

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.

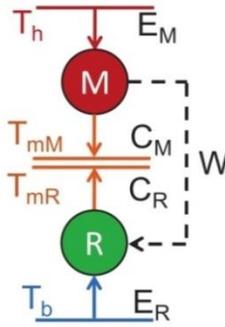


Figure II-1 : Diagramme représentant le couplage entre deux machines thermodynamiques dithermes. Le cycle moteur (M) produit du travail (W) à partir de T_h et rejette de la chaleur à T_{mM} . Le cycle récepteur (R) consomme ce travail pour produire du froid à T_b ou du chaud à T_{mR} .

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.

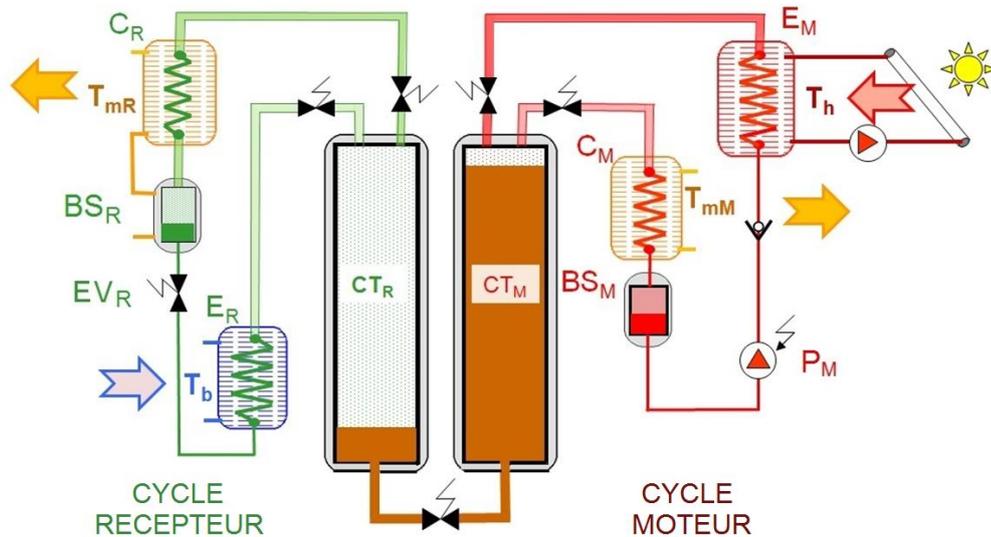


Figure II-2 : Schéma de principe de la machine CHV3T-W0

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.

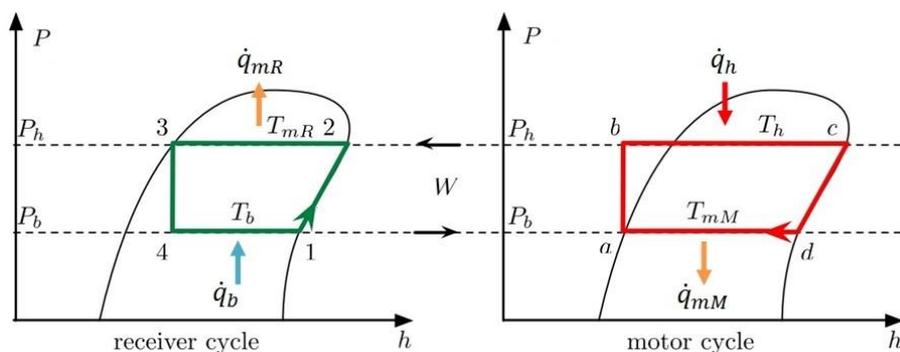


Figure II-3 : Diagramme de Mollier des parties motrice et réceptrice du procédé CHV3T-W0 qui échangent du travail (W) à pressions haute et basse

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 (w_{fM}) 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 (w_{fM}) 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}].

