



Université de Liège
Faculté des Sciences Appliquées
Département d'Aérospatiale et
Mécanique
Laboratoire de
Thermodynamique



Modélisation, simulation et contrôle d'un cycle de Rankine organique en régime dynamique.

Jean-François Oudkerk

Travail de Fin d'Etudes soumis
en vue de l'obtention du grade
d'Ingénieur Civil en
Electromécanique.

Juin 2010

Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail de fin d'études, en particulier, le professeur Vincent Lemort pour m'avoir proposé ce travail et pour la confiance qu'il m'a témoignée. Je remercie également Sylvain Quoilin pour son aide et ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Merci également aux personnes qui m'ont soutenu tout au long de mes études, en particulier ma famille.

Résumé

Les cycles organiques de Rankine (ORC) sont des cycles thermodynamiques capables de produire de l'énergie mécanique à partir de source de chaleur à relativement basse température. Ils sont de plus bien adaptés aux faibles puissances. Ce travail présente l'utilisation d'un tel cycle pour la récupération d'énergie sur des flux de chaleur dont le débit et la température varient dans le temps. Comme les caractéristiques de la source varient dans le temps, il est judicieux de pouvoir modéliser le cycle en régime dynamique. Le modèle dynamique proposé se focalise essentiellement sur la dynamique des échangeurs de chaleur. La dynamique des autres composants étant considérée beaucoup moins présente.

Un premier modèle en régime stationnaire est d'abord proposé et validé. Le modèle dynamique est ensuite expliqué puis validé. Deux stratégies de contrôle sont proposées et comparées.

Les résultats des simulations en régime dynamique montrent que les stratégies de contrôle sont bien adaptées au système. Un rendement global de 7.94 % est obtenu pour la source de chaleur considérée.

Abstract

Organic Rankine cycles (ORC) are thermodynamic cycles that allow the production of mechanical energy from low temperature heat source. Additionally, they are particularly suitable to small scale units. This work introduces the use of ORC to recover a variable flow rate and temperature heat source. As heat source's characteristics are variables, it is judicious to be able to simulate the dynamic behavior of the system. The suggested model focuses mainly on dynamic behaviour of heat exchangers.

A first model in steady state is primarily proposed and validated. The dynamic model is then described and also validated. Two controls strategies are suggested and compared.

Dynamic simulation's results show that control strategies proposed are well adapted to the system. An overall efficiency of 7.94 % is obtained for considered heat source.

Table des matières

1	Introduction.....	7
1.1	Principes de base des cycles de Rankine à fluide organique	7
1.2	Sélection du fluide	7
1.3	Application.....	9
2	Buts du travail.....	12
2.1	Travaux précédents	12
2.2	Buts du présent travail.....	12
2.3	Organisation.....	12
3	Modèle stationnaire.....	14
3.1	Evaporateur	14
3.1.1	Equations.....	14
3.1.2	Entrées et sorties.....	15
3.2	Condenseur	15
3.2.1	Equations.....	15
3.2.2	Entrées et sorties.....	15
3.3	Réservoir de liquide.....	16
3.4	Sous-refroidisseur	16
3.5	Pompe.....	17
3.6	Expandeur	17
3.6.1	Equations.....	18
3.6.2	Entrées et sorties.....	20
3.7	Modèle du cycle complet.....	20
4	Validation du modèle stationnaire.....	21
4.1	Description du banc d'essai	21
4.1.1	Evaporateur.....	21
4.1.2	Condenseur.....	22
4.1.3	Pompes.....	22
4.1.4	Expandeur.....	23
4.1.5	Mesures	24
4.1.6	Schéma complet du banc.....	24
4.2	Evaporateur	25

4.2.1	Pertes à l'ambiance	25
4.2.2	Paramètres	26
4.2.3	Résultats	26
4.3	Condenseur	28
4.3.1	Gaz incondensables	28
4.3.2	Paramètres	30
4.3.3	Résultats	30
4.4	Expandeur	31
4.4.1	Paramètres	31
4.4.2	Résultats	31
4.5	Modèle du cycle	32
4.5.1	Validation du modèle du cycle complet sur base des tests effectués avec du R245fa	32
4.5.2	Validation du modèle du cycle complet sur base des tests effectués avec du HFE7000.....	35
5	Modèle dynamique.....	38
5.1	Evaporateur	38
5.1.1	Equations de conservation	38
5.1.2	Discrétisation spatiale	38
5.1.3	Discrétisation temporelle.....	40
5.1.4	Résolution numérique et algorithme.....	40
5.1.5	Etude paramétrique	44
5.2	Condenseur	48
5.2.1	Réservoir	48
5.2.2	Discrétisation temporelle.....	49
5.2.3	Résolution numérique.....	49
5.3	Pompe.....	49
5.4	Expandeur	50
5.5	Modèle du cycle complet.....	50
6	Validation du modèle dynamique	51
6.1	Evaporateur	51
6.1.1	Températures	52
6.1.2	Flux de chaleur	54

6.2	Condenseur	55
6.2.1	Pression.....	56
6.2.2	Flux de chaleur	57
7	Performance	59
7.1	Source dite « Payante».....	59
7.2	Source dite « Gratuite».....	59
7.3	Influence de la pression au condenseur.....	60
7.4	Influence de la surchauffe.....	60
7.5	Influence de la température d'évaporation	61
7.6	Influence d'un récupérateur de chaleur.....	62
7.7	Conditions optimales en récupération de chaleur	63
8	Stratégies de contrôle	64
8.1	Température constante	65
8.2	Température optimale.....	66
9	Simulations en régime dynamique	69
9.1	Température d'évaporation constante.....	69
9.1.1	Contrôle de la température d'évaporation.....	70
9.1.2	Contrôle de la surchauffe	71
9.1.3	Rendements.....	72
9.2	Température d'évaporation optimale.....	72
9.2.1	Contrôle de la température d'évaporation.....	73
9.2.2	Contrôle de la surchauffe	73
9.2.3	Rendements.....	74
10	Conclusion.....	75
10.1	Modèles.....	75
10.2	Contrôle et simulation	75
10.3	Perspectives.....	76
11	Bibliographie.....	77

1 Introduction

Ce chapitre présente les principes de base des cycles de Rankine à fluide organique (Organic Rankine Cycle, ORC). L'importance de la sélection du fluide y est présentée et quelques critères de choix sont proposés. Pour finir, quelques applications pour lesquelles les ORC sont envisagés sont résumées.

1.1 Principes de base des cycles de Rankine à fluide organique

Les ORC sont des cycles de Rankine dont le fluide de travail est organique. Ils sont semblables aux cycles de Rankine utilisant de l'eau, ils comprennent donc au moins un évaporateur, un condenseur, une pompe et un expanseur (Figure 1.1).

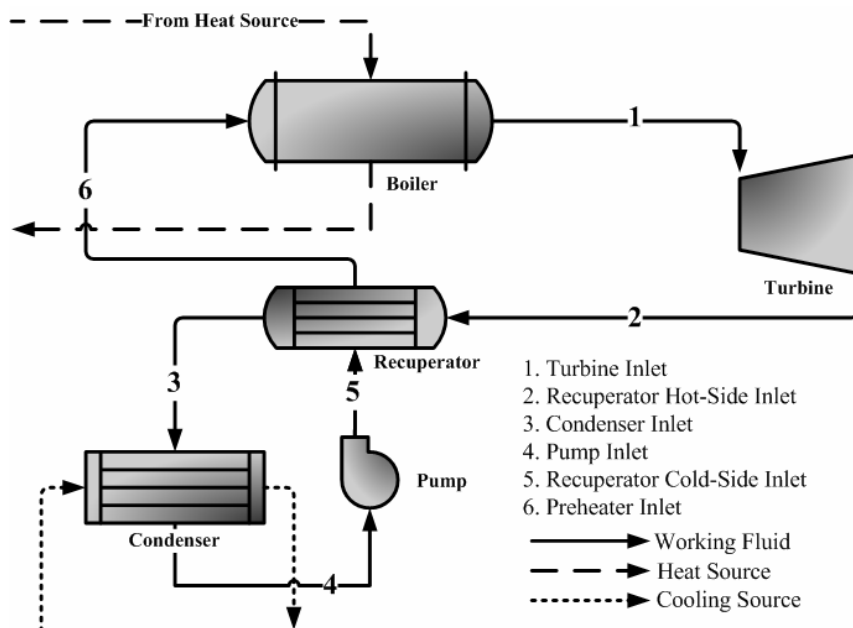


Figure 1.1: Schéma de principe d'un ORC.

Comme on le voit sur la Figure 1.1, on peut également ajouter un récupérateur de chaleur. Ce récupérateur permet de récupérer de la chaleur disponible en sortie d'expanseur afin de l'utiliser pour préchauffer le fluide en sortie de pompe. Cette récupération de chaleur n'est possible que si le fluide sort de l'expanseur dans un état de vapeur surchauffée. Pour ce faire, il est préférable, comme c'est montré dans la section suivante, que le fluide soit « sec ». L'utilisation d'un récupérateur permet d'augmenter significativement le rendement (Price, et al., 2002).

1.2 Sélection du fluide

Le fluide utilisé est un paramètre essentiel dans le design d'un ORC. En effet, les propriétés physiques et chimiques du fluide influencent fortement les caractéristiques et les performances du cycle.

Le choix du fluide est guidé par un grand nombre de critères tant thermodynamiques que de sécurité, de coût, de toxicité, d'environnement,... Voici quelques caractéristiques désirées:

- Un bon rendement de cycle, influencé par la forme de la courbe de saturation sur un diagramme T-S.
- Une masse volumique élevée, afin d'utiliser des composants compacts.
- Pression à l'évaporateur pas trop élevée; une pression trop élevée entraîne des contraintes mécaniques et l'utilisation de composants plus complexes et plus chers.
- Faible viscosité pour éviter des pertes de charge trop importantes et maximiser le transfert par convection dans les échangeurs de chaleur.
- Une température de stabilité et d'auto-inflammabilité supérieure à la température maximale du cycle.
- Non corrosif
- Non toxique
- Bon marché
- ODP nul ou faible (protocole de Montréal) et faible GWP
- ...

Un point qui mérite d'être souligné est la forme de la courbe de saturation sur un diagramme T-S. Il existe trois catégories de fluides: les fluides secs, humides et isentropiques. Ces définitions font référence à la pente de la courbe de saturation de vapeur qui est respectivement : positive, négative et infinie. La Figure 1.2 représente le diagramme T-S d'un fluide sec à gauche et d'un fluide humide à droite. On peut aussi y voir, sur chaque diagramme, deux isobares suivies d'une détente isentropique. Ces dernières montrent le fait que, pour un fluide humide, il est préférable d'effectuer une surchauffe afin d'éviter au maximum la formation de gouttelettes dans l'organe de détente. Pour un fluide sec, la surchauffe n'est pas nécessaire et l'utilisation d'un récupérateur est possible en sortie d'expandeur. En conclusion, un fluide sec ou isentropique est préférable.

Il est impossible de trouver un fluide qui répond à tous les critères désirés. Le fluide idéal n'existant pas, il faut se satisfaire d'un compromis qui dépendra de l'application et de l'importance attachée à chaque critère.

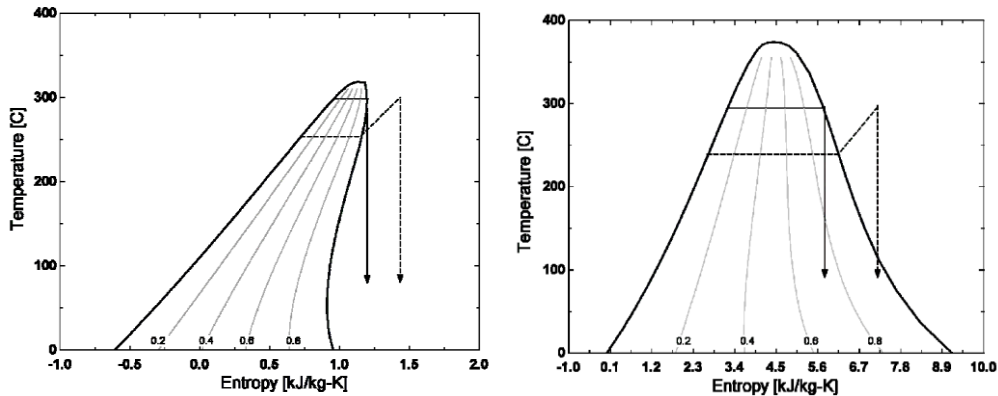


Figure 1.2: Diagramme T-S d'un fluide sec et d'un fluide humide.

1.3 Application

Les cycles ORC sont envisagés pour la production d'énergie mécanique à faible puissance (quelques kW) et relativement basse température depuis des dizaines d'années mais ont rarement été mis en œuvre dans ces conditions particulières. Beaucoup d'efforts de recherche et de développement ont été effectués ces dernières années et de plus en plus d'applications concrètes sont réalisées. Il existe maintenant plusieurs constructeurs d'ORC, une liste de certains d'entre eux est reprise dans le Tableau 1.1 avec quelques caractéristiques de leurs produits. On peut y voir que la gamme de puissance des machines disponibles sur le marché s'étend de quelques centaines de kW à plusieurs MW.

Ces cycles thermodynamiques sont envisagés pour plusieurs applications tels que:

- La cogénération biomasse, envisagée pour des applications décentralisées, les ORC conviennent bien car ils sont bien adaptés aux faibles puissances. Comme le rendement d'un ORC est faible, ces petites centrales ne sont pas envisagées sans cogénération. Ce type d'installation est mature et déjà largement utilisée (Stadtwärme Lienz Austria 1 kWel, Sauerlach Bavaria 700 kWel, Toblach South Tyrol 1100 kWel, Fußach Austria 1500kWel). On recense plus de 150 installations et 200MW installés en Europe.
- La géothermie peut fournir des températures à partir de 80°C. Les cycles ORC sont bien adaptés à ce type d'application car les cycles de puissance conventionnels nécessitent des températures plus élevées. Une centrale de ce type à été installée à Neustadt-Glewe en Allemagne. Elle utilise de l'eau à 98°C pour alimenter un ORC de 210 kW.

Manufacturer	Applications	Power range	Heat source temperature	Technology
ORMAT, US	Geothermal, WHR, solar	200 KWe – 72 MWe	150° - 300°C	Fluid : n-pentane axial turbine
Turboden, Italy	CHP, geothermal	200 KWe – 2 MWe	100 - 300°C	Fluid: OMTS, Solkatherm Axial turbines Two-stage radial turbines 1500 rpm
Adoratec, Germany	CHP	315 – 1600 KWe	300°C	Constant rotating speed Fluid : OMTS
GMK, Germany	WHR, Geothermal, CHP	500 KWe – 5 MWe	95° - 350°C	3000 rpm Multi-stage axial turbines (KKK) Fluid : GL160 (GMK patented)
Koehler-Ziegler, Germany	CHP	70 – 200 KWe	150 – 270°C	Fluid: Hydrocarbons Screw expander
UTC, US	WHR, geothermal	280 KWe	>93°C	
Cryostar	WHR, Geothermal	n/a	100 – 400 °C	Radial inflow turbine, Fluids : R245fa, R134a
Freepower, UK	WHR	6 KWe - 120 KW	180 - 225 °C	
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	60 - 160 kWe	>350°C	Turbo-expander
Electratherm, US	WHR	50 KWe	>93°C	Twin screw expander
Infinity Turbine	WHR	250 KWe	>80 °C	R134a Radial Turboexpander

Tableau 1.1: Liste non exhaustive de constructeurs d'ORC (Qoilin, et al., 2009).

- La récupération de chaleur sur les processus industriels permet de produire de l'énergie mécanique avec des flux généralement rejetés à l'ambiance. Ces flux de chaleur étant généralement à moyenne température et pas d'une grande puissance, les cycles à vapeur ne sont pas envisageables pour des raisons économiques.
- Récupération de chaleur sur les moteurs à combustion interne qui convertissent approximativement 1/3 de l'énergie apportée par le combustible en énergie mécanique. Une grande part de l'énergie est donc perdue dans l'eau de refroidissement et dans les gaz d'échappement. C'est pourquoi l'idée d'associer un ORC à un moteur à combustion a émergé. Il est possible de récupérer la chaleur de l'eau de refroidissement et des gaz d'échappement. L'eau de refroidissement est à une température d'environ 90°C alors que les gaz d'échappement sortent à plus de 300°C. Il est donc envisageable de placer deux cycles en cascade qui récupèrent la chaleur à partir de ces deux sources ou de préchauffer le liquide avec la première source. Il n'existe aujourd'hui aucun système commercial mais beaucoup de prototypes ont été développés depuis les

années 70 suite au premier choc pétrolier. Un bon exemple est le prototype mis au point par Mack Trucks (Doyle and Patel, 1976) qui était alimenté par les gaz d'échappement d'un camion de 288 chevaux. Les tests réalisés ont montré une diminution de 12% de consommation de carburant.

- Les centrales solaires à concentration et en particulier les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques (Figure 1.3). Ce type de collecteurs permet d'atteindre des températures de l'ordre 300°C-400°C et de fournir des puissances élevées. Ils sont en général couplés avec un cycle de Rankine à vapeur traditionnel pour des centrales de grosse puissance. Ce type d'installation est mature comme le montrent les nombreuses applications mises en œuvre dont le meilleur exemple est le groupe de centrale SEGS (Solar Electric Generating Systems) en Arizona totalisant 354 MWel (Scott, et al., 2006). Le cycle ORC permettrait de réduire la taille des installations et de réduire l'investissement nécessaire. Une étude théorique montre que l'utilisation d'un ORC sur SEGS VI conduirait aux mêmes performances que celles atteintes avec de la vapeur d'eau (Mcmahan, 2006).



Figure 1.3: Collecteur cylindro-parabolique (SEGS).

2 Buts du travail

Comme présenté dans le chapitre précédent, les ORC sont de plus en plus envisagés pour diverses applications. En effet, ils répondent à une demande croissante de production d'énergie électrique décentralisée et à petite échelle. Ils permettent en plus d'utiliser à bon escient des flux de chaleur basse température qui sont rarement valorisés à l'heure actuelle. De plus en plus de recherches sont donc effectuées sur ce type de groupe de puissance, notamment au laboratoire de thermodynamique de l'ULG.

2.1 Travaux précédents

Depuis quelques années, le laboratoire de thermodynamique de l'ULG effectue des recherches sur les ORC et en particulier sur l'utilisation de machines volumétriques en tant qu'expanseurs comme les compresseurs scroll. Ces recherches portent tant sur la modélisation, le design ou encore les aspects économiques des ORC

En 2006-2007, un banc d'essai est construit par Lemort et al. Ce banc d'essai a été amélioré à plusieurs reprises et a fait l'objet de plusieurs travaux de fin d'étude (Quoilin, 2007) et (Declaye, 2009). Ce banc sera décrit dans la suite du travail.

Le travail présenté ici s'inscrit dans la continuité des recherches menées jusqu'à présent.

2.2 Buts du présent travail

Ce travail aborde l'aspect dynamique des cycles ORC et en particulier ceux utilisant des machines volumétriques. En effet, les applications envisagées pour les ORC mènent à l'utilisation de sources de chaleur dont les caractéristiques sont telles que la température et le débit sont variables au cours du temps.

Ce travail vise à mettre en évidence les composantes dynamiques principales d'un tel système. La réalisation d'un modèle simple en régime dynamique est l'objectif principal. Ce modèle doit être capable de représenter la dynamique d'un ORC tout en restant simple afin de minimiser le temps de calcul. Il permettra ensuite d'effectuer des simulations de fonctionnement du système au cours du temps.

Comme tout système dynamique, il est important de pouvoir le réguler. Les ORC sont envisagés pour des applications autonomes fonctionnant idéalement sans opérateurs. La question de la régulation est donc une des clés du développement de ces machines.

2.3 Organisation

Pour commencer, un modèle en régime stationnaire est réalisé. La modélisation en régime stationnaire permet de bien comprendre le fonctionnement et les caractéristiques du système. Ce modèle est ensuite validé sur base d'essais réalisés sur le banc du laboratoire.

Ensuite, le modèle dynamique réalisé est présenté. L'influence de certains paramètres clés sur les résultats de ce modèle est étudiée. Comme pour le modèle stationnaire, ce modèle est validé sur base d'essais réalisés sur le banc.

Une fois ce modèle validé, le contrôle du système et ses enjeux sont abordés. Pour finir, les résultats des simulations dynamiques effectuées sont exposés et commentés.

3 Modèle stationnaire

Avant d'élaborer un modèle dynamique, il est judicieux de construire un modèle représentant le régime stationnaire. En effet, il permet de connaître les caractéristiques du système. Ces caractéristiques sont les entrées du modèle, qui sont les variables sur lesquelles on peut réellement agir, les sorties du système qui sont les variables intéressantes (ex : puissance délivrée par l'expandeur) et enfin, les paramètres intrinsèques à la modélisation du système.

Un modèle de chaque composant est réalisé. Ces différents modèles sont ensuite connectés entre eux afin d'obtenir un modèle de cycle complet.

3.1 Evaporateur

Lorsque le fluide de travail circule au travers de l'évaporateur, il passe par trois états différents. En entrant, le fluide est en phase liquide. Lorsqu'il a atteint la température de saturation, il commence à s'évaporer pour finalement sortir sous forme de vapeur surchauffée.

3.1.1 Equations

L'état du fluide influençant son coefficient d'échange convectif avec les parois, nous considérons que l'échangeur est constitué de trois zones distinctes (liquide sous-refroidi, mélange liquide/vapeur saturé et vapeur surchauffée) (Figure 3.1). Chaque zone sera caractérisée par un coefficient de transfert global U [$W/m^2/K$] différent et par une surface d'échange A [m^2].

Le débit de chaleur échangée dans chaque zone est donné par la formule suivante :

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T_{log}$$
$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{wf,su} - T_{sf,ex}) - (T_{wf,ex} - T_{sf,su})}{\ln \left[\frac{T_{wf,su} - T_{sf,ex}}{T_{wf,ex} - T_{sf,su}} \right]}$$

Les coefficients globaux de transfert de chaleur dépendent des débits de fluides et varient selon une loi du type (Winandy, 2008):

$$\frac{U}{U_n} = \left(\frac{\dot{M}_{wf}}{\dot{M}_{wf,n}} \right)^n \cdot \left(\frac{\dot{M}_{sf}}{\dot{M}_{sf,n}} \right)^m$$

où l'indice n désigne les valeurs nominales. Cette relation se justifie par l'analogie de Reynolds.

Les trois surfaces sont liées entre elles par la contrainte géométrique évidente $A_l + A_{tp} + A_v = A_{tot}$, où A_{tot} est la surface d'échange totale de l'échangeur.

Les pertes de charge sont négligées.

Comme nous le verrons lors de la validation du modèle, il y a un échange de chaleur non négligeable entre la source chaude et l'ambiance. Cette perte à l'ambiance est modélisée par un échangeur fictif en sortie d'échangeur caractérisé par son coefficient d'échange global AU_{amb} [W/K] (Figure 3.1).

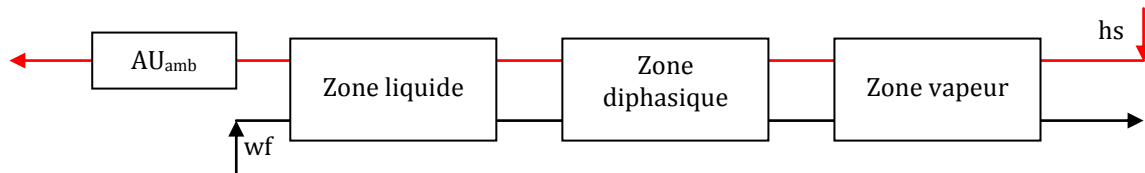


Figure 3.1: Schéma des différentes zones de l'évaporateur.

3.1.2 Entrées et sorties

Les entrées du modèle de l'évaporateur sont:

- Les débits de fluides \dot{M}_{wf} et \dot{M}_{hs} ,
- Les pressions $P_{wf,ev}$ et P_{hs} ,
- Les températures d'entrée $T_{wf,su,ev}$ et $T_{hs,su,ev}$.

Les sorties du modèle sont évidemment les températures de sortie des deux fluides, $T_{wf,ex,ev}$ et $T_{hs,ex,ev}$.

3.2 Condenseur

Le fluide entre dans le condenseur dans un état de vapeur surchauffée. Au contact des parois, il se refroidit et se condense. Comme nous le verrons plus loin (§ 3.3), le fluide ressort de cet échangeur sous forme de liquide saturé.

3.2.1 Equations

Le condenseur est modélisé de la même façon que l'évaporateur. Un coefficient de transfert global U [W/m²/K] et une surface A [m²] sont définis pour chaque zone. Le condenseur est constitué de deux zones, la première caractérisée par de la vapeur surchauffée et la seconde par un mélange liquide/vapeur en saturation.

Les équations utilisées sont les mêmes que pour l'évaporateur.

Les pertes de charge sont négligées.

3.2.2 Entrées et sorties

Les entrées du modèle du condenseur sont:

- Les débits de fluides \dot{M}_{wf} et \dot{M}_{cs} ,
- Les températures d'entrée $T_{wf,su,cd}$ et $T_{cs,su,cd}$,
- La pression du fluide de refroidissement P_{cs} .

Les sorties du modèle du condenseur sont la pression au condenseur $P_{wf,cd}$ et la température de sortie du fluide de refroidissement $T_{cs,ex,cd}$.

