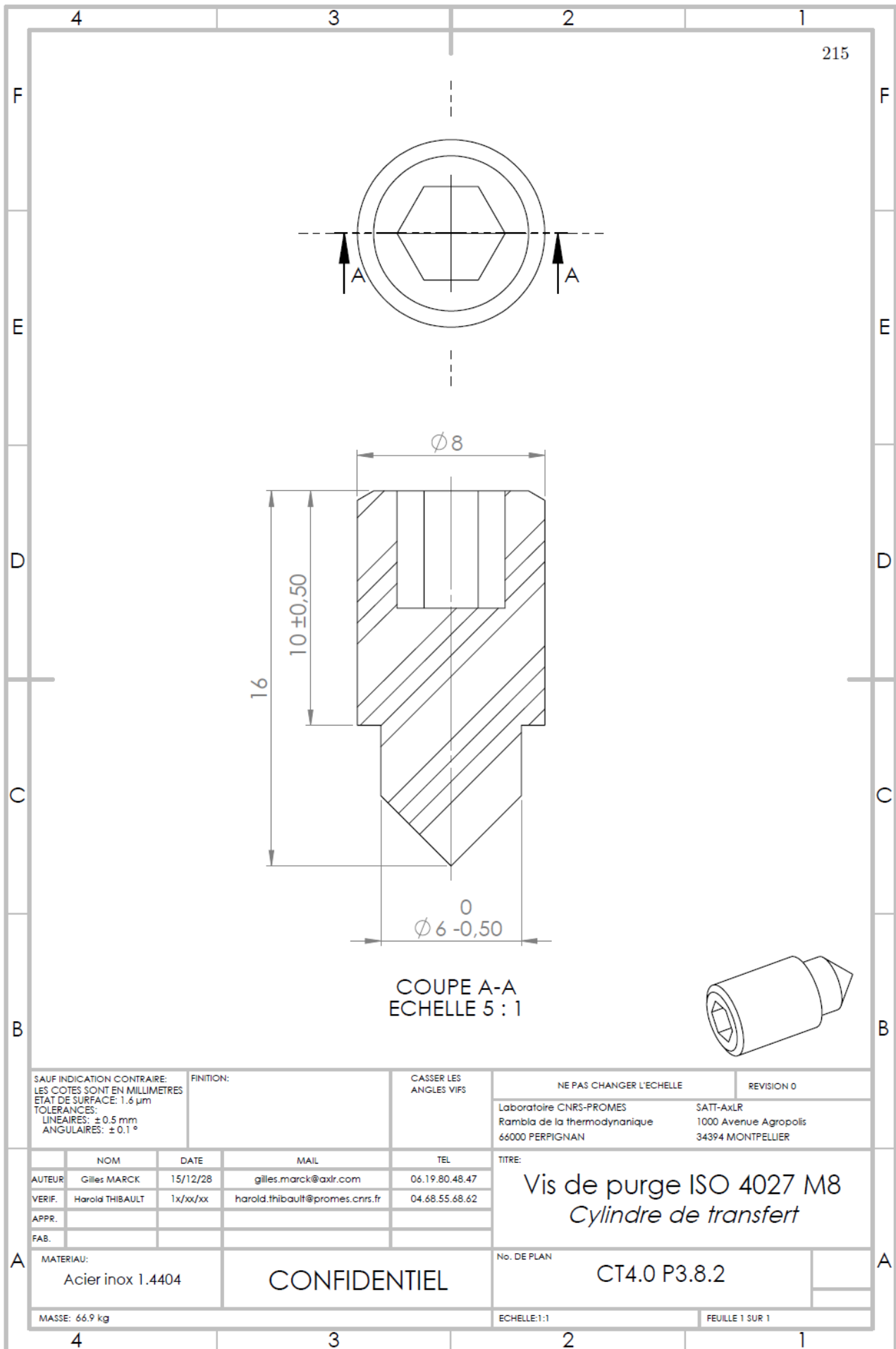
COUPE A-A

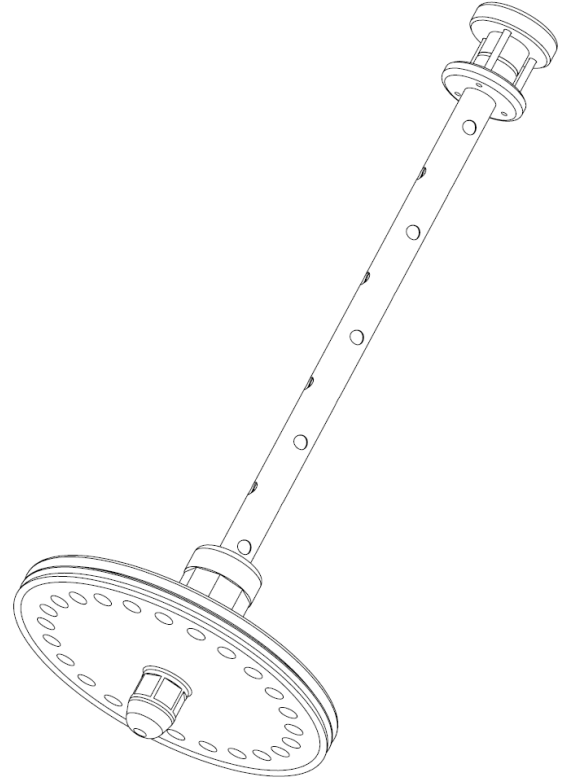
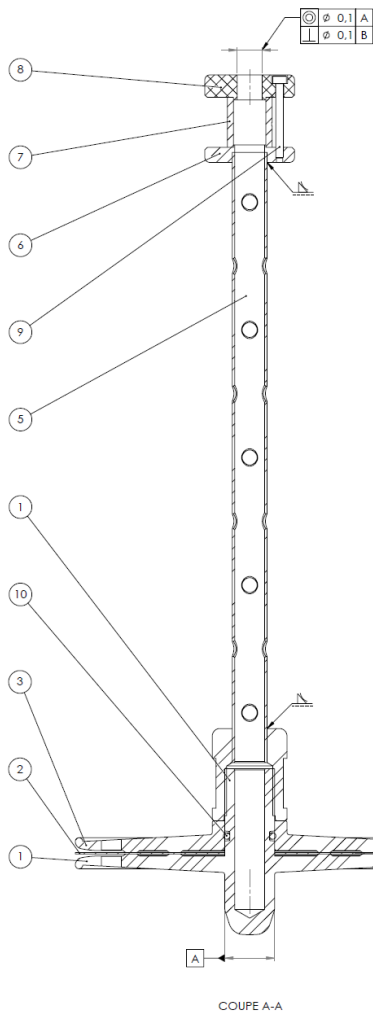
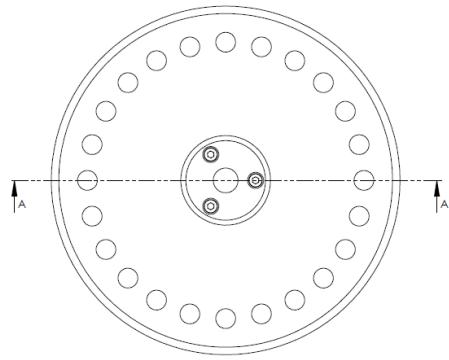
COUPE B-B

DÉTAIL D
ECHELLE 5 : 1

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMÈTRES ÉTAT DE SURFACE: 1.6 µm LINEARITÉ: ± 0.05 mm ANGULARITÉ: ± 0.1 °		FINITION:		CASERIES ANGLES VUS	
NUM.	DATE	MAIL	TEL.	NE PAS CHANGER L'ÉCHELLE	
AUTRIB.	15/12/21	gilles.marcic@ad.com	06.119.80.48.47	Laboratoire CHES-PROXIS	SATTALE
VERIF.	12/01/22	hervé.thibault@proxi.com.fr	04.48.55.88.82	Roméo de la Thermodynamique	1000 Avenue Agropole
APPR.				66000 PERRIGNAN	34394 MONTPELLIER
FAB.					
MATERIAU: Acier Inox 1.4404			CONFIDENTIEL		
MASSE:			ECHELLE 1:1		
			A3		

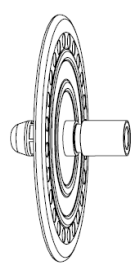
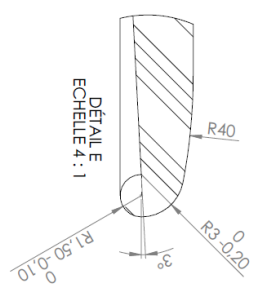
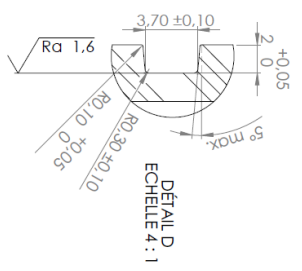
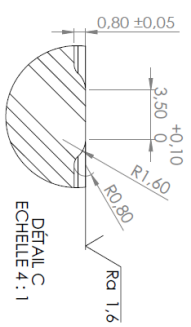
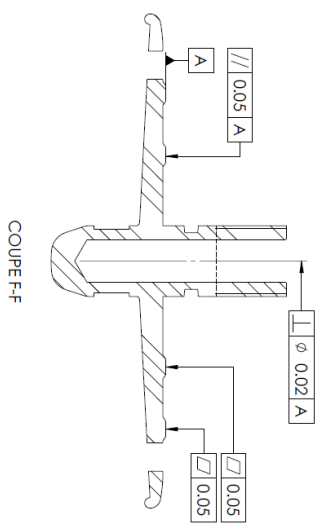
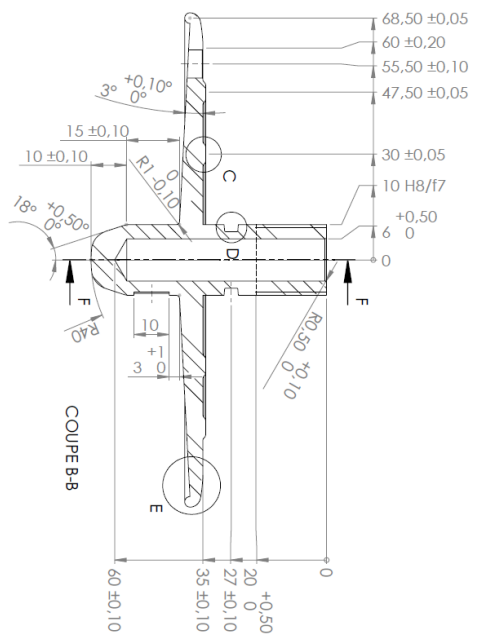
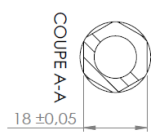
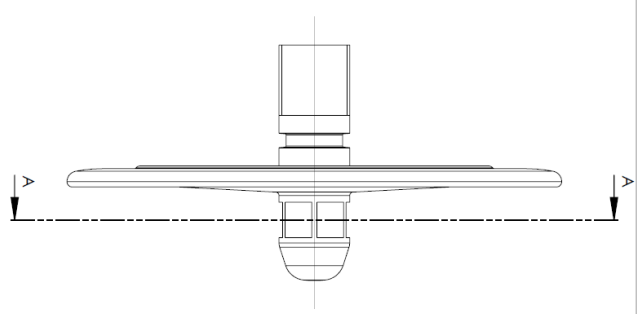
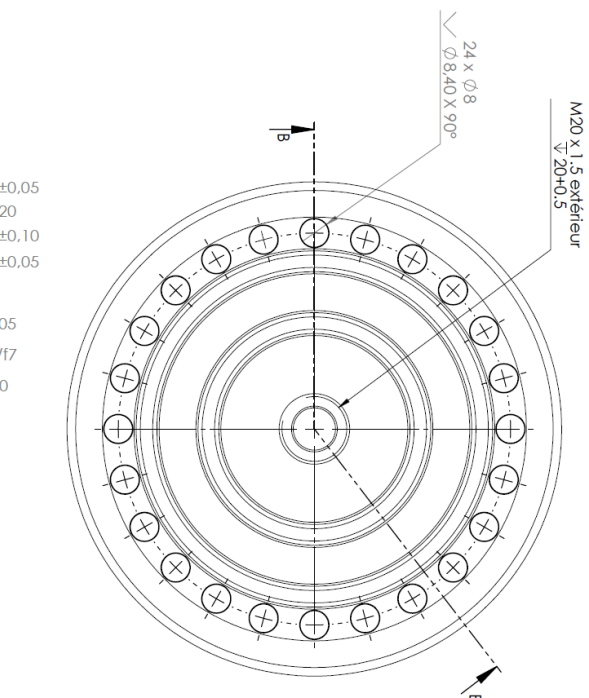
NE PAS CHANGER L'ÉCHELLE		REVISION 0	
Laboratoire CHES-PROXIS		SATTALE	
Roméo de la Thermodynamique		1000 Avenue Agropole	
66000 PERRIGNAN		34394 MONTPELLIER	
Bouchon supérieur		CT4.0 P38.1	
Cylindre de transfert		FEUILLE 1 SUR 1	



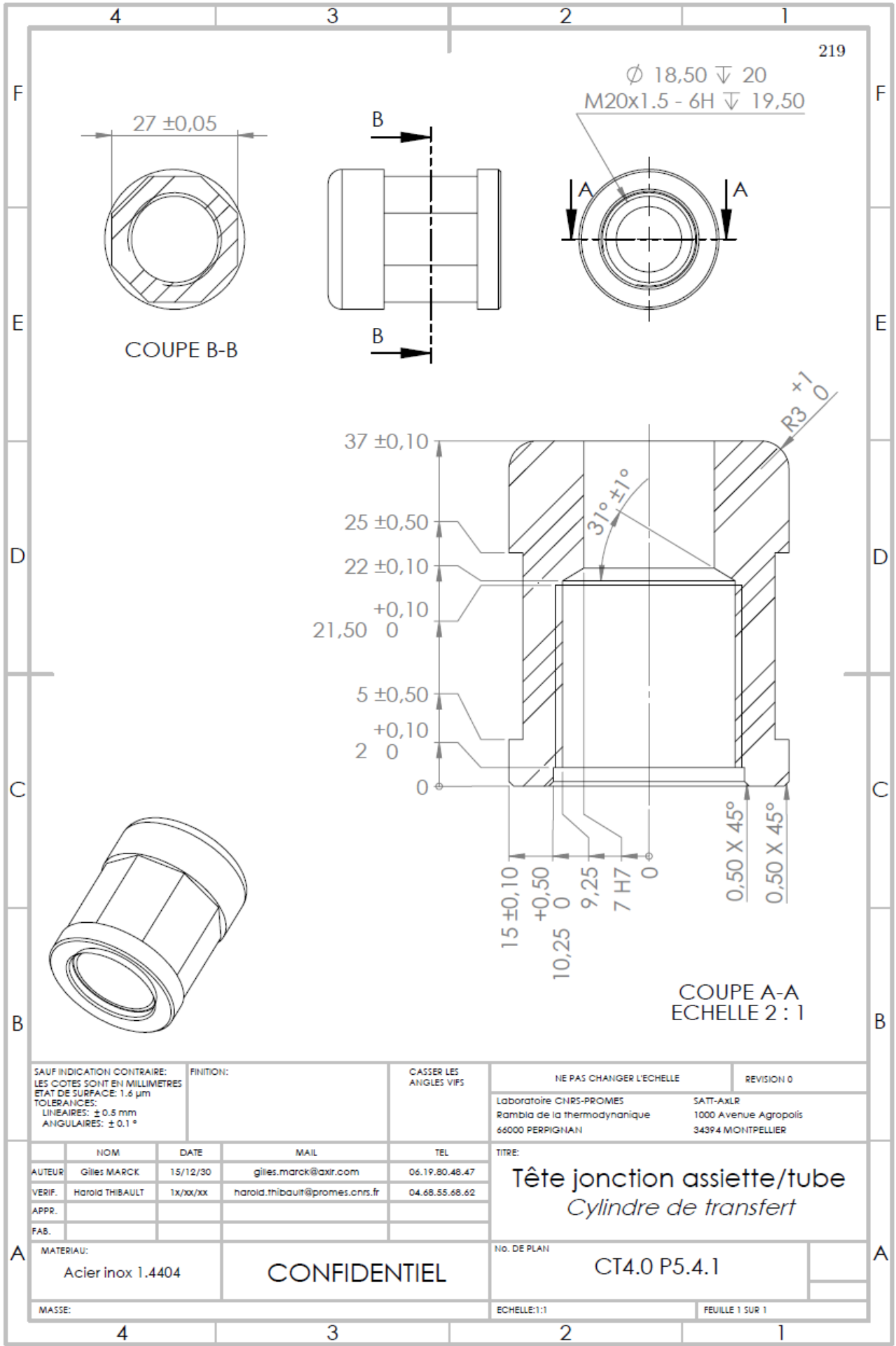


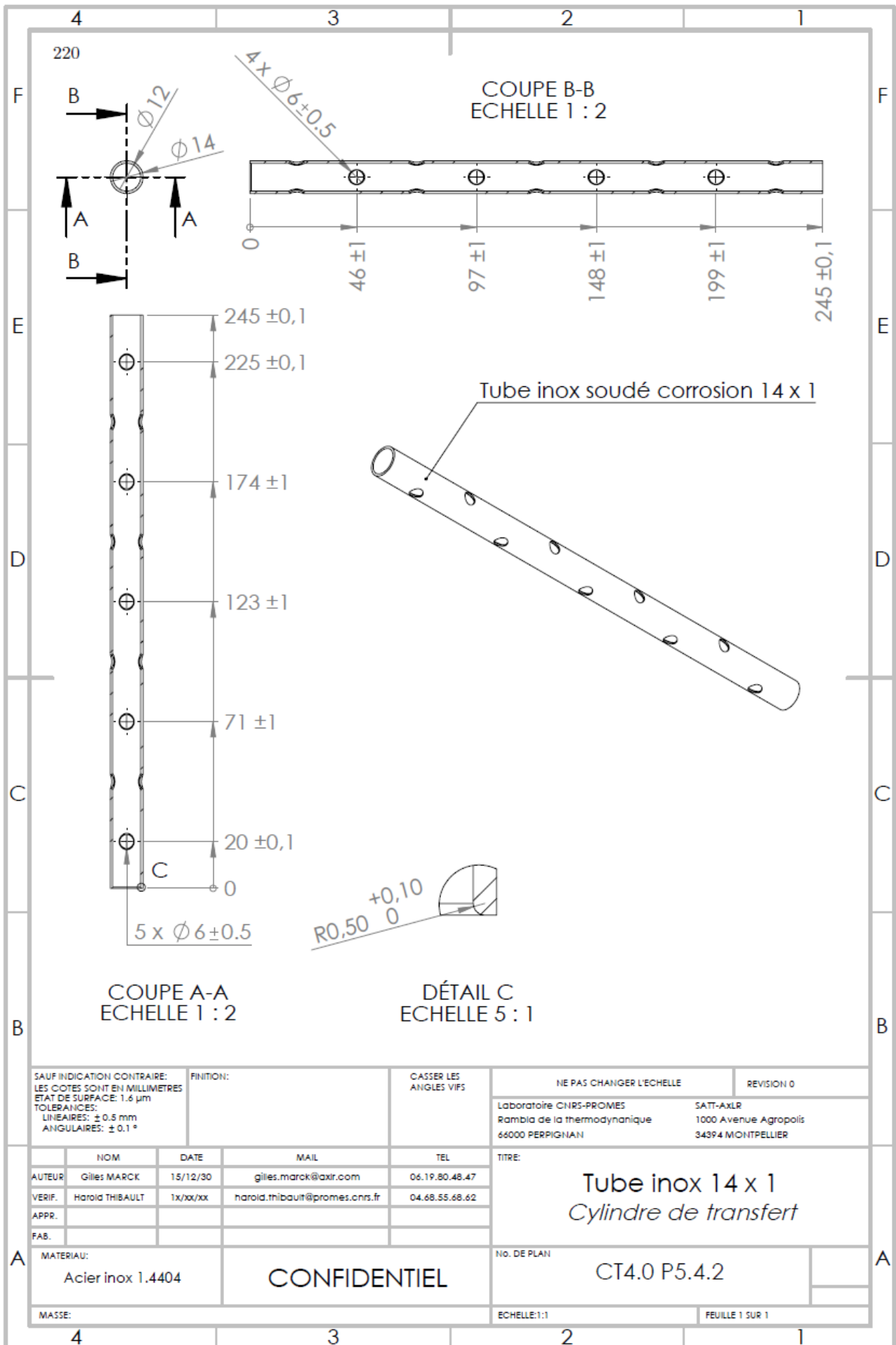
No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	plate_bottom	Assiette inférieure	1
2	diaphragm_internal	Membrane (représentation inférieure)	1
3	plate_top	Assiette supérieure	1
4	end_pipe_screw	Tête de jonction assiette/tube	1
5	pipe	Tube	1
6	end_pipe_magnet	Support aimant	1
7	PCSTMAG2-MH2	Aimant ASM (PCSTMAG2-MH2)	1
8	top_bearing	Support supérieur aimant et palier PTFE	1
9	socket head cap screw_iso	Vis aimant ISO 4762 M3 x 30 - 18N	3
10	O-ring-1x3	Joint torique 1.5.88 x 2.62	1