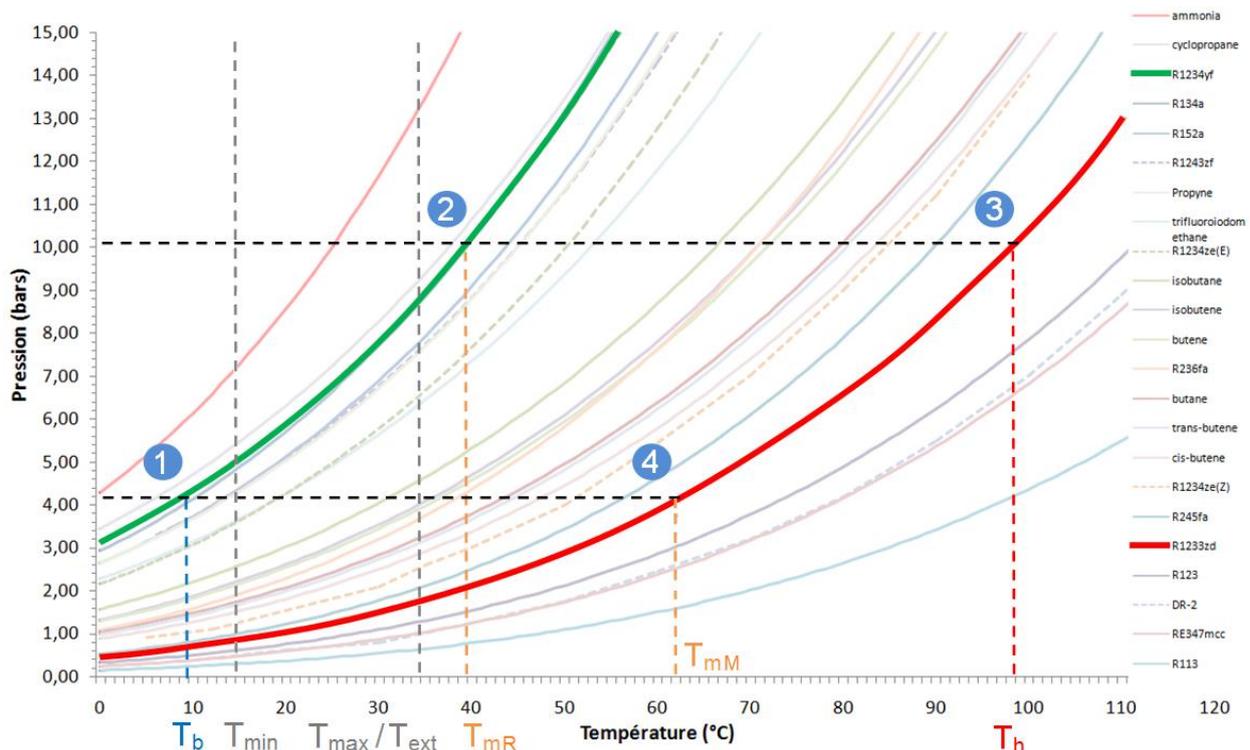


Figure II-4 : Illustration des 4 étapes nécessaires à la détermination du couple de fluides de travail détaillé dans la section 1.1.1.1. Test réalisé pour une plage de fonctionnement [15 °C ; 35 °C] et un pincement $\Delta T_{pincement} = 5$ °C.

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).

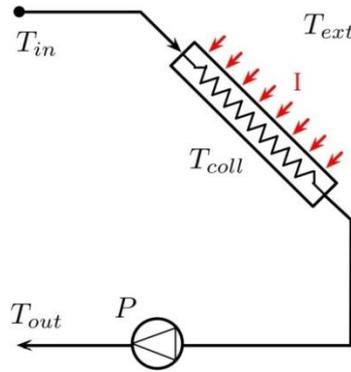


Figure II-6 : Modélisation des collecteurs solaires

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
VIESSMANN	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.