3.3 Réservoir de liquide

Un réservoir de liquide est placé entre le condenseur et le sous-refroidisseur (Figure 3.2). Ce réservoir est isolé thermiquement, on le considère donc comme totalement adiabatique.

Dans le réservoir, le fluide est en condition de saturation (présence des deux phases). La pression dans le condenseur est la pression qui règne dans le réservoir et donc la pression de saturation à la température du fluide.

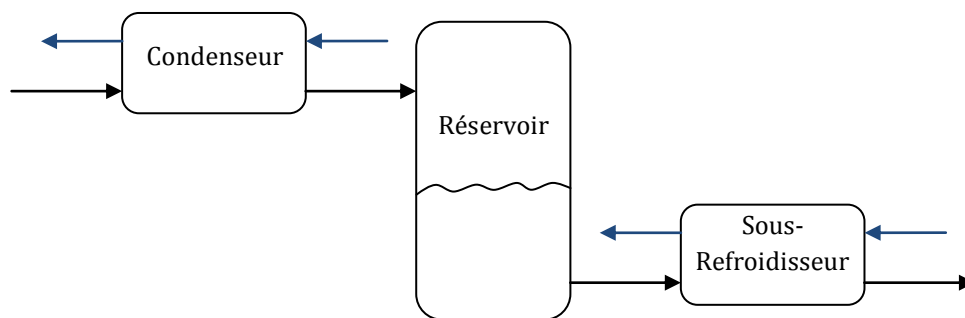


Figure 3.2: Réservoir de liquide.

Le fluide sort de ce réservoir dans un état de liquide saturé. Comme ce réservoir est adiabatique, le fluide qui y entre doit être caractérisé par la même enthalpie, sinon, les conditions de pression et de température varieraient au cours du temps. On en conclut que le fluide sort du condenseur sous forme de liquide saturé.

Il suffit donc de déterminer la température atteinte par le fluide dans le condenseur pour connaître la pression régnant dans le réservoir.

3.4 Sous-refroidisseur

Le sous-refroidisseur est un échangeur de chaleur qui, comme son nom l'indique, permet de sous refroidir le fluide sortant du réservoir. Ce sous-refroidissement permet d'éviter la cavitation de la pompe.

Cet échangeur est constitué d'une seule zone où le fluide est à l'état liquide et donc un seul coefficient d'échange global est défini.

Les équations utilisées sont les mêmes que pour le condenseur et l'évaporateur.

3.5 Pompe

Les pompes considérées sont des pompes volumétriques à cylindrée variable. Le débit volumique est simplement donné par :

$$\dot{V} = \dot{V}_{max} \cdot X_{pump}$$

où \dot{V}_{max} est le débit volumique en cylindrée maximale et X_{pump} le rapport entre la cylindrée et la cylindrée maximale.

On calcule le débit massique par :

$$\dot{M}_{wf} = \dot{V} / v_{su,pump}$$

où $v_{su,pump}$ est le volume spécifique à l'entrée de la pompe.

Afin d'évaluer la consommation de la pompe et la température en sortie de pompe, nous lui associons une efficacité isentropique :

$$\epsilon_{s,pump} = \frac{(h_{wf,ex,s} - h_{wf,su})}{(h_{wf,ex} - h_{wf,su})} = \frac{w_s}{w_{pump}}$$

où $h_{wf,ex,s}$ est l'enthalpie que le fluide aurait en sortie si la compression était isentropique et w représente un travail. La puissance est donnée par $\dot{W}_{pump} = \dot{M}_{wf} \cdot w_{pump}$.

3.6 Expandeur

L'expandeur considéré est un expandeur volumétrique. Le modèle utilisé est une simplification du modèle proposé et validé par Vincent Lemort et al. (2009). Dans le modèle complet, l'évolution du fluide est divisée en sept étapes. Ici, par souci de simplicité, nous n'en garderons que trois. Ces évolutions sont schématisées sur la Figure 3.3.

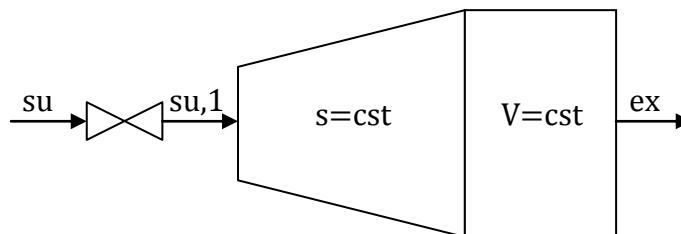


Figure 3.3: Schéma de principe de l'expandeur.

3.6.1 Equations

La première évolution du fluide modélisée est la perte de charge subie au travers de l'orifice d'entrée. Cette perte de charge est modélisée par comparaison à l'écoulement d'un fluide dans une tuyère convergente.

La perte de charge est donc calculée par :

$$\Delta P_{su} = \frac{C_{thr}^2}{2 \cdot v_{wf,su}}$$

$$C_{thr} = \frac{V_{dot,su}}{A_{thr}}$$

où C_{thr} est la vitesse du fluide dans la section A_{thr} en sortie de tuyère. Cette dernière est un paramètre de la modélisation à déterminer.

La deuxième évolution est une détente isentropique de la pression d'entrée jusqu'à une pression interne P_{in} . La pression interne est caractérisée par le rapport de compression interne. Le rapport de compression est lié au rapport de volume interne, caractéristique constructive de l'expandeur.

$$P_{in} = \frac{P_{su,1}}{r_{p,in}}$$

$$w_s = h_{su,1} - h_{in}$$

h_{in} est l'enthalpie du fluide à la pression interne et l'entropie d'entrée.

La troisième et dernière étape est la détente isochore de la pression interne à la pression en sortie d'expandeur.

$$w_v = v_{in} \cdot (P_{in} - P_{ex})$$

Le travail interne est la somme des travaux délivrés par les deux détentes.

Notons que le travail fourni par la détente isochore peut être positif ou négatif. Si le rapport de pression est plus grand que le rapport de pression interne, ce travail est positif et on parle de « sous expansion » (à gauche sur la Figure 3.4). Inversement, si le rapport de pression est plus faible que le rapport de pression interne, ce travail est négatif et on parle de « sur expansion » (à droite sur la Figure 3.4).

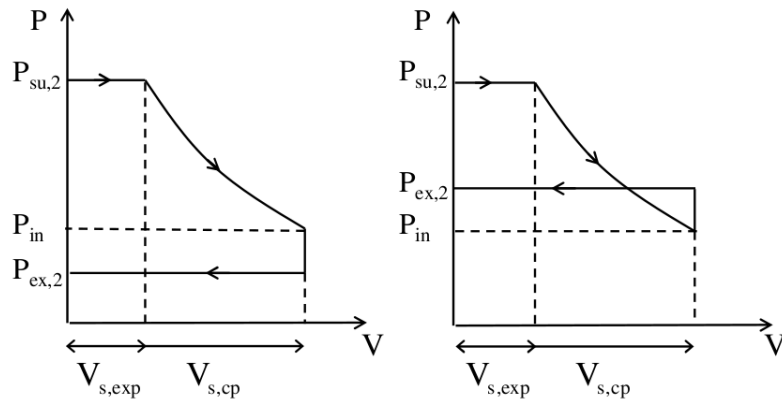


Figure 3.4: Sous et sur expansion.

On en conclut que, en cas de « sous expansion », si le rapport de pression augmente l'efficacité isentropique diminue mais le travail récupéré augmente. En cas de « sur expansion », si le rapport de pression diminue, l'efficacité isentropique et le travail récupéré diminuent.

Finalement, la puissance récupérée à l'arbre est la puissance délivrée par le fluide diminué des pertes mécaniques.

$$\dot{W}_{in} = \dot{M}_{wf} \cdot (w_s + w_v)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss}$$

$$\dot{W}_{loss} = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot T_{loss}$$

N est la vitesse de rotation de l'expandeur et T_{loss} est un couple mécanique. Ce dernier est un paramètre du modèle et doit être identifié sur base de mesures.

Pour finir, nous avons l'équation du débit de fluide admis dans l'expandeur :

$$\dot{M} = N \cdot \frac{V_s}{v_{su,1}}$$

où V_s est la cylindrée et $v_{su,1}$ le volume spécifique du fluide dans la chambre d'admission avant détente. C'est cette dernière équation qui permet de calculer la pression en entrée pour un débit donné. En effet, si le débit est donné, $v_{su,1}$ peut être calculé et, connaissant la température en entrée, on peut en déduire la pression.

3.6.2 Entrées et sorties

Les entrées du modèle de l'expandeur sont :

- Le débit de fluide \dot{M}_{wf}
- La température en entrée de l'expandeur $T_{wf,su,exp}$
- La pression en sortie de l'expandeur $P_{wf,ex,exp}$
- La vitesse de rotation $N_{rot,exp}$

Les sorties du modèle sont la pression en entrée d'expandeur $P_{wf,su,exp}$, la puissance à l'arbre $\dot{W}_{sh,exp}$ et la température en sortie $T_{wf,ex,exp}$.

3.7 Modèle du cycle complet

Maintenant que chaque composant peut être décrit par un modèle, nous pouvons les considérer comme des « boîtes noires ». En connectant ces boîtes noires entre elles, nous obtenons le modèle du cycle complet représenté sur la Figure 3.5.

Cette représentation fait apparaître les causalités suivantes :

- Pour une pression d'entrée donnée, la pompe impose le débit de fluide de travail.
- Pour une pression d'évaporation donnée, l'évaporateur impose la surchauffe en entrée d'expandeur.
- Pour une vitesse de rotation donnée, l'expandeur impose la pression d'évaporation.
- Le condenseur impose la pression de condensation.

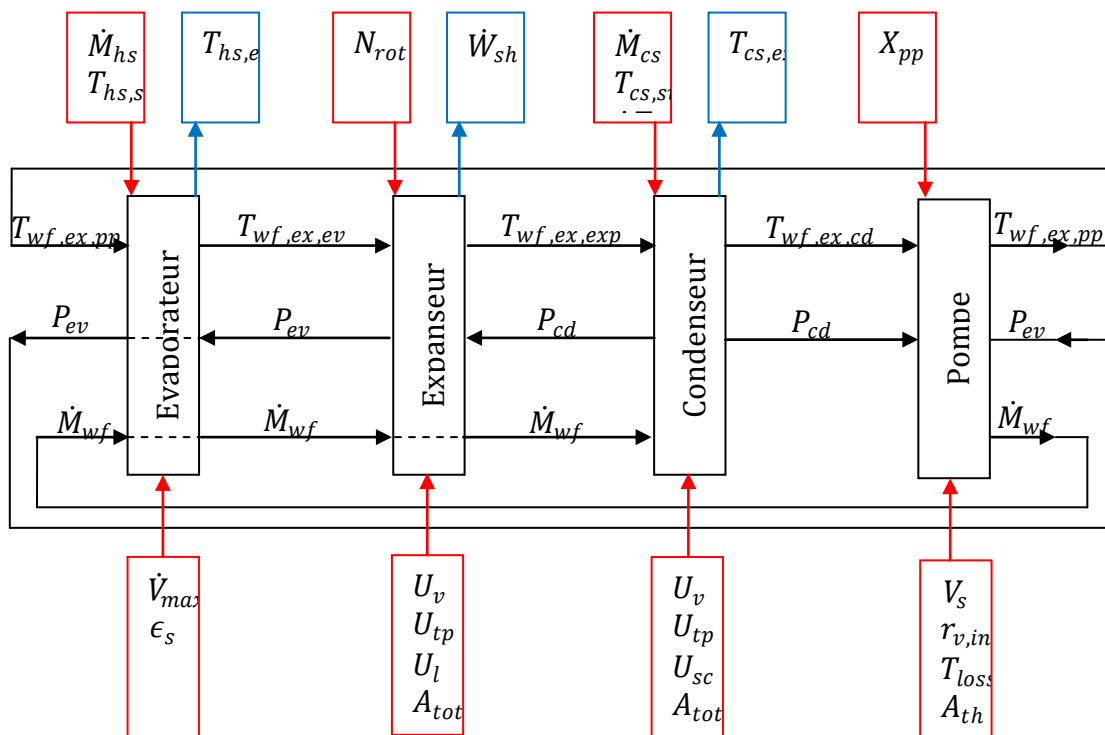


Figure 3.5: Modèle du cycle.

4 Validation du modèle stationnaire

Dans cette section, les différents modèles réalisés sont validés sur base de tests réalisés sur banc d'essai. Une brève description du banc d'essai est réalisée. Ensuite, le modèle de chaque composant et le modèle du cycle complet sont validés sur base de trente-et-un tests réalisés avec du réfrigérant R245fa comme fluide de travail.

Le modèle du cycle complet sera également validé sur base de onze tests réalisés avec du HFE7000.

4.1 Description du banc d'essai

Le banc d'essai utilisé pour les tests est un banc construit au laboratoire de thermodynamique de l'Université de Liège. Ce banc, construit en 2006-2007, a été amélioré à plusieurs reprises (Quoilin, 2007) et les dernières modifications date de 2009 (Declaye, 2009).

4.1.1 Evaporateur

La source chaude de cet ORC est composée de deux flux d'air de température légèrement différente mais de débit identique. L'évaporateur est constitué de trois échangeurs à plaques (Figure 4.1) à contre-courant dont les caractéristiques sont résumées dans le Tableau 4.1.



Figure 4.1: Echangeur à plaques.

Nombre de plaques	75
Dimension [mm]	250x112x189
Angle de chevron [°]	60
Limites de température [°C] min/max	-160/175
Limites de pression [bar] min/max	0/32
Matériau	Acier inoxydable AISI 316

Tableau 4.1: Caractéristiques des échangeurs à plaques de l'évaporateur.

La configuration représentée sur la Figure 4.2 a été étudiée pour optimiser la récupération de chaleur (Declaye, 2009) (pour plus de clarté, les flux sont dessinés croisés plutôt qu'à contre-courant). Le flux d'air 1 est le flux le plus chaud.

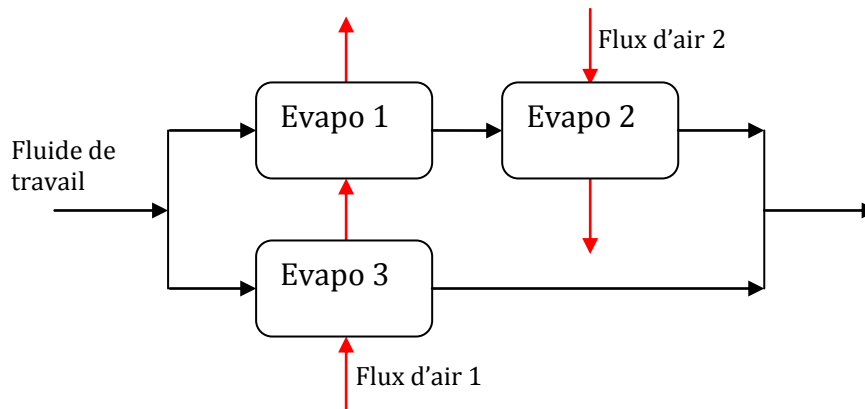


Figure 4.2: Configuration de l'évaporateur.

4.1.2 Condenseur

Le condenseur est constitué de deux échangeurs en parallèle. Les échangeurs sont des échangeurs à plaques similaires à ceux utilisés pour l'évaporateur (Tableau 4.1). Le fluide de refroidissement est de l'eau.

Le réservoir est isolé thermiquement et son volume est de 8 litres.

Le sous-refroidisseur est un échangeur à plaques.

4.1.3 Pompes

Deux pompes sont utilisées, une pour chaque circuit de fluide de l'évaporateur (Figure 4.3). Cette configuration permet de réguler le débit dans chaque ligne d'évaporation.

Ces pompes sont des pompes à diaphragme (Figure 4.3) à cylindrée variable dont les caractéristiques principales sont résumées dans le tableau 4.2.

Pompe	1	2
Débit maximum [l/h]	210	180
Variation de cylindrée	0 à 100 %	0 à 100 %
Pression maximum [bar]	12	12

Tableau 4.2: Caractéristiques des pompes.

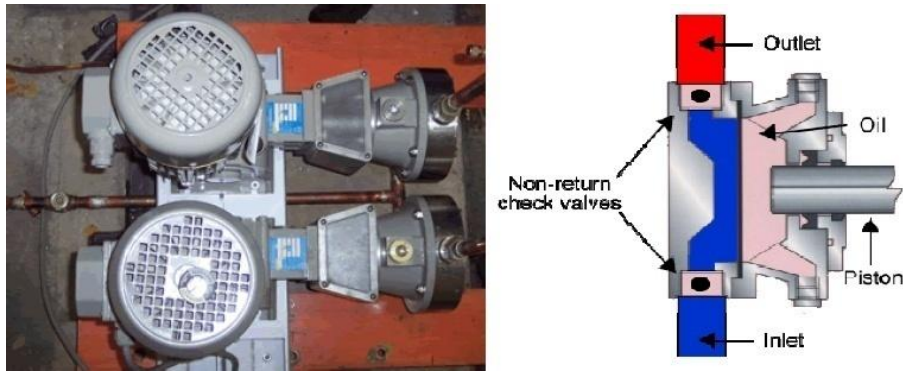


Figure 4.3: Pompe à diaphragme.

4.1.4 Expandeur

L'expandeur utilisé sur le banc d'essai est un compresseur à air ouvert de type scroll converti en expandeur. Cette conversion ne nécessite en fait aucune modification excepté l'enlèvement du ventilateur de refroidissement. Ce type de machine comporte plusieurs avantages dont :

- La capacité de supporter la formation de liquide sans dommage.
- Un rapport de pression maximum d'environ 12 ce qui permet une détente sur un seul étage.
- Un fonctionnement sans lubrifiant.



Figure 4.4: Compresseur à air de type scroll.

Le compresseur sélectionné à une cylindrée de 100 cm^3 et un rapport de volume interne de 3.789.

Ce compresseur est contenu dans un cylindre hermétique afin de minimiser les fuites de fluide (Declaye, 2009).

4.1.5 Mesures

Toutes les mesures de température sont effectuées grâce à des thermocouples de Class 1 Type T (cuivre-constantan). Les jonctions froides sont placées dans un bain de glace.

Trois capteurs de pression sont placés sur le circuit du fluide de travail; un à l'entrée de la pompe, un à l'entrée de l'expandeur et le dernier à l'entrée du condenseur. Quatre capteurs de pression sont placés sur le circuit d'air, un à chaque entrée et sortie de flux. Des capteurs différentiels sont également utilisés afin de mesurer la perte de charge dans les échangeurs.

Le débit de fluide est mesuré à l'aide d'un débitmètre Coriolis.

Pour mesurer la puissance délivrée par l'expandeur, un couplemètre et un tachymètre sont placés sur l'arbre de l'expandeur.

4.1.6 Schéma complet du banc

La Figure 4.5 représente le schéma complet du banc. On peut y voir la disposition des différents composants ainsi que l'emplacement des différents capteurs et des vannes.

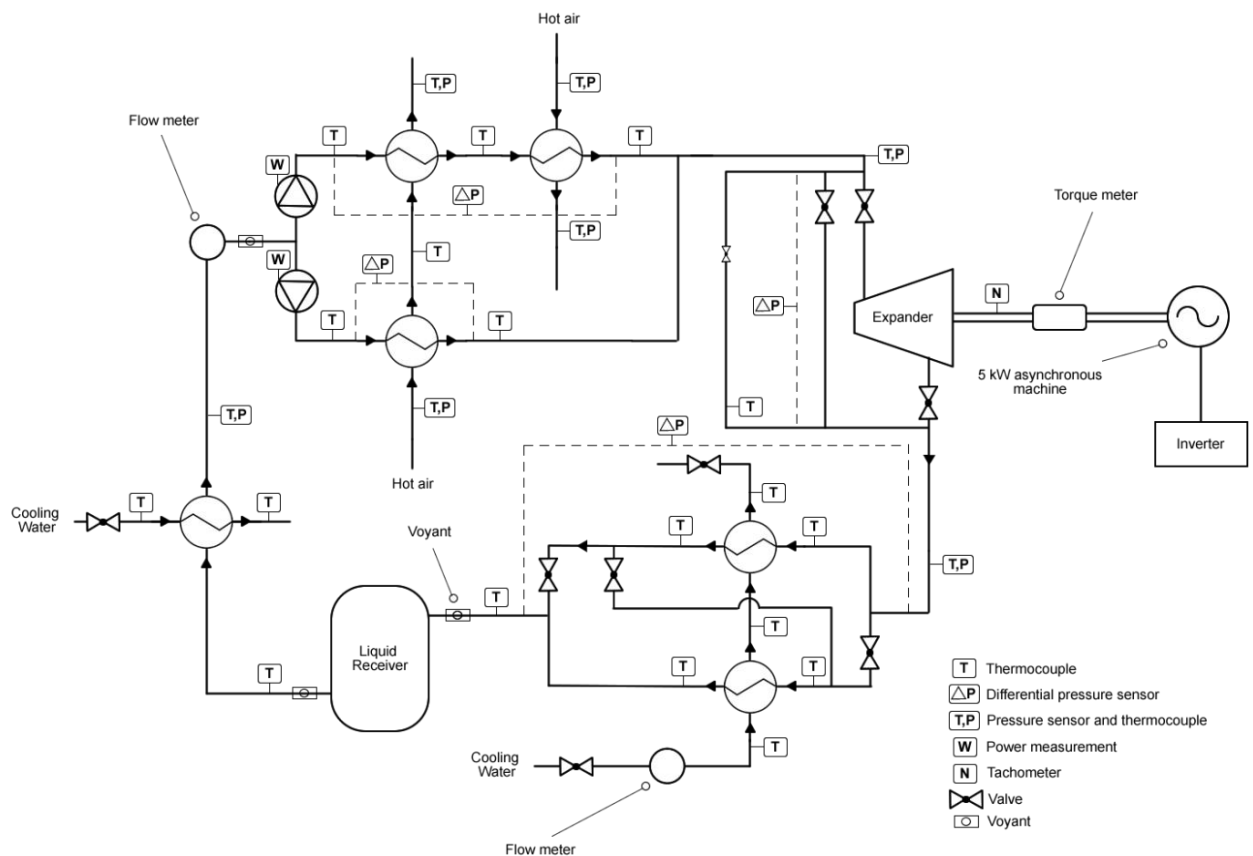


Figure 4.5: Schéma du banc d'essai.

4.2 Evaporateur

4.2.1 Pertes à l'ambiance

En observant le bilan sur chaque évaporateur, on constate qu'il y a une perte à l'ambiance du côté fluide secondaire (Figure 4.6). En effet, la puissance perdue par ce dernier est plus grande que celle absorbée par le fluide de travail. Pour tenir compte de cet effet, un coefficient global de transfert de chaleur AU_{amb} [W/K] entre l'ambiance et le fluide secondaire a été ajouté dans le modèle (cfr § 3.1.1).

Sur le graphique (Figure 4.6), on peut voir que quatre points de fonctionnement ont un bilan totalement biaisé. Cette erreur est due au fait que le fluide sort de l'évaporateur en état diphasique mais les mesures indiquent un état de liquide tout juste sous-refroidi (légère erreur de mesure sur la pression).

Les pertes de charge mesurées sont très faibles (toutes inférieures à 0.015 bar) ce qui justifie l'hypothèse prise précédemment de les négliger.

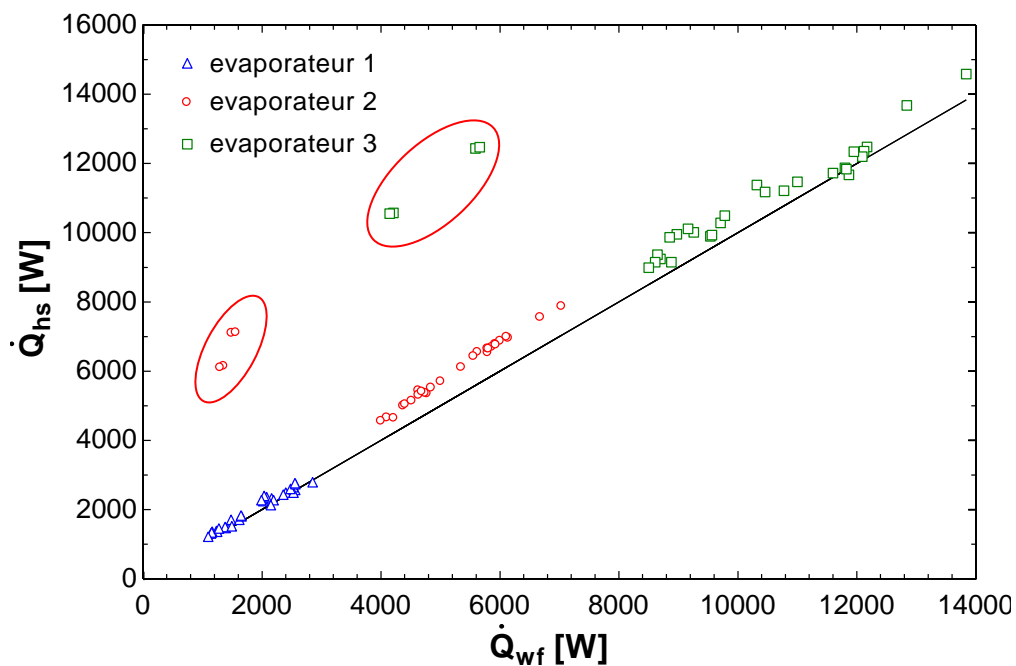


Figure 4.6: Bilan d'énergie sur l'évaporateur.