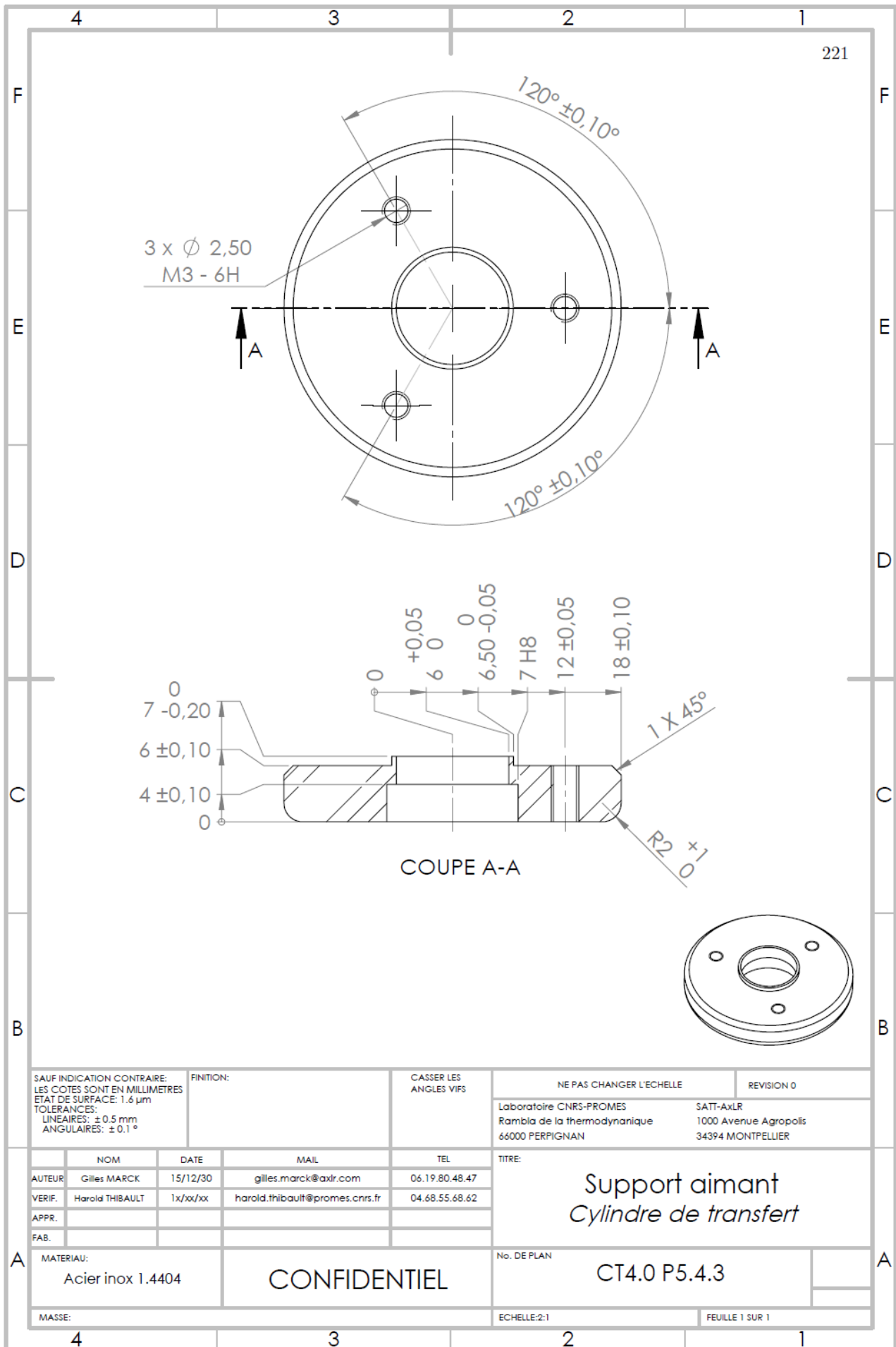
SELF PRODUCTION CONTRACT 100% CONTROLLED BY HALMARENS 100% CONTROLLED BY HALMARENS 100% CONTROLLED BY HALMARENS		REF: 0001 DATE: 15/12/2018 DRAWN: [blank] CHECKED: [blank]	CASSEF 03 ANGLIS 011	NE PAS CHANGER L'ÉCHELLE LUBRIFIANTS CHMS-PROXMAS RENSEIGNER LA RÉVISION/ÉCHANGÉ 0000 - Avenue Agrépub 34074 MONTPELLIER	REVISION 0 DATE: 15/12/2018 DRAWN: [blank] CHECKED: [blank]
AUTHEUR: Gilles VAN ROY DÉPÔT: [blank] DATE: [blank]	MAIL: gilles.vanroy@psa.com TEL: [blank]	TITRE: Assiette Cylindre de transfert	NO DE DESSIN: CT4.0 P5.0		
MATÉRIEL: Acier inox 1.4404 Téflon		CONFIDENTIEL		ÉCHELLE: 1:1	FEUILLE 1 SUR 1

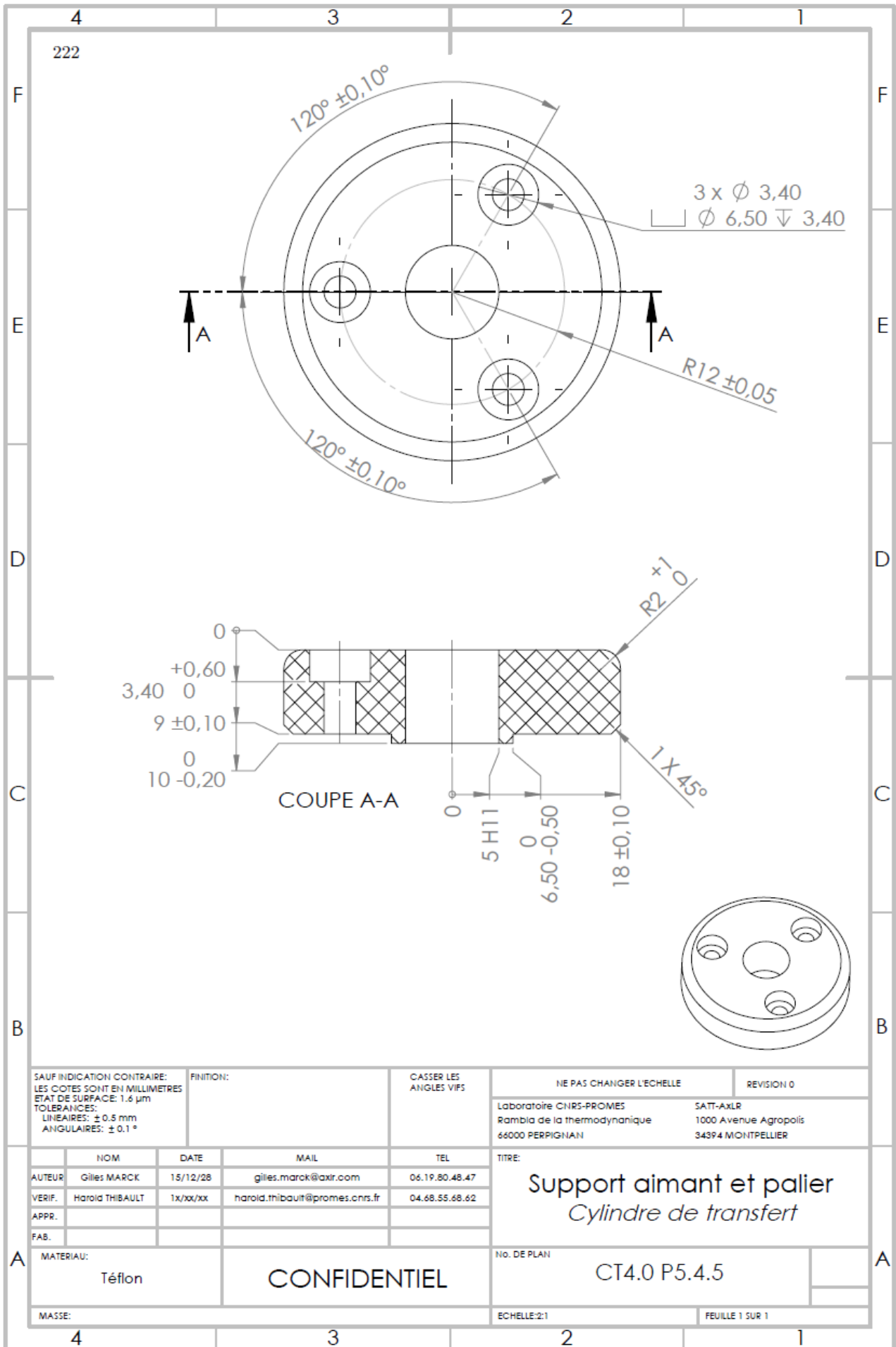


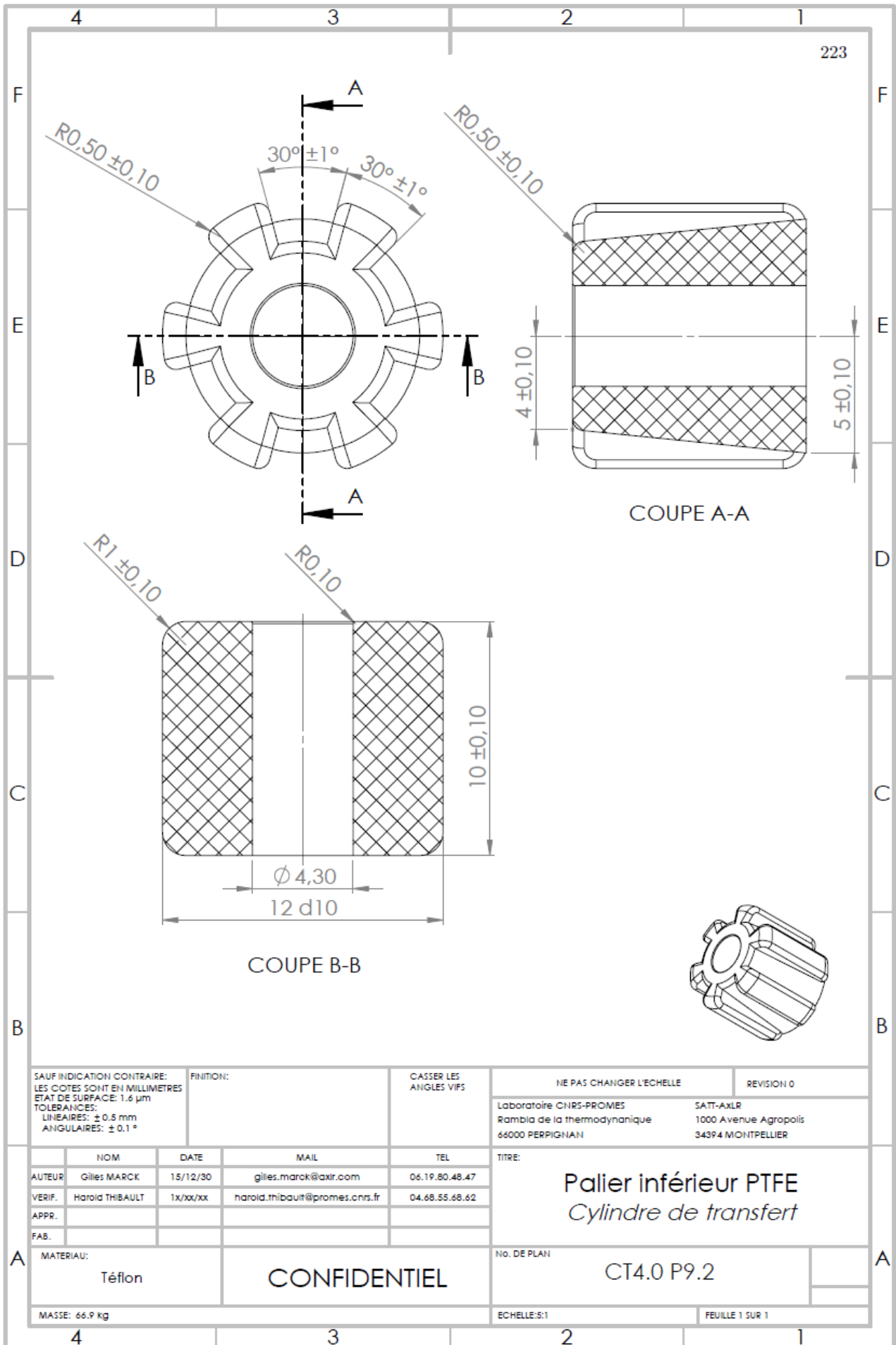
SAUF INDICATION CONTRAIRE, LES DIMENSIONS SONT EN MILLIMÈTRES. LE SYMBOLE DE TOLÉRANCE N'EST PAS À ÉCRIRE SUR LES DIMENSIONS. LES COTES SONT EN MILLIMÈTRES.		NOMBRE DE PIÈCES 14004	
ALÉVIER CÔNE MARRON 13/17/29 46000 PÉRIODIQUES 3494 MONTPELLIER	DATE 13/10/29	MAIL gbr@nrc-cibad.com nrc@nrc-cibad.com	TEL 04.66.55.66.47 04.66.55.66.42
CONFIDENTIEL		N° DE PIÈCE CT4.0.P5.1	
Ader inox 14004		ÉCHELLE 1:1	