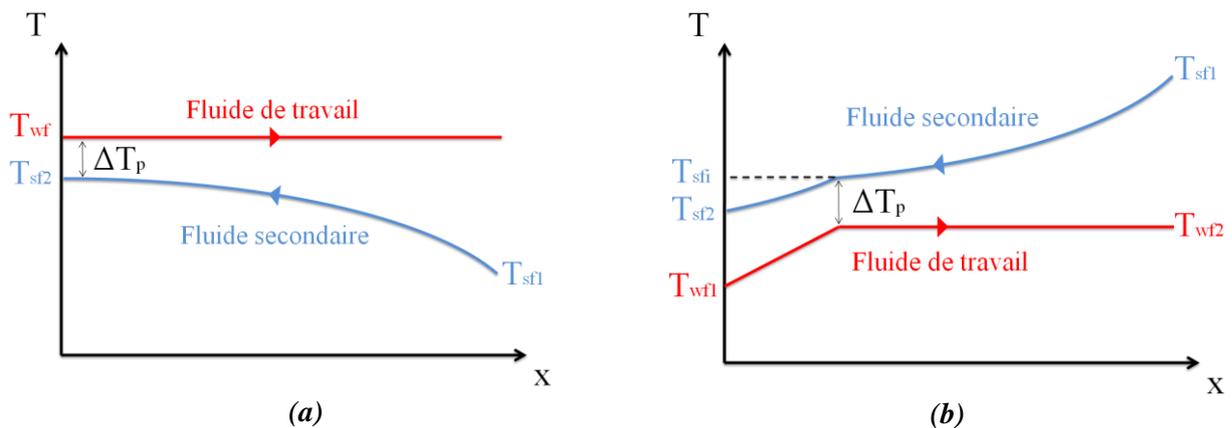


Figure II-7 : Modélisation des échangeurs thermiques, (a) Condenseur, (b) Évaporateur

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.

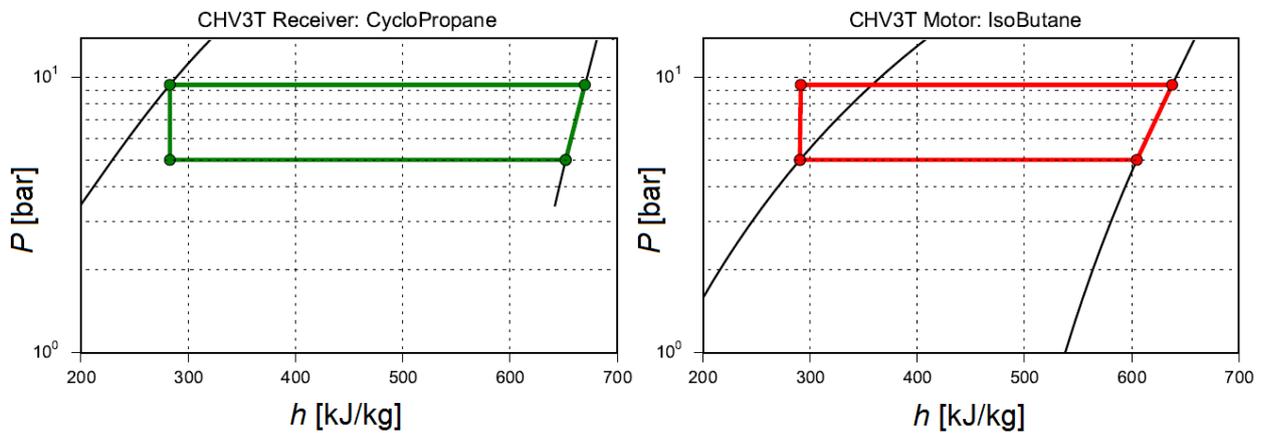


Figure II-8 : Cycles récepteur (à gauche) et moteur (à droite) du CHV3T-W0 pour le couple fluide Cyclopropane/Isobutane dans les diagrammes de Mollier. Les transferts de travail hydraulique se font à $P_h = 9,4$ bars et $P_b = 5$ bars sur cet exemple.

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			
COP	COP_c	0,94	Système complet		
	COP_{th}	0,43	Performance	COP_{sol}	0,31
	η_{ex}	0,46		COA_{sol}	0,97
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.