4.2.2 Paramètres

Les paramètres du modèle sont déterminés sur base des résultats des tests effectués. Afin de déterminer le set de paramètres optimum, une fonction objectif à minimiser est définie pour chaque échangeur. Cette fonction n'est rien d'autre que l'erreur absolue moyenne sur la température de sortie du fluide de travail :

$$F = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N |T_{wf,ex,ev,i} - T_{wf,ex,ev,meas,i}|$$

Les coefficients globaux de transfert de chaleur avec l'ambiance sont déterminés en minimisant l'erreur absolue moyenne sur la température en sortie de la source chaude.

Le tableau ci-dessous (Tableau 4.3) reprend les valeurs des différents paramètres du modèle. Notons que pour l'évaporateur 1, seule une phase liquide est considérée car le fluide ne s'y évapore jamais dans des conditions normales et stationnaires.

	Evapo 1	Evapo 2	Evapo 3
$U_{l,n}$ [W/m ² /K]	41.48	40	74
$U_{tp,n}$ [W/m ² /K]	/	260	336
$U_{v,n}$ [W/m ² /K]	/	60	60
$\dot{M}_{wf,n}$ [kg/s]	0.02726	0.02726	0.03817
$\dot{M}_{sf,n}$ [kg/s]	0.09796	0.09796	0.09796
m_l [-]	0.82	0.5	0.52
m_{tp} [-]	/	0	0
m_v [-]	/	0.4	0.38
n_l [-]	0.82	0	0
n_{tp} [-]	/	0.73	0.73
n_v [-]	/	0.4	0.4
AU_{amb} [W/K]	0	10	5

Tableau 4.3: Paramètres de l'évaporateur en régime stationnaire.

4.2.3 Résultats

Les résultats obtenus grâce au modèle sont présentés sur les trois graphiques suivants (Figure 4.7, Figure 4.8 et Figure 4.9). On peut constater que l'erreur sur la température en sortie d'évaporateur ne dépasse pas 4 K hormis pour trois tests. Du côté air, l'erreur sur la température en sortie ne dépasse pas 3 K. On peut conclure que le modèle s'accorde relativement bien avec les mesures.

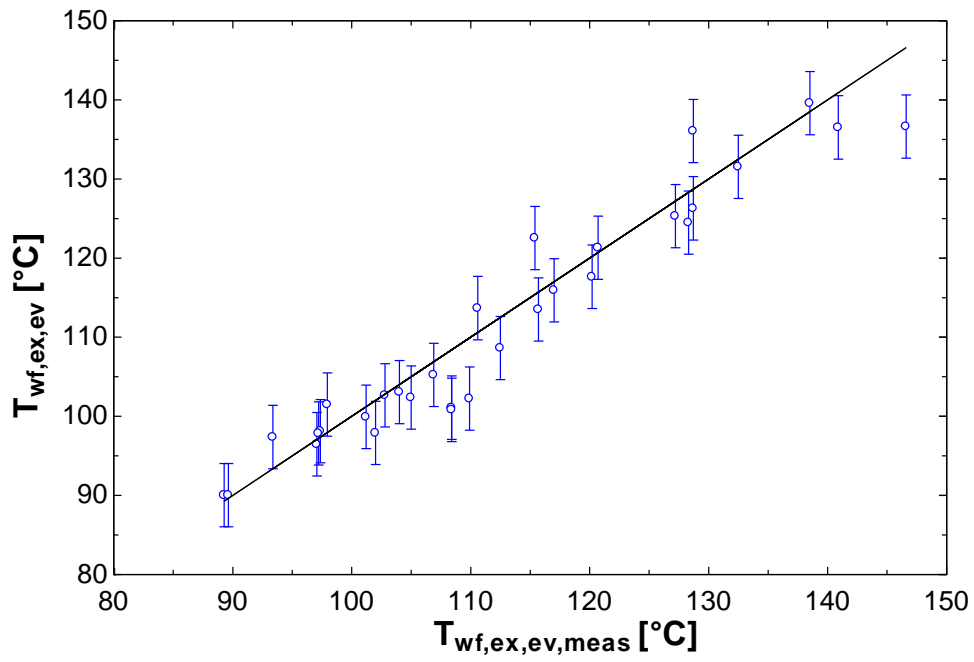


Figure 4.7: Températures de sortie du fluide calculées VS mesurées (barre d'erreur de 4K).

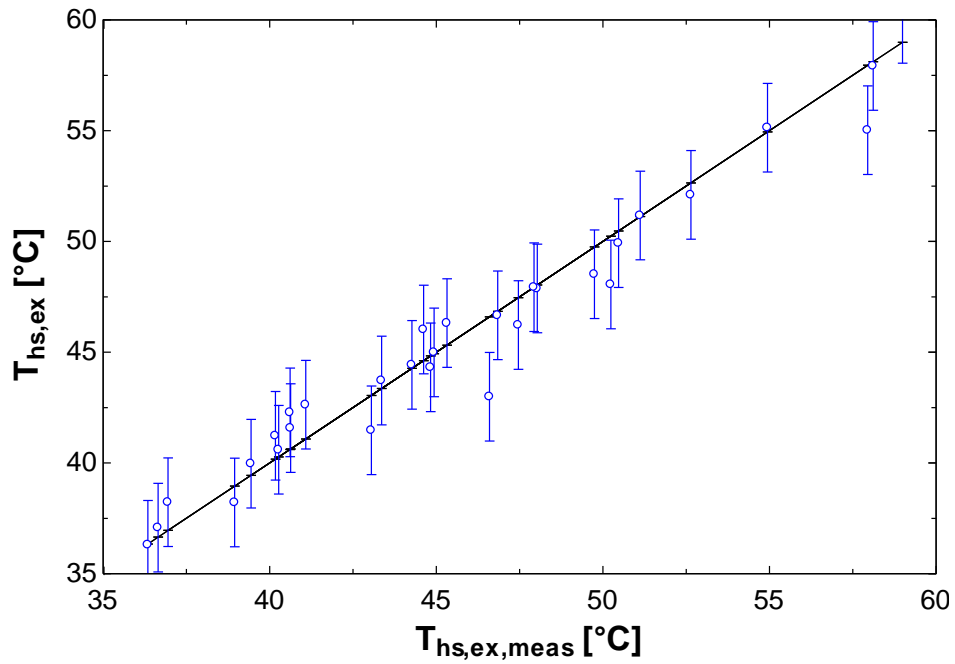


Figure 4.8: Températures de sortie de l'air calculées VS mesurées pour le flux 1 (barre d'erreur 3K).

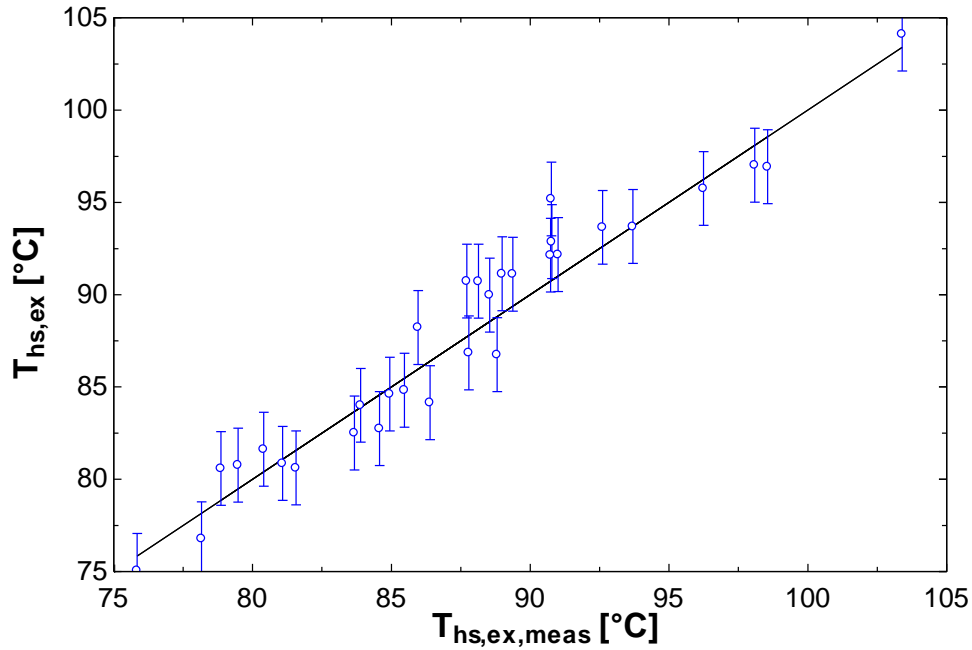


Figure 4.9: Températures de sortie de l'air calculée VS mesurées pour le flux 2 (barre d'erreur 2K).

4.3 Condenseur

Dans cette partie, nous considérons uniquement le condenseur et non le sous-refroidisseur. En effet, la mesure du débit d'eau dans ce dernier n'est pas accessible. De plus, le sous-refroidissement n'influence pas grandement le reste du système, la grandeur importante étant la pression fixée par le condenseur. Nous imposons donc un sous-refroidissement ΔT_{sub} constant.

4.3.1 Gaz incondensables

En observant les mesures de pression en sortie de condenseur, on constate qu'elle est supérieure à la pression de saturation à la température mesurée au même endroit. Cette observation s'explique par la présence d'un gaz incondensable (de l'air infiltré dans le circuit de fluide) dans le condenseur et le réservoir. La pression mesurée est donc la pression totale du mélange air/vapeur saturée et non la pression partielle de vapeur.

$$P_{meas} = P_{wf,p} + P_{inc,p}$$

$$P_{wf,p} = P_{sat}(T_{wf})$$

Ces gaz incondensables sont entraînés dans le circuit de fluide et s'accumulent principalement dans le réservoir et en partie dans le condenseur. Il est difficile de connaître la répartition de ces gaz dans l'échangeur et la pression partielle peut varier d'un endroit à un autre. Cependant, on s'attend à avoir une plus grande quantité d'incondensables en sortie de condenseur car ils sont entraînés par le fluide.

L'hypothèse d'une répartition uniforme se traduit par une pression partielle uniforme le long de l'échangeur : $P_{wf,su,cd} = P_{wf,p}$ et $P_{wf,ex,cd} = P_{wf,p}$. Les profils de température (courbe rouge sur la Figure 4.10) calculés suivant cette dernière hypothèse amènent des points de pincement négatif, ce qui est physiquement impossible.

En supposant que le gaz incondensable n'est pas présent à l'entrée et que sa quantité augmente le long du parcours du fluide, la pression du fluide en entrée serait la pression effectivement mesurée et celle à la sortie la pression partielle : $P_{wf,su,cd} = P_{meas} = P_{wf,ex,exp}$ et $P_{wf,ex,cd} = P_{wf,p}$. Cette deuxième hypothèse amène à des profils de température plausibles (courbe verte sur la Figure 4.10).

Ce phénomène est représenté sur la Figure 4.10. On peut y voir la courbe de saturation du fluide de travail dans un diagramme T-S. Deux isobares y sont représentées ; une correspondant à la pression mesurée P_{meas} et l'autre correspondant à la pression partielle $P_{wf,p}$ (pression de saturation à $T_{wf,ex,cd}$). La courbe bleue représente le profil de température de l'eau de refroidissement. La courbe rouge représente le profil de température du fluide de travail si la première hypothèse est prise. Les courbes bleu et rouge se croisent (pincement négatif) ce qui est physiquement impossible. La courbe verte représente un compromis entre l'absence de gaz incondensable (isobare noire) et la répartition uniforme de ces gaz (courbe rouge). Cette courbe verte correspond à la deuxième hypothèse et mène bien à un profil de température plausible.

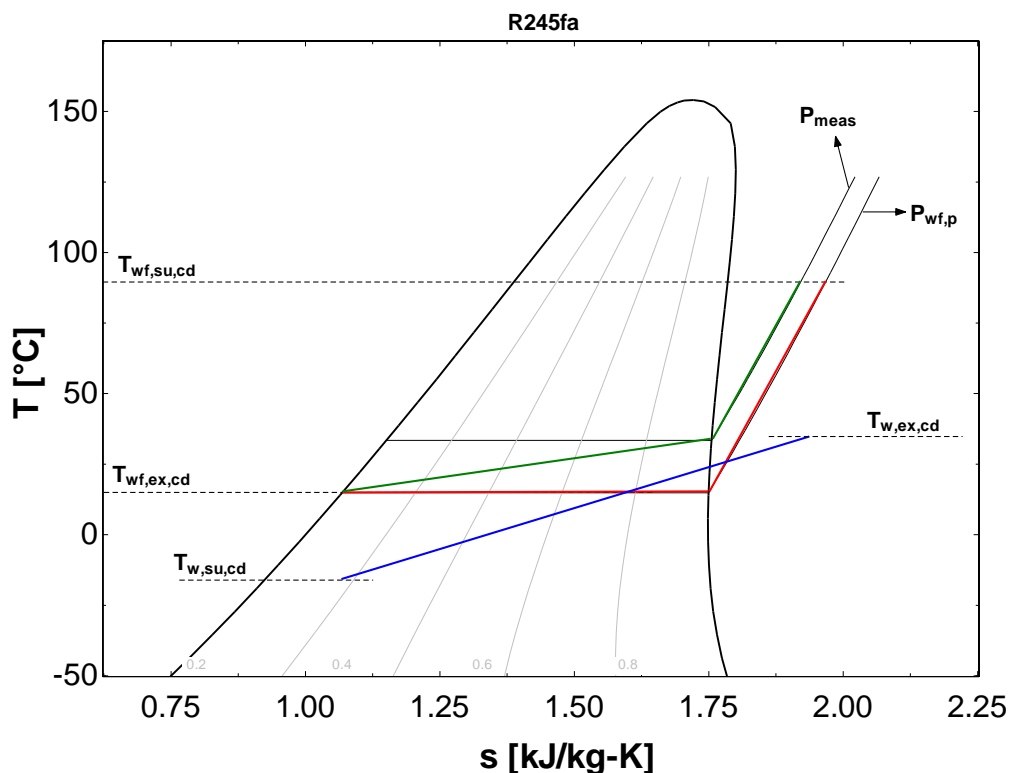


Figure 4.10: Profil de température et de pression dans le condenseur.

4.3.2 Paramètres

Le tableau ci-dessous (Tableau 4.4) résume les paramètres du modèle. Ils sont déterminés de la même façon que les paramètres de l'évaporateur. Puisque le modèle permet de calculer la pression de condensation, la fonction objectif à minimiser est cette fois l'erreur absolue moyenne sur les pressions et non sur les températures.

$U_{tp,n}$ [W/m ² /K]	382
$U_{v,n}$ [W/m ² /K]	570
$\dot{M}_{wf,n}$ [kg/s]	0.06455
$\dot{M}_{sf,n}$ [kg/s]	0.6392
m_{tp} [-]	0.8
m_v [-]	0
n_{tp} [-]	0
n_v [-]	0.3

Tableau 4.4: Paramètres du condenseur en régime stationnaire.

4.3.3 Résultats

Le graphique suivant (Figure 4.11) compare la pression mesurée et la pression calculée à l'aide du modèle. On peut voir que le modèle fournit des valeurs qui s'accordent très bien avec les mesures.

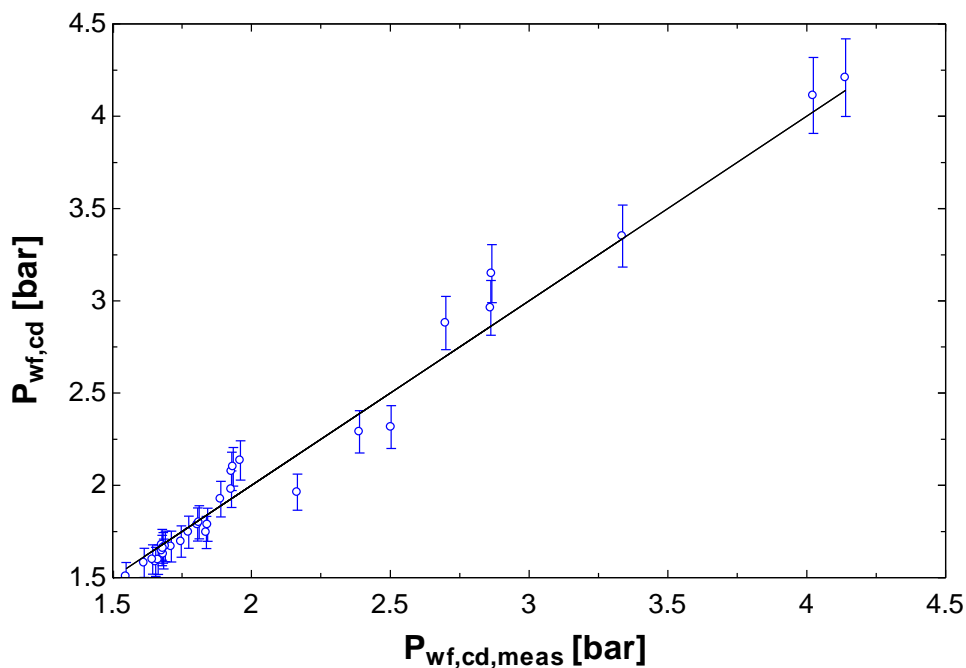


Figure 4.11: Pressions au condenseur mesurées VS calculées (barre d'erreur de 5%).

4.4 Expandeur

4.4.1 Paramètres

Le tableau suivant reprend les paramètres du modèle. La cylindrée et le rapport de volume interne sont des paramètres constructifs. La section A_{thr} est déterminée en minimisant l'erreur moyenne absolue sur la pression en entrée. Pour le couple T_{loss} , c'est l'erreur moyenne absolue sur la puissance à l'arbre qui est minimisée.

$V_s [cm^3]$	100
$r_{v,in} [-]$	3.789
$T_{loss} [N.m]$	1.898
$A_{thr} [mm^2]$	19.63

Tableau 4.5: Paramètres de l'expandeur.

4.4.2 Résultats

Sur les deux graphiques suivants (Figure 4.12 et Figure 4.13), on peut comparer les valeurs calculées et mesurées de la pression en entrée de l'expandeur et de la puissance produite. La pression est prédite avec une bonne précision. En effet, l'erreur est en dessous de 3% hormis pour quatre points. La prédiction de la puissance délivrée est moins bonne mais suffisante. Pour une meilleure précision, le modèle complet proposé précédemment au laboratoire (Lemort, et al., 2009) peut être utilisé.

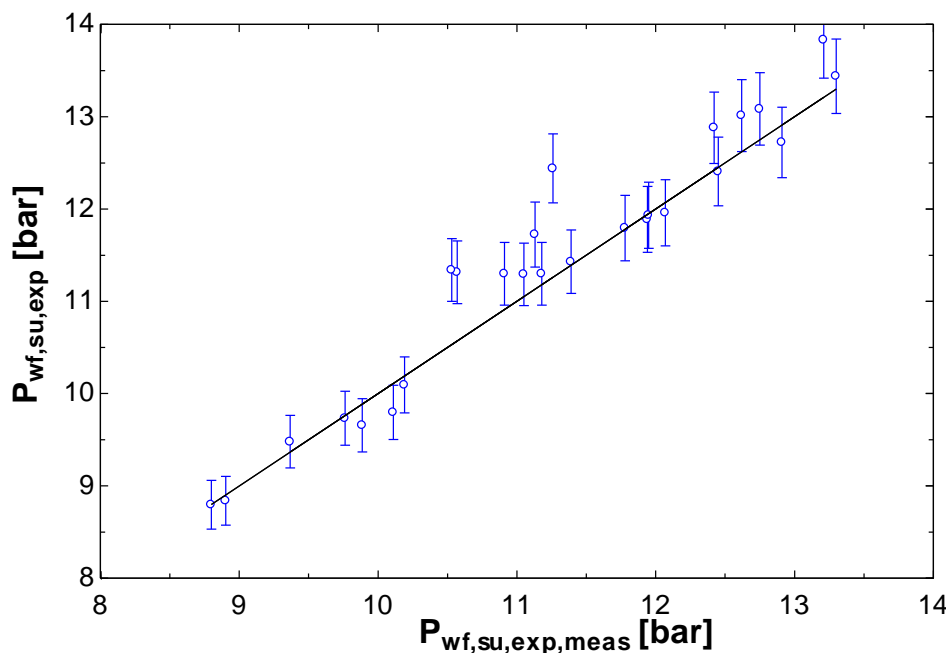


Figure 4.12: Pressions en entrée d'expandeur calculées VS mesurées (barre d'erreur 3%).

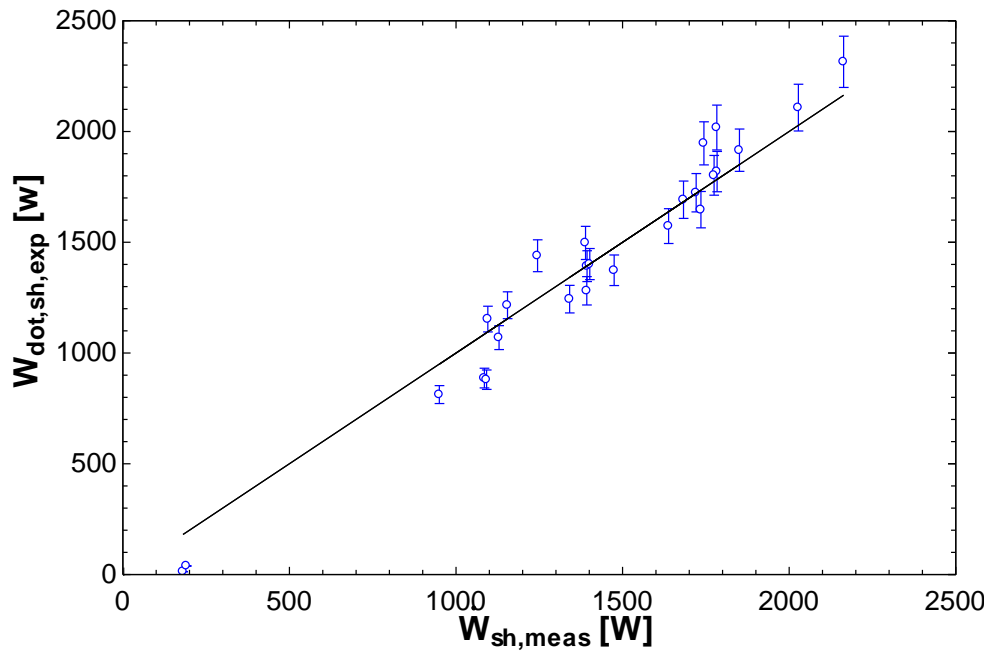


Figure 4.13: Puissances délivrées par l'expandeur calculées VS mesurées (barre d'erreur 5%).

4.5 Modèle du cycle

Comme mentionné plus haut, le modèle du cycle est validé sur base de trente-et-un tests réalisés avec du réfrigérant R245fa et validé une seconde fois sur base de onze tests réalisés avec du HFE7000.

4.5.1 Validation du modèle du cycle complet sur base des tests effectués avec du R245fa

Les résultats obtenus pour la température en sortie d'évaporateur, la pression à l'évaporateur, la pression au condenseur et la puissance à l'arbre de l'expandeur sont représentés sur les quatre graphiques suivants (Figure 4.14, Figure 4.15, Figure 4.16, Figure 4.17). On peut voir que, encore une fois, les valeurs prédites s'accordent bien avec les valeurs mesurées. La plus grande erreur commise est sur la puissance à l'arbre, cette imprécision est due à la simplification du modèle.

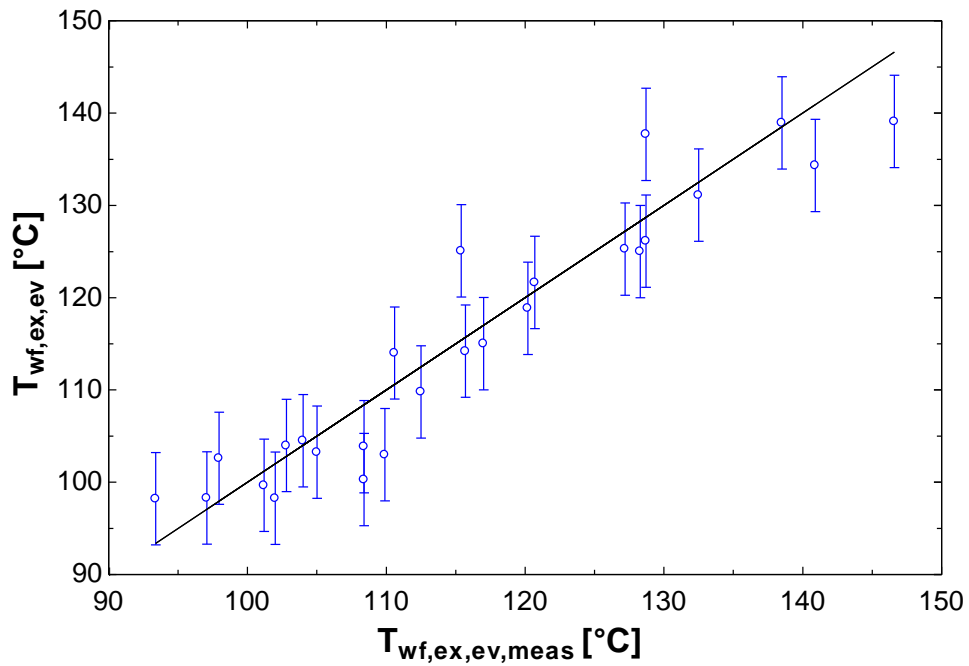


Figure 4.14: Températures calculées VS mesurées (barre d'erreur 5K) pour du R245fa.