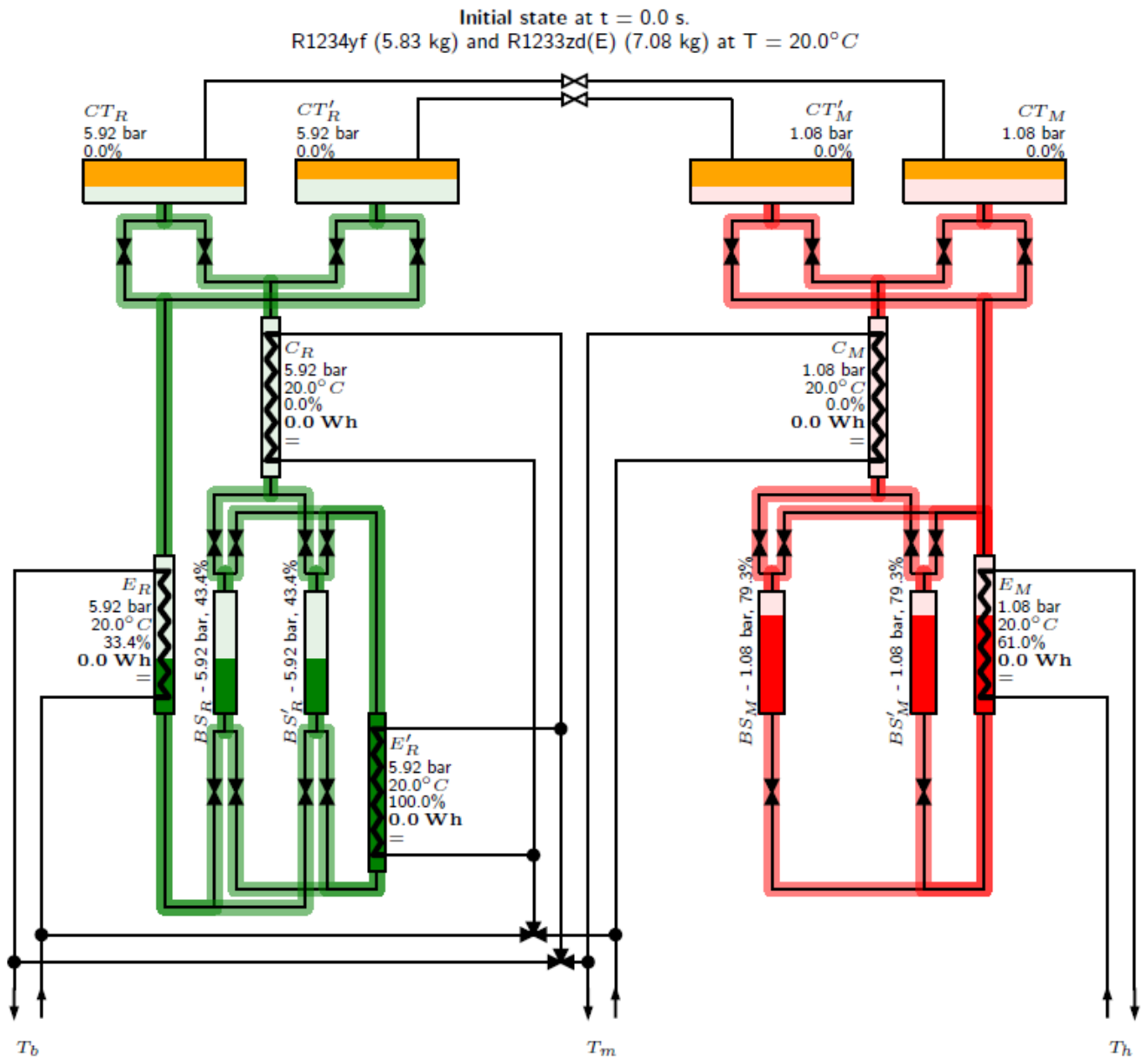




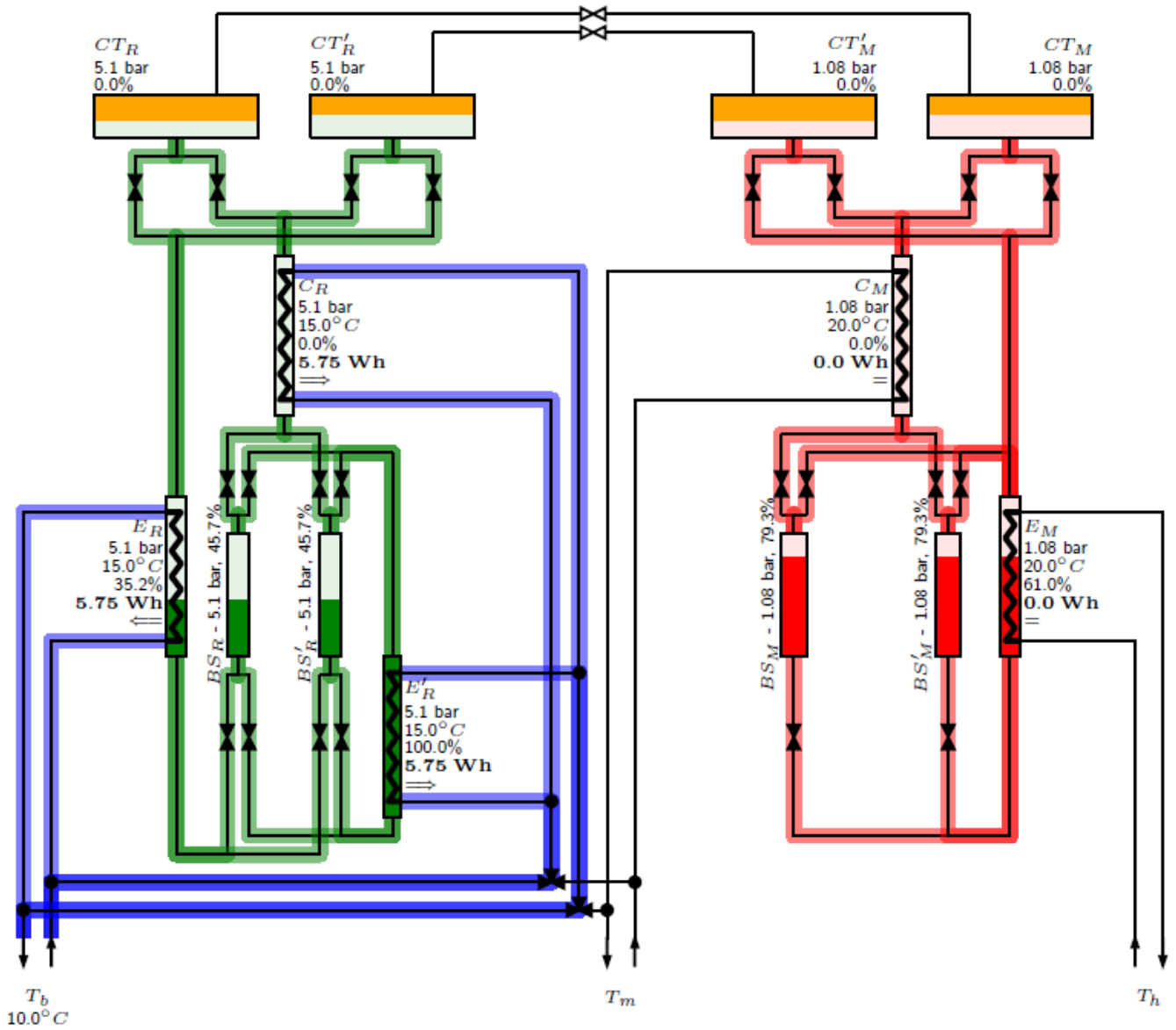




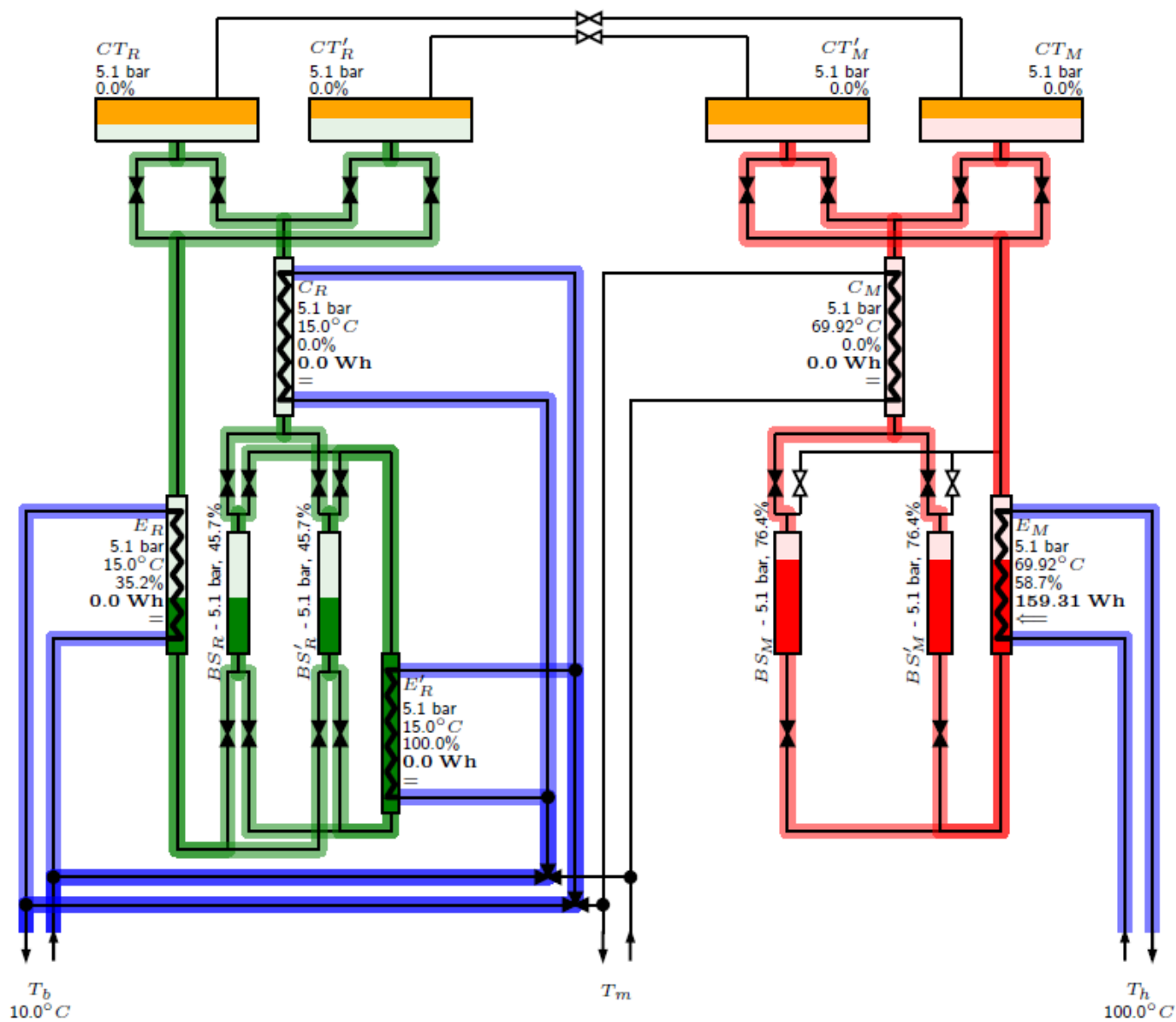
Annexe II Étapes d'initialisation du procédé CHV3T



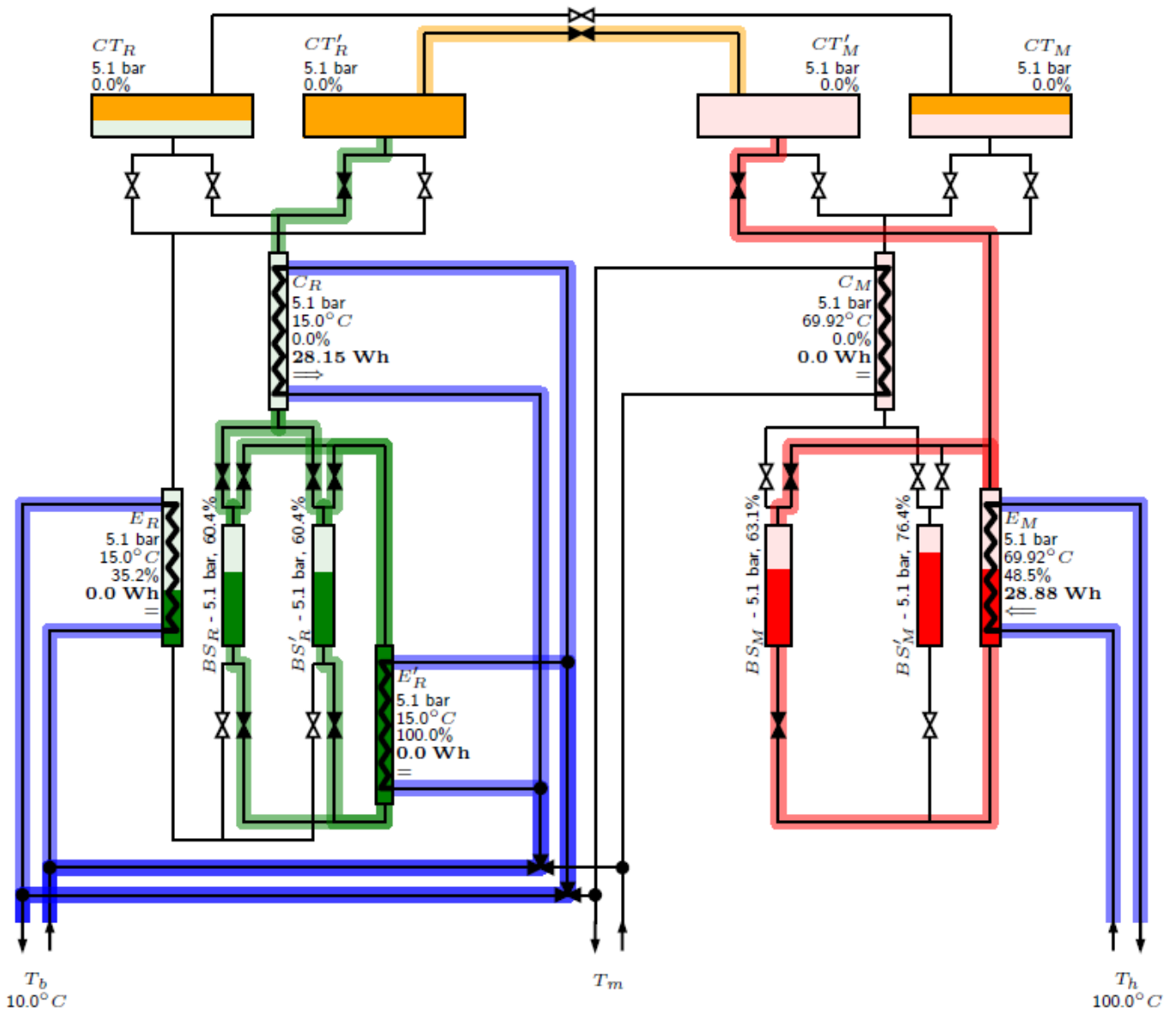
Initialization at $t = 3.45$ s.
 1. set P_b pressure for receptor cycle.



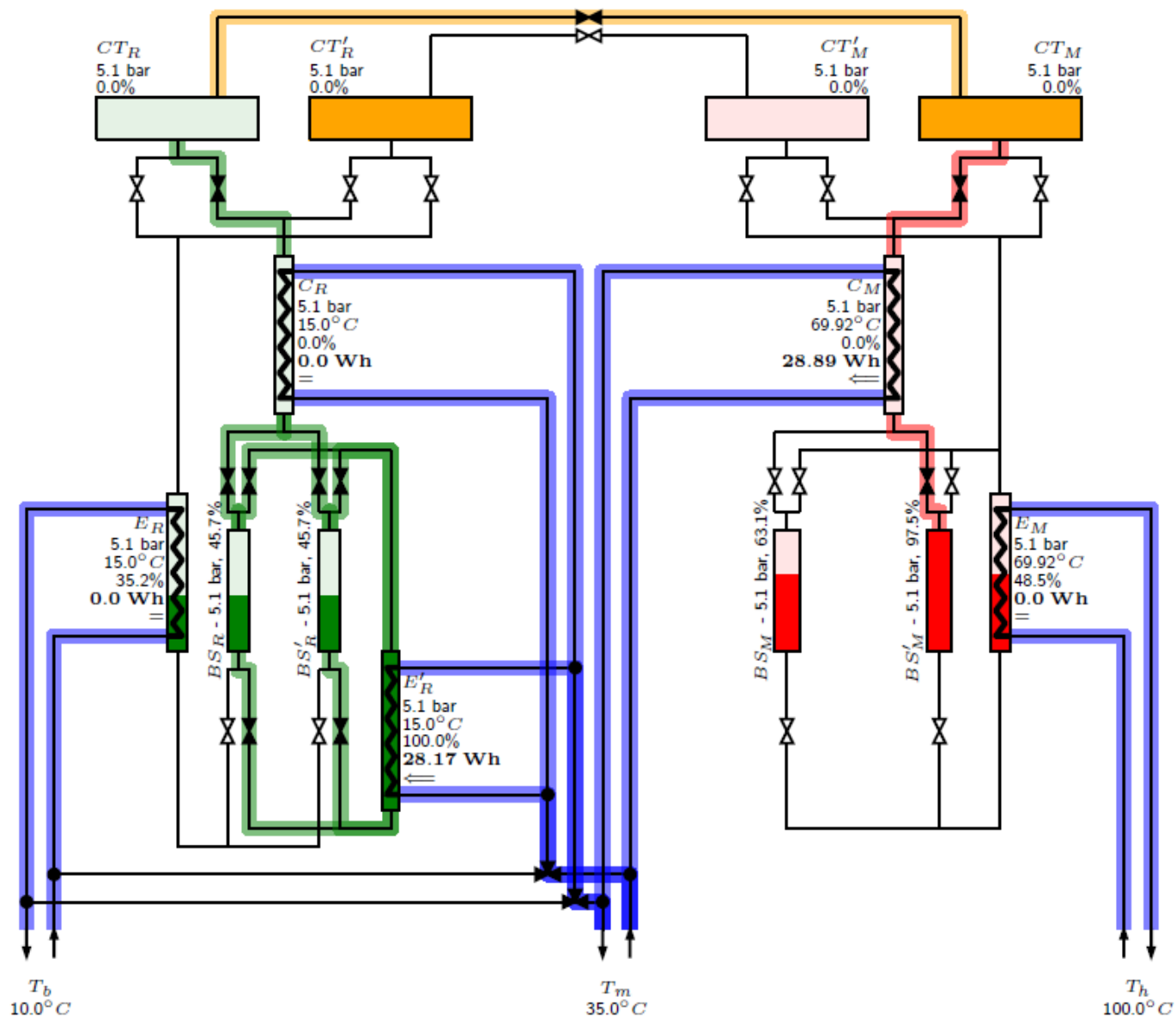
Initialization at $t = 85.38$ s.
 2. set P_b pressure for motor cycle.



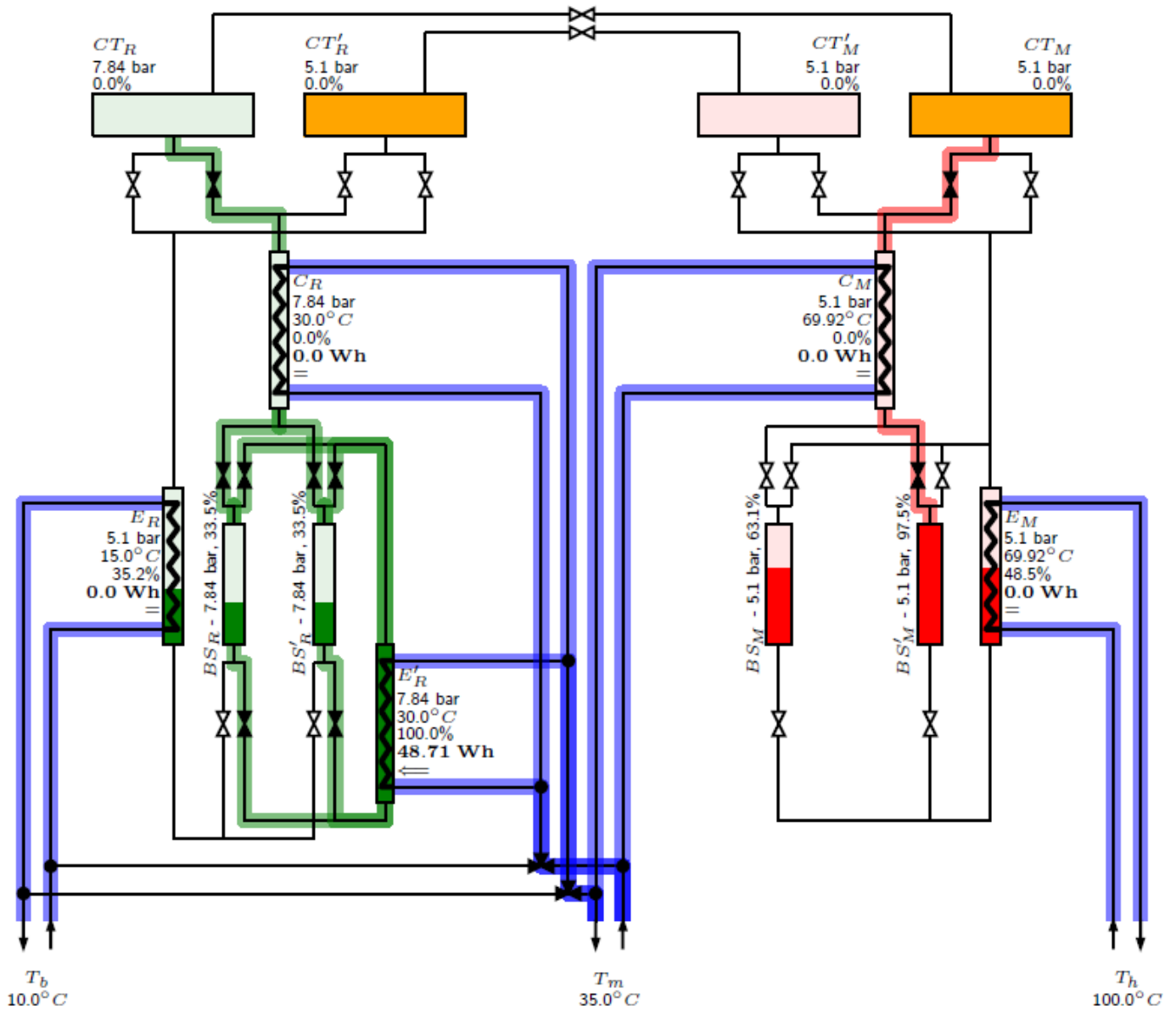
Initialization at $t = 100.24$ s.
 3. work transfer at P_b pressure.