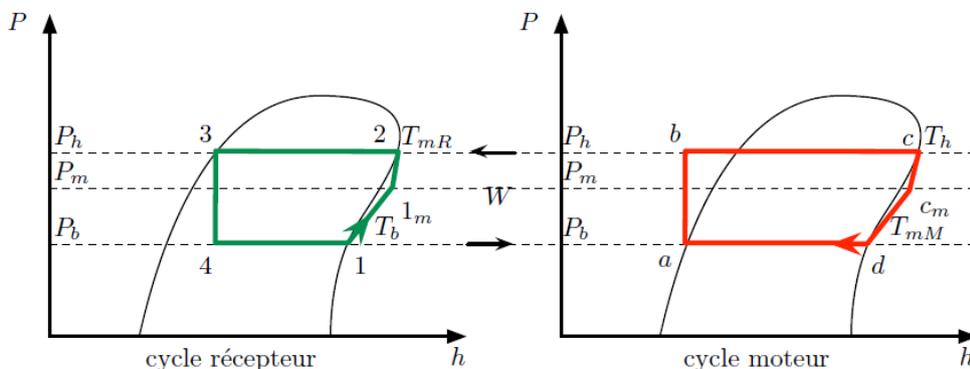


Figure II-9 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WL, comportant les états supplémentaires (1_m) et (c_m) à la pression P_m .

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 .

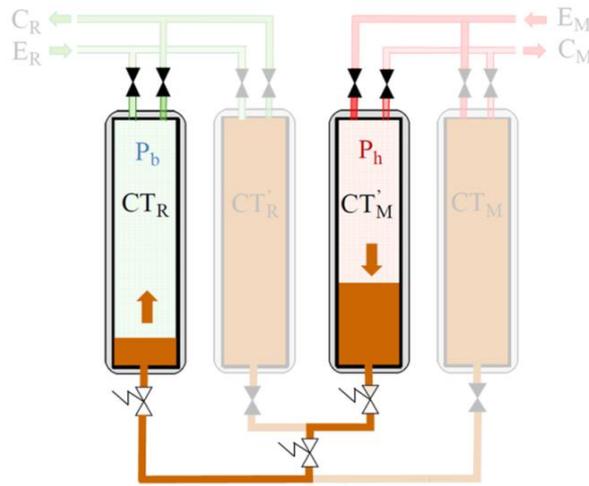


Figure II-10 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre CT_R et CT'_M au moyen du liquide de transfert en configuration CHV3T-WL

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).

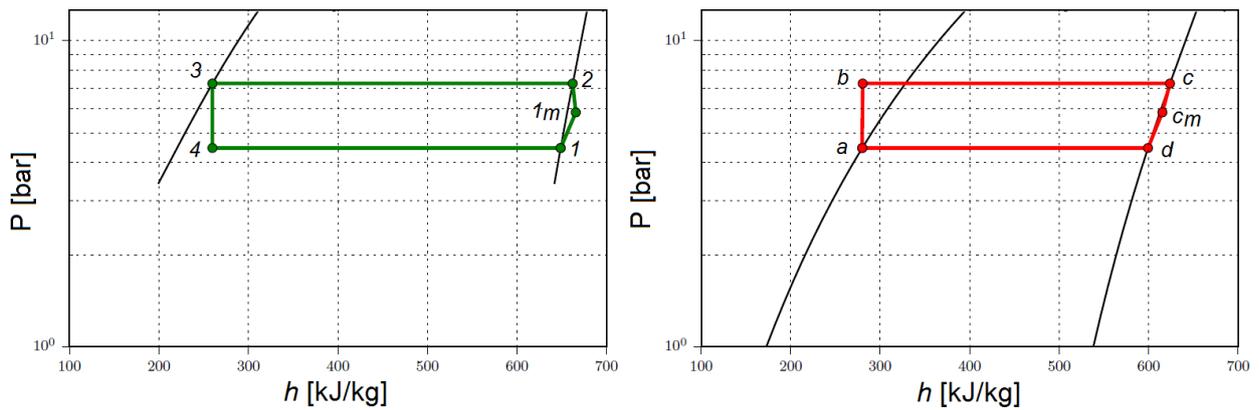


Figure II-11 : Cycles récepteur et moteur de la variante WL pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec prise en compte des irréversibilités au cours des transformations couplées $1 \rightarrow 1_m$ et $c \rightarrow c_m$

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.