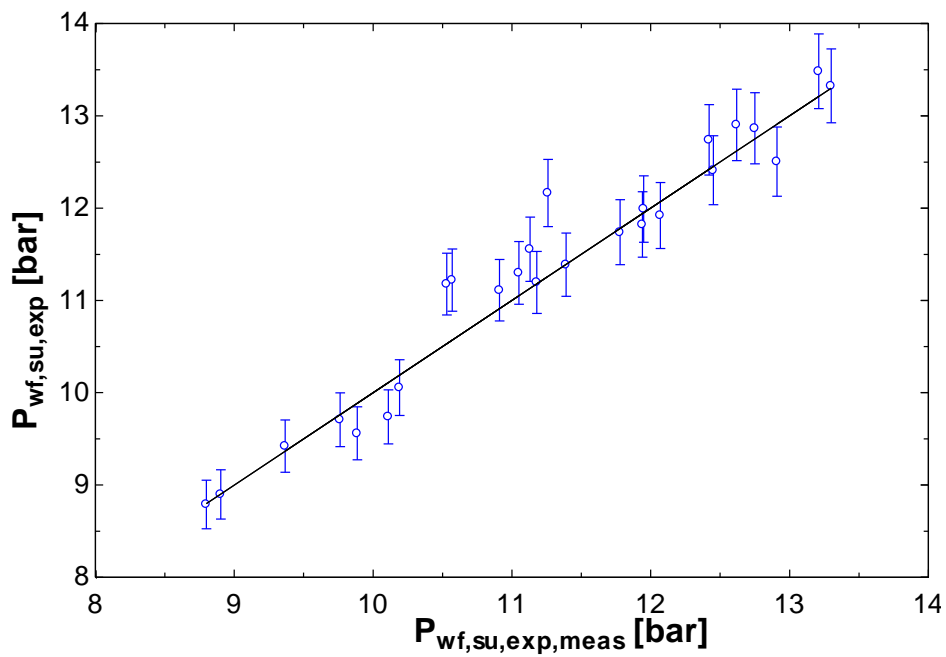


Figure 4.15: Pressions à l'évaporateur calculées VS mesurées (barre d'erreur 3%) pour du R245fa.

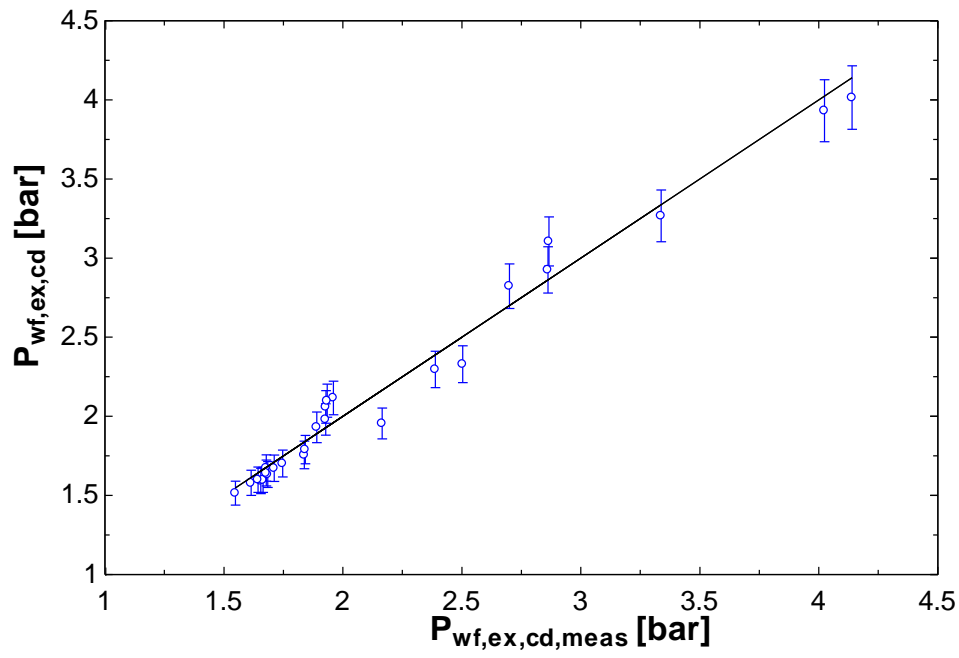


Figure 4.16: Pressions au condenseur calculées VS mesurées (barre d'erreur 5%) pour du R245fa.

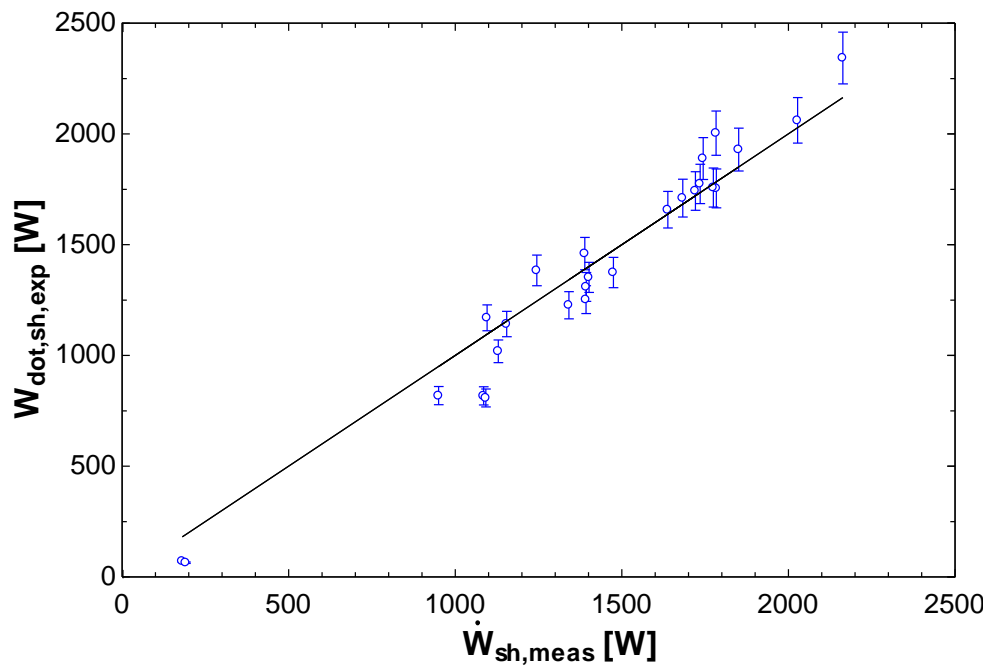


Figure 4.17: Puissances à l'arbre calculées VS mesurées (barre d'erreur 5%) pour du R245fa.

4.5.2 Validation du modèle du cycle complet sur base des tests effectués avec du HFE7000

Les résultats présentés dans cette section sont basés sur un set de onze tests réalisés avec du HFE7000 comme fluide de travail. Les seuls paramètres qui ont été adaptés, sont $U_{tp,cd,n}$ qui est passé de 382 à 156 W/m²/K et T_{loss} qui est passé de 1.898 à 3.25 Nm.

Les résultats obtenus pour la température en sortie d'évaporateur, la pression à l'évaporateur, la pression au condenseur et la puissance à l'arbre de l'expandeur sont représentés sur les quatre graphiques suivants (Figure 4.18, Figure 4.19, Figure 4.20 et Figure 4.21). La conclusion est la même que pour la validation avec du R245fa. On constate de plus que la précision est bonne sans adapter les autres paramètres.

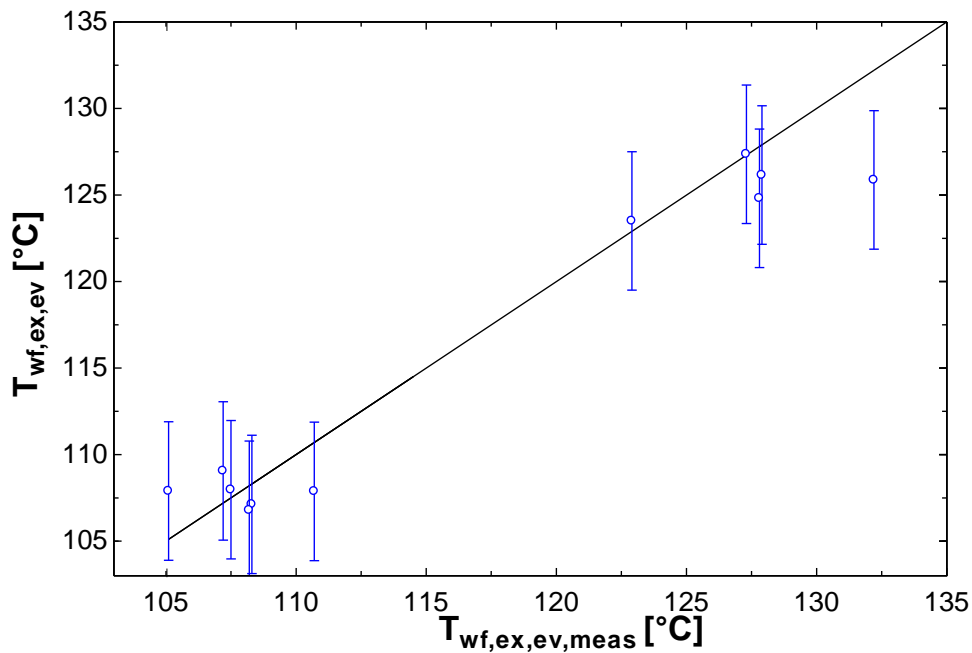


Figure 4.18: Températures calculées VS mesurées (barre d'erreur 4K) pour HFE7000.

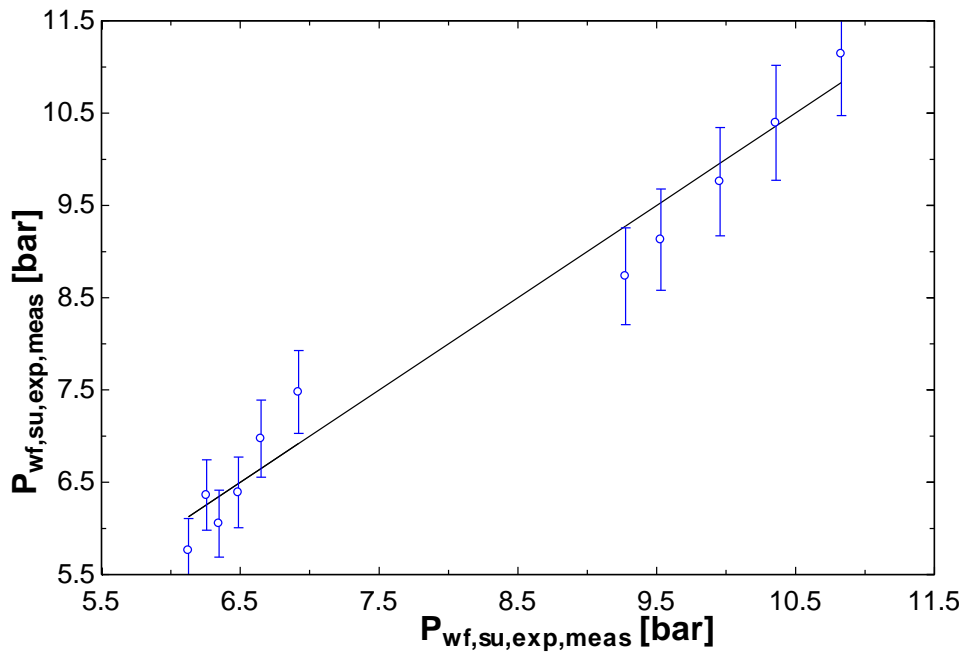


Figure 4.19: Pressions à l'évaporateur calculées VS mesurées (barre d'erreur 6%) pour HFE7000.

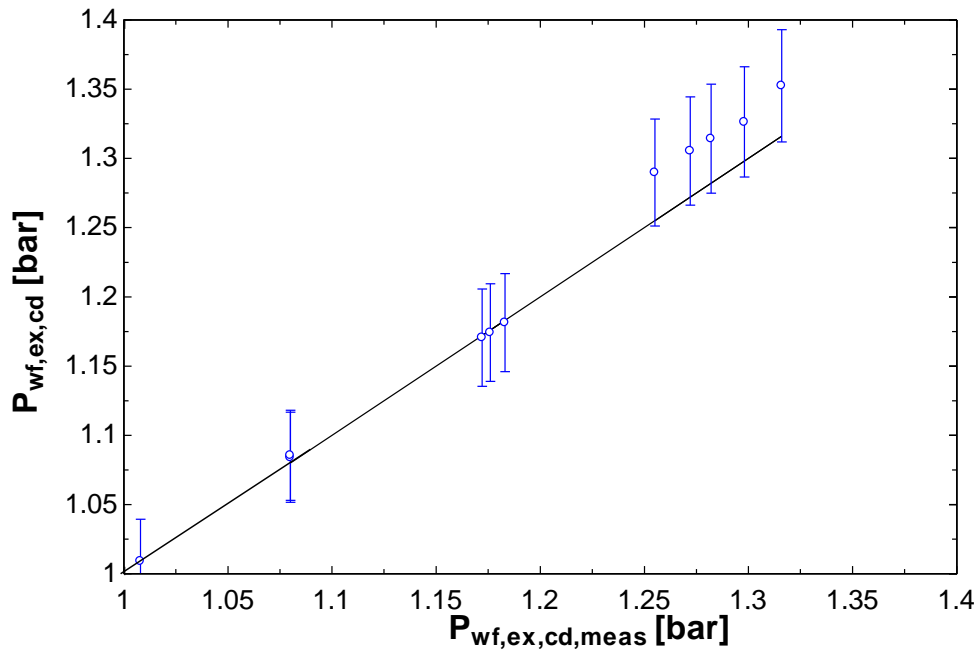


Figure 4.20: Pressions au condenseur calculées VS mesurées (barre d'erreur 3%) pour HFE7000.

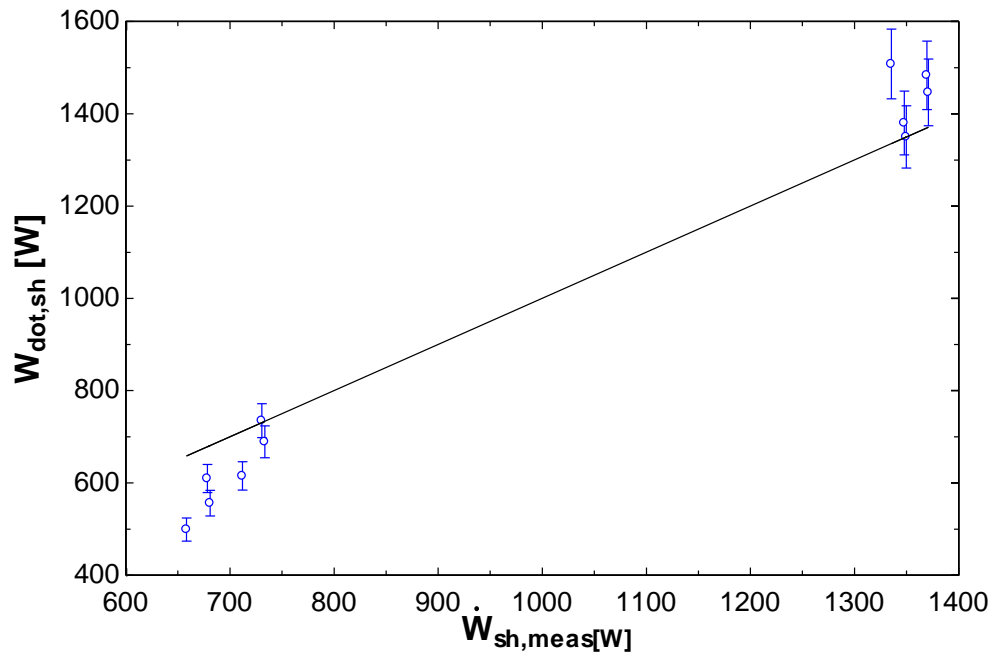


Figure 4.21: Puissances à l'arbre calculées VS mesurées (barre d'erreur 5%) pour HFE7000.

5 Modèle dynamique

5.1 Evaporateur

5.1.1 Equations de conservation

Considérons un élément d'échangeur de longueur finie. En appliquant le premier principe de la thermodynamique sur cet élément nous pouvons déduire deux équations de conservation d'énergie :

- Conservation de l'énergie du fluide :

$$\dot{Q}_f = \dot{H}_{f,ex} - \dot{H}_{f,su} + \frac{\partial U_f}{\partial t}$$

- Conservation de l'énergie au travers de la paroi :

$$M_w \cdot c_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} = \dot{Q}_w$$

où M_w est la masse de la paroi considérée et c_w [$J/K/kg$] sa capacité thermique massique.

Par souci de simplicité, le terme $\frac{\partial U_f}{\partial t}$ dans la première équation est négligé. On considère donc que le comportement dynamique de l'échangeur se concentre dans sa masse métallique.

L'équation de conservation de la masse, qui permettrait de tenir compte des éventuelles accumulations de masse au cours du temps, et l'équation de conservation de la quantité de mouvement ne sont pas prises en compte. Il s'ensuit que le débit est supposé constant le long de l'échangeur.

Comme pour le modèle stationnaire, les pertes de charge sont négligées.

5.1.2 Discrétisation spatiale

Le modèle conçu est un modèle discrétisé, c'est-à-dire que l'échangeur est découpé en $N - 1$ cellules de longueur égale (Figure 5.1). La surface d'échange de chaque partie est donnée par $A_i = \frac{A_{tot}}{N-1}$. L'équation de conservation d'énergie du fluide est appliquée sur chaque élément (pour les deux fluides) et l'équation de conservation au travers de la paroi en chaque nœud.

- Bilan sur chaque élément :

$$\dot{Q}_{wf,i} = \dot{M}_{wf} \cdot (h_{wf,i+1} - h_{wf,i})$$

$$\dot{Q}_{hs,i} = \dot{M}_{hs} \cdot (h_{hs,i} - h_{hs,i+1})$$

- Bilan sur chaque nœud :

$$\frac{\dot{Q}_w}{A_i} = \dot{q}_{w;i} = \dot{q}_{hs,i} - \dot{q}_{wf,i} = \frac{V_w}{A_i} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} = e_w \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \frac{\partial T_{w,i}}{\partial t}$$

Les flux de chaleur entre les fluides et la paroi sont donnés par :

$$\dot{q}_{wf,i} = \alpha_{wf,i} \cdot (T_{w,i} - T_{wf,i})$$

$$\dot{q}_{hs,i} = \alpha_{hs,i} \cdot (T_{hs,i} - T_{w,i})$$

où $\alpha [W/m^2/K]$ est le coefficient d'échange thermique par convection entre le fluide considéré et la paroi.

Pour relier les équations de flux en chaque nœud aux équations de conservation sur chaque élément, nous supposons que le flux de chaleur sur un élément est constant et est égal à la moyenne arithmétique des flux de chaleur aux nœuds délimitant cet élément. Le débit de chaleur sur un élément \dot{Q}_i est donc donné par:

$$\dot{Q}_i = A_i \cdot \frac{\dot{q}_i + \dot{q}_{i+1}}{2}$$

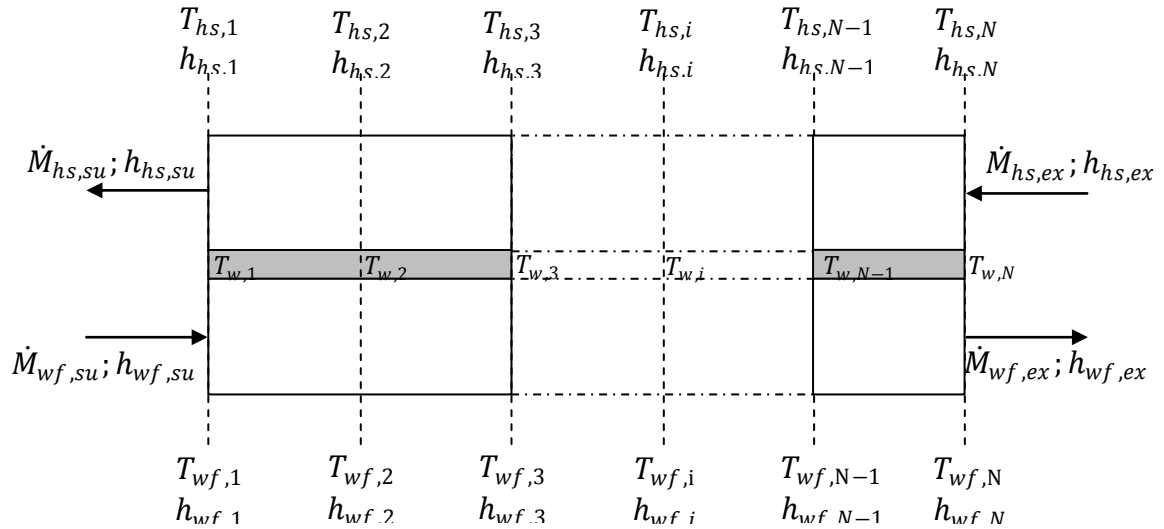


Figure 5.1: Discrétisation spatiale.

5.1.3 Discrétisation temporelle

L'équation différentielle est résolue dans le temps à l'aide d'une discrétisation temporelle. Cette méthode consiste à remplacer la dérivée temporelle par un quotient fini.

$$\left. \frac{\partial T_w}{\partial t} \right|_t = \frac{T_w(t + \Delta t) - T_w(t)}{\Delta t}$$

Cette approximation, appelée «différence finie avant », provient de la formule de Taylor. Δt est le pas de temps de la discrétisation temporelle.

On déduit de cette dernière équation que :

$$T_{w,i}(t + \Delta t) = \left. \frac{\partial T_{w,i}}{\partial t} \right|_t + T_{w,i}(t) = \frac{\dot{q}_{w,i}(t)}{e_w \cdot \rho_w \cdot c_w} + T_w(t)$$

5.1.4 Résolution numérique et algorithme

5.1.4.1 Résolution dans l'espace

En reprenant les équations présentées au §5.1.2, nous avons, du côté du fluide de travail, le système d'équations suivant sur chaque élément:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_i = \dot{M}_{wf} \cdot (h_{wf,i+1} - h_{wf,i}) \\ \dot{Q}_i = A_i \cdot \frac{\dot{q}_i + \dot{q}_{i+1}}{2} \\ \dot{q}_i = \alpha_i \cdot (T_{w,i} - T_{wf,i}) \\ \dot{q}_{i+1} = \alpha_{i+1} \cdot (T_{w,i+1} - T_{wf,i+1}) \end{array} \right.$$

Pour une pression donnée, l'enthalpie et la température sont liées entre elles par les équations d'état du fluide. Les coefficients d'échange peuvent être reliés à la température et au débit par des corrélations.

Si la température du fluide au nœud i , la température de paroi aux nœuds i et $i + 1$, la pression et le débit sont connus, il ne reste qu'une inconnue qui est l'enthalpie au nœud $i + 1$ et le système devient:

$$F(h_{i+1}) = 0$$

avec

$$\begin{aligned} F(h_{i+1}) &= \left[A_i \cdot \frac{\dot{q}_i + \dot{q}_{i+1}}{2} \right] - [\dot{M}_{wf} \cdot (h_{wf,i+1} - h_{wf,i})] \\ &= C + \frac{A_i}{2} \cdot \alpha_{i+1} \cdot (T_{w,i+1} - T_{wf,i+1}) - \dot{M} \cdot h_{i+1} \end{aligned}$$

où $C = \frac{A_i}{2} \cdot \dot{q}_i + \dot{M} \cdot h_i$.

Pour le coefficient d'échange par convection du fluide de travail, trois valeurs différentes sont choisies en fonction de l'état du fluide. Le fait d'avoir trois coefficients différents pour le fluide de travail rend la fonction $F(h_{i+1})$ discontinue ce qui pose problème pour trouver numériquement sa racine. Pour éviter ce problème, une transition linéaire entre deux coefficients d'échange est utilisée. Par exemple, pour la transition liquide/diphase, nous avons :

$$\alpha = \frac{\alpha_{tp} - \alpha_l}{w} \cdot \left(x - \frac{w}{2}\right) + \alpha_{tp}; \quad \forall x \in \left[-\frac{w}{2}; \frac{w}{2}\right]$$

Où x est la qualité de la vapeur définie par $x = \frac{h-h_l}{(h_v-h_l)}$.

Pour $w \neq 0$, la fonction $F(h_{i+1})$ est continue mais pas continument dérivable (Figure 5.2), la méthode de Newton-Raphson ne peut donc être utilisée pour trouver la racine. Par contre, la méthode de la bisection, moins rapide mais plus robuste, convient bien (Litt, 1999).

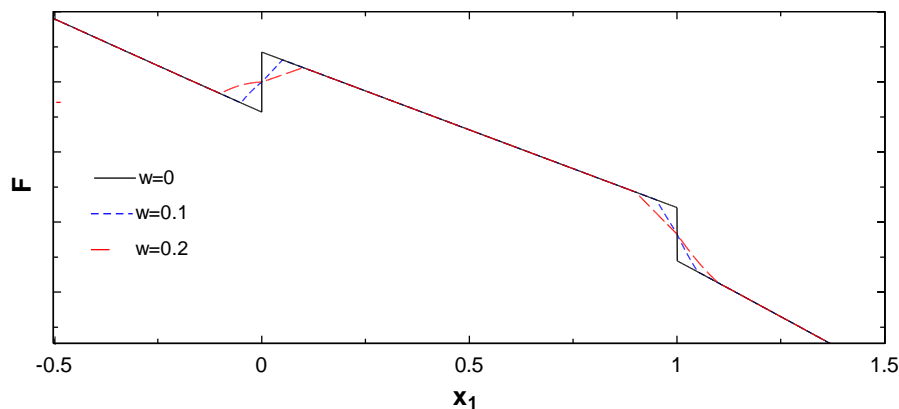


Figure 5.2: Influence de w sur $F(h_{i+1})$.