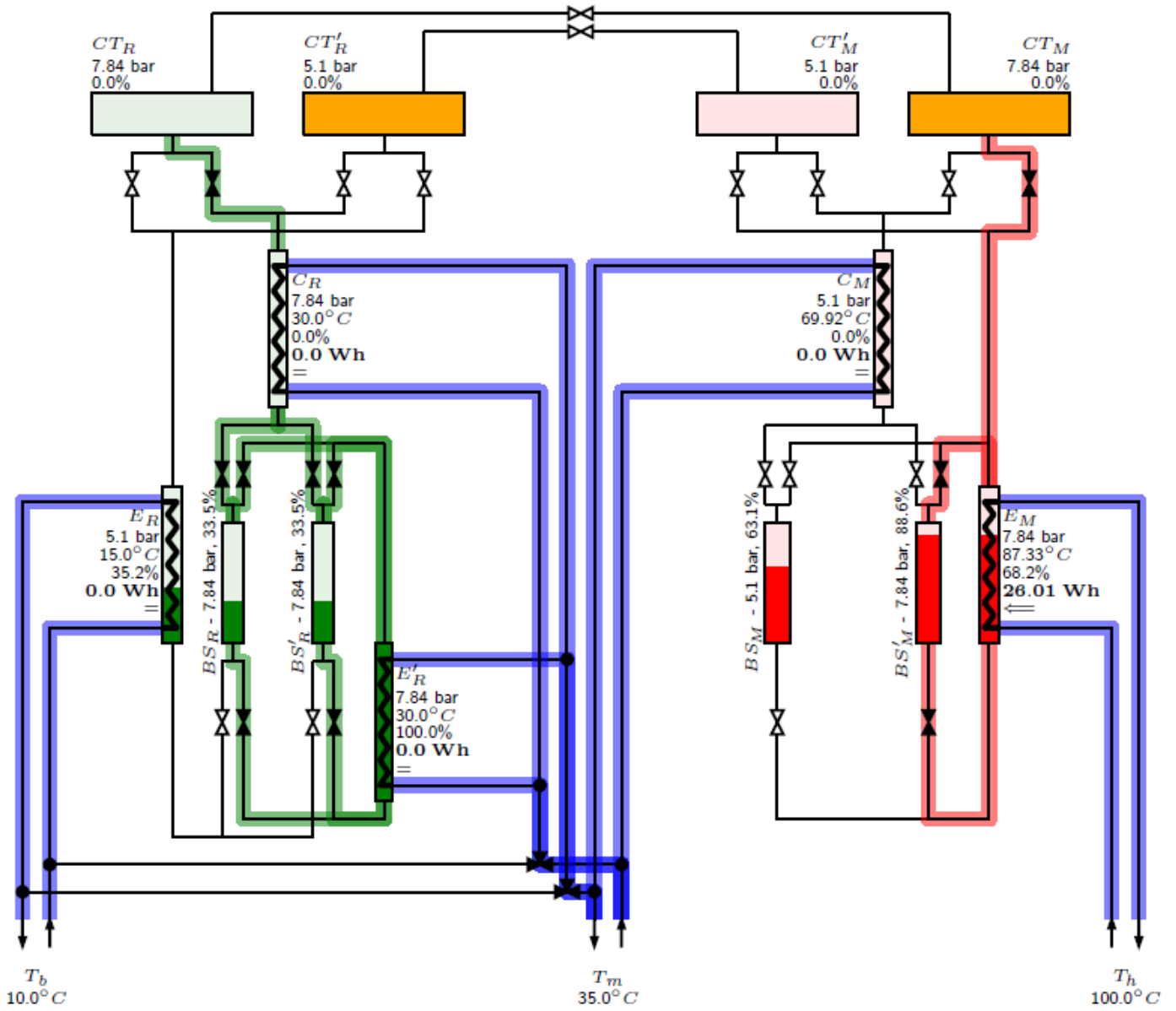
Initialization at $t = 114.72$ s.
 4. work transfer at P_b pressure.



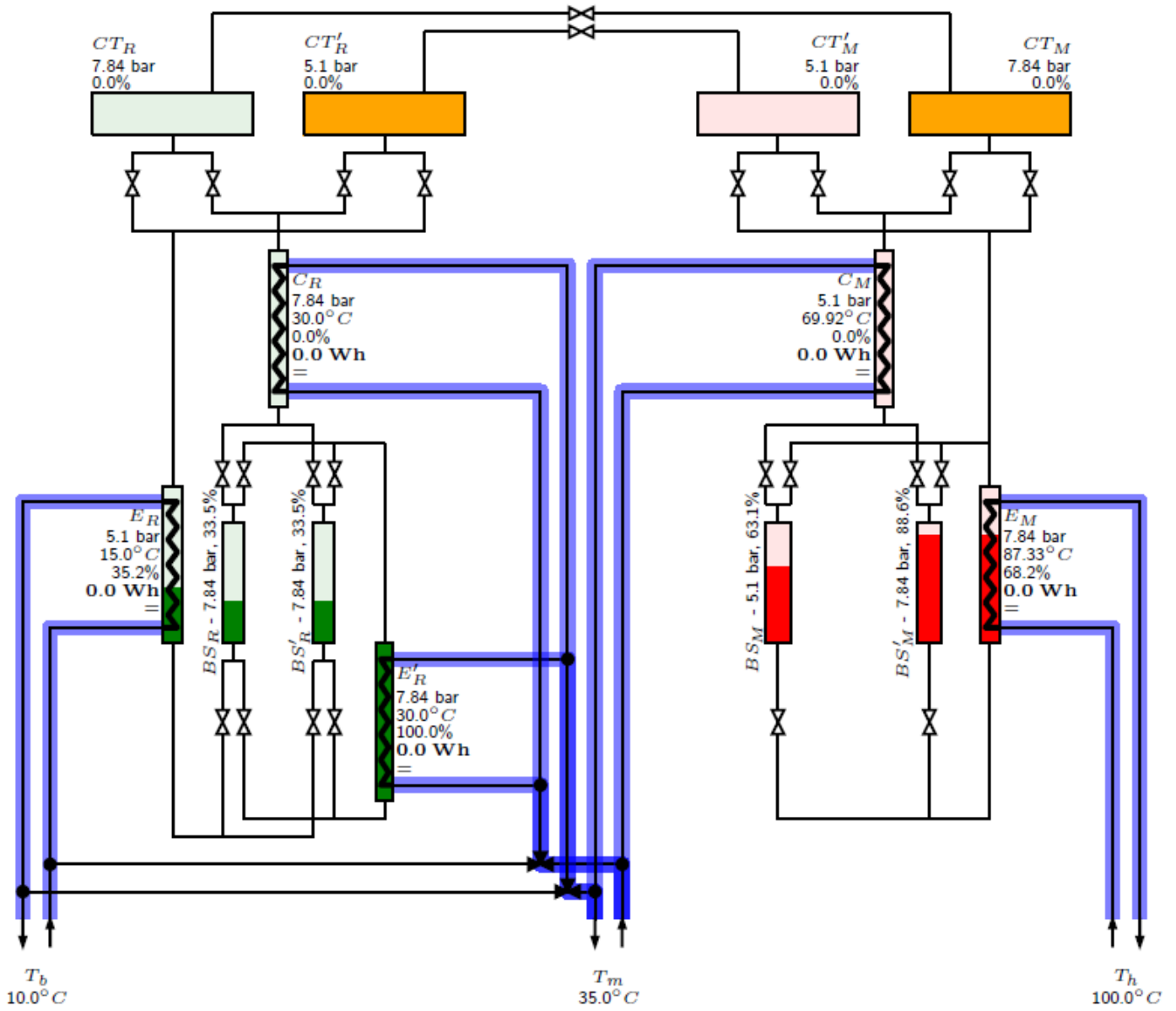
Initialization at $t = 139.77$ s.
 5. set P_h pressure for receptor cycle.



Initialization at $t = 163.18$ s.
 6. set P_h pressure for motor cycle.



Initialization sequence at $t = 163.18$ s.
 6 steps have been performed properly.



Annexe III Équations impliquant les grandeurs spécifiques du cycle CAPILI

Equations impliquant les grandeurs spécifiques du cycle

$$m = V_{CT} / v_d$$

$$V_{\alpha\beta} = m \cdot v_c$$

$$W_{h\alpha\beta} = V_{\alpha\beta} \cdot (p_h - p_b) = V_{\alpha\beta} \cdot \Delta p_{\alpha\beta}$$

$$W_{\alpha\beta} = W_{h\alpha\beta} \cdot \eta_t$$

$$\Delta t_{cy} = (\Delta t_{\alpha\beta} + \Delta t_{\beta\gamma}) = \frac{(h_c - h_d) \cdot \eta_t \cdot m}{\dot{e}}$$

$$V_{CT} = V_{\alpha\beta} + V_{\beta\gamma} \Rightarrow V_{\beta\gamma} = V_{CT} - V_{\alpha\beta}$$

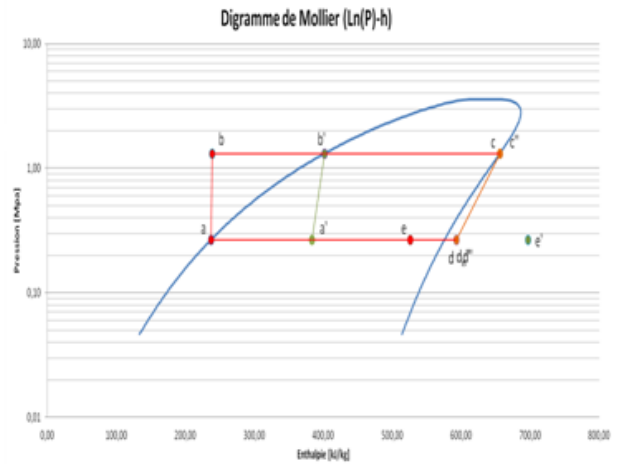
$$W_{h\beta\gamma} = (u_c - u_d) \cdot m - p_b \cdot \Delta p_{\beta\gamma}$$

$$W_{\beta\gamma} = W_{h\beta\gamma} \cdot \eta_t$$

$$\dot{Q}_{b\alpha\beta} = U_{cond} \cdot \Delta T_{calo_ \alpha\beta} = \frac{m \cdot (h_d - h_e)}{\Delta t_{\alpha\beta}} \Rightarrow \Delta t_{\alpha\beta} = \frac{m \cdot (h_d - h_e)}{U_{cond} \cdot \Delta T_{calo_ \alpha\beta}}$$

$$\bar{e}_{\alpha\beta} = \frac{W_{\alpha\beta}}{\Delta t_{\alpha\beta}}$$

$$\bar{e}_{\beta\gamma} = \frac{W_{\beta\gamma}}{\Delta t_{\beta\gamma}} = \frac{W_{\beta\gamma}}{\Delta t_{cy} - \Delta t_{\alpha\beta}}$$



Grandeurs caractéristiques de la turbine = f(Th)

$\Delta p_{\alpha\beta}$	$\xi = \frac{\bar{e}}{\bar{e}_{\alpha\beta}}$
Δt_{cy}	$\psi = \frac{\Delta t_{\alpha\beta}}{\Delta t_{cy}}$
$V_{\alpha\beta}$	$\chi = \frac{\psi}{\xi} = \frac{W_{h\alpha\beta}}{W_{h\alpha\beta} + W_{h\beta\gamma}}$

Annexe IV Paramètres utilisés lors de la modélisation dynamique de l'ORC sous Dymola

Évaporateur :

Parameters		
Medium1	CAPILI.Media.R1233zdE	Working fluid
Medium2	ThermoCycle.Media.StandardWater	In Hx1DInc: Secondary fluid
N	30	Number of nodes for the heat exchanger
V_sf	0.003332	m3 Volume secondary fluid
V_wf	0.002888	m3 Volume primary fluid
A_sf	3.268	m2 Area secondary fluid
A_wf	3.268	m2 Area primary fluid
counterCurrent	true	Swap temperature and flux vector order
M_wall	10	kg Mass of the metal wall between the two fluids
c_wall	500	J/(kg.K) Specific heat capacity of metal wall
Mdotnom_sf	0.1	kg/s Nominal flow rate of secondary fluid
Mdotnom_wf	0.016	kg/s Nominal flow rate of working fluid
SummaryClass	ThermoCycle.Components.Units.HeatExchangers.Hx1DInc.SummaryBase	

Condenseur :

Parameters		
Medium1	CAPILI.Media.R1233zdE	Working fluid
Medium2	ThermoCycle.Media.StandardWater	In Hx1DInc: Secondary fluid
N	10	Number of nodes for the heat exchanger
V_sf	0.00332	m3 Volume secondary fluid
V_wf	0.00310	m3 Volume primary fluid
A_sf	3.52	m2 Area secondary fluid
A_wf	3.52	m2 Area primary fluid
counterCurrent	true	Swap temperature and flux vector order
M_wall	10	kg Mass of the metal wall between the two fluids
c_wall	500	J/(kg.K) Specific heat capacity of metal wall
Mdotnom_sf	0.42	kg/s Nominal flow rate of secondary fluid
Mdotnom_wf	0.016	kg/s Nominal flow rate of working fluid
SummaryClass	ThermoCycle.Components.Units.HeatExchangers.Hx1DInc.SummaryBase	

Pompe :

Parameters

Medium	CAPILI.Media.R1233zdE	▶	Medium model
PumpType	ThermoCycle.Functions.Enumerations.PumpTypes.ORC_TES	▶	
PumpInput	ThermoCycle.Functions.Enumerations.PumpInputs.FF	▶	Choose between f_{pp} or X_{pp} as input
f_{pp0}	30	▶	Pump frequency if not connected
X_{pp0}	0.7	▶	Pump Flow fraction if not connected
η_{em}	0.9	▶	Electro-mechanical efficiency of the pump
η_{is}	1	▶	Internal Isentropic efficiency of the pump
ϵ_v	1	▶	Volumetric effectiveness of the pump
V_{dot_max}	3	▶ l/min	Maximum pump flow rate

Expandeur :

Parameters

Medium	CAPILI.Media.R1233zdE	▶	Medium model
ExpType	ThermoCycle.Functions.Enumerations.ExpTypes.HermExp	▶	
ϵ_s	0.7	▶	Isentropic Efficiency
FF_exp	1	▶	Filling factor
V_s	12	▶ ml	Swept volume

E15H022A-SH

1 kW Semi-Hermetic Scroll Expander

100% Oil-Free or Lubricated

Operate with or without lubrication.

Semi-Hermetic

No dynamic seals with patented magnetic coupling configuration.

Efficient Power Generation

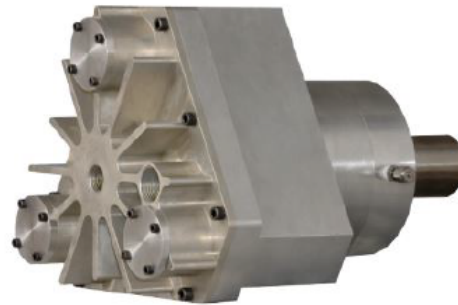
Up to 90% volumetric efficiency with lubrication, 80% without.

Quiet, Smooth Operation

Dynamically balanced, valve-less, and near pulsation-free.

Reliable, Durable Solution

Long product life and simple field maintenance.



Certified to
ISO 9001:2008



Preserving Right.

	SI	IMPERIAL
NOMINAL OUTPUT	1 kW _e	1.34 hp _e
VOLUME RATIO	3.5	
DISPLACEMENT	12 cm ³ /Rev.	0.73 in ³ /Rev.
MAX. SPEED	3,600 RPM	
MAX. INLET PRESSURE	13.8 bar _a	200 psi _a
MAX. INLET TEMP.	175°C	345°F
AMBIENT TEMP. RANGE	-20°C - 40°C	0°F - 104°F
NOMINAL SOUND LEVEL	55 dB(A)	
NET WEIGHT	9 kg	20 lb
PORT CONFIGURATION	½" NPT (Inlet)	
	¾" NPT (Outlet)	
MEDIA	Refrigerant, Other	
PART NUMBER	E15H022A-A01	

OPTIONAL CONFIGURATIONS

Custom Flange Hub Shaft Dimensions

AVAILABLE ACCESSORIES

220V, 50 Hz or 115V, 60 Hz AC Generator
 Expander-Generator Coupling Adaptor

CUSTOM REQUIREMENTS

Qualified OEMs should consult Air Squared for custom configurations and application specific requirements.

Contact info@airsquared.com.

The information presented in this material is based on technical data and test results of nominal units. It is believed to be accurate and reliable. Air Squared does not warrant, guarantee, or assume liability in connection with this information.