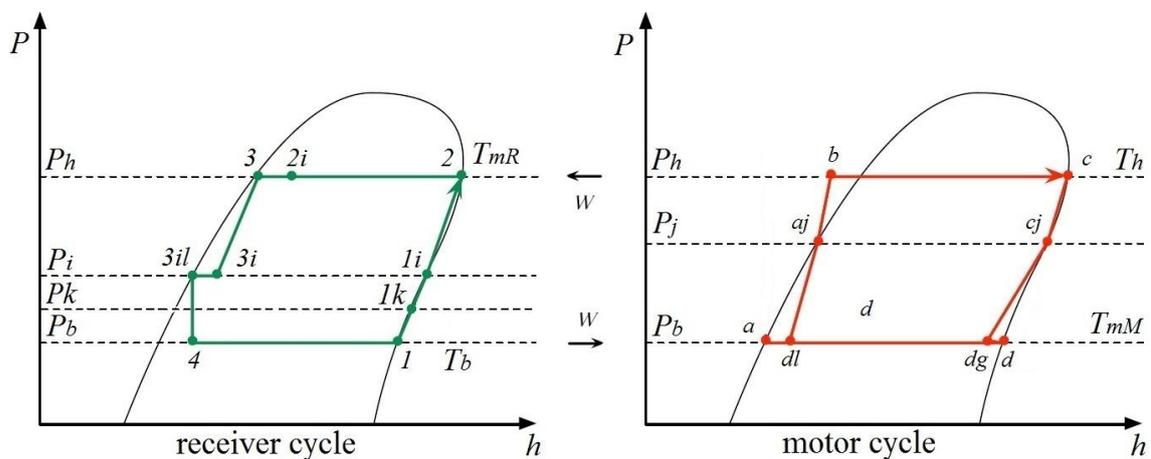


Figure II-12 : Cycles récepteur et moteur du CHV3T-WG, comportant les étapes supplémentaires (i) et (j) aux pressions P_i et P_j .

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.

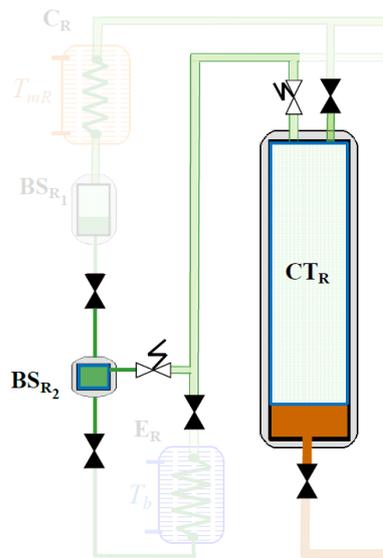


Figure II-13 : Schéma simplifié de la phase de récupération interne de travail entre la bouteille BS_{R2} et le cylindre de transfert CT_R en configuration CHV3T-WG

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 :