Comme pour le modèle stationnaire, les entrées du modèle sont les températures d'entrée, les pressions et les débits de chaque fluide. Ces valeurs correspondent aux valeurs au nœud 1. Si nous connaissons la valeur de la température de la paroi en chaque nœud au temps 0, nous pouvons, en résolvant $F(h_2) = 0$, calculer l'enthalpie du fluide au nœud 2 au temps 0 et ainsi de suite jusqu'au nœud N.

Le même raisonnement est applicable du côté de la source chaude mis à part que le coefficient d'échange par convection est choisi constant ce qui permet l'utilisation de la méthode de Newton-Raphson pour trouver la racine de F . Il faut toutefois noter que, contrairement au côté fluide de travail, les flux sont choisis positifs dans le sens fluide-paroi et que les valeurs en entrée correspondent aux valeurs en $i = N$.

En d'autres mots, si nous connaissons le profil de températures le long de la paroi, nous pouvons calculer les profils de température du fluide de travail et du fluide secondaire le long de l'échangeur.

5.1.4.2 Résolution dans le temps

En appliquant la formule du §5.1.3, nous pouvons calculer la température de paroi au nœud i à l'instant $t + \Delta t$ en fonction du flux de chaleur à la paroi et de la température de paroi au même nœud et à l'instant précédent. Nous devons donc connaître les valeurs initiales de ces températures pour résoudre le problème.

En d'autres mots, si nous connaissons le profil de température de paroi initial, nous pouvons calculer l'évolution de ce profil dans le temps en calculant les flux à chaque pas de temps.

5.1.4.3 Algorithme

Vu ce qui précède, connaissant l'évolution des entrées du modèle ($T_{wf,su}, T_{hs,su}, P_{wf,su}, P_{hs,su}, \dot{M}_{wf}, \dot{M}_{hs}$) il suffit de connaître la valeur initiale de la température de paroi en chaque nœud pour pouvoir calculer l'évolution des températures de sortie dans le temps. La Figure 5.3 représente l'organigramme de l'algorithme principal à gauche et celui de la procédure « WF » qui permet de calculer la température en sortie. Dans cette dernière, la fonction « U_{wf} » est une fonction qui permet de calculer α_{wf} en fonction de x et la procédure « Bisection » permet de trouver la racine de la fonction F selon la méthode de la bisection. La procédure « HS » est similaire à la procédure « WF » mis à part les différences expliqués au §5.1.4.1. Dans cet organigramme les variables écrites en gras représentent des vecteurs et la variable k est reliée au temps par $t = (k - 1) \cdot \Delta t$.

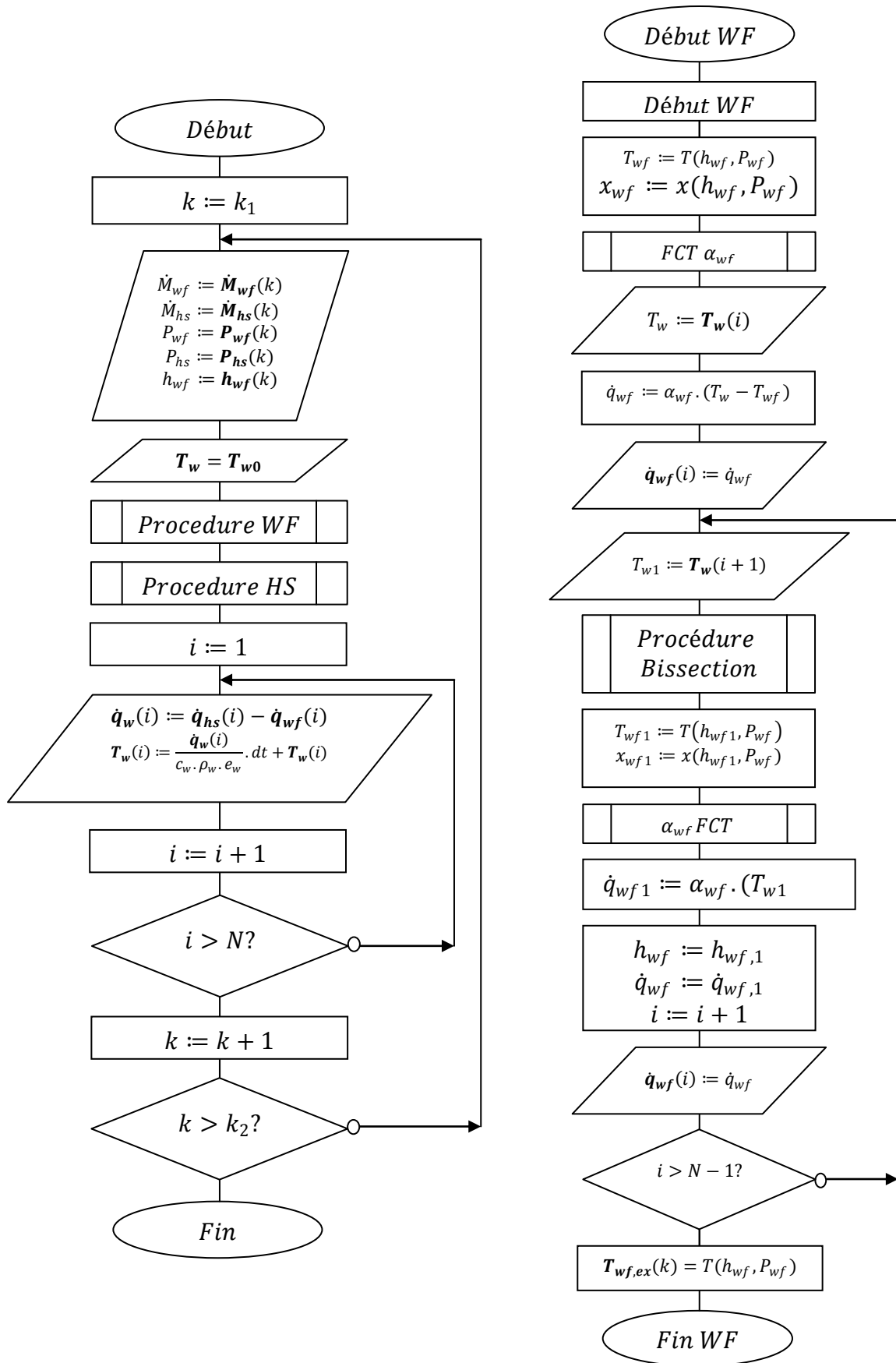


Figure 5.3: Organigramme de résolution numérique.

5.1.5 Etude paramétrique

L'influence de différents paramètres numériques sur les résultats du modèle est analysée. Pour cette analyse, les entrées du modèle sont les suivantes :

$$\dot{M}_{wf} = 0.025 \frac{kg}{s}; \dot{M}_{hs} = 0.15 \frac{kg}{s}$$

$$P_{wf} = 9 \text{ bar}; P_{hs} = 3.5 \text{ bar}$$

$$T_{wf, su} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

Afin d'évaluer le comportement du modèle lors de variations des caractéristiques de la source chaude, sa température d'entrée varie selon la courbe représentée sur la Figure 5.4. Il y a donc deux paliers de température, un à 120 °C et l'autre à 160 °C.

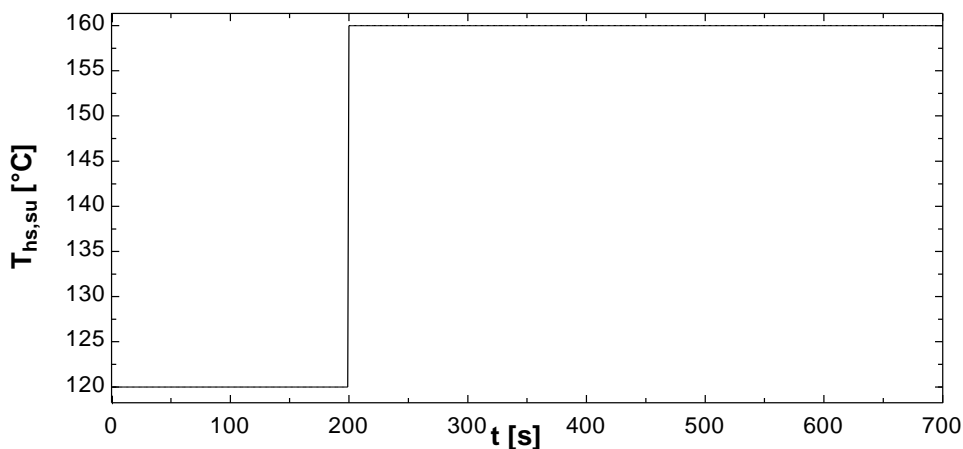


Figure 5.4 : Profil de température d'entrée de la source chaude.

Le pas de temps est fixé à 1 s et les coefficients d'échange sont :

$$\alpha_l = 73 \frac{W}{m^2 \cdot K}; \alpha_{tp} = 600 \frac{W}{m^2 \cdot K}; \alpha_v = 132 \frac{W}{m^2 \cdot K}; \alpha_{hs} = 600 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Les paramètres étudiés sont :

- w : l'intervalle sur lequel on interpole α_{wf}
- $N - 1$: le nombre d'éléments considérés

Lorsqu'un paramètre varie, afin d'étudier son influence, l'autre paramètre est fixé à une valeur constante. Ces valeurs sont :

$$N = 10; w = 0.2$$

5.1.5.1 Influence de w

Le paramètre w représente l'intervalle sur lequel on interpole linéairement les coefficients d'échange du côté du fluide de travail (Figure 5.5).

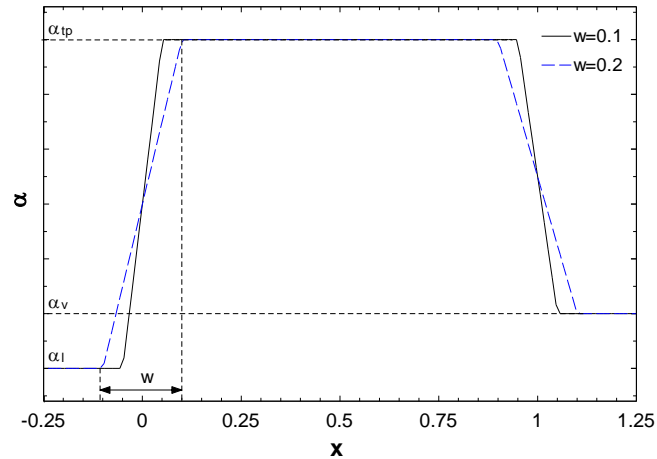


Figure 5.5: $\alpha_{wf}(x)$ et influence de w .

Ce paramètre influence la convergence et les résultats. Une valeur trop petite entraînerait des problèmes de convergence et une valeur trop grande éloignerait la courbe $\alpha_{wf}(x)$ de la courbe réelle. La Figure 5.6 montre l'évolution des températures du fluide de travail en chaque nœud pour $w = 0.001$, $w = 0.01$, $w = 0.1$ et $w = 0.2$. Lorsque w est plus petit que 0.001, le modèle ne converge pas. On peut observer sur ces graphiques que, plus w est grand, moins il y a d'oscillations numériques.

Pour $w = 0.001$ et $w = 0.1$, le modèle ne se stabilise pas dans la première partie ($t \in [0,200]$). Ce phénomène est dû au fait que la surchauffe est faible et que le dernier élément est à cheval sur la zone de transition diphasique/vapeur. Pour des conditions où la surchauffe est plus élevée, plusieurs éléments sont sur la zone vapeur et les oscillations sont amorties. Ce cas mis à part, le modèle converge vers la même température pour les différentes valeurs de w . Ce sont donc les transitions qui sont affectées par ce paramètre.

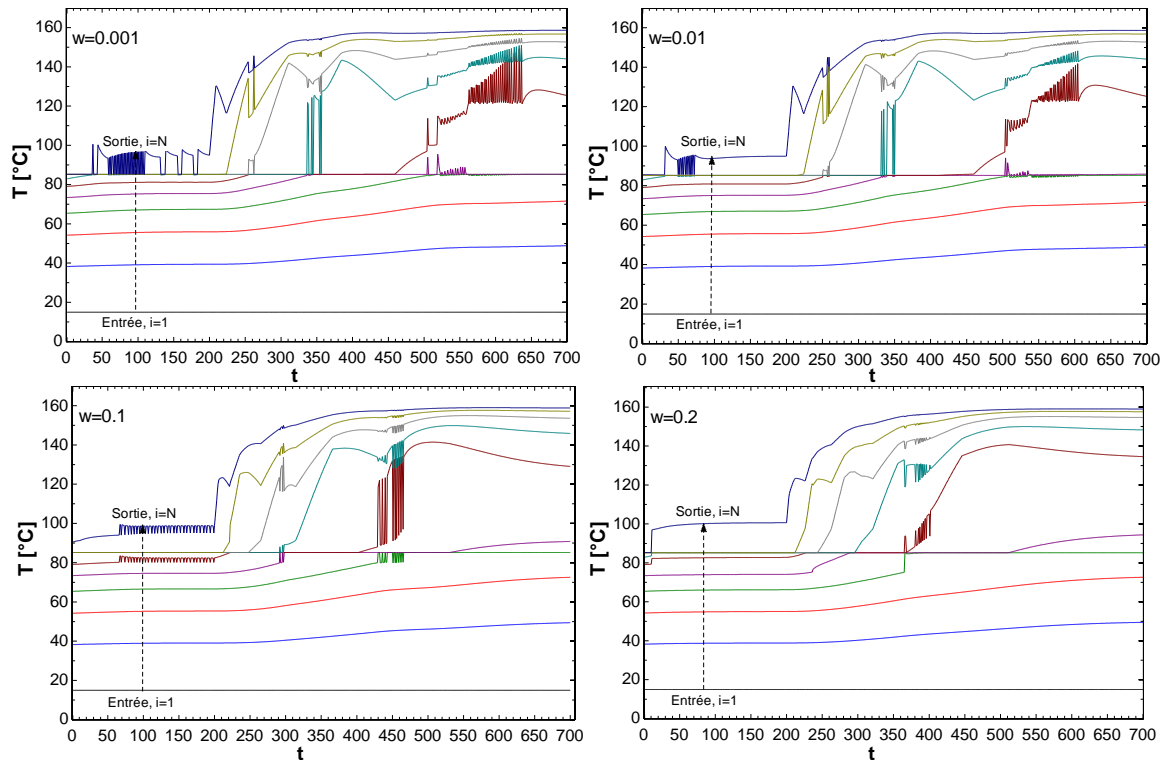


Figure 5.6: Influence de w .

5.1.5.2 Influence de N

Ce paramètre détermine le nombre de nœuds considérés. Plus ce nombre d'éléments augmente, et plus les résultats doivent se rapprocher de la solution réelle. Augmenter le nombre d'éléments permet aussi de diminuer les oscillations numériques.

Lorsque $N < 7$, les résultats obtenus sont incohérents car la température du fluide en certains nœuds dépasse celle du nœud suivant ce qui est évidemment impossible. Ce phénomène est illustré sur la Figure 5.7 pour $N=6$ où la température aux nœuds 4 et 5 dépasse la température de sortie au point de dépasser la température d'entrée de la source chaude.

La Figure 5.6 ci-dessus montre que, pour les valeurs de paramètres choisis, les résultats sont entachés d'oscillations numériques. Augmenter le nombre d'éléments permet de les réduire et, si N est assez grand, elles disparaissent. La Figure 5.8 montre que, pour $N=30$, les résultats sont affranchis d'oscillations.

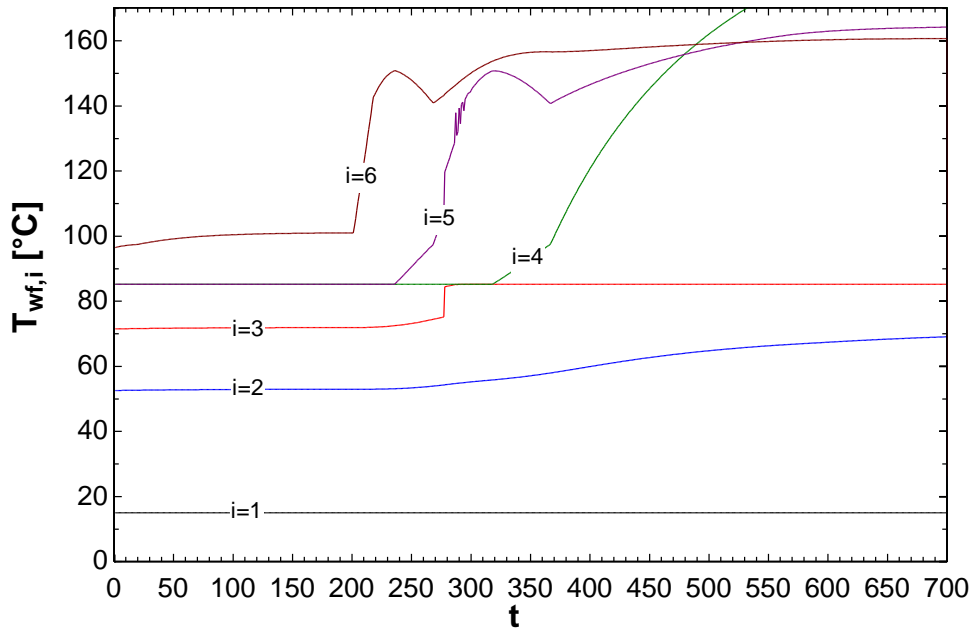


Figure 5.7: Résultats incohérents obtenus pour $N=6$.

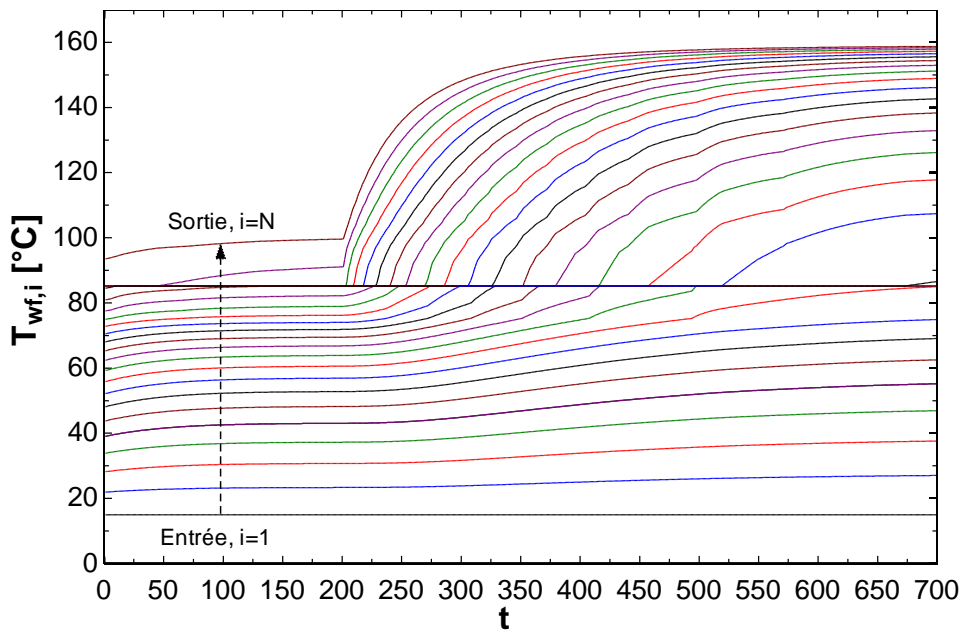


Figure 5.8: Résultats affranchis d'oscillations pour $N=30$.

L'influence du nombre d'éléments sur la température en sortie lorsqu'elle est stabilisée est montrée sur la Figure 5.9 pour $t=200$ s et la Figure 5.10 pour $t=700$ s. On voit que sa valeur tend vers une solution unique. Si l'allure de la courbe pour le premier palier de température ($T_{hs,su} = 120$ °C, $t \in [0,200]$, voir Figure 5.4) a une allure différente que celle pour le deuxième palier ($T_{hs,su} = 160$ °C, $t \in [0,700]$, voir Figure 5.4) c'est encore une fois dû à la faible surchauffe dans cet intervalle. En effet, à partir de $N=15$, le dernier élément n'est plus à cheval sur la transition diphasique/vapeur et la courbe a une allure d'exponentielle décroissante.

On constate cependant que les variations sont faibles (5 K pour le premier palier et 0.8K pour le deuxième). N=10 est donc suffisant.

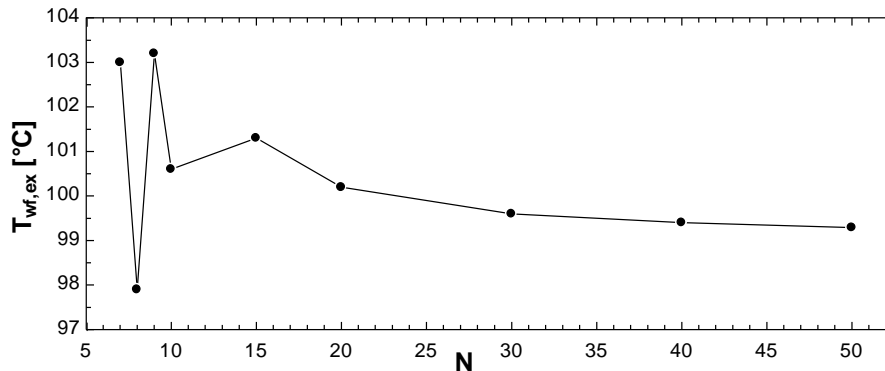


Figure 5.9: $T_{wf,ex}$ en fonction de N pour le premier palier de température.

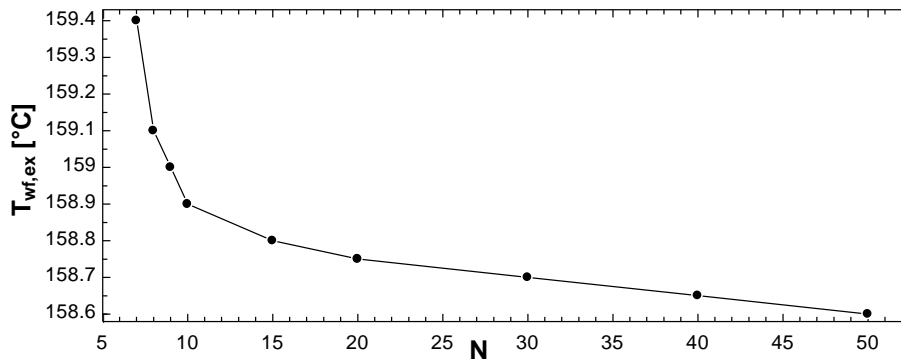


Figure 5.10: $T_{wf,ex}$ en fonction de N pour le deuxième palier de température.

5.2 Condenseur

Le modèle utilisé pour le condenseur est le même que celui utilisé pour l'évaporateur. Cependant, le condenseur doit imposer la pression par l'intermédiaire du réservoir. Ce dernier doit donc être modélisé afin de prédire la pression en régime dynamique.

5.2.1 Réservoir

Au § 3.3, on impose une qualité de vapeur nulle en entrée de réservoir (liquide saturé). Cette description est correcte en régime stationnaire mais ne l'est plus en régime dynamique.

En effet, en régime dynamique, le réservoir est toujours adiabatique mais son énergie interne peut varier dans le temps, ce qui n'était pas le cas en régime stationnaire. L'équation de conservation de l'énergie dans le réservoir, en négligeant les éventuelles accumulations de masse dans celui-ci, s'écrit comme suit:

$$M_{wf,res} \cdot \frac{\partial u_{res}}{\partial t} = \dot{H}_{su,res} - \dot{H}_{ex,res} = \dot{M}_{wf,res} \cdot (h_{su,res} - h_{ex,res})$$

Maintenant que le terme $\frac{\partial u_{res}}{\partial t}$ n'est plus nécessairement nul, l'enthalpie en sortie du premier échangeur peut être différente de celle en sortie de réservoir. Par contre, l'enthalpie du fluide sortant du réservoir est toujours l'enthalpie du liquide saturé ($h_{ex,res} = \text{Enthalpie}(P = P_{res}; x = 0)$).

Comme le fluide dans le réservoir est saturé, son énergie interne dépend uniquement de la pression, $u_{res} = f(P_{res})$ (la température étant la température de saturation pour la pression donnée). Inversement, connaissant l'énergie interne dans le réservoir, on peut calculer la pression qui y règne, $P_{res} = f(u_{res})$.

Le système d'équations suivant permet ce calcul si l'on connaît le volume du réservoir V_{res} et la masse de fluide $M_{wf,res}$ contenue dans celui-ci.

$$\begin{cases} M_{wf,res} \cdot u_{res} = \rho_l \cdot V_l \cdot u_l + \rho_v \cdot V_v \cdot u_v \\ V_l + V_v = V_{res} \\ \rho_l \cdot V_l + \rho_v \cdot V_v = M_{wf,res} \end{cases}$$

Les propriétés du fluide u et ρ sont calculées pour une pression donnée et pour une qualité $x = 0$ pour l'indices l et $x = 1$ pour l'indice v .