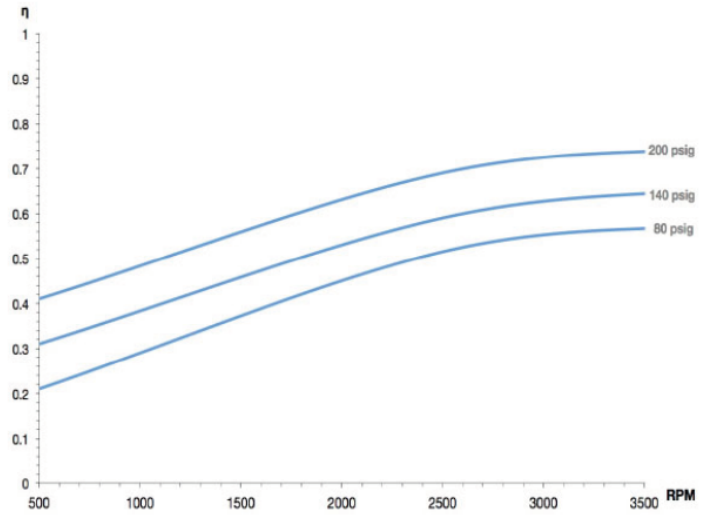
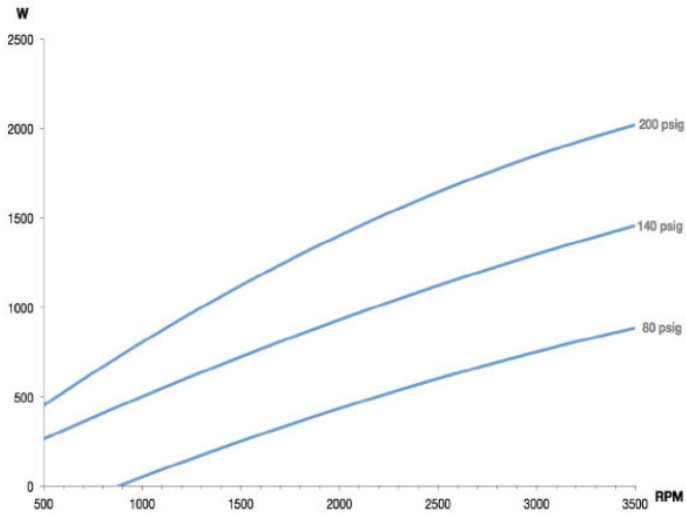
Picture, Performance, and Dimensions for reference use only - visit airsquared.com for current specifications.

Application conditions may adversely affect performance and product life. It is the responsibility of the user to determine the suitability of the product for intended use.

Performance

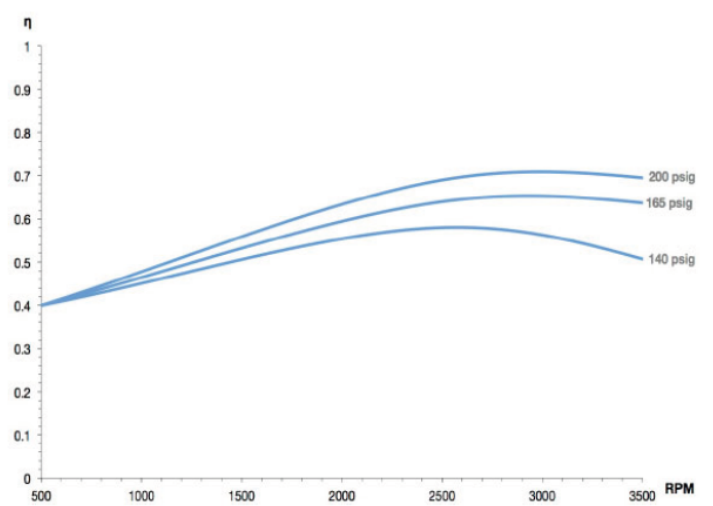
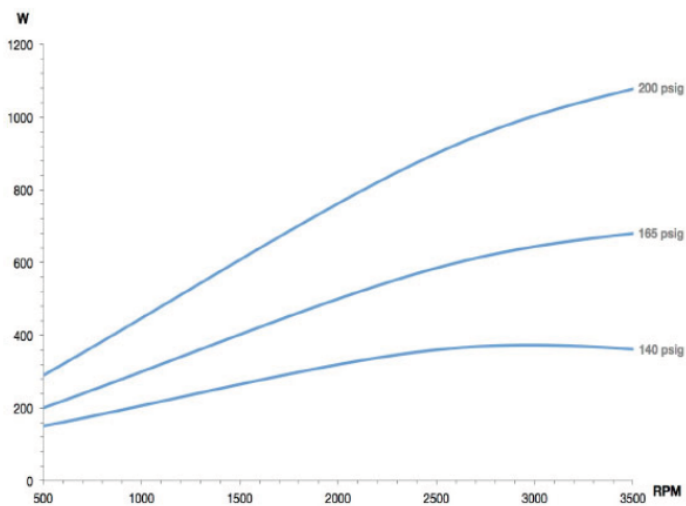
R-245FA - WITHOUT LUBRICATION

5.5 bar_a Condensing Pressure

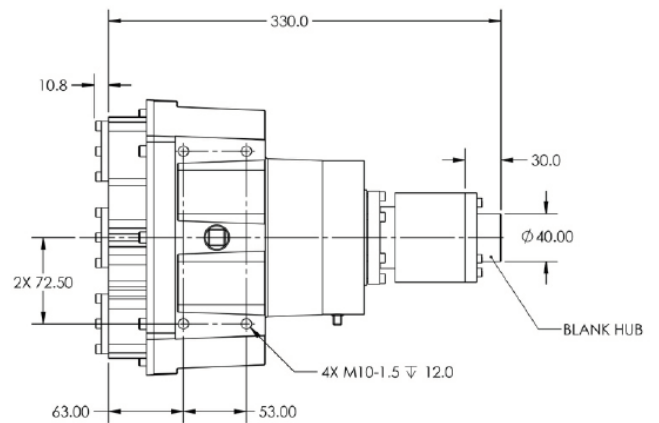
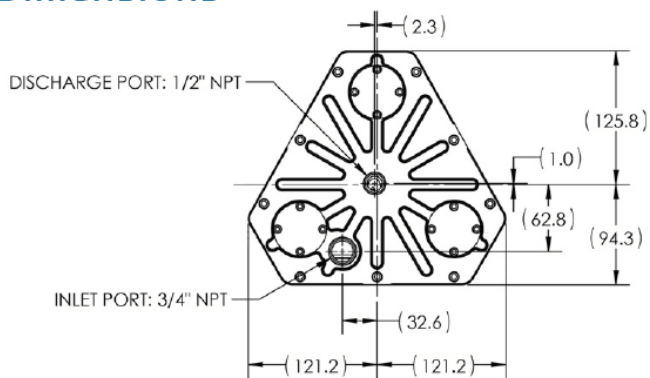


R-134A - WITHOUT LUBRICATION

1.25 bar_a Condensing Pressure



Dimensions



Dimensions in millimeters unless otherwise stated.

Annexe VI Cahier des charges et documentations techniques des
échangeurs de chaleurs

Générateur de vapeur auxiliaire

Projet Trigéthysol
Laboratoire CNRS-PROMES
Rambla de la thermodynamique, Tecnosud
66100 PERRIGNAN

contact:
Gilles MARCK
mail: gilles.marck@axlr.com
téléphone: 04.68.55.68.62 / 06.19.80.48.47

Contexte d'utilisation

Dans le cadre de la réalisation du prototype d'une nouvelle génération de pompe à chaleur, le laboratoire CNRS-PROMES de Perpignan cherche à acquérir un échangeur de chaleur. Celui-ci vise à remplir deux fonctions dans le cadre du cycle thermodynamique où il sera inséré:

- d'une part, stocker un fluide réfrigérant sous forme liquide et de façon quasi-adiabatique,
- d'autre part, assurer l'évaporation partielle ou totale de ce fluide lorsque nécessaire.

Dès lors, ce générateur de vapeur auxiliaire diffère de l'utilisation classique des échangeurs de chaleur soumis à des débits constants de part et d'autre.

Caractéristiques de l'échangeur côté 1

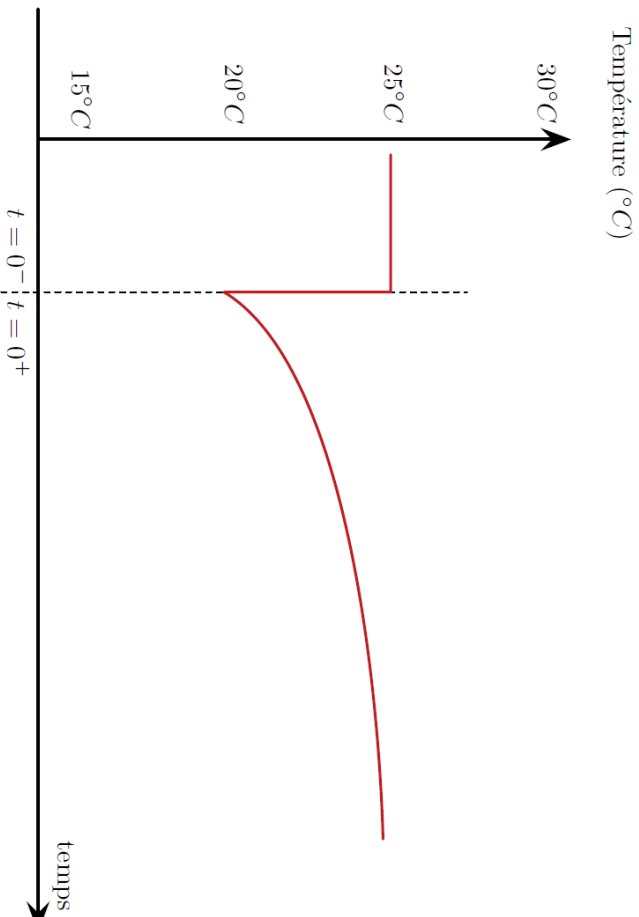
- **Fluide :** eau,
- **Débit :** 12,5 L/min.,
- **Température d'entrée :** 25 °C (plage entre 15 °C et 35 °C).

Caractéristiques de l'échangeur côté 2

- **Fluide :** R1234yf,
- **Débit :** 0,020 kg/s,
- **volume de stockage :** 1,45 L.

La courbe ci-dessous présente la variation de température du R1234yf au sein du générateur de vapeur. A $t = 0^-$, l'échangeur de chaleur est rempli de réfrigérant sous forme liquide en équilibre thermique avec l'eau. A $t = 0^+$, celui-ci est mis en contact avec une autre partie du process, thermiquement isolée et dont la pression est inférieure à celle régnant dans l'échangeur. Instantanément, la pression et la température du réfrigérant chute et le fluide caloporteur, l'occurrence l'eau, fournit de la chaleur pour évaporer une partie du liquide afin de remonter à la pression d'équilibre.

Evolution de la température du réfrigérant R1234yf dans le temps.



Caractéristiques de l'échangeur

En complément des caractéristiques déjà évoquées pour chaque fluide, l'échangeur doit posséder les propriétés suivantes:

- **Puissance souhaitée :** $\approx 7\text{kW}$,
- **Encombrement maximum en hauteur :** 35 cm.
- Aucune contrainte concernant la largeur ou la profondeur.

Condenseur

Projet Trigélysol
Laboratoire CNRS-PROMES
Rambla de la thermodynamique, Tecnosud
66100 PERPIGNAN

contact:

Gilles MARCK

mail: gilles.marck@axlr.com

téléphone: 04.68.55.68.62 / 06.19.80.48.47

Contexte d'utilisation

Dans le cadre de la réalisation du prototype d'une nouvelle génération de pompe à chaleur, le laboratoire CNRS-PROMES de Perpignan cherche à acquérir un échangeur de chaleur à plaques qui jouera le rôle de condenseur. Celui-ci vise à être intégré par la suite dans un cycle ORC au niveau de la source froide.

Caractéristiques de l'échangeur côté 1

- fluide : eau,
- Débit : 25 L/min.,
- Température d'entrée : 2 °C (plage entre 0 °C et 45 °C).

Caractéristiques de l'échangeur côté 2

- fluide : $R1233zd(E)$,
- Débit : 0,041 kg/s,
- Température d'entrée : 10 °C.

Caractéristiques de l'échangeur

- Puissance souhaité : 10 kW,
- Hauteur maximum : 25 cm,
- Aucune contrainte concernant l'encombrement en largeur et en profondeur.

Évaporateur

Projet Trigéthysol
Laboratoire CNRS-PROMES
Rambla de la thermodynamique, Tecnosud
66100 PERPIGNAN

contact:

Gilles MARCK

mail: gilles.marck@axlr.com

téléphone: 04.68.55.68.62 / 06.19.80.48.47

Contexte d'utilisation

Dans le cadre de la réalisation du prototype d'une nouvelle génération de pompe à chaleur, le laboratoire CNRS-PROMES de Perpignan cherche à acquérir un échangeur de chaleur à plaques qui jouera le rôle d'évaporateur d'une puissance de 11 kW. Celui-ci vise à être intégré par la suite dans un cycle ORC au niveau de la source chaude solaire, dont la température maximale peut atteindre 120 °C. Le vue ci-contre détaille la conception du cycle ORC actuel où la fonction "évaporateur" est actuellement accomplie par le biais de deux échangeurs à plaques issue d'un autre prototype.

Caractéristiques de l'échangeur côté 1 (évaporateur)

- **fluide :** *R1233zd(E)*,
- **Débit :** 0,041 kg/s,
- **Température d'entrée :** 10 °C.
- **Température d'évaporation :** 110 °C.
- **Température de surchauffe :** 5 K.

Caractéristiques de l'échangeur côté 2

- **fluide :** eau,
- **Débit :** 25 L/min. (0.4 kg/s),
- **Température d'entrée :** 120 °C.



Évaporateurs actuels

Représentation partielle du prototype et du cycle ORC.

Caractéristiques de l'échangeur

- **Puissance souhaitée :** 11 kW,
- Aucune contrainte dimensionnelle.

Un prédimensionnement du modèle d'échangeur a été effectué en s'appuyant sur l'outil de calcul *SSP G7* développé par SWEP. Afin de prendre en compte l'arrivée du réfrigérant sous forme de liquide sous-refroidi, deux dimensionnements ont été effectués consécutivement: l'un portant sur l'énergie à apporter sous forme de chaleur sensible, l'autre sous forme de chaleur latente.

1. Chaleur latente

Dans cette configuration, le changement phase du réfrigérant est considéré dans un échangeur à contre-courant, en supposant que le liquide pénètre l'échangeur dans son état de saturation, c'est-à-dire avec une qualité de vapeur de 0, et le quitte avec une surchauffe de 5 K. Dans ces conditions, les différents paramètres de calcul sont:

Caractéristiques de l'échangeur côté 1 (évaporateur)

- fluide : $R1233zd(E)$,
- Débit : 0,041 kg/s,
- Température d'évaporation : 110 °C,
- Température de surchauffe : 5 K.

Caractéristiques de l'échangeur côté 2

- fluide : eau,
- Débit : 25 L/min. (0.4 kg/s),
- Température d'entrée : 120 °C.

Avec ces spécifications, le logiciel *SSP G7* indique deux modèles d'échangeur de chaleur possible: le B8T ou le BX8T comportant 24 plaques. Il semble que la différence entre ces deux modèles portent uniquement sur la présence ou non d'une armature de maintien extérieure pour la tenue en pression. De plus, la température de sortie du caloporteur est de 116,6 °C, ce qui permet de dimensionner la seconde partie de l'échangeur qui réalise le transfert de chaleur de façon sensible avec le réfrigérant.

2. Chaleur sensible

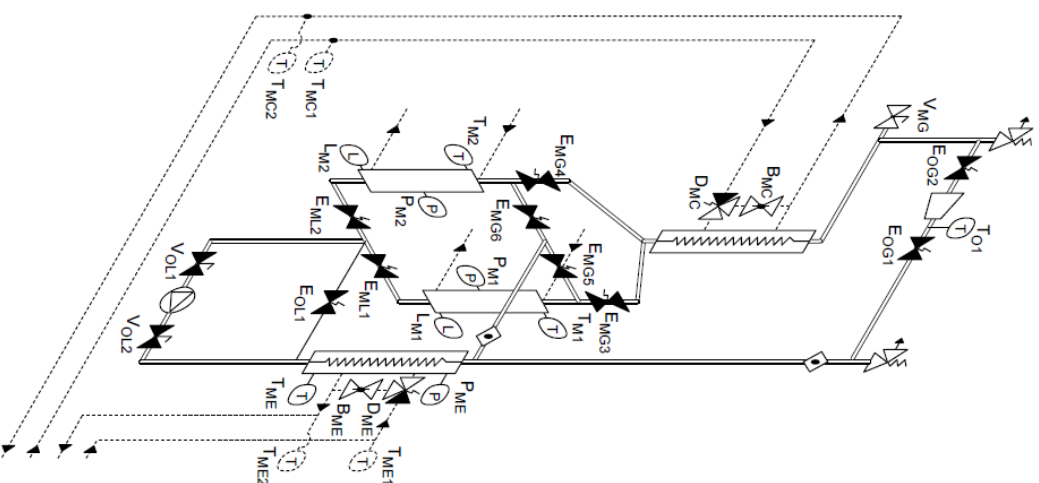
Dans cette configuration, on considère l'apport de chaleur au réfrigérant lorsque celui-ci est sous forme liquide uniquement. Dans ce contexte, les données de dimensionnement pour un échangeur à contre courant sont les suivantes:

Caractéristiques de l'échangeur côté 1

- fluide : $R1233zd(E)$,
- Débit : 0,041 kg/s,
- Température d'entrée : 10 °C,
- Température de sortie : 110 °C.

Caractéristiques de l'échangeur côté 2

- fluide : eau,
- Débit : 25 L/min. (0.4 kg/s),
- Température d'entrée : 116,6 °C.



Représentation schématique du cycle ORC

L'évaporateur à dimensionner est situé à droite et est repéré par les composants avec l'indice ME.

Les résultats de ce second prédimensionnement montre qu'un échangeur de chaleur de type B8T ou BX8T est adapté, avec 12 plaques. Les caractéristiques de chaque échangeur sont reprises ci-dessous.

²³¹
Au final, il semble que l'évaporateur le plus adapté soit un modèle de type B8T comportant 36 plaques et avec une puissance d'échange totale avoisinant les 11 kW. Ces résultats ont été validés avec l'option "rating" de l'outil *SSP G7*. Le modèle B8T est privilégié par rapport au modèle BX8T dans une optique de réutilisation sur le long terme pour d'autres prototypes qui pourraient possiblement comporter des pressions de travail plus importante.