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

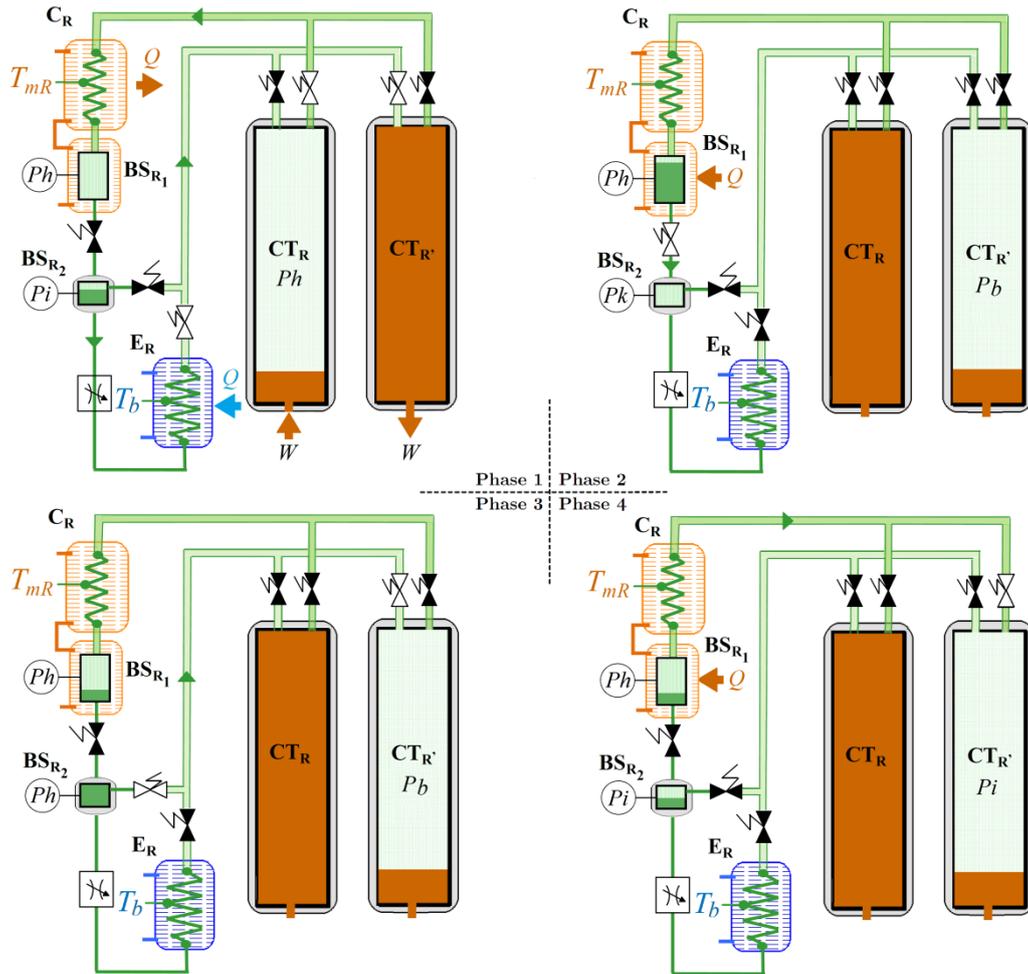


Figure II-14 : Détails aux instants initiaux des 4 phases de la variante CHV3T-WG (les électrovannes ouvertes sont en blanc).

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).

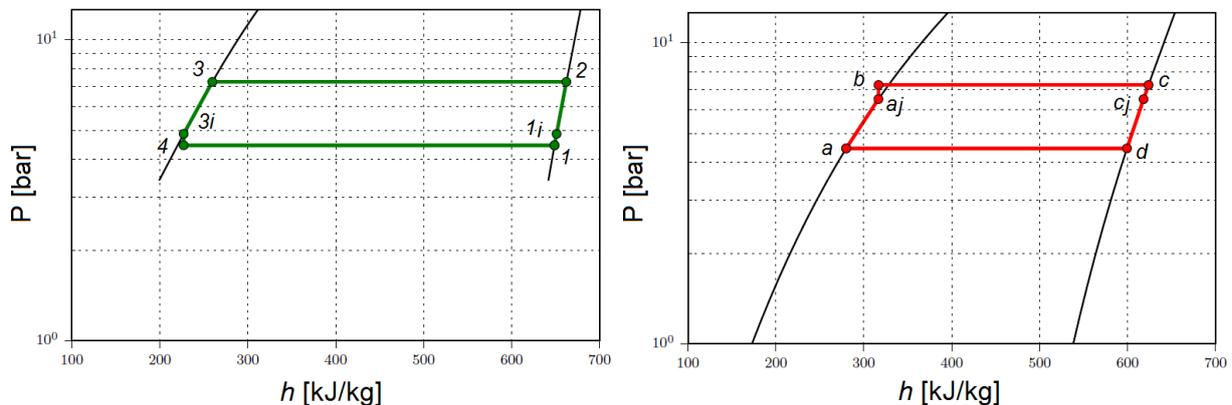


Figure II-15 : Cycles récepteur et moteur de la variante CHV3T-WG pour le couple (Cyclopropane/Isobutane) avec récupération d'énergie interne

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.