5.2.2 Discrétisation temporelle

Comme pour l'équation de conservation d'énergie au travers de la paroi de l'échangeur, l'équation différentielle de conservation d'énergie dans le réservoir est résolue grâce à une discrétisation temporelle.

$$u_{res}(t + \Delta t) = \frac{\dot{M}_{wf,res}(t) \cdot (h_{su,res}(t) - h_{ex,res}(t))}{M_{wf,res}} \cdot \Delta t + u_{res}(t)$$

Si on connaît la pression au temps t , le modèle de l'échangeur permet de calculer l'enthalpie en entrée de réservoir au même instant. En utilisant la formule ci-dessus, on peut calculer l'énergie interne au pas de temps suivant et donc, comme $P_{res} = f(u_{res})$, la pression au pas de temps suivant.

5.2.3 Résolution numérique

Comme le modèle d'échangeur est identique, la résolution numérique l'est également hormis le fait que la pression n'est plus une entrée mais bien une sortie. Il faut donc, à chaque pas de temps, calculer la pression au pas de temps suivant à l'aide de la formule présentée au §5.2.2. Pour cela nous devons imposer, en plus de la température initiale en chaque nœud, la pression initiale.

5.3 Pompe

Le modèle de la pompe est le même que celui utilisé en régime stationnaire. Le moment d'inertie du rotor et du moteur électrique est négligé.

5.4 Expandeur

Comme pour la pompe, le modèle de l'expandeur utilisé est identique à celui utilisé en régime stationnaire. Idéalement, il faudrait tenir compte du moment d'inertie de l'organe rotatif mais son influence sur le système est supposée négligeable.

5.5 Modèle du cycle complet

Comme pour le modèle stationnaire, le modèle du cycle est obtenu en connectant les différents composants entre eux.

Pour le couplage entre l'évaporateur et l'expandeur, ce dernier devant imposer la pression dans l'évaporateur, la pression initiale est imposée. La pression au temps t sera calculée avec les conditions d'entrée à l'expandeur au temps $t - \Delta t$.

6 Validation du modèle dynamique

Les modèles dynamiques de l'évaporateur et du condenseur sont validés grâce à des tests réalisés sur le banc d'essai décrit au §4.1. Malheureusement, l'expandeur n'était pas disponible au moment des essais, c'est pourquoi le modèle du cycle complet ne peut être validé en régime dynamique. Toutefois, les résultats expérimentaux permettront de valider l'ensemble des composants présentés précédemment et décrits en régime dynamique. La détente du fluide a été réalisée au travers de la vanne de bypass. Le fluide utilisé lors de ces tests est du R425fa.

6.1 Evaporateur

Pour modéliser le régime dynamique de l'évaporateur, des échelons de température de la source chaude ont été réalisés. Cette source chaude possédant également une certaine inertie, il est impossible de réaliser des variations instantanées. De plus, pour faire varier la température de cette source chaude, le débit de la source doit également varier (Figure 6.1).

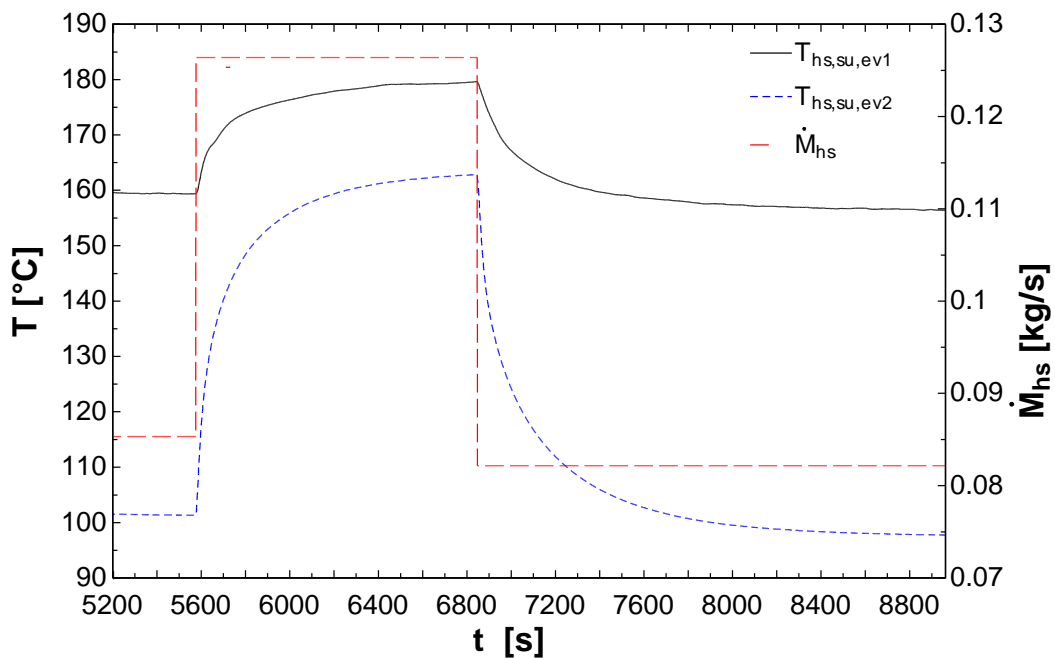


Figure 6.1: Profil de température et de débit de la source chaude.

Les valeurs des paramètres utilisés sont résumées dans le Tableau 6.1.

N	10
W	0.2
Δt [s]	1
c_w [J/kg/K]	480
ρ_w [kg/m ³]	8225
e_w [mm]	1
α_{hs} [W/m ² /K]	400
$\alpha_{wf,l}$ [W/m ² /K]	90
$\alpha_{wf,tp}$ [W/m ² /K]	500
$\alpha_{wf,v}$ [W/m ² /K]	100

Tableau 6.1: Paramètres du modèle dynamique de l'évaporateur.

Les tests ont été effectués avec une seule pompe en marche. Seuls les évaporateurs 1 et 2 (Figure 4.2) sont parcourus par un débit de réfrigérant.

6.1.1 Températures

Les résultats obtenus pour les températures de sortie du fluide sont présentés à la Figure 6.2 et à la Figure 6.3. On y voit que les valeurs calculées s'accordent très bien avec les valeurs mesurées.

Dans les conditions réalisées lors des essais, lorsque la température d'air est basse, le fluide sort de l'évaporateur 1 sous forme diphasique et la surchauffe a lieu dans l'évaporateur 2. La légère différence entre les températures mesurées et calculées dans ces conditions ne peut être due qu'à une légère erreur sur la mesure de pression (la température étant la température de saturation). On remarque aussi de petites oscillations numériques, cependant elles n'affectent pas beaucoup les résultats et l'erreur commise reste très faible.

Pour l'évaporateur 2, la température calculée s'accorde un peu moins bien que pour l'évaporateur 1, surtout sur la partie décroissante. Cette erreur pourrait s'expliquer par le fait que les coefficients d'échange ont été fixés à une valeur constante. En réalité ces coefficients varient avec le débit et les conditions de pression et de température. Mais, encore une fois, l'erreur reste faible et est inférieure à 4.5 K en $t=9000$ s.

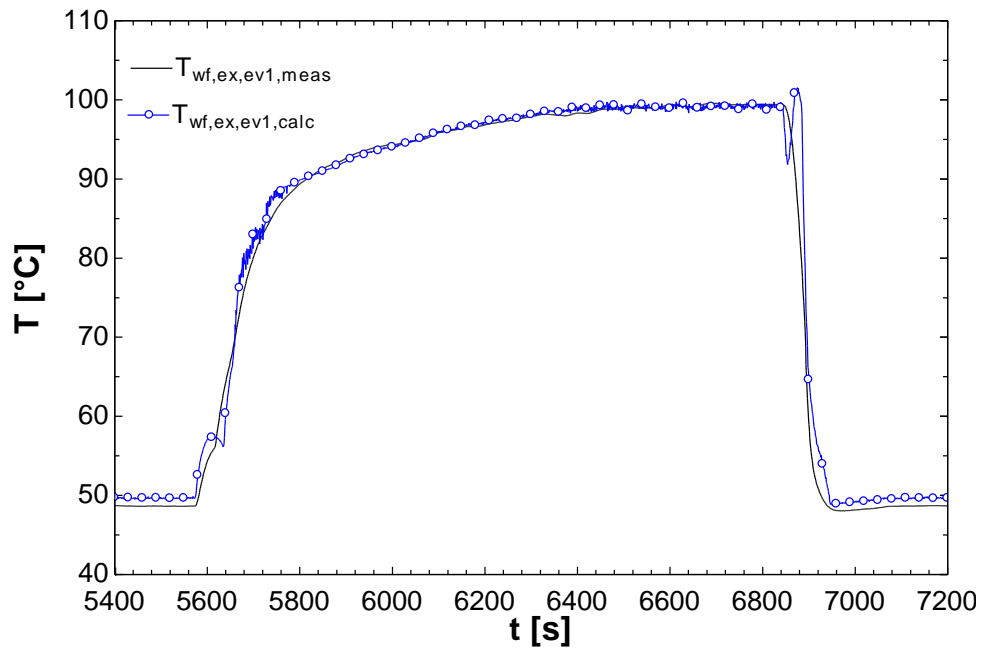


Figure 6.2: Température de sortie de l'évaporateur 1, calculées VS mesurées (symboles toutes les 30 secondes).

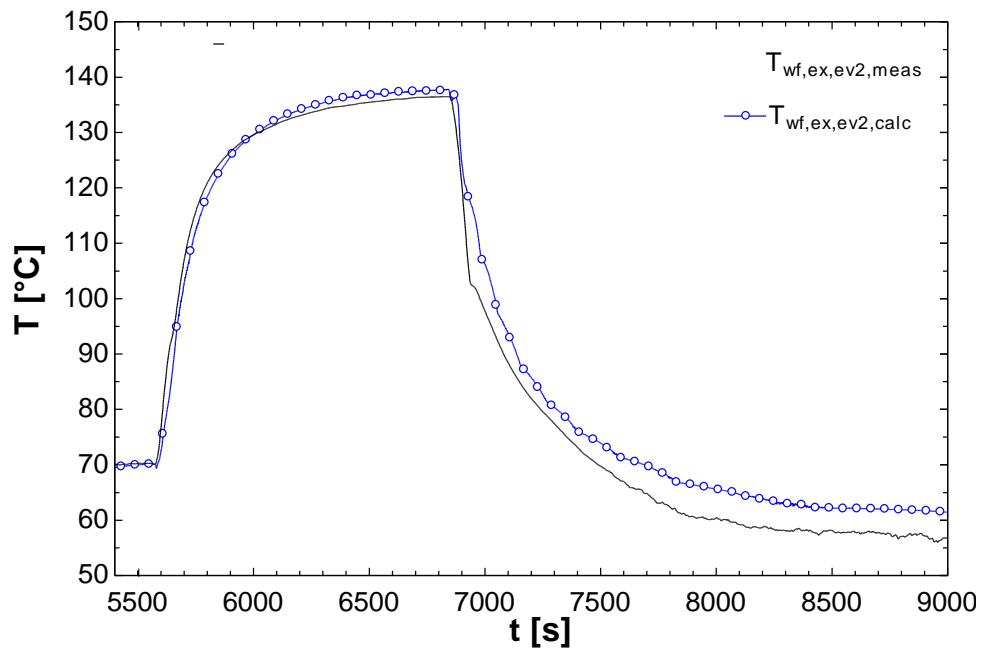


Figure 6.3: Température de sortie de l'évaporateur 2, calculées VS mesurée (symboles toutes les 60 secondes).

6.1.2 Flux de chaleur

Les résultats pour les flux de chaleur reçus par le fluide de travail et cédés par l'air chaud sont montrés sur les deux graphiques suivants (Figure 6.4). On peut y voir que les flux se stabilisent bien aux mêmes valeurs.

Pour l'évaporateur 1 (graphique de gauche), le flux de chaleur côté air augmente (diminue) plus rapidement que le flux de chaleur côté fluide de travail. Ce retard montre bien que la paroi entre les deux fluides emmagasine (conserve) de l'énergie avant de la transmettre au fluide de travail.

Le graphique représentant les flux pour l'évaporateur 2 (graphique de droite) a une allure un peu plus particulière. En effet, lorsque la température et le débit du flux d'air augmentent, le flux côté air a tendance à augmenter car la paroi ne monte pas en température. Le flux côté fluide de travail a tendance à diminuer car la température en entrée augmente (la température en sortie de l'évaporateur 1 augmente). Finalement les flux finissent par se stabiliser à la même valeur. Le phénomène inverse est observé lorsque la température et le débit du flux d'air diminuent.

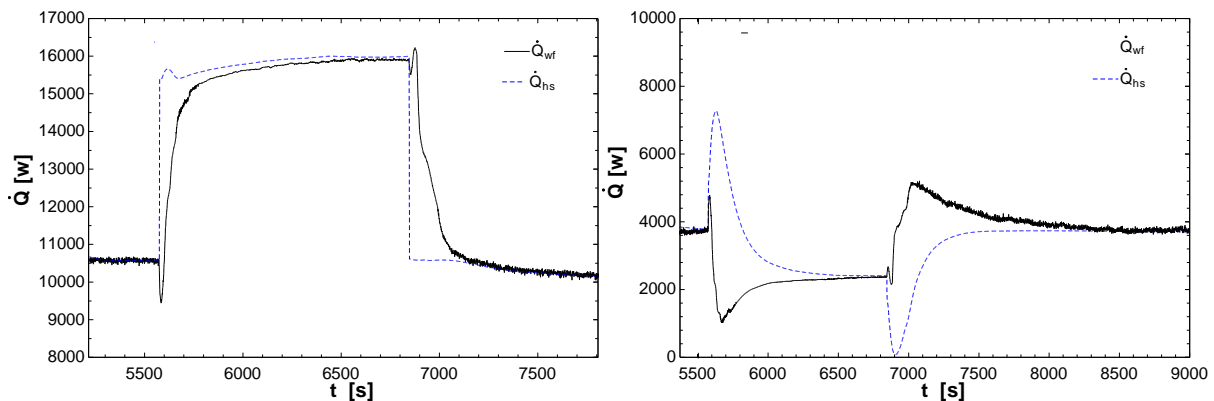


Figure 6.4: Flux de chaleur côté fluide de travail et côté source de chaleur pour l'évaporateur 1 à gauche et pour l'évaporateur 2 à droite.

Le graphique de la Figure 6.5 compare les flux de chaleur calculés et mesurés. Les flux représentés sont les flux reçus par le fluide sur les deux échangeurs au cours du temps. Les calculs s'accordent bien avec les mesures. En effet l'erreur est inférieure à 5% sur toute la durée de la simulation. Il reste cependant une légère différence sur la phase décroissante. Cette différence correspond à la différence de température visible sur la Figure 6.3.

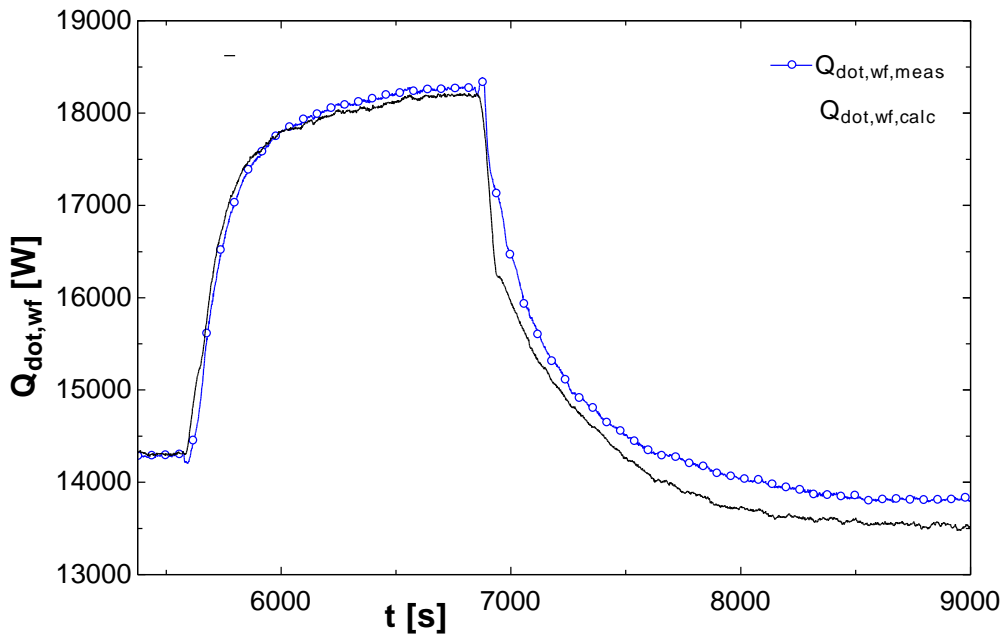


Figure 6.5: Flux de chaleur reçus par le fluide de travail calculés VS mesurés (symboles toutes les 60 secondes).

Enfin, le Tableau 6.2 présente l'énergie totale transférée sur l'évaporateur. Il montre une comparaison entre les valeurs calculées et mesurées aussi bien pour le fluide de travail que pour la source chaude. L'erreur commise par le modèle par rapport aux mesures est de 1%. L'erreur sur le bilan du modèle est de 0.19%.

	Calcul	Mesure	Erreur relative
Q_{wf} [MJ]	58.96	58.37	1%
Q_{hs} [MJ]	58.85	59.49	1%
Erreur relative de bilan	0.19%	2%	

Tableau 6.2: Bilan d'énergie sur l'évaporateur.

6.2 Condenseur

Pour faire varier la pression au condenseur, le débit d'eau a été modifié. Ces variations sont instantanées car il suffit de modifier l'ouverture de la vanne d'alimentation. L'évolution du débit au cours du temps est représentée à la Figure 6.6. On y voit également l'évolution de la température d'entrée du fluide de travail qui influence également la pression au condenseur.

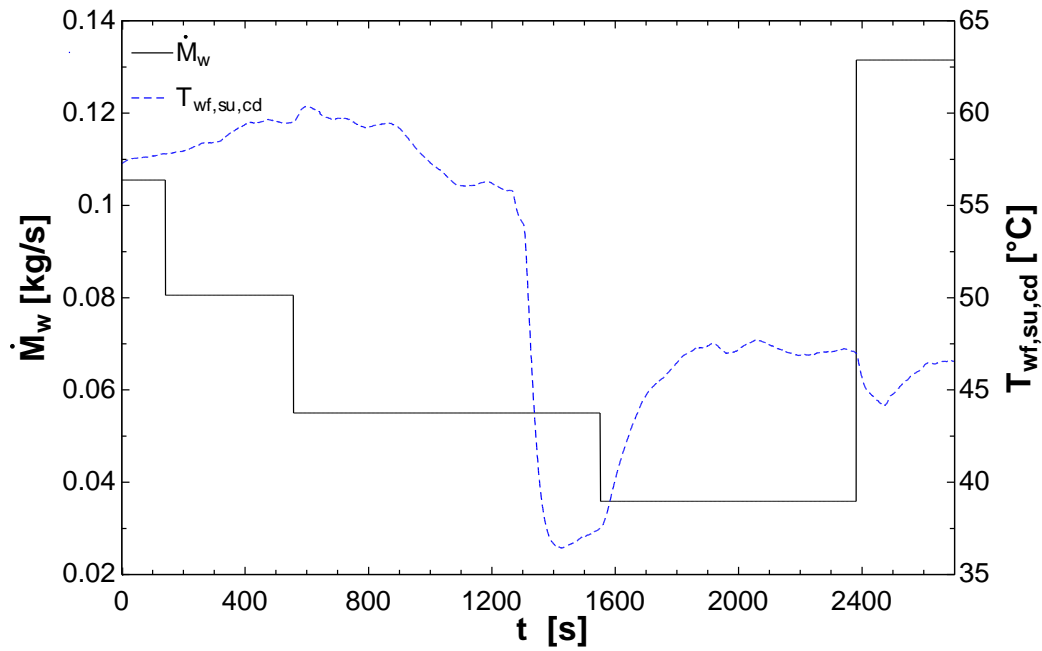


Figure 6.6: Profil du débit d'eau et de la température d'entrée du fluide de travail.

Les valeurs des paramètres utilisés sont résumées dans le Tableau 6.3.

N	10
W	0.2
Δt [s]	1
c_w [J/kg/K]	480
ρ_w [kg/m ³]	8225
α_{hs} [W/m ² /K]	500
$\alpha_{wf,l}$ [W/m ² /K]	330
$\alpha_{wf,tp}$ [W/m ² /K]	460
$\alpha_{hs,v}$ [W/m ² /K]	720
V_{res} [l]	8
M_{res} [kg]	2

Tableau 6.3: Paramètres du modèle dynamique du condenseur.

6.2.1 Pression

Les résultats obtenus pour la pression régnant au condenseur sont présentés sur le graphique suivant (Figure 6.7). Le modèle prédit assez bien les variations de pression. L'erreur relative ne dépasse pas 4% hormis dans les deux phases décroissantes.

Lors de la première phase décroissante (aux alentours de 1250 s), la variation brusque de pression est due à la modification de l'ouverture de la vanne bypass. Il est donc normal que le modèle ne la détecte pas car elle n'est pas due aux conditions de fonctionnement de l'échangeur.

Lors de la deuxième phase décroissante (aux alentours de 2400 s), le modèle suit correctement la variation de pression sur la première partie et continue à son rythme alors que la pression mesurée subi des variations inexplicables.

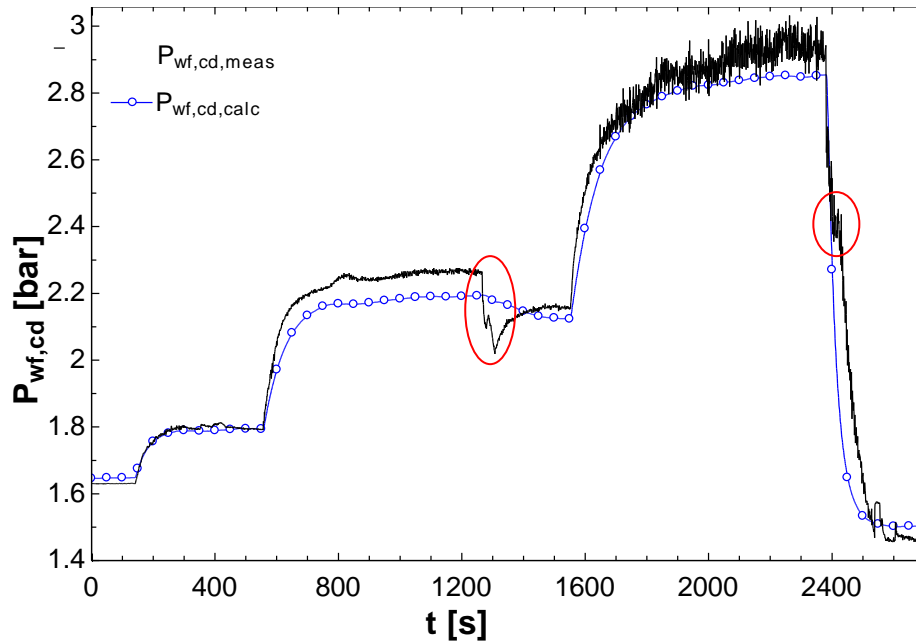


Figure 6.7: Pression au condenseur mesurées VS calculées (symboles toutes les 50 secondes).

6.2.2 Flux de chaleur

Le graphique de la Figure 6.8 représente les flux cédés par le fluide de travail et ceux reçus par l'eau de refroidissement. Comme pour l'évaporateur, on peut voir que les flux se stabilisent bien à la même valeur. On peut observer que le flux côté eau varie brusquement lorsque le débit varie tandis que celui côté fluide de travail varie lentement vers la valeur stabilisée. Ceci s'explique simplement par le fait que les conditions côté fluide de travail ne sont pas modifiées. Il faut donc attendre que la température de paroi varie avant de voir une modification.

Pour le condenseur, les mesures ne permettent pas de calculer les flux réellement échangés car le fluide de travail peut sortir en état diphasique et aucune mesure de l'enthalpie dans ces conditions n'est disponible. Les flux prédits par le modèle ne peuvent pas être comparés aux flux réels. Notons que, de toute façon, ce qui nous intéresse pour le condenseur est la pression et non la quantité d'énergie échangée.

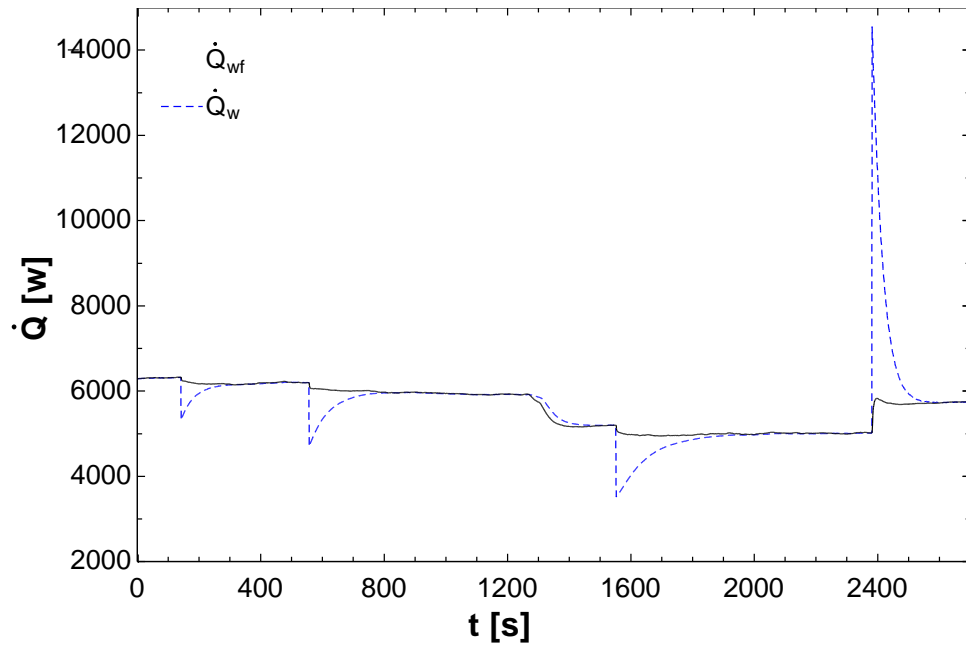


Figure 6.8: Flux de chaleur pour le fluide de travail et pour l'eau de refroidissement au condenseur.