ÉVAPORATEUR - DEVIS

Échangeur : B10THx50/1P-SC-M (4x1" & 22U)

Code Article : 15371-050

Connexions	F1 -	ISO-G 1" A et/ou à braser 7/8"
	F2 -	ISO-G 1" A et/ou à braser 7/8"
	F3 -	ISO-G 1" A et/ou à braser 7/8"
	F4 -	ISO-G 1" A et/ou à braser 7/8"

Raccordements	Côté 1:	F3/F1 (Entrée / Sortie)
	Côté 2:	F2/F4 (Entrée / Sortie)

Fluide côté 1 : R1234yf

Fluide côté 2 : Eau

Circulation : Contre-courant

SSP Alias : B10T

SPÉCIFICATIONS

		Côté 1	Côté 2
Puissance	kW	3,086	
Inlet vapor quality		0,000	
Outlet vapor quality		1,000	
Température d'entrée	°C	20,00	26,00
Température d'évaporation	°C	20,00	
Surchauffe	K	5,00	
Température de sortie	°C	25,00	22,44
Débit	kg/s l/min	0,02000	12,50
- de vapeur en entrée	kg/s	0,0000	
de fluide vaporisé	kg/s	0,02000	

ÉCHANGEUR À PLAQUES

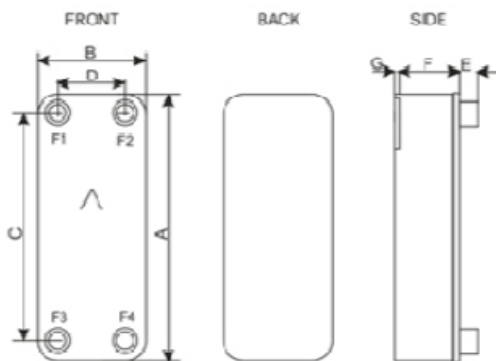
		Côté 1	Côté 2
Surface d'échange	m ²	1,49	
Flux thermique	kW/m ²	2,07	
DTLM	K	4,31	
H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C	512/481	
Pertes de charge totales (hors connexions)	kPa	0,807	0,474
- dans les ports	kPa	0,0395	0,102
Pertes de charge dans les distributeurs	kPa	0,000 - 0,000	
Pression fluide en sortie	kPa	591	
Nombre de canaux		24	25
Nombre de plaques			50
Surdimensionnement	%	6	
Facteur d'encrassement	m ² , °C/kW	0,124	
Diamètre de port	mm	24,0/24,0 (up/down)	24,0
Diamètre de connexion recommandé en entrée	mm	From 0,958 to 1,51	
Diamètre de connexion recommandé en sortie	mm	From 5,67 to 12,7	
Nombre de Reynolds			161,9
Vitesse dans le port de sortie	m/s	1,40	0,460

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

		Côté 1	Côté 2
Température de référence	°C	20,02	24,16
Viscosité dynamique - Liquide	cP	0,165	0,908
- Densité	kg/m ³	1110	997,2
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg, °C	1,386	4,180
- Conductivité thermique	W/m, °C	0,06508	0,6057
Viscosité dynamique - Vapeur	cP	0,0122	
- Densité	kg/m ³	31,64	
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg, °C	0,9920	
- Conductivité thermique	W/m, °C	0,01320	
- Chaleur latente	kJ/kg	149,3	
Coefficient de film	W/m ² , °C	2520	4930
Température mini de paroi	°C	21,98	22,14
Vitesse dans les canaux	m/s	0,117	0,0369

Totaux

		Côté 1	Côté 2
Poids total (hors connexions)	kg	5,95	
Volume, circuit intérieur	dm ³	1,46	
Volume, circuit extérieur	dm ³	1,52	
Empreinte carbone	kg	41,8	
Matière des plaques		AISI 316	
Pression maxi de service	bar	42/34 / 37/29	
Pression d'épreuve	bar	65 / 57	
Température maxi de service	°C	130/225	

DIMENSIONS

This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

A	mm	289 +/-2
B	mm	119 +/-1
C	mm	243 +/-1
D	mm	72,0 +/-1
E	mm	20,1 +/-1
F	mm	116 +2%/-1,5%
G	mm	6,00 +/-1
R	mm	22,0

Note :

Thermosyphon option used.

Vapor velocity probably too small to carry oil.

Too small temperature difference can cause underperformance.

Secondary side port pressure drop is high in relation to total pressure drop. This could cause secondary side maldistribution

Le B10T offre des solutions d'échange thermique dans un large éventail de capacités. Son adaptation à de nombreuses applications est rapide et simple. Par sa compacité, sa polyvalence, son excellent transfert thermique, ce produit est le choix idéal pour des applications monophasiques et de réfrigération.

Connexions*



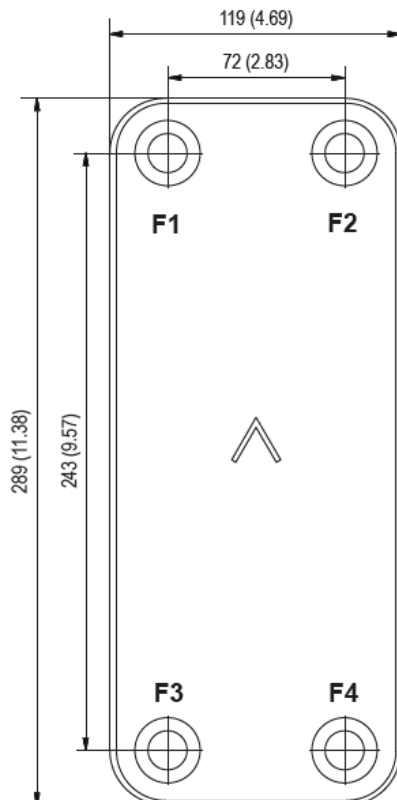
*Pour obtenir d'autres informations, incluant les dimensions spécifiques et les différents types de raccords, veuillez contacter votre représentant SWEP.

Catégories de pression

- S** Standard, selon la norme EN 13345 (25-38 bar/ 363-550 PSI).
- M** Moyenne, selon la norme EN 13345 (38-48 bar/550-696 PSI).
- H** Haute, selon la norme EN 13345 (42-56 bar/609-812 PSI).



Nombre de plaques max. (NoP)	140
Taille de port F1/P1	24 mm (0.945 in)
Taille de port F2/P2	24 mm (0.945 in)
Taille de port F3/P3	24 mm (0.945 in)
Taille de port F4/P4	24 mm (0.945 in)
Débit volumétrique max.	9 m³/h (39.6 gpm)

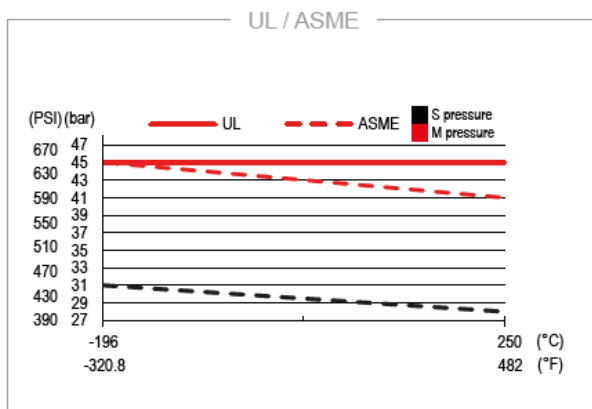
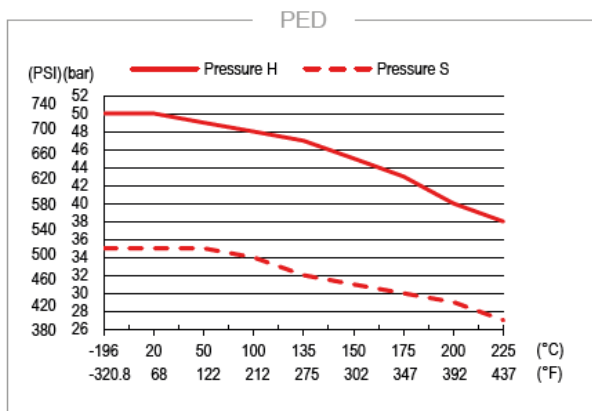
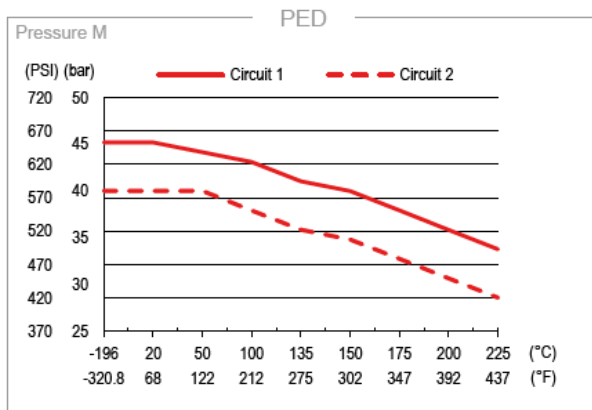
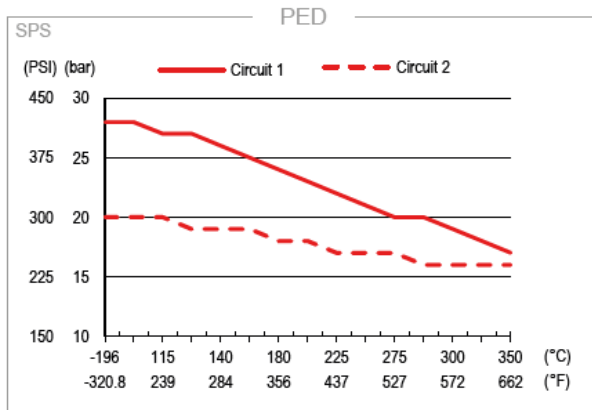


Matières

	Plaque de circulation	Brasage
SC	Acier inoxydable	Cuivre
NC	Acier inoxydable	Cuivre
SN	Acier inoxydable	Nickel
SPS	Acier inoxydable	Acier inoxydable
SPF	Acier inoxydable	Acier inoxydable

Taille

	Hauteur de l'ensemble de plaques	Poids total
SC M SC S NC S	4+(2,24×NoP) mm	1,15+(0,096×NoP) kg
	0.157+(0,088×NoP) in	2.54+(0.212×NoP) lb
SC H	8+(2,24×NoP) mm	2,1+(0,096×NoP) kg
	0.315+(0,088×NoP) in	4.63+(0.212×NoP) lb
SPF S	4+(2,27×NoP) mm	1,16+(0,086×NoP) kg
	0.157+(0,089×NoP) in	2.55+(0.189×NoP) lb
SPS M	4+(2,24×NoP) mm	1,24+(0,096×NoP) kg
	0.157+(0,088×NoP) in	2.73+(0.212×NoP) lb
SN S	4+(2,27×NoP) mm	1,17+(0,086×NoP) k
	0.157+(0,089×NoP) in	2.59+(0.212×NoP) lb



Homologations par un tiers

Les BPHE de SWEP sont généralement homologués par les organismes d'homologation ci-dessous :

Europe, Directive équipements sous pression (DESP)

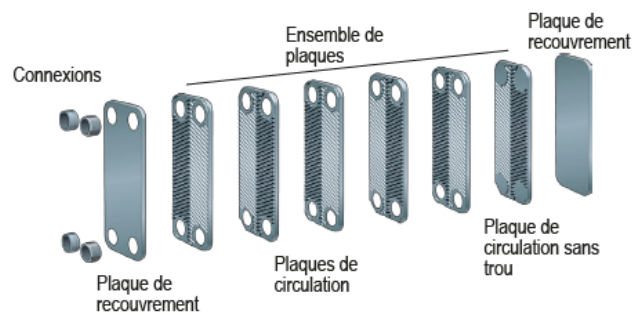
Amérique, Underwriters Laboratories Inc (UL)

Japon, Kouatsu-Gas Hoan Kyoukai (KHK)

SWEP détient également l'homologation d'un grand nombre d'autres organismes d'homologation. Pour les informations relatives à l'homologation d'un produit en particulier, veuillez contacter votre représentant local SWEP. SWEP se réserve le droit d'apporter des modifications sans préavis.

Le concept d'un BPHE

L'échangeur thermique à plaques brasées (BPHE) est un ensemble de plaques de circulation ondulées avec un matériau de remplissage entre chaque plaque. Pendant le brasage sous vide, le matériau de remplissage forme un joint de brasage à chaque point de contact entre les plaques, créant ainsi une circulation complexe. Le BPHE permet de rapprocher des fluides de températures différentes, séparés par des plaques de circulation permettant de transférer la chaleur d'un milieu à un autre de manière très efficace. Le concept est semblable à d'autres technologies de plaques et calandre, mais sans les joints et les pièces de calandre.



Logiciel de calcul SSP

Grâce au logiciel SSP (SWEP Software Package) de SWEP, vous pouvez réaliser vos calculs d'échange thermique avancés et choisir la solution de produit la mieux adaptée à votre application. Il est également facile de choisir les connexions et de générer les plans du produit complet. Si vous avez besoin de conseil, ou si vous souhaitez discuter des différentes solutions de produit, SWEP est à votre disposition pour vous offrir tout le service et le soutien dont vous avez besoin.

Limitation de responsabilité par rapport au matériel

Les informations et recommandations relatives aux produits sont fournies de bonne foi, néanmoins, SWEP n'émet aucune déclaration ni garantie en ce qui concerne le caractère exhaustif et l'exactitude de ces informations. Les informations sont fournies sous la condition que les acheteurs déterminent par eux-mêmes et avant l'achat le caractère approprié des produits pour leurs applications. Les acheteurs doivent prendre en considération que les propriétés des produits dépendent de l'application et des matériaux sélectionnés et que les produits contenant de l'acier inoxydable s'exposent à la corrosion s'ils sont utilisés dans des environnements inappropriés.

CONDENSEUR - DEVIS

Échangeur : B30L0x40/1P-SC-H (4 x 1") à configurer

Raccordements Côté 1: F2/F3 (Entrée / Sortie)
Côté 2: F4/F1 (Entrée / Sortie)

Fluide côté 1 : R1233zd-E
Fluide côté 2 : Eau

Circulation : Contre-courant
SSP Alias : B30H-L0

SPÉCIFICATIONS		Côté 1	Côté 2
Puissance	kW	8,192	
Température d'entrée	°C	10,00	2,00
Température de condensation	°C	10,00	
Sous-refroidissement	K	0,00	
Température de sortie	°C	10,00	6,68
Débit	kg/s l/min	0,04100	25,00
Fluide condensé	kg/s	0,04100	
Pertes de charge maxi admissibles	kPa	50,0	50,0
ÉCHANGEUR À PLAQUES		Côté 1	Côté 2
Surface d'échange	m ²	1,76	
Flux thermique	kW/m ²	4,66	
DTLM	K	5,51	
Coef. Transfert Therm. (dispo./requis)	W/m ² , °C	945/846	
Pertes de charge totales (hors connexions)	kPa	2,10	0,208
- dans les ports	kPa	-0,0614	0,0435
Pression fluide en sortie	kPa	71,0	
Nombre de canaux		19	20
Nombre de plaques		40	
Surdimensionnement	%	12	
Facteur d'encrassement	m ² , °C/kW	0,124	
Diamètre de port	mm	42,0/42,0 (up/down)	42,0/42,0 (up/down)
Diamètre de connexion recommandé en entrée	mm	From 22,7 to 50,7	
Diamètre de connexion recommandé en sortie	mm	From 2,00 to 6,34	
Nombre de Reynolds			130,4
Vitesse dans le port d'entrée	m/s	7,13	0,301

SSP G7 - (v 7.0.3.52)

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

		Côté 1	Côté 2
Température de référence	°C	10,02	4,34
Viscosité dynamique - Liquide	cP	0,580	1,55
- Densité	kg/m ³	1299	1000,0
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg, °C	1,226	4,205
- Conductivité thermique	W/m, °C	0,07925	0,5693
Viscosité dynamique - Vapeur	cP	0,0106	
- Densité	kg/m ³	4,057	
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg, °C	0,7816	
- Conductivité thermique	W/m, °C	9,392e-3	
- Chaleur latente	kJ/kg	199,8	
Coefficient de film	W/m ² , °C	2210	2080
Température mini de paroi	°C	8,43	8,36
Vitesse dans les canaux	m/s	1,44	0,0578

Totaux

		Côté 1	Côté 2
Poids total (hors connexions)	kg	13,1	
Volume, circuit intérieur	dm ³	1,84	
Volume, circuit extérieur	dm ³	1,62	
Taille de port F1/P1	mm	42,0	
Taille de port F2/P2	mm	42,0	
Taille de port F3/P3	mm	42,0	
Taille de port F4/P4	mm	42,0	
NND F1/P1	mm	42,0	
NND F2/P2	mm	42,0	
NND F3/P3	mm	42,0	
NND F4/P4	mm	42,0	
Empreinte carbone	kg	91,9	
Matière des plaques		AISI 316	
Pression maxi de service	bar	50/42	
Pression d'épreuve	bar	77	
Température maxi de service	°C	135/225	

Le B30 est un échangeur thermique asymétrique à courants croisés. Il est particulièrement bien adapté aux applications gaz-liquide. Avec des connexions de 2½ pouces, il accepte des débits d'eau allant jusqu'à 58 m³/h (255 gpm). Il peut être utilisé comme surchauffeur sur conduite d'aspiration des groupes froids jusqu'à 350 kW, comme post-refroidisseur pour compresseurs d'air jusqu'à 175 kW, et comme refroidisseur d'air pour charges moteurs de plus de 1 MW. Nous avons conçu le B30 pour offrir une robustesse supérieure à celle des BPHE ordinaires, aussi bien en termes de charges statiques que cycliques.

Connexions*



*Pour obtenir d'autres informations, incluant les dimensions spécifiques et les différents types de raccords, veuillez contacter votre représentant SWEP.

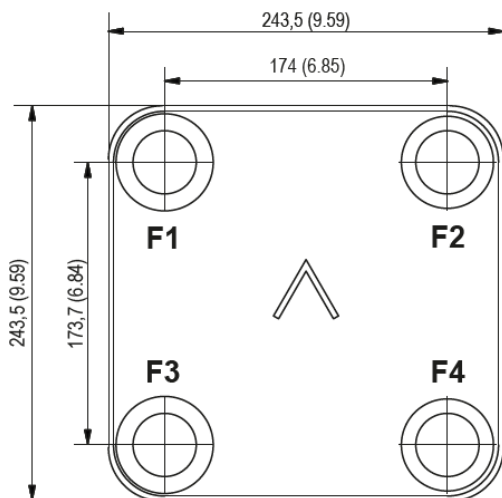
Catégories de pression

- Y Intermédiaire, selon la norme EN 13345 (12-29 bar/174-406 PSI).
- H Haute, selon la norme EN 13345 (42-56 bar/609-812 PSI).