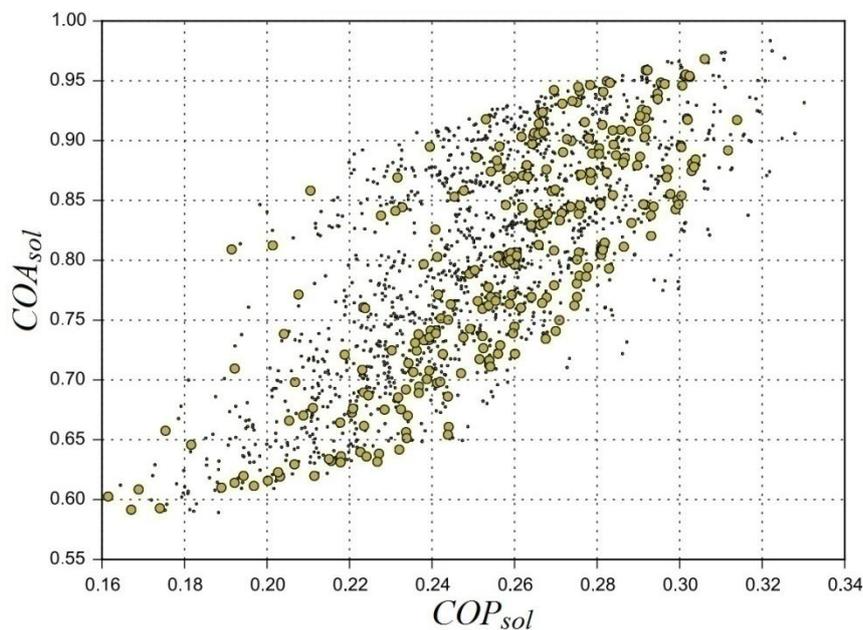


Figure II-16 : Ensemble de Pareto de la variante W0 du CHV3T avec $T_b = 12^{\circ}\text{C}$ et $T_{mR} = 35^{\circ}\text{C}$

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.

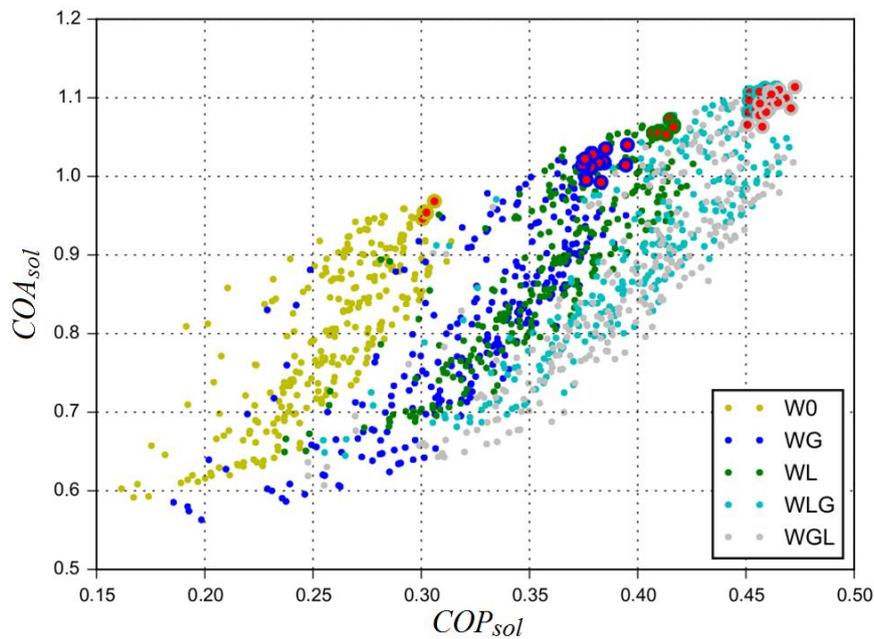


Figure II-17 : Ensemble de Pareto comparatif des différentes variantes du CHV3T avec $T_b = 12^\circ\text{C}$ et $T_{mR} = 35^\circ\text{C}$. Les points entourés représentent les 10 meilleurs couples fluides de chaque variante.

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	VISSMAN (SV)	0,960	0,365
2	R161	trans-2-Butene	VISSMAN (SV)	0,955	0,362
3	Propylene	isoButene	VISSMAN (SV)	0,948	0,350
4	Propylene	1-Butene	VISSMAN (SV)	0,946	0,350
5	R161	Cis-2-Butene	VISSMAN (SV)	0,942	0,358
6	n-Propane	n-Butane	VISSMAN (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.