7 Performance

Les sources chaudes peuvent être classées en deux catégories :

- Les sources dites « gratuites » sont des flux de chaleur qui existent indépendamment du système. C'est-à-dire que les flux sont présents pour une raison ou pour une autre et qu'on en profite pour créer de l'énergie mécanique (ex : flux de chaleur de processus industriel).
- Les sources dites « payantes » sont des flux créés pour la production d'énergie mécanique (ex : chaudière biomasse, collecteur solaire).

L'indicateur de performance est différent selon la catégorie de la source.

7.1 Source dite « Payante »

Pour ce type d'application le critère de performance est le rendement net du cycle. Ce rendement est défini comme suit :

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ev}}$$

avec $\dot{W}_{net} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pump}$.

En effet, comme la source est « payante », il est préférable de minimiser sa consommation et donc de maximiser le rendement du cycle. Il faut toutefois faire attention au fait que le rendement du système qui fournit la chaleur peut être influencé par les caractéristiques de fonctionnement de l'ORC (ex : capteur solaire).

Le terme « payant » peut dans certains cas être un peu flou. Par exemple, pour une source solaire, ce qu'on cherche à minimiser n'est pas la « consommation de soleil », ce qui n'a pas de sens, mais bien la surface de collecteur installé.

7.2 Source dite « Gratuite »

Ici, comme la source est de toute façon présente, il est préférable de l'utiliser au maximum. L'efficacité de récupération de chaleur est définie comme suit :

$$\epsilon_{rec} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{M} \cdot (h_{hs,su} - h_{ref})}$$

où h_{ref} est l'enthalpie du fluide à la température de référence. Cette température est, par exemple la température ambiante.

L'efficacité globale de récupération d'énergie est définie par :

$$\eta_{global} = \epsilon_{rec} \cdot \eta_{cycle}$$

7.3 Influence de la pression au condenseur

Comme pour tout cycle thermodynamique, la pression au condenseur doit être maintenue la plus faible possible. En effet, plus la pression est faible, plus le rendement du cycle est élevé.

La pression au condenseur n'a pas d'influence directe sur l'efficacité de récupération de chaleur.

7.4 Influence de la surchauffe

La surchauffe a une influence directe sur l'efficacité de récupération de chaleur. Elle influence également le rendement du cycle mais ce dernier ne varie que très peu si la pression à l'évaporateur reste constante.

Cette influence est montrée sur le graphique de la Figure 7.1. Les calculs ont été effectués pour des conditions de fonctionnement résumées dans le Tableau 7.1. Notons que si la surchauffe est fixée, le débit de fluide et le débit d'air sont liés entre eux. Les calculs ont été effectués pour un débit de fluide constant et donc un débit de source chaude variable.

$T_{hs,1}$ [$^{\circ}C$]	198
$T_{hs,2}$ [$^{\circ}C$]	163
P_{cd} [bar]	1.67
P_{ev} [bar]	12.42
\dot{M}_{wf} [kg/s]	0.06455
T_{ref} [$^{\circ}C$]	25

Tableau 7.1: Conditions de fonctionnement.

On observe que, comme attendu, le rendement du cycle reste relativement constant. Par contre, l'efficacité de récupération de chaleur diminue significativement avec la surchauffe.

Compte tenu des résultats, il est préférable de maintenir la surchauffe la plus faible possible. Premièrement, parce que le rendement global s'améliore en la diminuant. Deuxièmement, pour une température de source chaude donnée, plus la surchauffe est faible et plus la pression d'évaporation peut être élevée. Il est cependant préférable de conserver une certaine marge afin d'éviter l'admission de liquide dans l'expandeur.

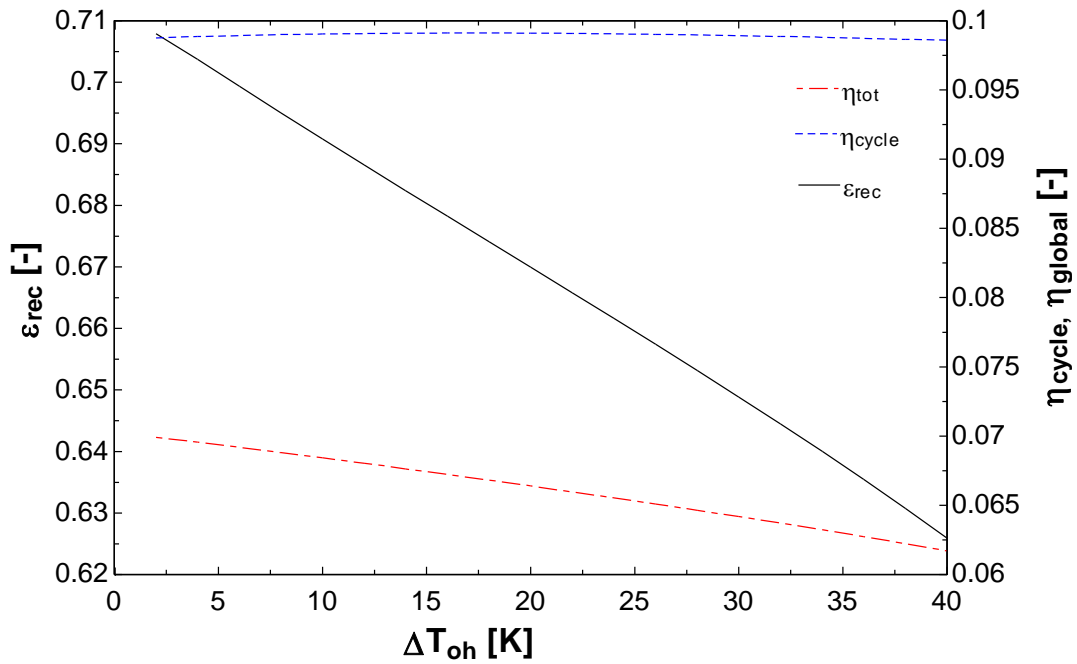


Figure 7.1: Influence de la surchauffe.

7.5 Influence de la température d'évaporation

La température d'évaporation (ou la pression à l'évaporateur) a une influence inverse sur le rendement du cycle et sur l'efficacité de récupération. En effet, lorsque la température d'évaporation augmente, le travail fourni par l'expandeur augmente tandis que la source chaude est refroidie à une température moyenne plus élevée. Le rendement de cycle augmente avec la température d'évaporation tandis que l'efficacité de récupération diminue. Il existe donc une température d'évaporation pour laquelle le rendement global est maximal.

La Figure 7.2 illustre ce phénomène pour un débit d'air $\dot{M}_{h,s} = 0.09796 \text{ kg/s}$ et une surchauffe $\Delta T_{oh} = 10 \text{ K}$. Les autres valeurs sont celles reprises dans le Tableau 7.1.

Cette température d'évaporation optimale dépend, si la surchauffe est fixée, uniquement de quatre variables (trois s'il n'y a qu'un flux d'air chaud): le débit de la source chaude, la température d'entrée des deux flux d'air et la température au condenseur.

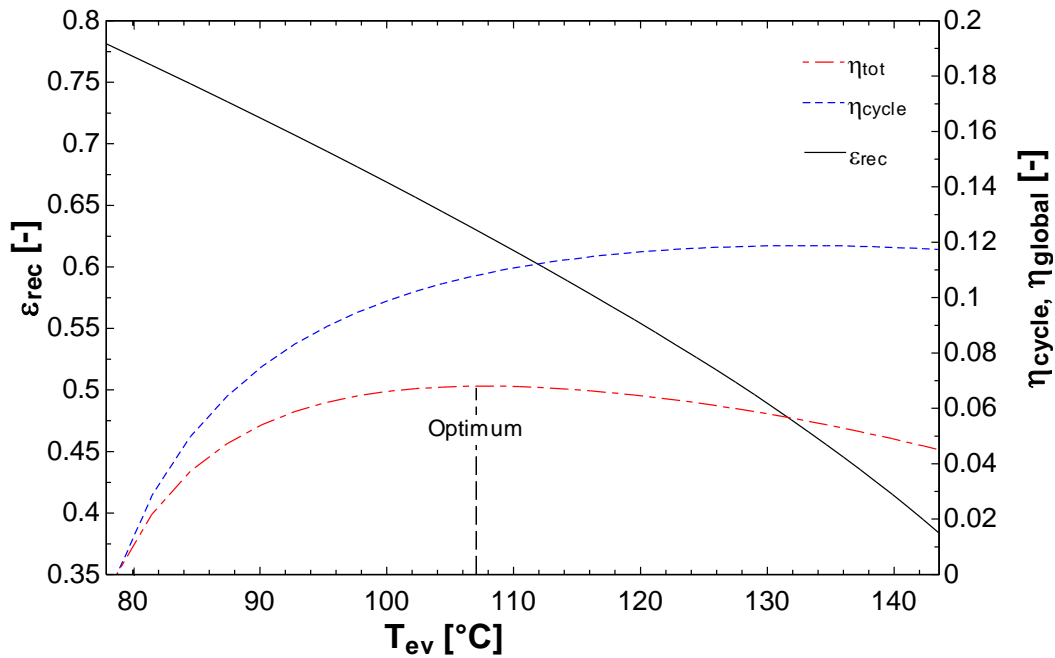


Figure 7.2: Influence de la température d'évaporation et optimum.

7.6 Influence d'un récupérateur de chaleur

Comme expliqué au chapitre 1, il est possible d'utiliser un récupérateur de chaleur. Celui-ci récupère une certaine quantité de chaleur toujours disponible en sortie d'expandeur pour la transférer en sortie de pompe afin de préchauffer le fluide. Nous pouvons observer sur la Figure 7.3 l'influence d'un tel échangeur de chaleur. Sur ce graphique, l'axe des abscisses représente l'efficacité de l'échangeur de récupération. Une efficacité de 0 correspond à l'absence de cet échangeur et plus l'efficacité augmente, plus l'échangeur a une surface d'échange importante.

On peut observer que le rendement du cycle augmente significativement. Par contre, l'efficacité de récupération de chaleur diminue car la quantité d'énergie apportée par le récupérateur n'est pas prélevée sur la source chaude. Il en résulte une légère augmentation du rendement global (0.4%). Le récupérateur de chaleur est donc vivement conseillé pour une source de type « payante », par contre, son utilisation pour une source « gratuite » n'apporte pas d'amélioration significative.

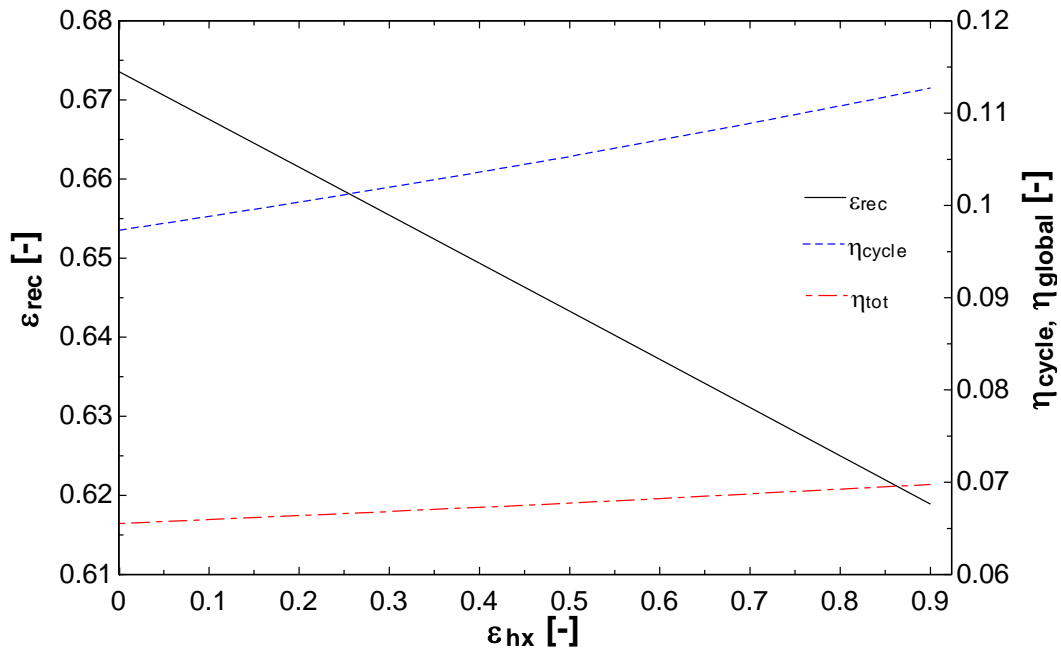


Figure 7.3: Influence d'un récupérateur.

7.7 Conditions optimales en récupération de chaleur

Le Tableau 7.2 résume les conditions optimales en récupération de chaleur.

Indicateur de performance	Rendement global $\eta_{global} = \epsilon_{rec} \cdot \eta_{cycle}$
Pression au condenseur	La plus faible possible
Surchauffe	La plus faible possible mais garder une marge
Température d'évaporation	Existence d'un optimum
Récupérateur de chaleur	Inutile

Tableau 7.2: Conditions optimales en récupération de chaleur.

8 Stratégies de contrôle

Pour certaines applications, les caractéristiques de la source chaude alimentant l'ORC peuvent varier dans le temps. Les sources chaudes variables sont par exemple:

- Des flux de chaleur dans des processus industriels. La température et le débit de la source chaude varient dans le temps selon les conditions d'utilisation du processus considéré.
- Un fluide chauffé au travers de capteurs solaires. Ici aussi la température et éventuellement le débit de la source peuvent varier dans le temps. En effet, ces caractéristiques varient en fonction de l'ensoleillement et de la température extérieure.

Il est intéressant de savoir comment contrôler le système en fonction de ces variations. Ce contrôle peut avoir différents objectifs tels que ne pas dépasser certaines conditions critiques pour le système mais le critère prédominant est de maximiser la puissance produite. Pour ce faire, il faut optimiser les conditions de fonctionnement ce qui se traduit par la maximisation du rendement.

Etant donné ce qui a été montré à la section précédente (§7), il faut maintenir la pression au condenseur aussi basse que possible et garder une surchauffe positive mais pas trop élevée. Pour ce qui est de la température d'évaporation, l'idéal est de la maintenir à sa valeur optimale.

Dans le cas considéré, pour maintenir ces conditions, trois actions sont possibles :

- Varier le débit de fluide de refroidissement au condenseur permet de contrôler la pression dans ce dernier. Comme il est préférable de la maintenir la plus faible possible, le débit de fluide de refroidissement doit être maintenu suffisamment élevé. Il est cependant inutile de le maintenir à une valeur excessive car la température de condensation ne descendra de toute façon pas en dessous de la température d'entrée du fluide de refroidissement. Il faut donc trouver une valeur qui permet d'éviter que la pression ne monte mais une valeur pas trop élevée afin de minimiser la consommation d'eau ou des ventilateurs si le refroidissement se fait par air.

Varier la vitesse de rotation de l'expandeur permet de faire varier la pression à l'évaporateur et donc la température d'évaporation. Une modification de la température d'évaporation implique une modification de la surchauffe. Cette action a une influence presque instantanée sur la pression.

- Varier les cylindrées des pompes permet de faire varier le débit de fluide et donc de modifier les conditions de fonctionnement de l'évaporateur. Le débit aura une

influence tant sur la pression que sur la surchauffe. Cependant cette influence s'exerce avec un décalage dû à l'inertie de l'échangeur.

Deux stratégies de contrôle seront envisagées. Dans les deux cas, la valeur de consigne pour la surchauffe est de 10K sur les deux lignes de l'évaporateur.

8.1 Température constante

Cette stratégie est simple, la consigne pour la température d'évaporation est constante. Il existe une température constante qui maximisera la puissance délivrée durant une certaine période de temps. Cependant cette température dépend du profil de température et de débit de la source chaude au cours du temps et ne peut être calculée à priori.

Dans le cas où la température d'entrée du flux 2 serait trop proche (point de pincement très faible) voir inférieure à la température d'évaporation choisie, la consigne est modifiée. En effet le système n'arrivera pas à atteindre les conditions désirées. La consigne est modifiée de la façon suivante :

$$T_{ev,consigne} = T_{hs,su,2} - 20 \text{ si } T_{ev,cst} > T_{hs,su,2} - 20$$

Le critère le plus important en ce qui concerne le rendement du système est la température d'évaporation. Nous la contrôlerons grâce à la vitesse de rotation de l'expansor car son action est quasiment immédiate contrairement à l'action de la pompe. La surchauffe sera alors contrôlée par l'intermédiaire de la cylindrée de la pompe.

Pour le contrôle, un régulateur de type PI (proportionnelle intégrale) est utilisé. Le schéma de la boucle de régulation pour le contrôle de la température d'évaporation est illustré sur Figure 8.1 . La boucle pour le contrôle de la surchauffe est similaire.

Les gains des régulateurs, K_p et K_i , sont ajustés grâce à la méthode de Ziegler-Nichols en boucle fermée. Cette méthode est facile à mettre en œuvre car c'est une méthode d'ajustage manuelle qui ne nécessite aucune mathématique compliquée. Elle possède cependant quelques inconvénients comme un manque de robustesse.

Notons que la vitesse de rotation et la cylindrée de la pompe ne peuvent être modifiées que dans une certaine plage (Tableau 8.1). Cette limitation amène une saturation dans le système qui pourrait conduire à un phénomène d'emballement (integral windup). Afin d'éviter ce problème, un système anti « windup » est ajouté sur les boucles de contrôle (Figure 8.1). Cet anti « windup » consiste à intégrer l'erreur additionnée d'un signal composé de la différence entre la sortie saturée et la sortie non saturée du PI (Aström, et al., 2006). Ainsi, si le système n'est pas saturé, ce signal est nul et le PI fonctionne normalement. Par contre, si le système sature, le signal est de signe opposé à l'erreur et, moyennant un ajustement adéquat de K_t , le signal intégré est nul.

	Min	Max
\dot{M}_{hs} [kg/s]	0.05058	0.1264
$T_{hs,su,1}$ [°C]	100	200
$T_{hs,su,2}$ [°C]	87	174
T_{cd} [°C]	12	51

Tableau 8.1: Limitation des paramètres de contrôle.

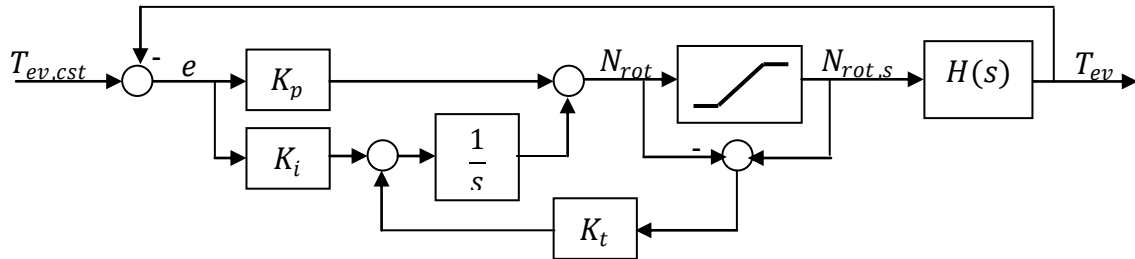


Figure 8.1: Boucle de régulation avec « anti windup » pour T_{ev} constante.

8.2 Température optimale

Comme montré au § 7.5, il existe une température d'évaporation optimale. Le but de cette stratégie est de maintenir la température d'évaporation à cette valeur pendant toute la durée de fonctionnement.

Cette température optimale dépend, pour une surchauffe donnée, de quatre variables qui sont : les températures d'entrée des deux flux d'air chaud, le débit de ces flux d'air et la température au condenseur. Cependant, pour déterminer cette température optimale, il faut effectuer une recherche de maxima ce qui demande un grand effort de calcul. Afin d'éviter cet effort et le retard qui en découlerait durant la régulation, une relation directe entre la température optimale et les variables dont elle dépend est déterminée.

Pour déterminer cette relation, la température optimale est calculée pour quarante-cinq points de fonctionnements différents dont les conditions de travail varient dans les intervalles décrits dans le tableau Tableau 8.2. La température qui maximise le rendement pour chaque point est trouvée grâce à la méthode de la section dorée (golden section search).

	Min	Max
\dot{M}_{hs} [kg/s]	0.05058	0.1264
$T_{hs,su,1}$ [°C]	100	200
$T_{hs,su,2}$ [°C]	87	174
T_{cd} [°C]	12	51

Tableau 8.2: Intervalles des conditions de fonctionnement.

Une fois la température optimale calculée pour chaque point de fonctionnement, une régression linéaire est effectuée afin de déterminer un polynôme liant la température optimale aux quatre variables indépendantes. Le polynôme choisi est un polynôme du premier degré.

$$T_{ev,opt} = a_0 + a_1 \cdot \dot{M}_{hs} + a_2 \cdot T_{hs,su,1} + a_3 \cdot T_{hs,su,2} + a_4 \cdot T_{cd}$$

Les valeurs des coefficients a_i sont données dans le Tableau 8.3. Ces valeurs sont déterminées avec un coefficient de détermination de $R^2=99.72\%$ ce qui est excellent. On peut voir sur la Figure 8.2 que la température optimale prédite grâce à cette relation s'accorde très bien avec la température optimale calculée via la méthode de la section dorée.

a_0	25.65	a_3	0.1318
a_1	-16.52	a_4	0.7585
a_2	0.1358		

Tableau 8.3: Coefficients du polynôme de $T_{ev,opt}$.

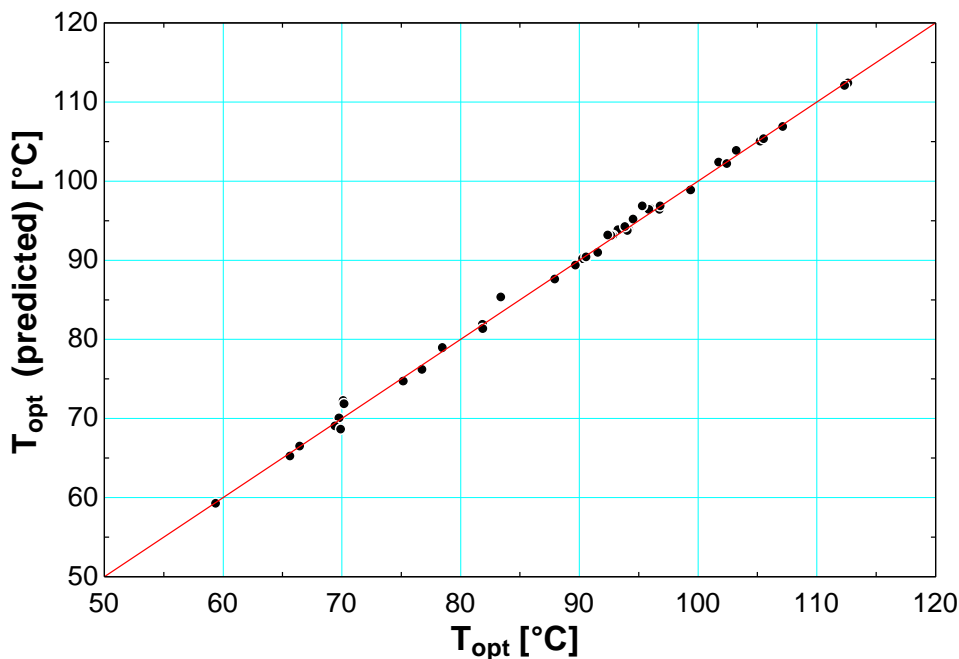


Figure 8.2: Résultats de la régression linéaire sur $T_{ev,opt}$.

Il faut faire attention au fait que, lorsque la température du flux d'air 2 (le plus froid) descend en dessous d'une certaine valeur (plus ou moins 84 °C, cette valeur dépend de la température du flux 1), la température optimale donnée par le polynôme a tendance à être très proche de cette température (voire à la dépasser). Dans ce cas, la consigne est modifiée de la même manière que pour la stratégie à température constante (§ 8.1).

Le contrôle s'effectue de la même façon qu'au paragraphe précédent. C'est-à-dire que la température d'évaporation est contrôlée grâce à la vitesse de l'expanseur et la surchauffe à l'aide de la cylindrée de la pompe. Un régulateur PI est également employé pour la régulation. Cependant, en plus de mesurer la température d'évaporation, le contrôleur doit mesurer les quatre variables influençant la température optimum (Figure 8.3).