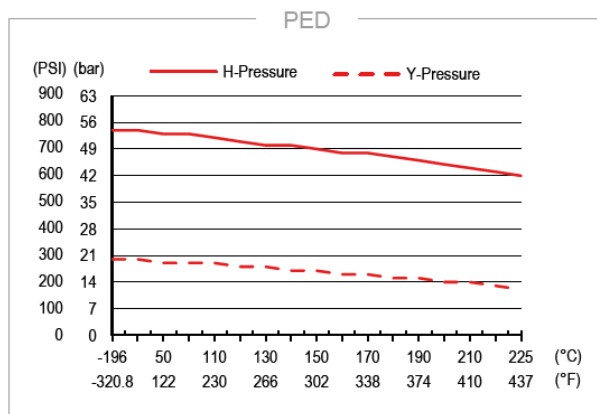
Nombre de plaques max. (NoP)	300
Taille de port F1/P1	42 mm (1.654 in)
Taille de port F2/P2	42 mm (1.654 in)
Taille de port F3/P3	42 mm (1.654 in)
Taille de port F4/P4	42 mm (1.654 in)
Débit volumétrique max. [L0]	27 m³/h (118.8 gpm)

Nombre de plaques max. (NoP)	300
Taille de port F1/P1	61 mm (2.402 in)
Taille de port F2/P2	42 mm (1.654 in)
Taille de port F3/P3	42 mm (1.654 in)
Taille de port F4/P4	61 mm (2.402 in)
Débit volumétrique max. [L2]	58 m³/h (255.2 gpm)



Matières	Plaque de circulation	Brasage
	SC	Acier inoxydable

Taille	Hauteur de l'ensemble de plaques	Type de plaque	Poids total
		SC H	14+(2,12*NoP) mm 0.551+(0.083*NoP) in
L2	5,67+(0,171*NoP) kg 12.50+(0.377*NoP) lb		
SC Y	6+(2,12*NoP) mm 0.236+(0.083*NoP) in	L0	2,69+(0,18*NoP) kg 5.93+(0.397*NoP) lb
		L2	2,60+(0,171*NoP) kg 5.74+(0.377*NoP) lb



Homologations par un tiers

Les BPHE de SWEP sont généralement homologués par les organismes d'homologation ci-dessous :

Europe, Directive équipements sous pression (DESP)

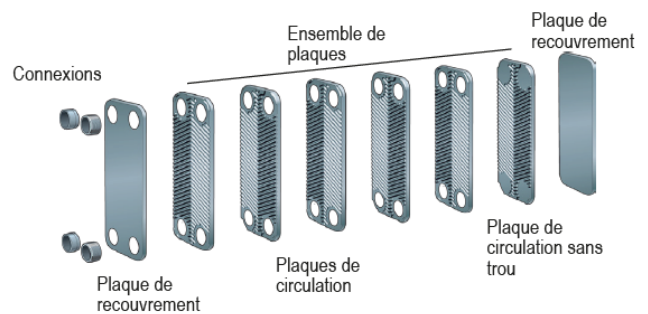
Amérique, Underwriters Laboratories Inc (UL)

Japon, Kouatsu-Gas Hoan Kyokai (KHK)

SWEP détient également l'homologation d'un grand nombre d'autres organismes d'homologation. Pour les informations relatives à l'homologation d'un produit en particulier, veuillez contacter votre représentant local SWEP. SWEP se réserve le droit d'apporter des modifications sans préavis.

Le concept d'un BPHE

L'échangeur thermique à plaques brasées (BPHE) est un ensemble de plaques de circulation ondulées avec un matériau de remplissage entre chaque plaque. Pendant le brasage sous vide, le matériau de remplissage forme un joint de brasage à chaque point de contact entre les plaques, créant ainsi une circulation complexe. Le BPHE permet de rapprocher des fluides de températures différentes, séparés par des plaques de circulation permettant de transférer la chaleur d'un milieu à un autre de manière très efficace. Le concept est semblable à d'autres technologies de plaques et calandre, mais sans les joints et les pièces de calandre.



Logiciel de calcul SSP

Grâce au logiciel SSP (SWEP Software Package) de SWEP, vous pouvez réaliser vos calculs d'échange thermique avancés et choisir la solution de produit la mieux adaptée à votre application. Il est également facile de choisir les connexions et de générer les plans du produit complet. Si vous avez besoin de conseil, ou si vous souhaitez discuter des différentes solutions de produit, SWEP est à votre disposition pour vous offrir tout le service et le soutien dont vous avez besoin.

Limitation de responsabilité par rapport au matériel

Les informations et recommandations relatives aux produits sont fournies de bonne foi, néanmoins, SWEP n'émet aucune déclaration ni garantie en ce qui concerne le caractère exhaustif et l'exactitude de ces informations. Les informations sont fournies sous la condition que les acheteurs déterminent par eux-mêmes et avant l'achat le caractère approprié des produits pour leurs applications. Les acheteurs doivent prendre en considération que les propriétés des produits dépendent de l'application et des matériaux sélectionnés et que les produits contenant de l'acier inoxydable s'exposent à la corrosion s'ils sont utilisés dans des environnements inappropriés.

ÉVAPORATEUR - Évaluation

Échangeur : BX8THx24/1P

Fluide côté 1 :R1233zd-E

Fluide côté 2 :Eau

Flow Type :Contre-courant

SSP Alias :BX8T

SPÉCIFICATIONS		Côté 1	Côté 2
Puissance	kW	5,712	
Inlet vapor quality		0,000	
Outlet vapor quality		1,000	
Température d'entrée	°C	110,00	120,00
Température d'évaporation	°C	110,00	
Surchauffe	K	5,00	
Température de sortie	°C	115,00	116,63
Débit	kg/s	0,04100	0,4000
- de vapeur en entrée	kg/s	0,0000	
de fluide vaporisé	kg/s	0,04100	
Pertes de charge maxi admissibles	kPa	50,0	50,0

ÉCHANGEUR À PLAQUES		Côté 1	Côté 2
Surface d'échange	m ²	0,506	
Flux thermique	kW/m ²	11,3	
DTLM	K	8,47	
H.T.C. (available/required)	W/m ² ,°C	1360/1330	
Pertes de charge totales (hors connexions)	kPa	4,03	13,9
- dans les ports	kPa	0,387	2,00
Pertes de charge dans les distributeurs	kPa	0,000 - 0,000	
Pression fluide en sortie	kPa	1290	
Nombre de canaux		11	12
Nombre de plaques			24
Surdimensionnement	%		2
Facteur d'encrassement	m ² ,°C/kW		0,016
Diamètre de port	mm	16,0/16,0 (up/down)	16,0
Diamètre de connexion recommandé en entrée	mm	From 1,44 to 2,27	
Diamètre de connexion recommandé en sortie	mm	From 5,56 to 12,4	
Nombre de Reynolds			3849
Vitesse dans le port de sortie	m/s	3,03	2,11

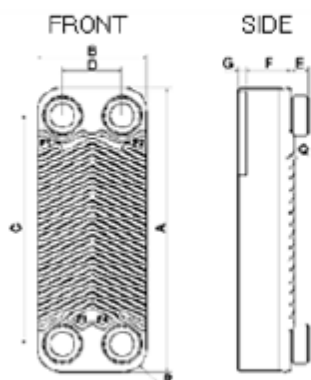
PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

		Côté 1	Côté 2
Température de référence	°C	110,10	118,25
Viscosité dynamique - Liquide	cP	0,171	0,237
- Densité	kg/m ³	1013	945,0
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg,°C	1,437	4,239
- Conductivité thermique	W/m,°C	0,05507	0,6832
Viscosité dynamique - Vapeur	cP	0,0145	
- Densité	kg/m ³	67,43	
- Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg,°C	1,111	
- Conductivité thermique	W/m,°C	0,01664	
- Chaleur latente	kJ/kg	133,7	
Coefficient de film	W/m ² ,°C	1560	17900
Température mini de paroi	°C	115,00	115,35
Vitesse dans les canaux	m/s	0,379	0,242

Totaux

		Côté 1	Côté 2
Poids total (hors connexions)	kg	2,18	
Volume, circuit intérieur	dm ³	0,429	
Volume, circuit extérieur	dm ³	0,468	
PortSize F1/P1	mm	16,0	
PortSize F2/P2	mm	16,0	
PortSize F3/P3	mm	16,0	
PortSize F4/P4	mm	16,0	
NND F1/P1	mm	0,000 and/or 16,0	
NND F2/P2	mm	16,0 and/or 0,000	
NND F3/P3	mm	16,0 and/or 0,000	
NND F4/P4	mm	16,0 and/or 0,000	
Empreinte carbone	kg	15,3	

DIMENSIONS



A	mm	315 +/-2
B	mm	73 +/-1
C	mm	278 +/-1
D	mm	40 +/-1
E	mm	20 (opt. 48) +/-1
F	mm	51,30 +5%/-4,5%
G	mm	7 +/-1
Q	mm	2
R	mm	16

This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEPP representative.

MONOPHASIQUE - Dimensionnement

Échangeur : B8THx12

Fluide côté 1 :R1233zd-E (Liquid)

Fluide côté 2 :Eau

Flow Type :Contre-courant

SSP Alias :B8T

SPÉCIFICATIONS

		Côté 1	Côté 2
Puissance	kW		5,314
Température d'entrée	°C	10,00	116,63
Température de sortie	°C	110,00	113,49
Débit	kg/s	0,04100	0,4000
Pertes de charge maxi admissibles	kPa	50,0	50,0
Longueur thermique		2,837	0,089

ÉCHANGEUR À PLAQUES

		Côté 1	Côté 2
Surface d'échange	m ²		0,230
Flux thermique	kW/m ²		23,1
DTLM	K		35,25
Coef. Transfert Therm. (dispo./requis)	W/m ² ,°C		925/655
Pertes de charge totales (hors connexions)	kPa	0,686	43,3
- dans les ports	kPa	0,0117	1,38
Diamètre de port	mm	17,5	17,5
Nombre de canaux		5	6
Nombre de plaques			12
Surdimensionnement	%		41
Facteur d'encrassement	m ² ,°C/kW		0,408
Nombre de Reynolds		740,8	7479
Vitesse dans les ports	m/s	0,145	1,76

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

		Côté 1	Côté 2
Température de référence	°C	60,00	115,06
Viscosité dynamique	cP	0,303	0,244
Viscosité dynamique - paroi	cP	0,166	0,249
Densité	kg/m ³	1172	947,5
Chaleur mass. Spécifique	kJ/kg,°C	1,296	4,234
Conductivité thermique	W/m,°C	0,06618	0,6827
Température mini de fluide sur paroi	°C	100,18	110,12
Température maxi de paroi	°C	115,78	116,41
Coefficient de film	W/m ² ,°C	1060	28400
Average wall temperature	°C	112,25	113,11
Vitesse dans les canaux	m/s	0,0479	0,482
Tensions de cisaillement	Pa	2,14	133

Totaux

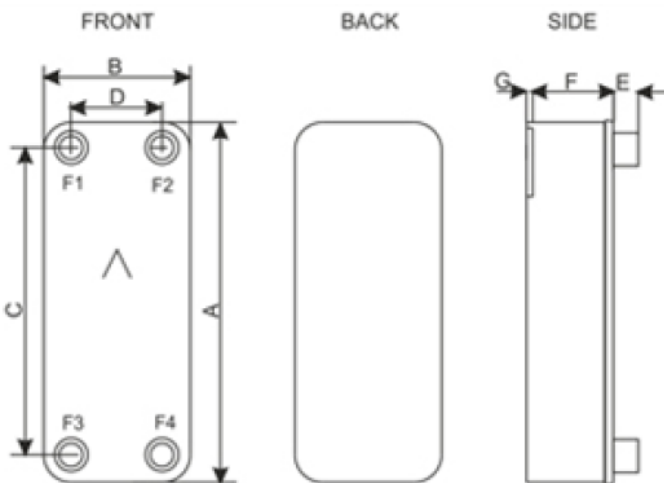
Pois total hors connexions (à vide)	kg	1,75
Pois total hors connexions (plein)	kg	2,20
Volume, circuit intérieur	dm ³	0,195
Volume, circuit extérieur	dm ³	0,234
PortSize F1/P1	mm	16,0
PortSize F2/P2	mm	16,0
PortSize F3/P3	mm	16,0
PortSize F4/P4	mm	16,0
NND F1/P1	mm	18,0
NND F2/P2	mm	18,0
NND F3/P3	mm	18,0
NND F4/P4	mm	18,0
Empreinte carbone	kg	12,3

Côté 1

Côté 2

DIMENSIONS

A	mm	317 +/-2
B	mm	76 +/-1
C	mm	278 +/-1
D	mm	40 +/-1
E	mm	20 +/-1
F	mm	30,90 +3,7%/-3,1%
G	mm	7 +/-1
R	mm	18



This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Annexe VII Cahier des charges et documentation technique de la
pompe PM

Pompe d'alimentation d'un ORC

Projet Trigéthylsol
Laboratoire CNRS-PROMES
Rambla de la thermodynamique, Tecnosud
66100 PERPIGNAN

contact:

Gilles MARCK

mail : gilles.marck@axlr.com

téléphone : 04.68.55.68.62 / 06.19.80.48.47

Contexte d'utilisation de la pompe P_{ORC}

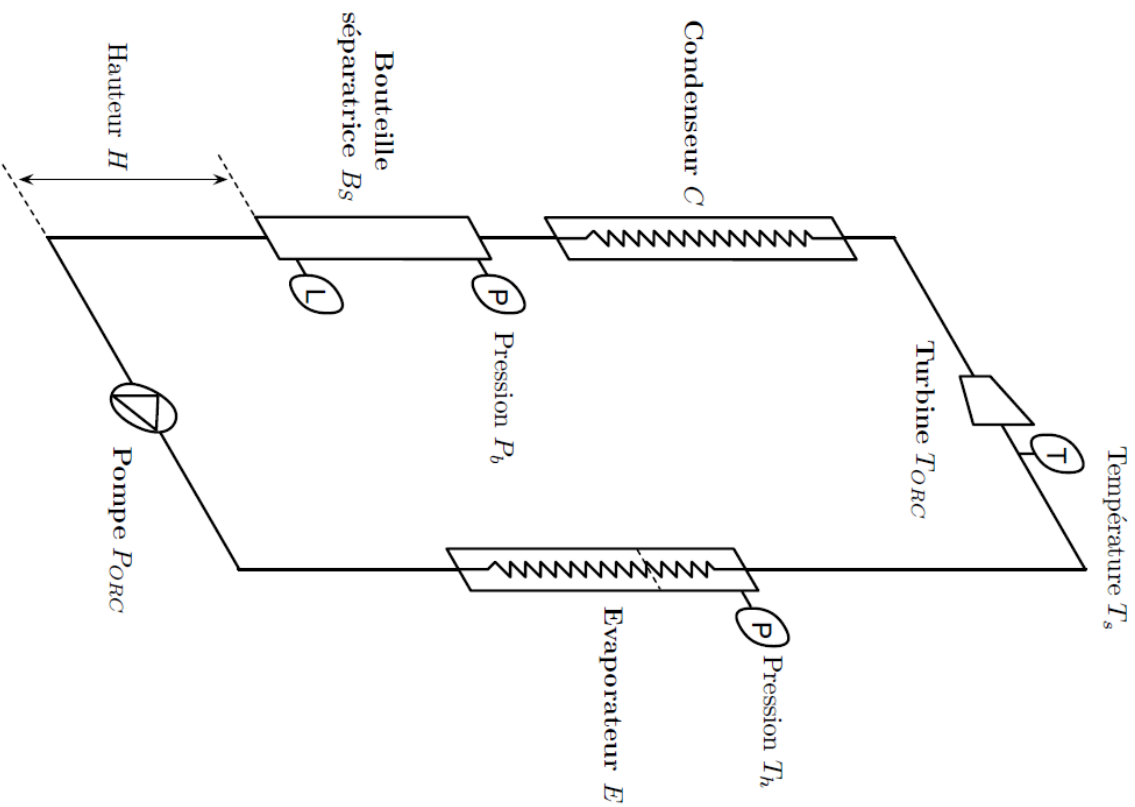
La pompe P_{ORC} se situe dans un cycle de Rankine permettant de convertir de l'énergie thermique en travail mécanique (figure ci-contre). Elle a deux fonctions principales : d'une part remonter en pression le liquide contenu dans la bouteille séparatrice d'une pression basse P_b à une pression haute P_h et, d'autre part, de réguler le débit de réfrigérant au sein du cycle afin de garantir la surchauffe nécessaire en entrée de la turbine T_{ORC} .

Le choix de cette pompe est délicat pour deux raisons:

- l'ordre de grandeur des débits de fluide frigorigène est relativement faible, de l'ordre de quelques litres par minute, tandis que la différence de pression $P_h - P_b$, fixée par la température des sources chaude et froide est relativement importante, de l'ordre de la dizaine de bars.
- la bouteille séparatrice contient un liquide dont l'état thermodynamique se situe sur la courbe de saturation. En d'autres termes, la propension de la pompe P_{ORC} à être sujette à des phénomènes de cavitation est importante et son NPSH_{requis} est une grandeur critique dans son dimensionnement.

Caractéristiques thermo-physiques du fluide

- fluide réfrigérant : $R1233zd(E)$,
- température nominale de fonctionnement : $50^\circ C$,
- température maximale de fonctionnement : $110^\circ C$,
- densité : 1.3 kg/L à $60^\circ C$,
- viscosité : 0.49 cP à $60^\circ C$.

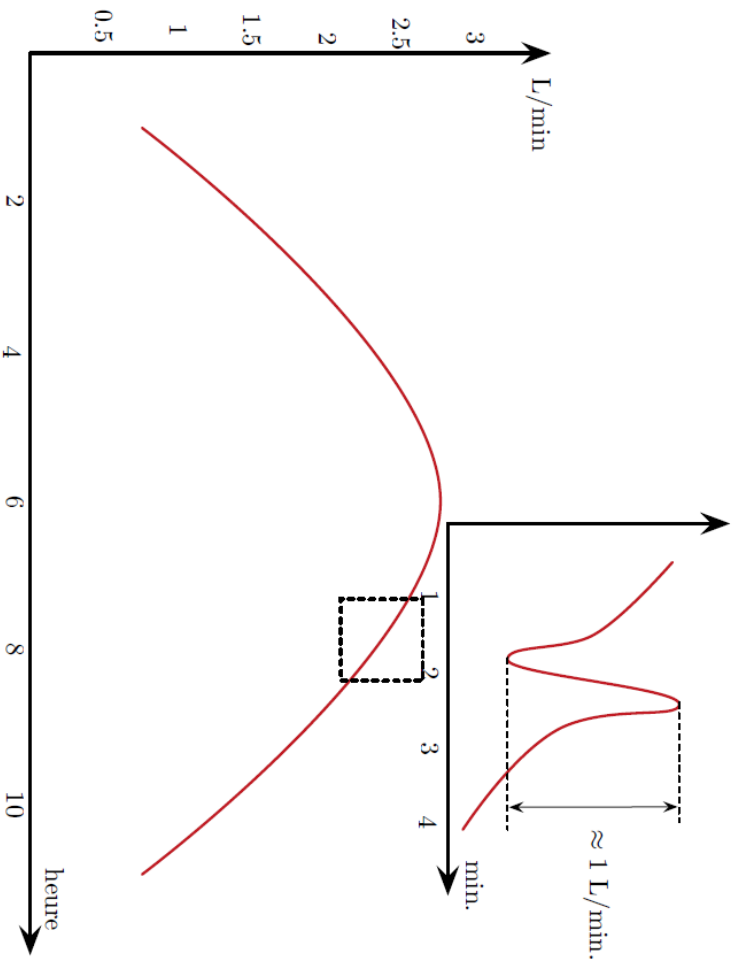


Conditions de fonctionnement

Les plages de fonctionnement de la pompe sont les suivantes:

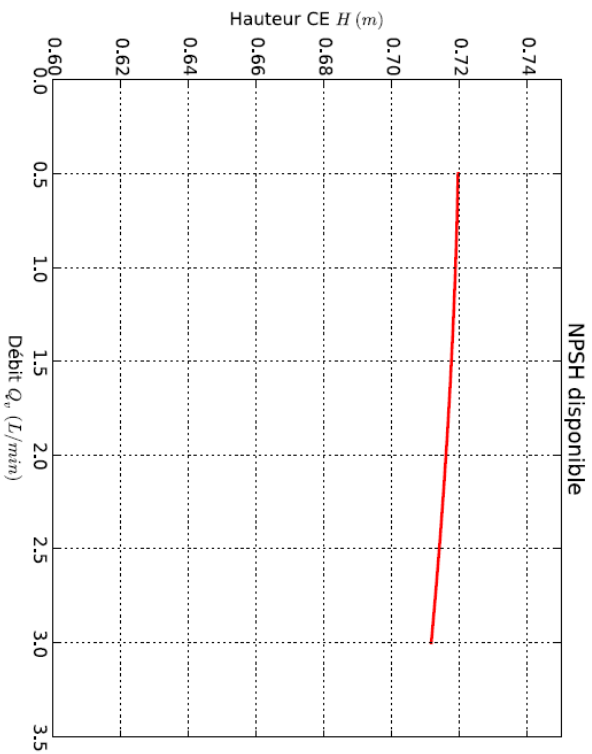
- Débit volumétrique : de 0,5 à 3 L/min
- Différence de pression : de 8 à 12 bar,
- Pression maximale de refoulement : 15 bar,
- Durée de fonctionnement continue max. : 12 heures,

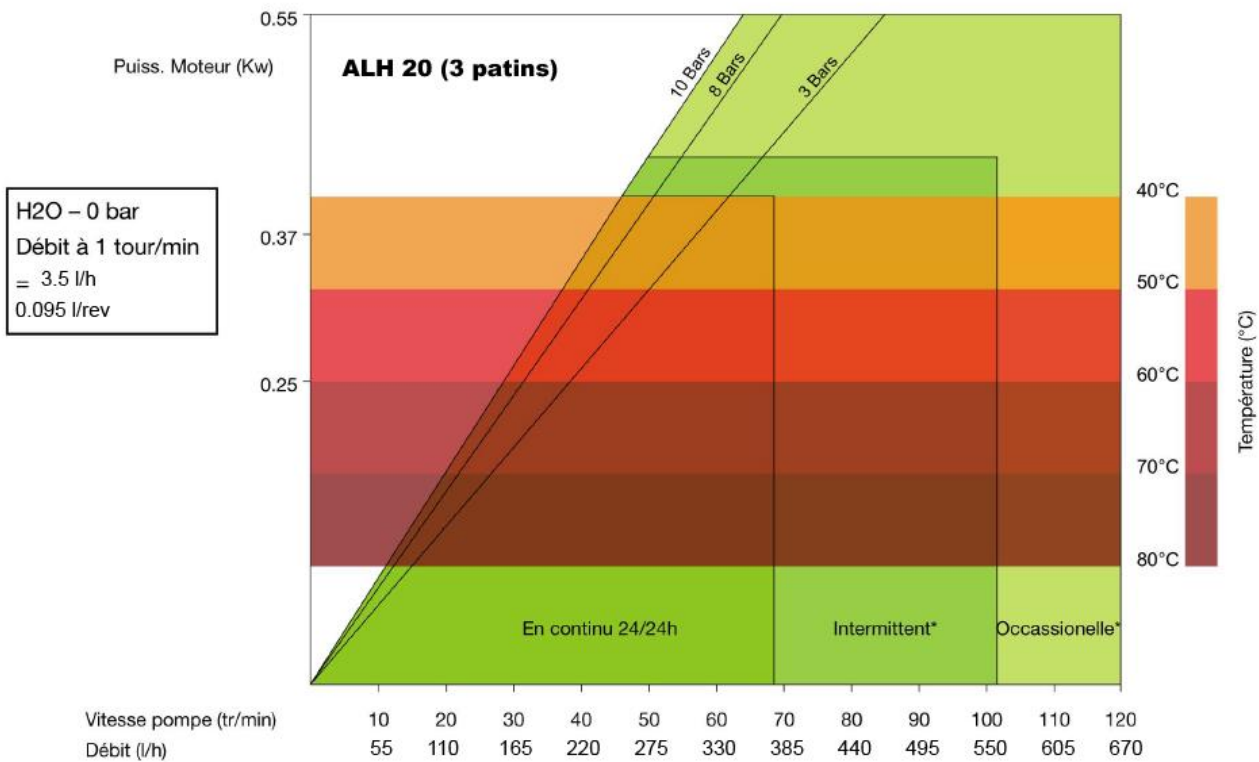
La courbe ci-dessous détaille l'adaptation du débit volumique de la pompe au cours d'une journée de fonctionnement. Au delà de la variation macroscopique globale, des adaptations de régime de fonctionnement plus locales peuvent également avoir lieu. A ce titre, une pompe volumétrique semble plus adaptée pour ce type de conditions de fonctionnement.



NPSH disponible en amont de la pompe

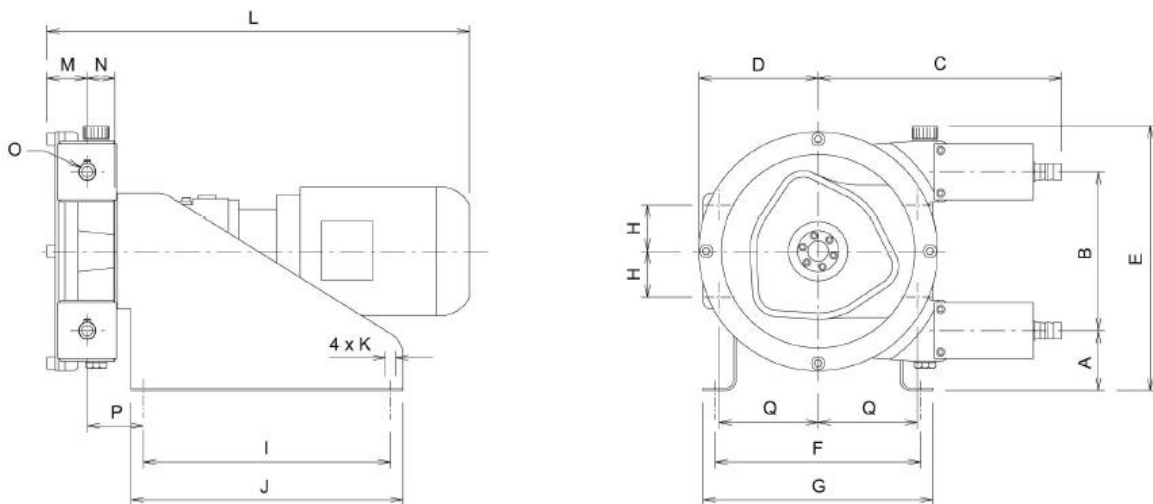
La courbe ci-dessous illustre le NPSH disponible en amont de la pompe dans la plage de débit correspondant à son utilisation (de 0,5 à 3 L/min). Pour le dimensionnement, on peut retenir un NPSH disponible de 0,7 mCE.





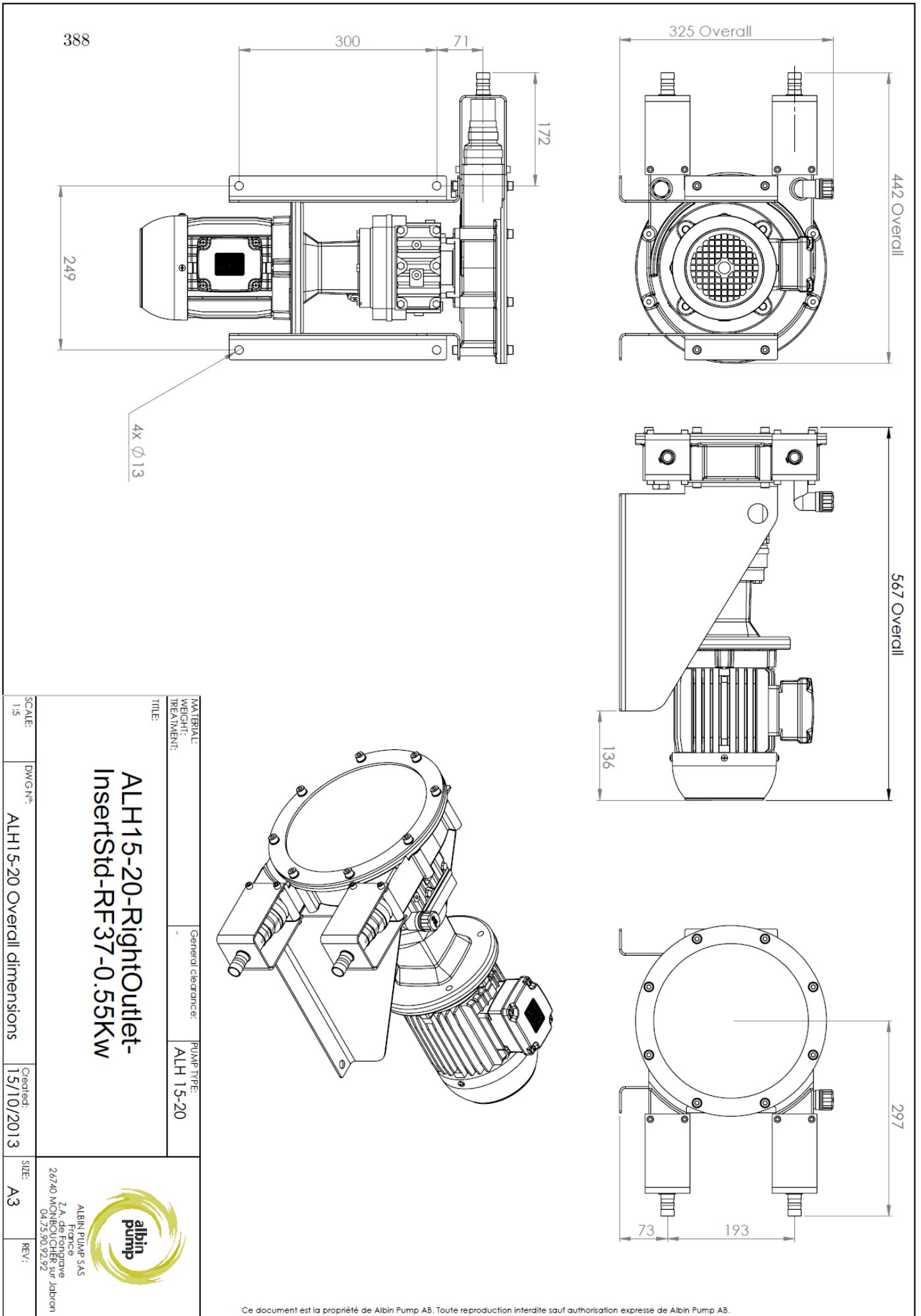
*Utilisation intermittente : minimum d'une heure d'arrêt après 2 heures de fonctionnement.
*Utilisation occasionnelle : maximum une heure par jour.

DIMENSIONS



TYPE	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
ALH 20	73	193	296	145	322	250	280	51,5	300	330	4xø13	-	49	35,5	ø25 *	70,5	124,75

* Inserts cannelés



Annexe VIII : Liste des vannes et électrovannes nécessaires au fonctionnement du prototype

Vannes et Electrovanes (v1.1)										Synthèse	
Toutes les électrovannes fonctionnent en tout ou rien et doivent avoir un temps de commutation inférieur à 200 ms.											
Type	Section conduite	Fluide	Phase	Température	Pression différentielle max.	Pression max.	Kvs (m3/h pour 1 bar)	Quantité	Ref.	Référence	Prix
Electrovanne	3/4"	R1234yf	Gaz	de -10°C à 60°C	12 bar	15 bar	4+	4	ERG3:6	Electrovanne COAX coaxiale 2/2, réf MK 15, laiton, 3/4 GAZ, PTFE, 0-16 bar, option contre-pression, 230V/50 Hz, NF	€ 510,50
Electrovanne	3/4"	R1233zd	Gaz	de 20°C à 110°C	12 bar	15 bar	4+	8	EMG3:6, EOG1:2, EML1:2	Electrovanne COAX coaxiale 2/2, réf MK 15, laiton, 3/4 GAZ, PTFE, 0-16 bar, option contre-pression, 230V/50 Hz, NF, version haute température (-40 à +160 C)	€ 510,50
Electrovanne troie voies	1"	eau glycolée	Liquide	de -10°C à 110°C	2 bar	3 bar	10+	3	DRi, DMC, DME	Electrovanne COAX coaxiale 3/2, réf MK 25 DR, laiton, 1" GAZ, NBR, 0-16 bar, 230V/50 Hz, NF, version haute température (-40 à +160 C)	€ 764,00
Electrovanne	3/8"	R1234yf	Liquide	de -10°C à 60°C	12 bar	15 bar	0.5+	4	ERL1:4	Electrovanne Danfoss 2/2 action directe, réf EV210B (032U3642), laiton, 3/8 GAZ, EPDM, 0-30 bar, coil BB10, NF	€ 53,33
Electrovanne	3/8"	R1233zd	Liquide	de 20°C à 110°C	12 bar	15 bar	0.5+	1	EOL1	Electrovanne Danfoss 2/2 action directe, réf EV210B (032U3642), laiton, 3/8 GAZ, EPDM, 0-30 bar, coil BB10, NF	€ 53,33
Electrovanne	3/8"	eau	Liquide	de 10°C à 90°C	12 bar	15 bar	0.5+	4	EHA1:4	Electrovanne Danfoss 2/2 action directe, réf EV210B (032U3642), laiton, 3/8 GAZ, EPDM, 0-30 bar, coil BB10, NF	€ 53,33
Valve de chargement	1/4"	R1234yf	Gaz	de -10°C à 60°C	12 bar	15 bar	-	1	VRG	Raccord Schrader avec tube 5 cm 1/4"	€ 4,76
Valve de chargement	1/4"	R1233zd	Gaz	de 20°C à 110°C	12 bar	15 bar	-	1	VMG	Raccord Schrader avec tube 5 cm 1/4"	€ 4,76
Vanne à boisseau sphérique	1"	eau glycolée	Liquide	de -10°C à 110°C	2 bar	3 bar	12+	5	BRE, BRC, BRA, BMC, BME	Olivier Valves, vanne d'isolement à boisseau sphérique 1/4 tour (réf. B6FY755)	€ 135,51
Vanne à boisseau sphérique	3/4"	R1233zd	Gaz	de 20°C à 110°C	12 bar	15 bar	-	2	VOL1:2	Olivier Valves, vanne d'isolement à boisseau sphérique 1/4 tour (réf. B6FY755)	€ 135,51
Vanne à boisseau sphérique	1/2"	eau	Liquide	de 10°C à 90°C	15 bar	15 bar	-	4	VH1:4	Olivier Valves, vanne d'isolement à boisseau sphérique 1/4 tour (réf. B6FX505)	€ 52,42
Vanne à pointeau	3/8"	eau	Liquide	de 10°C à 90°C	12 bar	15 bar	0,4	2	BHA13, BHA24	Olivier Valves, vanne d'isolement à pointeau, 2 voies, type F (réf. F385)	€ 45,92
Vanne troie voies manuelle en T	1"	eau glycolée	Liquide	de -10°C à 110°C	2 bar	3 bar	-	3	DRE, DRC, DRA	Olivier Valves, vanne d'isolement 3 voies à boisseau sphérique 1/4 tour Habonim valves serie 61p/62p (réf 10 A61X-6666AT/NPT)	€ 418,88

Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel

Résumé : Un nouveau procédé de trigénération thermo-hydraulique fonctionnant à partir d'énergie thermique basse température (80 à 110 °C) a été étudié pour assurer les différents besoins du secteur résidentiel. Le terme "thermo-hydraulique" se réfère à l'utilisation d'un liquide incompressible qui permet de transférer le travail hydrauliquement entre différents composants ou sous-systèmes, permettant d'améliorer l'efficacité de la chaîne de conversion énergétique. Un modèle quasi-statique a été développé pour évaluer les performances énergétiques des différentes variantes du procédé. Ces calculs ont permis de définir parmi un large choix, quels fluides de travail étaient les plus appropriés. Ces calculs ont été complétés par une étude quasi-dynamique et dynamique permettant un meilleur dimensionnement du procédé. Enfin, une étude de fonctionnement annuel a été réalisée à partir du modèle quasi-statique pour évaluer l'évolution des performances ainsi que sa production d'énergie sur une année complète de fonctionnement. Ces études montrent que le couple fluide *R1234yf/R1233zd* semble le plus approprié à un fonctionnement en climat méditerranéen. L'étude annuelle montre qu'en considérant les données climatiques de la ville de Perpignan, le procédé permet d'amplifier l'énergie solaire collectée d'un facteur de 1,32 en moyenne et permet d'atteindre un COP solaire de 0,24 en mode rafraîchissement. Quand les besoins thermiques sont satisfaits, l'intégralité de l'énergie solaire captée est valorisée pour produire de l'électricité avec un rendement moyen annuel de 4,2%.

Mots clés : Cycle thermo-hydraulique; Trigénération; CCHP; Valorisation d'énergie solaire basse température

Solar thermal-hydraulic process applied to trigeneration in residential sector

Abstract: A new process based on thermal-hydraulic conversion actuated by low-grade thermal energy (80–110 °C) is investigated and aims at providing trigeneration energy features for the residential sector. "Thermo-hydraulic" term refers to a process involving an incompressible fluid used as an intermediate medium to transfer work hydraulically between different thermal operated components or sub-systems allowing to improve the efficiency of the energy conversion chain. A model, assuming steady-state operations, is developed to assess the energy performances of different variants of this thermo-hydraulic process as well as various pairs of working fluids. These calculations were completed by a quasi-dynamic and dynamic models allowing a better sizing of the process. Finally, an annual study was realized from the quasi-static model in order to estimate the evolution of the performances as well as its power production over a complete year of functioning. For instance, in the frame of a single-family home, located in the Mediterranean region, the working fluid pair (*R1234yf/R1233zd*) is investigated in detail in order to estimate the annual performances. For domestic houses, the process aims at amplifying the solar energy collected by a factor of 1.32 for heating purpose, provides a cold production with a solar COP of 0.24 and generates electricity from the remaining solar energy with an efficiency of 4.2%.

Keywords: Thermal-hydraulic cycle; Trigeneration; CCHP; Low-grade solar heat source