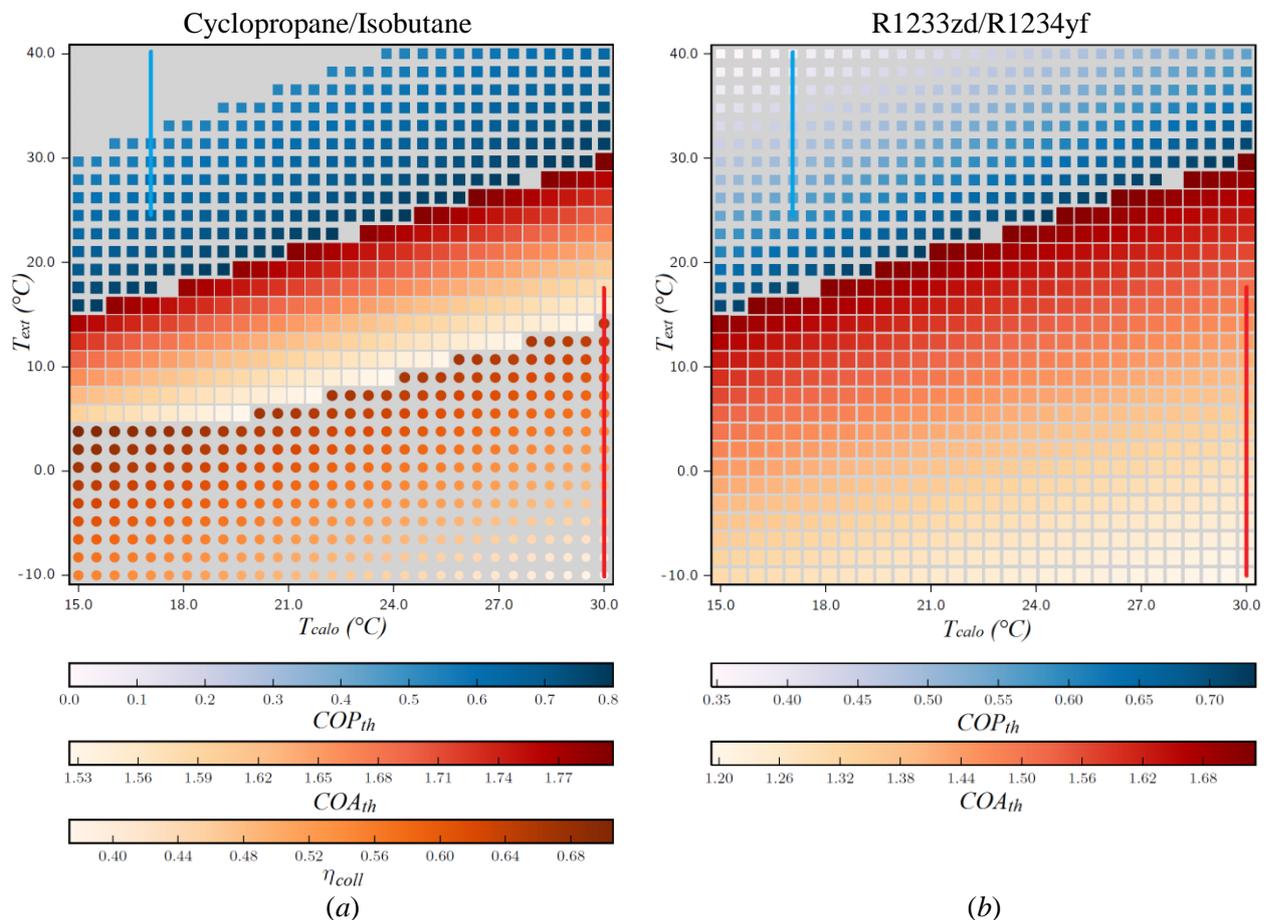


Figure II-18 : Évaluations des performances du procédé CHV3T-WG pour deux couples fluides, le couple "Cyclopropane/Isobutane" en (a) et le couple "R1233zd/R1234yf" en (b) et pour 3 modes de fonctionnement : climatisation (carré bleu), chauffage avec amplification (carré orange) et chauffage direct via 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.