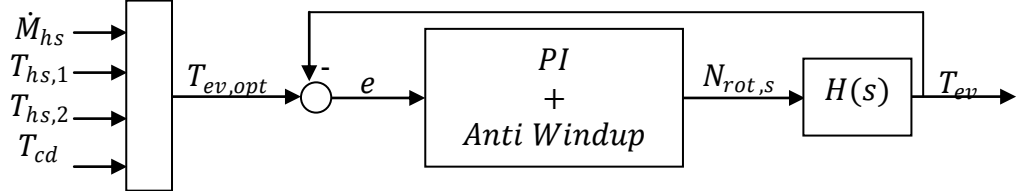


Figure 8.3: Boucle de régulation pour $T_{ev} = T_{ev,opt}$.

9 Simulations en régime dynamique

Dans ce chapitre, le modèle dynamique réalisé est utilisé pour simuler le fonctionnement du système. Ces simulations sont effectuées pour une source de chaleur dont les températures et le débit varient au cours du temps. L'évolution des caractéristiques de la source chaude au cours du temps est montrée sur la Figure 9.1. Ce profil provient d'un profil obtenu lors de tests réalisés avec le banc d'essai dans lequel les parties stationnaires ont été retirées. Il pourrait correspondre, par exemple, à un démarrage de processus industriel suivi d'une baisse de régime, d'une reprise de régime et d'une phase d'arrêt.

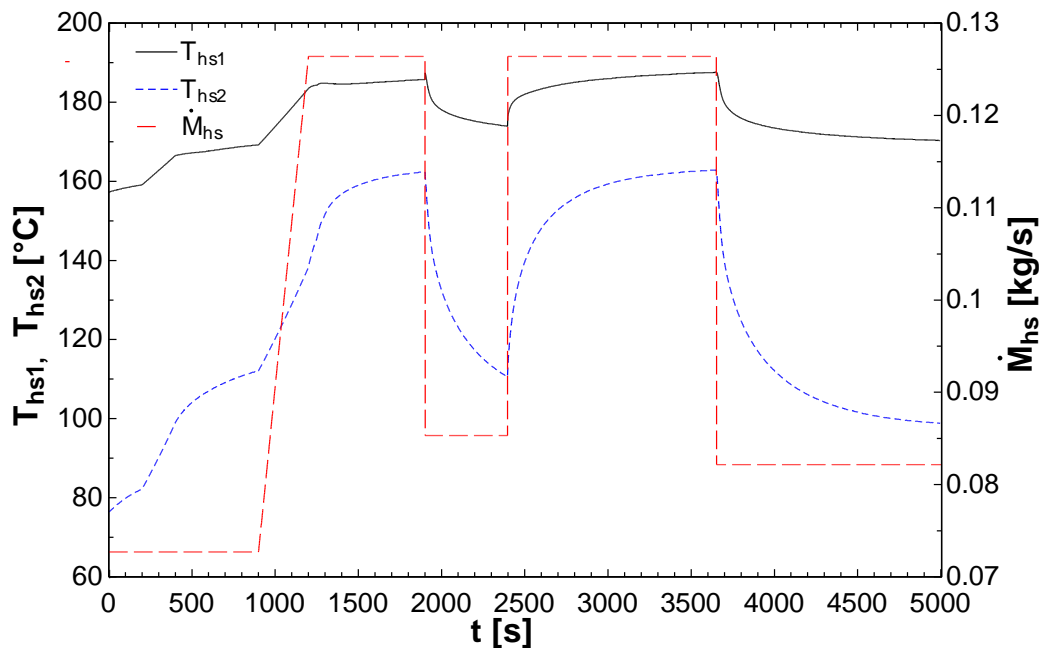


Figure 9.1: Profil de température et de débit de la source chaude.

La température d'entrée et le débit de l'eau de refroidissement du condenseur ont été fixés à des valeurs constantes :

$$T_{w,su,cd} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}; \dot{M}_{w,cd} = 0.2\text{ kg/s}$$

Les boucles de régulation décrites au chapitre 8 ont été implémentées dans le modèle afin de simuler le comportement du système régulé. Les résultats pour les deux stratégies de régulation proposées (température d'évaporation constante et température d'évaporation optimale) sont présentés au § 9.1 et 9.2.

9.1 Température d'évaporation constante

La stratégie de régulation consistant à maintenir une température d'évaporation constante a été testée pour plusieurs valeurs de cette température. Les valeurs de consigne testées sont 80, 90, 100 et 110 °C.

9.1.1 Contrôle de la température d'évaporation

Le graphique suivant (Figure 9.2) montre la température d'évaporation pour les différentes consignes. La température d'entrée du flux d'air 2 y est également représentée. Le deuxième graphique (Figure 9.3) montre l'évolution de la vitesse de rotation de l'expandeur.

On peut voir que le régulateur fonctionne correctement. En effet, la température d'évaporation suit la plupart du temps la valeur de consigne. On remarque sur le premier graphique les endroits où la consigne a été modifiée lorsque la température du flux d'air 2 est basse (voir flèches). Les seuls écarts vis-à-vis de la consigne, hormis pour $T_{ev,c} = 80 \text{ °C}$, ont lieu lorsqu'il y a une brusque variation des caractéristiques de la source chaude. Cependant, le régulateur rattrape vite ces écarts. Le plus grand écart rencontré est pour une consigne de 100 °C aux alentours de 3600 s . Cette chute de température d'évaporation est due à la saturation de la vitesse de rotation de l'expandeur à sa valeur minimale (voir Figure 9.3).

On remarque que le régulateur n'arrive pas à suivre une température de consigne de 80 °C . Ce phénomène est dû au fait que la vitesse de rotation de l'expandeur sature à son maximum (voir Figure 9.3). Ce cas nous prouve que le système « anti windup » implémenté dans la boucle de régulation fonctionne. En effet, sans ce système, l'intégrale de l'erreur n'aurait cessé d'augmenter lorsque la vitesse sature et la température d'évaporation aurait chuté lors de la diminution de la température de l'air.

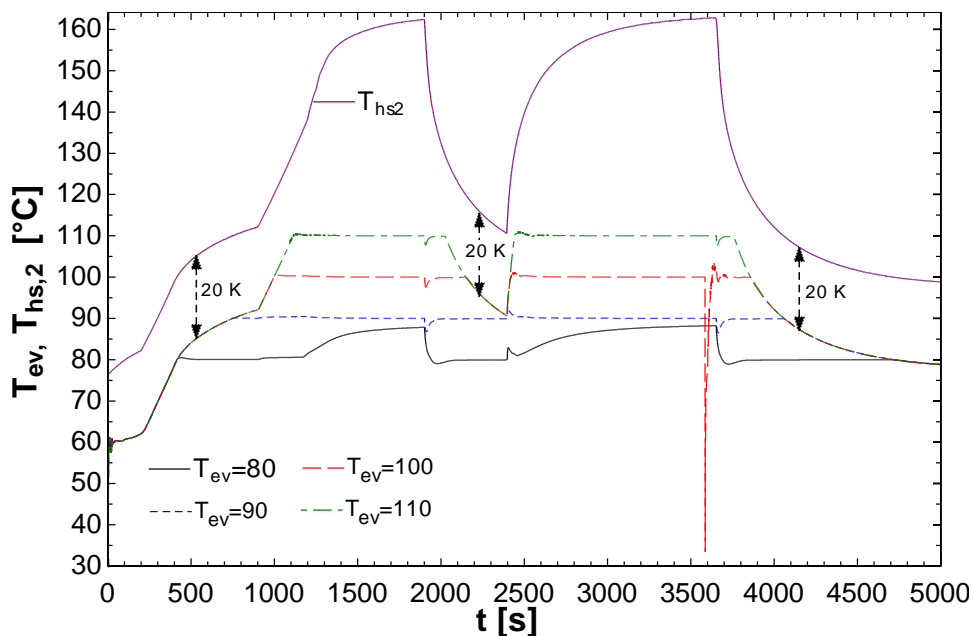


Figure 9.2: Température d'évaporation pour différentes valeurs de consigne.

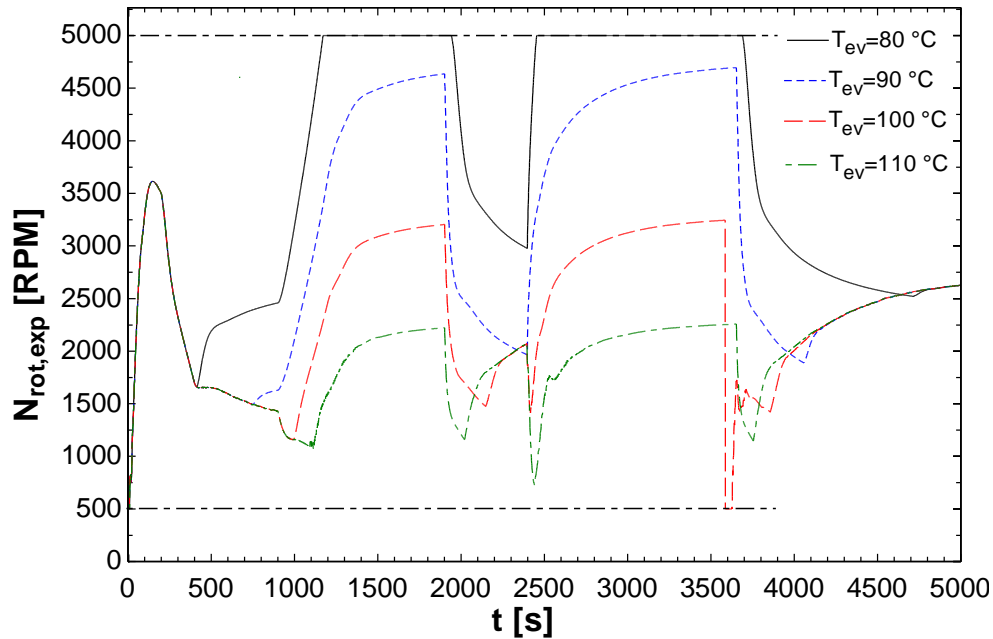


Figure 9.3: Vitesse de rotation de l'expandeur pour différentes valeurs de consigne.

9.1.2 Contrôle de la surchauffe

La Figure 9.4 montre la valeur de la surchauffe au cours du temps pour les différentes températures de consigne. Les graphiques montrent que la surchauffe est généralement bien maintenue à sa valeur de consigne. Cependant, il y a deux moments où la surchauffe s'annule quelque soit la température d'évaporation. De plus on constate que la valeur de la surchauffe a tendance à osciller, en particulier pour les températures d'évaporation élevées.

La surchauffe est moins bien régulée que la température d'évaporation car, comme expliqué précédemment, le délai de l'action de la pompe sur la surchauffe est plus grand que celui de la vitesse de rotation de l'expandeur sur la température d'évaporation.

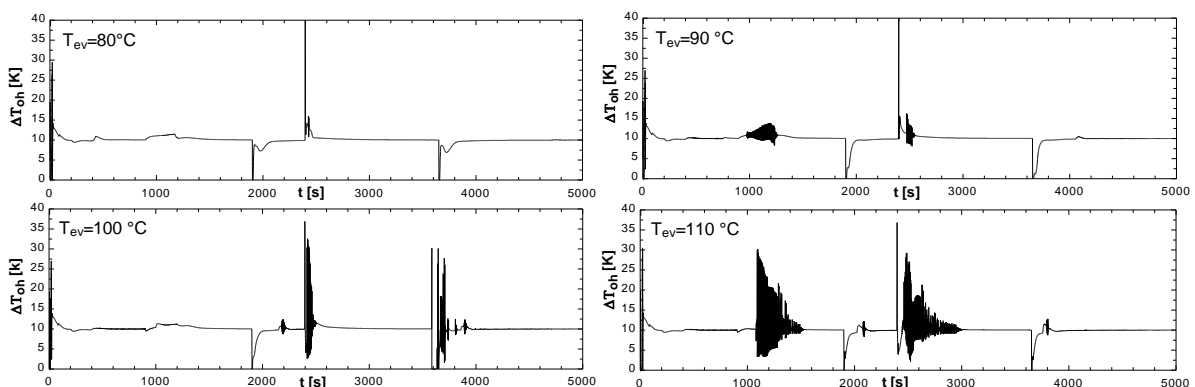


Figure 9.4: Surchauffe en sortie d'évaporateur pour différentes valeurs de consigne.

Le fait que la surchauffe s'annule peut être dangereux pour l'expandeur. Pour éviter ce problème plusieurs solutions pourraient être envisagées :

- Augmenter la valeur de consigne de la surchauffe.
- Ajuster plus finement les coefficients du PI.
- Utiliser un régulateur PID (proportionnel intégral dérivé) pourrait éventuellement éviter l'annulation de la surchauffe et permettrait en plus d'éviter les oscillations de la température de sortie de l'évaporateur. En effet, l'ajout d'un terme proportionnel à la dérivée de l'erreur permet d'améliorer la stabilité du système (Aström, et al., 2006).

9.1.3 Rendements

Les rendements sur l'entièreté du cycle sont définis comme suit.

$$\eta_{cycle,tot} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{W}_{net} \cdot dt}{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{ev} \cdot dt}$$

$$\epsilon_{rec,tot} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{ev} \cdot dt}{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{ref} \cdot dt}$$

$$\eta_{global,tot} = \eta_{cycle,tot} \cdot \epsilon_{rec,tot}$$

Le Tableau 9.1 présente les résultats obtenus pour les différentes températures de consigne. Comme on s'y attendait, le rendement du cycle augmente avec la température d'évaporation tandis que l'efficacité de récupération diminue. Pour ce qui est du rendement global, il existe une température d'évaporation qui le maximise.

	$\eta_{cycle,tot}$	$\epsilon_{rec,tot}$	$\eta_{global,tot}$
$T_{ev} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$	11.42 %	67.74 %	7.73 %
$T_{ev} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$	12.11 %	64.48 %	7.81 %
$T_{ev} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$	12.96 %	58.82 %	7.63 %
$T_{ev} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$	13.37 %	56.16 %	7.51 %

Tableau 9.1: Rendements pour différentes valeurs de consigne.

9.2 Température d'évaporation optimale

Ici, la consigne pour la température d'évaporation varie au cours du temps. Elle est en permanence recalculée par le polynôme décrit au §8.2 afin de correspondre à la température optimale de fonctionnement. La valeur de consigne pour la surchauffe en sortie d'évaporateur est toujours de 10K.

9.2.1 Contrôle de la température d'évaporation

Le graphique de la Figure 9.5 montre l'évolution de la température d'évaporation et de la température de consigne. On peut voir que le régulateur fonctionne comme attendu. En effet la température d'évaporation suit la température consigne sur toute la durée de la simulation. L'écart entre la température optimale et la température d'évaporation observé au début est dû à la modification de la consigne comme c'était déjà le cas pour une consigne constante.

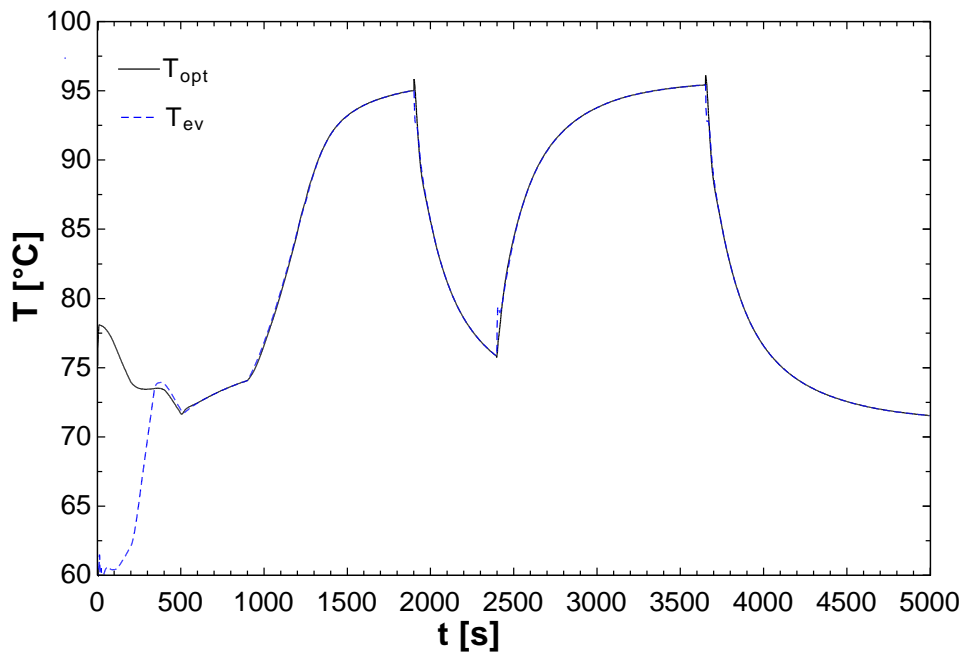


Figure 9.5: Température d'évaporation et température d'évaporation optimale.

9.2.2 Contrôle de la surchauffe

Le graphique de la Figure 9.6 montre que, ici aussi, la surchauffe s'annule à deux endroits mais pour des laps de temps relativement courts, ce qui ne devrait pas être trop préjudiciable pour l'expandeur.

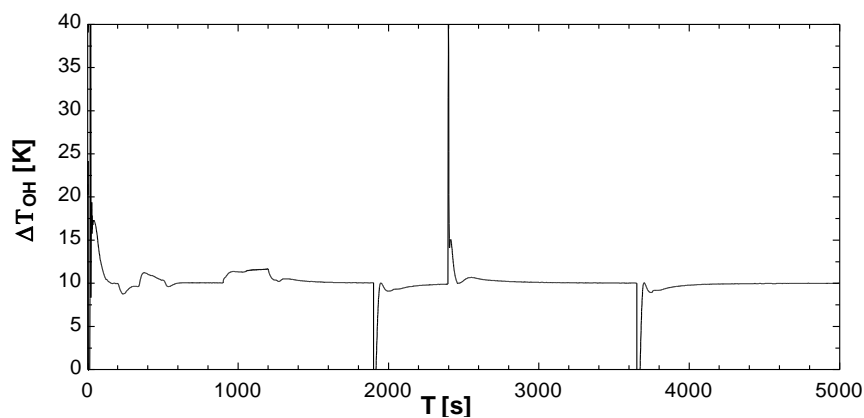


Figure 9.6: Surchauffe en sortie d'évaporateur pour $T_{ev} = T_{opt}$.

9.2.3 Rendements

Pour cette stratégie de régulation, les rendements suivants sont calculés :

$$\eta_{cycle,tot} = 11.88 \% ; \epsilon_{rec,tot} = 66.85 \% ; \eta_{global,tot} = 7.942 \%$$

Comme attendu, le rendement global pour cette stratégie est meilleur que celui obtenu pour une température d'évaporation constante.

10 Conclusion

10.1 Modèles

Un modèle en régime stationnaire et en régime dynamique ont été élaborés et validés. La validation des deux modèles s'est faite sur base de mesures obtenues sur le banc d'essai du laboratoire de thermodynamique. Ce banc utilise des échangeurs à plaques pour le condenseur et l'évaporateur, deux pompes à diaphragmes et un expenseur volumétrique de type scroll. La source de chaleur est composée de deux flux d'air chaud.

Le modèle stationnaire donne des résultats en accord avec les mesures. En effet, les erreurs commises sont de 4K pour la température en sortie d'évaporateur, 5% sur la pression au condenseur, 3% sur la pression en entrée d'expenseur, et aux alentours de 5% pour la puissance délivrée par ce dernier. Pour obtenir de meilleurs résultats sur cette dernière variable, le modèle complet proposé par V. Lemort et al. peut être utilisé. Le modèle en régime stationnaire a permis de calculer les conditions optimales de fonctionnement pour des températures et débits de source chaude donnés.

Pour le modèle dynamique, seuls les modèles des échangeurs de chaleur ont été modifiés. La dynamique de l'expenseur et de la pompe est supposée négligeable devant celle des échangeurs. Le modèle utilisé pour les échangeurs est un modèle discrétisé dans l'espace et dans le temps. L'influence de l'ordre de discrétisation sur les résultats a été étudiée. Pour la pression au condenseur, l'équation de conservation d'énergie est appliquée sur le réservoir de liquide.

Seuls les modèles de l'évaporateur et du condenseur ont pu être validés en régime dynamique car l'expenseur n'était pas disponible au moment des tests. Les résultats de cette validation sont concluants. Le modèle prédit avec une bonne précision l'évolution des températures et pressions au cours du temps. En effet, les résultats présentent une erreur maximum de 5 K pour la température en sortie d'évaporateur et une erreur de 1% sur les flux de chaleur. Pour le condenseur, l'erreur sur la pression ne dépasse pas 4%.

10.2 Contrôle et simulation

Une fois le critère de performance défini, la régulation du système est abordée. Les deux degrés de liberté sur lesquels on peut agir sont la vitesse de rotation de l'expenseur et la cylindrée des pompes. Ces deux paramètres agissent sur la température d'évaporation et sur la surchauffe. La température d'évaporation étant un critère plus important pour les performances, nous avons choisi de la réguler par l'intermédiaire de la vitesse de l'expenseur. Ce choix est justifié par le fait que l'action de la vitesse de rotation de l'expenseur est quasiment immédiate contrairement à l'action de la pompe. En effet l'action de la pompe sur la surchauffe est retardée par l'inertie de l'échangeur de chaleur.

Deux stratégies de contrôle ont été envisagées. Une consistant à maintenir la température d'évaporation à une valeur constante. L'autre consistant à maintenir cette température à sa valeur optimale. Pour la deuxième stratégie, la température optimale est calculée par l'intermédiaire d'un polynôme. Ce polynôme est le résultat d'une régression linéaire sur les optimums relatifs à quarante-cinq points de fonctionnement en régime établi.

Afin de mener à bien la régulation du système, des contrôleurs de type PI (proportionnelle intégrale) ont été implémentés dans le modèle. Les simulations ont montré que ce type de régulateur convenait bien. En effet, la température d'évaporation et la surchauffe ont bien été maintenues à leurs valeurs de consigne. Notons aussi l'utilisation d'un système « anti windup » afin d'éviter les emballements du régulateur lorsque le système sature.

Plusieurs simulations ont été effectuées. Des simulations pour quatre températures d'évaporation constantes (80, 90, 100 et 110 °C) et une simulation pour la température optimale. Les résultats de ces simulations montrent que la meilleure stratégie est bien celle qui maintient la température d'évaporation optimale. En effet, le rendement obtenu est supérieur aux rendements obtenus pour des températures constantes. Ce rendement est de 7.94 %. Néanmoins, le rendement obtenu pour les températures constantes n'est pas spécialement mauvais (7.81 % pour 80 °C). Le problème est que le rendement peut beaucoup varier en fonction de la température choisie et que la température constante optimale ne peut être déterminée à priori.

10.3 Perspectives

Le modèle dynamique pourrait être amélioré. En effet, celui-ci repose sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Certains comportements du système pourraient alors ne pas être décrits par ce modèle. En particulier, un modèle pouvant simuler la mise en route et l'arrêt du système serait utile. De plus, il serait judicieux d'effectuer des tests avec expandeur afin de valider le modèle du cycle complet.

La régulation de la surchauffe n'est pas optimale. L'utilisation d'un PID plutôt qu'un PI a été proposée dans le texte. L'utilisation d'une action « feedforward » en plus de l'action « feedback » pourrait être envisagée. Enfin d'autres stratégies pourraient éventuellement être proposées.

Finalement, des stratégies de contrôle doivent être définies pour le démarrage et l'arrêt automatiques du système de récupération de chaleur. Ceci permettrait d'obtenir l'automatisation totale du système.

11 Bibliographie

- Aström, K.J. et Murray, R.M. 2006.** *Feedback Systems: An introduction for scientist and Engineers.* 2006. pp. 301-321.
- Declaye, S. 2009.** *Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery.* 2009. Travail de Fin d'Etudes, Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- Donghong, W., et al. 2007.** *Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery.* 2007. Applied Thermal Engineering, 28, 1216–1224.
- Lebrun, J. 2007.** *Thermodynamique Appliquée et Introduction aux Machines Thermiques.* 2007. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- Lemort, V., et al. 2009.** *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle.* 2009. Applied Thermal Engineering, 29, 3094-3102.
- Litt, F.X. 1999.** *Analyse Numérique, Première partie.* 1999. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- Mcmahan, A. 2006.** *Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants.* 2006. Thèse, Université de Wisconsin-Madison.
- Price, H. et Hassani, V. 2002.** *Modular Trough Power Plant, Cycle and Systems Analysis.* 2002. NREL/TP-550-31240.
- Quoilin, S., Laheurte, G. et Lemort, V. 2009.** *Pré-étude d'une Centrale Biomasse par Cycle de Rankine Organique.* 2009. Rapport confidentiel, Université de Liège.
- Quoilin, S. 2007.** *Experimental study and modeling of a low temperature Rankine Cycle for small scale cogeneration.* 2007. Travail de Fin d'Etudes, Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.
- Quoilin, S., et al. 2010.** *Dynamic modeling and control strategy of a small-scale Organic Rankine Cycle using volumetric expander.* 2010.
- S. Quoilin, S. Declaye, V. Lemort. 2010.** *Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle.* 2010.
- S. Quoilin, M. Orosz, V. Lemort. 2008.** *Modelling and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle using scroll expander for small scale solar application.* 2008.
- Scott, B. et Lee, J. 2006.** *Saguaro Solar Power Plant, Red Rock, Arizona.* 2006. Arizona Public Service.

Somayaji, Chandramohan. 2008. *First and Second Law Analysis of Organic Rankine Cycle.* 2008. Thèse. Mississippi State University.

Winandy, E. 2008. *Production de Froid et de Chaleur Basse Température.* 2008. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées.