



THESE DE DOCTORAT

En cotutelle entre

L'UNIVERSITE PIERRE ET MARIE CURIE (France)

L'UNIVERSITE DE LIEGE (Belgique)

Spécialité

Génie des procédés et technologies avancées

Présentée par

GLAVATSKAYA Yulia

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR de l'UNIVERSITÉ PIERRE ET MARIE CURIE
ET
DOCTEUR EN SCIENCES DE L'INGENIEUR de l'UNIVERSITE DE LIEGE

Sujet de la thèse :

Conversion de l'énergie thermique des gaz d'échappement en travail mécanique par un cycle de Rankine afin de réduire les émissions des gaz à effet de serre

Le 5 juillet 2012

Jury :

M. Georges DESCOMBES	Professeur, Cnam	Directeur de thèse
M. Vincent LEMORT	Professeur, Université de Liège	Directeur de thèse
M. Michel FEIDT	Professeur, Université de Lorraine	Rapporteur
M. Pierre DUYSINX	Professeur, Université de Liège	Rapporteur
M. Jean-François HETET	Professeur, Ecole centrale de Nantes	Examineur
Mme Farzaneh KHONSARI-AREFI	Professeur, UPMC	Examineur
M. Sylvain QUOILIN	Docteur, Université de Liège	Examineur
M. Eric DUMONT	Docteur, Université de Mons	Examineur

Membre invités :

M. Osoko SHONDA	Docteur, Ingénieur de recherche, Renault
M. Pierre PODEVIN	Docteur, Ingénieur de recherche, Cnam

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier M. DESCOMBES, Professeur au C.N.A.M. (Conservatoire National des Arts et Métiers), et M. PODEVIN, Ingénieur de recherche au C.N.A.M., pour avoir dirigé cette thèse, avec toute la pédagogie de leur encadrement et disponibilité.

Je tiens aussi à adresser mes sincères remerciements à M. LEMORT, Professeur de l'Université de Liège, pour avoir encadré cette thèse, ses conseils toujours avisés, à la fois les plans scientifique et personnel. J'ai beaucoup appris à son contact durant cette réalisation.

Je remercie également M. FEIDT et M. DUISYNX pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce sujet de thèse et de m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être rapporteurs.

Cette thèse s'est nourrie de l'expertise de l'ensemble des personnes du groupe Synthèse Energétique de la Direction de Recherche de Renault avec lesquelles j'ai passé ces trois années.

Je tiens particulièrement remercier Gérard OLIVIER qui m'a proposé cette thèse et m'a fait confiance ainsi que son successeur, Alain LEFEBVRE, pour l'enthousiasme avec lequel il a su valoriser les apports de ma recherche vis-à-vis de l'entreprise.

Mon tuteur industriel, Osoko SHONDA, pour m'avoir guidé pendant ces trois ans et avoir partagé ses connaissances.

Amin EL-BAKKILI, pour son expérience et ses conseils qui m'ont permis de mettre en œuvre mes travaux de thèse.

Laurent JACQUOT, pour son aide précieuse dans l'avancement des travaux de la thèse et ses encouragements.

Je tiens particulièrement remercier Sophie LOROTTE et Franck BARILLON de l'aide apportée sur la mise en forme et la grammaire française. J'espère que vous avez appris des choses intéressantes lors de la lecture de ce mémoire.

J'aurais une pensée chaleureuse pour mes voisins du bureau et mes collègues doctorants qui m'ont supporté durant ces trois ans et qui ont aussi contribué à l'aboutissement de cette thèse.

Je remercie l'ensemble des personnes de la Fondation Renault qui m'a donné cette opportunité de poursuivre mes études en France et de découvrir la culture et les us et coutumes de ce pays magnifique.

Enfin, je ne saurais oublier ma famille et amis qui m'ont soutenu, écouté et encouragé ces trois dernières années. Particulièrement, ma sœur jumelle qui a partagé avec moi l'expérience de sa propre thèse.

Sommaire

Sommaire.....	5
Nomenclature	9
Glossaire	15
Introduction générale.....	17
Contexte.....	17
Objectifs de thèse	18
Organisation du mémoire	18
1 Etat de l'art.....	21
1.1 Potentiel de récupération d'énergie dans une automobile	22
1.2 Principaux systèmes permettant la valorisation de l'énergie thermique : définitions et applications.....	23
1.2.1 Turbo compound	24
1.2.2 Thermoélectricité.....	25
1.2.3 Cycle de Joule.....	28
1.2.4 Cycle de Stirling.....	29
1.2.5 Cycle d'Ericsson.....	31
1.2.6 Cycle de Kalina	32
1.3 Cycle de Rankine/Hirn	33
1.3.1 Application stationnaire et embarquée du système de Rankine	35
1.3.2 Enjeux d'intégration dans un véhicule de transport	40
1.3.3 Sources chaude et puits froids	41
1.3.4 Architectures du cycle de Rankine	43
1.3.5 Fluides de travail	47
1.3.6 Etat de l'art du système de Rankine au sein de Renault.....	51
1.4 Conclusion du chapitre	55
2 Modélisation des échangeurs de chaleur du cycle de Rankine/Hirn.....	57
2.1 Evaporateur.....	58
2.1.1 Méthode générale	58
2.1.2 Modèle des propriétés thermiques des gaz d'échappement.....	62
2.1.3 Evaporateur à plaques et ailettes	63
2.1.3.1 Côté fluide de travail : monophasique.....	63
2.1.3.2 Côté fluide de travail : ébullition.....	65
2.1.3.3 Côté gaz d'échappement.....	67
2.1.4 Evaporateur à faisceau de tubes	69
2.1.4.1 Côté fluide de travail : monophasique.....	69
2.1.4.2 Côté fluide de travail : diphasique.....	70
2.1.4.3 Côté gaz d'échappement.....	72
2.1.4.4 Validation du modèle	73
2.1.5 Evaporateur à tubes et calandre	76
2.1.5.1 Côté fluide de travail : monophasique.....	77
2.1.5.2 Côté fluide de travail : ébullition.....	78
2.1.5.3 Côté gaz d'échappement.....	79
2.1.6 Comparaison des technologies	81
2.2 Condenseur	85
2.2.1 Condenseur à plaques	86
2.2.1.1 Côté fluide de travail : monophasique.....	86
2.2.1.2 Côté fluide de travail : diphasique.....	87
2.2.1.3 Côté deuxième fluide.....	87

2.2.2	Condenseur à tubes et ailettes.....	88
2.2.2.1	Côté fluide de travail : monophasique.....	88
2.2.2.2	Côté fluide de travail : diphasique.....	88
2.2.2.3	Côté de deuxième fluide : air ambiant.....	88
2.2.3	Comparaison des technologies	89
2.3	Conclusion du chapitre	91
3	Modélisation de la machine de détente	93
3.1	Technologies disponibles	94
3.1.1	Machines dynamiques : turbines	95
3.1.2	Machines volumétriques.....	95
3.2	Etude du dimensionnement de la machine de détente.....	99
3.3	Modélisation de la machine de détente : types de modèles.....	104
3.4	Etude de la machine de détente en fonctionnement quasi-statique	106
3.4.1	Description du cycle de détente.....	106
3.4.2	Principe de la modélisation en quasi-statique	108
3.4.2.1	Diagramme pV	108
3.4.2.2	Calcul du débit.....	111
3.4.2.3	Calcul de la puissance indiquée.....	112
3.4.2.4	Calcul de la perte de charge.....	112
3.4.2.5	Bilan des pertes.....	113
3.4.2.6	Calcul des rendements.....	114
3.4.3	Validation du modèle statique de la machine de détente	115
3.4.4	Analyse des performances de la machine de détente	119
3.5	Etude de la machine de détente en fonctionnement dynamique.....	121
3.5.1	Principes de la modélisation en dynamique	122
3.5.1.1	Modélisation des organes de la machine	123
3.5.1.2	Fuites fonctionnelles.....	125
3.5.1.3	Pertes	127
3.5.2	Analyse et validation des modèles dynamiques	128
3.5.3	Obtention des cartographies de la machine de détente.....	134
3.5.4	Analyse des cartographies de la machine de détente.....	134
3.6	Conclusions du chapitre	140
4	Approche système de la boucle de Rankine	141
4.1	Modélisation d'une boucle de Rankine	142
4.1.1	Choix technologique et modélisation de la pompe à eau	144
4.1.1.1	Synthèse sur les technologies de pompe	144
4.1.1.2	Modélisation.....	145
4.2	Etude d'intégration du système de Rankine au sein d'un véhicule	148
4.2.1	Analyse du cycle de roulage.....	149
4.2.1.1	Choix du point nominal sur les gaz d'échappement.....	149
4.2.1.2	Conditions relatives à l'eau de refroidissement.....	149
4.2.1.2.1	Modèle du circuit de refroidissement	150
4.2.2	Paramètres internes de la boucle de Rankine	151
4.2.3	Etude du dimensionnement de la boucle de Rankine.....	153
4.2.3.1	Méthode de dimensionnement.....	153
4.2.3.2	Schéma de la boucle de Rankine	153
4.2.3.3	Boucle avec un condenseur à eau indépendant	154
4.2.3.3.1	Analyse du dimensionnement de la boucle de Rankine	157
4.2.3.4	Boucle avec un condenseur intégré.....	164
4.2.3.4.1	Analyse du dimensionnement de la boucle de Rankine	165

4.2.4	Etude de sensibilité de la boucle de Rankine	172
4.2.4.1	Modèle simplifié de la boucle de Rankine	172
4.2.4.2	Boucle avec un condenseur à eau indépendant	174
4.2.4.2.1	Sensibilité aux paramètres internes de la boucle de Rankine	174
4.2.4.2.2	Sensibilité aux paramètres externes à la boucle de Rankine	180
4.2.4.2.3	Leviers de pilotage du système	184
4.2.4.3	Boucle avec un condenseur intégré	186
4.2.4.3.1	Sensibilité aux paramètres externes à la boucle de Rankine	186
4.2.5	Evaluation du coefficient de récupération d'énergie	188
4.2.6	Aspects économiques	189
4.3	Conclusion du chapitre	191
Conclusion générale.....		193
Synthèse des résultats obtenus.....		193
Perspectives		197
ANNEXE A. Modèles de machine de détente sous AMESim.....		199
ANNEXE B. Définition du point nominal de fonctionnement		202
ANNEXE C. Modèle du circuit de refroidissement		204
ANNEXE D. Cycles ARTEMIS		205
Références bibliographiques.....		207
Liste des publications et communications		219

Nomenclature

\dot{W}	Puissance mécanique, W
\dot{Q}	Puissance thermique, W
\dot{m}	Débit massique, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
A	Surface d'échange, m^2
a	Constante, -
b	Constante, - ; largeur des tubes, m
B_{eff}	Coefficient de volume, -
b_p	Espace entre deux plaques, m
C	Constante, -
C_f	Vitesse du fluide, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
C_p	Chaleur spécifique, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
D_e	Diamètre effectif de la calandre, m
D_h	Diamètre hydraulique, m
D_s	Diamètre réel de la calandre, m
d_t	Diamètre de tube, m
Ex	Exergie
f	Coefficient de frottement, -
F	Facteur d'accroissement de l'ébullition convective, -
f_a	Durée d'ouverture de la lumière d'admission, -
f_p	Durée d'ouverture de la lumière de refoulement, -
Fr	Nombre de Froude, -
G	Vitesse massique du fluide, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$
g	Accélération gravitationnelle, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

h	Coefficient d'échange, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h	Enthalpie, $J \cdot kg^{-1}$
h_{al}	Hauteur des ailettes, m
j	Facteur de Colburn, -
K_{eg}	Coefficient correctif de la perte de charge, -
L	Longueur du canal, m
L_w	Largeur du canal, m
L_x	Déplacement du piston, m
m	Masse, kg
M	Masse molaire, $g \cdot mol^{-1}$
$M_{mol,i}$	Masse molaire du composant i , $g \cdot mol^{-1}$
N	Nombre de chicanes, -
N	Vitesse de rotation, $tr \cdot min^{-1}$
n	Nombre de pistons, -
N_p	Nombre de plaques, -
N_r	Nombre de rangées de tubes, -
Nu	Nombre de Nusselt, -
p	Pression, Pa
P	Périmètre, m
p^*	Pression réduite, -
p_{crit}	Pression critique, Pa
P_m	Pression adapté, Pa
Pr	Nombre de Prandtl, -
p_{sat}	Pression de saturation, Pa
P_t	Pas des tubes, m

CONFIDENTIEL RENAULT

q	Densité du flux de chaleur, $W \cdot m^{-2}$
Q	Débit volumique du fluide, $l \cdot min^{-1}$
r	Rayon du piston, m
Re	Nombre de Reynolds, -
r_p	Rapport des pressions, -
R_w	Résistance thermique du matériau de l'échangeur, $K \cdot W^{-1}$
S	Facteur de suppression de l'ébullition nucléée, -
S	Aire, m^2
s_{al}	Pas d'ailette, m
T	Température, $^{\circ}C$
T_0	Température ambiante, $^{\circ}C$
U	Coefficient global de transfert, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
U	Energie interne, $J \cdot kg^{-1}$
V	Volume, m^3
v	Volume spécifique, $m^3 \cdot kg^{-1}$
V_0	Volume mort, m^3
V_s	Cylindrée de la machine, m^3
We	Nombre de Weber, -
x	Titre de vapeur, -
X_i	Fraction molaire du composant i
X_{lt}	Paramètres de Lockhart-Martinelli
Δh_{gl}	Différence des enthalpies du fluide en état vapeur et liquide, $J \cdot kg^{-1}$
$\bar{\rho}$	Masse volumique du mélange du gaz et du liquide, $kg \cdot m^{-3}$
p_t^*	Pas transversal, -
p_l^*	Pas longitudinal, -

Symboles grecs

α	Coefficient de Seebeck, $V \cdot K^{-1}$
β	Angle de rotation du plateau incliné, rad
γ	Constante du gaz parfait, -
γ	Angle d'inclinaison du plateau par rapport à l'axe horizontal de la machine, rad
Δ	Différence, -
ε	Efficacité, -
η	Rendement, -
λ	Conductivité, $W \cdot m^{-1} K^{-1}$
μ	Viscosité, $kg \cdot m^{-1} s^{-1}$
ξ	Coefficient global de frottement, -
ξ_l	Coefficient de frottement en régime laminaire, -
ξ_t	Coefficient de frottement en régime turbulent, -
ρ	Masse volumique du fluide, $kg \cdot m^{-3}$
ρ_t	Résistivité électrique, Ω
φ	Coefficient de correction, -
δ_{al}	Epaisseur des ailettes, m
σ	Tension superficielle, $N \cdot m^{-1}$

Index

adm	Admission
al	Ailette
amb	Ambiant
cal	Calculé
cb	Ebullition convective
cd	Condenseur

CONFIDENTIEL RENAULT

cp	Compression
crit	Critique
cw	Deuxième fluide dans le condenseur (eau-glycolée)
e	Entrée
eg	Gaz d'échappement
eg,n	Gaz d'échappement nominal
eng	Moteur thermique
ev	Evaporateur
ex	Paramètre de sortie
ex	Refoulement
exp	Expandeur ou machine de détente
exp	Détente
exp	Expérimental
f	Fluide
f,n	Fluide nominal
fr	Frottement
g	Phase gazeuse
h	Source chaude
in	Interne
l	Phase liquide
leak	Fuites
loss	Perte par frottement
m	Moyenne logarithmique
mec	Mécanique
nb	Ebullition nucléée

net	net
pp	pompe
s	Sortie
s	Isentropique
sat	Saturation
sh	Arbre
su	Paramètre d'entrée
thr	Orifice
tp	Phase liquide et vapeur
vol	Volumétrie
w	Paroi

Glossaire

Artemis	Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems
EES	Engineering Equation Solver
EGR	Exhaust Gaz Recirculation
NEDC	New European Driving Cycle

Introduction générale

Contexte

Le développement massif de l'industrie au 20^{ème} siècle a provoqué une augmentation des émissions des gaz à effet de serre, responsables du changement climatique. Dans le bilan global des émissions, la circulation automobile est responsable d'environ 12 % des émissions de CO₂. Dans ce contexte, l'Association des Constructeurs Automobile Européens s'engage volontairement à réduire les émissions jusqu'à 130 g de CO₂ par km à partir de 2012. Une prolongation de l'objectif de réduction des émissions jusqu'à 95 g de CO₂ par km est prévu pour 2020 [1].

En France, le Grenelle de l'Environnement a favorisé la mise en place du système de « bonus/malus » poussant les constructeurs d'automobiles à labéliser les véhicules commercialisés selon le niveau d'émissions de CO₂ obtenu au cours de la procédure d'homologation.

Afin d'atteindre les objectifs de réduction des émissions polluantes, de nouvelles normes environnementales apparaissent (euro 5, euro 6...). Par ailleurs, il devient de plus en plus difficile d'atteindre ces objectifs de réduction d'émissions par une amélioration du rendement énergétique des moteurs à combustion interne. Aujourd'hui, différents dispositifs permettant la valorisation de l'énergie par le Groupe MotoPropulseur (GMP) sont utilisés dans une automobile. Nous pouvons citer, par exemple, la turbine de suralimentation. Dans le cadre de la conversion de la chaleur rejetée dans l'ambiance à travers les gaz d'échappement et le liquide de refroidissement, les cycles thermodynamiques complexes dérivés du cycle de Rankine, utilisés dans de nombreux domaines de l'industrie présentent un fort intérêt.

L'utilisation du moteur de Rankine intéresse les constructeurs d'automobiles depuis les années 1970. Les premières tentatives de remplacer le moteur thermique par un moteur de Rankine n'ont pas donné de résultats positifs. Il s'avère qu'une application du système de Rankine pour la récupération d'énergie dans une automobile, notamment celle des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement, est plus pertinente. Les différents acteurs mondiaux s'intéressent à la récupération d'énergie. Cummins, AVL Powertrain et Renault Trucks annoncent que la récupération d'énergie dans un véhicule de type poids lourd peut apporter une amélioration des performances du moteur thermique non négligeable [50], [104], [145]. BMW montre la faisabilité du système de récupération d'énergie dans un véhicule automobile [54]. Ford Motor commence à s'intéresser à ce concept de récupération d'énergie [74], [75]. Concernant l'industrie automobile japonaise, Honda, Nissan et Toyota étudient la possibilité d'intégration du système de Rankine dans un véhicule automobile [49], [107].

Néanmoins, il est nécessaire de définir une approche permettant d'évaluer le potentiel de conversion d'une boucle de Rankine pour la conversion de la chaleur des gaz d'échappement. Ainsi, Renault a décidé de lancer des travaux de thèse afin de définir la méthodologie de dimensionnement des composants d'une boucle de Rankine en tenant compte des contraintes d'intégration dans le véhicule mais aussi de l'interaction avec les autres systèmes thermo-fluides.

Objectifs de thèse

Dans ce contexte de réduction de la consommation de carburant, le Groupe Synthèse des Systèmes Énergétiques et Thermiques de la Direction de la Recherche, des Etude Avancée et des Matériaux a décidé de lancer une thèse qui traite d'un système de conversion de l'énergie des gaz d'échappement par le cycle de Rankine. Cette thèse est en continuité de l'activité sur la récupération d'énergie par un cycle de Rankine qui a démarré au sein de Renault en 2007 en collaboration avec l'Université de Liège.

Lors du lancement de la thèse, il a été prévu la réalisation de cinq étapes principales. D'abord, la réalisation d'une étude bibliographique permettant de définir l'orientation technique la plus pertinente. Puis, en collaboration avec le Cnam (Conservatoire National des Arts et Métiers) et dans le cadre du projet REVERSE, une étude de couplage du système de Rankine avec le moteur thermique, une étude de compacité et de la masse, avaient été prévues. Étant donné l'échec du lancement du projet REVERSE, la partie expérimentale des travaux a été annulée au sein de Renault. Pour les mêmes raisons, la troisième partie du planning initial de thèse concernant l'étude spécifique d'adaptation du système de Rankine aux différentes motorisations, n'a pas été traitée. L'étape suivante de l'étude du système de Rankine a concerné l'étude par simulation numérique du système via la modélisation statique et dynamique pilotée par l'Université de Liège. Enfin, une étude du prototype de la machine de détente a été prévue. Cette dernière étape n'a pas été réalisée pour des raisons budgétaires. Finalement, le travail de thèse a été orienté vers une modélisation détaillée des composants et du système dans son ensemble en tenant compte des principaux aspects d'intégration dans une automobile.

Organisation du mémoire

Le mémoire de thèse comporte quatre chapitres (chapitre 1 à 4).

Dans le premier chapitre, les différents systèmes de récupération de chaleur au sein d'un véhicule sont décrits. Un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine est mis en valeur. Les différents aspects liés aux choix de la source chaude et froide, de l'architecture du système et du fluide de travail, sont soulignés.

Dans le second chapitre, nous effectuons une analyse comparative de différentes technologies d'échangeurs de chaleur pour une boucle de Rankine. Cette partie se base sur la recherche bibliographique et la modélisation physique de chaque type d'échangeur. Ceci nous a permis d'orienter les choix technologiques. Le modèle d'évaporateur a été validé en s'appuyant sur les résultats d'une étude interne.

Dans le troisième chapitre du mémoire, nous analysons les différentes technologies des machines de détente pour le cycle de Rankine dans une automobile. Une machine de détente de type machine à pistons axiaux semble être une solution pertinente pour notre application. Les différentes approches de la modélisation de la machine de détente sont discutées. Ainsi, deux modèles de la machine sont proposés. Un premier modèle développé en quasi-statique dans le but de l'intégrer dans un modèle de boucle du système de Rankine. Un second modèle est un modèle physique permettant d'analyser le fonctionnement de la machine de détente qui est un composant innovant dans le domaine automobile. En utilisant ce modèle détaillé, les cartographies de fonctionnement de la

machine peuvent être obtenues. La validation des modèles proposés par les données provenant du fabricant de la machine à pistons, est réalisée. Cette étape est nécessaire et préalable à l'analyse des performances de la boucle de Rankine.

Enfin, dans le quatrième chapitre, nous développons un modèle de la boucle de Rankine contenant les modèles des quatre composants. Ce modèle de la boucle vise à dimensionner les composants du système sur un point nominal de fonctionnement. Il s'agit du point nominal du moteur thermique à allumage commandé de 85 kW. Deux systèmes de récupération d'énergie des gaz d'échappement sont proposés dans le cadre de la thèse. Le premier système contient un condenseur à eau dont le circuit est indépendant du circuit de refroidissement du moteur thermique. Nous montrons que dans un tel système, le pilotage du puits froid permet d'optimiser la puissance récupérée. Le deuxième système consiste à intégrer un condenseur de Rankine dans le circuit de refroidissement du moteur thermique. Pour ce système, les conditions de fonctionnement du moteur imposent les valeurs de débits et de températures du deuxième fluide à l'entrée du condenseur. Dans les deux cas de figures, nous estimons la puissance mécanique nette produite par la boucle de Rankine sur différents points de fonctionnement du véhicule.

1 Etat de l'art

Les constructeurs d'automobiles travaillent beaucoup sur l'allègement et la compacité du véhicule en vue de réduire sa consommation sans affecter ses performances. Dans ce contexte, il apparaît que la récupération d'énergie des gaz d'échappement présente un fort intérêt. L'utilisation d'un système de conversion d'énergie permettrait d'atteindre les objectifs de réduction de la consommation du véhicule automobile. Dans ce chapitre, une revue des systèmes de conversion d'énergie est présentée. L'intérêt particulier pour le cycle de Rankine est expliqué et nous présentons son utilisation pour la récupération d'énergie thermique au travers de différentes applications.

Etant donnée la restriction en matière de place disponible dans une automobile, les différents problèmes d'intégration du système de Rankine sont abordés. L'influence du choix du fluide de travail et de l'architecture du cycle de Rankine sur ses performances est démontrée.

1.1 Potentiel de récupération d'énergie dans une automobile

Un moteur thermique rejette à travers les gaz d'échappement et le liquide de refroidissement dans l'environnement de l'ordre de 60 % de l'énergie produite par la combustion du carburant (cf. figure 1-1). La quantité d'énergie perdue dépend du type de motorisation (diesel ou essence) et du régime de rotation du moteur. Un moteur thermique rejette plus de calories dans le liquide refroidissement (entre 30 % et 45 %) sur les bas régimes de moteur tandis que la puissance rejetée par les gaz d'échappement (entre 25 % et 44 %) est plus élevée sur des régimes élevés [19], [47]. La valorisation de ces calories perdues est intéressante du point de vue de la diminution de la consommation du carburant et des rejets de gaz polluants.

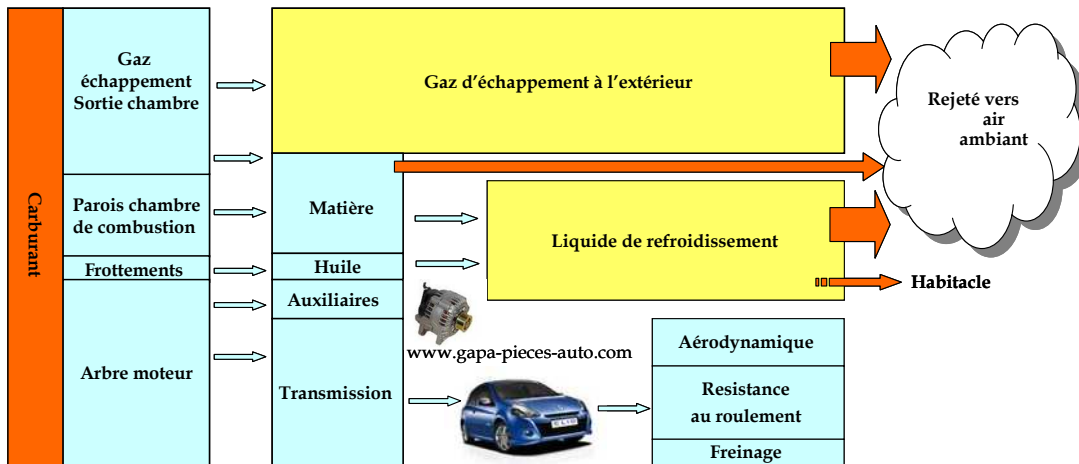


Figure 1-1 Bilan thermique d'un moteur à combustion

L'énergie rejetée dans l'air ambiant ne peut pas être récupérée intégralement à cause des irréversibilités du système de conversion. Les irréversibilités participent à la création d'entropie, c'est-à-dire, à la destruction d'exergie du système. L'exergie est un travail maximal (mécanique ou électrique) qu'un système de récupération d'énergie peut produire en évoluant depuis son état initial jusqu'à un équilibre avec le milieu ambiant [136]. L'exergie d'un système définit son potentiel à convertir de l'énergie. En appliquant la notion d'exergie à l'analyse du potentiel de récupération d'énergie perdue dans un véhicule de type poids lourd, **Teng et al.** [146] ont estimé que 30 % de l'énergie des gaz d'échappement peuvent être convertis en travail utile sur l'arbre du moteur. **Bourhis et Leduc** [19] ont fait le bilan d'exergie des motorisations essence et diesel pour un véhicule automobile. Ils ont montré que pour un régime de rotation de 3500 tr min^{-1} , sur 31 % d'énergie contenue dans les gaz d'échappement de motorisation essence, seulement 15 % peut être transformés en travail utile par un système de récupération d'énergie. En ce qui concerne un moteur diesel tournant à 2300 tr min^{-1} , ce ratio ne représente que 4 %. Cette différence des potentiels de récupération d'énergie est définie par la température de la source d'énergie perdue. **Shonda** [136] a montré le potentiel de récupération. **Shonda** a étudié le potentiel des gaz d'échappement en amont et en aval de la turbine de suralimentation, et en aval du pot catalytique pour deux types de motorisation (essence et diesel). Il a défini le potentiel de récupération d'énergie comme le rapport entre l'exergie et l'enthalpie des gaz d'échappement. Il a constaté que le potentiel des gaz de la

motorisation essence est plus fort que celui de la motorisation diesel (cf. figure 1-2). Ainsi, dans le cas où un système de conversion d'énergie est installé en aval du catalyseur, pour une motorisation essence, jusqu'à 50% de l'énergie peuvent être récupérés tandis que ce potentiel ne représente que 45 % dans le cas du moteur diesel.

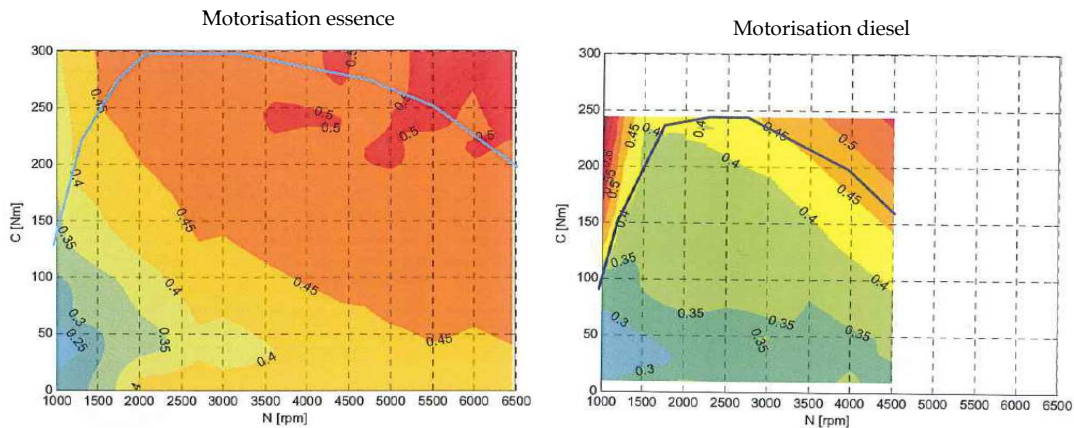


Figure 1-2 Rendement maximal de récupération d'énergie en aval du pot catalytique

Nous constatons ainsi que le potentiel de récupération d'énergie des gaz d'échappement est élevé.

1.2 Principaux systèmes permettant la valorisation de l'énergie thermique : définitions et applications

La récupération d'énergie dans une automobile est possible grâce à l'utilisation d'un système de conversion d'énergie. Plusieurs systèmes de conversion d'énergie existent (cf. figure 1-3) [51]. La détente directe des gaz d'échappement dans une turbine est possible grâce à l'intégration du *turbo compound* dans la ligne d'échappement. La chaleur rejetée par le moteur thermique dans les gaz d'échappement ou le liquide de refroidissement du moteur peut être convertie en travail électrique par un thermo générateur dont le fonctionnement est basé sur l'effet de Seebeck.

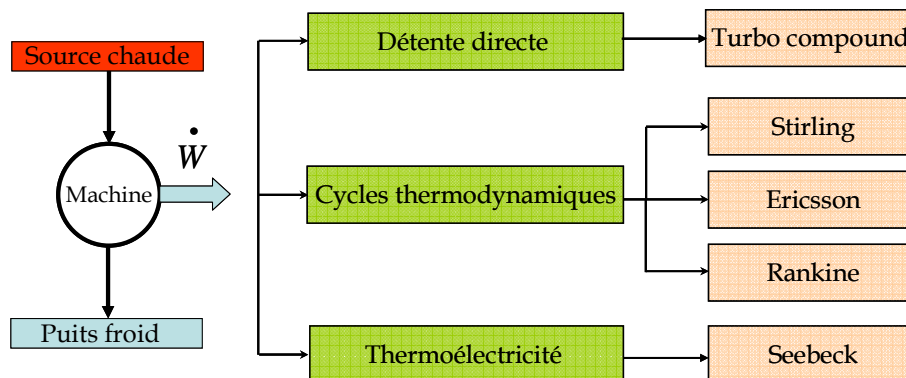


Figure 1-3 Technologies permettant de convertir de l'énergie en travail utile

La conversion de l'énergie non utilisée par le moteur thermique peut aussi être effectuée via l'utilisation du circuit secondaire thermodynamique comme un moteur de Stirling,

moteur d'Ericsson ou moteur de Rankine. Les moteurs Stirling et Ericsson font partie des moteurs à air chaud avec un apport de chaleur externe.

Une brève analyse des systèmes de conversion d'énergie, donnée ci-dessous, est nécessaire pour identifier le mieux adapté pour une automobile.

1.2.1 Turbo compound

Le *turbo compound* est un système permettant de produire de l'énergie mécanique ou électrique additionnelle grâce à une détente directe des gaz d'échappement dans une turbine. La turbine de détente des gaz est généralement installée sur la ligne d'échappement en aval de la turbine de suralimentation.

La turbine peut être liée mécaniquement à l'arbre du moteur thermique. Dans ce cas elle sert à produire de l'énergie mécanique additionnelle. Le turbo compound électrique est relié à une génératrice ou à un alternateur et sert à produire de l'énergie électrique. La possibilité de piloter le régime du turbo compound électrique permet de l'utiliser sur une plage plus large de régimes du moteur thermique. Sur les faibles régimes la turbine sert de « boost » pour les gaz d'échappement, ce qui minimise l'effet de contre pression d'échappement, et par conséquent, minimise la surconsommation.

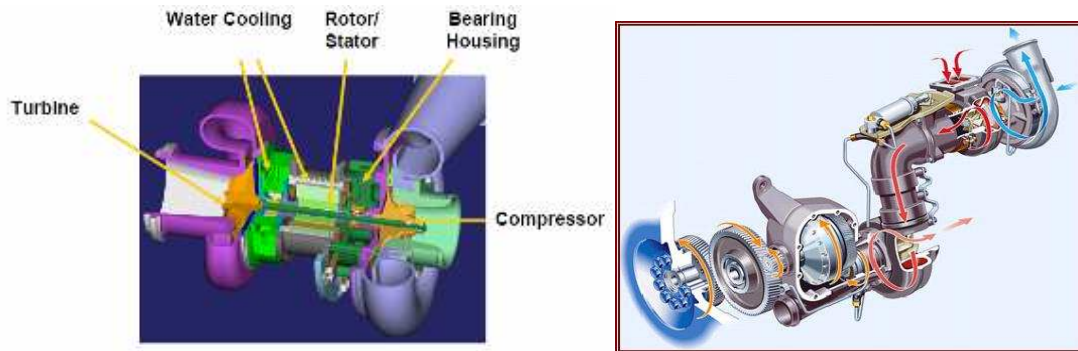


Figure 1-4 Schéma du turbo compound. Source : www.techniconnexion.com/t13369-le-turbocompound

Parmi toutes les technologies de récupération d'énergie, le *turbo compound* est une des plus compactes. C'est pour cette raison qu'aujourd'hui le *turbo compound* a trouvé son application dans des véhicules, notamment, dans les poids lourd. **Sendyka et Soczowka [129]** ont comparé les turbos compound mécanique et électrique installés sur un moteur Scania. La modélisation des deux systèmes a montré que la puissance mécanique produite dépend du régime du moteur thermique. Une augmentation de la puissance du moteur de l'ordre de 11 % peut être atteinte grâce à une utilisation de turbo compound à un régime de 1900 tr min⁻¹ ce qui correspond à une réduction de la consommation de 10 %. **Hountalas et al. [69]** ont étudié l'effet d'application du turbo compound mécanique et électrique pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement du moteur diesel à six cylindres. Selon cette étude, le *turbo compound* mécanique améliore la consommation du véhicule de 4,5 %, tandis qu'une réduction de la consommation de l'ordre de 6,5 % peut être atteinte grâce à une utilisation du *turbo compound* électrique. La récupération de l'énergie des gaz d'échappement par un système *turbo compound* résulte d'une réduction des émissions du moteur (NO_x) de 17 % pour un turbo compound mécanique, et de 7 %

dans le cas d'un turbo compound électrique [68]. En revanche, par rapport au système mécanique, le turbo compound électrique est utilisable sur une plus grande plage de régime et de charge. **Hopmann et Algrain [66]** ont fait l'analyse du fonctionnement du turbo compound électrique appliqué aux poids lourds de classe 8. Pour différents régimes du moteur thermique et différentes charges, la simulation a montré une réduction de la consommation de l'ordre de 2,5 à 10 %. **Patterson et al. [110]** ont évalué le gain en consommation du moteur Deer équipé d'un turbo compound électrique. Une réduction de la consommation de l'ordre de 5 à 7 % a été obtenue sur différents régimes du moteur. Une récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'un moteur à éthanol par un turbo compound a été étudiée par **De Queiroz Hindi et al. [35]**. Ils ont conclu que la récupération d'énergie par un turbo compound est plus intéressante que l'utilisation de la turbine de suralimentation. Ainsi, le rendement thermique annoncé du moteur équipé de turbo compound est de 45 %, alors que le moteur équipé de la turbine de suralimentation seule produit de la puissance nette avec un rendement de l'ordre de 42 %.

La machine à vis utilisée en tant que turbo compound, est une solution alternative à la turbine. **Fort et al. [53]** ont comparé une machine à vis avec une turbine pour turbo compound dédié aux poids lourds. Ils ont montré que la machine à vis est plus performante qu'une turbine dans la plage de charge totale du moteur thermique. Une réduction de la consommation de 4% est possible grâce à l'utilisation de cette technologie.

Le système de récupération d'énergie par un turbo compound peut être compétitif avec un système basé sur un cycle de Rankine. Pour des véhicules de type poids lourd, une simulation des deux systèmes a montré qu'un gain en consommation de 22 % peut être atteint grâce à l'utilisation du système de Rankine, tandis que le turbo compound n'offre que 2 % de réduction de la consommation [156]. Cependant, les masses additionnelles des deux systèmes sont quasi équivalentes (de l'ordre de 100 kg). C'est pour cette raison que **Weerasinghe et al. [156]** ont préféré un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine.

En conclusion, la quantité d'énergie produite par un turbo compound dépend fortement du régime du moteur thermique. Dans ce contexte, l'utilisation du turbo compound mécanique est plus intéressante pour des roulages de type route ou autoroute. C'est la raison pour laquelle cette technologie de conversion d'énergie des gaz d'échappement est mieux adaptée pour les poids lourds. Etant donné que la turbine est installée sur la ligne d'échappement, sur les bas régimes du moteur, elle peut devenir la cause d'une diminution de la puissance nette fournie par le moteur thermique du véhicule. Ceci est dû à l'effet de contre pression d'échappement. Ainsi, une réduction de la puissance nette de l'ordre de 16 % peut se produire avec une augmentation de la contre pression à l'échappement de 1 bar [69]. Dans le cas où un niveau plus élevé de la puissance est demandé, le turbo compound n'est plus intéressant.

1.2.2 Thermoélectricité

L'effet thermoélectrique est basé sur l'effet de Seebeck. Cet effet se traduit par l'apparition d'une différence de potentiel dans un semi-conducteur si l'on soumet ses deux extrémités à des températures différentes. L'apparition du courant électrique dans un couple de semi conducteurs s'explique par la création des paires électron-trou à la

jonction des semi-conducteurs de types différents. Il existe deux types de semi-conducteurs : P-type et N-type. La différence de température à l'extrémité des semi-conducteurs induit un déplacement des paires électrons-trous de la source chaude vers le puits froid.

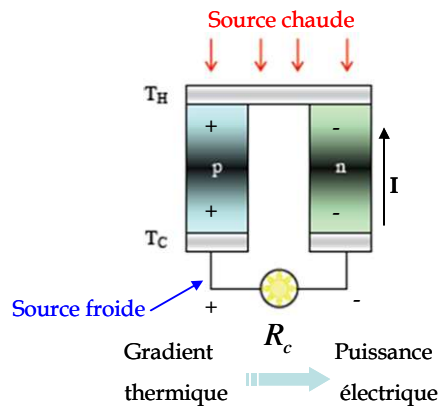


Figure 1-5 Schéma du principe de fonctionnement du thermo générateur

L'assemblage des semi-conducteurs de types P et N en séries constituent un thermo générateur (TEG) (cf. figure 1-6). La puissance produite par un TEG dépend des températures de la source chaude et du puits froid. Un autre facteur important de la puissance du TEG est le choix des matériaux thermoélectriques. Tous les matériaux se caractérisent par un facteur de mérite appelé ZT et calculé par l'équation (1-1).

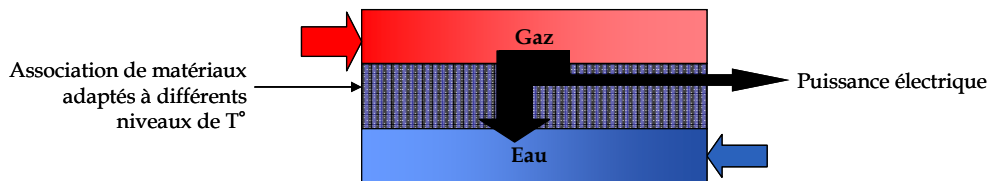


Figure 1-6 Schéma du TEG

$$ZT = \frac{\alpha^2}{\lambda \rho_t} T \quad (1-1)$$

- α Coefficient de Seebeck, $V \cdot K^{-1}$
- ρ_t Résistivité électrique, Ω
- λ Conductivité, $W \cdot m^{-1} K^{-1}$
- T Température, $^{\circ}C$

Les matériaux peuvent être répartis en deux types selon la température de fonctionnement (cf. figure 1-7) :

- Matériaux basses températures
- Matériaux hautes températures

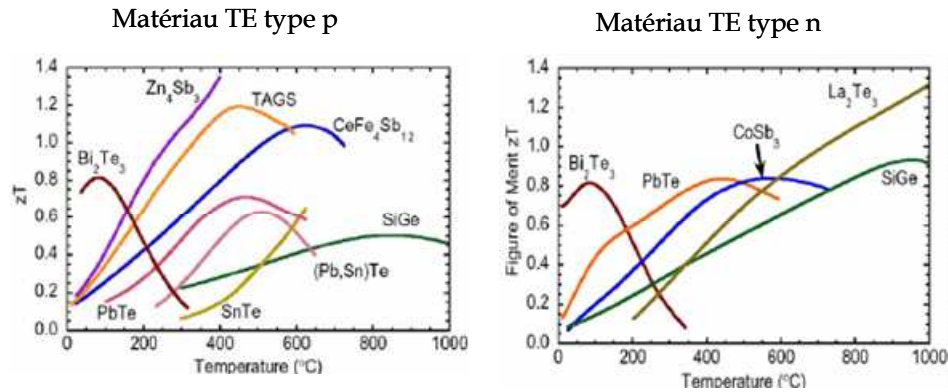


Figure 1-7 Caractéristique ZT des matériaux thermoélectriques. Source : www.its.caltech.edu

Le thermo générateur basé sur l'effet de Seebeck est une des solutions prometteuses permettant la récupération d'énergie dans une automobile. L'avantage majeur de ce système est sa dimension réduite. **Hussain et Brigham [76]** ont étudié l'application du thermo générateur sur un véhicule hybride Ford. L'analyse du fonctionnement du TEG a montré que sur un cycle de roulage autoroutier, 325 W de puissance électrique peuvent être récupérés à partir des gaz d'échappement, tandis que la récupération sur un cycle urbain ne permet de récupérer que 53W. Le projet collaboratif américain sous contrôle de BSST concernant la récupération d'énergie des gaz d'échappement dans une automobile, a permis de mettre au point un prototype de TEG capable de produire 500W de puissance électrique additionnelle à partir d'une source chaude à 250°C. Une réduction des émissions de CO₂ due à l'utilisation de ce TEG, a été évaluée de l'ordre de 4 à 8% [11]. BMW s'intéresse aussi à la récupération d'énergie des gaz d'échappement au moyen d'un TEG. Les essais ont été réalisés sur un prototype du TEG exploitant une source chaude (les gaz d'échappement) et un puits froid (l'eau à 60°C) [48]. Dans ces conditions de fonctionnement, le prototype a montré une puissance récupérée de l'ordre de 200 W électrique sur un cycle de roulage autoroutier, et 30 W électrique sur un cycle de roulage urbain. Une étude d'application du module thermo électrique au véhicule hybride d'Honda [103] a montré qu'une puissance de 370W peut être produite à partir des gaz d'échappement à 836 °C. Cette puissance peut être améliorée jusqu'à 450 W si une isolation thermique du TEG est réalisée.

Nous constatons que la puissance récupérée par un TEG n'est pas élevée. Une augmentation de la puissance produite peut être réalisée grâce au couplage du TEG avec un cycle de Rankine. Les deux systèmes se complètent et permettent de mettre en place une récupération sur les gaz d'échappement et le liquide de refroidissement. Le schéma du système est représenté sur la figure 1-8. Pour une application poids lourd, **Shu et al. [137]** ont considéré un système combiné avec le fluide R123 circulant dans la boucle de Rankine placé entre une source chaude à 792 K et un puits froid à 356 K. Une puissance additionnelle de l'ordre de 28 kW peut être obtenue par ce système dont 1,7kW de puissance est délivrée par le TEG. Cette puissance totale obtenue correspond à une amélioration du rendement du moteur jusqu'à 45 %. Pour évaluer les performances du même concept combiné, **Miller et al. [102]** ont utilisé un cycle de Rankine organique avec R245fa couplé avec un TEG. Pour une source chaude à 773 K et un puits froid à 333 K la

puissance produite par l'ORC a été évalué de l'ordre de l'ordre de 12 kW alors que le TEG ne délivre que 1,2 kW.

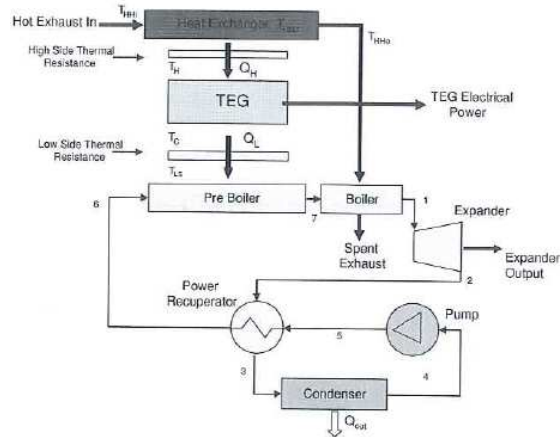


Figure 1-8 Schéma du système combiné du Rankine avec un TEG [102]

Nous constatons que le couplage des deux systèmes n'offre pas de gain important en terme de puissance produite. De ce point de vue, une récupération d'énergie par un système plus performant, comme un cycle de Rankine, est plus raisonnable. De plus, de nombreux problèmes apparaissent lors de la conception du thermo générateur et de son intégration dans une automobile. D'abord, il faut citer le problème de la disponibilité des matériaux thermoélectriques et leur coût élevé dû au procédé de fabrication peu développé. Ensuite, des pertes thermiques élevées dues au mauvais échange entre les sources chaude et froide et les semi-conducteurs, ont lieu dans un TEG. Un problème de perte de charge des gaz d'échappement se pose aussi étant donné que le TEG est installé sur la ligne d'échappement du véhicule. Pour finir, un TEG est caractérisé par une mauvaise tenue mécanique et une faible fiabilité.

1.2.3 Cycle de Joule

Le cycle idéal de Joule est un cycle comportant un brûleur isobare, un compresseur et une turbine isentropiques. C'est le cycle idéal de la turbine à gaz. L'air est utilisé comme fluide de travail et reste à l'état gazeux lors des transformations. Le schéma du système est représenté sur la figure 1-9.

Le cycle de Joule est largement utilisé dans le domaine de la production d'électricité. L'utilisation de cette technologie est aussi possible pour la récupération d'énergie. Pour la récupération d'énergie d'une source chaude à 300 °C dans le secteur industriel, **Bianchi et De Pascale [13]** ont comparé un cycle ouvert de Joule avec le moteur de Stirling et moteur de Rankine organique. La modélisation des trois systèmes a montré que pour une plage de températures du fluide de travail s'étalant de 130 à 300°C, le cycle de Joule permet de récupérer moins de puissance que les moteurs de Stirling et Rankine. Ainsi, le rendement thermique calculé du cycle de Joule est de 10 % alors que le rendement du cycle de Rankine s'élève jusqu'à 20 %.

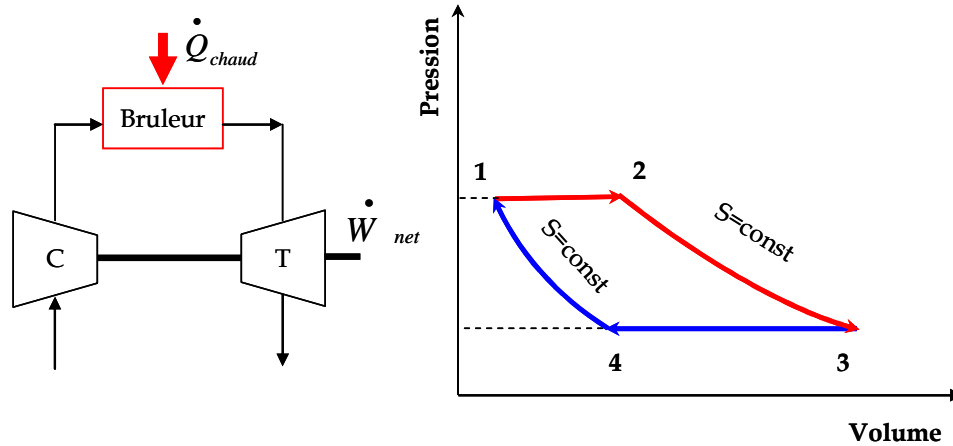


Figure 1-9 Schéma du cycle de Joule (Brayton)

Heat2power s'intéresse à la récupération d'énergie dans une automobile par un cycle de Joule [100]. L'échangeur installé sur la ligne d'échappement après le pot catalytique, permet de chauffer l'air à 600 °C sous une pression de 40 bar. Un moteur à mono cylindre couplé avec l'arbre du moteur thermique à essence, a été choisi comme dispositif de détente. Ce système permet de produire jusqu'à 7 kW d'énergie additionnelle sur un régime de 4000 tr min⁻¹. Ainsi, une réduction de la consommation du véhicule de 12 % sur un cycle de roulage NEDC peut être atteinte. Une réduction de la consommation de l'ordre de 35 % sur l'autoroute a été annoncée. Ainsi, nous constatons que ce système présente un grand potentiel dans une automobile.

L'avantage d'utilisation d'une boucle ouverte basée sur un cycle de Joule, est l'absence de condenseur. En revanche, le dispositif de détente est assez important à cause de l'air utilisé comme fluide de travail. Un autre inconvénient de ce système est le couplage direct de la machine de détente avec l'arbre du moteur.

1.2.4 Cycle de Stirling

Le cycle de Stirling est un cycle bitherme réversible, avec un transfert de chaleur interne, constitué de deux isothermes et de deux isochores. Il comporte les transformations suivantes (cf. figure 1-10) :

- 1-2 : échauffement isochore
- 2-3 : détente isotherme
- 3-4 : refroidissement isochore
- 4-1 : compression isotherme.

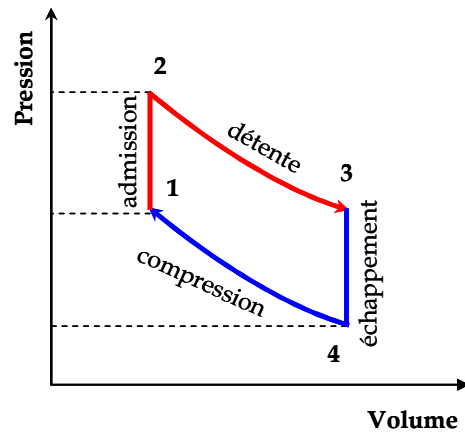


Figure 1-10 Diagramme Pression-volume du cycle de Stirling

Un gaz, généralement l'air, est utilisé comme fluide de travail. Il circule en circuit fermé entre une source chaude et un puits froid. Il existe trois configurations du moteur Stirling (cf. figure 1-11) :

- Moteur alpha

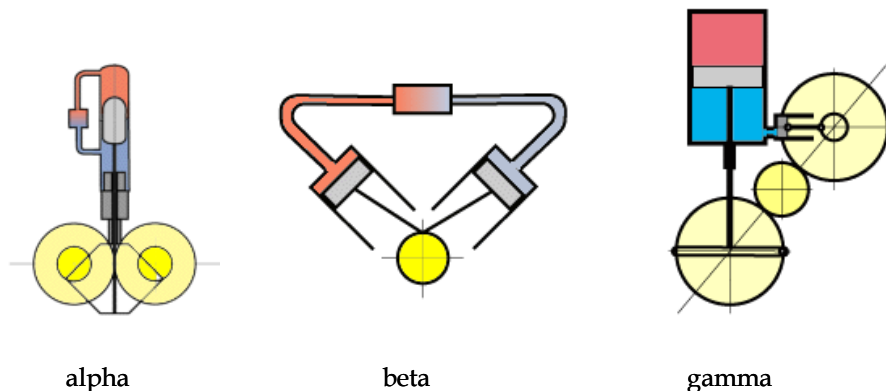
Il comporte deux cylindres séparés contenant deux pistons : un piston de compression, et un autre effectuant la détente du fluide.

- Moteur beta

Il est caractérisé par un seul cylindre contenant un piston qui fournit un travail, et un piston-régulateur qui permet de séparer les phases de compression et de détente du fluide.

- Moteur gamma

Le moteur de type gamma contient les caractéristiques du moteur alpha et beta. On retrouve dans sa conception deux cylindres séparés avec une variation des volumes de compression et de détente réalisée par un piston-régulateur.

Figure 1-11 Schémas de types de moteur de Stirling. Source : www.moteurstirling.com

Le rendement global des moteurs de Stirling est assez élevé [87]. C'est pour cette raison que le moteur de Stirling est largement utilisé pour la production d'électricité à partir de l'énergie solaire. Les collecteurs solaires (photovoltaïques) jouent le rôle de la source

chaude. Aujourd'hui, le moteur de Stirling utilisé pour cette application, peut convertir la chaleur solaire en énergie électrique avec un rendement de 40 %. Ceci est atteint grâce au choix du fluide de travail et des conditions de fonctionnement optimisées [87]. Etant donné son fonctionnement silencieux, la technologie de Stirling est aussi utilisée dans la marine en tant que moteur à propulsion. L'utilisation domestique du moteur de Stirling pour les besoins de chauffage est aussi possible. La tentative d'utilisation de la technologie de Stirling pour la propulsion des véhicules a été aussi entreprise. Philips a développé un moteur utilisant l'hydrogène comme fluide de travail. La puissance maximale du moteur obtenue était de 30 kW ce qui correspond à un rendement thermique de 36 % [87]. General Motors a continué les recherches sur les moteurs de Stirling en achetant une licence de Philips. L'intégration du moteur Stirling dans un véhicule hybride n'a pas montré de résultats satisfaisants et le projet a été abandonné [136].

Le grand intérêt du moteur de Stirling est dû à ses nombreux avantages :

- Fonctionnement silencieux
- Diversité des sources chaudes (moteur à combustion externe)
- Ecologique
- Facilité de maintenance

Ainsi, la technologie de Stirling est intéressante pour la récupération d'énergie dans une automobile. Cependant, elle possède des inconvénients non négligeables qui limitent son application dans une automobile :

- Prix élevé
- Problème d'étanchéité (le circuit fermé travaillant sous hautes pressions)
- Choix du fluide de travail
- Echangeurs de chaleur volumineux
- Manque de souplesse (fonctionnement en stabilisé)

1.2.5 Cycle d'Ericsson

Le cycle d'Ericsson est un cycle bitherme réversible, avec transfert de chaleur interne, constitué de deux isothermes et de deux isobares. Ce cycle comporte les transformations suivantes (cf. figure 1-12) :

- 1-2 : échauffement isobare
- 2-3 : détente isotherme
- 3-4 : refroidissement isobare
- 4-1 : compression isotherme.

Le moteur d'Ericsson est un circuit fermé constitué des deux échangeurs de chaleur : un échangeur permet de transfert de chaleur de la source chaude, un autre, permet d'échange de chaleur avec le puits froid, et d'un détendeur et d'un compresseur. Le fluide de travail utilisé dans ce cycle est généralement un gaz comme l'air ou hélium.

Le moteur d'Ericsson peut être utilisé dans le domaine de micro-cogénération. **Bonnet et al. [16]** ont modélisé un système de récupération d'énergie basé sur un cycle d'Ericsson avec de l'air comme fluide de travail. Ils ont montré qu'une puissance nette de l'ordre de 10,8 kW peut être obtenue à l'arbre de la machine de détente. **Touré [149]** a conduit les essais d'un moteur d'Ericsson pour une application de micro-cogénération et trouvé une puissance nette à l'arbre de l'ordre de 1 kW pour un régime de 1000 tr min⁻¹.

Le moteur d'Ericsson est plus avantageux par rapport au moteur Stirling parce que les échangeurs ne contiennent pas de volume mort et, par conséquent, présentent une capacité d'échange plus grande. De ce point de vue, des échangeurs plus petits peuvent être utilisés dans un cycle d'Ericsson [51]. Afin d'assurer un bon échange de chaleur, la dimension des échangeurs reste importante. Etant donné que le cycle d'Ericsson est un circuit fermé, une bonne étanchéité doit être assurée.

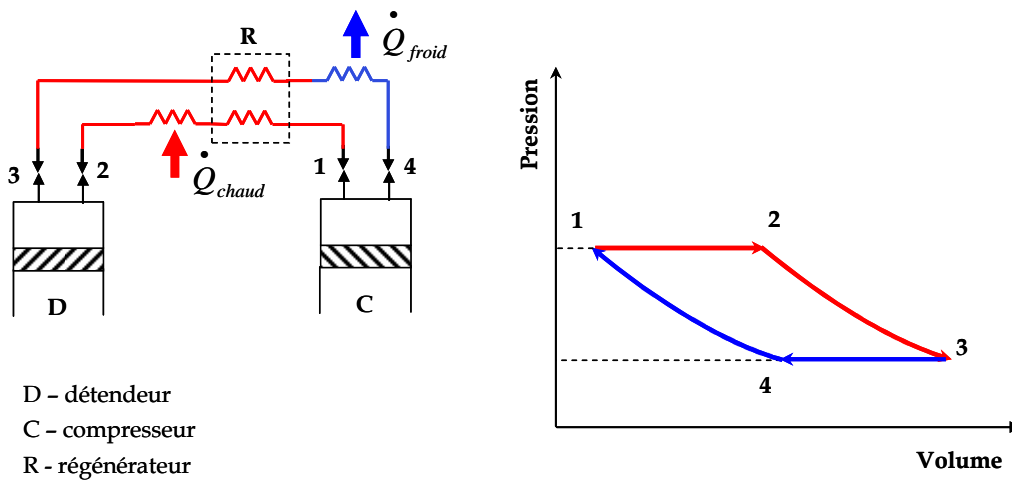


Figure 1-12 Schéma du moteur d'Ericsson et diagramme pV du cycle

1.2.6 Cycle de Kalina

Le cycle de Kalina est un cycle thermodynamique utilisant un mélange ammoniac-eau comme fluide de travail. Le schéma du cycle simple est représenté sur la figure 1-13 b.

Dans la boucle de Kalina, nous retrouvons un évaporateur, une machine de détente, un régénérateur, deux condenseurs et un séparateur. En amont de l'évaporateur, le mélange ammoniac-eau se trouve dans l'état concentré. Le fluide sortant de la machine de détente, nécessite une séparation par le biais de réchauffement dans le régénérateur. La pression de l'ammoniac après la détente est trop élevée pour que le fluide soit condensé par le condenseur à eau. C'est pourquoi à la sortie de la machine de détente l'ammoniac est mélangé avec l'ammoniac sortant du séparateur. Une fois refroidi et réchauffé dans le régénérateur, la vapeur du mélange est envoyée dans le séparateur. Enfin, le fluide saturé est mélangé avec le fluide de base. Le fluide de base circule dans la boucle avec le séparateur.

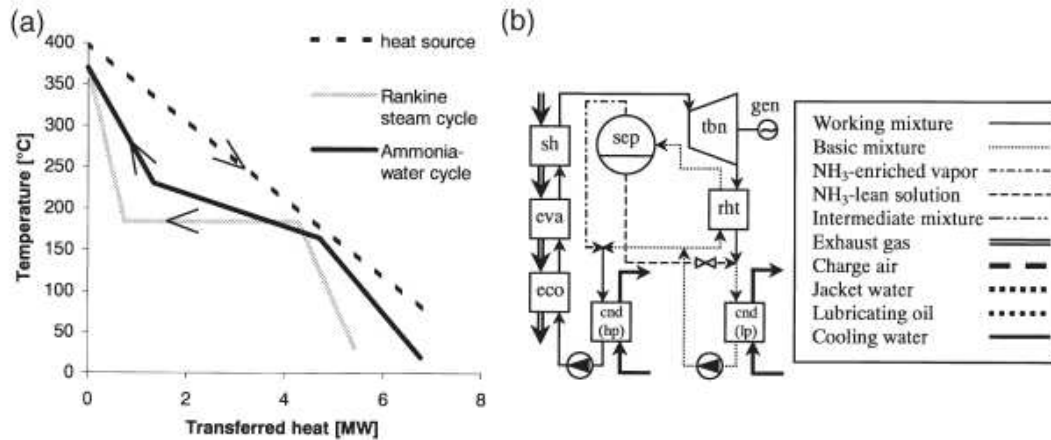


Figure 1-13 profils des températures dans un cycle de Kaline (a) et le schéma du la boucle de Kalina simple (b) [80]

Dans la boucle de Kalina, l'eau et l'ammoniac s'évaporent et se condensent à des températures différentes ce qui permet d'améliorer l'échange de chaleur avec une source chaude et un puits froid par rapport au fluide pur (cf. figure 1-13 a). L'ammoniac gèle à basse température contrairement à l'eau c'est pourquoi son utilisation est avantageuse. Malgré ceci, **He et al. [63]** ont investigué une application du cycle combiné de Kalina et du cycle de Rankine organique pour la récupération d'énergie dans un véhicule équipé d'un moteur essence Toyota 8A-FE. Le système considéré permet de récupérer de l'énergie à partir de l'huile moteur, du liquide de refroidissement du moteur et des gaz d'échappement. Pour un point de fonctionnement du moteur correspondant à la température des gaz d'échappement de 500 °C, un tel système combiné permet de récupérer jusqu'à 261 kJ·kg⁻¹ d'énergie spécifique avec un rendement de conversion de 16 %. En revanche, le ratio entre le coût du système et la puissance produite n'est pas satisfaisant compte tenu des matériaux utilisés pour résister à la corrosion.

En dehors des aspects de sécurité à assurer et le prix du système, le cycle de Kalina n'est pas une solution raisonnable pour une application automobile à cause du nombre de composants à intégrer. **Little et Garimella [93]** ont comparé un cycle de Kalina et un cycle de Rankine organique utilisés pour la récupération d'énergie à partir d'une source chaude à 150 °C. La condensation se produit à 35 °C. Selon la modélisation, les deux systèmes convertissent de l'énergie avec un rendement de 9 %. En revanche, le système de Kalina est plus grand affichant une l'aire totale du système de 2,071 m² conte 1,604 m² pris par le système de Rankine. Ainsi, un cycle de Rankine est une solution plus intéressante pour la récupération d'énergie dans une automobile.

1.3 Cycle de Rankine/Hirn

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique à apport de chaleur externe dédié à produire du travail mécanique selon le processus suivant :

- Compression adiabatique
- Evaporation isobare

- Détente adiabatique
- Condensation isobare

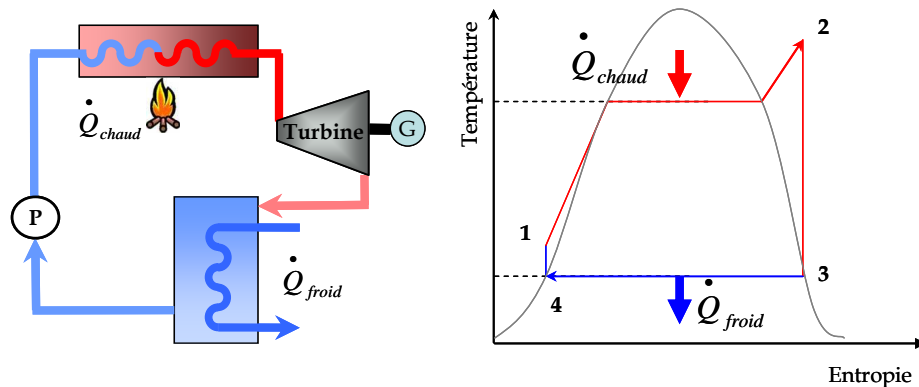


Figure 1-14 Schéma du cycle de Rankine et diagramme Ts

Le fluide de travail subit un changement de phase au cours de certaines transformations (cf. figure 1-14). Le fluide passe dans l'évaporateur où il est préchauffé, évaporé et surchauffé (transformation 1-2). Ensuite, le fluide à l'état de vapeur surchauffée est détendu dans une machine de détente isentropique jusqu'à une pression de condensation (transformation 2-3). Pendant cette phase, un travail utile est produit et peut être récupéré à l'arbre de la machine de détente sous la forme de travail mécanique ou électrique. Puis, en passant au travers du condenseur, le fluide est condensé grâce au contact avec une paroi froide (3-4). Une pompe assure la circulation du fluide dans le cycle (4-1).

Selon le premier principe de thermodynamique, le rendement thermique du cycle est défini ainsi :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pompe}}{\dot{Q}_{\acute{e}vap}} \quad (1-2)$$

- $\dot{W}_{turbine}$ Puissance nette de la turbine, W
- \dot{W}_{pompe} Puissance nette de la pompe, W
- $\dot{Q}_{\acute{e}vap}$ Chaleur cédée sur l'évaporateur, W

La technologie du cycle de Rankine est bien connue dans le domaine de la production d'électricité. Elle est caractérisée par sa simplicité, la disponibilité de ses composants sur le marché et un rendement assez élevé, de l'ordre de 30-40%. Cependant, différents problèmes se posent :

- Choix du fluide de travail

Les pressions dans la boucle ainsi que la dimension des composants sont définies en partie par le type du fluide de travail utilisé dans la boucle.

- Etanchéité des circuits

Certains fluides, comme l'eau, exigent une condensation du fluide sous une pression moins élevée que la pression atmosphérique.

- Choix des composants

La présence de gouttes d'eau à la fin de la détente peut entraîner la destruction de la turbine. Un autre type de machine de détente doit être choisi. Pour résoudre ce problème, le fluide de travail doit être adapté.

1.3.1 Application stationnaire et embarquée du système de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle exploité dans les centrales thermiques à vapeur d'eau. Pour les températures peu élevées de la source chaude, les fluides organiques peuvent être utilisés comme fluides de travail. C'est souvent le cas de systèmes de production décentralisée d'électricité qui exploitent des sources de chaleur à plus basse température. Ainsi, le cycle de Rankine est utilisé pour la production d'énergie électrique à partir d'énergie géothermique, solaire ou biomasse [6], [95], [118], [128], [133]. Etant donné que les centrales thermiques rejettent beaucoup d'énergie à travers les gaz d'échappement des turbines à gaz, le potentiel de récupération de cette énergie est grand. Pour cette application, un cycle de Rankine organique est largement utilisé [78], [117], [123], [124], [164].

En vue de réduire les émissions de gaz à effet de serre, de nombreuses tentatives d'utiliser d'un moteur de Rankine pour propulser un véhicule, ont été entreprises [64], [65], [79], [120]. Une puissance mécanique maximale de 50kW a été atteinte grâce à une utilisation du moteur de Rankine dans un véhicule automobile. Le rendement annoncé est presque compétitif avec celui d'un moteur thermique à combustion et s'élève jusqu'à 31 % [79]. Etant donné que le fluide de travail utilisé dans le moteur de Rankine est l'eau, le problème majeur d'un tel système est le gel du fluide à basse température.

Aujourd'hui, le cycle de Rankine intéresse les constructeurs automobiles dans le but de récupérer l'énergie rejetée par un moteur thermique dans l'air ambiant [154]. L'utilisation du système de récupération d'énergie dans les véhicules de type poids lourd a commencé dans les années 1970 suite aux chocs pétroliers [39], [64], [65], [79], [109], [120]. Après une période de stagnation dans les années 1980 et 1990, des travaux de recherche sur l'application des systèmes de Rankine aux véhicules ont à nouveau été entrepris.

AVL s'intéresse au cycle de Rankine pour la récupération d'énergie sur des moteurs de poids lourd. Un système de récupération sur l'EGR (Exhaust Gaz Recirculation) et les gaz d'échappement a été proposé (cf. figure 1-15). En utilisant le fluide R245fa, ils estiment améliorer les performances du moteur jusqu'à 20 % [147]. Pour des raisons de dimension des composants et de pressions trop élevées dans le système, le fluide R245fa a été remplacé par l'éthanol. Des tests de ce système avec l'éthanol sur un banc d'essais ont montré un gain en consommation de l'ordre de 5% [90], [108], [144].

Depuis 2005 Cummins mène des études du système de Rankine utilisant le R245fa comme fluide de travail, dédié aux véhicules de type poids lourd [104]-[105]. Cummins a montré que le système de Rankine récupère jusqu'à 6 % d'énergie mécanique à partir des gaz d'échappement et 2 % à partir d'EGR. Ainsi, une amélioration des performances du moteur sur un cycle autoroutier de l'ordre de 10 % a été atteinte.

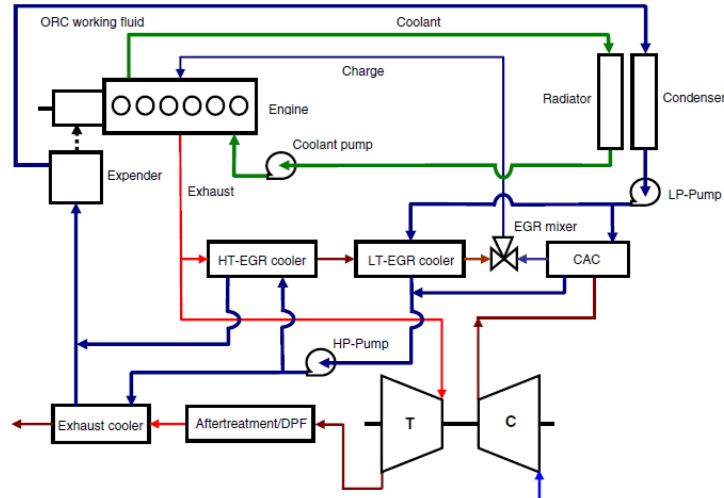


Figure 1-15 Schéma de la récupération d'énergie dans un véhicule de type poids lourd proposé par AVL [147]

Biggs et al. [14] ont testé un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine organique. Le système en fonctionnement transitoire a développé une puissance de 300W ce qui correspond à une augmentation du rendement du moteur à combustion interne de 2-3%. **Edwards et al. [44]-[43]** ont évalué les pertes thermiques du moteur diesel et une baisse du rendement du moteur associée à ces pertes. Parmi les pistes d'amélioration du rendement du moteur thermique, l'utilisation du cycle de Rankine organique (ORC), avec le R245fa comme fluide de travail, pour la récupération d'énergie sur l'EGR et les gaz d'échappement, a été investiguée. Théoriquement, une bonne isolation du moteur thermique combiné avec l'ORC permet d'améliorer les performances du système de 5 à 7%. Les tests du système de récupération d'énergie sur un moteur diesel de 300 kW de puissance mécanique, ont montré que sur un cycle de roulage, une réduction de la consommation de l'ordre de 6% maximum peut être atteinte grâce à l'utilisation du système à double récupération sur l'EGR et les gaz d'échappement [45].

Volvo power train s'intéresse aussi au système de récupération d'énergie des gaz d'échappement par un Rankine organique [50]. Dans le système proposé par Volvo, un condenseur à air assure le refroidissement du système de Rankine. La modélisation du système de Rankine dans GT-power® a montré que dans le cas d'utilisation du R245fa comme fluide de travail dans la boucle, la puissance nette récupérée sur l'arbre de la machine de détente s'élève à 6,5 kW.

Wei et al. [158] ont considéré un système de Rankine pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement de véhicule de type poids lourd. La température mesurée des gaz en amont de la turbine de suralimentation était de 470°C. Selon les résultats de la simulation numérique, le système de Rankine optimisé récupère de l'énergie sur les gaz d'échappement avec un rendement de 10 à 15%. En revanche, son rendement baisse considérablement pour les basses températures des gaz d'échappement, de l'ordre de 300 °C.

Il semble que le système à double récupération d'énergie dans un véhicule de type poids lourd est plus intéressant. Deux boucles de Rankine, une moyenne température pour une

récupération sur l'EGR et une autre haute température pour la récupération sur les gaz chauds, permettent d'améliorer la puissance du moteur à combustion de 19 % [38], [130].

Etant donné que le système de Rankine permet de produire de l'énergie électrique additionnelle, l'utilisation de ce système dans les véhicules automobiles hybrides intéresse les constructeurs d'automobiles. Ainsi, Honda a développé un système de récupération d'énergie sur les gaz d'échappement [49], [81]. Le système avec des composants innovants comme évaporateur-catalyseur et machine de détente à pistons, a été analysé (cf. figure 1-16). Le refroidissement du système de Rankine par un condenseur à air a été assuré. Les tests du système sur un véhicule Honda ont montré une augmentation de la puissance du moteur thermique de l'ordre de 3,8 % sur un cycle de roulage.

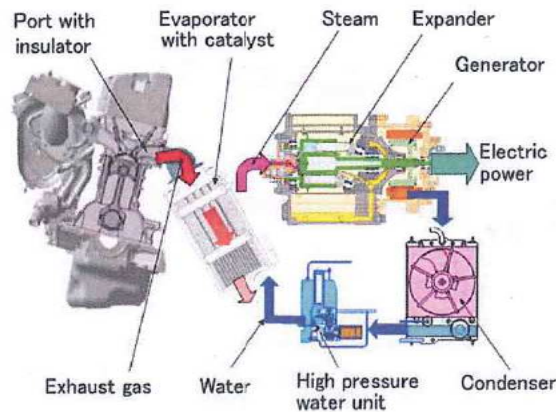


Figure 1-16 Système de récupération d'énergie des gaz d'échappement proposé par Honda [49].

El Chammas et Clodic [47] se sont également intéressés à la récupération d'énergie des gaz d'échappement pour les besoins de propulsion dans un véhicule hybride. Ils ont proposé un système de récupération d'énergie basé sur le cycle de Rankine installé sur les gaz d'échappement. Un condenseur à air en face avant a été utilisé pour le système de Rankine. El Chammas et Clodic ont montré que ce système permet de diminuer la consommation du véhicule de 17 % à 32 % selon le fluide utilisé dans la boucle et les conditions thermiques de son fonctionnement.

Ford Motor Company a étudié via la modélisation un système de récupération d'énergie des gaz d'échappement basé sur un cycle de Rankine organique utilisant le R245fa pour la génération d'énergie électrique additionnelle [74], [75]. Selon les estimations, un tel système peut générer assez d'énergie pour les besoins accessoires du véhicule sur un cycle de roulage autoroutier. En ville, le système de Rankine ne peut fournir qu'une partie de l'énergie demandée, soit 30%.

Les ingénieurs de Toyota Motor [107] ont essayé d'appliquer à ses véhicules automobiles un système de récupération d'énergie disponible dans le circuit d'eau de refroidissement du moteur, basé sur un cycle de Rankine organique. Un condenseur à air a servi à évacuer l'énergie thermique non convertie par le système de Rankine. Le fonctionnement du système a été étudié sur un banc d'essais. Pour une vitesse du véhicule de 40 km·h⁻¹ correspondant à la température de l'air ambiant de 25 °C, une diminution de la consommation du véhicule de 3 % en régime stabilisé a été démontrée.

Ringler et al. [121] de BMW group ont identifié plusieurs configurations du système de Rankine. Ils ont conclu que deux systèmes sont intéressants : la récupération d'énergie à partir des gaz d'échappement seuls et le système combiné avec une récupération à partir des gaz d'échappement et l'eau du circuit de refroidissement. L'étude comparative de ces deux systèmes a montré que le système combiné est plus performante et peut fournir jusqu'à 2 kW de puissance mécanique additionnelle ce qui correspond à une augmentation des performances du moteur de 10 % [55]. L'intégration dans une automobile du système à double récupération (système combiné) semble difficile, c'est pourquoi seule l'étude du système simple a été poursuivie. L'optimisation des composants de la boucle de Rankine pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement réalisée par **Freymann et al. [54]**, a permis d'obtenir un système compact et capable de fournir 700 W de puissance additionnelle sur un cycle de roulage autoroutier ce qui correspond à 6 % d'amélioration des performances du moteur à combustion (cf. figure 1-17).

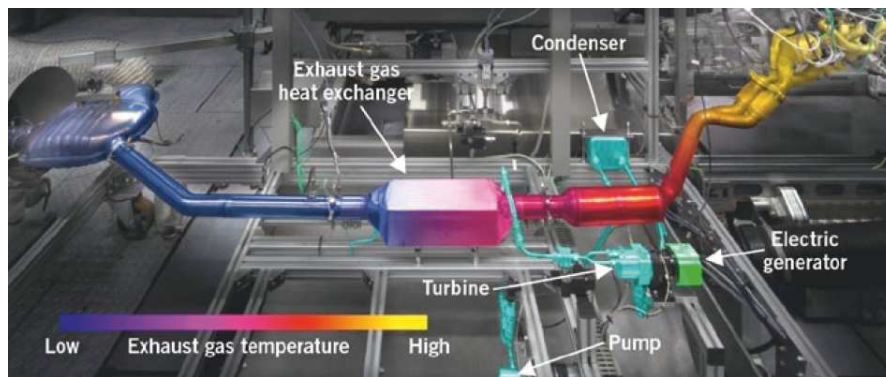


Figure 1-17 Intégration du système de récupération d'énergie des gaz d'échappement dans une automobile BMW [54]

Les équipes de recherche universitaires s'intéressent aussi à la récupération d'énergie dans une automobile. **Zhang et al. [167]-[169]** ont étudié la possibilité de récupération d'énergie à partir des gaz d'échappement d'un véhicule équipé d'un moteur Toyota 8A-FE. Les résultats des tests du système avec une machine de détente de type moteur de Wankel, ont montré qu'un rendement thermique du cycle de l'ordre de 14,44 % peut être atteint, ce qui correspond à 727 W récupérés. **Bae et al. [10]** ont réalisé l'étude du système à double récupération des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement. Ils ont utilisé l'eau pour la boucle haute température et le R1234yf pour la boucle basse température. **Bae et al.** ont conclu qu'une optimisation de l'évaporateur est primordiale en vue d'améliorer les performances du cycle de Rankine. Ainsi, pour le système avec un évaporateur optimisé, le rendement global annoncé est de 18,6 % ce qui correspond à 9,9 kW de puissance additionnelle. **Arias et al. [4]** ont analysé trois architectures de la boucle de Rankine pour la récupération d'énergie rejetée dans un véhicule hybride. Les deux premières architectures concernent la récupération d'énergie au moyen d'une seule boucle, hors des gaz d'échappement seuls ou l'eau de refroidissement du moteur seule. La récupération d'énergie par le biais d'une simple boucle s'avère peu performante. Le troisième concept, plus performant que les deux premiers, consiste à récupérer de l'énergie des gaz d'échappement avec le préchauffage du fluide par le moteur à

combustion (cf. figure 1-18). La modélisation a montré que sur un cycle de roulage une augmentation de 7,5 % de la puissance totale du moteur peut être atteinte.

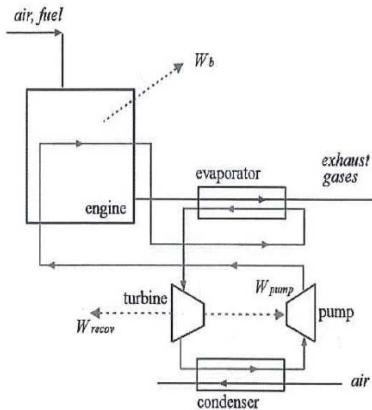


Figure 1-18 Récupération d'énergie des gaz d'échappement avec un préchauffage du fluide [4].

Boretti [17] a étudié le potentiel de récupération d'énergie dans un véhicule hybride. Trois systèmes de Rankine ont été considérés. La récupération d'énergie des gaz d'échappement par le cycle de Rankine organique avec le R245fa, a permis de diminuer la consommation du carburant de 6,4 %. Le même système de Rankine installé sur le liquide de refroidissement du moteur a permis d'améliorer les performances du moteur de 2,8 %. **Boretti** a trouvé que le système à récupération combinée est plus performant. Ainsi, ce système peut produire jusqu'à 8,2 % d'énergie additionnelle.

La minimisation de la dimension du système de récupération d'énergie peut être atteinte grâce à son couplage avec le système de climatisation du véhicule. **Chen et al. [26]** ont considéré un système de récupération d'énergie basé sur le couplage du circuit de climatisation et du cycle de Rankine. Le CO₂ a été utilisé comme fluide de travail (cycle transcritique). Dans ce concept, trois solutions ont été proposées. La première architecture consiste en une utilisation du système de climatisation en mode réversible ce qui permet de produire de l'énergie additionnelle pendant la période d'hiver, quand la climatisation n'est pas nécessaire. Le deuxième concept consiste à utiliser deux systèmes en parallèle. Finalement, le système combiné entre un cycle de Rankine et un cycle de climatisation, a été proposé (cf. figure 1-19). Grâce à la modélisation en quasi-statique sous EES (Engineering Equation Solver), **Chen et al.** ont conclu que le cycle transcritique basé sur le deuxième concept est plus performant. Le rendement thermique annoncé est de 11 % et correspond à une haute pression de 300 bar. La comparaison de ce système avec un cycle de Rankine organique [25] a montré que malgré le rendement moins élevé, le système exploitant le cycle transcritique au CO₂ est plus compact que l'ORC.

En conclusion, selon les conditions d'utilisation, un système basé sur un cycle de Rankine peut offrir une augmentation de la puissance du moteur thermique qui n'est pas négligeable. Ainsi, ce système semble être une solution prometteuse pour la récupération d'énergie dans une automobile.

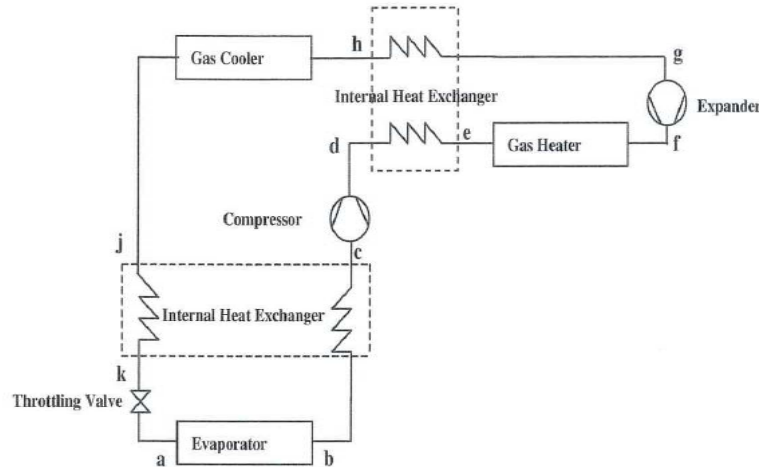


Figure 1-19 Système combiné entre Rankine et climatisation [26].

1.3.2 Enjeux d'intégration dans un véhicule de transport

L'intégration du système de récupération d'énergie basé sur le cycle de Rankine dans une automobile est contrainte par la place disponible et la masse additionnelle acceptable. Effectivement, le système de Rankine comporte quatre composants dont chacun doit prendre sa place dans un véhicule automobile. La masse du système, donc la masse de chaque composant, affecte la consommation du véhicule. C'est pourquoi leur dimension et leur masse doivent être minimales. Cependant, le système de récupération d'énergie doit permettre de récupérer et de produire le plus d'énergie possible. En conséquence, un compromis entre la dimension et les performances du système doit être trouvé.

La minimisation de la dimension des composants passe par un choix technologique. De cette manière, l'évaporateur du système de Rankine doit offrir une bonne efficacité afin d'échanger le plus d'énergie possible avec la source chaude. La machine de détente doit permettre de transformer cette énergie récupérée en travail mécanique ou électrique avec un bon rendement. Le condenseur du système de Rankine sert à échanger l'énergie thermique non convertie par le système avec le puits froid. La pompe assure la circulation du fluide dans la boucle et maintient le niveau de pression demandé.

Notons que les contraintes liées à la source chaude et au puits froid (disponibilité, l'énergie contenue etc.) ainsi qu'aux régimes de la machine de détente et de la pompe, déterminent aussi la dimension du système de Rankine. Ainsi, le choix de la source chaude et du puits froid semble important afin d'optimiser les performances de la boucle de Rankine.

Nous voyons que le système de Rankine embarqué interagit avec les systèmes thermiques du véhicule (système de climatisation, système de refroidissement etc.) et, par conséquent, influe sur leur performance globale. On note également que les systèmes thermiques du véhicule fonctionnent en régime transitoire la plupart du temps lors d'un parcours. Cela implique une adaptation du système de Rankine au changement des conditions de fonctionnement du moteur. En outre, il faut distinguer deux modes de fonctionnement du moteur thermique : la phase de démarrage et le régime stabilisé. Il est

important de tenir compte de ces deux phases lorsque nous voulons optimiser les performances du système de récupération d'énergie. De cette manière, il est inutile de vouloir récupérer l'énergie lorsque le moteur est froid. En revanche, dans le cas où le moteur thermique fonctionne sur un régime stabilisé, il faut assurer un refroidissement adéquat. L'utilisation du système de récupération d'énergie pendant cette phase peut pénaliser la capacité du système de refroidissement du moteur. En conclusion, le choix des points de fonctionnement optimaux pour le système de récupération d'énergie permettra d'optimiser son usage dans une automobile.

1.3.3 Sources chaude et puits froids

Dans une automobile, nous pouvons distinguer deux types de sources chaudes. Il s'agit d'une part des gaz d'échappement et d'autre part de l'eau de refroidissement du moteur (cf. figure 1-20). La quantité de chaleur récupérée par l'évaporateur du cycle de Rankine dépend de l'emplacement de l'échangeur. Plus l'évaporateur est près du moteur, plus la source chaude contient de l'énergie.

La récupération d'énergie contenue dans l'eau de refroidissement du moteur peut s'effectuer grâce à l'intégration de l'évaporateur dans le circuit de refroidissement. La température moyenne de l'eau glycolée dans ce circuit ne dépasse pas 104°C. Dans le cadre de la thèse, cette source de chaleur n'est pas considérée.

L'utilisation de la puissance dissipée dans les gaz d'échappement semble plus intéressante. Ainsi, l'évaporateur peut être intégré dans la culasse du moteur où la température des gaz d'échappement est la plus élevée. **Endo et al. [49]** ont montré que l'intégration d'un évaporateur avec un catalyseur dans la culasse permet d'obtenir la vapeur d'eau à 80 bar et 500 °C. En revanche, l'intégration de l'évaporateur dans la culasse nécessite la modification de la culasse.

Afin de ne pas modifier la conception de la culasse, l'évaporateur peut être directement intégré sur la ligne d'échappement. Dans le but de récupérer le plus d'énergie possible, l'évaporateur peut être placé sur la ligne d'échappement avant la turbine de suralimentation où la température des gaz est encore assez élevée. Un tel emplacement de l'évaporateur rend la suralimentation du véhicule inefficace puisque la température des gaz après l'évaporateur du cycle de Rankine devient moins élevée et, par conséquent, la quantité d'énergie récupérée par la suralimentation diminue. Placer l'évaporateur du cycle de Rankine après la turbine de suralimentation peut résoudre ce problème. A cet endroit, la chute de température des gaz est due à la détente au travers de la turbine, mais la température reste toutefois assez élevée, ce qui permet de récupérer une quantité d'énergie non négligeable.

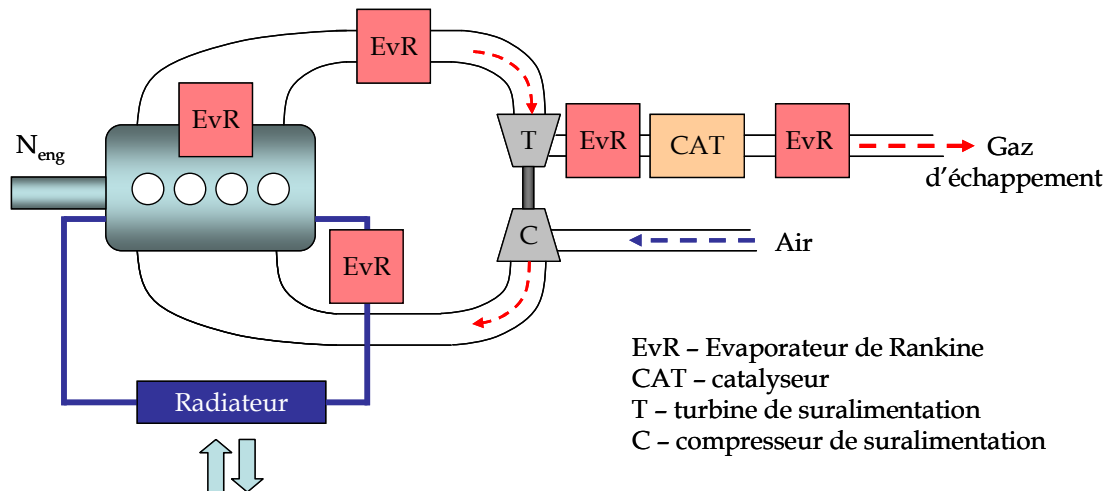


Figure 1-20 Emplacements possibles de l'évaporateur du système de Rankine dans une automobile

L'évaporateur du système de Rankine placé aux endroits discutés ci-dessus permettrait de récupérer une quantité d'énergie importante. Cependant, un tel emplacement d'évaporateur peut pénaliser le système de dépollution du véhicule qui est très sensible à la température des gaz d'échappement. De plus, l'intégration de l'évaporateur de Rankine au plus près du moteur semble difficile à cause du manque de place. Ces problèmes peuvent être résolus grâce à l'implantation de l'évaporateur de Rankine sur la ligne d'échappement après le système de post-traitement des gaz (catalyseur CAT sur la figure 1-20). Dans cet endroit, la puissance des gaz reste encore suffisante pour en récupérer une partie importante. Cette position de l'évaporateur sur la ligne d'échappement semble le plus pertinent.

En ce qui concerne le choix du puits froid, dans une automobile il y a trois possibilités d'évacuer l'énergie non utilisée dans la boucle de Rankine (cf. figure 1-21).

Le premier concept consiste à intégrer un condenseur à eau dans la boucle de refroidissement du moteur. Cette architecture est intéressante du point de vue de la compacité qu'offre un condenseur à eau. Cependant, un tel concept induit une étude supplémentaire de la capacité du radiateur du système de refroidissement du moteur à évacuer des calories additionnelles. Ainsi, cette étude permettra de définir la puissance maximale du condenseur du système de Rankine qui peut être évacuée par le radiateur du moteur (cf. 4.2.1.2). La valeur de la puissance maximale limitera la puissance produite par le cycle de Rankine, donc l'utilisation du système de récupération d'énergie sera restreinte. Ceci impose un compromis entre la puissance thermique qu'il est possible de récupérer dans les gaz d'échappement et la puissance que le circuit de refroidissement du moteur peut évacuer.

Nous constatons que la capacité du système de refroidissement limite le potentiel de récupération d'énergie. Afin d'élargir les limites de refroidissement du système de Rankine, un condenseur indépendant est plus intéressant. L'utilisation d'un condenseur refroidi par l'air extérieur peut donner plus de souplesse au système de récupération d'énergie. La vitesse d'air est d'autant plus élevée que la vitesse du véhicule est grande. Dans ce cas le refroidissement du système de Rankine par l'air extérieur est avantageux.

En revanche, un échangeur supplémentaire en face avant du véhicule créera un « masque », en conséquence, pénalisera la capacité du système de refroidissement du moteur. De plus, il n'est pas toujours évident d'implanter un échangeur additionnel en face avant par manque de place disponible.

Le dernier concept consiste à mettre en place un système de refroidissement propre au système de Rankine avec un condenseur à eau refroidi par un radiateur à air. Ce système de refroidissement du cycle de Rankine consiste à installer deux échangeurs supplémentaires. Tout comme le système précédent, la capacité à évacuer les calories de ce dernier système est limitée par le radiateur et par la place disponible en face avant, et par conséquent, son intégration semble difficile.

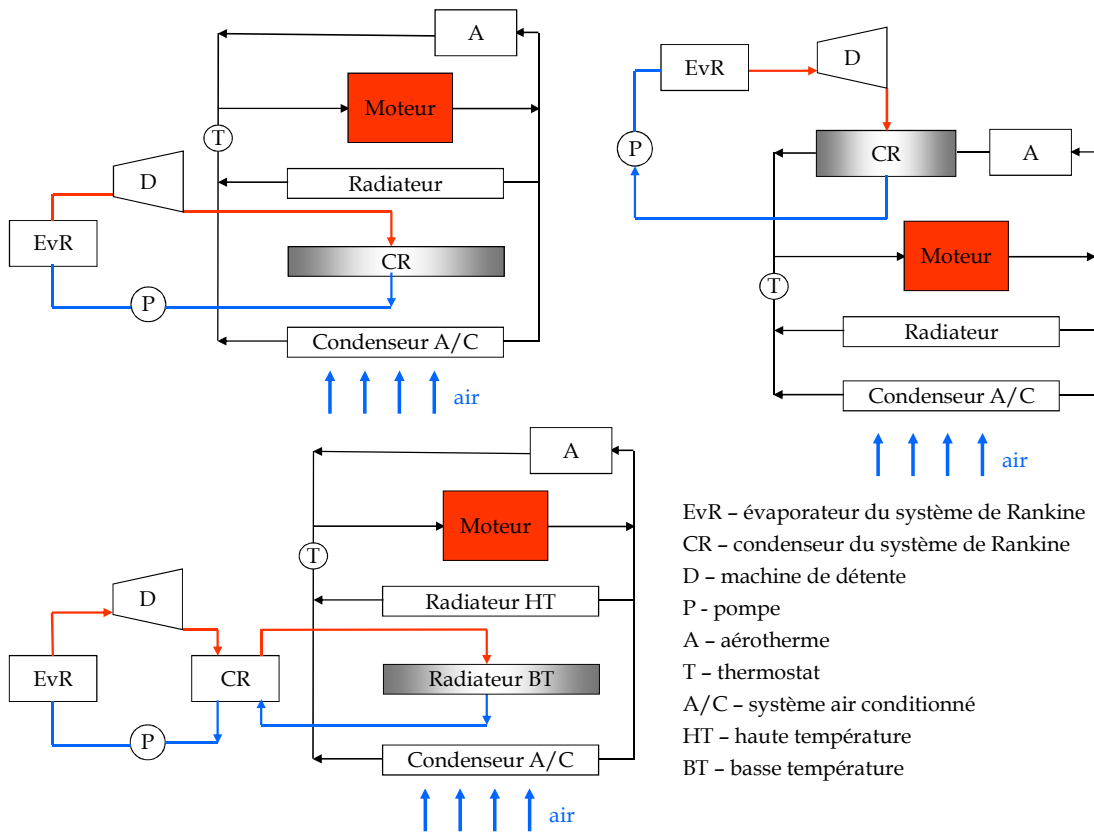


Figure 1-21 Schémas d'intégration du condenseur du système de Rankine

Le choix de l'architecture de refroidissement du cycle de Rankine se base sur un compromis entre la place disponible dans une automobile et la puissance produite par le système de récupération d'énergie. Dans ce contexte, une étude de la capacité du système de refroidissement du véhicule à évacuer une puissance additionnelle doit être réalisée. De plus, l'influence des composants additionnels en face avant sur les performances du moteur doit être évaluée.

1.3.4 Architectures du cycle de Rankine

La variété des sources chaudes et sources froides permet d'imaginer plusieurs architectures du système de récupération d'énergie par le cycle de Rankine. On distingue

deux types d'architectures : thermique et mécanique. Les architectures thermiques concernent l'utilisation de différentes sources chaudes et sources froides dans une automobile. Les différents couplages des machines (la machine de détente et la pompe) avec un dispositif tournant (l'arbre du moteur ou un récepteur d'énergie) donnent lieu à différentes architectures mécaniques.

La figure 1-22 présente les différentes architectures thermiques de la boucle de Rankine pour une automobile. L'architecture thermique la plus simple consiste à récupérer de l'énergie des gaz d'échappement seuls ou de l'eau de refroidissement seule (cf. figure 1-22 a, b). Le système avec une seule boucle est compact et facilement pilotable. En revanche, la puissance nette produite par la boucle dépend des conditions de fonctionnement du moteur et peut être limitée. Afin d'améliorer les performances du système de récupération d'énergie la combinaison des deux sources chaudes est possible (cf. figure 1-22 c). Ce système devient plus complexe mais il peut fonctionner sur une plage de régimes plus large.

La minimisation de la dimension du système de récupération d'énergie peut être atteinte grâce à son couplage avec le système de climatisation du véhicule (cf. figure 1-22 e). L'avantage de ce système est l'utilisation d'un seul fluide. En revanche, un tel couplage peut provoquer le mauvais fonctionnement du système de climatisation.

Afin de récupérer le plus d'énergie possible à partir des gaz d'échappement il faut intégrer l'évaporateur du système de Rankine au plus près du moteur, dans la culasse (cf. figure 1-22 d). L'intégration de l'évaporateur dans la culasse demande des modifications de la conception du moteur. Par ailleurs, la récupération d'énergie des gaz d'échappement à la sortie du moteur diminue fortement leur température (jusqu'à 120 °C) ce qui peut causer un fonctionnement moins efficace du système de dépollution. Ainsi, une modification du système de dépollution est nécessaire.

Le système de récupération d'énergie a un grand potentiel pour un véhicule hybride puisque l'énergie additionnelle produite par le cycle de Rankine peut être stockée dans une batterie (cf. figure 1-22 f). **Stabart et al. [139]** ont proposé d'utiliser un accumulateur rempli d'eau sous une pression de 20 bar. Lors de l'utilisation du véhicule, cette eau est chauffée en permanence par les gaz d'échappement. Dès que la vapeur d'eau apparaît, le système de Rankine peut fonctionner et produire la puissance supplémentaire.

Un autre moyen de maximiser la puissance récupérée consiste à utiliser deux machines de détente ou deux boucles de récupération (cf. figure 1-22 c, g). **Mathias et al. [101]** ont étudié un système de récupération d'énergie combiné avec une récupération des gaz d'échappement et de l'eau de refroidissement du moteur diesel. Ce système comporte deux machines de détente en série de types *scroll* et gérotor dont les rendements isentropiques sont égaux à 0,83 et 0,85 respectivement. L'utilisation de deux machines de détente permet de récupérer jusqu'à 6,3 kW ce qui correspond à 4,4 % de la puissance totale produite par le moteur. Un gain en consommation de 4 L a été obtenu.

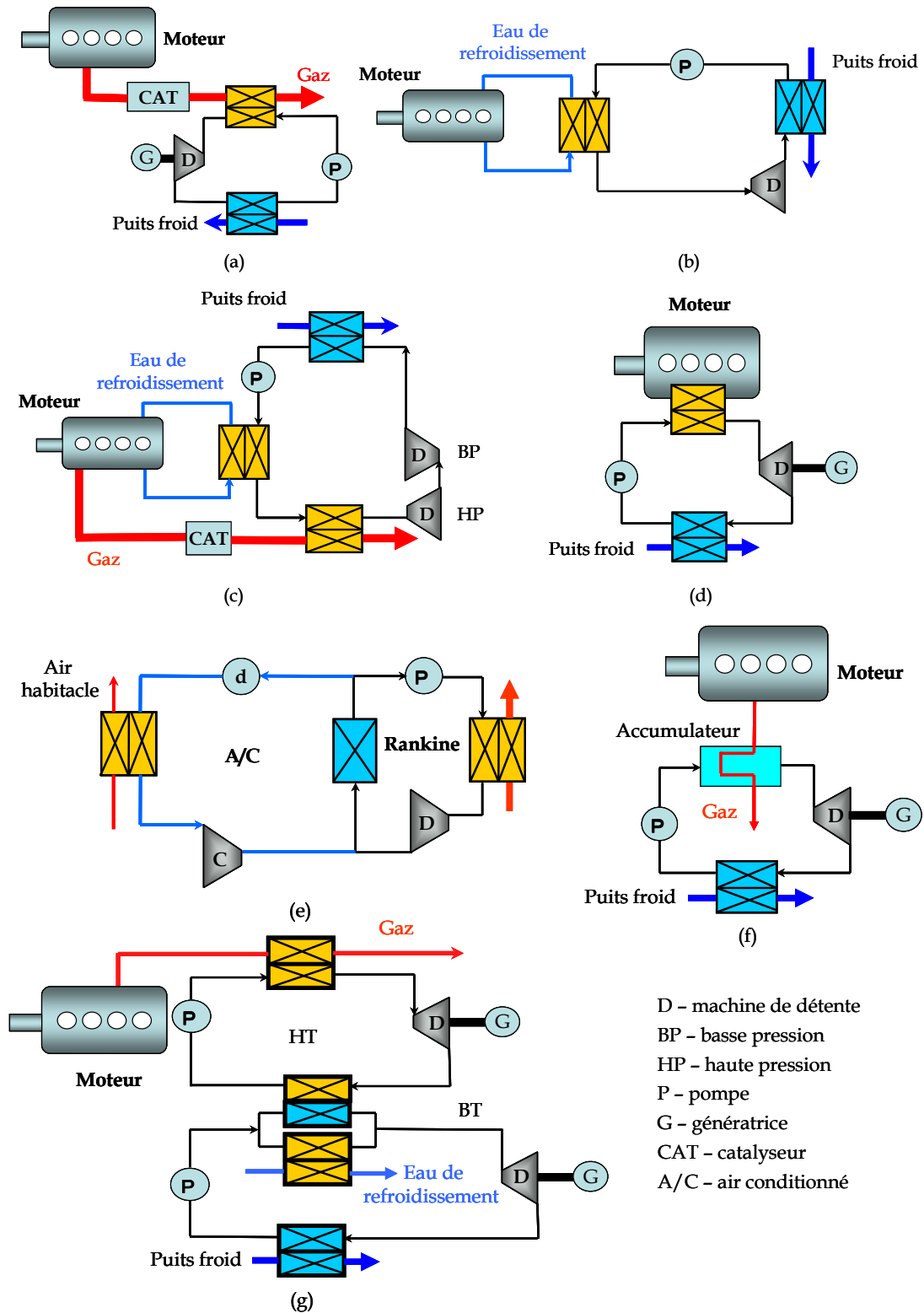


Figure 1-22 Architectures thermiques

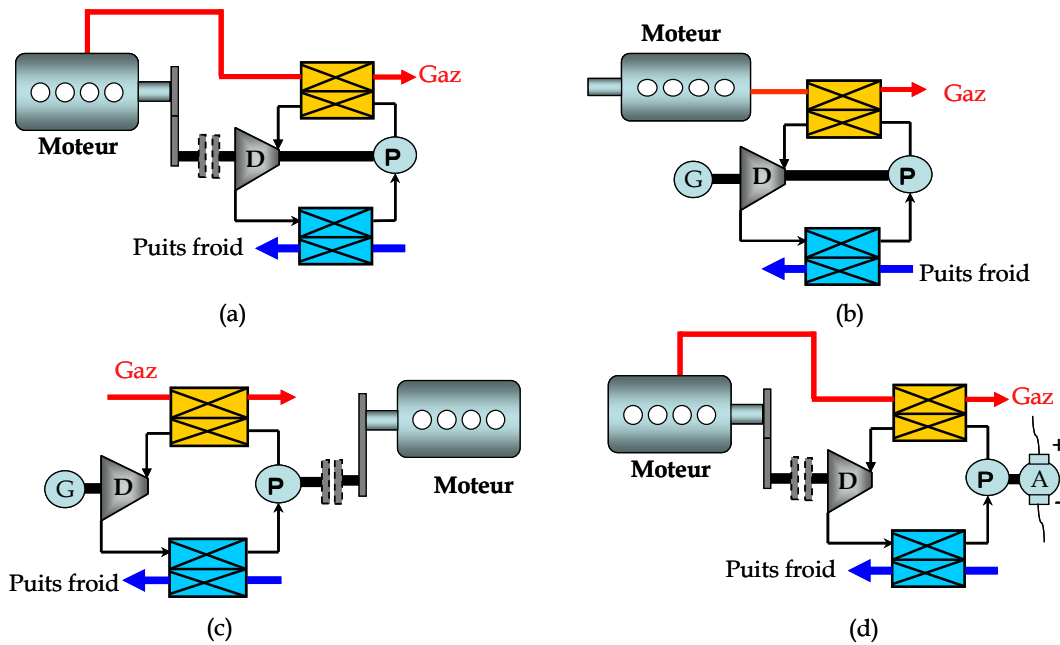


Figure 1-23 Architectures mécaniques

La double récupération d'énergie peut s'effectuer grâce à deux boucles de Rankine (cf. figure 1-22 g). La première boucle sert à récupérer l'énergie des gaz d'échappement et utilise un fluide mieux adapté à une source chaude à haute température. La deuxième boucle permet de récupérer la chaleur de l'eau de refroidissement et utilise un fluide organique. Un récupérateur relie les deux boucles de manière à réutiliser la chaleur non convertie en travail par la première boucle. Notons que le système de récupération d'énergie à double boucle de Rankine a un grand potentiel en matière de puissance produite. En revanche, ce système est très encombrant.

Le couplage mécanique de la machine de détente et de la pompe peut être réalisé de différentes façons au sein d'une automobile.

Le couplage mécanique de la machine de détente avec l'arbre du moteur permet d'utiliser directement l'énergie mécanique additionnelle produite par la machine (cf. figure 1-23 a, d). La mise en place d'un tel système est intéressante sur les régimes stabilisés du moteur thermique. Les régimes pour lesquels l'utilisation du système de récupération d'énergie n'est pas utile, un découplage de la machine de détente de l'arbre du moteur doit être prévu. En outre, la machine de détente étant couplée avec le moteur, on perd alors un degré de liberté dans son contrôle. En revanche, le pilotage de la machine de détente est plus efficace dans le cas où elle est couplée à une génératrice (cf. figure 1-23 b, c). La machine de détente sert à produire de la puissance électrique qui peut être utilisée par les auxiliaires dans une automobile. Le stockage de l'énergie électrique dans une batterie est possible s'il s'agit d'un véhicule hybride/électrique.

Quant à la pompe, elle peut être entraînée par le moteur thermique, par la machine de détente ou par l'alternateur. Dans tous les cas, la pompe est une consommatrice d'énergie, donc, le choix d'une architecture la moins consommatrice est nécessaire. Sur la figure 1-23 c, la pompe est couplée à l'arbre du moteur. Un tel couplage induit une surconsommation de carburant qui peut être réduite avec une pompe à cylindrée variable. Le pilotage du

régime de la pompe semble difficile, ce qui impose un débit dans la boucle de Rankine. En revanche, il est toujours possible de trouver un rapport de transmission qui optimise la récupération d'énergie sur un point de fonctionnement donné. En dehors du régime optimal la puissance produite sera moindre. Afin d'optimiser la production d'énergie sur des points de fonctionnement différents, une pompe électrique pilotable est nécessaire (cf. figure 1-23 d). Pour réduire la consommation d'énergie, un couplage de la pompe avec la machine de détente est intéressant (cf. figure 1-23 a, b). La pompe consomme de l'énergie produite par la boucle de Rankine. Or, le pilotage d'un tel système est limité par le régime de la machine de détente.

Nous avons vu que le choix des architectures mécanique et thermique de la boucle de Rankine est un levier important dans l'optimisation des performances du système de récupération d'énergie puisqu'il définit les paramètres externes de la boucle. Les paramètres thermodynamiques « internes » du cycle de Rankine sont déterminés par le type du fluide de travail.

1.3.5 Fluides de travail

La qualité de transfert de chaleur dans la boucle de Rankine et son rendement dépendent fortement du type du fluide utilisé dans la boucle. Un fluide approprié pour la boucle de Rankine est déterminé par les critères suivants :

- gel à basse température

Un véhicule équipé par un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine, peut être utilisé dans les conditions climatiques différentes en été comme en hiver.

- moindre influence sur l'environnement
- non inflammable

La sécurité des passagers d'une automobile doit être assurée dans l'habitacle comme dans le compartiment moteur.

- non corrosif

La corrosion est un effet néfaste pour un circuit de Rankine puisqu'elle diminue les performances du système, notamment, les performances de la machine de détente.

- non toxique

Une fuite éventuelle du fluide peut se produire à tout instant. Dans ce cas, il est préférable que le fluide utilisé dans la boucle ne soit pas toxique.

- coût abordable

Pour minimiser le coût du système.

Les fluides de travail peuvent être séparés en trois types selon la pente de la ligne de saturation sur le diagramme T-s (cf. figure 1-24) :

- humide
- sec

- isentropique.

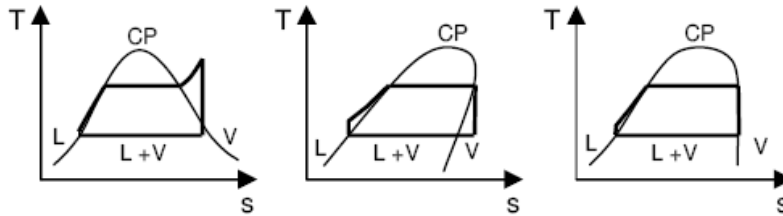


Figure 1-24 Type de fluides de travail. a) humide b) sec c) isentropique [148]

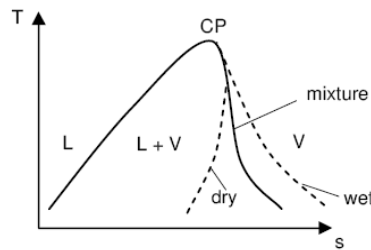


Figure 1-25 T-s diagramme pour un fluide mixte [148]

Les fluides secs sont caractérisés par une pente positive de la ligne de saturation (cf. figure 1-24 b) pour lesquels la détente se termine dans la zone de la vapeur sèche. Dans ce cas, une perte de la puissance du dispositif de détente a lieu. Cette énergie non récupérée doit être dissipée par le condenseur ce qui impose l'utilisation d'un condenseur plus grand.

La détente des fluides isentropiques se passe dans la zone proche de l'état de saturation. **Hung et al. [71]** et **Teng et al. [148]** assurent que les fluides isentropiques sont les fluides idéaux pour le cycle de Rankine moyenne température puisqu'ils permettent d'optimiser ces performances et la dimension des composants.

Les fluides humides sont caractérisés par la fin de la détente dans la zone diphasique humide (cf. figure 1-24 a) et la haute température de saturation. L'utilisation de fluides comme l'eau, l'ammoniac et le benzène dans une boucle de Rankine permet d'avoir des performances élevées lorsque la température de la source chaude est élevée [72]-[73]. L'avantage de ce type de fluides est la dimension minimale du condenseur. En revanche, l'apparition de gouttes à la fin de détente peut endommager le dispositif de détente.

L'optimisation des performances du cycle de Rankine peut aussi être réalisée grâce à la combinaison de fluides sec et humide ce qui permet d'éliminer les caractéristiques négatives des deux fluides [148]. Les fluides de travail ayant les caractéristiques combinées portent le nom de fluides mixtes (cf. figure 1-24). **Gianfranco et al. [60]** ont étudié la possibilité d'utiliser un fluide mixte dans une boucle de Rankine. Contrairement aux fluides purs, pour les fluides mixtes, la phase de changement d'état est accompagnée par une évolution permanente de la température (cf. figure 1-26). La détente pour les fluides mixte se termine dans la zone de vapeur sèche ce qui permet de prévenir la destruction de la machine de détente. De plus, l'utilisation de fluides mixtes ne pénalise pas le rendement du cycle. Cependant, la conception de la boucle de Rankine doit prendre en compte l'éventualité du fractionnement du fluide dans les échangeurs de chaleur.

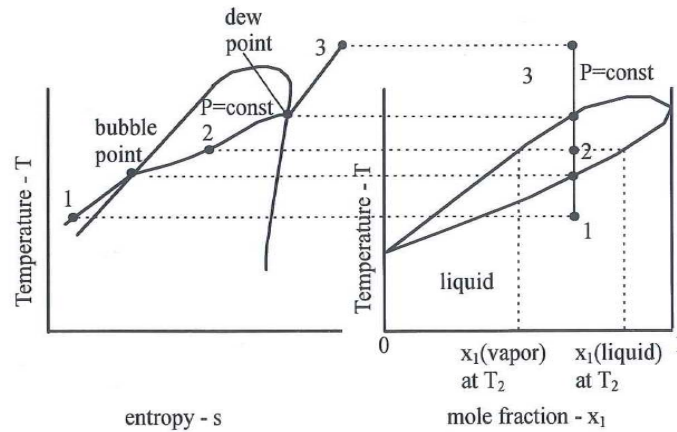


Figure 1-26 Diagramme de saturation du fluide mixte [60]

Le choix d'un fluide de travail approprié à une application donnée, n'est pas évident. La modélisation réalisée par Liu et al. [94] a démontré que les fluides humides sont inappropriés pour la récupération d'énergie à partir d'une source chaude à basse température. Ainsi, le choix du fluide de travail dépend de la température de la source chaude [3]. Or, les performances de la boucle de Rankine dépendent des caractéristiques thermodynamiques du fluide de travail. Une augmentation de la température d'évaporation du fluide améliore les performances du cycle [3], [24], [89], [94], [97], [98], [143], [148], [151]. Vélez et al. [151] ont remarqué que le rendement du cycle de Rankine utilisant un fluide humide, s'accroît avec une augmentation de la température de saturation du fluide, mais ce rendement diminue pour les fluides secs. D'après Chen et al. [24], des fluides avec une grande chaleur latente et densité permettent de récupérer plus de puissance. En ce qui concerne la basse pression dans la boucle de Rankine, il est raisonnable d'assurer une pression plus élevée que la pression ambiante afin d'éviter les entrées d'air dans le circuit de Rankine. La composition moléculaire du fluide joue aussi un rôle important dans l'optimisation des performances du cycle. Invernizzi et al. [78] ont noté que le rendement thermique du cycle augmente avec une augmentation de la complexité moléculaire du fluide, mais le rendement de récupération diminue. En conséquence, les fluides avec une molécule plus simple sont favorables.

Les fluides organiques sont de plus en plus utilisés pour le cycle de Rankine dans le domaine de cogénération et micro cogénération (moyenne et forte puissances) [41], [89], [126]. Parmi les nombreux types des réfrigérants, le fluide R123 semble être une des solutions optimales pour un cycle de Rankine dans le domaine de micro cogénération [71], [72], [97]-[99], [124], [161], [163]. En effet, un cycle à base de R123 peut atteindre un rendement de 25,3% [123]. Dai et al. [33] ont adapté l'algorithme génétique afin de choisir le fluide de travail pour le cycle de Rankine organique. La comparaison de dix fluides organiques et l'eau a permis de conclure que le R236EA est mieux adapté pour la récupération d'énergie à partir d'une source chaude à moyenne température. Vélez et al. [151] ont trouvé que le fluide R152a permet d'obtenir le meilleur rendement (de l'ordre de 8,5 %) de la boucle de Rankine moyenne température. Pour une boucle à cogénération, Quoilin et al. [117] ont comparé R245fa, R123, n-butane et R1234yf et ont proposé un système de récupération d'énergie avec le fluide n-butane qui délivre 4,2 kW d'énergie additionnelle. D'autres études ont montré que le fluide R134a convient aussi à un cycle de

Rankine moyenne température [84], [143]. Certains fluides, comme R227, permettent d'optimiser le rendement du moteur de Rankine, d'autres fluides optimisent la puissance sur l'arbre du dispositif de détente, comme R245fa [18]. Pour la production d'énergie à partir d'une source d'énergie renouvelable par le cycle de Rankine, le réfrigérant R245fa est largement utilisé [15], [157]. **Gu et al.** [61] proposent un fluide isentropique R600a qui permet d'obtenir de bonnes performances du cycle.

Les mêmes fluides organiques peuvent être utilisés pour la récupération d'énergie à partir d'une source chaude à moyenne température dans une automobile [144], [147]. Les fluides organiques occupent peu de volume en état gazeux dû à la densité élevée [90]. Cela permet d'avoir des dimensions des composants relativement petites ce qui est intéressant pour les automobiles.

Latz et al. [90] ont comparé les fluides purs et mixts pour le cycle de Rankine dans une automobile. Ils ont conclu que l'eau pure et l'eau-glycolée permettent d'obtenir le rendement du cycle le plus élevés (de l'ordre de 15-18 %) par rapport aux fluides organiques, surtout pour des températures élevées du fluide de travail.

Les différentes études sur l'utilisation du R123 dans le domaine automobile ont été faites. **Oomori et al.** [107] proposent d'utiliser le R123 dans une boucle de Rankine pour la récupération de l'énergie de l'eau de refroidissement du moteur. **Zhang et al.** [168] et **Pei et al.** [111] proposent R113 pour une boucle de Rankine sur les gaz d'échappement. **Mathias et al.** [101] proposent un cycle de Rankine combiné avec du R123 pour la récupération d'énergie sur les gaz d'échappement du moteur à combustion avec le préchauffage du fluide par l'eau de refroidissement. **Chen et al.** [26] ont comparé deux boucles de Rankine avec du R123 et avec du CO₂ pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement à basse température de 150 °C. Selon les résultats de la modélisation des deux cycles, leurs performances sont quasiment identiques. **Wei et al.** [158] ont étudié le cycle de Rankine moyenne température (200-500 °C) avec R123 pour les véhicules de type poids lourd. Ce système permet de récupérer jusqu'à 16 kW avec un rendement de 14 %. En revanche, ce système semble inefficace pour des températures de gaz de moins de 300 °C.

Srinivasan et al. [138] ont étudié la récupération d'énergie des gaz d'échappement du moteur à deux combustibles (diesel et gaz naturel) par un cycle de Rankine avec le R113. Le but de la récupération de l'énergie est de diminuer les émissions en combinant la récupération par l'EGR et le cycle de Rankine. Ainsi, une minimisation des émissions de 18 % a été atteinte.

Dans le cas de récupération d'énergie des gaz d'échappement à température de 490 °C du moteur à combustion, **Karellas et al.** [84] ont préconisé d'utiliser le fluide R245fa. La simulation a montré qu'un rendement thermique de 15% peut être atteint. **Wang et al.** [153] ont comparé différents fluides de travail organiques pour un cycle de Rankine qui sert à produire 10 kW de puissance. La modélisation sous Matlab® a montré que les fluides assurant le meilleur rendement thermique du cycle de Rankine et causant le minimum de destruction d'énergie sont le R11 et le butane. Par ailleurs, ils préconisent le fluide R245fa puisque ce fluide est propre du point de vue environnemental et assure aussi un bon rendement du cycle de Rankine. En outre, ce fluide permet la minimisation des dimensions des composants.

Boretti [17] a aussi choisi R245fa pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement d'un moteur hybride. **El Chammas et Clodic [47]** ont mené une étude comparative des cycles de Rankine avec de l'eau, le R245fa et l'iso pentane. Cette étude a montré que pour produire 5 kW de puissance additionnelle, le cycle avec l'eau est plus performant (un rendement de 13,3 %). Du point de vue de la réduction de la consommation de carburant, le cycle avec R245fa est mieux adapté et permet de diminuer la consommation de 5 %, tandis que le cycle avec de l'eau n'offre que 4 % de réduction de la consommation de carburant. De plus, le R145fa gèle à plus basse température que l'eau.

Le R245fa a retrouvé son application dans la récupération d'énergie dans des véhicules de type poids lourd [105], [14], [38], [43]-[45], [50], [104], [105], [130]. Dans un système de récupération d'énergie des gaz d'échappement, **Teng et al. [144]** ont préféré d'utiliser l'éthanol comme fluide de travail. Ce fluide semble être moins cher que le R245fa. De plus, l'utilisation de l'éthanol permet d'avoir des composants moins chers. **Ringler et al. [121]** ont observé un meilleur fonctionnement du système de récupération d'énergie de l'eau de refroidissement du moteur avec l'éthanol comme fluide de travail. Le rendement du cycle de 6 % a été atteint. En revanche, la température d'évaporation de l'éthanol est basse ce qui exige l'utilisation d'un échangeur plus grand. De plus, il est toxique et facilement inflammable comme tous les alcools, car ils deviennent instables sous les températures dépassant 200-300 °C.

Etant donné que l'utilisation du fluide organique est limitée par la température de la source chaude, pour une boucle de récupération d'énergie à des gaz d'échappement chauds (plus de 300 °C), **Ringler et al. [121]** ont proposé d'utiliser l'eau. Ce système permet de récupérer jusqu'à 18 % d'énergie contenue dans les gaz. **Bae et al. [10]** ont aussi investigué la possibilité de récupérer de l'énergie dans une automobile par deux boucles de Rankine utilisant l'eau pour la source chaude à haute température et le R1234f pour la source chaude à basse température.

Nous constatons que l'eau convient bien comme fluide de travail pour le système de récupération d'énergie d'une source chaude à haute température. **Arias et al. [4]** et **Diparchy et al. [42]** ont proposé un circuit de Rankine à vapeur d'eau pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement. D'ailleurs, **Freyman et al. [54]** et **Endo et al. [49]** ont testé un système basé sur une simple récupération de l'énergie des gaz d'échappement par un cycle de Rankine à vapeur d'eau. Par ailleurs, une étude théorique [34] des fluides différents pour un cycle de Rankine menée au sein de Renault a démontré qu'un rendement du cycle peut atteindre 21 % si l'eau est utilisée dans la boucle de Rankine, comparativement à un rendement de 9,4 % du cycle de Rankine au R123.

1.3.6 Etat de l'art du système de Rankine au sein de Renault

Au sein de Renault, l'activité sur la récupération d'énergie par un cycle de Rankine a débuté en 2007 dans le cadre d'un contrat avec l'Université de Liège. La première étude réalisée concerne une recherche bibliographique sur les différents systèmes de récupération d'énergie tels qu'un thermo générateur basé sur l'effet de Seebeck, un moteur de Stirling, un moteur d'Ericsson, un cycle de Kalina et un cycle de Rankine. Après avoir analysé les systèmes proposés, **Cuevas et al. [30]** ont conclu que le cycle de Rankine présente un grand potentiel pour la récupération d'énergie dans une automobile.

Effectivement, le cycle de Rankine est plus compact que les cycles de Kalina, d'Ericsson ou de Stirling. De plus, il permet de produire un bon niveau de puissance selon les conditions de fonctionnement. Pour la récupération d'énergie de l'eau de refroidissement du moteur, **Cuevas et al. [30]** a préconisé d'utiliser un fluide organique comme fluide de travail dans la boucle de Rankine. Un fluide sec comme l'eau ou le CO₂ est un choix optimal pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement.

Il semble que le choix d'une architecture du cycle de Rankine pour la récupération d'énergie thermique est important dans le but d'optimiser ses performances. Selon **Cuevas et al. [30]**, le choix d'une architecture pour une application véhicule, dépend de la faisabilité du système, de son encombrement, de la masse et de la disponibilité des composants. C'est pourquoi la deuxième phase du travail sur le cycle de Rankine a été consacrée à une étude de faisabilité du système dans une automobile.

Rodriguez et al. [122] ont examiné des architectures mécaniques et thermiques différentes de la boucle de Rankine via la modélisation statique sous EES. Deux cas ont été pris en compte :

- un système de Rankine moyenne température pour une récupération d'énergie de l'eau de refroidissement du moteur avec un condenseur à air,
- un système de Rankine haute température pour une récupération d'énergie des gaz d'échappement avec un condenseur à eau.

L'étude de dimensionnement et de sensibilité du système de Rankine pour chaque architecture donnée a été aussi réalisée. Il apparaît que l'architecture dans laquelle les machines tournantes (la pompe et la machine de détente) se trouvent sur les arbres séparés, permet de récupérer plus d'énergie (cf. figure 1-23 c, d). Ceci est dû au degré de liberté supplémentaire du pilotage du système par rapport à un système avec les machines sur le même arbre.

L'analyse de sensibilité du cycle de Rankine moyenne température a montré que la régulation du débit des gaz d'échappement dans la boucle de Rankine est indispensable dans le but de ne pas pénaliser le système de refroidissement du véhicule. Cette régulation est possible grâce à l'intégration du by-pass des gaz d'échappement de l'évaporateur ou du by-pass de la machine de détente. L'étude de dimensionnement des composants a été faite. La dimension des composants a été optimisée sur un point de fonctionnement du moteur correspondant à la vitesse du véhicule de 120 km h⁻¹. Les composants suivants ont été modélisés :

- pompe - une machine volumétrique
- machine de détente - une machine de type *scroll*
- condenseur et évaporateur - des échangeurs à plaques et ailettes.

Selon les résultats de la simulation, un système de récupération de l'énergie de l'eau de refroidissement permet de produire jusqu'à 500 W de puissance mécanique supplémentaire à l'arbre de la machine de détente.

Par manque de données suffisantes sur les composants nous avons simplifié le modèle de simulation du système de Rankine haute température pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement. Les technologies suivantes ont été utilisées dans cette modélisation :

- pompe – une machine volumétrique
- machine de détente - une machine de type *scroll*
- condenseur – un échangeur à plaques
- évaporateur – un échangeur de type plaques et ailettes.

Rodriguez et al. [122] ont conclu qu'il est plus facile de piloter un système de récupération d'énergie des gaz d'échappement car il y a moins de contraintes du côté des gaz d'échappement. En revanche, il faut tout de même contrôler le débit du fluide de travail de manière à éviter la cavitation de la pompe. Cela est possible grâce à une mise en place du by-pass de la pompe. Selon les résultats de la simulation, jusqu'à 2 kW de puissance peut être récupérée à partir des gaz d'échappement sur un régime du moteur correspondant à la vitesse du véhicule de 120 km h⁻¹.

En utilisant une machine volumétrique, la problématique liée à l'utilisation d'une machine lubrifiée se pose. Le mélange du fluide de travail avec le lubrifiant peut entraîner une réduction des performances du système. Dans ce contexte, un séparateur doit être prévu à la sortie de la machine de détente. Une autre solution consiste à utiliser une machine non lubrifiée.

En somme, l'architecture séparant les deux arbres de chaque machine volumétrique a été retenue. La récupération de l'énergie des gaz d'échappement est plus intéressante pour obtenir plus de puissance. Une étude approfondie d'un système de Rankine sur les gaz d'échappement a été ainsi réalisée (cf. figure 1-27).

Lemort et Quoilin [91] ont dimensionné un cycle de Rankine haute température pour les motorisations essence et diesel. Le dimensionnement du cycle a consisté à choisir les dimensions des composants adaptées à une application donnée.

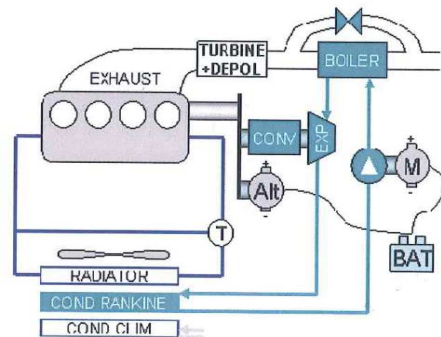


Figure 1-27 Schéma du système de Rankine pour une récupération d'énergie des gaz d'échappement [91]

Une machine de détente de type *scroll* a été choisie pour cette application. La machine de détente a été modélisée et recalée sur les données d'essais. Il s'avère que cette machine a été testée avec le fluide organique R123. Par conséquent, les données d'essais ne peuvent pas être utilisées pour l'eau utilisée comme fluide de travail dans une boucle de Rankine à cause des fuites plus importantes. C'est pourquoi un ajustement des paramètres mesurés a été réalisé. Ainsi, les données calibrées ont été utilisées afin de recalibrer le modèle de la machine de détente. Le dimensionnement de la machine scroll a montré qu'une cylindrée

optimale existe pour chaque point de fonctionnement du moteur. De plus, la cylindrée augmente avec une diminution de la haute pression (cf. figure 1-28). Il existe un régime de la machine de détente qui maximise la puissance nette du système pour une machine de détente donnée.

Pour le système donné, des échangeurs à plaques ont été choisis. Le dimensionnement des échangeurs de chaleurs a été aussi réalisé. Il en ressort que la dimension du condenseur est nettement inférieure à celle de l'évaporateur à cause des pertes de charge. Ainsi, la technologie « plaques » de ce dernier n'est pas adaptée à cette application.

Une pompe a été aussi sélectionnée pour la boucle de Rankine.

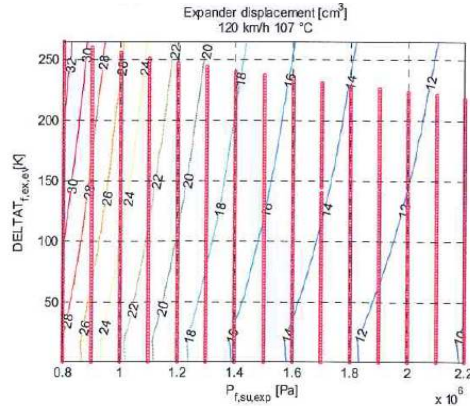


Figure 1-28 Evolution de la cylindrée de la machine de détente en fonction de la haute pression et de la surchauffe. Température sur le condenseur est de 107 °C, la vitesse du véhicule est de 120 km h⁻¹

La simulation du cycle de Rankine a été réalisée pour trois régimes du moteur correspondant aux vitesses du véhicule de 70, 100 et 120 km · h⁻¹. L'influence de la haute pression et de la surchauffe sur les performances de la boucle de Rankine, a été étudiée. Ainsi, **Lemort et Quoilin [91]** ont constaté que le rendement du cycle est d'autant plus élevé que la surchauffe et la haute pression sont grandes. La puissance nette du cycle dépend plus de la température du fluide que de la haute pression. Le compromis entre le niveau de la haute pression et de la surchauffe permet d'obtenir une puissance optimale du cycle. Une puissance maximale de 2,35 kW correspondant à un rendement du cycle de 11,2 %, peut être obtenue dans le cycle (cf. figure 1-29). La simulation du cycle de Rankine a montré que les performances du système de récupération d'énergie sur une motorisation diesel sont inférieures à celles réalisées sur une motorisation essence. Ainsi, dans le cas de la motorisation essence, le système de Rankine permet d'améliorer les performances du moteur thermique de l'ordre de 8 %, alors que cette valeur ne dépasse pas 6 % dans le cas de la motorisation diesel.

Une étude du système de récupération d'énergie sur des cycles de roulage a permis de conclure que ce système est adapté pour des cycles routier et autoroutier (cf. figure 1-30). Quant aux cycles embouteillage et urbain, la machine de détente est surdimensionnée, en conséquence, ne permet pas de récupérer de l'énergie.

En conclusion, l'étude du système de Rankine réalisée par l'Université de Liège, est assez complète. L'importance du choix de l'architecture du système a été soulignée. Les points forts de cette étude sont :

- l'étude de sensibilité de la boucle à la variation des paramètres internes de la boucles (débits, haute et basse pressions etc.)
- l'évolution des performances sur des cycles de roulage nous permet d'estimer ce qu'il est possible d'obtenir en terme de puissance récupérable dans une automobile.

Les limites d'utilisation du système ont été précisées grâce à une simulation sur des cycles de roulage.

En revanche, on constate que l'étude du choix technologique des composants n'a pas été effectuée. Cependant, la technologie utilisée influence sur les performances du cycle. Parmi toutes les architectures possibles, celle qui utilise le condenseur à air a été choisie. Etant donné la place restreinte en face avant du véhicule, un condenseur à eau serait plus pertinent.

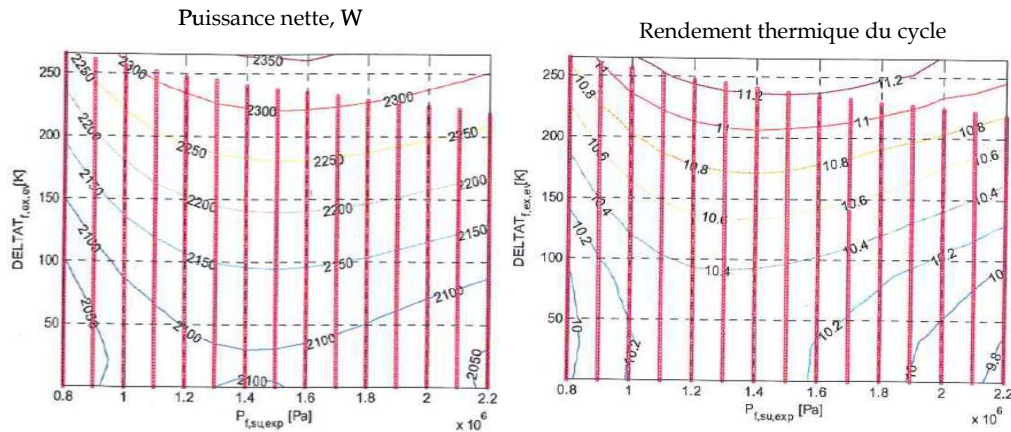


Figure 1-29 Puissance nette et rendement du cycle en fonction de la haute pression et de la surchauffe. Température de condensation est de 87°C. Vitesse du véhicule est de 120 km h⁻¹

1.4 Conclusion du chapitre

Le bilan thermique d'un moteur a montré que le potentiel de récupération d'énergie des gaz d'échappement est grand. Sa récupération permettrait d'optimiser le rendement du moteur ou minimiser sa consommation. Différents systèmes peuvent être utilisés pour la conversion d'énergie. Certes, les systèmes thermodynamiques comme les cycles de Stirling, d'Ericsson et de Kalina sont intéressants. Cependant, l'intégration de ces systèmes dans une automobile serait difficile à cause de la dimension des composants élevée, des problèmes d'étanchéité et de sécurité. La solution alternative moins encombrante est un thermo générateur dont le principe de fonctionnement est basé sur l'effet de Seebeck. Les problèmes liés à la fiabilité et l'industrialisation du système, limitent son utilisation dans un véhicule à l'heure actuelle. De plus, la puissance produite par le système semble être peu élevée.

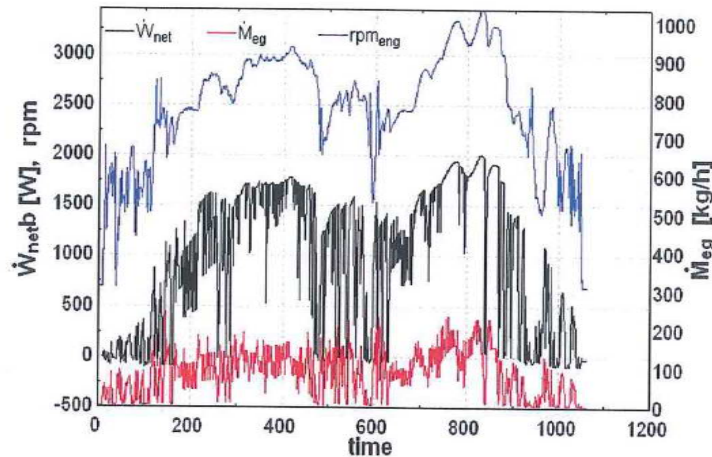


Figure 1-30 Evolution temporelle de la puissance nette générée par le système, de la vitesse de la machine de détente et du débit de gaz d'échappement sur un cycle autoroutier

Une technologie prometteuse pour la récupération d'énergie est un système basé sur le cycle de Rankine est prouvée dans les applications stationnaires. L'analyse réalisée montre qu'un niveau de puissance non négligeable peut être récupéré. Les aspects d'intégration du système de Rankine dans un véhicule automobile ont été abordés. Le choix de la source chaude et du puits froid, ainsi que de l'architecture de la boucle de Rankine adaptée à une automobile, ont été abordés. Une architecture permettant de récupérer de l'énergie des gaz d'échappement avec un condenseur à eau, a été retenue. Le choix du fluide de travail influence les performances du système. C'est pourquoi l'analyse de différents fluides pour cycle de Rankine, a été réalisée. Etant donné la température élevée de la source chaude, l'eau-glycolée a été choisie comme fluide de travail pour notre application.

L'étude préliminaire du système de Rankine réalisées par l'Université de Liège, a montré que les limites d'utilisation du système de récupération se trouvent dans le choix de l'architecture du système, la dimension des composants et de leurs performances. Cette étude a permis d'orienter nos travaux de recherche dans le sens d'une étude approfondie des composants du cycle de Rankine et leur interaction avec les systèmes du véhicule.

2 Modélisation des échangeurs de chaleur du cycle de Rankine/Hirn

Les échangeurs de chaleur de la boucle de Rankine servent à échanger de l'énergie avec la/les source(s) chaude(s). Le rendement de la boucle de Rankine dépend en partie de l'efficacité de ces échangeurs. Or, le choix technologique des échangeurs lié à l'intégration des composants dans une automobile, consiste à définir la technologie la mieux adaptée pour la récupération d'énergie dans un véhicule automobile. Pour cela, une étude de technologies d'échangeurs de chaleur est nécessaire. Leur comparaison par le biais de la modélisation est discutée dans ce chapitre. Les modèles statiques sous EES (Engineering Equation Solver) de chaque échangeur ont été développés.

2.1 Evaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur installé sur la ligne d'échappement dont la fonction est d'évaporer et de surchauffer le fluide de travail contenu dans la boucle de Rankine. Lors de l'échange entre deux fluides dans ce composant, des pertes énergétiques importantes apparaissent. **Mago et Chamra [96]** ont prouvé que la destruction d'exergie dans la boucle de Rankine est plus grande dans l'évaporateur. Dans ce contexte, le choix de la technologie et son optimisation sont deux étapes majeures dans la conception de la boucle de Rankine.

Dans la littérature, il existe des technologies différentes utilisées dans une automobile. **Endo et al. [96]** ont proposé un évaporateur à tubes avec des plaques ayant un revêtement catalytique. L'efficacité thermique annoncée est de 90 %. Etant intégrée au plus près de la culasse, cette technologie d'évaporateur permet d'obtenir la vapeur d'eau à 450 °C sous une pression de 8 MPa. L'échangeur de type tubes et ailettes a été testé par **Freyman et al. [54]**. Cet échangeur compact intégré dans la ligne d'échappement, permet de récupérer de l'énergie des gaz d'échappement avec une efficacité de 90 %. La masse du composant est de 12 kg. Pour une vitesse du véhicule de 150 km·h⁻¹, la perte de charge des gaz est acceptable, de l'ordre de 11 mbar. **Ford Motor [74]** ont préféré un évaporateur de type tubes et calandre avec les gaz d'échappement s'écoulant dans les tubes. Due à l'intégration de l'évaporateur, une augmentation de la perte de charge à l'échappement de l'ordre de 4,1 mbar est observée. **Bae et al. [10]** ont testé un évaporateur à tubes et calandre pour évaporer un fluide organique circulant dans la boucle de Rankine par le liquide de refroidissement du moteur. La géométrie a été optimisée grâce à une simulation sous Fluent®. Dans un concept de propulsion du véhicule de transport, **Buschmann et al. [21]** ont utilisé un cycle à vapeur d'eau avec un évaporateur de type faisceaux de tubes. **Teng et al. [144]** ont testé un cycle de Rankine pour une application véhicule de type poids lourd avec un évaporateur de type tubes et calandre. Le fluide de travail passe par la calandre. La longueur de tubes a été définie égale à 1275 mm. Dans le cadre de la récupération d'énergie dans des véhicule de type poids lourd de classe 8, **Doyle et al. [39]** ont testé un évaporateur de type tubes et calandre.

Ainsi, les différentes technologies d'évaporateur peuvent être utilisées pour un cycle de Rankine dans un véhicule de transport. Pour notre application, le choix d'une technologie adaptée passe par une étude d'évaporateur qui peut être réalisée via la modélisation de ce composant sous EES® (Engineering Equation Solver).

EES permet de résoudre en quasi-statique les différents problèmes numériques des systèmes de nature physique. Pour notre application, l'avantage majeur de ce logiciel est sa capacité à réaliser des simulations des systèmes thermodynamique grâce à la base de données riche en connaissance de plusieurs fluides.

2.1.1 Méthode générale

La conception de l'évaporateur dépend de la place disponible sur la ligne d'échappement. Les dimensions de l'enveloppe de l'échangeur ont été déterminées pour un véhicule considéré (cf. figure 2-1).

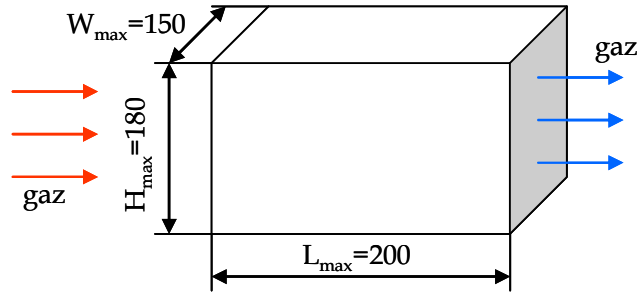


Figure 2-1 Enveloppe de l'évaporateur

Différentes technologies d'échangeurs de chaleurs compacts sont disponibles pour une application automobile [132]. Parmi ces technologies, on peut citer celles utilisées dans le domaine automobile pour l'échange entre un fluide et un gaz :

- Echangeur à tubes et ailettes (ou plaques et ailettes) : ce type d'échangeur est utilisé en tant que radiateur ou condenseur du système de climatisation.
- Echangeur à faisceaux de tubes
- Echangeur de type tubes et calandre.

Aujourd'hui l'évaporateur pour le système de Rankine embarqué dans un véhicule automobile n'existe pas sur le marché, en conséquence, ce composant doit être conçu en tenant compte de l'espace disponible dans une automobile. L'étude des différentes technologies d'évaporateur proposées dans ce chapitre est réalisée.

Afin de choisir la technologie la mieux adaptée pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement, une comparaison des technologies existantes est utile. Elle peut être réalisée sur la base d'essais des composants sur un banc, ou sur la base d'une modélisation détaillée des composants. Dans le cadre de la thèse, il est proposé de comparer les technologies d'échangeurs de chaleur sur la base d'une modélisation.

De nombreuses méthodes de modélisation d'échangeurs de chaleur peuvent être trouvées dans la littérature [31], [62], [116], [119]. Les deux méthodes principales de modélisation sont détaillées par la suite.

La première méthode qui permet d'observer l'évolution de l'état des fluides, consiste à développer un modèle détaillé. **Gut et al.** [62] ont modélisé le condenseur à plaques en utilisant la méthode de discrétisation de l'échangeur en volumes finis selon l'évolution du titre de vapeur x . Ce modèle tient aussi compte du sens d'écoulement du fluide. **Garcia-Cascales et al.** [58] ont proposé un modèle dynamique détaillé d'échangeur à tubes. La discrétisation de l'échangeur selon sa longueur permet de prédire l'état du fluide dans chaque élément discrétisé. De plus, le changement de phase du fluide est modélisé. **Wellsandt et al.** [159] ont prédit les performances d'un évaporateur à plaque et ensuite les comparer avec les résultats d'essais.

La deuxième méthode consiste à développer un modèle simple et plus facile à utiliser. Selon cette méthode, l'échangeur de chaleur est divisé en zones selon l'état du fluide: liquide, diphasique ou vapeur [119]. La puissance échangée dans chaque zone peut être estimée grâce à la méthode ϵ -NTU ou LMTD. Les coefficients de transfert de chaleur pour

les deux fluides peuvent être estimés à partir de corrélations spécifiques aux fluides utilisés et au type d'échangeur. Cette approche a été utilisée dans notre cas.

Ainsi, le modèle simplifié d'échangeur de chaleur pour l'application du cycle de Rankine consiste à diviser l'échangeur en trois zones : zone liquide, zone diphasique et zone gazeuse (cf. figure 2-2).

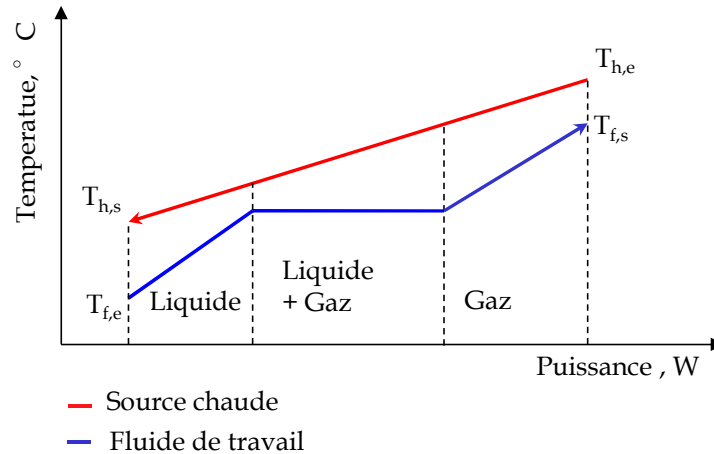


Figure 2-2 Echange thermique entre le fluide de travail et le gaz dans l'évaporateur

Lorsque les températures de sorties de deux fluides ne sont pas connues, une méthode ε -NTU peut être utilisée pour le dimensionnement de l'échangeur. Cette méthode ε -NTU prend en compte l'efficacité de l'échangeur et permet de déterminer le coefficient d'échange global, connaissant la quantité de chaleur échangée. Pour chaque zone la quantité de chaleur échangée s'écrit :

$$Q = \varepsilon \left(\dot{m} C_p \right)_{\min} (T_{h,e} - T_{f,e}) \quad (2-1)$$

$T_{f,e}$ Température d'entrée du fluide de travail, °C

$T_{h,1}$ Température d'entrée de la source chaude, °C

\dot{m} Débit massique du fluide de travail, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

ε Efficacité de l'échangeur, -

L'efficacité dépend de l'écoulement relatif de deux fluides et du type d'échangeur.

Le nombre d'unité de transfert NTU est déterminé par le coefficient global de transfert AU , soit :

$$NTU = \frac{AU}{\left(\dot{m} C_p \right)_{\min}} \quad (2-2)$$

D'autre part, le coefficient AU peut être déterminé par l'équation (2-3). Cette dernière, permet de déterminer la longueur nécessaire de l'échangeur.

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{A_f h_f} + \frac{1}{A_0 h_0} + R_w \quad (2-3)$$

- A_f Surface d'échange du côté du fluide de travail, m²
 A_0 Surface d'échange du côté de deuxième fluide, m²
 h_f Coefficient d'échange du côté du fluide de travail, W m⁻²K⁻¹
 h_0 Coefficient d'échange du côté du deuxième fluide, W m⁻²K⁻¹
 R_w Résistance thermique du matériau de l'échangeur, K·W⁻¹

Les coefficients d'échange de chaleur peuvent être estimés à partir des corrélations spécifiques adaptées au type d'échangeur. Ces coefficients dépendent de l'état du fluide (monophasique ou diphasique). De manière générale, le coefficient d'échange est déterminé à partir de la relation suivante :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (2-4)$$

- D_h Diamètre hydraulique du circuit, m
 h Coefficient d'échange thermique, W·m⁻²K⁻¹
 λ Conductivité, W·m⁻¹K⁻¹

En vue de déterminer le dimensionnement optimal de l'échangeur, l'estimation de la perte de charge subie par chacun des deux fluides, semble importante.

Pour le fluide en état monophasique, la perte de charge est déterminée par l'équation (2-5).

$$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho} \quad (2-5)$$

- f Coefficient de frottement, -
 G Vitesse massique du fluide, kg·s⁻¹m⁻²
 ρ Masse volumique du fluide, kg·m⁻³
 L Longueur du canal, m

Le coefficient de frottement f dépend du type d'échangeur et du régime d'écoulement.

Pour le fluide diphasique, le calcul de la perte de charge consiste à déterminer la perte de charge totale. La perte de charge est la somme de la perte par frottement, de la perte par l'accélération et de la perte due à la gravité totale (cf. l'équation (2-6)). Etant donné que pour une application automobile, les échangeurs de petites dimensions sont utilisés, la perte par gravité peut être négligée.

$$-\frac{dp}{dz} = \pm \frac{dp_{fr}}{dz} \pm \frac{dp_a}{dz} \pm \frac{dp_g}{dz} \quad (2-6)$$

Le calcul de la perte par accélération se base sur l'hypothèse que le gaz et le liquide dans le fluide diphasique ont la même vitesse d'écoulement. Dans ce cas, la perte de charge par accélération est définie par :

$$\frac{dp_a}{dz} = G^2 \int_1^2 \frac{d\left(\frac{1}{\bar{\rho}}\right)}{dz} dz \quad (2-7)$$

La masse volumique du mélange homogène $\bar{\rho}$ est exprimée par :

$$\bar{\rho} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (2-8)$$

La perte par accélération est positive dans le cas d'évaporation du fluide (le titre de vapeur x évolue de 0 à 1) et négative lors d'une condensation (le titre de vapeur x évolue de 1 à 0).

La perte de charge par frottement dépend de la technologie de l'échangeur.

2.1.2 Modèle des propriétés thermiques des gaz d'échappement

Butcher et al. [22] ont montré que la composition des gaz influe sur le rendement du cycle de Rankine. C'est pourquoi les gaz d'échappement doivent être modélisés de la façon la plus réaliste possible.

Il n'est pas évident de déterminer les propriétés des gaz telles que la densité, la viscosité, la conductivité, la capacité calorifique, l'enthalpie et l'entropie spécifique parce qu'il s'agit du mélange de gaz. Pour un mélange de gaz, la fraction massique de chaque gaz dans le mélange s'écrit :

$$m_i = \frac{X_i M_{mol,i}}{\sum_i^N X_i M_{mol,i}} \quad (2-9)$$

X_i Fraction molaire du composant i , -

$M_{mol,i}$ Masse molaire du composant i , $g \cdot mol^{-1}$

L'enthalpie du mélange h est déterminée comme la somme des enthalpies partielles des composants (cf. équation (2-10)). En utilisant le même principe, l'entropie s et la capacité calorifique c_p du mélange peuvent être calculées.

$$h = \sum_i^N m_i h_i, \quad s = \sum_i^N m_i s_i, \quad c_p = \sum_i^N m_i c_{p,i} \quad (2-10)$$

La densité du mélange se présente sous la forme :

$$\frac{1}{\rho} = \sum_i \frac{m_i}{\rho_i} \quad (2-11)$$

La viscosité du mélange de gaz dépend fortement de la température des gaz. Les équations (2-12)-(2-14) ont permis de déterminer la viscosité dynamique du mélange. Dans ces équations, i et j représentent deux composants du gaz.

$$\mu = \frac{\mu_i M_i}{\sum_i^N \mu_i \Phi_{ij}} \quad (2-12)$$

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right] \text{ pour } i \neq j \quad (2-13)$$

$$\Phi_{ji} = \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right) \left(\frac{M_j}{M_i} \right) \Phi_{ij} \quad (2-14)$$

Les mêmes équations sont valables pour le calcul de la conductivité thermique des gaz.

$$\lambda = \frac{\lambda_i M_i}{\sum_i^N \lambda_i \Phi_{ij}} \quad (2-15)$$

Une motorisation essence a été choisie pour le système de récupération d'énergie par le cycle de Rankine. L'analyse de la composition des gaz d'échappement a montré que ce gaz contient 3 composants principaux : de l'eau (11,98 %), de l'azote N_2 (74,13 %) et du CO_2 (12,64 %). Les propriétés de ce mélange de gaz ont été calculées.

2.1.3 Evaporateur à plaques et ailettes

L'échangeur de chaleur à plaques et ailettes est largement utilisé dans le système de climatisation des véhicules. Cet échangeur fait partie des échangeurs compacts et performants. C'est pourquoi il présente un intérêt certain pour une application Rankine.

Faute de trouver un composant compact existant permettant échanger un niveau de puissance important (de l'ordre de 30kW) entre les gaz d'échappement et l'eau-glycolée circulant dans la boucle de Rankine, un évaporateur de type plaques et ailettes a été considéré. L'évaporateur à plaques et ailettes utilisé dans la boucle froide du véhicule (l'évaporateur du système de climatisation) a servi de base pour la conception. Les paramètres géométriques finaux de l'évaporateur sont présents sur la figure 2-3.

Afin de dimensionner l'évaporateur, deux grandeurs ont été figées dans le modèle : la largeur de plaques L et la largeur de l'échangeur W (cf. figure 2-1). La longueur de plaques H est définie par le modèle.

Les échanges thermiques ont été décrits dans le modèle sur la base de corrélations associées au type d'échangeur à plaques et ailettes.

2.1.3.1 Côté fluide de travail : monophasique

L'échange thermique en monophasique dans l'échangeur à plaques a été étudié par différents auteurs dont **Focke et al. [52]** et **Hugonnot [70]**. Leurs travaux montrent que l'angle de corrugation influence fortement sur le coefficient d'échange monophasique.

Ainsi, le coefficient d'échange peut être estimé selon la corrélation suivante (Nombre adimensionnel de Nusselt) :

$$Nu = a Re^b Pr^{1/3} \quad (2-16)$$

Le nombre de Reynolds et de Prandtl sont donnés par les équations suivantes :

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (2-17)$$

- D_h Diamètre des canaux, m
- G Vitesse massique du fluide, $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$
- C_p Chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- μ Viscosité, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
- λ Conductivité, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

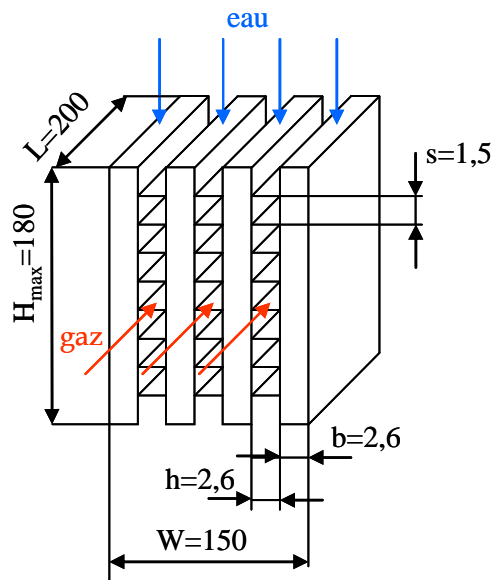


Figure 2-3 Schéma de l'évaporateur à plaques et ailettes

Dans l'équation (2-16), les coefficients a et b dépendent de l'angle de corrugation, du type d'écoulement et du pas adimensionnel de l'échangeur P/e . Le pas adimensionnel est le résultat de la division du pas de corrugation P (distance entre deux sommets de la surface corruguée) par la hauteur de la corrugation e (espacement des plaques).

Pour une angle de corrugation de 30° et un pas adimensionnel $P/e=3,33$:

$$a = 0,77; b = 0,54 \text{ pour } Re < 1000$$

$$a = 0,44; b = 0,64 \text{ pour } Re > 1000 \quad (2-18)$$

Le nombre de Reynolds dépend de la vitesse du fluide et de la section de passage du fluide. La section de passage du fluide est déterminée par les paramètres géométriques de l'échangeur et le nombre de canaux (équation (2-19)).

$$G_f = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2-19)$$

$$A = b_p L_w \frac{N_p - 1}{2}$$

\dot{m}	Débit massique, kg·s ⁻¹
D_h	Diamètre des canaux, m
G_f	Vitesse massique du fluide, kg s ⁻¹ m ⁻²
N_p	Nombre de plaques, -
b_p	Espace entre les deux plaques, m
L_w	Largeur de plaque, m

La perte de charge dans les canaux se caractérise par l'équation (2-5). Les coefficients de frottement du fluide contre une plaque sont donnés par les équations (2-20).

$$f = a \text{Re}^{-b} \quad \text{pour } P/e=3,33$$

$$f = a + \frac{b}{\text{Re}} \quad \text{pour } P/e=2,0 \quad (2-20)$$

2.1.3.2 Côté fluide de travail : ébullition

Garcia-Cascales et al. [58] ont fait l'étude bibliographique des corrélations permettant de déterminer le coefficient d'échange du côté de fluide de travail en ébullition dans un tube. Pour un évaporateur de type échangeur à plaques, **Wellsandt et al. [159]** ont proposé d'utiliser la méthode de Gorenflo afin de définir le coefficient de transfert du fluide en diphasique. **Cornwell et al. [29]** ont proposé une méthode basée sur la corrélation de Cooper. Dans le cadre de la thèse, cette dernière méthode a été appliquée à la modélisation d'évaporateur de type à plaques et ailettes.

La méthode proposée par **Cornwell et al.** consiste à déterminer le coefficient d'échange selon le régime d'ébullition. Deux types de régime d'ébullition peuvent avoir lieu. Quand l'échange thermique est faible, l'ébullition du fluide se passe par convection. Lorsque la différence des températures des deux fluides est grande, l'ébullition passe à un autre régime appelé l'ébullition nucléée. Ainsi, l'estimation du coefficient d'échange du fluide en état diphasique passe par le calcul des coefficients d'échange par convection et ébullition nucléée (cf. équation (2-21)).

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} = h_l F + h_p S \quad (2-21)$$

- h_{cb} Coefficient de transfert par convection, $W\ m^{-2}K^{-1}$
- h_{nb} Coefficient de transfert par ébullition nucléée, $W\ m^{-2}K^{-1}$
- h_l Coefficient de transfert du fluide en monophasique, $W\ m^{-2}K^{-1}$
- h_p Coefficient de transfert en ébullition, $W\ m^{-2}K^{-1}$
- F Facteur d'accroissement de l'ébullition convective, -
- S Facteur de suppression de l'ébullition nucléée, -

Pour un échangeur à plaques, le coefficient de transfert par convection h_{cb} peut être déterminé selon l'équation suivante :

$$h_{cb} = h_l F = a Re^b Pr^{1/3} \left(\frac{\lambda}{D_h}\right) F \quad (2-22)$$

Le facteur d'accroissement d'ébullition est donné par l'équation (2-23) :

$$F = 1 + 1.8 X_{tt}^{-0.79} \quad (2-23)$$

Le nombre de Lockhart-Martinelli X_{tt} est déterminé par l'équation (2-24).

$$X_{tt} = \left(\frac{\Delta p_l}{\Delta p_g}\right)^{0.5} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{f_l}{f_g}\right)^{0.5} \quad (2-24)$$

- ρ_g Masse volumique du fluide en état vapeur, $kg\ m^{-3}$
- ρ_l Masse volumique du fluide en état liquide, $kg\ m^{-3}$
- f_g Coefficient de frottement pour le fluide en état vapeur, -
- f_l Coefficient de frottement pour le fluide en état liquide, -
- x Titre de vapeur, -

Le coefficient de transfert en ébullition nucléée peut être estimé à partir de la corrélation de Cooper (cf. équation (2-25)).

$$h_{nb} = 55 q_{nb}^{0.67} M^{-0.5} p^{*0.12} (-\log_{10}(p^*))^{-0.55} \quad (2-25)$$

- q_{nb} Densité du flux de chaleur, $W\ m^{-2}$
- M Masse molaire du fluide, $g\ mol^{-1}$
- $p^* = p_{sat} / p_{crit}$ Pression réduite, -

La perte de charge du fluide de travail en diphasique dépend fortement du titre de vapeur x et varie de manière non linéaire selon la longueur de la conduite. La perte de charge est donnée par l'équation (2-26).

$$\Delta P_{pp} = \Phi_l^2 \Delta P_l \Delta L \quad (2-26)$$

Le coefficient de perte de charge ΔP_l correspond à la valeur de la perte de charge dans la conduite si le fluide en phase liquide occupait tout le circuit.

$$\Delta P_l = \frac{2f_l G^2}{D_h \rho_l} \quad (2-27)$$

Le coefficient de frottement f_l est calculé pour le fluide en phase liquide.

Le facteur multiplicateur Φ_l^2 est déterminé par la corrélation de **Friedel [56]**. Cette corrélation est la plus pertinente pour l'évaporation de l'eau.

$$\Phi_l^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045}We^{0.035}} \quad (2-28)$$

Le nombre de Froude est déterminé par l'équation (2-29).

$$Fr = \frac{\dot{m}^2}{gD_h \bar{\rho}} \quad (2-29)$$

g Accélération gravitationnelle, $m \cdot s^{-2}$

Le nombre de Weber est déterminé par l'équation (2-30).

$$We = \frac{\dot{m}^2 D_h}{\sigma \bar{\rho}} \quad (2-30)$$

σ Tension superficielle, $N \cdot m^{-1}$

Les paramètres H , F et E s'écrivent :

$$\begin{aligned} E &= (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{f_g}{f_l} \\ F &= x^{0.78} (1-x)^{0.24} \\ H &= \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \end{aligned} \quad (2-31)$$

2.1.3.3 Côté gaz d'échappement

Dans l'échangeur à plaques et ailettes, les gaz d'échappement s'écoulent à travers les ailettes. **Wang et al. [155]** ont proposé d'utiliser le facteur de Colburn j afin de déterminer

le coefficient d'échange du côté des gaz d'échappement. Cette corrélation a été obtenue à partir d'essais réalisés sur 22 géométries différentes et s'écrit :

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (2-32)$$

Le facteur j dépend du nombre de Reynolds Re . Le nombre de Reynolds critique détermine le type d'écoulement, et donné par l'équation (2-33).

$$Re_{crit,j} = 61,9 \left(\frac{L_{al}}{D_h} \right)^{-0,952} \left(\frac{\delta_{al}}{D_h} \right)^{-0,53} \left(\frac{s_{al}}{h_{al}} \right)^{-1,1} \quad (2-33)$$

- L_{al} Largeur du canal, m
- δ_{al} Epaisseur des ailettes, m
- D_h Diamètre hydraulique, m
- s_{al} Largeur des ailettes, m
- h_{al} Hauteur des ailettes, m

Dans le cas où $Re > Re_{crit,j}$ le facteur j est donné par :

$$j = 0,242 \left(\frac{L_{al}}{D_h} \right)^{-0,322} \left(\frac{\delta_{al}}{D_h} \right)^{-0,089} Re^{-0,368} \quad (2-34)$$

Dans le cas où $Re < Re_{crit,j}$ le facteur j est donné par :

$$j = 0,483 \left(\frac{L_{al}}{D_h} \right)^{-0,132} \left(\frac{\delta_{al}}{D_h} \right)^{-0,184} Re^{-0,536} \quad (2-35)$$

La perte de charge subie par les gaz d'échappement, peut être estimée à partir de l'équation suivante :

$$\Delta p = \frac{2f \cdot G_g^2 \cdot L}{\rho D_h} \quad (2-36)$$

- L Longueur totale du passage des gaz, m
- G_g Vitesse massique des gaz, $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$

Le coefficient de frottement f détermine le type d'écoulement des gaz à travers les plaques. Il est donné par les équations (2-37) et (2-38).

Dans le cas où $Re > Re_{crit,j}$:

$$f = 1,136 \left(\frac{L_{al}}{D_h} \right)^{-0.781} \left(\frac{\delta_{al}}{D_h} \right)^{-0.534} Re^{-0.198} \quad (2-37)$$

Dans le cas où $Re < Re_{crit,j}$:

$$f = 7,661 \left(\frac{L_{al}}{D_h} \right)^{-0.384} \left(\frac{\delta_{al}}{D_h} \right)^{-0.092} Re^{-0.712} \quad (2-38)$$

2.1.4 Evaporateur à faisceau de tubes

La deuxième technologie d'évaporateur considérée dans le cadre de l'étude comparative, est l'échangeur de type faisceau de tubes. La géométrie de cet échangeur a été spécifiée par un fournisseur.

Il existe deux géométries d'échangeur possibles (cf. figure 2-4). Il s'avère que la géométrie quinconcée offre le meilleur échange de chaleur et, par conséquent, l'échangeur de chaleur est plus compact. C'est pourquoi cette géométrie a été choisie pour une application automobile.

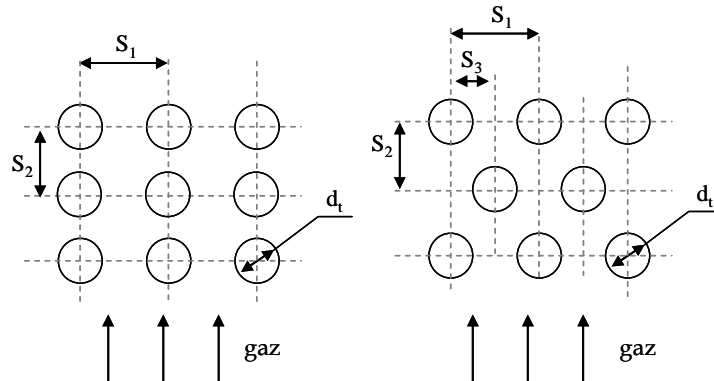


Figure 2-4 Géométries alignée et quinconcée d'échangeur à faisceaux de tubes. S_1 - pas longitudinal, S_2 - pas transversal

Le modèle d'échangeur à faisceau de tubes a été développé en se basant sur les données du fournisseur. Les échanges thermiques et la perte de charge ont été estimés dans le modèle grâce aux corrélations associées à ce type d'échangeur.

2.1.4.1 Côté fluide de travail : monophasique

Dans le cas général, pour un tube, le coefficient d'échange thermique dans les zones monophasiques (phase liquide ou vapeur) peut être estimé à partir de la corrélation de Dittus-Boelter [82]. Cette corrélation est validée pour un fluide en écoulement turbulent (pour $Re > 2000$). Pour un fluide à faible débit passant dans une petite section, le régime d'écoulement peut devenir laminaire. Ainsi, le coefficient d'échange du fluide en état monophasique s'écrit :

En régime turbulent pour $Re > 2000$:

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2-39)$$

En régime laminaire pour $Re < 2000$:

$$Nu = 4,36 \quad (2-40)$$

La perte de pression du fluide en état monophasique dans un tube lisse est définie par l'équation (2-5). Le coefficient de frottement est donné par les équations (2-41).

$$f = \frac{64}{Re} \text{ pour } Re < 2000 \quad (2-41)$$

$$f = 0,079 Re^{-1/4} \text{ pour } Re > 2000$$

2.1.4.2 Côté fluide de travail : diphasique

La littérature propose de nombreuses corrélations empiriques permettant d'estimer le coefficient de transfert de chaleur du fluide en phase d'évaporation [58], [82], [88], [86], [167]. Zhang et al. [167], ayant meilleurs résultats d'estimation de coefficient d'échange de l'eau avec la corrélation de Chen, ont proposé d'utiliser cette corrélation pour l'ébullition.

La corrélation de Chen a été obtenue pour un tube dans lequel un fluide s'écoule en régime turbulent et transitoire. L'évaporation nucléée et convective est prise en compte dans cette corrélation.

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} = h_l F + h_p S \quad (2-42)$$

- h_l Coefficient de transfert en phase liquide, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- h_p Coefficient de transfert en ébullition, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- F Facteur d'accroissement de l'ébullition convective, -
- S Facteur de suppression de l'ébullition nucléée, -

Le coefficient d'échange en ébullition convective h_{cb} est déterminé par les équations (2-39). Le coefficient d'échange du fluide en phase liquide s'écrit :

$$h_l = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_t} \quad (2-43)$$

- d_t Diamètre des tubes, m

Le coefficient d'échange en ébullition nucléée est donné par la corrélation de Chen classique.

$$h_{nb} = 0,00122 \frac{\lambda_l^{0,79} C_{pl}^{0,45} S \cdot \rho_l^{0,24} \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta p_{sat}^{0,75}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \rho_g^{0,24} \Delta h_{gl}^{0,24}} \quad (2-44)$$

- σ Tension superficielle, N m⁻¹
- λ_l Conductivité de la paroi, W m⁻¹K⁻¹
- C_{pl} Chaleur spécifique du fluide, J kg⁻¹K⁻¹
- $\Delta T_{sat} = T_w - T_f$ Différence des températures de la paroi et du fluide, K
- Δh_{gl} Différence des enthalpies du fluide en état vapeur et liquide, J kg⁻¹
- ρ_g Masse volumique du fluide en phase gazeuse, kg m⁻³
- ρ_l Masse volumique du fluide en phase liquide, kg m⁻³

Dans cette équation, la différence des pressions est donnée par l'équation (2-45).

$$\Delta p_{sat} = \frac{\Delta h_{gl} (T_w - T_{sat})}{T_{sat} \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right)} \quad (2-45)$$

- T_w Température de la paroi, K
- T_{sat} Température de saturation du fluide, K

La température de la paroi dépend du flux de chaleur venant de la source chaude, et est déterminée par les équations (2-46).

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= AU \cdot (T_h - T_{sat}) \\ T_w &= \frac{\dot{Q}}{h_{cb}} + T_{sat} \\ T_h - T_{sat} &= \frac{Q}{h_h} + \Delta T_{sat} \end{aligned} \quad (2-46)$$

Le facteur de suppression de l'ébullition nucléé S est donné par l'équation (2-47)

$$S = \left[1 + 2,53 \cdot 10^{-6} (\text{Re}_l \cdot F)^{1,17} \right]^{-1} \quad (2-47)$$

Le facteur d'accroissement d'ébullition F montre la turbulence du flux due à la présence de la vapeur, et dépend du nombre de Reynolds.

$$F = 2,35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} = 0,64 \Phi_{tt} \quad (2-48)$$

Le multiplicateur de pertes de charge par frottement peut être exprimé par :

$$\Phi_u^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (2-49)$$

Le paramètre de Lockhart-Martinelli X_u est donné par l'équation suivant :

$$X_u^2 = \frac{\Delta p_l}{\Delta p_g} \quad (2-50)$$

Les pertes de charge du fluide en phases liquide et vapeur s'écrivent :

$$\begin{aligned} \Delta p_l &= \frac{2f_l}{d_t} \frac{G^2(1-x)^2}{\rho_l} \\ \Delta p_g &= \frac{2f_g}{d_t} \frac{G^2x^2}{\rho_g} \end{aligned} \quad (2-51)$$

Les coefficients de frottement pour le fluide en phase liquide et en phase vapeur peuvent être déterminés à partir des équations (2-52), (2-53).

$$f = C \cdot \text{Re}^{-n} \quad (2-52)$$

Les coefficients C et n dépendent du régime d'écoulement. Pour un canal circulaire :

$$\begin{aligned} C &= 16 \quad \text{pour } \text{Re} < 2000 \\ C &= 0,079 \quad \text{pour } \text{Re} > 2000 \end{aligned} \quad (2-53)$$

2.1.4.3 Côté gaz d'échappement

Le coefficient de transfert de chaleur du côté des gaz d'échappement peut être évalué selon la corrélation de Zukauskas proposé par **Kakaç et al. [82]**. Cette corrélation est établie pour un faisceau de tubes et couvre une large gamme d'écoulements du fluide (équation (2-54)).

$$Nu = C \text{Re}^m \text{Pr}^n \quad (2-54)$$

Les paramètres C , m et n dépendent du régime d'écoulement et du pas transversal et longitudinal des tubes (cf. figure 2-4).

La perte de charge dépend du nombre de rangées de tubes, de la vitesse des gaz et de la température, et est donnée par l'équation (2-55).

$$\Delta p = \xi \frac{G^2}{2\rho} N_r \quad (2-55)$$

N_r Nombre de rangées de tubes, -

ξ Coefficient de frottement, -

Le coefficient de frottement est évalué selon la corrélation de Gaddis [57].

$$\xi = \xi_l + \xi_t \left[1 - \exp\left(-\frac{(\text{Re} + 1000)}{2000}\right) \right] \quad (2-56)$$

ξ_l Coefficient de frottement en régime laminaire, -

ξ_t Coefficient de frottement en régime turbulent, -

Le coefficient de frottement en régime laminaire est défini par les équations (2-57)

$$\xi_l = \frac{f_l}{\text{Re}} \quad (2-57)$$

$$f_l = 280\pi \left[\left(p_l^{*0.5} - 0,6 \right)^2 + 0,75 \right] / \left(4 p_l^* p_t^* - \pi \right) p_t^{*1.6}$$

p_l^* Pas longitudinal, -

p_t^* Pas transversal, -

Le coefficient de frottement en régime turbulent est défini par les équations (2-58).

$$\xi_t = \frac{f_t}{\text{Re}^{0.25}} \quad (2-58)$$

$$f_t = 2,5 + \left[1,2 / \left(p_t^* - 0,85 \right)^{1.08} \right] + 0,4 \left(p_l^* / p_t^* - 1 \right)^3 - 0,01 \left(p_l^* / p_t^* - 1 \right)^3$$

Les pas longitudinal et transversal sont liés à la géométrie de l'échangeur et sont calculés par les équations (2-59).

$$p_l^* = \frac{S_1}{d_t}; \quad p_t^* = \frac{S_2}{d_t} \quad (2-59)$$

2.1.4.4 Validation du modèle

Dans le cadre de la thèse, une étude approfondie de l'évaporateur de type faisceau de tubes a été réalisée. Cette étude a consisté à dimensionner l'évaporateur pour une application véhicule automobile selon un cahier de charge. Le dimensionnement consistait à maximiser la chaleur récupérée sur la ligne d'échappement tout en minimisant la dimension, la perte de charge du côté des gaz d'échappement et le coût de l'évaporateur.

En tenant compte des dimensions maximales possibles sur la ligne d'échappement (cf. figure 2-1), la géométrie de l'évaporateur a été définie (cf. figure 2-5).

Les résultats issus de l'étude de dimensionnement, ont été communiqués par le fabricant de l'échangeur sous la forme des cartographies suivantes :

- chaleur cédée dans l'évaporateur en fonction de la température et du débit des gaz d'échappement,
- débit du fluide de travail en fonction de la température et du débit des gaz d'échappement et de la pression,
- perte de charge des gaz d'échappement en fonction de la température et du débit des gaz.

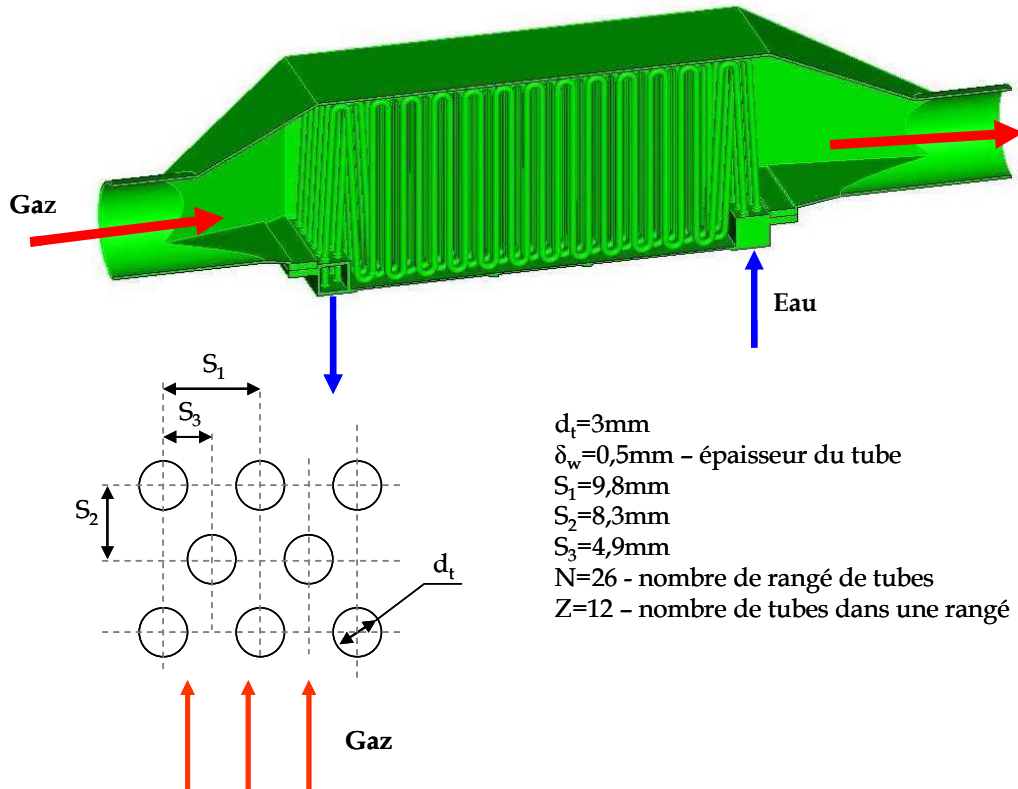


Figure 2-5 Evaporateur de type faisceau de tubes dimensionné pour une application automobile

Ces cartographies ont servi à calibrer le modèle d'évaporateur développé sous EES et présenté dans le paragraphe 2.1.4. Le calibrage du modèle d'évaporateur a été réalisé par le biais de minimisation de l'erreur globale déterminée par la fonction suivante :

$$Error = \sum_1^N \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_f - \dot{m}_{f,n}}{\dot{m}_{f,n}} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{eg} - \Delta P_{eg,n}}{\Delta P_{eg,n}} \right)^2} \quad (2-60)$$

- \dot{m}_f Débit massique du fluide calculé par le modèle, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $\dot{m}_{f,n}$ Débit massique du fluide donné par le fabricant, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- ΔP_{eg} Perte de charge des gaz d'échappement calculée par le modèle, Pa
- $\Delta P_{eg,n}$ Perte de charge des gaz d'échappement donnée par le fabricant, Pa

Lors du calibrage du modèle deux coefficients ont été identifiés :

- Coefficient correctif de transfert de chaleur : $C=0,92$
- Coefficient correctif de perte de charge des gaz d'échappement : $K_{eg}=2,12$.

La figure 2-6 présente l'écart entre les débits calculés par le modèle et ceux fournis par le fabricant. Nous constatons que le modèle prédit le débit du fluide avec une précision satisfaisante de 0,6 %. Quant au recalage de la perte de charge des gaz d'échappement, on peut noter que la déviation de la perte de charge s'accroît avec une augmentation du débit des gaz (cf. figure 2-7). Cependant, cette déviation reste inférieure à 1,17 %. Selon la figure 2-8, la puissance de l'évaporateur est prédite par le modèle avec une précision de 0,6 %.

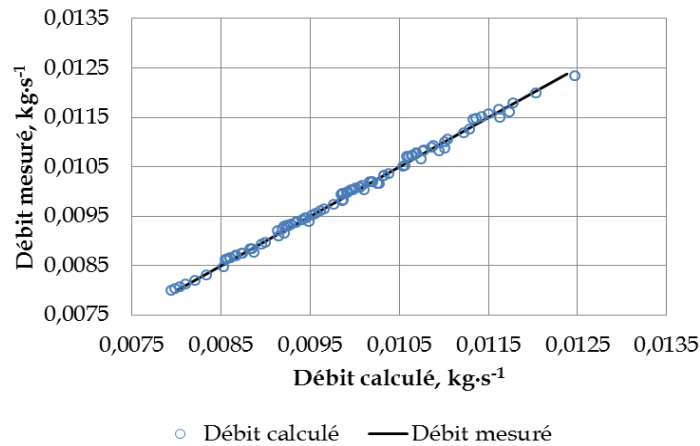


Figure 2-6 Recalage du débit massique du fluide dans l'évaporateur

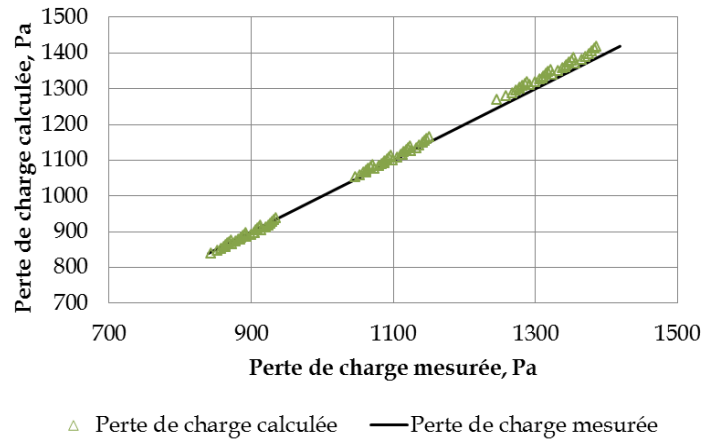


Figure 2-7 Recalage de la perte de charge du côté des gaz d'échappement

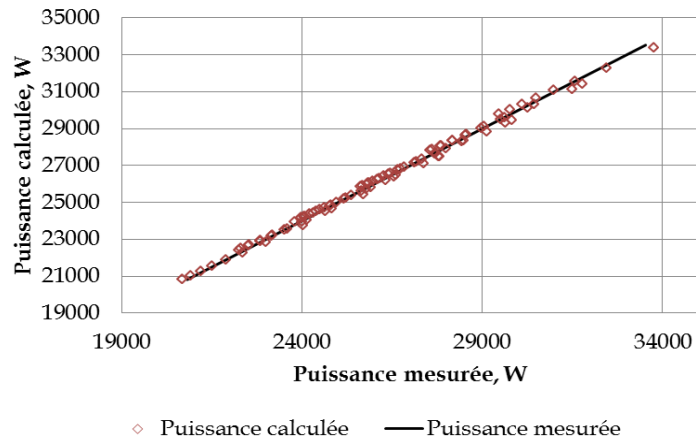


Figure 2-8 Recalage de la puissance de l'évaporateur

2.1.5 Evaporateur à tubes et calandre

La technologie d'échangeur à tubes et calandre est innovante dans le domaine automobile. Par conséquent, la conception de l'échangeur propre à un cycle de Rankine intégré dans un véhicule, est nécessaire. Pour notre application, le concept d'écoulement suivant a été choisi. Les gaz d'échappement passent dans les tubes rectangulaires. Le fluide de travail passe à travers le faisceau de tubes. La configuration de cet échangeur est présentée sur la figure 2-9.

La calandre se caractérise par deux diamètres :

- Diamètre effectif D_e
- Diamètre réel D_s .

Le diamètre effectif est calculé par rapport à l'axe de la calandre et est donné par :

$$D_e = \frac{4S}{P} \quad (2-61)$$

Pour un tube rond, l'aire S et le périmètre P dépendent de la position des tubes dans la calandre. Dans le cas d'une géométrie quinconcée avec des tubes rectangulaires, le diamètre équivalent s'écrit :

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - bh)}{2(b + h)} \quad (2-62)$$

h Hauteur du tube, m

b Largeur du tube, m

P_t Pas de tubes, m

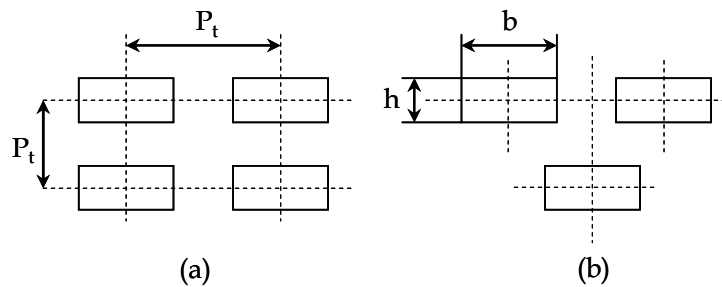
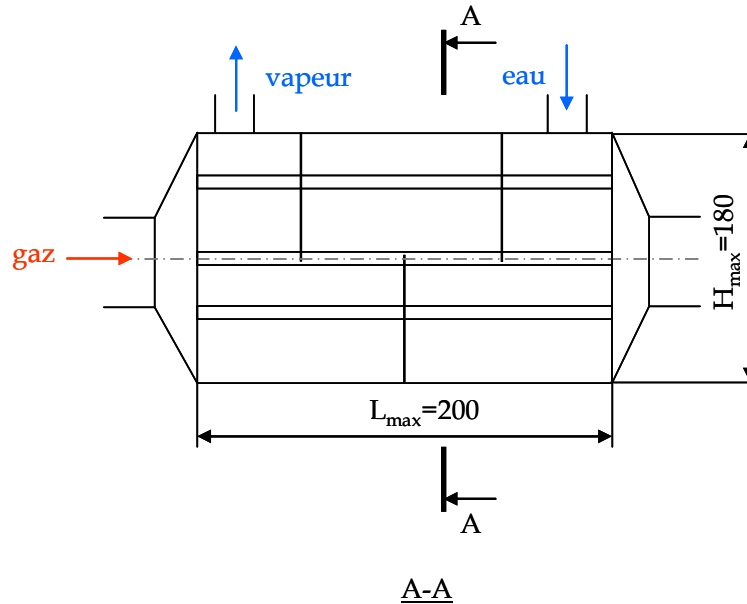


Figure 2-9 Schéma de l'évaporateur à tubes et calandre (a) géométrie alignée (b) géométrie quinconcée

Pour une étude de dimensionnement de l'échangeur, deux paramètres géométriques sont fixés (la largeur W et la hauteur H de la calandre). La longueur de tubes est déterminée par le modèle.

2.1.5.1 Côté fluide de travail : monophasique

Il existe deux méthodes principales permettant d'estimer les coefficients d'échange du fluide dans l'échangeur de type tubes et calandre : la méthode de Bell-Delaware et la méthode de Kern [82]. La méthode de Bell-Delaware sert à évaluer les performances d'échangeur lorsque toutes les dimensions d'échangeur sont supposées connues. Dans le cadre de l'étude du dimensionnement, la deuxième méthode, celle de Kern, peut être utilisée.

La méthode de Kern consiste à déterminer le coefficient d'échange en monophasique selon l'équation (2-63) :

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3} \quad (2-63)$$

La perte de charge du fluide en état monophasique du côté de la calandre dépend du nombre de chicanes et du diamètre équivalent de la calandre.

$$\Delta P = \frac{fG^2(N+1)D_s}{2\rho D_e \varphi} \quad (2-64)$$

N	Nombre de chicanes, -
φ	Coefficient de correction, -
f	Coefficient de frottement, -
ρ	Masse volumique du fluide, kg m ⁻³
G	Vitesse massique du fluide, kg s ⁻¹ m ⁻²

Le coefficient de correction φ est le rapport entre la viscosité du fluide déterminée à la température du fluide et la viscosité du fluide déterminée à la température de la paroi.

$$\varphi = \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-65)$$

Le coefficient de frottement dépend du régime d'écoulement et est donné par l'équation (2-66).

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln \text{Re}) \quad (2-66)$$

2.1.5.2 Côté fluide de travail : ébullition

L'estimation du coefficient d'échange en ébullition sur un tube du côté de la calandre peut être réalisée par des différentes corrélations. **Browne et al. [20]** ont fait l'étude bibliographique des corrélations valables pour l'ébullition sur un tube ainsi que de la méthode de calcul de la perte de charge. **Vera-Garcia et al. [152]** ont modélisé l'échange thermique dans l'échangeur de type tubes et calandre. **Piolo et al. [113]** ont testé les différentes corrélations utilisant des coefficients variables et des coefficients constants. Ils ont conclu que les corrélations avec des coefficients variables donnent de meilleurs résultats. **Sathyabhama et al. [127]** ont comparé les différentes corrélations disponibles dans la littérature et plus souvent utilisées pour le calcul du coefficient en ébullition du fluide sur une surface chaude. Parmi les corrélations considérées, seule la corrélation de Rohsenow semble pertinente d'autant plus qu'elle a été validée pour l'eau (équation (2-67)).

$$\frac{c_{p,l} \Delta T}{\Delta h_{fg}} = C \left(\frac{q}{\mu_l \Delta h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right)^{0.33} \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_l} \quad (2-67)$$

q	Densité du flux de chaleur, W m ⁻²
μ_l	Viscosité du fluide en état liquide, kg m ⁻¹ s ⁻¹
Δh_{gl}	Enthalpie de saturation, J kg ⁻¹

C_{pl} Chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1}$

C Coefficient, -

La corrélation de Rohsenow permet de déterminer le flux de chaleur q . Le coefficient de transfert de chaleur en ébullition est estimé à partir de l'équation (2-68).

$$h_{nb} = \frac{q}{\Delta T} \quad (2-68)$$

Le coefficient C dépend du matériau à partir duquel l'échangeur est conçu. Ainsi, pour l'eau évaporée sur la paroi en acier inoxydable, $C=0,008$; pour l'eau évaporée sur la paroi en aluminium $C=0,011$ (**Pirot et al. [113]**).

En ce qui concerne la perte de charge du côté du fluide diphasique, pour l'échangeur de type tubes et calandre, elle peut être estimée à partir de l'équation (2-69).

$$-\frac{dp_f}{dz} = \Phi_g^2 \left(\frac{dp_f}{dz} \right) = \Phi_l^2 \left(\frac{dp_f}{dz} \right) \quad (2-69)$$

Afin de déterminer le facteur multiplicateur pour le fluide en phase liquide Φ_l^2 et le multiplicateur pour le fluide en phase vapeur Φ_g^2 , **Chisholm [27]** a proposé d'utiliser le paramètre de Lockhart-Martinelli (cf. équations (2-50) et (2-51)). La présentation simplifiée des multiplicateurs est donnée par les équations (2-70).

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_t^2} \quad (2-70)$$

$$\Phi_g^2 = 1 + CX_u + X_u^2$$

Le coefficient C dépend du régime d'écoulement du fluide diphasique.

2.1.5.3 Côté gaz d'échappement

Une étude d'écoulement des gaz d'échappement dans un tube rectangulaire a été déjà menée dans le cadre de projet [T] TERS au sein de Renault. La géométrie du tube est telle qu'un perturbateur est installé à l'intérieur du tube afin d'améliorer l'échange thermique. D'après cette étude, le coefficient de transfert de chaleur dans un tube rectangulaire est donné par la relation (2-71).

$$Nu = 2,37 Re^{0,34} Pr^{0,4} \quad (2-71)$$

La perte de charge dans un tube rectangulaire peut être estimée à partir de l'équation (2-5).

2.1.5.4 Conclusion

Ainsi, trois technologies d'échangeur de chaleur pour l'évaporateur du système de Rankine ont été considérées. Le résumé des corrélations utilisées pour modéliser les échangeurs, est présenté dans le tableau 2-1.

Tableau 2-1 Récapitulatif des corrélations utilisées dans la modélisation des échangeurs

Type d'échangeur	Coefficient de transfert de chaleur	Perte de charge
Plaques et ailettes	Côté fluide de travail	
	Monophasique $Nu = a Re^b Pr^{1/3}$	Monophasique $\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$
	Diphase $h_{nb} = 55 q_{nb}^{0.67} M^{-0.5} p^{*0.12} (-\log_{10}(p^*))^{-0.55}$	Diphase $\Delta P_{ip} = \Phi_l^2 \Delta P_i \Delta L$
	Côté gaz d'échappement	
	$j = \frac{Nu}{Re_g Pr^{1/3}}$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$
Faisceau de tubes	Côté fluide de travail	
	Monophasique $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$
	Diphase $h_{nb} = 0,00122 \frac{\lambda_l^{0.79} C_{p_l}^{0.45} S \cdot \rho_l^{0.24} \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta p_{sat}^{0.75}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \rho_g^{0.24} \Delta h_{gl}^{0.24}}$	$\Delta P_{ip} = \Phi_l^2 \Delta P_i \Delta L$
	Côté gaz d'échappement	
	$Nu = C Re^m Pr^n$	$\Delta P = \xi \frac{G^2}{2\rho} N_r$

Tubes et calandre	Côté fluide de travail	
	Monophasique $Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3}$	$\Delta P = \frac{f G^2 (N+1) D_s}{2 \rho D_e \varphi}$
	Diphasique $\frac{c_{p,l} \Delta T}{\Delta h_{fg}} = C_{sf} \left(\frac{q}{\mu_l h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right)^{0,33} \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_l}$	$\Delta P_{ip} = \Phi_l^2 \Delta P_i \Delta L$
	Côté gaz d'échappement	
	$Nu = 2,37 Re^{0,34} Pr^{0,4}$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$

2.1.6 Comparaison des technologies

L'étude comparative des technologies d'échangeurs de chaleur vise à déterminer la technologie la plus efficace et la moins encombrante pour une application automobile. Selon l'espace disponible dans le véhicule (cf. figure 2-1), deux dimensions de l'échangeur peuvent être figées. La troisième dimension de chaque échangeur est laissée libre et peut être calculée par le modèle associé. Ainsi, les modèles permettent de calculer la longueur de plaques ou de tubes nécessaire pour évaporer et surchauffer le fluide de travail jusqu'à la température désignée.

Pour effectuer cette étude, les paramètres du fluide de travail ont été imposés selon le tableau 2-1.

Dans cette modélisation, nous considérons une température des gaz d'échappement à l'entrée d'échangeur de 718 °C et un débit des gaz de 220 kg h⁻¹. Ces paramètres correspondent au point nominal de fonctionnement du moteur sur le cycle Artemis autoroutier. Le choix de ce point de fonctionnement du moteur est expliqué plus précisément dans le chapitre 4.

Tableau 2-1 Paramètres du fluide de travail

Température du fluide à l'entrée de l'évaporateur, °C	100
Surchauffe du fluide, °C	10 ; 20 ; 30 ; 40 ; 50 ; 60
Débit massique, kg s ⁻¹	9 ; 10,5 ; 12,5
Pression, bar	15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35

Ainsi, une étude d'influence de la haute pression correspondant à la pression à l'entrée de la machine de détente, sur la dimension d'échangeur a été réalisée. Notons que la longueur d'échangeur de type tubes et calandre et échangeur de type à faisceau de tubes

augmente légèrement avec une augmentation de la haute pression (cf. figure 2-10). Ceci peut être expliqué par un élargissement de la zone liquide de l'évaporateur dû à une augmentation de la pression. En revanche, nous constatons que la dimension de l'échangeur de type plaques et ailettes n'est presque pas sensible à une augmentation de la pression.

L'impact de la surchauffe sur la dimension de l'échangeur est présent sur la figure 2-11. Nous constatons que la dimension des échangeurs augmente avec une hausse de la surchauffe. C'est évident puisque la zone du fluide en état de vapeur s'élargit avec une augmentation de la surchauffe.

Au regard des courbes de la figure 2-10 et figure 2-11, nous constatons que pour les conditions de fonctionnement données, la dimension de l'échangeur à faisceau de tubes est plus petite par rapport aux autres échangeurs considérés. En revanche, l'échangeur de type à plaques et ailettes est trop grand, ce qui complique son intégration dans une automobile.

Les performances du moteur thermique peuvent être influencées par les pertes de charge des gaz à l'échappement. Pour limiter une baisse de la puissance du moteur thermique due à l'installation de l'évaporateur sur la ligne d'échappement du véhicule, une minimisation des pertes de charge des gaz d'échappement sur l'évaporateur est primordiale. L'étude de leurs évolutions du côté des gaz d'échappement a été faite.

La figure 2-12 montre une évolution de la perte de charge en fonction de la surchauffe du fluide de travail. Nous pouvons remarquer que la perte de charge sur l'échangeur de type plaques et ailettes est la plus petite. De plus, elle diminue légèrement avec une augmentation de la surchauffe. Ceci s'explique par le fait que la valeur de la perte de charge pour ce type d'échangeur ne dépend pas de la longueur de plaques mais dépend du nombre d'ailettes. Le nombre d'ailettes augmente lorsque la longueur des plaques augmente et, par conséquent, la perte de charge calculée pour une ailette diminue. Ainsi, une minimisation de la perte de charge peut être atteinte grâce à une conception optimale de l'échangeur. Le même phénomène s'observe dans l'échangeur de type faisceau de tubes. Cependant, une diminution des pertes de charge avec une augmentation de la surchauffe est plus importante. On constate que ce type d'échangeur offre une bonne possibilité de surchauffer le fluide sans engendrer de fortes pertes de charge à l'échappement. Dans l'échangeur de type tubes et calandre, la perte de charge dans les tubes avec le perturbateur augmente avec une augmentation de la surchauffe. Cette évolution peut être expliquée par la dimension des tubes qui augmente avec le niveau de surchauffe.

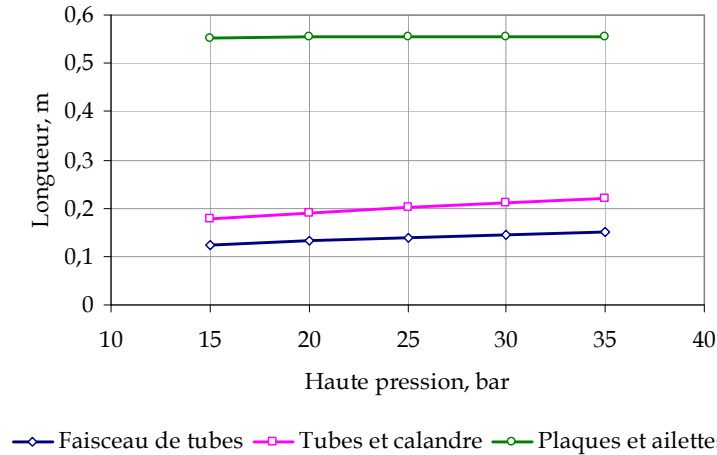


Figure 2-10 Evolution de la longueur d'échangeur en fonction de la haute pression. Débit du fluide=12,5 g s⁻¹. Surchauffe=60° C

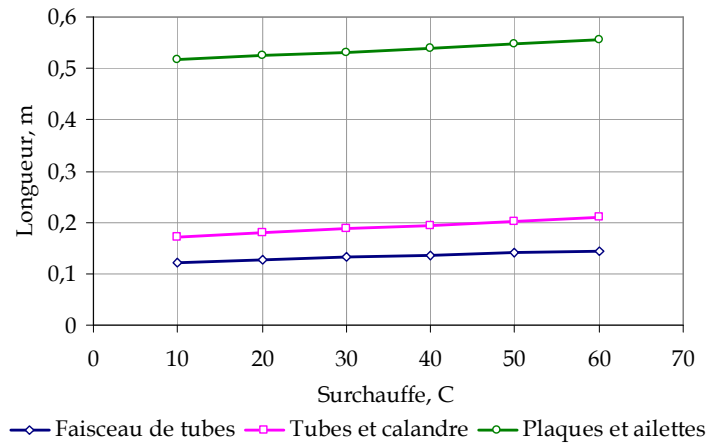


Figure 2-11 Evolution de la longueur d'échangeur en fonction de la surchauffe. HP=30 bar. Débit du fluide=12,5 g s⁻¹

Nous observons sur la figure 2-13 une augmentation des longueurs des échangeurs de chaleur avec une augmentation du débit dans la boucle de Rankine. Lorsque le débit du fluide s'accroît, la puissance à échanger augmente ce qui induit une augmentation de la dimension de l'échangeur. En valeur relative, cette augmentation de dimension est plus importante pour les technologies d'échangeur à plaque et ailettes et faisceau de tubes. Ainsi, pour une augmentation du débit de l'ordre de 40 %, les dimensions des évaporateurs à plaques et ailettes et faisceau de tubes augmentent de 95 %, tandis que la dimension de l'échangeur à tubes et calandre n'augmente que de 43 %. Ceci peut être expliqué par la géométrie de l'échangeur à tubes et calandre. En effet, la géométrie de l'échangeur de ce type est telle que le fluide subit moins de frottement avec la paroi de la calandre.

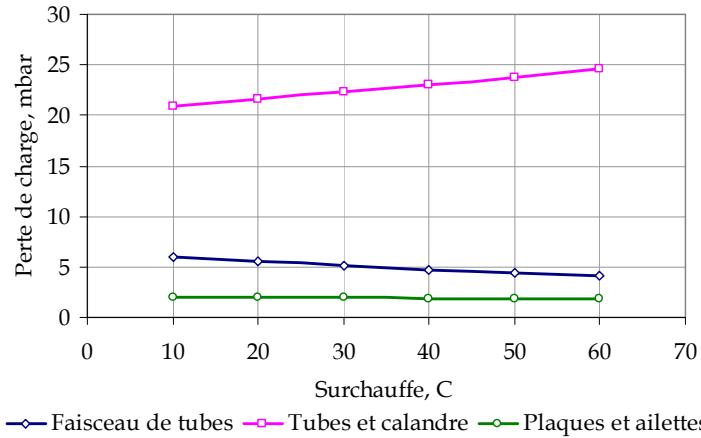


Figure 2-12 Evolution de la perte de charge en fonction de la surchauffe. HP=30 bar. Débit du fluide=12,5 g s⁻¹

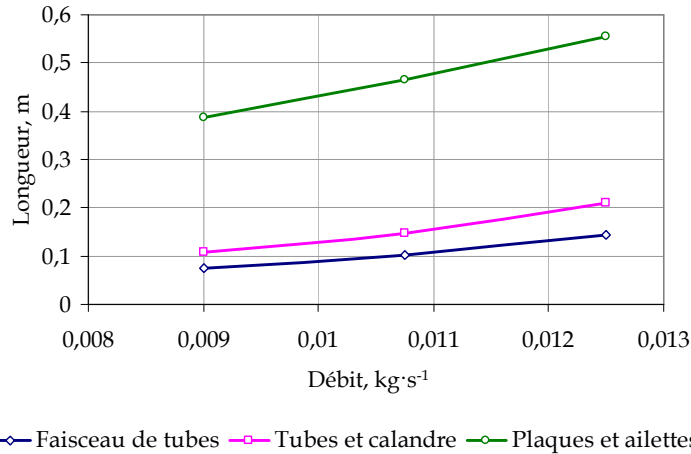


Figure 2-13 Evolution de la longueur des échangeurs en fonction du débit du fluide

L'efficacité globale de l'échangeur de chaleur est aussi une caractéristique importante. Elle est liée au pincement sur l'échangeur, c'est-à-dire l'écart des températures des gaz d'échappement et du fluide de travail du cycle de Rankine. Selon la figure 2-14, le pincement diminue avec une augmentation de la surchauffe. Dans le cas de l'échangeur à contre-courant, une augmentation de la surchauffe induit un élargissement de la zone de vapeur. Par conséquent, la différence des températures des gaz et du fluide à la limite de la zone diphasique diminue, ce qui explique la diminution du pincement. En revanche, on note que le pincement diminue avec une augmentation de la pression du fluide dans l'échangeur. Il est clair que la température de saturation du fluide augmente avec la pression. En conséquence, la différence des températures des gaz et du fluide diminue.

Nous constatons qu'afin d'améliorer les performances de l'évaporateur, la pression et la température du fluide à la sortie d'échangeur doivent être les plus élevés possible.

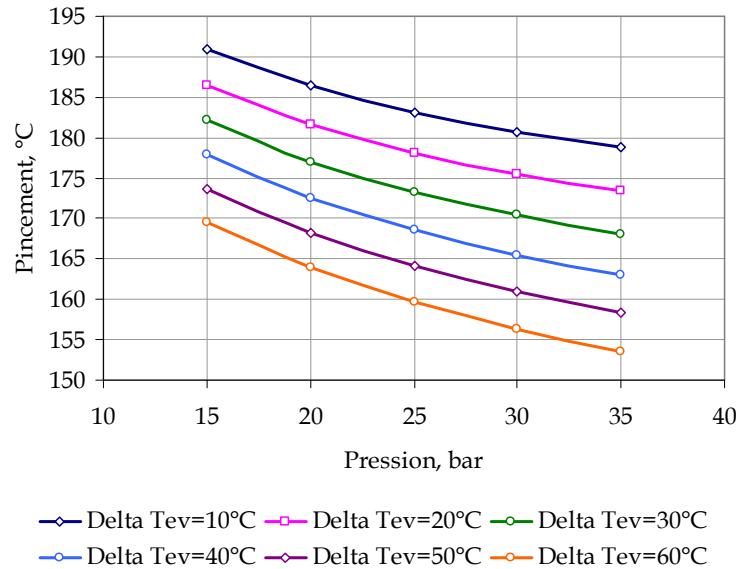


Figure 2-14 Evolution du pincement de l'échangeur de chaleur en fonction de la surchauffe (Delta T_{ev}). Débit=12,5 g s⁻¹

En conclusion, outre la petite perte de charge du côté des gaz d'échappement, l'échangeur de type plaques et ailettes serait trop grand, et ainsi, difficilement intégrable dans une automobile. La dimension de l'évaporateur de type tubes et calandre pour notre application, n'est pas très élevée. Cependant, la perte de charge des gaz d'échappement limite l'utilisation de cette technologie. Une révision de la géométrie de ce type d'échangeur permettrait d'améliorer ses performances en terme de perte de charge. La comparaison des technologies des échangeurs pour l'évaporateur montre que l'échangeur de type faisceau de tubes offre les meilleures performances en terme de dimension et de perte de charge.

2.2 Condenseur

Le condenseur de la boucle de Rankine sert à évacuer l'énergie non utilisée par la machine de détente. L'évacuation de l'énergie est possible via un condenseur à air installé en face avant du véhicule ou via un condenseur à eau. Les technologies des échangeurs utilisées dans l'industrie automobile pour ces besoins, sont les suivantes :

- condenseur à tubes et ailettes (condenseur du système de climatisation ou radiateur) permettant l'échange avec l'air extérieur
- condenseur à plaques permettant l'échange avec un deuxième fluide.

Dans la littérature, il est retrouvé des applications du condenseur à air de type tubes et ailettes [4], [21], [49]. Dans le cas d'utilisation de l'eau comme puits froid, un condenseur à plaques est bien adapté [39], [54]. Cependant, Teng et al. [147] préfèrent un condenseur à tubes et calandre pour un système de récupération d'énergie dans un véhicule de type poids lourd.

La conception du condenseur dépend de la place disponible dans le véhicule automobile. C'est pourquoi la dimension de ce composant est limitée. Afin de ne pas dépasser le

volume disponible, les échangeurs existants ont été modélisés. Ainsi, les enveloppes de condenseurs ont été déterminées (cf. figure 2-15).

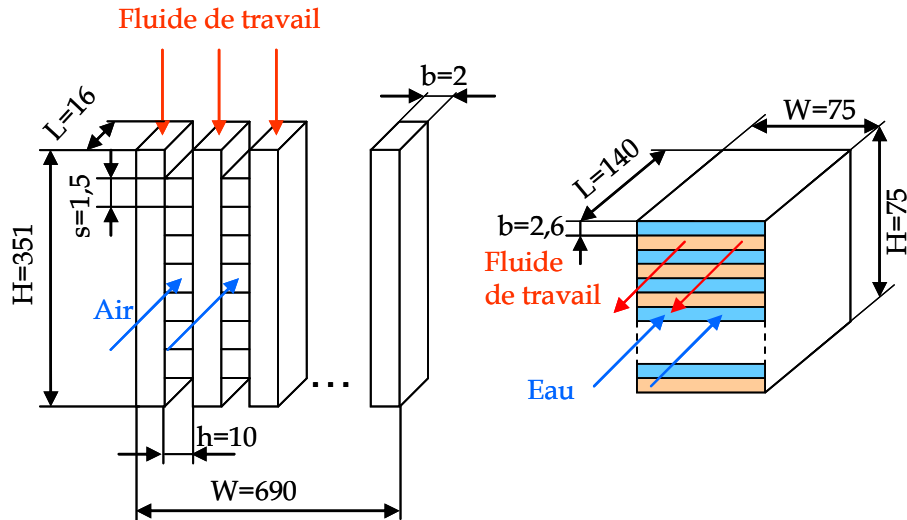


Figure 2-15 Enveloppes du condenseur à air et du condenseur à eau

La méthodologie générale de modélisation du condenseur est la même que dans le cas d'évaporateur (cf. 2.1.1).

2.2.1 Condenseur à plaques

La technologie de l'échangeur à plaques corruguées avec un angle de corrugation de 30° a été modélisée sur la base du condenseur existant. Etant donné que le condenseur existant n'est pas dimensionné pour un usage dans la boucle de Rankine, son redimensionnement est nécessaire. Pour cela, deux dimensions du composant ont été figées dans le modèle (hauteur du condenseur H et largeur W). Le modèle détermine la longueur de plaques nécessaire pour refroidir le fluide de travail.

2.2.1.1 Côté fluide de travail : monophasique

Garcia-Cascales et al. [58] ont fait l'étude bibliographique des corrélations permettant d'estimer les coefficients de transfert dans des échangeurs à plaques entre deux fluides différents en monophasique. Il s'avère que la corrélation de Kim a été obtenue pour l'échange entre deux liquides. Cette corrélation met en évidence la dépendance du coefficient de transfert de l'angle de chevrons β .

Kakaç et al. [82] ont proposé plusieurs corrélations qui permettent de déterminer le coefficient d'échange en monophasique en prenant en compte le régime d'écoulement ainsi que l'angle de corrugation.

Parmi le grand nombre de corrélations trouvées dans la littérature, la corrélation de Kumar [82] généralisée semble la plus adaptée. Cette corrélation est déterminée pour les échangeurs à plaques avec des angles de chevron différents et présentée par l'équation (2-72).

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3} \quad (2-72)$$

Pour l'angle de corrugation de $\alpha=30^\circ$:

$$\begin{aligned} n = 0,77; C = 0,54 \text{ pour } Re < 1000 \\ n = 0,44; C = 0,64 \text{ pour } Re > 1000 \end{aligned} \quad (2-73)$$

La perte de charge du fluide monophasique peut être estimée à partir de l'équation (2-5).

2.2.1.2 Côté fluide de travail : diphasique

Pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur du fluide diphasique en condensation, **Garcia-Cascales et al. [58]** ont proposé plusieurs corrélations établies en sa majorité pour des fluides organiques. Parmi les corrélations étudiées, la corrélation de Shah développée pour des fluides différents, dont l'eau, peut être utilisée dans notre cas. Elle s'écrit :

$$h_{tp} = h_l \left((1-x)^{0,8} + 3,8x \frac{(1-x)^{0,04}}{P_m^{0,38}} \right) \quad (2-74)$$

La pression adaptée P_m est le rapport entre la pression réelle du fluide et la pression critique, et s'écrit :

$$P_m = \frac{P}{P_{crit}} \quad (2-75)$$

Le coefficient d'échange en monophasique h_{lo} peut être calculé par la corrélation de Dittus-Boelter, soit :

$$h_l = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \frac{\lambda}{D_h} \quad (2-76)$$

La perte de charge du fluide diphasique est donnée par la corrélation de Friedel (équation (2-26) - (2-31)).

2.2.1.3 Côté deuxième fluide

Dans le condenseur à plaques, le fluide de travail est refroidi par l'eau-glycolée. Faute de trouver une corrélation adaptée, les coefficients d'échange pour l'eau-glycolée dans trois zones sont estimés à partir de la corrélation valable pour l'eau pure en état monophasique. Ainsi, la corrélation de Kumar a été utilisée (cf. équation (2-72)).

La perte de charge du côté du deuxième fluide dans les plaques peut être estimée à partir de l'équation (2-5).

2.2.2 Condenseur à tubes et ailettes

Le condenseur à tubes et ailettes peut être utilisé dans le cas où la condensation du fluide de travail par l'air extérieur est souhaitée. Afin de modéliser le condenseur à air, le condenseur existant a été considéré. Il s'avère que ce condenseur est dimensionné pour un réfrigérant. Son redimensionnement pour l'eau est alors nécessaire. C'est pourquoi deux dimensions du condenseur ont été fixées égales aux dimensions du condenseur donné (largeur du condenseur W et épaisseur L). La troisième dimension (longueur de tubes) est calculée par le modèle et correspond à la dimension de tubes nécessaire pour refroidir le fluide du cycle de Rankine.

2.2.2.1 Côté fluide de travail : monophasique

Etant donné que le fluide de travail s'écoule dans les tubes, le coefficient d'échange thermique du fluide de travail en monophasique peut être estimé à partir des équations (2-39) - (2-41). La perte de charge du fluide est donnée par l'équation (2-5).

2.2.2.2 Côté fluide de travail : diphasique

Afin de prédire le coefficient d'échange thermique en condensation dans un tube, la corrélation de Shah peut être utilisée (équation (2-74)).

La perte de charge du fluide diphasique est donnée par la corrélation de Friedel (équations (2-32) - (2-38)).

2.2.2.3 Côté de deuxième fluide : air ambiant

Les propriétés de l'air pouvant être facilement calculées par le logiciel EES, leur modélisation est inutile.

Etant donné que l'air passe à travers des ailettes, le coefficient d'échange thermique de l'air ainsi que la perte de charge ont été modélisés par la corrélation de Colburn (équation (38-44)).

Le tableau récapitulatif des corrélations utilisées dans la modélisation de deux types de condenseur est présenté ci-dessous (cf. tableau 2-2).

Tableau 2-2 Récapitulatif des corrélations utilisées dans la modélisation des condenseurs

Type d'échangeur	Coefficient de transfert de chaleur	Perte de charge
Plaques et ailettes	Côté fluide de travail	
	Monophasique $Nu = C Re^n Pr^{1/3}$	Monophasique $\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$

	Diphasique $h_p = h_l \left((1-x)^{0.8} + 3,8x \frac{(1-x)^{0.04}}{P_m^{0.38}} \right)$	Diphasique $\Delta P_p = \Phi_l^2 \Delta P_l \Delta L$
	Côté air	
	$j = \frac{Nu}{Re_g Pr^{1/3}}$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$
Plaques/Plaques	Côté fluide de travail	
	Monophasique $Nu = C Re^n Pr^{1/3}$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$
	Diphasique $h_p = h_l \left((1-x)^{0.8} + 3,8x \frac{(1-x)^{0.04}}{P_m^{0.38}} \right)$	$\Delta P_p = \Phi_l^2 \Delta P_l \Delta L$
	Côté eau-glycolée	
	$Nu = C Re^m Pr^n$	$\Delta p = \frac{2f}{D_h} \frac{G^2 L}{\rho_l}$

2.2.3 Comparaison des technologies

Le condenseur du système de Rankine doit être capable de refroidir le fluide de travail dans toutes les conditions de fonctionnement. Dans ce contexte, le choix de la technologie la mieux adaptée pour un cycle de Rankine est très important. Une comparaison de deux technologies de condenseur est possible pour les conditions de fonctionnement identiques. Autrement dit, la vitesse du véhicule doit être fixe.

Pour le condenseur à tubes et ailettes, la vitesse de l'air extérieur correspond à la vitesse du véhicule et peut être ainsi calculée. Selon les caractéristiques aérodynamiques de la face avant du véhicule considéré, pour une vitesse du véhicule de 130 km h⁻¹, la vitesse de l'air soufflé sur le radiateur est de 4,134 m s⁻¹. La température de l'air ambiant est considérée à 25 °C.

Dans le cas du condenseur à plaques, on considère qu'il est indépendant de la boucle de refroidissement du moteur et, par conséquent, la température et le débit de l'eau-glycolée ne dépendent pas du point de fonctionnement du moteur thermique. Le débit du fluide de travail du cycle de Rankine minimal à assurer pour le refroidissement, a été estimée à 0,9 kg s⁻¹. La température de l'eau-glycolée de 90 °C a été considérée.

Les conditions sur l'eau sont résumées dans le

tableau 2-3.

Tableau 2-3 Les conditions extérieures de fonctionnement du condenseur

Vitesse du véhicule, km h ⁻¹	Vitesse de l'air, m s ⁻¹	Température ambiante, °C	Régime moteur, tr min ⁻¹	Température de l'eau de refroidissement, °C
129	4,134	25	2800	90

En respectant l'espace dédié à l'intégration du condenseur de Rankine (cf. figure 2-15), une étude de comparaison consiste à définir la troisième dimension du composant.

Afin de réaliser l'étude comparative, les variations des paramètres du fluide de travail dans la boucle de Rankine sont présentés dans le tableau 2-4.

Tableau 2-4 Conditions du fluide de travail

Température du fluide à l'entrée du condenseur, °C	$T_{su,cd} = T_{sat} + 2^{\circ}C$
Débit massique, kg s ⁻¹	9 ; 10,5 ; 12,5
Pression, bar	0,9 ; 1 ; 1,1 ; 1,2 ; 1,3 ; 1,4 ; 1,5

La température du fluide à l'entrée du condenseur est déterminée par la température de saturation de manière à assurer une désurchauffe. Nous supposons que la machine de détente utilisée dans la boucle de Rankine détend le fluide de travail jusqu'à l'état proche à l'état du vapeur saturé. C'est pourquoi une valeur forfaitaire de la désurchauffe de 2 °C a été choisie. Il est supposé que le fluide est sous tiré du condenseur dans une bouteille, et ainsi, à la sortie du condenseur le fluide se trouve en état liquide saturé.

Selon la figure 2-16, la basse pression du système de Rankine influe fortement sur la longueur du condenseur. La dimension du condenseur est d'autant plus petite que la basse pression est élevée. En effet, la puissance échangée sur l'échangeur diminue lorsque la basse pression augmente ce qui réduit les dimensions de l'échangeur. Cette évolution de la dimension est plus forte pour l'échangeur de type plaques. Contrairement à l'échangeur à tubes et ailettes, l'échangeur à plaques est considéré comme un échangeur à contre courant dans lequel l'échange thermique est plus efficace.

Le débit du fluide influe aussi sur la dimension des échangeurs. Nous constatons sur la figure 2-17 que la dimension des échangeurs considérés augmente avec une hausse du débit du fluide. Lorsque le débit du fluide augmente de 14 %, la longueur de l'échangeur de type plaques augmente de 48 % alors que la longueur de l'échangeur à tubes et ailettes n'augmente que de 16 %.

Au regard des courbes sur figure 2-16 et la figure 2-17, on remarque que l'échangeur de type tubes et ailettes est plus grand que l'échangeur à plaques. Cela est principalement dû à la différence de chaleur spécifique entre l'air et l'eau-glycolée. En conclusion, l'analyse des technologies d'échangeur pour le condenseur du système de Rankine

montre que le condenseur à plaques est mieux adapté pour l'application véhicule automobile.

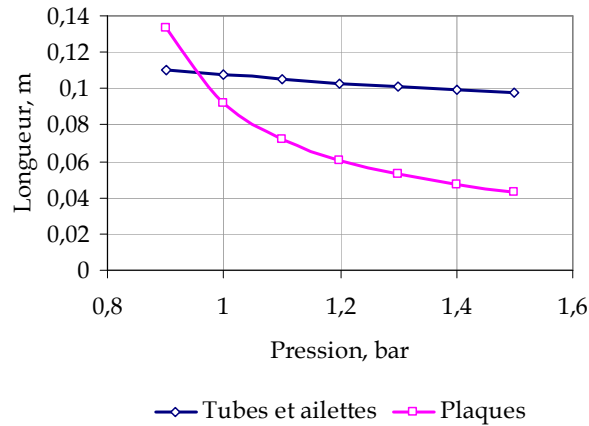


Figure 2-16 Evolution de la longueur du condenseur en fonction de la pression. Débit du fluide=9 g s⁻¹

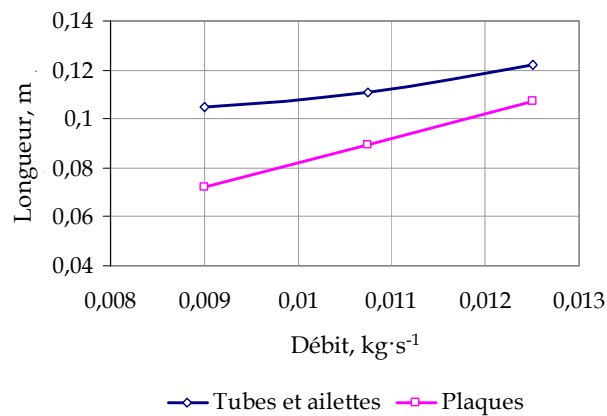


Figure 2-17 Evolution de la longueur des échangeurs en fonction du débit du fluide. BP=1,1 bar

2.3 Conclusion du chapitre

En vue de choisir le type d'échangeur de chaleur adapté au système de récupération d'énergie par un cycle de Rankine, une étude comparative des technologies a été réalisée. Parmi les technologies existantes, cinq types d'échangeurs de chaleur ont été retenus.

Les technologies d'évaporateur adaptées à l'échange thermique entre un fluide et un gaz, ont été étudiées. Ainsi, échangeur de types à plaques et ailettes, à faisceau de tubes et tubes et calandre ont été considérés. Pour une application au cycle de Rankine, les échangeurs de ces types n'existent pas sur le marché, c'est pourquoi leur conception a été réalisée selon la place disponible sur la ligne d'échappement.

Dans un véhicule, le refroidissement du fluide de travail du cycle de Rankine peut être effectué soit par l'eau, soit par l'air extérieur. Les technologies d'échangeur adaptées à ces types d'échanges thermiques existent sur le marché aujourd'hui. Par conséquent, le condenseur de type échangeur à plaques refroidi par l'eau-glycolée et condenseur de type échangeur à tubes et ailettes refroidi par l'air ambiant ont été retenus. Cependant, les

échangeurs existants ne sont pas conçus pour évacuer la puissance contenue dans le circuit de Rankine. Le redimensionnement des échangeurs est alors obligatoire afin d'assurer le bon refroidissement du système de Rankine.

L'étude comparative des technologies d'échangeur a été réalisée via la modélisation des échangeurs de chaleur sous EES®. Dans ce chapitre, les modèles pour chaque type d'échangeur ont été présentés. La comparaison des technologies d'échangeur pour l'évaporateur a montré que pour un même niveau de puissance, l'échangeur de type faisceau de tubes offre le meilleur compromis entre la dimension et les pertes de charge à l'échappement. En ce qui concerne la technologie d'échangeur pour le condenseur, l'échangeur à tubes et ailettes permettant d'effectuer le refroidissement par l'air extérieur, est plus grand que l'échangeur à plaques refroidi par l'eau-glycolée. L'étude comparative de deux échangeurs a montré que le condenseur à plaques est mieux adapté à notre application.

3 Modélisation de la machine de détente

La machine de détente est un dispositif permettant de convertir l'enthalpie contenue dans la vapeur d'eau surchauffée en travail mécanique. Si les connaissances des constructeurs automobiles sur les échangeurs de chaleur sont assez solides, par contre, la machine de détente reste un composant peu connu. L'étude approfondie de ce dispositif est nécessaire en vue de comprendre son fonctionnement. Dans ce chapitre, les différentes technologies de machine de détente sont discutées. L'étude du fonctionnement de la machine de détente a été réalisée via sa modélisation statique puis dynamique.

3.1 Technologies disponibles

Badr et al. [9] ont montré que le rendement du cycle de Rankine dépend fortement des performances de la machine de détente. C'est pourquoi le choix de la machine de détente la mieux adaptée à une application particulière est très important. Une optimisation du fonctionnement de la machine de détente permet d'améliorer son rendement et, par conséquent, le rendement du cycle de Rankine.

Les machines de détente peuvent être classées en deux grands groupes : les turbines et les machines volumétriques (cf. figure 3-1).

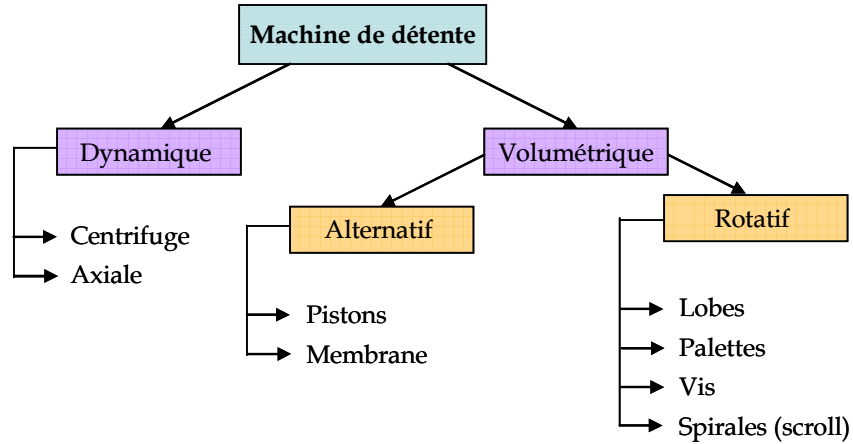


Figure 3-1 Classification des machines de détente

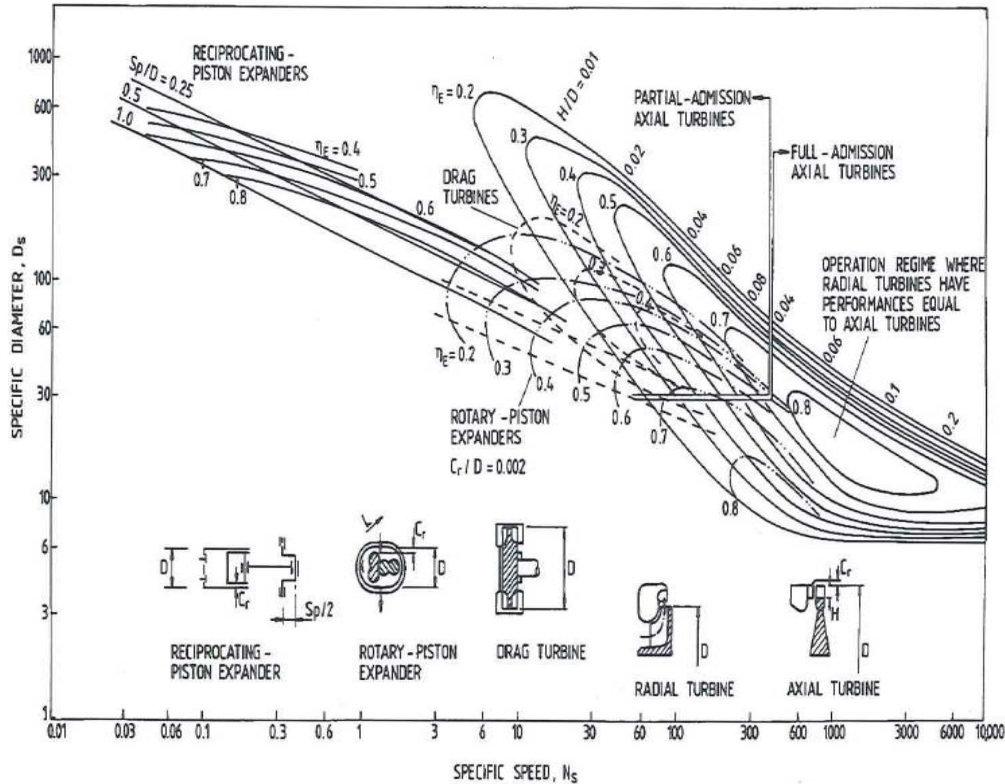


Figure 3-2 Performances des différents types des machines de détente [9]

Badr et al. [7] ont comparé différentes technologies de machines de détente en utilisant le diamètre spécifique D_s et la vitesse de rotation spécifique N_s (cf. figure 3-2). L'étude comparative des technologies a montré que sur les faibles vitesses de rotation spécifiques, les machines à mouvement alternatif ont un rendement plus élevé que les turbines. Pour une même dimension, les machines à mouvement rotatif ont les mêmes rendements isentropiques que les turbines mais une vitesse de rotation spécifique quatre fois moins élevée que celle des turbines.

3.1.1 Machines dynamiques : turbines

Généralement, les turbines sont utilisées dans un cycle de Rankine pour des puissances supérieures à 50 kW. Pour les puissances du cycle de Rankine inférieures à 50 kW, l'utilisation de turbines devient peu intéressante du fait d'un rendement faible et d'un prix de fabrication élevé [7], [118]. Les installations avec turbines sont généralement stationnaires et fonctionnent en régime stabilisé pour lequel le rendement de la turbine est optimal. En effet, une baisse considérable du rendement de la turbine s'observe en cas de déviation du régime optimal [7]. Un dispositif spécifique de régulation de la puissance de la turbine est nécessaire pour assurer son bon fonctionnement en dynamique, ce qui augmente considérablement le coût de l'installation. Les régimes des turbines sont généralement élevés pour une application automobile. Une boîte de vitesses complexe doit être utilisée afin de réguler le régime de la turbine. Une optimisation de la puissance de la turbine est possible si une turbine à impulsion est utilisée [15], [131]. Notons que les turbines n'acceptent que la détente sèche puisque la présence de gouttes de fluide de travail sur les pales endommage la machine, et entraîne ainsi une baisse du rendement et dégrade la fiabilité.

Malgré ces inconvénients, une turbine a été utilisée dans une application mobile de petites puissances. **Pei et al. [111]** ont conçu et testé une turbine pour une application au cycle de Rankine organique avec R123 comme fluide de travail. Ils ont démontré que la turbine est capable de délivrer 1,36 kW d'énergie électrique avec un rendement isentropique de 65 %. **Freyermann et al. [54]** ont utilisé une turbine à impulsion à deux étages dans le cadre de la récupération d'énergie des gaz d'échappement pour un véhicule automobile. Cette turbine est capable de fonctionner en transitoire. La puissance maximale annoncée du dispositif est de 2 kW.

3.1.2 Machines volumétriques

Par rapport aux turbines, les machines volumétriques sont caractérisées par des régimes de rotation et des débits du fluide moins élevés et un rapport des pressions plus élevé [7], [115]. La détente humide est acceptable par ce type de machines. En revanche, une lubrification des machines volumétriques est nécessaire, c'est pourquoi l'utilisation d'un fluide organique compatible avec le lubrifiant est préconisée.

Trois technologies de machines volumétriques ont été comparées par **Badr et al. [7]** : moteur de Wankel, machines à vis et machines à palettes. Pour une récupération d'énergie par un cycle de Rankine, une machine de détente du type Wankel a été proposée par **Badr et al.** La détente de la vapeur d'eau dans cette machine permet d'obtenir une puissance de 5 à 20 kW sur l'arbre selon sa cylindrée et le réglage des

soupapes d'admission et de refoulement [8]. En revanche, à cause des fuites internes dans la machine, le rendement annoncé de la machine est bas (de 21 %). **Stobart et al. [140]** ont aussi proposé la machine de Wankel en tant que la machine de détente dans un cycle de Rankine à vapeur d'eau avec un accumulateur intégré dans la boucle. Une puissance maximale de 57 W a été obtenue sur banc d'essais. Le rendement de la machine annoncé est de 2,23 % à cause des fuites internes importantes [67]. Il apparaît que le coût de fabrication de cette machine est assez élevé. On peut conclure que cette technologie n'est pas appropriée pour notre application automobile.

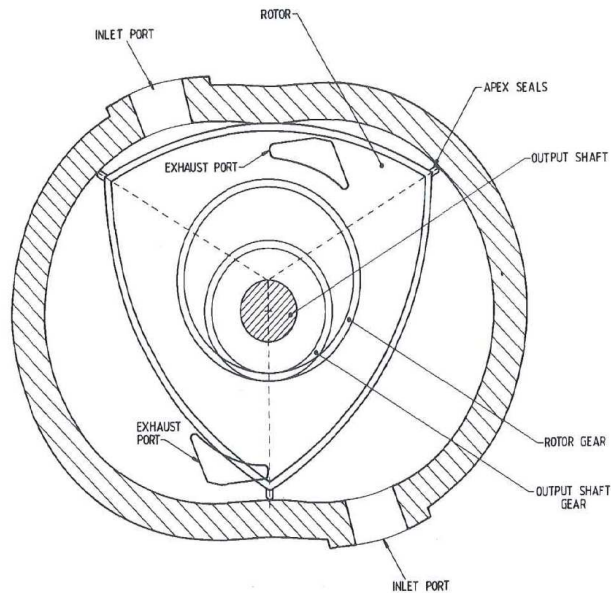


Figure 3-3 Machine de Wankel [8]

La machine à vis semble être une solution prometteuse pour les cycles de Rankine à basse puissance grâce au rapport dimensions/prix intéressant [7], [118]. Pour une même dimension, les performances de la machine à vis sont plus élevées (le rendement isentropique jusqu'à 70 %) que les performances de la turbine ou de la machine à mouvement alternatif [7]. **Ng et al. [106]** ont étudié les performances de la machine de détente à vis pour la récupération d'énergie par le cycle de Rankine dans les centrales électriques à petite puissance. Avec la vapeur d'eau comme fluide de travail, cette machine permet d'effectuer une détente dans la zone diphasique avec un rendement isentropique allant jusqu'à 85 %. Les essais la machine ont été conduits avec une pression maximale de 30 bar. Lorsque la vapeur d'eau est utilisée comme fluide de travail, le rendement de la machine à vis peut baisser jusqu'à 35 % à cause des fuites.

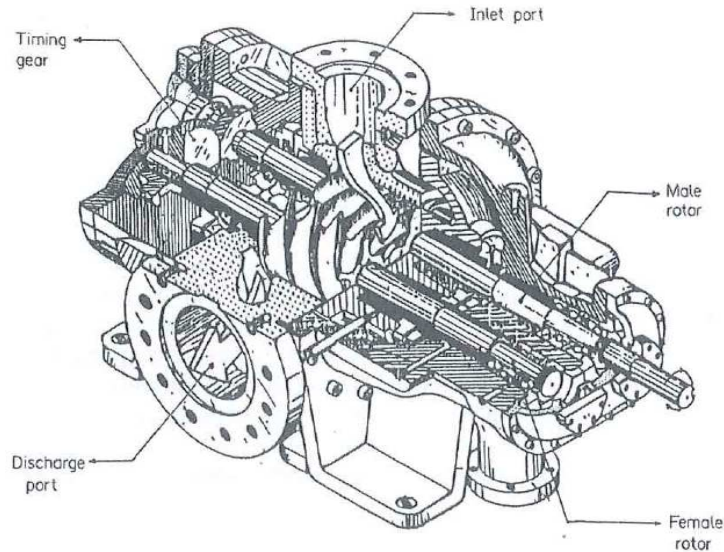


Figure 3-4 Machine à vis [106]

Il semble aussi intéressant d'utiliser une machine à palettes dans les cycles de récupération d'énergie. **Qui et al. [115]** ont préconisé une machine à palettes pour une récupération dans le domaine de micro cogénération de puissances de moins de 2 kW_e. **Yang et al. [162]** ont testé le fonctionnement d'une machine de détente à palettes pour le cycle de climatisation avec du CO₂. Le point de performance optimal correspond à un rendement global de 23 %. Les auteurs ont constaté que le rendement volumétrique de ce type de machine est faible, de l'ordre de 29 %. **Badr et al. [7]** ont étudié le fonctionnement de la machine à palettes avec un fluide organique et ont obtenu une puissance de l'ordre de 1,8 kW correspondant à un rendement isentropique de 73 %. En revanche, à cause des fuites, le rendement global de ces machines n'est pas élevé de l'ordre de 25-35 %. Une baisse du rendement global de la machine à palettes est aussi due aux pertes mécaniques et thermiques. En étudiant la machine de détente à palette à deux étages pour un système mobile basé sur un cycle de Rankine, **Ben-Bassat et al. [12]** ont constaté une perte de puissance de 10 % est due au frottement, et une diminution de la puissance de la machine de 6 % est due aux pertes thermiques. Ainsi, une machine à palettes n'offre pas les performances demandées pour un système de Rankine. De plus, le rapport dimensions/prix n'a pas intéressé.

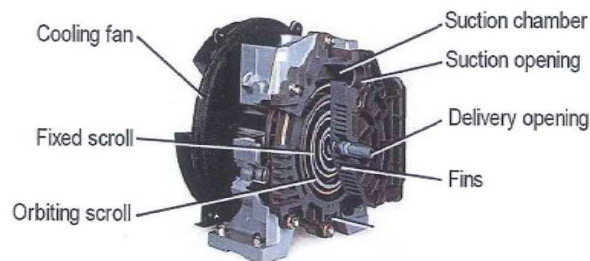


Figure 3-5 Machine de type scroll [91]

D'autres études montrent que la machine à palettes peut être intéressante pour un cycle de Rankine. **Mathias et al. [101]** ont comparé une machine à spirales et une machine à

palettes utilisées dans un système de récupération d'énergie par un cycle de Rankine organique. Les rendements isentropiques des deux machines peuvent atteindre 85 %. Les deux machines ont un grand potentiel dans le cycle de Rankine et peuvent délivrer jusqu'à 2-3 kW de puissance additionnelle.

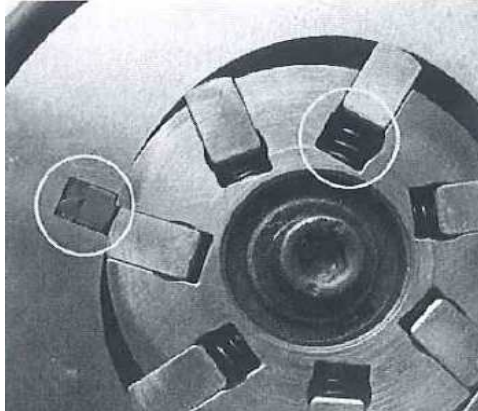


Figure 3-6 Machine à palettes [115]

Les machines à spirales, ou « *scroll* », semble être bien adaptées pour des puissances de l'ordre de 10 kW [115], [118]. Les performances de la machine à spirales pour les cycles de Rankine à moyenne puissance ont été évaluées par **Lemort et al.** [92]. En fonction du rapport des pressions sur la machine, une puissance mécanique de 1,8 kW peut être atteinte. Le rendement isentropique de la machine est estimé à 68%. **Kim et al.** [85] ont testé une machine *scroll* avec de la vapeur d'eau. Le rendement global obtenu est de 34 % correspondant à une puissance sur l'arbre de 15 kW. **Kane et al.** [83] ont développé un système de récupération d'énergie solaire avec deux machines *scroll* superposées. Le rendement mesuré de deux machines était de 68 %. Fonctionnant avec des fluides organiques différents, R-123 et R-134a, les machines ont délivré des puissances respectives de 5 kW et de 8 kW. **Clemante et al.** [28] ont modélisé la machine de détente à spirales avec le fluide organique R-245fa. La simulation numérique a montré que le rendement isentropique de la machine varie en fonction du rapport des pressions. Les pertes thermiques et par frottement font diminuer fortement le rendement. Ainsi, pour cette machine *scroll*, le rendement varie de 70 à 50 %. Pour un point de meilleur rendement, la machine est capable de délivrer une puissance égale à 1,2 kW. **Aoun [3]** a choisi la machine de type *scroll* pour un cycle de Rankine organique pour la récupération d'énergie pour un usage de type habitat. Il a obtenu un rendement isentropique de la machine de l'ordre de 54,5 % correspondant à une puissance de 1,55 kW pour un régime de 824 tr min⁻¹. **Peterson et al.** [112] ont étudié la possibilité d'utiliser de la machine *scroll* dans le cycle de Rankine avec un régénérateur. Le rendement isentropique mesuré du *scroll* était de 45%. Le rendement du cycle a atteint 7,2 %. **Ingley et al.** [143] ont choisi une machine de type *scroll* pour un cycle de Rankine avec un fluide combiné ammoniac/eau pour la récupération d'énergie dans un véhicule à hydrogène. La modélisation a montré que le rendement isentropique du *scroll* est de l'ordre de 18 % tandis que son rendement volumétrique est de 80 %.

Nous constatons que les machines de type *scroll* sont largement utilisées dans le domaine de la récupération d'énergie. Il faut noter que l'utilisation de cette technologie est limitée

par le niveau des pressions d'entrée et de sortie. De plus, la technologie *scroll* est assez coûteuse en raison du prix de fabrication des spirales.

Il existe une autre technologie plus robuste que la technologie *scroll*, nommée technologie à pistons. Les machines à pistons sont caractérisées par la capacité à travailler sur les rapports de détente élevés. Elles peuvent tenir une pression de 350 bar selon la conception. Le rendement globale de ces machines est aussi élevé et peut atteindre 95 % [5]. Les régimes de ces machines sont proches de ceux du moteur thermique. Dans le cadre de diminution des émissions des véhicules, des machines à mouvement alternatif de type à pistons ont été testées en tant que moteur pour une application automobile [21], [39], [64], [65], [79], [142]. Un tel moteur de Rankine est capable de délivrer une puissance de 50 kW à l'arbre [64], [79]. Ainsi, une réduction de la consommation du carburant peut être atteinte.

Badami et al. [6] ont montré qu'il est possible d'utiliser une machine de détente à mouvement alternatif dans les cycles de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine. L'analyse du fonctionnement de la machine a permis de déterminer le réglage optimal des phases d'admission et refoulement de manière à atteindre un rendement isentropique allant jusqu'à 90 %. Cette machine peut donner jusqu'à 25 kW de puissance additionnelle selon sa dimension et conditions de fonctionnement. De plus, le rapport entre ces dimensions et la puissance produite est intéressant. **Zhang et al. [166]** ont testé une machine à piston pour une application aux systèmes de réfrigération avec du CO₂. Un rendement isentropique de 62 % a été obtenu. Le diagramme (pV) du cycle de la machine a permis d'observer une baisse de la puissance de 15 % due aux pertes thermiques et par frottement.

L'idée d'utiliser une machine à mouvement alternatif pour la récupération d'énergie par un cycle de Rankine dans une automobile a été investiguée par **Demler [36]**. Il a proposé de récupérer l'énergie des gaz d'échappement grâce au cycle de Rankine à vapeur d'eau équipé d'une machine de détente à pistons. Il a étudié les performances de la machine et a annoncé un rendement global de l'ordre de 60 %. **Endo et al. [49]** ont intégré une machine à pistons pour la détente de la vapeur d'eau dans un système de Rankine installé sur un véhicule hybride. Le rapport des pressions sur la machine est de 14,7. Cette machine est capable de tenir une haute pression de 90 bar.

En conclusion, parmi les technologies proposées, la technologie à pistons offre le meilleur compromis entre le rapport des pressions élevé et la dimension de la machine. Contrairement aux turbines, le régime de la machine à pistons est comparable à celui du moteur thermique, ce qui facilite le couplage mécanique s'il est nécessaire. De plus, la technologie à pistons en tant que compresseur a été déjà éprouvée dans une automobile dans les systèmes de climatisation pour automobile. Ainsi, compte tenu des nombreux avantages de la machine à pistons, cette technologie a été retenue pour notre application.

3.2 Etude du dimensionnement de la machine de détente

La machine de détente à pistons axiaux est un composant innovant qui n'existe pas sur le marché aujourd'hui pour l'industrie automobile. Dans le cadre de la thèse, nous nous intéressons à son dimensionnement et sa conception en premier lieu.

La machine de détente à pistons axiaux comporte cinq pistons liés à un plateau incliné. L'admission et le refoulement du fluide se font par un système de lumière-soupapes. Un disque de distribution tourne avec l'arbre de la machine et réalise l'ouverture et la fermeture successives de la lumière d'admission. La lumière de refoulement située au plus près du point mort bas du piston, permet d'effectuer le refoulement du fluide de la machine. Le travail utile produit par les pistons, est transmis sur l'arbre de la machine par le biais du plateau incliné.

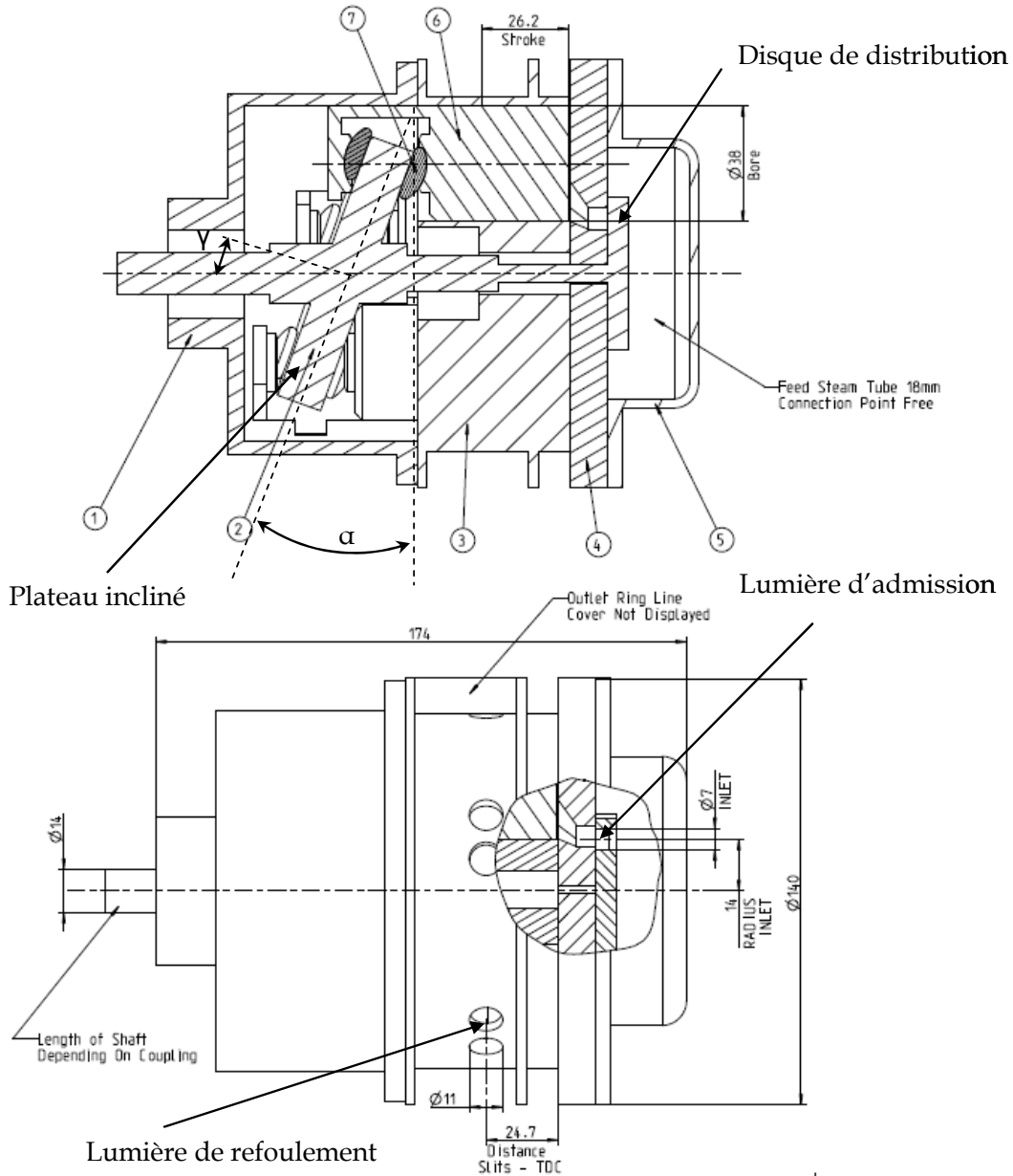


Figure 3-7 Schéma de la machine de détente AMOVIS

Les lois d'ouverture des lumières d'admission et de refoulement ont été communiquées par le fabricant de la machine de détente. Ces lois dépendent de l'angle d'inclinaison du

plateau. Pour un angle d'inclinaison $\alpha = 20^0$, les lois se présentent sous la forme des courbes suivantes :

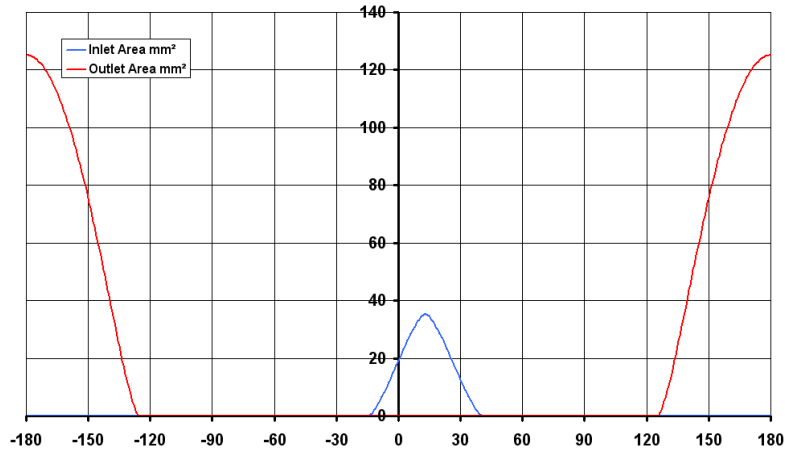


Figure 3-8: Loi d'ouverture des orifices d'entrée et sortie

Suite à ce dimensionnement, le fabricant de la machine a communiqué les performances de la machine pour une série de points de fonctionnement décrits au tableau 3-1.

Tableau 3-1 Points de fonctionnement de la machine de détente

Basse pression, bar	1 ; 1,2 ; 1,5
Haute pression, bar	10 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30
Régime, tr min ⁻¹	500 ; 1250 ; 2000 ; 2750 ; 3500 ; 4250 ; 5000 ; 5750

Pour chaque point de fonctionnement, les performances ont été présentées sous la forme :

- Du diagramme (pV) du cycle de détente

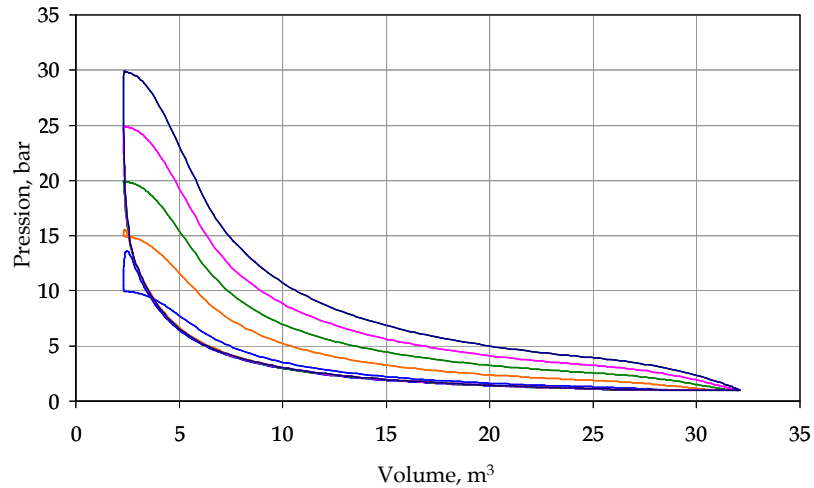


Figure 3-9 Diagrammes (p V) de la machine de détente pour différents niveaux des pressions et un régime de 3500 min⁻¹

Selon les courbes figure 3-9, pour les pressions d'admission inférieures à 15 bar, sous-tendue par la courbe du diagramme (pV) devient presque nulle, et par conséquent, la machine ne produit presque plus de puissance. Cela est dû au fonctionnement des lumières optimisées pour une pression de 30 bar.

- Du rendement isentropique

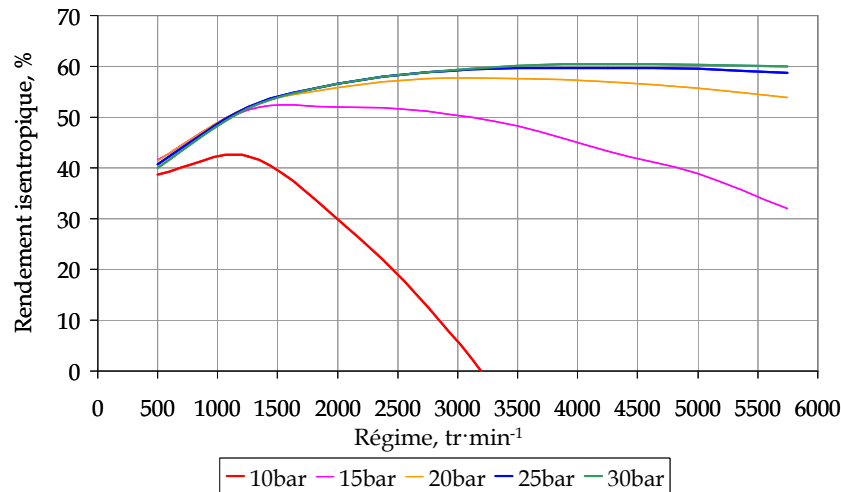


Figure 3-10 Evolution du rendement isentropique en fonction du régime de rotation et de la haute pression. BP=1 bar.

La machine est caractérisée par un rendement isentropique de l'ordre de 60 %. Le rendement isentropique de la machine de détente s'accroît avec une augmentation du régime et de la haute pression pour les pressions supérieures à 15 bar. Lors d'une diminution de la haute pression, une baisse du rendement isentropique s'observe. Ceci est dû à la conception de la machine, notamment, à celle des lumières. Ainsi, une dégradation du rendement isentropique s'observe à partir d'une haute pression égale à 15 bar.

- De la puissance indiquée (cf. figure 3-11)

La puissance indiquée de la machine de détente augmente avec une augmentation du régime de rotation et de la haute pression.

- Du débit du fluide (cf. figure 3-12)

Il est évident que le débit du fluide dans la machine de détente augmente avec une augmentation du régime de la machine. Le débit subit l'influence de la haute pression. Ainsi, il diminue considérablement avec une baisse de la haute pression liée aux fuites internes dans la machine.

- Du rendement mécanique (cf. figure 3-13)

À cause des pertes mécaniques, le rendement mécanique se dégrade avec une augmentation du régime. Nous observons également une diminution du rendement avec une baisse de la haute pression. Cela est dû à une diminution de la puissance indiquée.

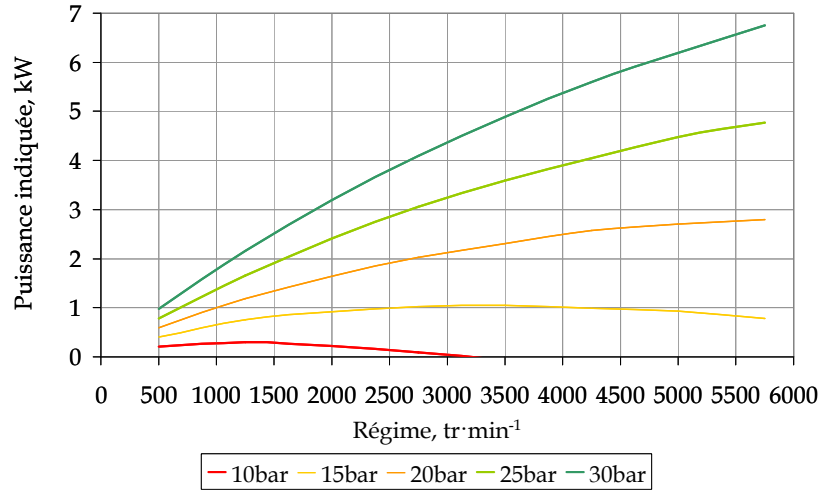


Figure 3-11 Evolution de la puissance indiquée en fonction du régime et de la haute pression.
Basse pression est de 1 bar.

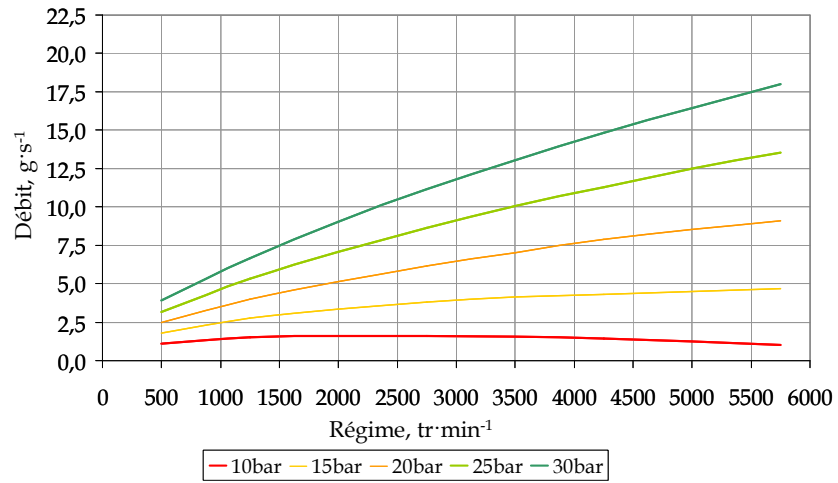


Figure 3-12 Evolution du débit du fluide en fonction du régime et de la haute pression.

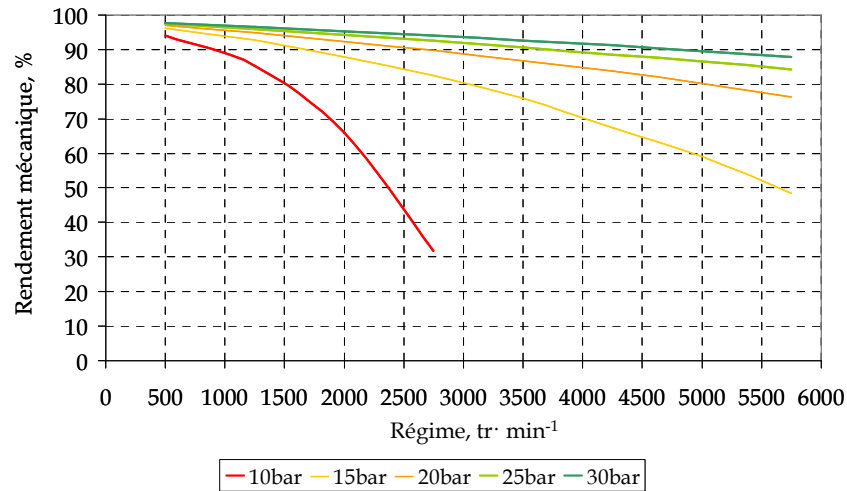


Figure 3-13 Evolution du rendement mécanique en fonction du régime et de la haute pression

Selon le cahier des charges de cette machine, une température maximale autorisée dans la machine à pistons axiaux ne doit pas dépasser 350 °C. Cette température est fixée par la température de dégradation de l'huile de lubrification de la machine. La haute pression est limitée par le fabricant de la machine de détente à 40 bar pour des questions de sécurité.

3.3 Modélisation de la machine de détente : types de modèles

La simulation numérique permettra d'estimer la dimension et les performances de la machine de détente sur différents points de fonctionnement.

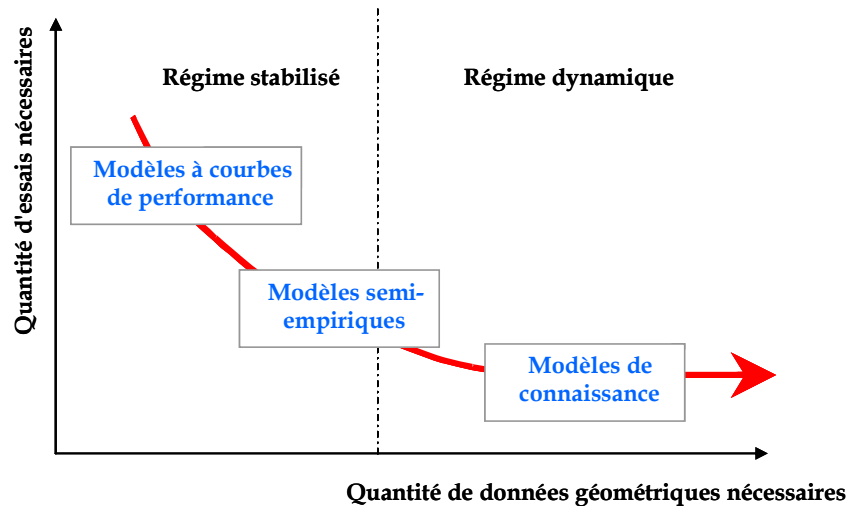


Figure 3-14 Comparaison de types de modélisation [46]

El Bakkali [46] a défini trois niveaux de complexité des modèles.

- Le modèle le plus basique est un modèle à courbes de performances où la machine est caractérisée par les rendements volumétrique, mécanique et isentropique. Ce modèle cartographié permet de diminuer le temps de calcul et

peut être introduit dans un modèle de boucle de Rankine plus complexe. En revanche, l'étude du fonctionnement de la machine n'est pas possible sur un modèle cartographié.

- L'étude du fonctionnement du dispositif de détente nécessite un modèle semi-empirique où les phénomènes physiques sont décrits de façon sommaire à partir des lois de conservation sans liens à la géométrie. Ce modèle doit être calibré sur les données d'essais et contient des coefficients de correction appropriés. Ce modèle ne permet pas d'étudier l'évolution des phénomènes physiques liés à la géométrie.
- Un modèle de connaissance ouvre la possibilité d'une étude plus approfondie des physiques du dispositif. Dans un modèle de ce type, les phénomènes physiques sont décrits finement avec la prise en compte de la géométrie. Etant donné la complexité du modèle, le temps de calcul s'allonge mais la précision des résultats est meilleure.

La figure 3-14 montre la comparaison de types de modélisation selon la quantité d'essais et de données géométriques nécessaires. Nous avons besoin de beaucoup plus d'essais pour alimenter un modèle à courbes de performances que pour un modèle semi-empirique. Un modèle de connaissances peut être développé à partir d'une géométrie connue de machine de détente avec un recalage sur quelques données d'essais. Il faut donc accepter un compromis en tenant compte de la précision souhaitée, du temps de calcul induit et de la disponibilité des données nécessaires à la modélisation.

Dans notre cas, nous cherchons à étudier les performances de la boucle de Rankine ce qui implique l'intégration du modèle de la machine de détente dans un modèle de boucle de Rankine. Il est clair que pour notre application, le modèle cartographié à courbes de performance est souhaitable, puisqu'il permet d'avoir le temps de calcul pertinent. En revanche, dans notre cas, la quantité de données d'essais exigée pour la validité du modèle sur une large plage de fonctionnement, n'est pas suffisante. Les connaissances sur les données géométriques de la machine nous permettent de développer un modèle dynamique détaillé. Ce modèle sert à obtenir plus de données des performances de la machine qui seront ensuite utilisées pour générer de cartographies.

En revanche, les connaissances de la géométrie du dispositif de détente sont largement suffisantes pour développer et valider un modèle semi-empirique. Ce dernier, est un bon moyen d'étudier la physique liée au fonctionnement de la machine sans la contrainte du temps de calcul.

Ainsi, la démarche de l'étude de la machine de détente réalisée dans le cadre de la thèse est représentée sur la figure 3-15.

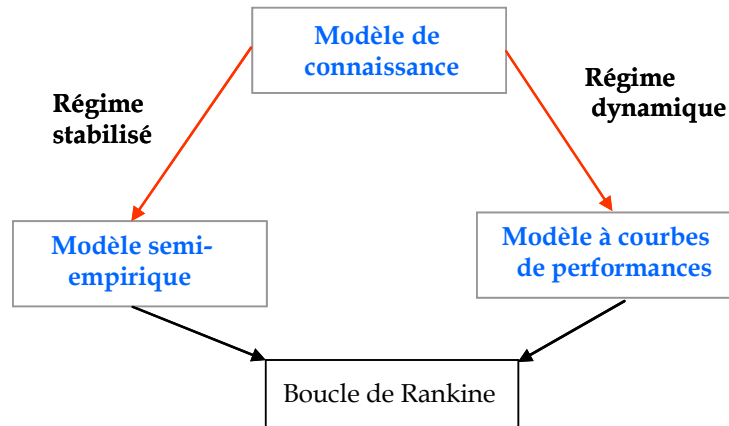


Figure 3-15 Schéma de l'étude de la machine de détente via sa modélisation

3.4 Etude de la machine de détente en fonctionnement quasi-statique

Le modèle statique de la machine de détente à pistons axiaux a été développé à l'aide du logiciel EES®. Les travaux de Winandy et al. [160], Giampaolo et al. [58], Touré [149] ont servi de base pour la modélisation.

3.4.1 Description du cycle de détente

Le cycle opératoire de la machine de détente comporte deux phases principales :

- Le déplacement du piston de PMH (point mort haut) vers PMB (point mort bas) correspondant à l'aspiration et à la détente du fluide avec un apport du travail positif ;
- Le déplacement du piston de PMB vers PMH correspondant au refoulement du fluide de travail et à la compression du fluide résiduel.

Le fonctionnement de la machine de détente peut être expliqué grâce au diagramme indicateur de Watt donnant l'évolution de la pression dans le cylindre en fonction du volume déterminé par la position du piston (cf. figure 3-16). Le cycle de fonctionnement de la machine comporte quatre phases :

- (6-2) : admission du fluide de travail
- (2-3) : détente isentropique
- (3-5) : refoulement du fluide
- (5-6) : compression isentropique du fluide résiduel

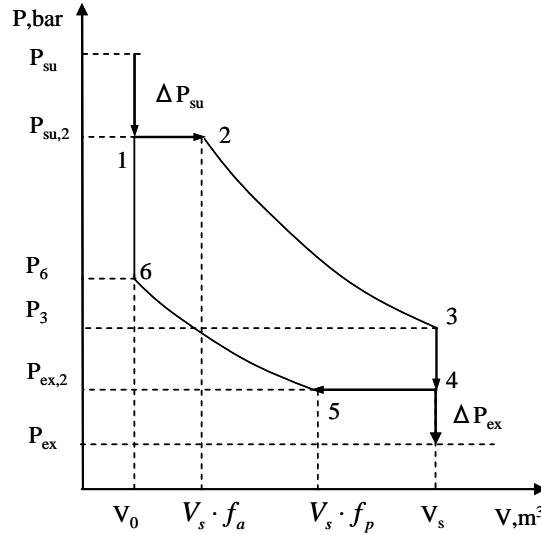


Figure 3-16 Diagramme d'évolution de la pression du fluide en fonction du volume

Etant donné que la machine n'est pas parfaite, des phénomènes physiques divers peuvent dégrader ses performances [58], [92]. Ainsi, l'évolution de l'état du fluide dans la machine de détente peut être divisée en plusieurs étapes présentées sur la figure 3-17. Pendant la phase d'admission, il est constaté une baisse de la température du fluide due au mélange du nouveau fluide avec le fluide résiduel, et une baisse de la pression du fluide due à la perte de charge au travers l'orifice d'admission (su - su,1). Le fluide de travail est aussi refroidi par le contact avec l'enveloppe métallique de la machine (su,1 - su,2). Après la fermeture de la soupape d'admission, le fluide est détendu dans le piston (cf. figure 3-16).

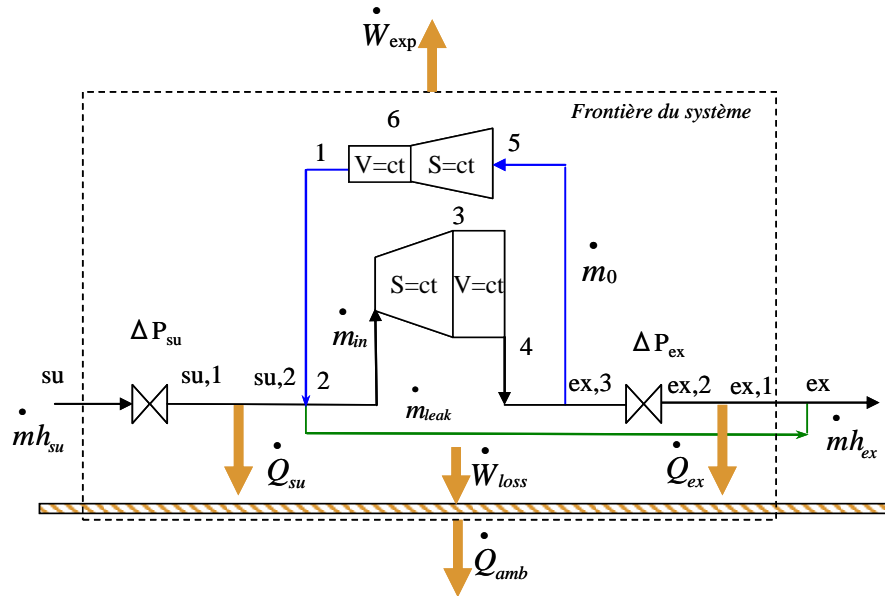


Figure 3-17 Schéma du modèle de la machine de détente à pistons

Cette phase est considérée comme adiabatique et réversible. La phase de détente est suivie par la phase de refoulement pendant laquelle le fluide quitte le piston via l'orifice de sortie. Lors de son passage à travers cet orifice, le fluide subit une perte de charge et ensuite une baisse de température à la paroi (ex,3 - ex). Un volume résiduel du fluide

reste coincé dans le piston après la fermeture de la soupape de refoulement. La compression de ce volume s'effectue lors du déplacement du piston du point mort bas vers le point mort haut. Le cycle reprend avec une ouverture de la lumière d'admission. Nous supposons qu'un écoulement des fuites internes s'établit directement de l'admission à l'échappement générant une perte de puissance utile à l'arbre ($su,2 - ex$). Etant donné que la machine n'est pas parfaitement isolée, une perte thermique avec l'ambiance existe.

3.4.2 Principe de la modélisation en quasi-statique

3.4.2.1 Diagramme pV

Le rapport des pressions est un paramètre caractéristique de la machine de détente. Il est approprié au réglage des soupapes (lumières) et déterminé par :

$$r_p = \frac{P_{su,2}}{P_{ex,2}} \quad (3-1)$$

Lors de la phase d'admission (cf. figure 3-16 (1-2)), le mélange du nouveau fluide avec le fluide résiduel s'effectue. La variation d'énergie interne du fluide résulte de l'apport d'enthalpie et du travail dû au déplacement du piston. Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\frac{dU_{2-1}}{dt} = \dot{m} h_2 - P_{su,2} \frac{dV_{2-1}}{dt} \quad (3-2)$$

Le moment de fermeture de la soupape d'admission en 2 est déterminé par la valeur f_a calculée en fonction de la cylindrée de la machine de détente telle que :

$$f_a = \frac{V_2}{V_3} \quad (3-3)$$

Selon les études sur la machine de détente à piston [6], [36] le paramètre f_a se trouve dans la plage de 0,1-0,25 afin d'assurer le bon remplissage de la machine et ne pas dégrader la puissance produite.

Après fermeture de la soupape d'admission, le fluide est détendu jusqu'à l'ouverture de la soupape de refoulement en 3 (cf. figure 3-16 (2-3)). Cette détente est supposée isentropique. L'équation de la conservation des masses est alors valable.

$$m_2 = m_3$$

$$\frac{V_s \cdot f_a}{v_2} = \frac{V_s}{v_3} \quad (3-4)$$

- m Masse du fluide, kg
- V_s Cylindrée unitaire du piston, m^3
- v Volume spécifique, $m^3 \cdot kg^{-1}$

A l'ouverture de la lumière de refoulement, le fluide quitte le piston. Dans le cas idéal, le fluide est détendu jusqu'à la pression de refoulement. En réalité, la pression à la fin de la détente du fluide peut être différente de la pression dans la ligne à l'échappement (cf. figure 3-18).

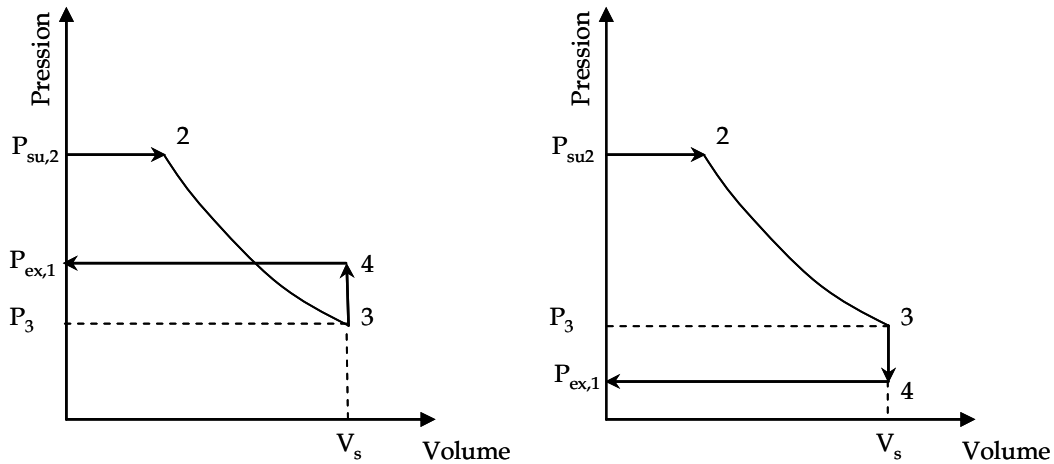


Figure 3-18 Détente partielle du fluide dans la machine à pistons

Lorsque la lumière de refoulement s'ouvre, la pression du fluide s'équilibre avec celle dans la ligne de refoulement. Pendant cette phase, il n'y a pas de variation de volume. La variation d'énergie interne résulte ainsi du retrait d'enthalpie dû à l'échappement du fluide. Cette phase est particulière car lorsque le fluide quitte le piston son état change au fur et à mesure, et, par conséquent, l'enthalpie n'est jamais constante pendant cette phase. Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\frac{dU_{3-4}}{dt} = \dot{m}(t) h(t) \quad (3-5)$$

Nous constatons qu'il est difficile de déterminer l'enthalpie du fluide de travail sortant de la machine de détente. Cependant, l'enthalpie de sortie peut être aussi évaluée dans le modèle à partir du bilan d'énergie sur un cycle, soit :

$$h_{ex,2} = h_{su,2} - \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{m}_{in}} \quad (3-6)$$

\dot{W}_{in} Puissance indiquée de la machine de détente sur un cycle, W

\dot{m}_{in} Débit massique interne du fluide, kg s⁻¹

Une fois la pression dans le cylindre est équilibrée avec celle dans la ligne de refoulement, la décharge du fluide continue à pression constante jusqu'au moment de la fermeture de la lumière d'échappement en 5. La variation d'énergie interne résulte du retrait d'enthalpie dû à l'échappement du fluide et au déplacement du piston. Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\frac{dU_{4-5}}{dt} = \dot{m} h_4 - P_{ex,2} \frac{dV_{5-4}}{dt} \quad (3-7)$$

Le moment de fermeture de la soupape d'échappement est déterminé par la valeur f_p calculée en fonction de la cylindrée de la machine de détente.

$$f_p = \frac{V_5}{V_4} \quad (3-8)$$

Lorsque la lumière de refoulement se ferme, une certaine quantité de fluide reste emprisonnée dans le volume mort à cause de la fermeture rapide de la soupape d'échappement. Une compression supposée isentropique du fluide résiduel a lieu.

$$\begin{aligned} m_5 &= m_6 \\ \frac{V_s \cdot f_p}{v_5} &= \frac{V_0}{v_6} \end{aligned} \quad (3-9)$$

- m Masse du fluide, kg
- V_0 Volume mort, m^3
- v Volume spécifique, $m^3 \cdot kg^{-1}$

Le cycle de fonctionnement de la machine de détente s'achève par l'ouverture de la lumière d'admission en 6. La pression à la fin de la phase de compression peut être différente de la pression d'admission (cf. figure 3-19). De ce fait, l'ouverture de la lumière d'admission induit l'équilibrage de la pression du fluide dans le cylindre avec celle dans la ligne d'admission. Ainsi, la variation d'énergie interne résulte de l'apport d'enthalpie dû à l'introduction du fluide. Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\frac{dU_{6-1}}{dt} = \dot{m} h_2 \quad (3-10)$$

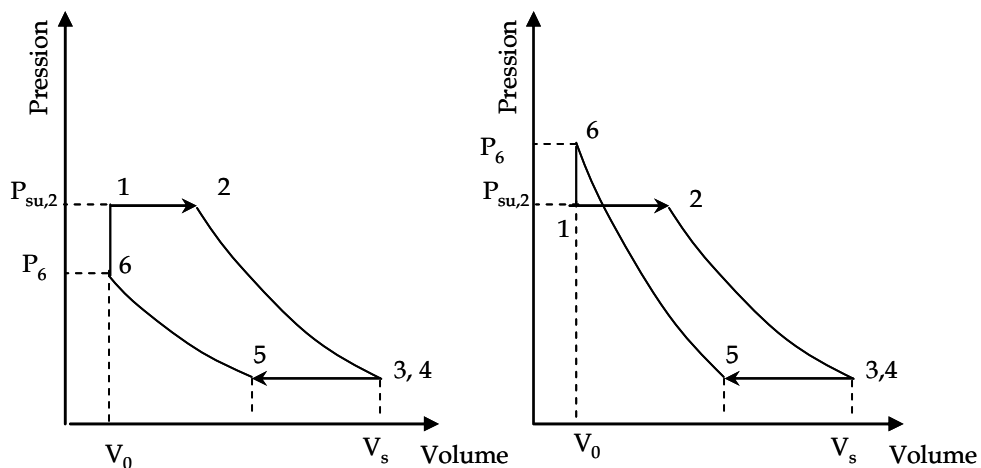


Figure 3-19 Compression partielle du fluide résiduel dans le piston

De cette manière, l'état du fluide à chaque étape du cycle de fonctionnement de la machine de détente peut être déterminé dans le modèle.

3.4.2.2 Calcul du débit

Le débit du fluide dans la machine de détente résulte de la différence entre le débit nécessaire pour remplir le piston jusqu'au volume V_2 (cf. figure 3-16) et celui contenu dans le volume mort V_0 , soit :

$$\dot{m}_{in} = (m_2 - m_1)N_{exp} = N_{exp} \left(\frac{V_s \cdot f_a}{v_2} - \frac{V_0}{v_0} \right) \quad (3-11)$$

- m Masse, kg
- V_0 Volume mort, m³
- V_s Cylindrée, m³
- N_{exp} Régime, tr min⁻¹

Une augmentation du débit réel par rapport au débit demandé par la cylindrée de la machine est due aux fuites internes. Selon les données du fournisseur, dans ce type de machine, la fuite interne représente de 5 à 10 % du débit. Par conséquent, le débit admis dans la machine est la somme du débit interne participant à la production de la puissance et du débit de fuite, soit :

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} \quad (3-12)$$

- \dot{m}_{in} Débit massique interne de la machine, kg s⁻¹
- \dot{m}_{leak} Débit massique de fuite, kg s⁻¹

Le débit de fuite représente la quantité du fluide qui passe directement de l'admission à l'échappement de la machine, et peut être exprimé par :

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr,leak}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr,leak})} \quad (3-13)$$

- $h_{thr,leak}$ Enthalpie du fluide dans l'orifice de fuite, J kg⁻¹
- $h_{su,2}$ Enthalpie du fluide après la perte de charge, J kg⁻¹
- A_{leak} Section d'orifice des fuites, m²
- $v_{thr,leak}$ Volume spécifique du fluide dans l'orifice de fuite, m³ kg⁻¹

3.4.2.3 Calcul de la puissance indiquée

Le travail sur le cycle est déterminé selon le diagramme indiqué de la machine (cf. figure 3-16). Le travail de la machine de détente est la somme du travail d'admission, du travail de détente, du travail de refoulement et du travail de compression et est donné par l'équation (3-14).

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{adm} + \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{ex} - \dot{W}_{cp} \quad (3-14)$$

Le travail d'admission est le travail utile et correspond au remplissage du cylindre, soit :

$$\dot{W}_{adm} = P_{su,2} V_s f_a N_{exp} \quad (3-15)$$

Le travail de détente correspond à la variation d'énergie interne du fluide et donné par :

$$\dot{W}_{exp} = (u_{su,2} - u_{ex,2}) \dot{m}_{in} \quad (3-16)$$

\dot{m}_{in} Débit interne du fluide résiduel, kg s⁻¹

Le travail de refoulement est déterminé par l'équation (3-17).

$$\dot{W}_{ex} = P_{ex,2} V_s f_p N_{exp} \quad (3-17)$$

Le travail de compression résulte de la variation d'énergie interne du fluide résiduel, soit :

$$\dot{W}_{cp} = (u_6 - u_5) \dot{m}_0 \quad (3-18)$$

\dot{m}_0 Débit du fluide résiduel, kg s⁻¹

La dégradation de la puissance indiquée de la machine de détente est due aux pertes par frottement. La puissance utile sur l'arbre s'écrit :

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad (3-19)$$

Les pertes par frottement \dot{W}_{loss} dépendent du régime de la machine et sont données par le fabricant.

3.4.2.4 Calcul de la perte de charge

Le fluide entrant dans la machine de détente passe au travers l'orifice d'admission. Dans ce cas, le fluide subit un changement d'état dû au rétrécissement brusque du circuit. Pour un fluide compressible, la masse volumique varie de façon très sensible en fonction de la

pression et de la température, et dépend du type d'écoulement du fluide. La modélisation suppose que l'orifice d'admission peut être décrit par une tuyère simplement convergente. On distingue deux types d'écoulement au travers de cette tuyère : sonique et subsonique. Le passage d'un type d'écoulement à l'autre est défini par la pression critique. L'écoulement est sonique lorsque la pression en aval de la tuyère est inférieure à la pression critique du fluide.

$$P_{crit} = P_{su} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3-20)$$

La pression au col de la tuyère dans l'orifice est définie comme la pression maximale entre la pression critique et la pression à la sortie d'orifice, soit :

$$P_{thr} = \max(P_{crit}; P_{ex}) \quad (3-21)$$

La perte de charge dans l'orifice est définie par :

$$\Delta P = P_{su} - P_{thr} \quad (3-22)$$

P_{thr} Pression du fluide dans l'orifice, Pa

P_{su} Pression du fluide à l'entrée de l'orifice, Pa

Le débit du fluide dans l'orifice dépend de l'aire de l'orifice d'admission A_{thr} et donné par :

$$\dot{m} = \rho_{thr} C_f A_{thr} \quad (3-23)$$

ρ_{thr} Masse volumique du fluide dans l'orifice, $m^3 \cdot kg^{-1}$

C_f Vitesse du fluide, $m \cdot s^{-1}$

La perte de charge du fluide de travail dans l'orifice de refoulement peut être déterminée de la même façon.

3.4.2.5 Bilan des pertes

La dégradation des performances de la machine de détente s'explique par les fuites internes, mais aussi par les pertes thermiques. Les pertes thermiques peuvent dégrader le rendement de la machine de 10% [36].

De manière à décrire les différents transferts de chaleur, la masse métallique de la machine est assimilée à une paroi fictive isotherme à la température T_w (cf. figure 3-17). Ainsi, le transfert de chaleur à l'admission peut être évalué par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{su} = AU_{su} (T_{su,1} - T_w) \quad (3-24)$$

AU_{su} Coefficient global de transfert de chaleur entre le fluide et la paroi, $W \cdot K^{-1}$

T_w Température de la paroi, $^{\circ}C$

T_f Température du fluide, $^{\circ}C$

La paroi extérieure de la machine de détente échange de la chaleur avec l'ambiance extérieure. Ce transfert de chaleur peut être évalué selon l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} (T_w - T_{amb}) \quad (3-25)$$

AU_{amb} Coefficient global de transfert de chaleur entre la paroi et l'air ambiant, $W \cdot K^{-1}$

T_{amb} Température ambiante, $^{\circ}C$

Les pertes mécaniques par frottement \dot{W}_{loss} font aussi partie des pertes thermiques puisqu'un échauffement des pièces métalliques s'observe lors du fonctionnement de la machine.

A la sortie de la machine, les pertes thermiques \dot{Q}_{ex} peuvent être évaluées selon l'équation (3-24). Ainsi, le bilan des pertes de la machine s'écrit :

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{ex} = 0 \quad (3-26)$$

3.4.2.6 Calcul des rendements

Afin d'évaluer la performance de la machine, trois rendements ont été définis : rendement isentropique, rendement volumétrique et rendement mécanique.

Le rendement isentropique détermine la qualité de la détente du fluide et représente le rapport de la puissance réelle sur la puissance isentropique (cf. équation (3-27)).

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (3-27)$$

$h_{ex,is}$ Enthalpie du fluide à la sortie de la machine pour une évolution isentropique, $J \cdot kg^{-1}$

h_{su} Enthalpie du fluide à l'entrée de la machine, $J \cdot kg^{-1}$

Le rendement volumétrique détermine la capacité au remplissage des pistons et l'étanchéité de la machine. Il est donné par le rapport des débits volumiques réel et théorique (équation (3-28)).

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m} v_{su}}{n N_{exp} (V_s f_a - V_0)} \quad (3-28)$$

La dégradation de la puissance mécanique de la machine de détente s'exprime par le rendement mécanique :

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{net}} \quad (3-29)$$

3.4.3 Validation du modèle statique de la machine de détente

Afin d'évaluer les performances de la machine de détente et d'identifier les paramètres de son modèle de simulation, des données fournies par le fabricant de la machine ont été utilisées.

Les différents paramètres de la machine de détente peuvent être déterminés à partir des données fournies. Ainsi, les fractions de la course du piston pendant les phases d'admission f_a et de refoulement f_p sont déterminées à partir du diagramme indiqué de la machine réelle et les équations (3-3) et (3-8). Les moments de fermeture des soupapes déterminent les volumes à la fin des phases d'admission et de refoulement. Les diamètres des orifices d'entrée et de sortie de la machine ainsi que la cylindrée V_s sont déterminés à partir de la CAO de la machine (cf. figure 3-7). La valeur du volume mort V_0 est donnée par le fabricant.

Les paramètres principaux de la machine sont présentés dans le tableau 3-2.

Tableau 3-2 Paramètres du modèle de la machine de détente (données du fabricant)

f_a	f_p	V_0, m^3	V_s, m^3	$d_{trh,su,n}, m$	$d_{thr,ex,n}, m$
0,2	0,419	$2,3 \cdot 10^{-6}$	$32 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^{-3}$

Des données fournies par le fabricant de la machine, notamment, les cartographies de fonctionnement de la machine de détente, ont été utilisées pour calibrer le modèle statique.

La méthode de modélisation statique se base sur le découpage de la physique de fonctionnement complexe en physiques plus simples sans interaction active entre elles. De ce fait, le modèle statique ne permet pas de reproduire le fonctionnement de la machine de détente avec une bonne précision sur les paramètres initiaux (cf. tableau 3-2). C'est pourquoi certains paramètres du dispositif doivent être ajustés afin d'atteindre des résultats corrects. Ainsi, dans le modèle de la machine de détente, deux types de paramètres sont pris en compte :

- Paramètres géométriques donnés par le constructeur de la machine :
 - la cylindrée V_s
 - le volume mort V_0

- la durée d'ouverture des lumières f_a et f_p
- l'aire de fuite A_{leak} ou le diamètre d_{leak}
- la perte de charge dans des orifices d'entrée de sortie dépendant des diamètres moyens d_{su} et d_{ex}
- Paramètres liés aux conditions de fonctionnement de la machine de détente
 - les coefficients d'échange globaux du fluide avec la paroi AU_{sur} , AU_{ex} et de la paroi avec l'air ambiant AU_{amb} .

Ces paramètres doivent permettre de calibrer le modèle sur les données fournies par le fabricant.

La méthode de validation du modèle proposée par **Lemort et al. [92]** a été appliquée. Ces deuxièmes paramètres ont été identifiés par la minimisation de l'erreur totale de la modélisation sur les valeurs du débit, de la puissance indiquée et de l'enthalpie de sortie du fluide de travail. L'état du fluide sortant de la machine définit la conception du condenseur. Pour cette raison le calibrage de l'enthalpie du fluide à la sortie de la machine est important. L'erreur globale est ainsi déterminée par la fonction suivante :

$$Error = \sum_1^N \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_f - \dot{m}_{f,exp}}{\dot{m}_{f,exp}} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{\dot{W}_{in} - \dot{W}_{in,exp}}{\dot{W}_{in,exp}} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{h_{ex} - h_{in,exp}}{h_{in,exp}} \right)^2} \quad (3-30)$$

- \dot{m}_f Débit massique du fluide calculé par le modèle, kg ·s⁻¹
- $\dot{m}_{f,exp}$ Débit massique du fluide donné par le fournisseur, kg ·s⁻¹
- \dot{W}_{in} Puissance indiquée calculée par le modèle, W
- $\dot{W}_{in,exp}$ Puissance indiquée donnée par le fournisseur, W
- h_{in} Enthalpie de sortie du fluide calculée par le modèle, J ·kg⁻¹
- $h_{in,exp}$ Enthalpie de sortie du fluide donnée par le fournisseur, J ·kg⁻¹

Selon la figure 3-20, le débit du fluide passant dans la machine de détente, est prédit par le modèle avec une précision de 8 %. Notons que la déviation maximale du débit correspond aux régimes de rotation peu élevés, de 500 à 1500 tr ·min⁻¹. Malgré cet écart des débits, le modèle est capable de prédire la puissance indiquée avec une erreur de l'ordre de 5,3 % (cf. figure 3-21). Le calibrage du débit et de la puissance de la machine a été réalisé par une optimisation des valeurs des diamètres d'orifices d'admission et refoulement ainsi que de fuite interne. Le recalage des fractions de course de pistons pendant l'ouverture des soupapes d'admission f_a et de refoulement f_p a été nécessaire afin d'atteindre les valeurs de débit souhaitées.

La figure 3-22 représente la déviation d'enthalpie donnée par la mesure et calculée par le modèle. L'écart global d'enthalpie est de l'ordre de 0,57 %. La valeur du coefficient global

de transfert de chaleur AU_{amb} a été déterminée par le modèle de manière à minimiser l'écart d'enthalpie réelle et celle prédite par le modèle. Les paramètres optimaux de la machine de détente obtenus lors du calibrage du modèle sont résumés dans le tableau 3-3.

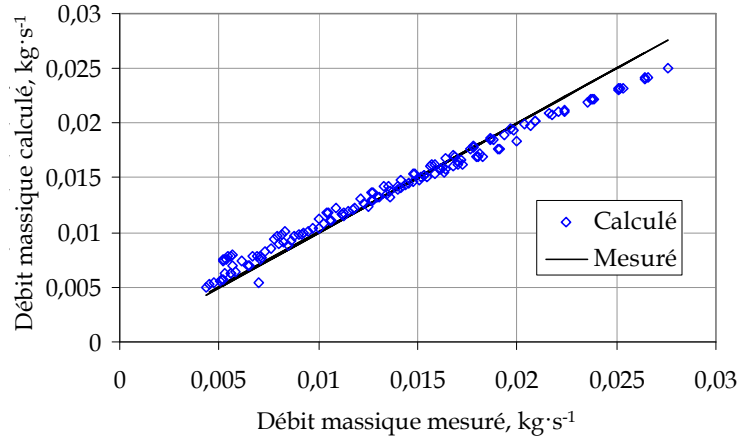


Figure 3-20 Calibrage du débit du fluide

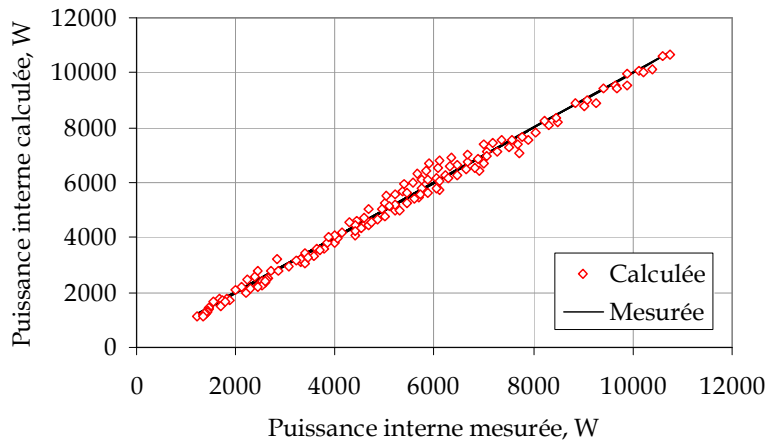


Figure 3-21 Calibrage de la puissance indiquée de la machine de détente

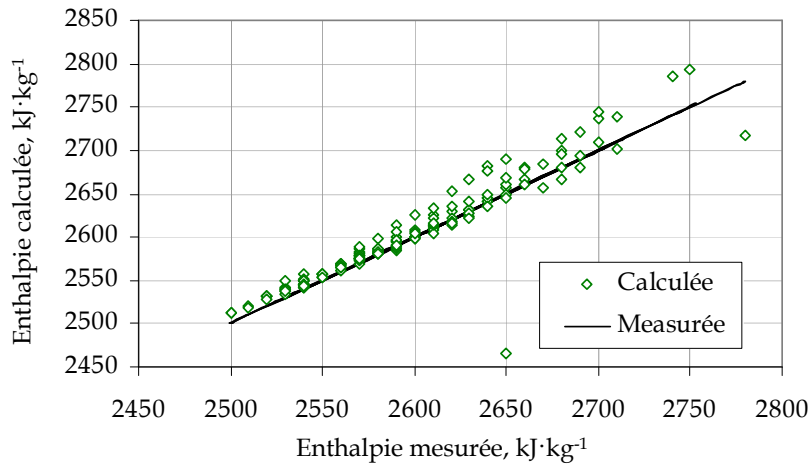


Figure 3-22 Validation de l'enthalpie du fluide à la sortie de la machine de détente

Tableau 3-3 Paramètres de la machine de détente issus de sa validation

f_a	f_p	$AU_{su,}$ $W \cdot K^{-1}$	$AU_{ex,}$ $W \cdot K^{-1}$	$AU_{amb,}$ $W \cdot K^{-1}$	$d_{leak,}$ m	$d_{trh,su,}$ m	$d_{trh,ex,}$ m
0,125	0,25	22	45	3,5	$1,8 \cdot 10^{-6}$	$1,25 \cdot 10^{-6}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$

D'après le fabricant de la machine, les pertes par frottement représentent jusqu'à 10% de la puissance indiquée, c'est pourquoi il est important de les prendre en compte. Les pertes par frottement dépendent du régime de rotation de la machine. Selon la figure 3-23, la perte par frottement est d'autant plus grande que le régime de la machine est élevé. L'influence du rapport des pressions sur la perte par frottement est petite. Cette influence apparaît dans la zone de faibles régimes de rotations. Il s'avère que la loi de la variation des pertes mécanique par frottement en fonction du régime de rotation et du rapport des pressions de la machine peut être déterminée par le modèle. Elle s'écrit :

$$\dot{W}_{loss} = -450.17 + 3.1r_p + 0.216N_{exp} \quad (3-31)$$

Cette loi peut être accociée à une autre loi d'évaluation des pertes par frottement proposée par Cuevas et al. [32]:

$$\dot{W}_{loss} = \alpha \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss,n} \left(\frac{N_{exp}}{N_{exp,n}} \right)^2 \quad (3-32)$$

\dot{W}_{in} Puissance indiquée, W

α Coefficient des pertes de puissance, -

$\dot{W}_{loss,n}$ Perte par froteement mesuré pour un régime nominal, W

$N_{exp,n}$ Régime nominal de la machine de détente, tr·min⁻¹

N_{exp} Régime réel de la machine de détente, tr·min⁻¹

La représentation de la perte par frottement par l'équation (3-31) permet d'évaluer la puissance nette de la machine de détente selon l'équation (3-19).

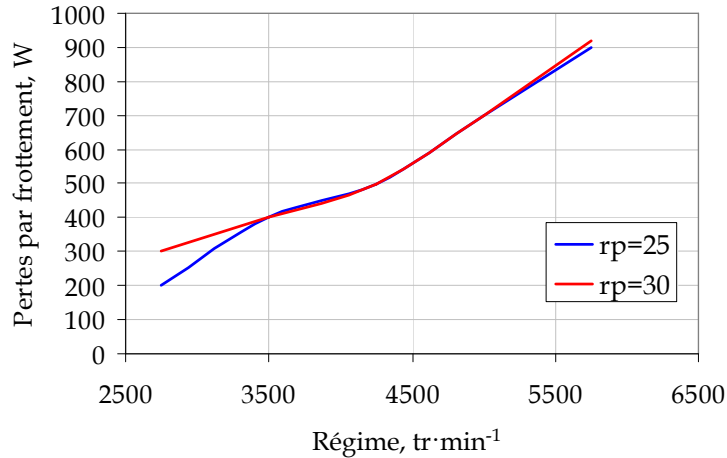


Figure 3-23 Evolution de la perte par frottement en fonction de la vitesse de rotation et du rapport de pression

3.4.4 Analyse des performances de la machine de détente

L'évolution des performances de la machine de détente sur des points de fonctionnement différents a été réalisée.

Au regard des courbes présentées sur la figure 3-24, la puissance indiquée de la machine augmente avec une augmentation du régime et du rapport des pressions. Selon les conditions de fonctionnement, la puissance indiquée peut s'élever jusqu'à 7 kW. L'évolution de la puissance nette sur l'arbre est la même. Cependant, une diminution de la puissance nette par rapport à la puissance indiquée est due aux frottements mécaniques. Les pertes par frottement peuvent être exprimées par le rendement mécanique (cf. figure 3-25). Les pertes par frottement sont d'autant plus élevées que le régime de rotation est grand. Notons que sur les faibles régimes de rotation, le rendement mécanique atteint 95 %. Une diminution du rapport des pressions induit une baisse du rendement mécanique à cause d'une diminution de la puissance indiquée de la machine.

La qualité de la détente du fluide de travail dans la machine est exprimée par son rendement isentropique. L'évolution du rendement isentropique en fonction du rapport des pressions et du régime de rotation est représentée sur la figure 3-26. Nous constatons que la machine est caractérisée par un rendement isentropique assez élevé, de l'ordre de 55-70 %. Notons que le rendement isentropique augmente avec une augmentation du régime de rotation de la machine. Une baisse du rendement avec une augmentation du rapport des pressions peut être expliquée par les pertes de puissance due au fonctionnement des lumières.

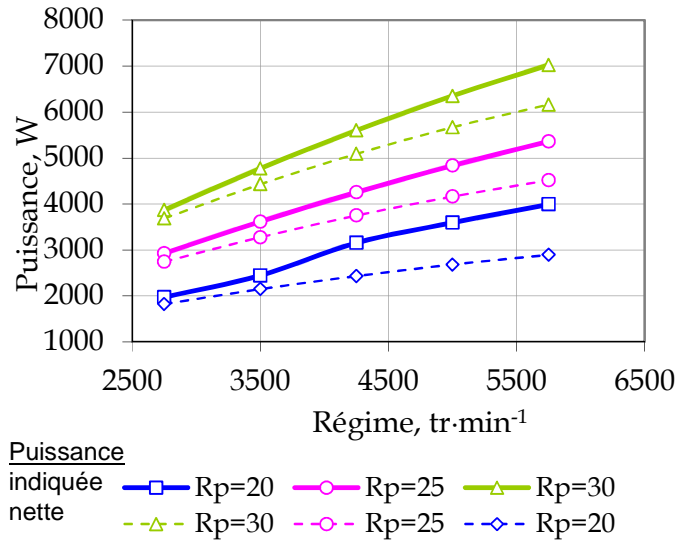


Figure 3-24 Evolution de la puissance indiquée W_{in} et puissance nette W_{sh}

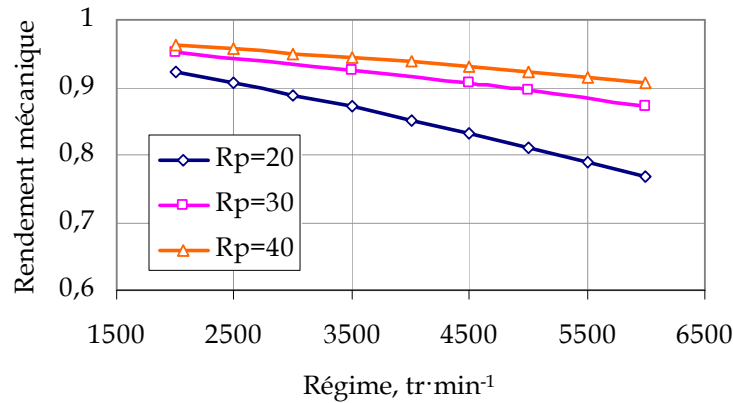


Figure 3-25 Evolution du rendement mécanique

Quant au rendement volumétrique de la machine, il diminue avec une augmentation du régime de rotation (cf. figure 3-27). Cela est dû à l'ouverture et fermeture rapide des lumières d'admission et de refoulement ainsi que les pertes qui y sont associées. La fuite interne augmente avec une diminution du rapport des pressions ce qui induit une baisse du rendement volumétrique.

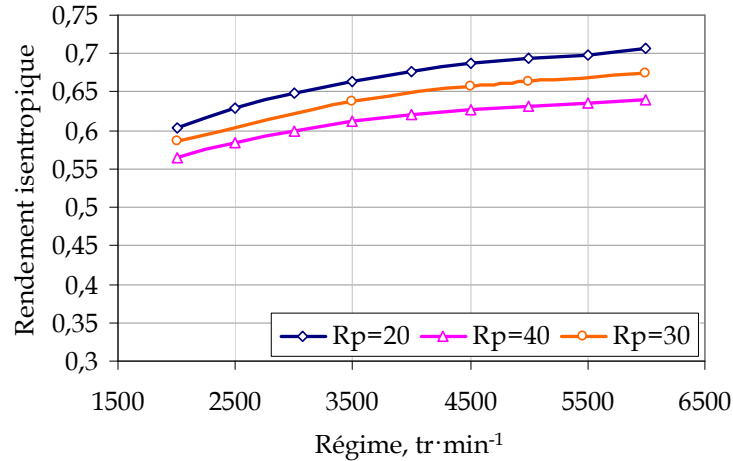


Figure 3-26 Rendement isentropique

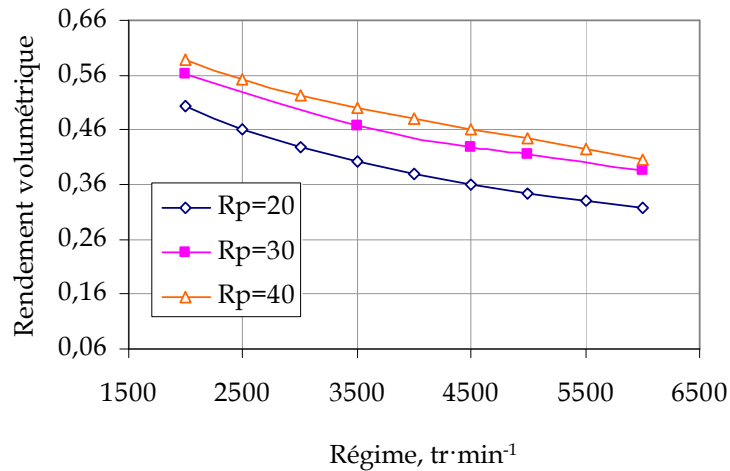


Figure 3-27 Evolution du rendement volumétrique

En conclusion, la machine de détente à pistons axiaux est caractérisée par des performances assez élevées. Le compromis fait entre la puissance produite et les performances de la machine de détente permet d'indiquer une plage de fonctionnement intéressante pour la machine correspondant à des régimes de rotation compris entre 3500 et 4500 tr min⁻¹.

3.5 Etude de la machine de détente en fonctionnement dynamique

D'après le schéma présenté sur la figure 3-15, deux modèles ont été développés :

- modèle détaillé physique permettant d'étudier le fonctionnement de la machine en transitoire,
- modèle simplifié basé sur des cartographies issues de l'étude du modèle détaillé.

La modélisation de la machine de détente en dynamique a été réalisée sous AMESim@.

Le principe de calcul sous AMESim se base sur le concept de bond-graph. Selon ce concept, toute interaction entre deux éléments physiques se fait par un échange d'énergie qui est exprimé par le produit de deux variables : variables d'effort et de flux (cf. figure 3-28). Le bond-graph peut être représenté graphiquement par un trait de liaison (ou trait causal) entre deux composants. Le trait causal ou une demi-flèche, indique le sens de l'effort. Le flux est considéré connu dans le sens opposé. Sur la figure 3-28, l'élément A envoie l'effort et reçoit le flux envoyé par l'élément B ; l'élément B envoie le flux et reçoit l'effort envoyé par l'élément A.

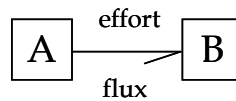


Figure 3-28 Représentation du principe de bond-graph

Selon ce principe, tous les éléments peuvent être divisés en trois types d'éléments :

- Cinétique (ou I-élément) qui stocke l'énergie sous forme d'énergie inertielle. La relation concernée lie le flux au moment généralisé.
- Potentiel (ou C-élément) qui stocke l'énergie sous forme potentielle. La relation concernée lie l'effort et le déplacement.
- Dissipatif (ou R-élément) qui dissipe l'énergie. La relation concernée lie l'effort et le flux.

Ainsi, les causalités de bond-graph imposent la connexion de deux éléments dont les entrées du premier sont les sorties du deuxième. Par exemple, la représentation sous AMESim du système d'échange de chaleur par rayonnement d'une masse métallique s'effectue comme sur la figure 3-29.

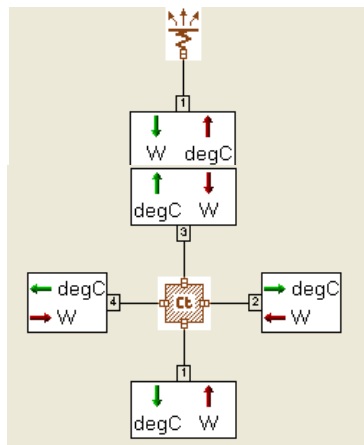


Figure 3-29 Système masse échangeant la chaleur par rayonnement

3.5.1 Principes de la modélisation en dynamique

La modélisation en dynamique de la machine de détente se base sur la représentation des différents phénomènes propres à la machine à pistons axiaux. Notamment, la loi d'ouverture des lumières d'admission et de refoulement, les fuites éventuelles ainsi que

le mouvement des organes de la machine selon l'angle d'inclinaison du plateau doivent être pris en compte dans le modèle.

Le modèle proposé est un modèle de haute fréquence. Cela signifie que la machine de détente est discrétisée selon l'angle de rotation de l'arbre correspondant à un pas de discrétisation égale à 1 °.

La dégradation des performances de la machine de détente est en partie due aux pertes thermiques et aux pertes mécaniques par frottement. La modélisation de ces pertes peut s'avérer utile.

3.5.1.1 Modélisation des organes de la machine

Lors du développement du modèle haute fréquence, les composants et les phénomènes prépondérants doivent être spécifiés. Le modèle de la machine de détente a été construit en assemblant les modèles de plusieurs composants dont la physique de fonctionnement mérite d'être décrite séparément. Ainsi, les sous-modèles suivant ont été développés :

- Modèle des orifices d'admission/refoulement (cf. figure 3-30)

Ce modèle prend en compte la loi d'ouverture/fermeture des lumières représentées sur la figure 3-8. L'évaluation de la perte de charge dans les deux orifices est faite par l'équation suivante :

$$\Delta p = \frac{\dot{m}^2}{2\rho \cdot A_{thr}^2} \quad (3-33)$$

ρ_{thr} Masse volumique du fluide dans l'orifice, kg m⁻³

A_{thr} Section de passage, m²

\dot{m} Débit du fluide, kg s⁻¹

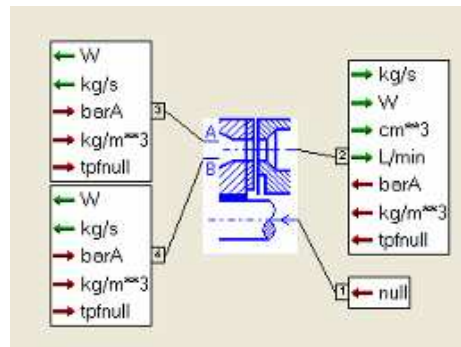


Figure 3-30 Schéma du modèle des orifices d'admission et de refoulement

- Modèle de la chambre du piston à volume variable

Le sous-modèle de la chambre du piston permet de déterminer le volume occupé par le fluide de travail selon l'équation (3-34). Le schéma du modèle de la chambre du piston est représenté sur la figure 3-31.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B_{eff} Q(p)}{V(p)} \quad (3-34)$$

$$B_{eff} = \rho \frac{dp}{d\rho}$$

- ρ Masse volumique du fluide, kg m^{-3}
- p Pression, Pa
- V Volume, m^3
- Q Débit volumique du fluide, l min^{-1}
- B_{eff} Coefficient de volume

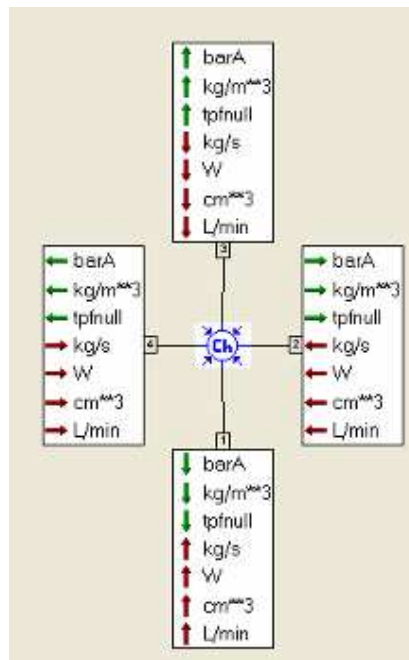


Figure 3-31 Schéma du modèle de la chambre du piston à volume variable

- Modèle du mouvement alternatif du piston

Le modèle permet d'évaluer le volume de la chambre du piston en fonction de la vitesse du déplacement du piston.

$$V = L_x \frac{\pi}{4} (dp^2 - dr^2) \quad (3-35)$$

- p Pression, Pa
- V Volume, m^3
- L_x Déplacement du piston, m
- r Rayon du piston, m

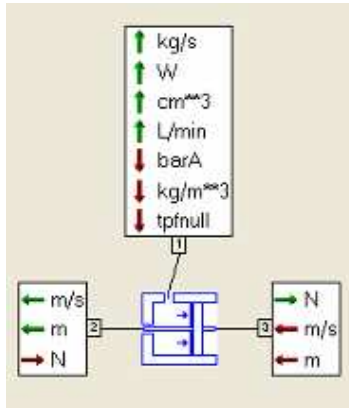


Figure 3-32 Schéma du modèle du piston en mouvement alternatif

- Modèle du mouvement rotatif du couple pistons/plateau incliné.

Le mouvement rotatif du couple plateau incliné/piston permet de transmettre la vitesse alternative du piston sur l'arbre de la machine de détente. Le déplacement du piston est défini par l'équation (3-36).

$$L_x = r \sin \gamma (1 - \cos \beta) \quad (3-36)$$

r Rayon du piston, m

γ Angle d'inclinaison du plateau par rapport à l'axe horizontal de la machine, rad

β Angle de rotation du plateau incliné, rad

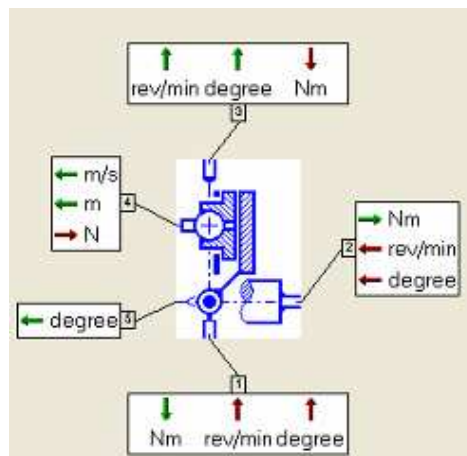


Figure 3-33 Schéma du modèle du plateau incliné

3.5.1.2 Fuites fonctionnelles

La machine de détente n'est pas parfaitement étanche. La circulation du fluide dans la chambre de détente n'est pas le seul chemin que peut prendre le fluide. Différentes fuites peuvent avoir lieu lors du fonctionnement de la machine. La figure 3-34 permet de lister les chemins de fuites du dispositif. Notons ces fuites :

- fuite A : Fuite piston/cylindre entre la chambre du piston et l'orifice de sortie

Deux cas sont possibles : la fuite A permanente ; la fuite A existe lorsque la lumière d'admission est ouverte.

- fuite B : Fuite piston/cylindre entre la chambre du piston et la zone située derrière le plateau incliné
- fuite C : Fuite axiale entre la chambre du piston et la zone d'admission via l'orifice d'admission
- fuite D : Fuite axiale entre la zone située derrière le plateau incliné et l'extérieur
- fuite E : Fuite axiale entre la zone située derrière le plateau incliné et l'admission via le disque de distribution.

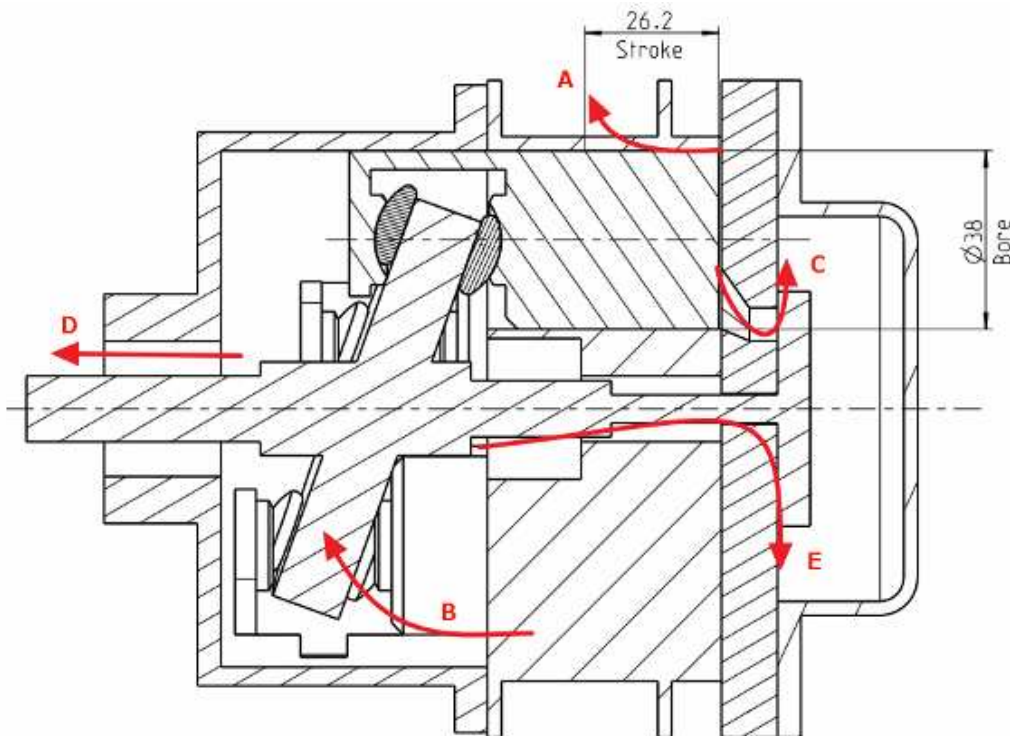


Figure 3-34 Possibles chemins de fuites pour le fluide de travail

Dans le cadre de la thèse, deux fuites, A et B, ont été considérées. Les autres fuites sont considérées comme négligeables.

Afin de modéliser la fuite A permanente, le modèle de piston a été modifié de manière à pouvoir évaluer les frottements visqueux (cf. figure 3-36). Dans ce modèle, une longueur de contact piston/cylindre de 40 mm a été considérée. Le schéma du modèle est donné en annexe (cf. figure A-1).

La figure 3-35 présente le modèle avec la fuite A intermittente. Cette fuite est supposée existante pendant la phase d'admission du fluide. En effet, cette fuite apparaît lorsque l'orifice de refoulement est fermé par le piston. La valeur de la fuite est calculée en fonction de la course du piston. Le modèle de fuite consiste en une représentation d'écoulement du fluide à travers l'orifice de diamètre d_{leak} selon l'équation (3-33).

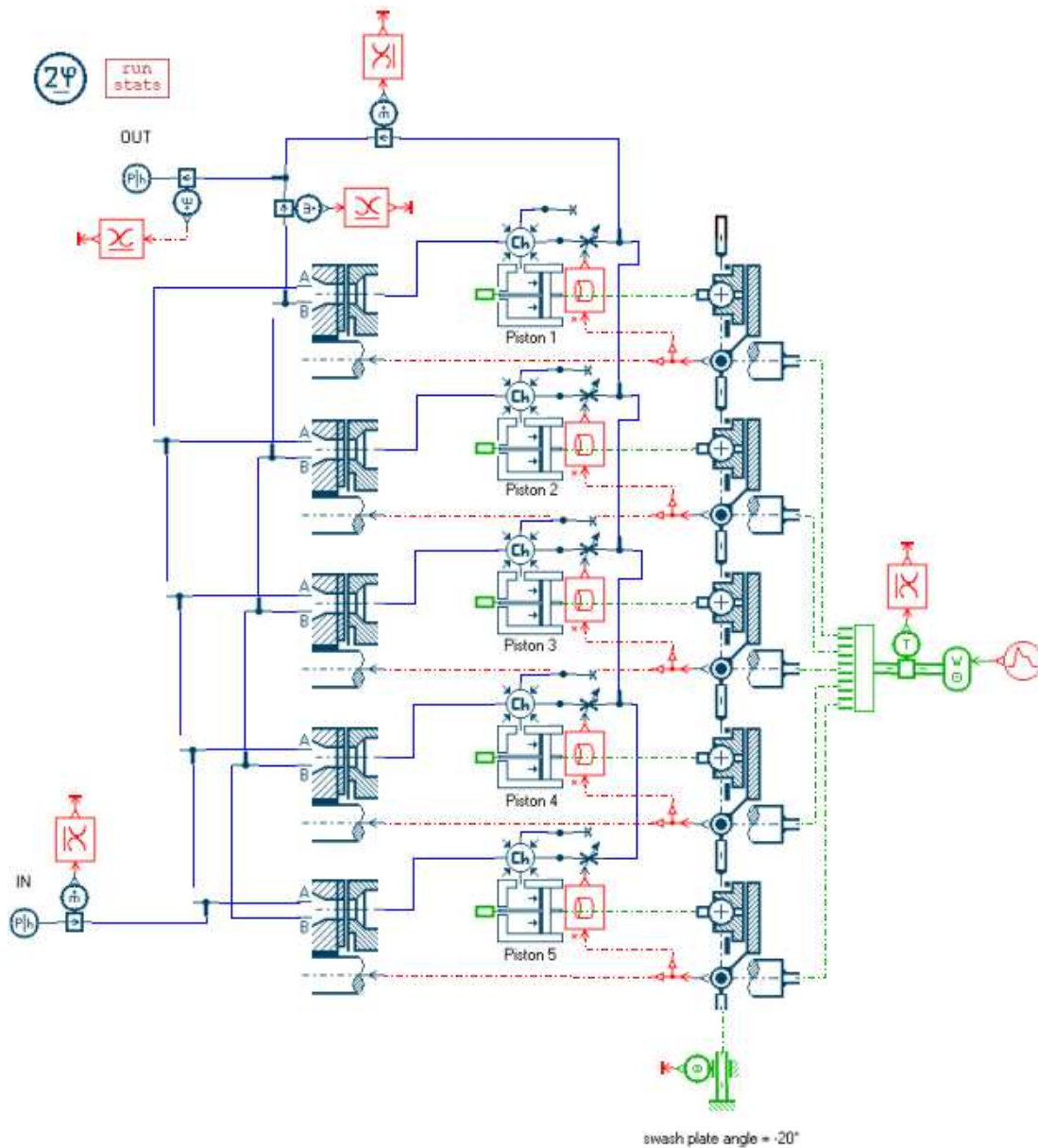


Figure 3-35 Modèle détaillé de la machine de détente avec la fuite A intermittente

La fuite B présente l'écoulement de recirculation du fluide dans la machine de détente. En effet, cette fuite dépend du rapport de pression admission/pression dans la zone située derrière le plateau incliné. Elle est positive (le fluide échappe du piston) lors de la phase d'aspiration et négative (le fluide entre dans le piston) lors de la phase de refoulement. Lorsque la fuite B existe, le frottement visqueux fluide/piston doit être pris en compte. Le sous-modèle de la chambre derrière le plateau incliné a été rajouté et présente un volume constant. Le schéma du modèle est représenté sur la figure A-2 donnée par l'annexe.

3.5.1.3 Pertes

Outre les pertes par fuites, il existe dans la machine de détente des pertes thermiques et des pertes mécaniques.

Les pertes thermiques comprennent l'échange thermique entre le matériau de l'élément de détente et l'extérieur. Le calcul du flux échangé à la paroi est basé sur une approche proposée par **Annand [1]**. Selon cette approche, l'échange thermique avec l'extérieur se fait par échange radiatif et par convection naturelle. La surface d'échange pour un piston est donnée par :

$$A = \frac{\pi DL}{5} \quad (3-37)$$

D Diamètre extérieur de la machine de détente, m

L Longueur de la machine de détente, m

La figure A-3 de l'annexe donne une représentation schématique du modèle avec prise en compte des pertes thermiques.

En ce qui concerne les pertes par frottement, nous pouvons en distinguer deux types :

- Le frottement visqueux lié à l'écoulement de fuite entre le piston et le cylindre.

Afin de modéliser le frottement visqueux, le composant spécifique a été développé sous AMESim (cf. figure 3-36).

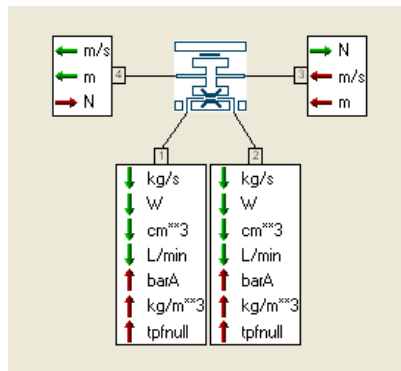


Figure 3-36 Modèle du piston avec le frottement visqueux

Ce frottement doit être pris en compte si la modélisation de la fuite A est réalisée.

- Le frottement mécanique.

Ces frottements n'ont pas été modélisés faute d'informations disponibles permettant de mettre en place une modélisation adéquate.

3.5.2 Analyse et validation des modèles dynamiques

La validation des modèles détaillés consiste à déterminer parmi les modèles présentés ci-dessus le modèle le mieux adapté pour le calcul en fonctionnement transitoire. Les critères du choix du modèle se basent sur le temps de calcul et la précision des résultats obtenus par rapport aux données fournies par le constructeur. Le recalage des modèles détaillés est indispensable en vue d'obtenir les performances de la machine réelle. Pour cela, les données fournies par le fabricant de la machine ont été utilisées.

La précision des résultats de calcul a été déterminée par les erreurs maximum sur les débits et des couples données par :

$$Erreur_{débit} = \frac{\dot{m}_{cal} - \dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{exp}} \cdot 100\% \quad (3-38)$$

$$Erreur_{couple} = \frac{Couple_{cal} - Couple_{exp}}{Couple_{exp}} \cdot 100\%$$

Le temps de calcul du modèle est caractérisé par le paramètre CPU et doit être minimal.

Ainsi, le choix du modèle détaillé de la machine de détente s’est effectué selon les étapes suivant.

- Validation du modèle initial (sans pertes et fuites)

La machine de fabricant est conçue pour l’utilisation sur un point nominal dont les caractéristiques sont la haute pression de 30 bar, la température du fluide à l’entrée de la machine de 300 °C et la basse pression de 1 bar. Le modèle détaillé de départ a été testé pour ce point de fonctionnement sur une plage de régimes donnée par le tableau 3-4. Les résultats de la simulation montrent l’écart important en terme de débits et de couples (cf. figure 3-37 et figure 3-38). Il semble donc nécessaire de prendre en compte d’autres phénomènes physiques pour modéliser correctement le dispositif de détente.

Tableau 3-4 Points de fonctionnement de la machine de détente

Régime, tr min ⁻¹	500	1250	2000	2750	3500	4250	5000	5750
Haute pression, bar	30	30	30	30	30	30	30	30
Température, °C	300	300	300	300	300	300	300	300
Basse pression, bar	1	1	1	1	1	1	1	1
Débit du fluide, g·s ⁻¹	3,9	6,7	9,0	11,2	13,0	14,8	16,4	18
Couple, N·m	19,1	17,0	16,0	15,1	14,4	13,8	13,2	12,7

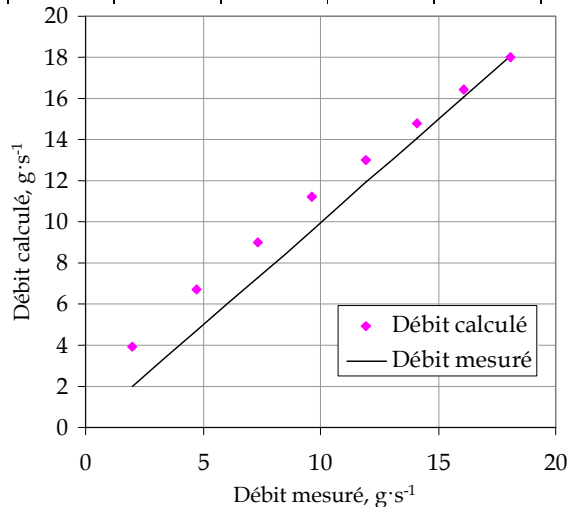


Figure 3-37 Calibrage du débit du fluide dans le modèle initial

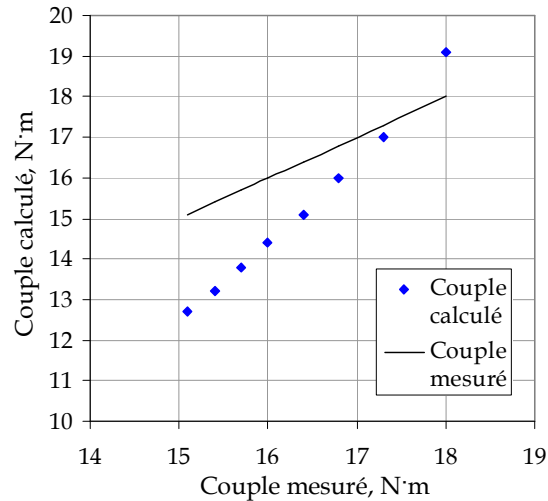


Figure 3-38 Calibrage du couple dans le modèle initial

- Validation du modèle avec la fuite A permanente (cf. figure A-1)

Ce modèle a été testé pour les points de fonctionnement donnés dans le tableau 3-5. Les résultats de calibrage sont présentés sur la figure 3-39 et la figure 3-40. L'analyse des résultats montre que lorsque l'on s'éloigne des points nominaux de fonctionnement, l'écart des débits et des couples devient plus important. L'écart maximal des débits est de 12,7 %, des couples il est de l'ordre de 7,4 %. Ces écarts correspondent à une haute pression de 15 bar et restent raisonnables.

Tableau 3-5 Points caractéristiques de fonctionnement de la machine de détente

Haute pression, bar	15 ; 20 ; 25 ; 30
Régime, tr min ⁻¹	3500 ; 4250 ; 5000

En ce qui concerne le temps de calcul, il est inférieur au temps de calcul du modèle initial.

- Validation du modèle avec la fuite A intermittente (cf. figure 3-35)

La validation de ce modèle a été effectuée pour les mêmes points de fonctionnement utilisés pour la simulation de la machine de détente avec la fuite A permanente (cf. tableau 3-5). Comparativement aux résultats précédents, il semble que le modèle avec la fuite A intermittente prédit mieux les performances de la machine. En effet, nous remarquons sur la figure 3-41 que l'erreur maximale des débits ne dépasse pas 6,2 %. La figure 3-42 montre que l'erreur maximale des couples est inférieure à 7,1 %. De plus, il s'avère que le temps de calcul est légèrement inférieur à celui du modèle précédent.

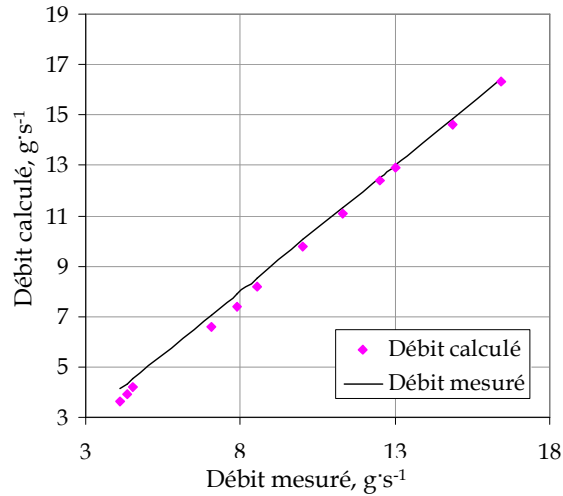


Figure 3-39 Calibrage du débit dans le modèle avec la fuite A permanente

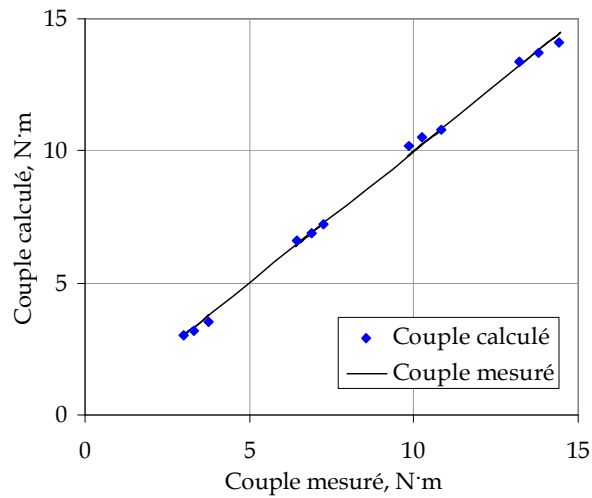


Figure 3-40 Calibrage du couple dans le modèle avec la fuite A permanente

- Validation du modèle avec la fuite B (cf. figure A-2)

Il s'avère que le temps de calcul pour ce modèle est particulièrement long (2 h de simulation pour 0,981 s simulée) ce qui rend le modèle difficilement utilisable.

- Validation du modèle avec les pertes thermiques (cf. figure A-3)

La simulation du fonctionnement de la machine de détente avec les pertes thermique n'a presque pas apporté de gain en terme de résultats par rapport au modèle de départ. De plus, le temps de calcul exprimé en CPU, est comparable avec celui du modèle initial.

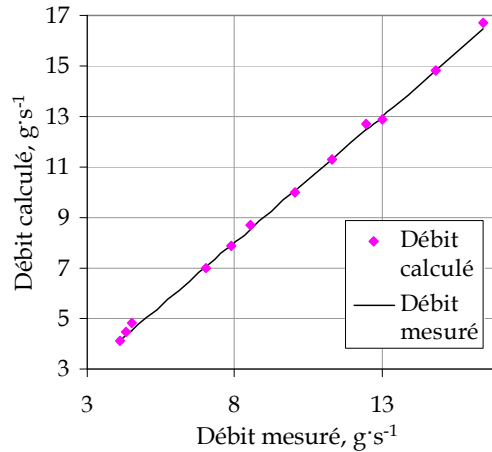


Figure 3-41 Calibrage du débit dans le modèle avec la fuite A intermittente

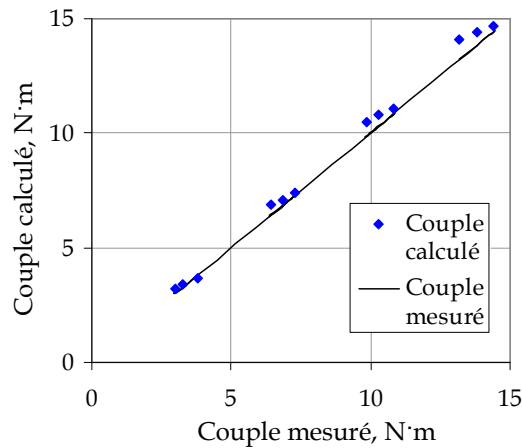


Figure 3-42 Calibrage du couple dans le modèle avec la fuite A intermittente

En conclusion, parmi les modèles explorés, le modèle représentant la fuite A intermittente (cf. figure 3-35) semble le plus adapté au calcul. Cette solution a été retenue pour étudier le fonctionnement de la machine et obtenir les cartographies.

Le modèle développé et validé permet d'observer l'évolution de la pression dans la chambre du piston en fonction de la variation du volume. Sur la figure 3-43 les barres verticales montrent les moments d'ouverture et de fermeture des orifices d'admission et de refoulement. Nous constatons que pour un point de fonctionnement donné, la perte de charge dans l'orifice d'admission est assez importante, de l'ordre de 15 bar. La perte de charge dans l'orifice de refoulement est moins élevée, de l'ordre de 2 bar.

L'évolution de la puissance indiquée et du débit en transitoire peut être aussi évaluée par le modèle. Au regard des courbes de la puissance et du débit (cf. figure 3-44 et figure 3-45), nous constatons que le fonctionnement de la machine se stabilise au bout de 0,05 s.

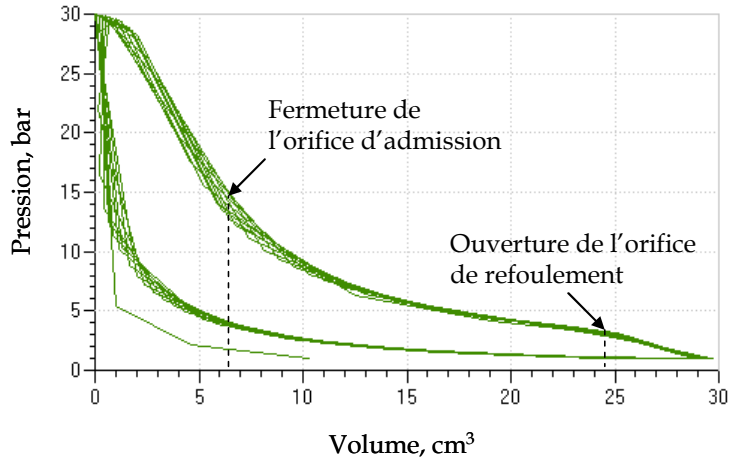


Figure 3-43 Diagramme (p,V) pour HP=30 bar, BP=1 bar, $N_{exp}=4250 \text{ min}^{-1}$, $T_f=300 \text{ °C}$

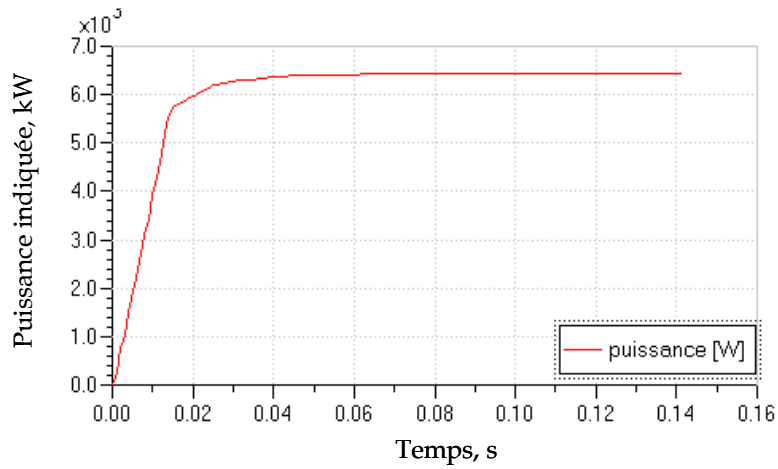


Figure 3-44 Evolution de la puissance indiquée de la machine de détente

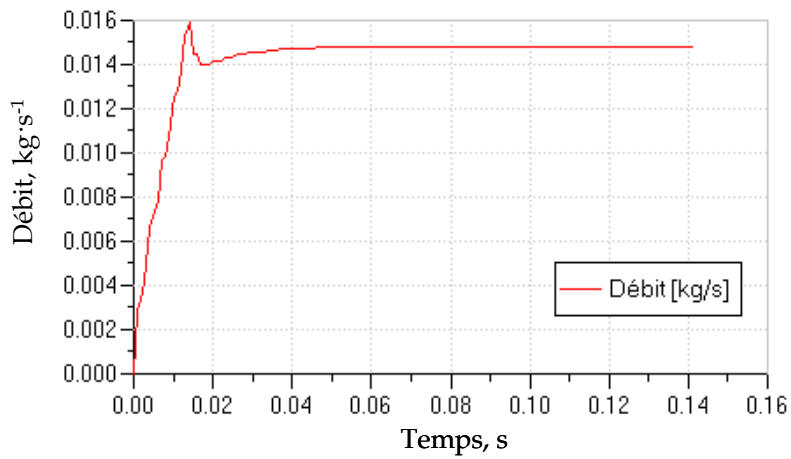


Figure 3-45 Evolution du débit dans la machine de détente

3.5.3 Obtention des cartographies de la machine de détente

Afin d'obtenir les cartographies des rendements, le modèle de la machine de détente avec la fuite A intermittente a été amélioré. Les moyens de calcul des rendements isentropiques et volumétriques ont été rajoutés (cf. figure 3-46).

Le rendement isentropique de la machine de détente est le rapport entre la puissance réelle produite et la puissance isentropique. Il est donné par l'équation (3-27). Afin de déterminer l'enthalpie isentropique du fluide à la fin de la détente, un modèle de turbine intégré dans la base de données du logiciel AMESim a été utilisé (cf. figure 3-47). En appliquant un rendement isentropique égal à 1, le flux d'enthalpie isentropique à la fin de la détente peut être déterminé. Pour en déduire l'enthalpie isentropique, un capteur d'enthalpie a été créé. Ce capteur mesure l'enthalpie isentropique en fonction du flux d'enthalpie du fluide de travail à la fin de détente.

Le calcul du rendement volumétrique est défini par l'équation (2-60).

La machine de détente a été cartographiée pour les différents points de fonctionnement présentés dans le tableau 3-6.

Tableau 3-6 Points de fonctionnement de la machine de détente

Haute pression, bar	15 ; 20 ; 25 ; 30
Régime, tr min ⁻¹	500 - 5750
Température initiale du fluide, °C	250 ; 300 ; 350
Basse pression, bar	0,9 ; 1 ; 1,2 ; 1,3

Ainsi, les cartographies de la machine de détente ont été obtenues.

3.5.4 Analyse des cartographies de la machine de détente

La figure 3-48 représente les courbes d'évolution de la puissance indiquée produite par la machine. Nous constatons une augmentation de la puissance indiquée lors d'une augmentation du régime de la machine de détente et de la pression d'admission. Cette évolution de la puissance peut être expliquée par une évolution des rendements de la machine. Les performances de la machine de détente sont exprimées par son rendement isentropique et volumétrique.

L'analyse des courbes des figure 3-49, figure 3-50, figure 3-51 montrent que le rendement isentropique s'accroît avec une augmentation du régime de rotation de la machine. Notons que plus le régime est élevé, plus la variation du rendement isentropique est lente. Nous observons également que le rendement isentropique varie peu avec une augmentation de la température de la vapeur d'eau à l'entrée de la machine.

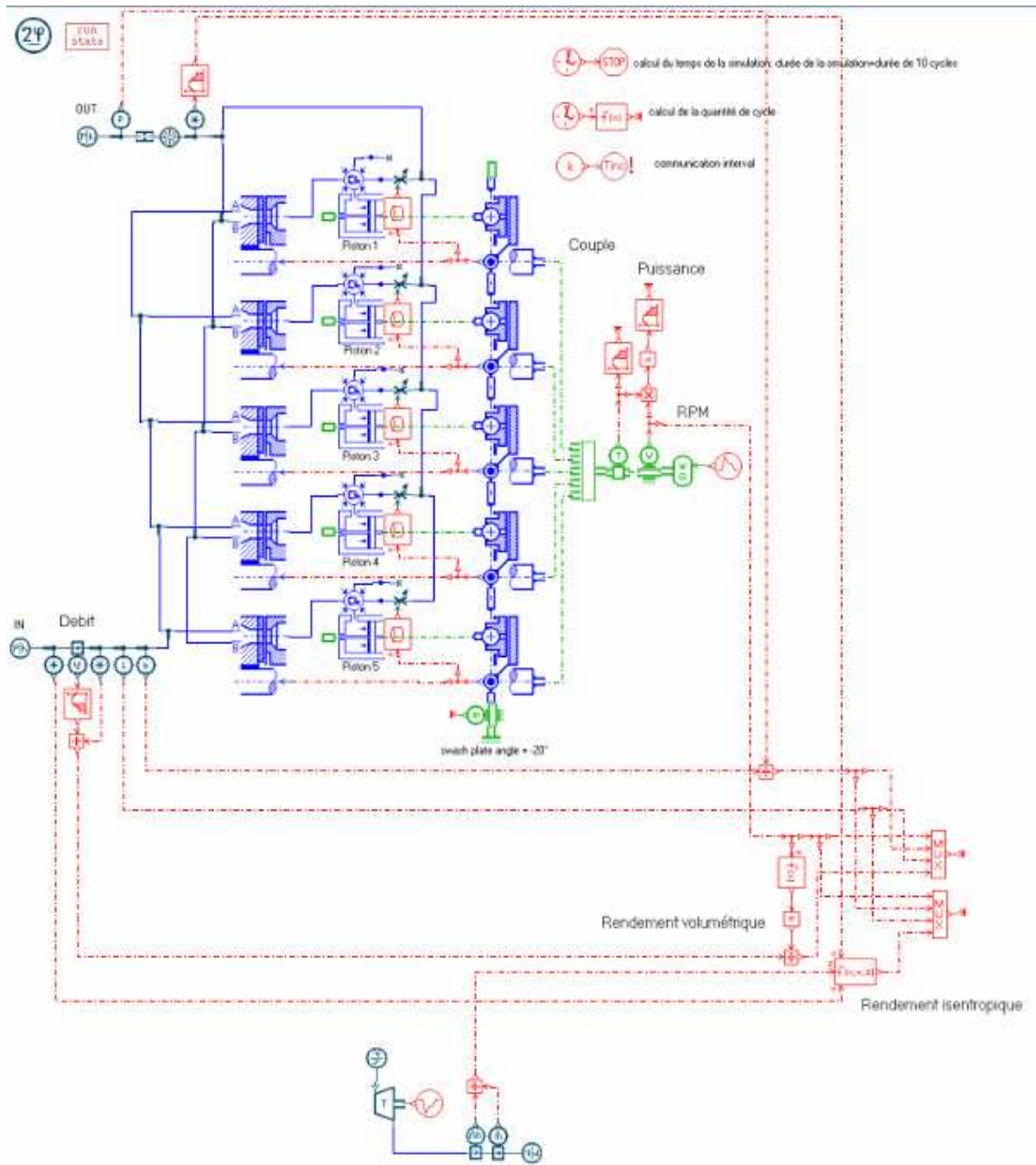


Figure 3-46 Modèle détaillé permettant d'obtenir les cartographies de la machine

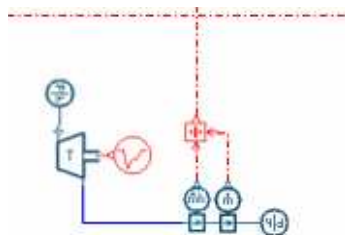


Figure 3-47 Modèle de calcul de l'enthalpie isentropique

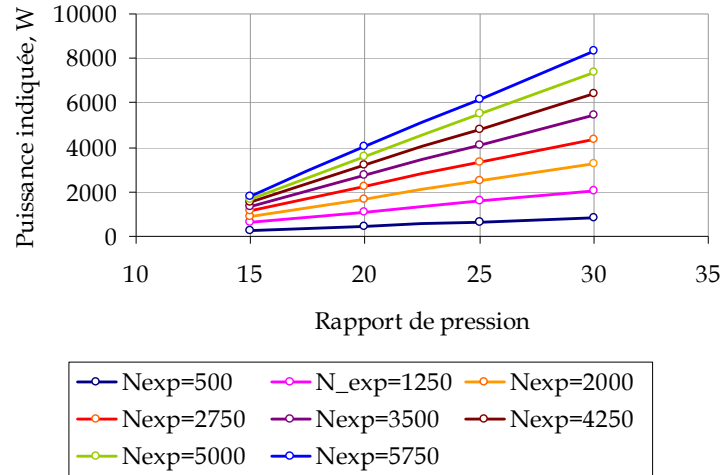


Figure 3-48 Evolution de la puissance indiquée en fonction du rapport des pressions. BP=1 bar.

$T_{f,su}=300\text{ °C}$

En ce qui concerne l'influence du rapport des pressions, elle est plus forte dans la zone des faibles rapports des pressions. Etant donné que la machine est conçue pour un rapport des pressions égal à 30, les moments d'ouverture des lumières sont optimisés pour ce rapport de pression et assurent le remplissage optimal du piston. En s'écartant de cette zone, le réglage des lumières n'est plus optimal ce qui influe sur la détente du fluide, c'est-à-dire, sur le rendement isentropique de la machine. Ainsi, les effets de sur-expansion et de sous-expansion du fluide ont lieu (cf. figure 3-18). En suivant l'évolution du rendement isentropique, on constate qu'il augmente d'abord avec le rapport des pressions en passant par un optimum, puis diminue.

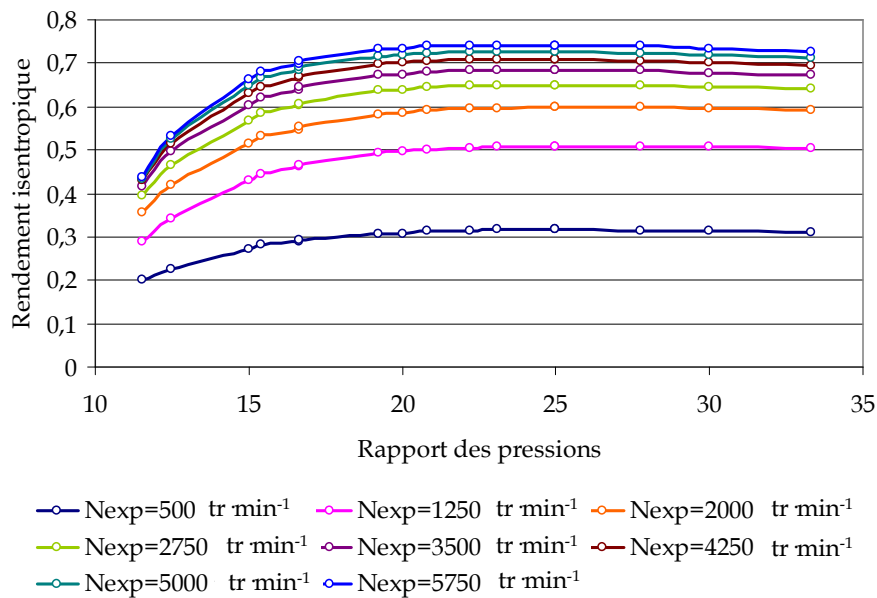


Figure 3-49 Evolution du rendement isentropique en fonction du rapport des pressions et du régime de la machine N_{exp} . $T_{f,su}=350\text{ °C}$

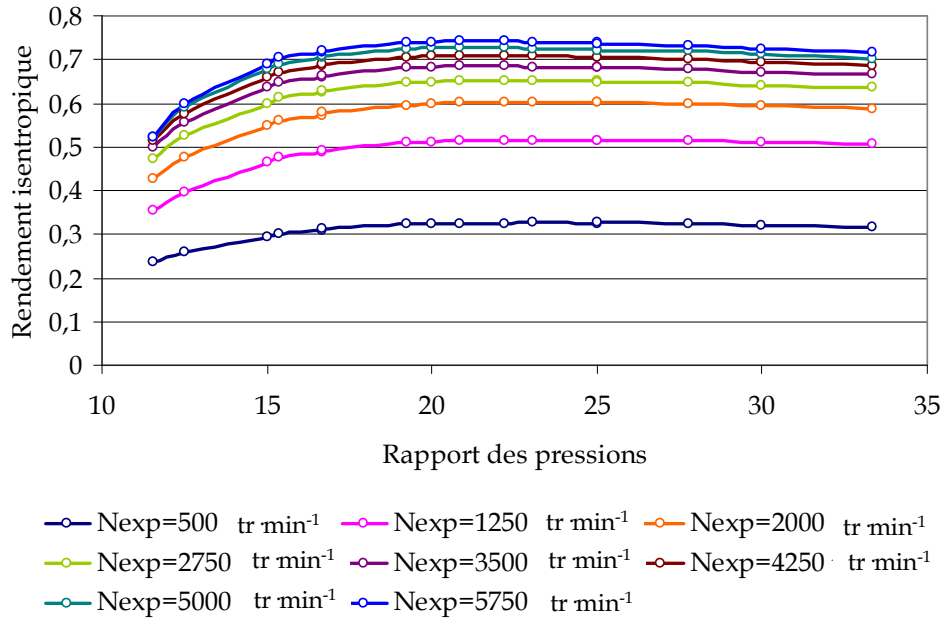


Figure 3-50 Evolution du rendement isentropique en fonction du rapport des pressions et du régime la machine N_{exp} . $T_{f,su}=300 \text{ °C}$

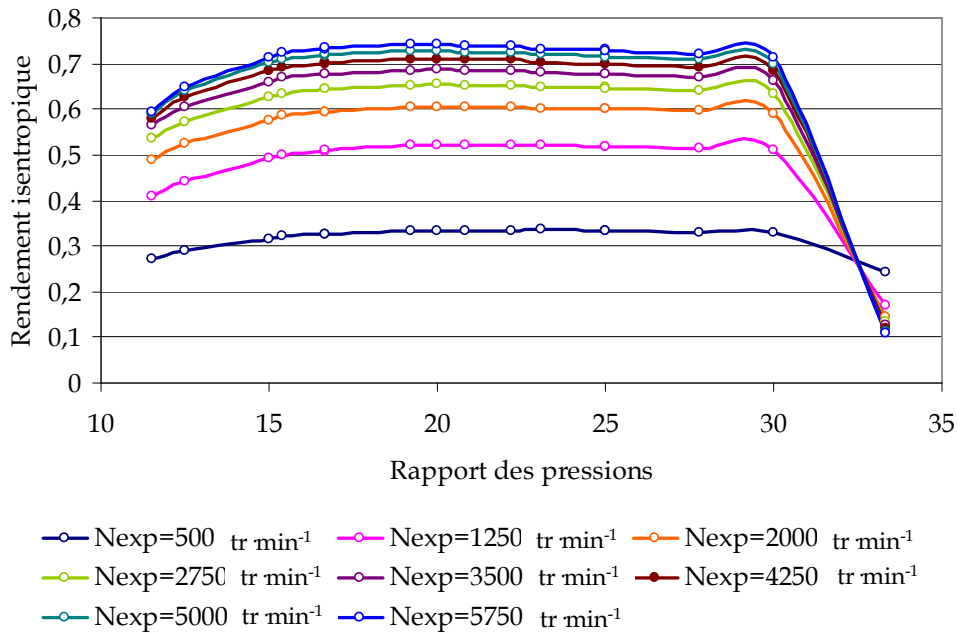


Figure 3-51 Evolution du rendement isentropique en fonction du rapport des pressions et du régime de la machine N_{exp} . $T_{f,su}=250 \text{ °C}$

L'analyse des courbes du rendement isentropique et de la puissance indiquée permet de conclure que le fonctionnement optimal de la machine de détente se trouve dans une zone de rapports des pressions compris entre 25 et 30.

Les cartographies du rendement volumétrique en fonction de la température de la vapeur d'eau, du régime de la machine de détente et du rapport des pressions ont été aussi obtenues. Au regard des courbes illustrées sur la figure 3-52, la figure 3-53 et la figure 3-54, le rendement volumétrique diminue avec une augmentation du régime. Ceci est dû à une hausse de la perte de charge dans l'orifice d'admission. La diminution du rendement volumétrique est plus forte dans la zone de faibles régimes où la fuite interne est plus élevée. Par ailleurs, le rendement volumétrique s'accroît avec une augmentation du rapport des pressions. Selon les courbes du rendement volumétrique, cette augmentation est plus forte dans la zone de faibles rapports des pressions. En ce qui concerne l'influence de la température de la vapeur d'eau à l'entrée du dispositif de détente, le rendement volumétrique augmente légèrement avec la température.

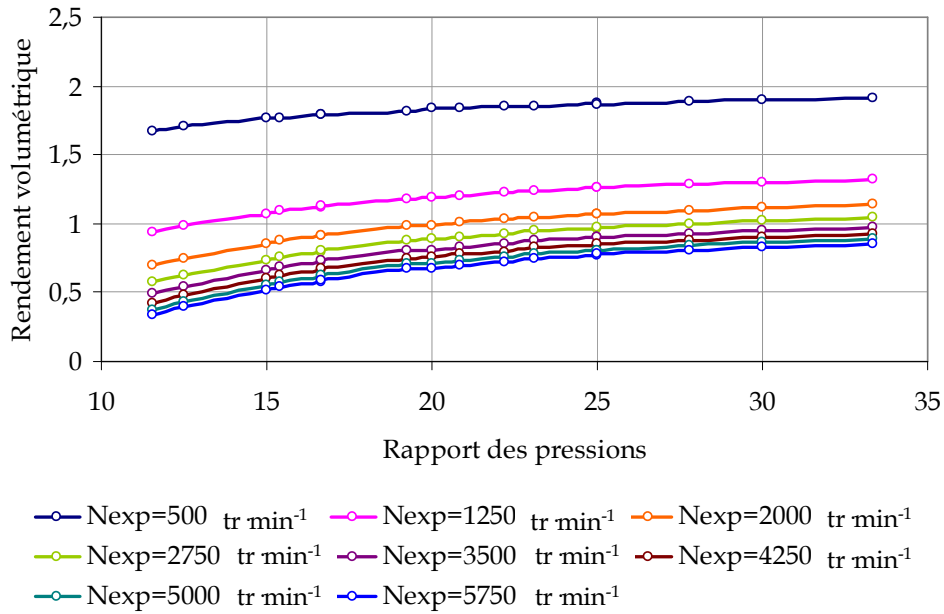


Figure 3-52 Evolution du rendement volumétrique en fonction du régime N_{exp} et du rapport des pressions. $T_{f,su,exp} = 250\text{ °C}$

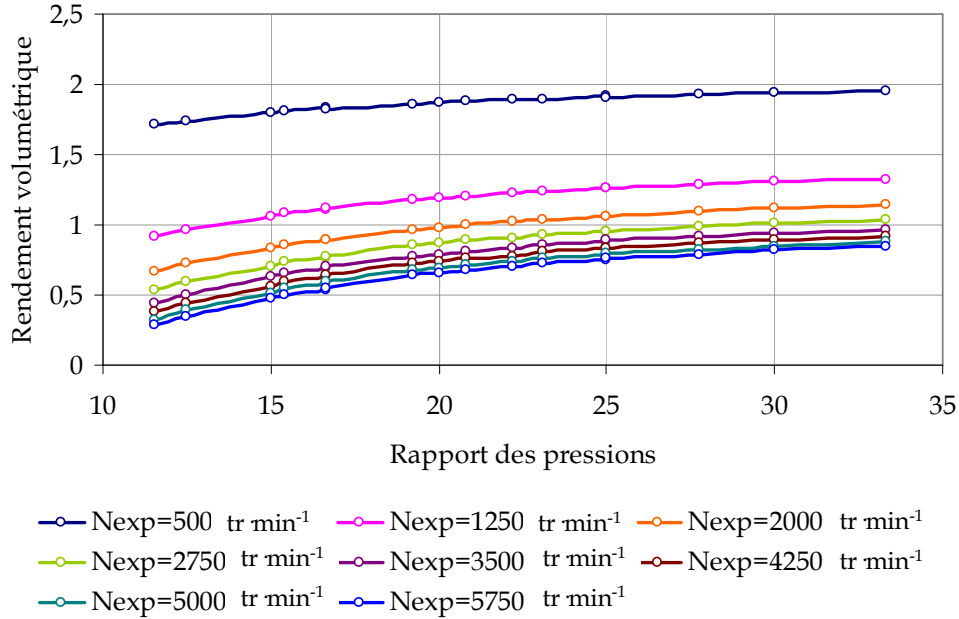


Figure 3-53 Evolution du rendement volumétrique en fonction du régime N_{exp} et du rapport des pressions. $T_{f,su,exp} = 300 \text{ °C}$

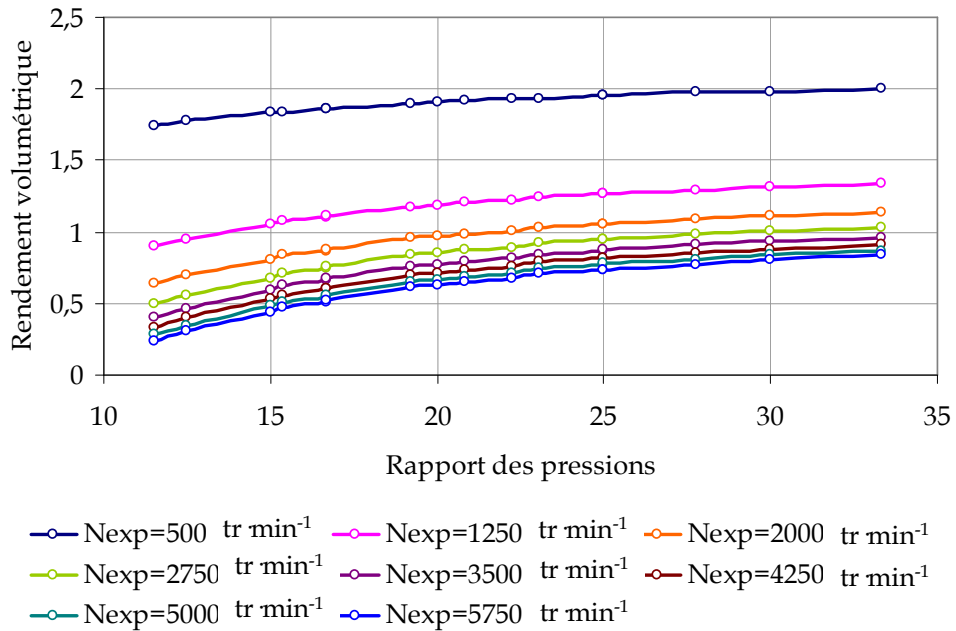


Figure 3-54 Evolution du rendement volumétrique en fonction du régime N_{exp} et du rapport des pressions. $T_{f,su,exp} = 350 \text{ °C}$

La stratégie d'optimisation de la puissance de la machine, ou la stratégie de pilotage, fait l'objet d'une étude de fonctionnement de la machine intégrée dans une boucle de Rankine. Cette étude est présentée dans le chapitre 4. Pour réaliser cette étude, un modèle cartographié de la machine de détente a été utilisé. Les cartographies des rendements isentropique et volumétrique ont servies afin d'alimenter le modèle fonctionnel simple de la machine de détente.

3.6 Conclusions du chapitre

La machine de détente est un composant clé du cycle de Rankine. Dans ce chapitre, le choix de la technologie de la machine de détente adaptée à l'automobile a été discuté. La machine de type volumétrique à piston axiaux a été retenue comme système de récupération d'énergie par le cycle de Rankine dans une automobile.

L'étude des performances du dispositif de détente a été réalisée sur la base de sa modélisation. Trois types de modèles ont été discutés. Le modèle semi-empirique a été développé sous EES® dans le but de l'intégrer dans une boucle de Rankine détaillée. Ce modèle a été validé sur des données de mesures fournies par le fabricant de la machine de détente. La première analyse des performances de ce type de machine a alors été faite.

Le deuxième modèle est un modèle physique détaillé qui a été développé sous AMESim®. Ce modèle a permis de comprendre l'importance des phénomènes physiques internes de la machine et leur influence sur ses performances. Ainsi, la présence obligatoire de fuites internes a été identifiée. Ensuite, le modèle a été validé sur les mêmes données que pour le modèle semi-empirique. L'analyse des cartographies a permis d'identifier une zone de fonctionnement optimale de la machine correspondant à une puissance maximale à l'arbre. Finalement, ce modèle détaillé a servi à créer des cartographies de fonctionnement de la machine, dans le but de les intégrer dans un troisième modèle nommé fonctionnel simple.

4 Approche système de la boucle de Rankine

Dans un véhicule automobile, tous les systèmes thermiques fonctionnent la plupart du temps en régime transitoire. C'est aussi le cas du système de Rankine. Les différentes conditions de fonctionnement du système de Rankine dépendent du point de fonctionnement du moteur thermique du véhicule et des conditions extérieures. Dans ce contexte, un système de Rankine doit être dimensionné en tenant compte de ces aspects. Dans ce chapitre, une étude du dimensionnement de la boucle de Rankine pour une application véhicule automobile sur un point nominal de fonctionnement est présentée. En vue d'optimiser les performances de la boucle de Rankine sur une certaine plage des points de fonctionnement, une étude de sensibilité de la boucle de Rankine intégrée dans un véhicule doit être réalisée. Les performances du système de Rankine sur les points caractéristiques du moteur thermique peuvent être aussi évaluées.

4.1 Modélisation d'une boucle de Rankine

Un modèle de la boucle de Rankine est nécessaire pour dimensionner et étudier les performances du système de récupération d'énergie ainsi que ses interactions avec les systèmes thermiques du véhicule. Dans la littérature, on trouve des approches différentes pour modéliser le système de Rankine.

La modélisation du système de Rankine peut être réalisée en dynamique ou en statique en utilisant les plateformes de simulation adéquates.

Arias et al. [3] ont développé un modèle simplifié de boucle de Rankine. Les échangeurs de chaleur sont modélisés en utilisant la méthode ε -NTU. Le calcul des coefficients d'échange est aussi mis en place. La pompe est modélisée par un rendement isentropique constant de 80 %. Le modèle de la turbine suppose une machine adiabatique.

Pour un cycle de Rankine organique dédié à la production de la puissance électrique dans la micro-cogénération, **Quoilin et al. [119]** ont proposé un modèle numérique sous EES®. Ils ont développé un modèle statique détaillé de la machine de détente volumétrique de type « *scroll* ». Dans cette modélisation les échangeurs de chaleurs ont été discrétisés en trois zones (zone liquide, zone diphasique et zone gazeuse). Un modèle simplifié de la pompe est aussi proposé. Ce modèle de boucle de Rankine a été validé par les résultats d'essais avec une erreur globale de 10 %.

Duparchy et al. [42] ont utilisé le logiciel AMESim® couplé avec REFPROP® afin de simuler un cycle de Rankine en régime transitoire. La pompe et la machine de détente sont considérées comme des machines volumétriques avec des rendements isentropiques associés de 85 %. Les échangeurs de chaleur sont représentés par les coefficients d'échange globaux calculés par les corrélations appropriées.

Dans le but d'évaluer les performances du système de Rankine, **Ringler et al. [121]** ont développé un modèle simplifié dynamique sous Modelica®. Les composants de la boucle ont été modélisés par des volumes connectés entre eux par quatre liens représentant la température, la pression, le débit et le transfert d'énergie. Ainsi, l'évolution de l'état du fluide a été déterminée dans chaque composant.

La modélisation en dynamique du cycle de Rankine pour la récupération de l'énergie a été réalisée par **Quoilin et al. [116]** sous langage Modelica® couplé avec Fluidprop®. L'évaporateur a été discrétisé en (n-1) éléments. Les coefficients de transfert de chaleur ont été fixés en fonction de l'état du fluide (liquide, diphasique et vapeur). Un modèle simplifié de la machine de détente de type « *scroll* » a été proposé. Etant donné que le puits froid utilisé dans la boucle de Rankine est à température constante, il a été conclu qu'un modèle dynamique du condenseur n'est pas utile. C'est pourquoi le condenseur a été modélisé par un modèle simplifié de trois zones correspondant à l'état du fluide de travail. Le modèle de boucle développé a été utilisé pour établir la stratégie de contrôle du système.

Boretti [17] a utilisé GT-COOL® pour modéliser un cycle de Rankine. Les rendements isentropiques de la pompe et de la machine de détente ont été fixés à 70 % et 80 % respectivement. De plus de quatre composants du cycle, le modèle prend en compte les conduites reliant ces composants. Les modèles des composants sont définis par le logiciel.

Espinosa et al. [50] ont utilisé GT-Power® pour une étude du cycle de Rankine organique fonctionnant en régime transitoire. Les modèles des composants implémentés dans le logiciel ont été utilisés. Concernant les échangeurs de chaleur, les coefficients de transfert de chaleur ont été estimés par les corrélations correspondantes. La perte de charge des gaz d'échappement dans l'évaporateur a aussi été prise en compte. Le modèle de turbo compresseur a été adapté pour une modélisation de la turbine du cycle de Rankine. La pompe est présentée par un modèle très simplifié.

Après avoir analysé les travaux présentés ci-dessus, nous avons considéré qu'une modélisation dynamique du système de Rankine est intéressante lorsque les composants du système sont connus. Dans notre cas de figure, nous nous intéressons au dimensionnement et à l'optimisation d'un système de Rankine pour des points caractéristiques de fonctionnement du moteur thermique. Dans ce contexte, le logiciel le plus simple en utilisation doit être choisi. Ainsi, le logiciel EES® (Engineering Equation Solver) a été retenu.

Les modèles de chaque composant constituant la boucle de Rankine développés sous EES® peuvent être regroupés. Ainsi, le modèle du dimensionnement de la boucle de Rankine contient des modèles détaillés de deux échangeurs de chaleurs présentés dans le chapitre 2, et un modèle cartographié de la machine de détente détaillé dans le chapitre 3. Faute d'informations sur la pompe, son modèle a été simplifié.

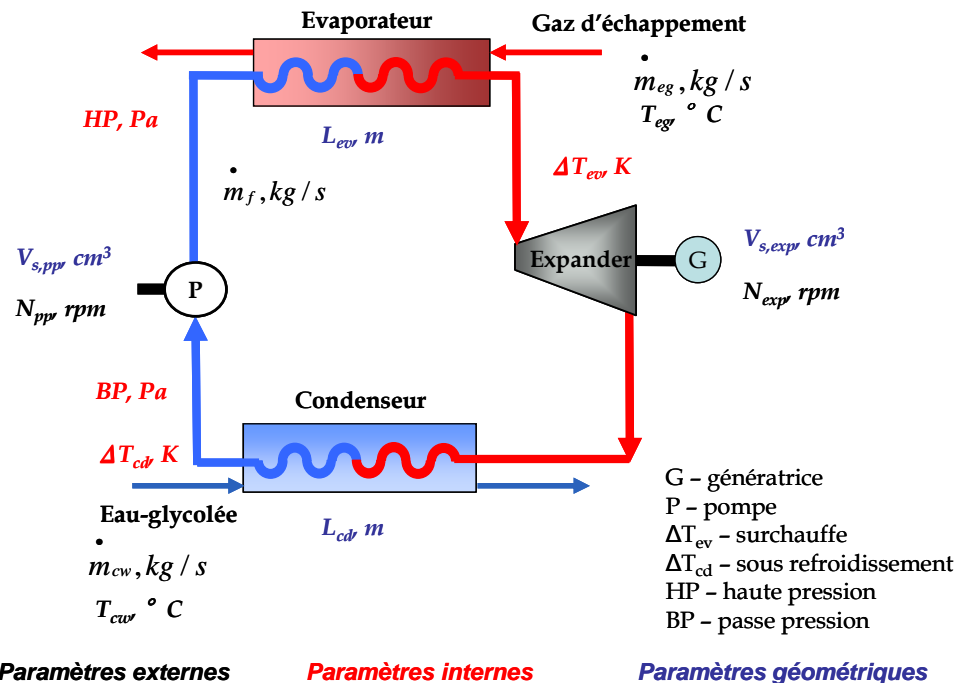


Figure 4-1 Schéma du cycle de Rankine avec des paramètres caractéristiques

Le schéma du modèle du système de Rankine est représenté sur la figure 4-1. Le modèle de boucle comporte trois types de paramètres. Les paramètres géométriques correspondent aux dimensions des échangeurs de chaleur L_{ev} et L_{cd} et aux cylindrées de la machine de détente $V_{s,exp}$ et de la pompe $V_{s,pp}$. Les paramètres internes concernent l'état thermodynamique du fluide de travail dans la boucle de Rankine (température et pression) et débit massique du fluide. Les paramètres externes sont donnés par les débits

et l'état thermodynamique des deuxièmes fluides dans les échangeurs de chaleurs ainsi que par les régimes de deux machines volumétriques.

4.1.1 Choix technologique et modélisation de la pompe à eau

4.1.1.1 Synthèse sur les technologies de pompe

La pompe sert à faire circuler le fluide de travail dans la boucle de Rankine. Le choix de la pompe se base sur la pression maximale que les circuits peuvent accepter et le débit massique nécessaire afin d'obtenir des niveaux de performance significatifs.

La diversité technologique des pompes est grande. La classification des pompes est illustrée sur la figure 4-2.

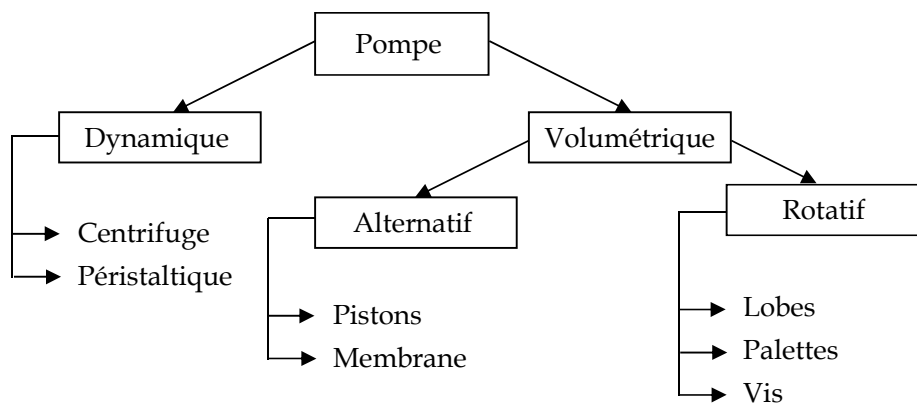


Figure 4-2 Classifications des technologies des pompes

Les pompes dynamiques centrifuges sont largement utilisées dans l'industrie de la production d'électricité par le cycle de Rankine. Elles offrent de grands débits (1000 l h⁻¹ et plus). L'avantage majeur de ce type de pompe est leur capacité à fonctionner avec de l'eau et tous les fluides non lubrifiants. En revanche, les pompes centrifuges ont des rendements globaux peu élevés, de l'ordre de 60-70 % [5]. De plus, ces pompes ne sont pas adaptées pour un niveau de pression élevé. Pour qu'une pompe centrifuge fournisse une grande pression il faut utiliser une pompe à plusieurs étages. Cela induit une augmentation de la dimension de la pompe ce qui peut empêcher l'utilisation de cette technologie pour une application automobile.

Les pompes péristaltiques font partie de la classe des pompes dynamiques. Elles sont caractérisées par un fonctionnement silencieux et une capacité à transporter tous les types de fluides. Comme les pompes centrifuges, les pompes péristaltiques fonctionnent avec des pressions peu élevées, de l'ordre de 15 bar [5]. Ces pompes ne sont pas robustes et demandent une maintenance régulière. De plus, une pulsation importante du débit est observée lors du fonctionnement de la pompe. Il en ressort que ce type de pompe n'est pas adaptés à notre application.

Dans la boucle de Rankine à eau, la haute pression peut atteindre des niveaux élevés. Une pompe capable de fournir un niveau de pressions élevé doit être choisie.

Les pompes de type à membrane sont généralement adaptées pour un niveau de pression maximal de 30 bar et des débits volumiques du fluide de l'ordre de 50 L · h⁻¹ [5]. En outre, la température de fonctionnement de la pompe à membrane est limitée à cause des pièces en plastique utilisées dans sa conception. De plus, on observe un rythme des pulsations importantes du débit. Malgré ces défauts, ce type de pompe peut être utilisé pour un cycle de Rankine dans une automobile.

Il faut souligner que les pompes à pistons axiaux qui, à part la capacité de tenir des niveaux de pressions élevées (jusqu'au 350 bar), ont généralement de petites dimensions. Ces pompes sont caractérisées par un rendement volumétrique élevé, de l'ordre de 90-95 % [5]. Il se trouve que le rapport qualité/prix est bon. En revanche, il est préférable d'utiliser des réfrigérants comme fluide de travail car ce type des pompes exige une lubrification permanente des composants. Cette technologie semble être intéressante pour notre application.

Les technologies des pompes à pistons radiaux et des pompes à palettes se caractérisent par un rapport dimensions/performances moins bon que les machines à pistons axiaux et, par conséquent, sont moins intéressantes pour notre application.

Il est évident que pour une application automobile, nous visons à minimiser les dimensions du système de Rankine. Il est ainsi souhaitable de trouver une technologie de pompe qui nous permettrait d'avoir à la fois une pression de refoulement élevée et une dimension minimale de machine. Dans ce contexte, nous pouvons penser à l'utilisation d'une pompe à engrenage ou d'une pompe à vis. Ces pompes sont silencieuses, étanches et présentent de bons rendements. L'inconvénient majeur de ces pompes est l'obligation d'utiliser un fluide visqueux (huiles minéraux ou autres fluides organiques). De plus, en raison des frottements mécaniques, l'usure des pièces peut abaisser le rendement de la pompe.

L'analyse des technologies des pompes permet de classer les pompes volumétriques de types à pistons axiaux, à engrenage et à membrane. Le tableau 4-1 résume les caractéristiques des technologies des pompes considérées dans cette étude.

4.1.1.2 Modélisation

Etant donné que le choix de technologie de la pompe se présente difficile, le modèle de pompe peut être développé en supposant une machine avec un rendement isentropique constant (cf. figure 4-3).

Le rendement isentropique de la pompe est un rapport entre la puissance isentropique et la puissance réelle et donné par l'équation (4-1).

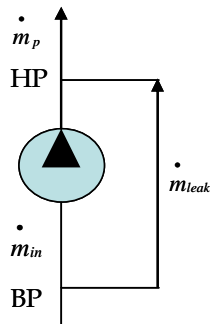
$$\eta_s = \frac{w_{pp,is}}{w_{pp}} \quad (4-1)$$

La puissance réelle de la pompe peut être déterminée par l'équation (4-2). Une baisse de la puissance idéale est due aux frottements mécaniques des pièces et est déterminés par le rendement mécanique.

Tableau 4-1 Types des pompes et leurs caractéristiques [5]

Pompe à pistons axiaux					
Débit	Pression	Rotation	Fluide	Avantages	Inconvénients
Jusqu'à 150 l min ⁻¹	Plus de 420 bar	600 – 3000 tr min ⁻¹	Fluides visqueux (huiles)	<ul style="list-style-type: none"> • excellent rapport poids/puissance • réversible à moteur • cylindrée fixe ou variable • régime de rotation élevé • bon rapport qualité/prix 	<ul style="list-style-type: none"> • huile de qualité correcte • technologie de barillet
Pompe à pistons radiaux					
Jusqu'à 1000 l min ⁻¹	650 bar	600 – 3000 tr min ⁻¹	Fluides visqueux (huiles)	<ul style="list-style-type: none"> • réversible à moteur • couple élevé 	<ul style="list-style-type: none"> • vitesse faible • cylindrée fixe • grande dimension
Pompe à membrane					
De quelque L h ⁻¹ à 50m ³ h ⁻¹	12 bar	-	Fluides visqueux (huiles)	<ul style="list-style-type: none"> • pas de pièces en rotation • fonctionnement à sec possible • étanchéité statique par la membrane 	<ul style="list-style-type: none"> • limitée par la température (plastique) • pulsations importantes • étanchéité des clapets (liquides chargés)
Pompe à lobes					
Jusqu' au 600 l min ⁻¹	20 bar	600 -1500 tr min ⁻¹	Tous fluides	-	-
Pompe à engrenages					
0 – 300 m ³ h ⁻¹	100 bar	600-6000 tr min ⁻¹	Fluides visqueux (huiles)	<ul style="list-style-type: none"> • débit régulier • silencieuse • étanchéité par garniture mécanique 	<ul style="list-style-type: none"> • pas de particules solides • pas de fonctionnement à sec • usure des pièces
Pompe à vis					
< 400 m ³ h ⁻¹	100 bar	500 _ 3600 tr min ⁻¹	Fluides visqueux (huiles)	<ul style="list-style-type: none"> • silencieuse • bon rendement • étanchéité par 	<ul style="list-style-type: none"> • pas de particules solides ni produits abrasifs

				garniture mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • usure des pièces
Pompe péristaltique					
quelques litres à 50m ³ h ⁻¹	Jusqu'à 15 bar	-	-	<ul style="list-style-type: none"> • pompage de produits chargés et abrasifs • fonctionnement à sec possible • silencieuse 	<ul style="list-style-type: none"> • pulsations importantes • faibles températures d'utilisation • maintenance préventive : risque rupture du tube
Pompe à palettes					
< 100 m ³ h ⁻¹	> 320 bar	600-3000 tr min ⁻¹	Huiles minéraux, eau glicolée	<ul style="list-style-type: none"> • silencieuses • pas d'émulsion due au pompage 	<ul style="list-style-type: none"> • usure du corps par frottement des palettes • pression limitée • entretien coûteux • fluides autolubrifiants
Pompe centrifuge					
plus de 1000 m ³ h ⁻¹	16 bar	1400 tr min ⁻¹	Fluides non visqueux (eau)	<ul style="list-style-type: none"> • grand débit • faible coût • simple 	<ul style="list-style-type: none"> • faible rendement (70% max)



BP - basse pression
HP - haute pression

Figure 4-3 Schéma du modèle de pompe

$$\dot{W}_{pp} = \frac{\dot{m}_{pp}(h_{ex} - h_{su})}{\eta_{mec}} \quad (4-2)$$

- \dot{m}_{pp} Débit massique du fluide, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- h_{ex} Enthalpie spécifique du fluide à l'entrée de la pompe, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_{su} Enthalpie spécifique du fluide à la sortie de la pompe, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- η_{mec} Rendement mécanique, -

Le débit massique du fluide délivré par la pompe est défini par sa cylindrée $V_{s,pp}$, son régime N_{pp} et la masse volumique du fluide ρ_{su} . Ainsi, le débit du fluide dans la pompe est exprimé par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{pp,in} = \frac{V_{s,pp} N_{pp}}{v_{su} \eta_{vol}} \quad (4-3)$$

La différence entre le débit massique de fluide dans la pompe et le débit nécessaire pour la boucle de Rankine est causée par les fuites internes du fluide. Afin de déterminer le débit des fuites, l'équation de conservation d'énergie est écrite.

$$h_{ex} \dot{m}_{pp} = h_{su} \dot{m}_{pp,in} + h_{su} \dot{m}_{leak} \quad (4-4)$$

- $\dot{m}_{pp,in}$ Débit massique interne de la pompe, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- \dot{m}_{leak} Débit massique des fuites, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Ainsi, le modèle de la pompe permet de calculer le débit de fluide nécessaire et la puissance consommée par la pompe.

4.2 Etude d'intégration du système de Rankine au sein d'un véhicule

L'étude d'intégration du système de récupération d'énergie par le cycle de Rankine a été réalisée pour un point nominal de fonctionnement du moteur défini ci-dessus.

Dans le cadre de cette étude d'intégration, deux systèmes basés sur le cycle de Rankine ont été considérés. En vue de maximiser la puissance produite par un cycle de Rankine, nous nous sommes intéressés à une boucle avec un condenseur indépendant, c'est-à-dire un condenseur intégré dans une boucle de refroidissement propre au système de Rankine. Le circuit de refroidissement propre à la boucle de Rankine est plus encombrant qu'un condenseur seul intégré dans une boucle de refroidissement du moteur thermique. Ainsi, le deuxième système comporte un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du véhicule considéré. Dans ce cas, les conditions du deuxième fluide dans le condenseur sont imposées par le moteur thermique.

4.2.1 Analyse du cycle de roulage

Les débits et les températures des gaz d'échappement et de l'eau-glycolée sont considérés comme des paramètres externes au système de Rankine (cf. figure 4-1). Les valeurs optimales de ces paramètres sont définies par un point nominal de fonctionnement du moteur thermique. Il s'avère que ce point nominal du moteur thermique correspond au régime moteur le plus utilisé durant un cycle de roulage.

4.2.1.1 Choix du point nominal sur les gaz d'échappement

Une étude du potentiel de récupération de l'énergie à partir des gaz d'échappement du moteur essence 85 kW a été réalisée au sein de Renault [134]. Selon cette étude, les points caractéristiques du moteur pour lesquels le rendement et la puissance du moteur de Rankine doivent être optimaux ont été choisis (cf. tableau 4-2). Parmi ces points caractéristiques du moteur thermique, il existe un point correspondant à la distance parcourue maximale. Ce point a été nommé le point nominal de fonctionnement du moteur. Il correspond à une température de gaz d'échappement de 718°C et un débit de 220 kg h⁻¹.

Tableau 4-2 Points de fonctionnement du moteur thermique pour une étude de dimensionnement du cycle de Rankine

	Vitesse du véhicule, km·h ⁻¹	Température, °C	Débit massique, kg·h ⁻¹	Régime moteur, tr min ⁻¹	Couple, N·m
Point nominal	129	718	220	2800	190
Point de bon rendement du cycle	150	730	255	3300	190
	117	705	200	2550	190
Point de moyen rendement du cycle	105	660	155	2300	160
	70	455	55	2000	70

4.2.1.2 Conditions relatives à l'eau de refroidissement

Pour notre application, il existe deux cas d'étude.

Dans un premier temps, un condenseur à eau propre à la boucle de Rankine peut être utilisé (cf. figure 1-21). Le condenseur ne dépend pas du circuit de refroidissement classique du véhicule et, par conséquent, la température et le débit du deuxième fluide dans le condenseur peuvent être choisis en fonction du besoin en refroidissement du système de Rankine. Les valeurs forfaitaires respectives de la température et du débit sont ainsi établies et correspondent à 90 °C et 0,9 kg·s⁻¹. En revanche, la limite de refroidissement de cette boucle est imposée par les dimensions du radiateur supplémentaire installé en face avant du véhicule. Nous supposons également que ce radiateur supplémentaire est toujours capable de rejeter dans l'air ambiant la puissance additionnelle fournie par le circuit de Rankine.

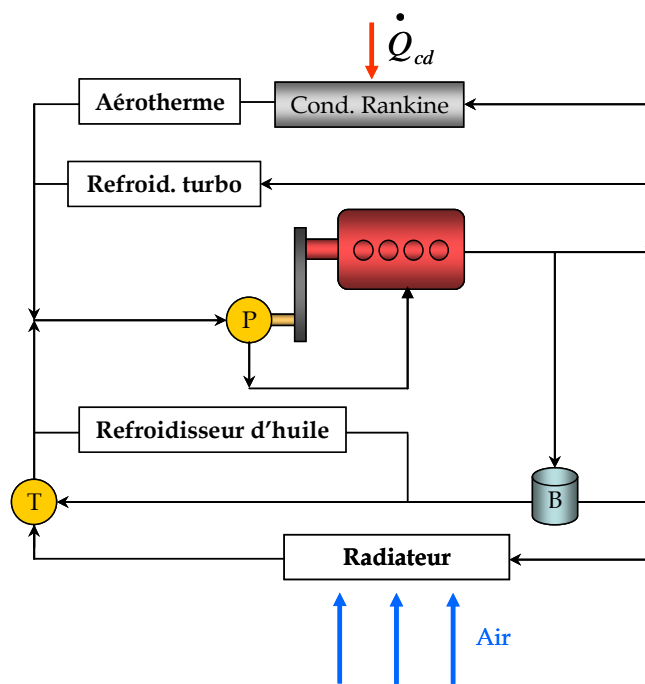
Un condenseur à eau peut aussi être intégré dans le circuit de refroidissement du moteur thermique. Les conditions de l'eau de refroidissement dépendent du point de

fonctionnement du moteur thermique. Afin de définir les températures et les débits de l'eau de refroidissement, un modèle du circuit de refroidissement a été développé sous AMESim®

4.2.1.2.1 *Modèle du circuit de refroidissement*

Le schéma du modèle est représenté sur la figure 4-4.

Le circuit de refroidissement du moteur thermique à allumage commandé H5Ft essence comporte un aérotherme, un échangeur de refroidissement du turbocompresseur, un échangeur eau-huile. La puissance thermique rejetée par tous ces organes ainsi que le moteur thermique est évacuée via un radiateur installé en face avant du véhicule. Dans ce schéma, le condenseur de la boucle de Rankine est intégré dans le circuit de refroidissement dans la branche de l'aérotherme.



T - thermostat; B - bocal; P - pompe à eau

Figure 4-4 Schéma du circuit de refroidissement du moteur thermique

La vitesse de l'air, le couple et le régime du moteur, la vitesse du véhicule sont les données d'entrée du modèle. En fonction de ces données, le modèle est capable de déterminer les températures et les débits du liquide de refroidissement dans chaque branche du circuit. Ainsi, les débits et les températures de l'eau de refroidissement ont été définis dans la branche où le condenseur de Rankine est installé pour chaque point de fonctionnement donné dans le tableau 4-2. Les résultats du calcul sont synthétisés dans le tableau 4-3.

Le modèle de boucle de refroidissement du moteur a servi à définir l'évolution de la température et du débit de l'eau-glycolée dans la branche de l'aérotherme lors du cycle Artemis autoroutier. Nous constatons sur la figure 4-5 que l'évolution de la température

de l'eau-glycolée est importante. Ainsi, la température varie de 95 °C jusqu'à 103,9 °C. Le débit varie de 0,12 kg s⁻¹ à 0,28 kg s⁻¹.

Tableau 4-3 Conditions sur l'eau de refroidissement du moteur

	Vitesse du véhicule, km h ⁻¹	Température entrée condenseur, °C	Débit, L h ⁻¹	Régime moteur, tr min ⁻¹	Couple, N m
Point nominal	129	98	790	2800	190
Point de bon rendement du cycle	150	97,2	930	3300	190
	117	99,7	720	2550	190
Point de moyen rendement du cycle	105	101,7	670	2300	160
	70	99	590	2000	70

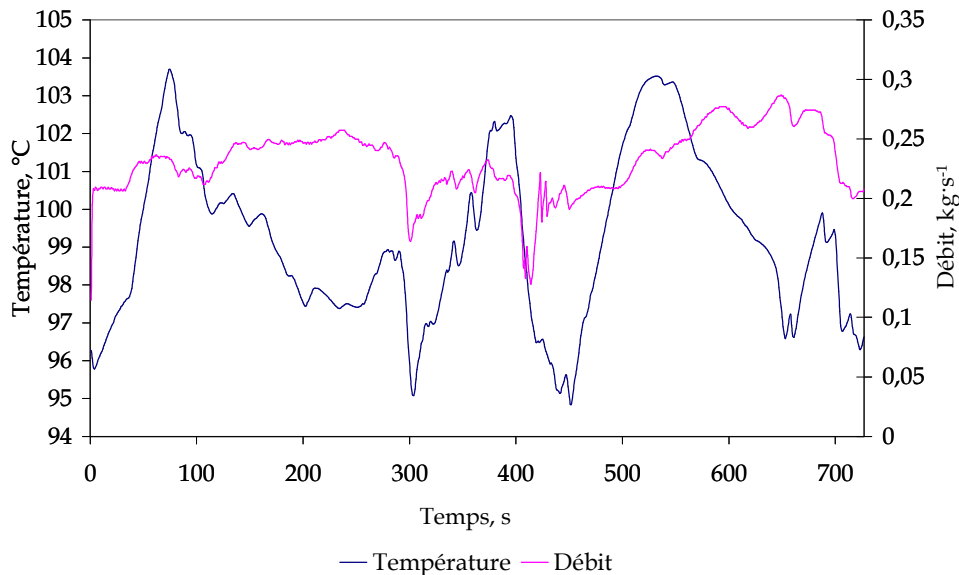


Figure 4-5 Evolution du débit et de la température de l'eau-glycolée au cours du cycle Artemis autoroutier

4.2.2 Paramètres internes de la boucle de Rankine

Le choix des paramètres optimaux internes du cycle de Rankine dépend du type de fluide de travail et des conditions de sécurité à respecter afin d'intégrer le système de Rankine sous le capot du véhicule. Les conditions de sécurité limitent le niveau de la haute pression du fluide de travail dans la boucle de manière à rester dans une zone de pressions raisonnables. Les études existantes sur le système de Rankine dans l'automobile ont montré que le choix des conditions internes de fonctionnement du cycle de Rankine est très important dans le but d'optimiser les performances du système. **Arias et al. [4]** ont trouvé les meilleures performances du système de récupération d'énergie avec de l'eau pour une basse pression de 1 bar et une haute pression de 100 bar. La température de la vapeur d'eau à l'entrée du dispositif de détente était de l'ordre de 627 °C. Les niveaux de la haute pression et de la température du fluide semblent être trop élevés

pour assurer la sécurité de fonctionnement du système de Rankine dans une automobile. **Endo et al. [49]** ont installé l'évaporateur dans la culasse du moteur et ont obtenu la vapeur d'eau à une pression de 80 bar et une température de 400 °C. Le condenseur à air permet de dissiper l'énergie non utilisée dans le cycle. Cette architecture impose des modifications de la culasse ce que peut augmenter le coût d'intégration du système de Rankine. **El Chammas et Clodic [47]** ont proposé d'utiliser le cycle de Rankine à eau pour deux niveaux de haute pression égaux à 8 et 25 bar et correspondant aux températures du fluide à la sortie de l'évaporateur de 220 °C et 260 °C respectivement. La basse pression conseillée est de 1 bar. **Ringler et al. [121]** ont étudié la récupération d'énergie par une double boucle de Rankine dont une fonctionne avec de l'eau. Pour cette boucle à eau, l'étude paramétrique des conditions de fonctionnement a été réalisée. Les valeurs optimales des haute et basse pressions et des températures du fluide correspondant ont été définies. Ainsi, ils ont conseillé une haute pression de 10 bar et une température du fluide en aval de l'évaporateur de 300 °C, une basse pression de 0,7 bar et une température en amont du condenseur de 90 °C. **Duparchy et al. [42]** ont fait l'étude d'influence des hautes et basses pressions sur les performances du cycle de Rankine à eau. L'optimisation du système de Rankine a donné une valeur de 120 bar pour la haute pression et de 0,041 bar pour la basse pression. **Bae et al. [10]** ont proposé un système à double récupération d'énergie des gaz d'échappement par le cycle de Rankine à eau. Les conditions internes du cycle ont été limitées par une haute pression de 35 bar et une température en aval de l'évaporateur de 300°C et une basse pression de 3,5 bar. **Hountalas et al. [69]** ont choisi l'eau pour une boucle de récupération d'énergie des gaz d'échappement d'un véhicule de type poids lourd. Dans cette boucle, la haute pression varie de 10 à 40 bar, la basse pression est de l'ordre de 1,2 bar.

Il est clair que les performances du cycle de Rankine sont meilleures pour une basse pression la plus faible possible. En revanche, pour assurer l'étanchéité du circuit de Rankine lors de son fonctionnement, la basse pression doit être supérieure à 1 bar.

Le niveau maximal de haute pression et de température du fluide en aval de l'évaporation est établi selon le cahier de charge de la machine de détente discuté dans le chapitre 3. Ainsi, d'après le fabricant de la machine de détente, la température maximale autorisée dans la machine à pistons axiaux ne doit pas dépasser 350 °C. Cette limite est imposée par la température de destruction de l'huile de lubrification de la machine de détente. La limite de la haute pression préconisée par le fabricant est de 40 bar. Lors du fonctionnement de la boucle de Rankine, les paramètres internes varient. Cette variation peut aller autant dans le sens de diminution des pressions et des températures que dans le sens de leur augmentation. Afin d'assurer une marge fonctionnelle, une haute pression de 30 bar et une température du fluide après l'évaporation de 300 °C semblent être les valeurs convenables pour notre application. Cependant, une analyse de dimensionnement du système de Rankine permet de définir les paramètres internes nominaux.

Quant aux débits du fluide de travail dans la boucle de Rankine, une valeur maximale est déterminée par la puissance maximale de l'évaporateur. La puissance maximale de l'évaporateur est limitée par la température d'entrée des gaz d'échappement et du fluide de travail ainsi que par la dimension maximale de l'évaporateur. Une étude préliminaire de la dimension et des performances de l'évaporateur est nécessaire (cf. paragraphe 2.1.6).

4.2.3 Etude du dimensionnement de la boucle de Rankine

4.2.3.1 Méthode de dimensionnement

Le dimensionnement du système de Rankine consiste à définir les dimensions des composants permettant d'obtenir les performances optimales pour la boucle. Le choix des dimensions des composants dépend des conditions externes et internes de fonctionnement.

La méthodologie appliquée pour dimensionner la boucle de Rankine est représentée sur la figure 4-6. Comme décrit sur ce schéma, pour des conditions externes nominales fixes (bloc 1) une plage des conditions internes correspondant aux haute et basse pressions, à la surchauffe du fluide dans l'évaporateur et au débit du fluide dans la boucle, doit être choisie (bloc 2). Le choix des paramètres internes a été discuté dans 4.2.2. Une fois cette plage des paramètres internes est figée, une étude de l'influence des conditions internes (bloc 2) sur les dimensions des composants doit être réalisée. Le résultat de cette étude est présenté sous la forme d'un éventail des différentes dimensions des composants. Ensuite, parmi les dimensions des composants obtenues, il faut choisir celles qui ne dépassent pas les dimensions limites autorisées (bloc 4). Les dimensions limites sont déterminées par les contraintes d'architecture mécanique du véhicule. D'autre part, les dimensions des composants de la boucle de Rankine doivent être choisies de telle sorte que la performance du système de Rankine soit maximale. Un compromis entre les dimensions et les performances obtenues doit être fait. Ainsi, une dimension du système de Rankine est établie pour les conditions internes choisies. Ces conditions internes sont appelées les conditions nominales.

Ensuite, le fonctionnement du système de Rankine dimensionné pour les conditions externes doit être testé. Cette étude de sensibilité sert à déterminer la plage d'utilisation du système de récupération d'énergie. Deux cas de figures sont possibles. Les performances du système diminuent fortement lors de son utilisation sur des points de fonctionnement différents du point nominal (bloc 6). Alors, le point nominal de dimensionnement est mal choisi (bloc 9). Sinon, lorsque les performances du système sont convenables pour les points de fonctionnement différents du point nominal, les dimensions obtenues sont retenues (bloc 8).

4.2.3.2 Schéma de la boucle de Rankine

La figure 4-7 représente une architecture de la boucle de Rankine comportant les composants suivants :

- Evaporateur à faisceaux de tubes intégré dans la ligne d'échappement après le système de dépollution,
- Condenseur de type à plaques refroidi par l'eau-glycolée intégré soit dans une boucle indépendante de refroidissement du système de Rankine, soit dans une boucle de refroidissement du moteur thermique,
- Machine de détente à pistons axiaux cartographiée et couplée à une génératrice,

- Pompe volumétrique entraînée par le moteur thermique par le biais de la courroie d'accessoire.

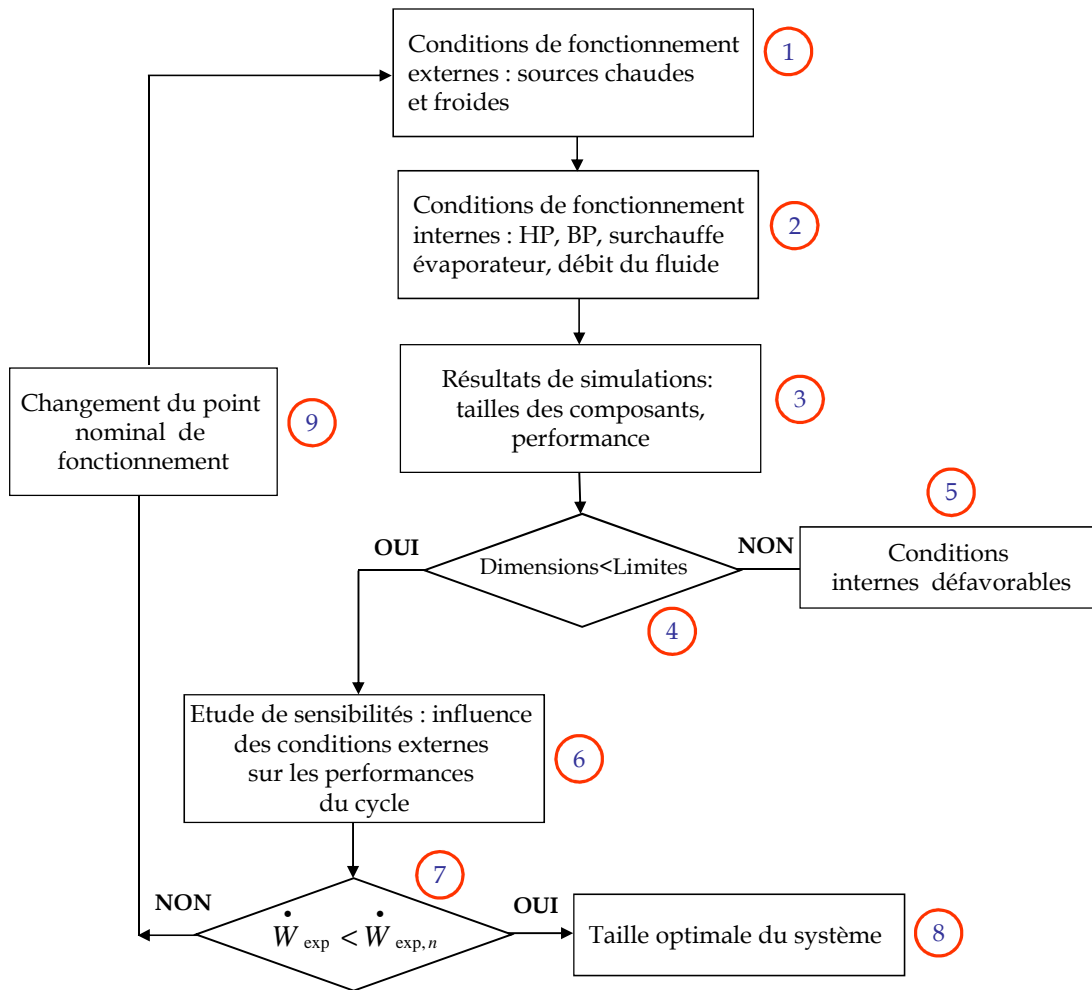


Figure 4-6 Schéma de la méthode de dimensionnement du cycle de Rankine

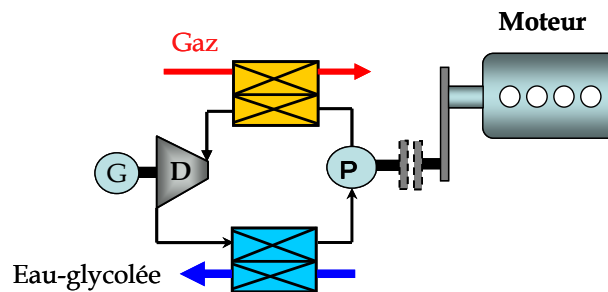


Figure 4-7 Architecture du système de Rankine

4.2.3.3 Boucle avec un condenseur à eau indépendant

Le schéma du modèle est représenté sur la figure 4-1. L'étude du dimensionnement de la boucle de Rankine a été réalisée sur un point nominal de fonctionnement du moteur thermique correspondant à une température des gaz d'échappement de 718 °C et à un

débit massique de $220 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. La température de l'eau glycolée dans le condenseur est égale à $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Un débit de l'ordre de $0,9 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a été imposé sur le condenseur. Cette valeur correspond au débit nécessaire pour évacuer la puissance totale du condenseur. Dans le but de choisir les paramètres internes optimaux de la boucle, nous avons évalué les performances de la boucle pour les valeurs suivantes :

- Haute pression (bar) : 15 ; 20 ; 25 ; 30
- Basse pression (bar) : 0,9 ; 1 ; 1,2 ; 1,3
- Température du fluide en aval de l'évaporateur ($^\circ\text{C}$) : 250 ; 300 ; 350

Afin de réaliser l'étude de dimensionnement, les régimes de rotation de la pompe et de la machine de détente sont fixes et égaux à $1800 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ et $3500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ respectivement.

Une étude préliminaire de la dimension de l'évaporateur a montré que le débit maximal autorisé du fluide est de l'ordre de $15 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. Ainsi, quatre valeurs de débit massique dans la boucle de Rankine ont été supposées : 5 ; 8 ; 11 et $15 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

La méthode de dimensionnement implique de limiter les dimensions des composants selon la place disponible sous le capot du véhicule automobile. En premier lieu, cette limitation concerne la dimension de l'évaporateur puisqu'il est intégré dans la ligne d'échappement. Etant donné que deux dimensions de l'échangeur sont fixes, la largeur et la longueur de l'échangeur (cf. chapitre 2), une troisième dimension, la longueur des tubes, reste libre pour effectuer l'étude de dimensionnement. Cette troisième dimension correspond à la longueur des tubes dont la valeur maximale est fixée à 94 mm . Afin d'éviter une augmentation de la consommation du moteur thermique à cause de l'effet de la contre pression d'échappement, une valeur maximale de perte de charge des gaz d'échappement est imposée et égale à 50 mbar .

La dimension de la machine de détente et de la pompe est caractérisée par leurs cylindrées respectives. Selon la place disponible dans une automobile, la cylindrée maximale de la machine de détente a été estimée de l'ordre de 160 cm^3 pour une cylindrée unitaire de 32 cm^3 . Le choix de la pompe n'est pas prioritaire. Sa dimension doit être adaptée au besoin du système en débit et en pression.

Nous estimions la longueur d'une plaque du condenseur en gardant constantes la largeur et la hauteur de l'échangeur (cf. chapitre 2). Un condenseur existant a été choisi pour la boucle de Rankine avec la longueur maximale de plaques de 140 mm . Cette valeur correspond à la longueur maximale des plaques du condenseur.

Un des critères principaux de dimensionnement est la maximisation de la puissance nette produite lors du cycle. Il est nécessaire, sous contrainte, de ne pas dépasser les limites imposées des dimensions de composants.

Ainsi, ces paramètres ont été utilisés dans la modélisation du système de Rankine sous EES. Le sketch du modèle de la boucle avec un condenseur indépendant du circuit de refroidissement du moteur thermique est présenté sur la figure 4-8. Les paramètres encadrés sur le sketch sont les variables du modèle. Nous retrouvons sur le sketch du modèle les mêmes paramètres que sur le schéma du modèle représenté sur la figure 4-6. Il sera lu les paramètres internes, en rose, les paramètres externes, en noir gras, et les paramètres géométriques, en bleu.

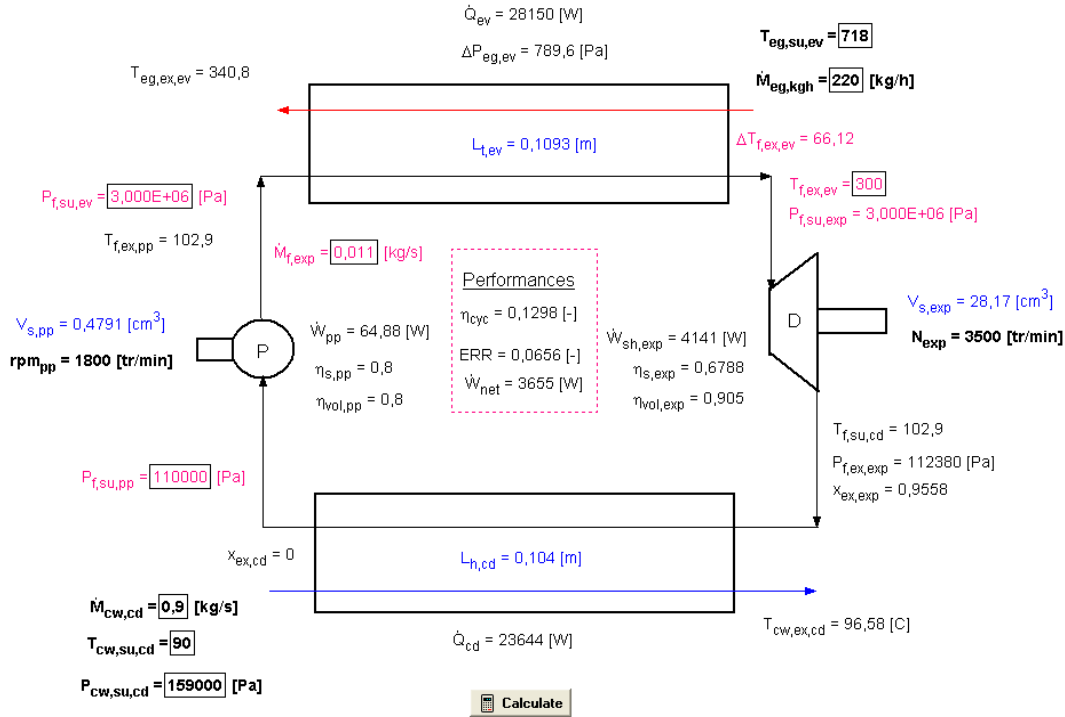


Figure 4-8 Sketch du modèle de la boucle de Rankine sous EES

La puissance nette produite par la boucle est définie comme étant la différence entre la puissance produite sur l'arbre de la machine de détente et la puissance mécanique consommée par la pompe (cf. équation (4-5)).

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pp} \quad (4-5)$$

\dot{W}_{pp} Puissance consommée par la pompe, W

\dot{W}_{exp} Puissance délivrée par la machine de détente, W

La puissance de la machine de détente a été définie dans le chapitre 3 selon les équations (3-14)-(3-19). Elle dépend du rapport des pressions et du débit du fluide. La puissance de la pompe est définie par l'équation (4-2).

Le rendement du cycle est défini comme la puissance nette rapportée à la puissance de l'évaporateur, et est calculé par l'équation (4-6).

$$\eta_{cyc} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (4-6)$$

4.2.3.3.1 Analyse du dimensionnement de la boucle de Rankine

Selon la figure 4-9, la puissance nette est d'autant plus importante que le débit et le rapport des pressions imposés par le couple machine de détente et la pompe, sont élevés. Nous constatons que la puissance nette du cycle de 5 kW peut être atteinte. Selon la figure 4-10, la puissance nette s'accroît avec une augmentation de la température du fluide de travail à la sortie de l'évaporateur. Ainsi, le niveau de puissance dépend du choix de l'évaporateur, de la machine de détente et de la pompe.

Le rendement du système de récupération d'énergie est défini par l'équation (4-6). Le rendement du système dépend du débit du fluide et du rapport des pressions dans la boucle (cf. figure 4-11). Le rendement du cycle de Rankine dépend de la puissance nette, il augmente avec le débit du fluide et du rapport des pressions. Ainsi, la plus grande puissance nette correspond au rendement plus élevé.

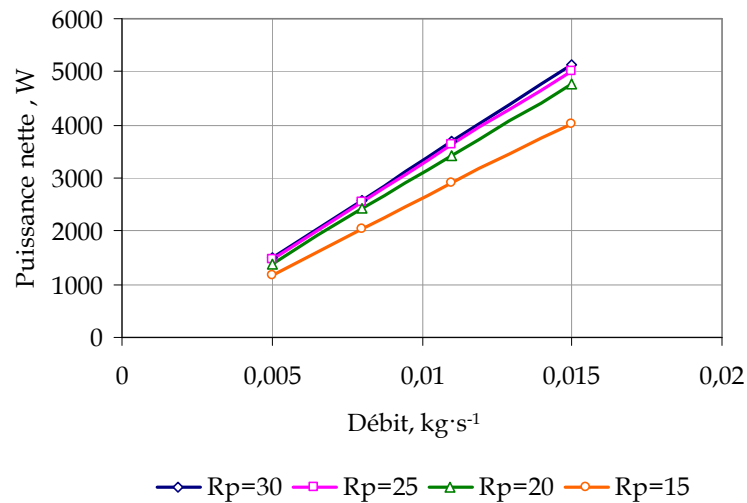


Figure 4-9 Evolution de la puissance nette du cycle en fonction du rapport des pressions et du débit du fluide. $T_{f,su,exp} = 300^{\circ}\text{C}$, $BP = 1 \text{ bar}$.

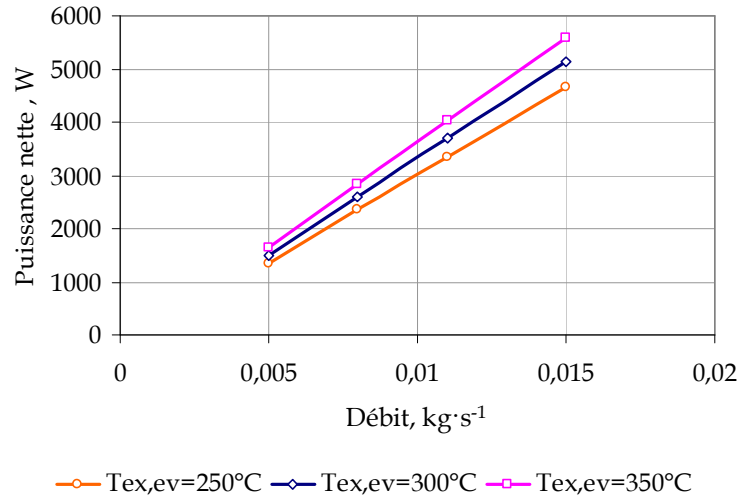


Figure 4-10 Evolution de la puissance nette du cycle en fonction de la température du fluide à la sortie de l'évaporateur et du débit. Rapport des pressions=30.

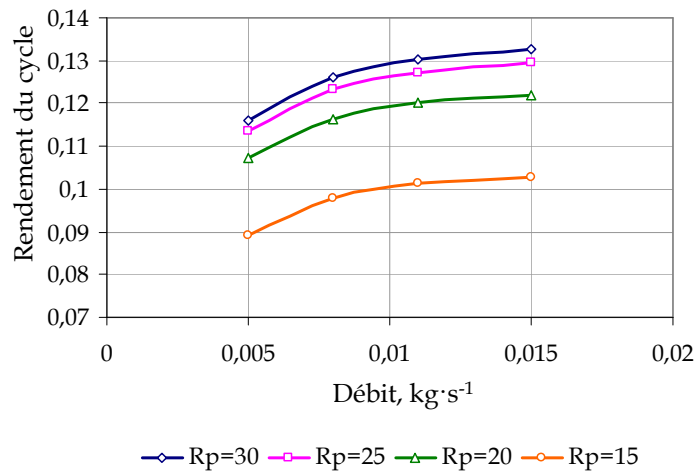


Figure 4-11 Evolution du rendement du cycle en fonction du débit, du rapport des pressions.
T_{f, su, exp} = 300°C

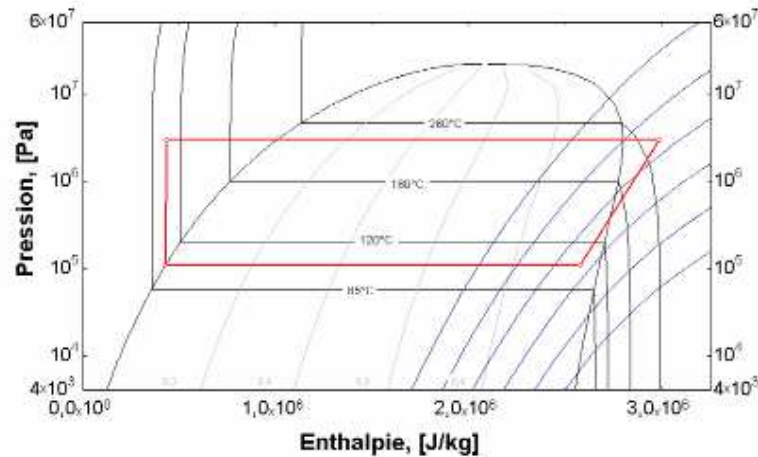


Figure 4-12 Diagramme Ph du cycle de Rankine. Rapport des pressions=30

Dans le cadre d'une étude de dimensionnement, une évolution de la dimension de l'évaporateur en fonction du débit de fluide, du rapport des pressions et de la température de fluide à la sortie de l'échangeur, a été étudiée (cf. figure 4-13). Il est évident que la dimension de l'évaporateur s'accroît avec une augmentation du débit, puisque la puissance à échanger augmente (cf. équations (2-1)-(2-3)). Une augmentation de la dimension de l'évaporateur avec une augmentation du rapport des pressions est aussi observée. Cela est dû à un élargissement de la zone de préchauffage du fluide (zone liquide) en fonction d'une augmentation de la haute pression (cf. figure 4-12). La longueur de l'évaporateur est aussi influencée par la température du fluide à la sortie de l'échangeur. Ainsi, afin de surchauffer d'avantage le fluide, un évaporateur plus grand est nécessaire. Nous notons également que l'influence de la température du fluide est plus forte pour des débits de fluide plus élevés.

Pour illustrer la limite de la dimension maximale, une ligne rouge a été rajoutée sur la figure 4-13. Ainsi, toutes les longueurs de l'évaporateur situées en dessous de cette ligne, sont acceptables. En se basant sur cette limite, nous constatons que le débit dans le système doit être inférieur à 11 g s^{-1} afin que la dimension de l'évaporateur soit convenable.

L'évolution de la perte de charge des gaz d'échappement est représentée sur la figure 4-14. Au premier regard des courbes, nous constatons que la valeur de la perte de charge ne dépasse pas la limite autorisée dans chacun des cas considérés. Il faut noter que pour un échangeur de type à faisceau de tubes, la perte de charge dépend de la longueur de tubes et du nombre de tubes. Dans notre cas, le nombre de tubes ne varie pas. Ainsi, selon l'équation (2-55), une augmentation de la longueur de tubes due à une hausse de la haute pression, induit une diminution de la vitesse massique des gaz à travers des tubes, et par conséquent, une baisse de la perte de charge. En outre, une diminution de la perte de charge avec une augmentation de la température du fluide peut être observée. Une augmentation du débit du fluide a un effet positif sur la valeur de la perte de charge. Ainsi, afin de diminuer la perte de charge des gaz d'échappement, un débit le plus élevé doit être assuré. En conclusion, une augmentation de la température du fluide, du débit et du rapport des pressions favorise une diminution de la perte de charge. De ce fait, un

rapport des pressions égal à 30 semble le plus intéressant pour le dimensionnement de l'évaporateur sous contrainte de ne pas dépasser un débit du fluide de 11 g s^{-1} .

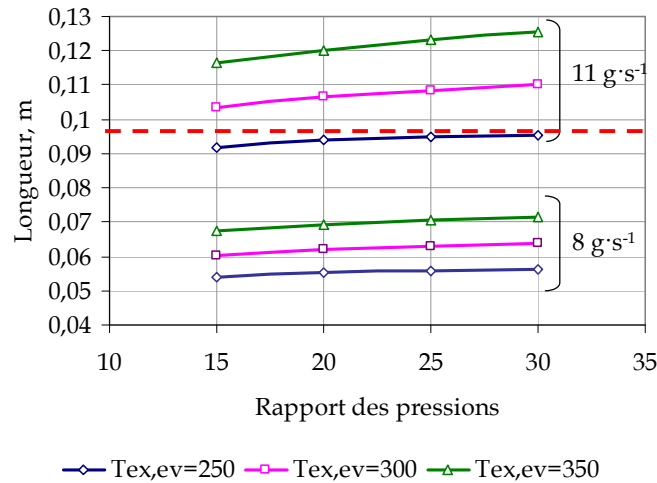


Figure 4-13 Evolution de la longueur de l'évaporateur en fonction du débit de fluide, du rapport des pressions et de la température de fluide à la sortie d'évaporateur. BP=1bar

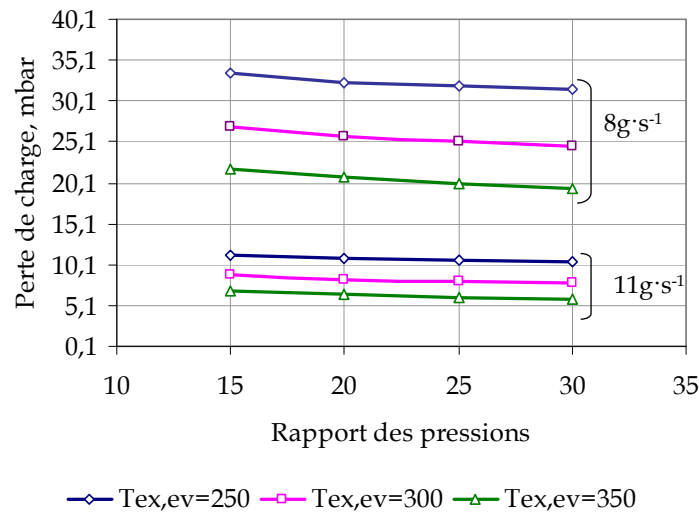


Figure 4-14 Evolution de la perte de charge des gaz d'échappement en fonction du débit de fluide, du rapport des pressions et de la température de fluide à la sortie d'évaporateur. BP=1 bar

La dimension de la machine de détente dépend fortement de la température du fluide de travail à l'entrée de la machine et du rapport des pressions sur la machine (cf. figure 4-15). La dimension de la machine de détente diminue lorsque la pression d'entrée augmente ; ceci est dû à une augmentation de la densité du fluide de travail (cf. équation (4-7)). De ce point de vue, un rapport des pressions de 30 est optimal puisqu'il offre la machine la plus petite. Au regard des courbes sur la figure 4-15, une baisse de la température du fluide en amont de la machine de détente implique une diminution de la cylindrée de la machine. Comme dans le cas de l'évaporateur, la ligne rouge représente la dimension maximale

autorisée du composant. Il est constaté que pour notre application le débit du fluide ne doit pas dépasser $11 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ (cf. figure 4-16), ce qui correspond à la limite du débit pour l'évaporateur. De plus, un débit plus faible dans la boucle nécessite une machine de détente plus petite (cf. figure 4-16). Une diminution de la dimension de la machine de détente induit une diminution de la puissance nette sur son arbre. Selon la figure 4-17, une baisse considérable de la puissance de l'ordre de 4 kW s'observe lorsque le débit diminue de $10 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$.

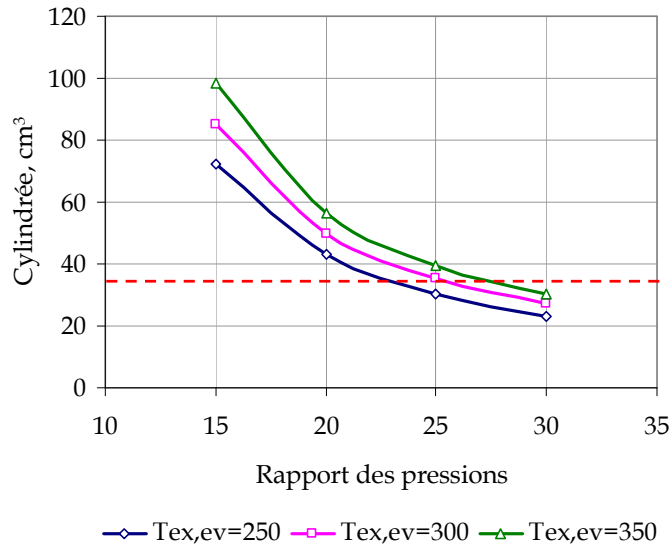


Figure 4-15 Evolution de la cylindrée de la machine de détente en fonction de la température d'entrée de fluide et du rapport des pressions. BP=1 bar, débit= $11 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$, $N_{\text{exp}}=3500 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$

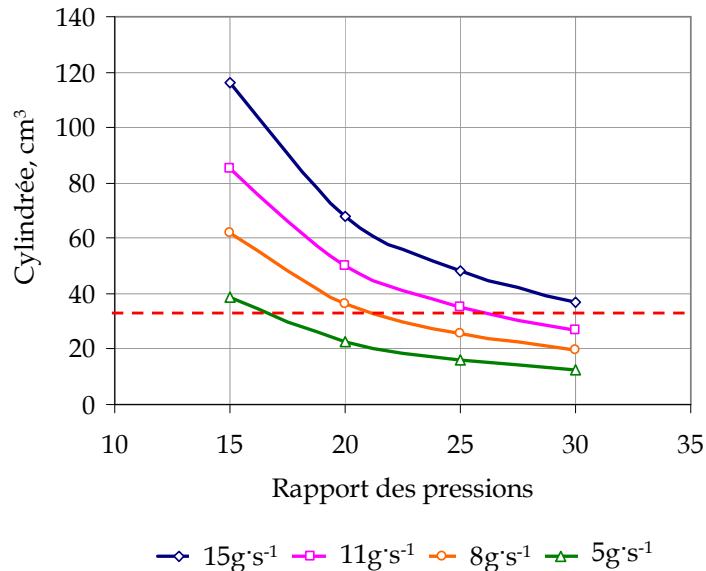


Figure 4-16 Evolution de la cylindrée de la machine de détente en fonction du débit de fluide et du rapport des pressions. BP=1 bar, débit= $11 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$, $N_{\text{exp}}=3500 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$

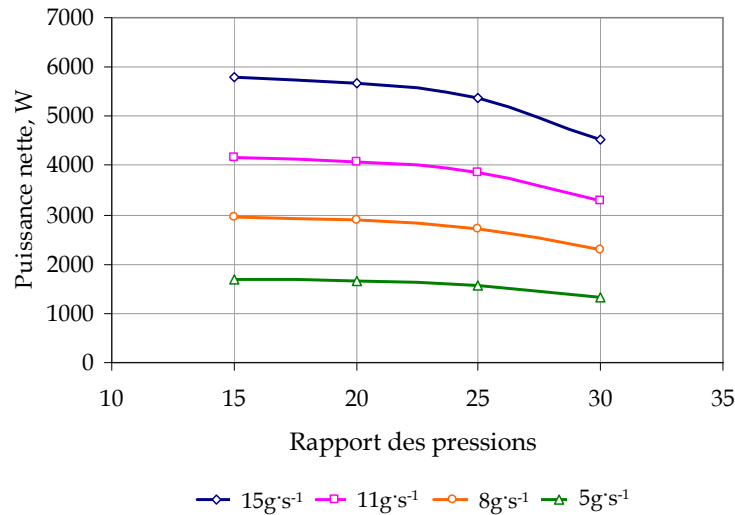


Figure 4-17 Evolution de la puissance nette sur l'arbre de la machine de détente en fonction du débit de fluide et du rapport des pressions. BP=1 bar, N_{exp}= 3500 tr min⁻¹

En conclusion, afin de choisir une dimension convenable pour la machine de détente pour notre application, un compromis entre la puissance produite et la dimension de la machine doit être fait. En vue de produire plus de puissance, une machine dimensionnée pour un rapport des pressions de 30, capable de travailler sur des débits moins élevés que 11 g s⁻¹ et une température de fluide en aval de l'évaporateur de 300 °C, doit être retenue dans cette étude.

La dimension du condenseur est très influencée par les conditions du fluide de travail à la sortie de la machine de détente. Nous remarquons sur la figure 4-18 que la dimension du condenseur diminue avec une augmentation du rapport des pressions. Cela est dû à une diminution de la dimension de la machine de détente et, par conséquent, de l'enthalpie du fluide à la sortie de la machine. Ainsi, la puissance du condenseur diminue ce qui nécessite un condenseur plus petit (cf. figure 4-12). En somme, la dimension du condenseur dépend fortement de la dimension de la machine de détente. Cependant, la dimension du condenseur est aussi influencée par la basse pression (cf. figure 4-19).

L'étude d'influence de la basse pression sur les dimensions du condenseur a été réalisée. Selon la figure 4-12, une augmentation de la basse pression induit une diminution de la différence des enthalpies du fluide à l'entrée et à la sortie du condenseur et, par conséquent, la dimension du condenseur diminue. Afin d'assurer une dimension d'échangeur convenable correspondant à un débit de fluide égal à 11 g s⁻¹, la pression minimale de la condensation du fluide doit être de l'ordre de 1 bar. Afin d'assurer l'étanchéité nécessaire de la boucle de Rankine, une basse pression supérieure à 1 bar est préférable.

La ligne rouge sur la figure 4-18 et la figure 4-19 montre la position de la longueur maximale des plaques. Selon cette ligne, nous notons que le débit dans le condenseur ne doit pas dépasser 11 g s⁻¹. La dimension du condenseur la plus proche de cette ligne correspond à un rapport des pressions égal à 30 et une température de fluide en aval de l'évaporateur égale à 300°C.

Nous avons vu que le débit massique du fluide de travail dans la boucle de Rankine influe beaucoup sur les performances des composants. La pompe assure un bon débit de fluide c'est pourquoi le choix de sa cylindrée est important. Selon la figure 4-20, la dimension de pompe dépend fortement du débit dans la boucle et s'accroît avec le débit. La dimension de pompe n'est pas sensible à la haute pression dans la boucle mais augmente légèrement avec la basse pression. Etant donné que la puissance de la machine de détente dépend fortement du débit de fluide, c'est le choix de la machine qui impose le choix de la pompe. Ainsi, un débit maximal de l'ordre de $11 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ demandé par la machine choisie impose une cylindrée de la pompe de $0,48 \text{ cm}^3$.

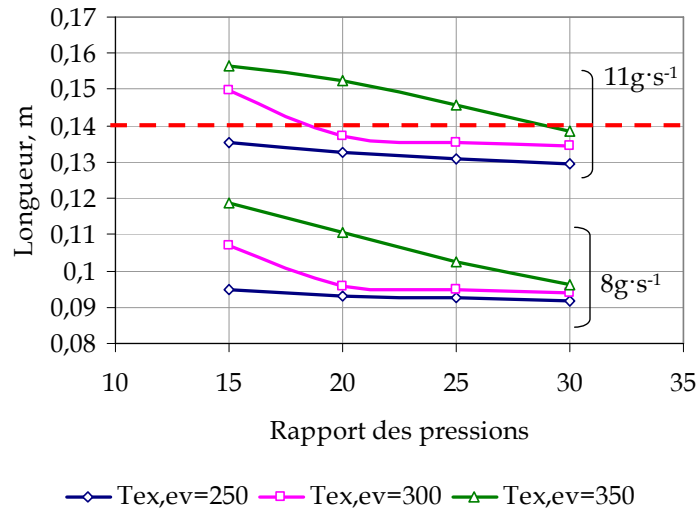


Figure 4-18 Evolution de la longueur du condenseur en fonction du débit de fluide, du rapport des pressions et de la température de fluide à la sortie d'évaporateur. BP=1 bar

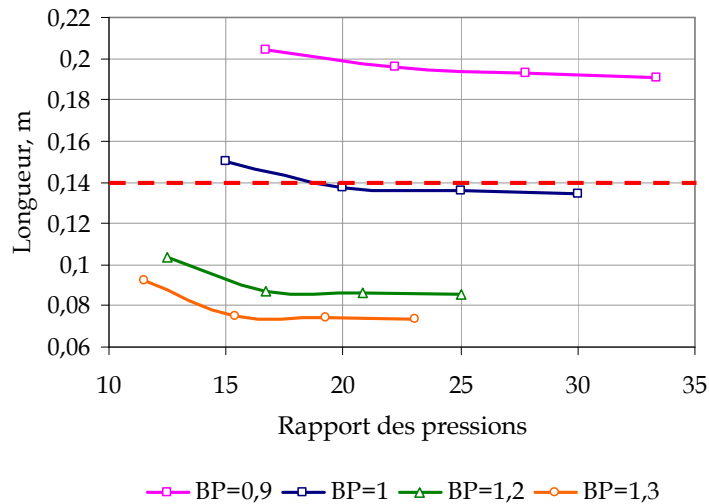


Figure 4-19 Evolution de la longueur du condenseur en fonction des basse et haute pressions. Débit= $11 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, $T_{f,su,exp}=300 \text{ }^{\circ}\text{C}$

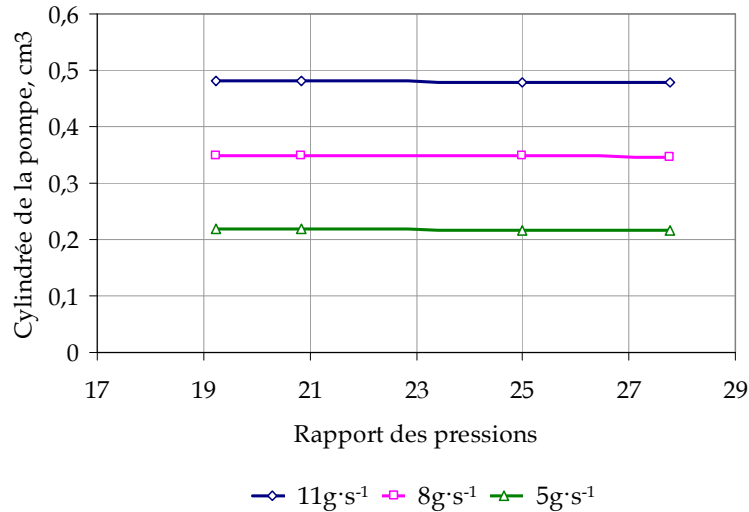


Figure 4-20 Evolution de la cylindrée de la pompe en fonction du débit et du rapport des pressions. HP= 25 bar, $T_{f,su,exp}$ = 300 °C, N_{pp} = 1800 tr min⁻¹

L'analyse de sensibilité des dimensions de composants aux paramètres internes du cycle a été réalisée. Il en résulte que le rapport des pressions imposé par la machine de détente égale à 30 permet de maximiser la puissance produite lors du cycle. La contrainte de dimension de la machine de détente impose un débit optimal dans la boucle de l'ordre de 10,2 g s⁻¹. Une température du fluide en aval de l'évaporateur de 300 °C semble optimale pour les dimensions des deux échangeurs de chaleur. Ainsi, un point de dimensionnement optimal du cycle de Rankine a été déterminé. Sur ce point, le système de Rankine assure une puissance nette maximale grâce aux dimensions des composants suivantes :

- Cylindrée de la pompe de 0,443 cm³
- Cylindrée unitaire de la machine de détente de 26 cm³
- Longueur des tubes de l'évaporateur de 94 mm
- Longueur des plaques du condenseur de 95,3 mm.

Les performances de ce système sur d'autres points de fonctionnement du moteur thermique doivent être vérifiées afin de valider ce dimensionnement. Cette étude est présentée dans le paragraphe 4.2.4.2.

4.2.3.4 Boucle avec un condenseur intégré

Pour cette étude, le point nominal de fonctionnement du moteur est toujours le même (la température et le débit des gaz d'échappement égaux à 718 °C et 220 kg·h⁻¹ respectivement). Etant donné que le condenseur de la boucle de Rankine est intégré dans la branche de l'aérotherme du circuit de refroidissement du moteur (cf. figure 4-4), le débit et la température de l'eau-glycolée ont été déterminés pour le point nominal du moteur et sont égaux à 98 °C et 0,2194 g s⁻¹.

Afin de ne pas pénaliser le fonctionnement du circuit de refroidissement du moteur thermique, une étude de la capacité à évacuer des calories supplémentaires apportées par

la boucle de Rankine doit être réalisée. Pour cette étude, nous avons supposé que le système de climatisation n'est pas utilisé. La température de l'air extérieur est de 25 °C. Pour le point de fonctionnement donné, une première estimation de la capacité du système de refroidissement du moteur a montré qu'une puissance maximale de l'ordre de 10 kW peut être échangée sur le condenseur à eau sous certaines contraintes. Par rapport au cas précédent, cette puissance est trois fois plus petite. En tenant compte d'un rendement thermique du cycle de Rankine de l'ordre de 10 %, on peut conclure que la puissance cédée à l'évaporateur est aussi divisée par trois par rapport au cas précédent. Cela implique une diminution de la dimension de l'évaporateur. Une diminution de la puissance des échangeurs de chaleur implique une baisse du débit dans la boucle. Il en ressort que la machine de détente dimensionnée pour le cas précédent n'est plus adaptée. Ainsi, une étude de redimensionnement de la boucle de Rankine est nécessaire.

Etant donné que le modèle de l'évaporateur a été recalé sur les données fournies par le fabricant, il est préférable de garder la même géométrie d'échangeur. Dans ce cas, une diminution de la puissance de l'évaporateur induit une diminution de la longueur des tubes. Pour le même débit des gaz d'échappement, une augmentation de la perte de charge des gaz d'échappement s'observe lorsque la longueur des tubes diminue. Afin de diminuer la perte de charge sur les gaz d'échappement dans l'évaporateur en gardant la même géométrie de l'évaporateur, un by-pass des gaz d'échappement peut être considéré. Le by-pass permet de diminuer le débit des gaz passant à travers l'échangeur. Ainsi, pour notre cas, le débit des gaz a été réduit par trois.

Le modèle du condenseur permet de définir la longueur des plaques. En vue de réduire la perte de charge du fluide de travail dans le condenseur, les mêmes dimensions ont été conservées. En revanche, avec une augmentation de la température du deuxième fluide dans le condenseur, la basse pression dans la boucle de Rankine doit être augmentée afin de permettre un échange correct entre les deux fluides. Ainsi, une basse pression minimale acceptable dans la boucle a été estimée à 1,35 bar.

Grâce aux corrections apportées dans le modèle de boucle de Rankine, une étude de dimensionnement du système équipé d'un condenseur à eau intégrée dans le circuit de refroidissement du moteur a été réalisée.

4.2.3.4.1 Analyse du dimensionnement de la boucle de Rankine

En appliquant la méthode de dimensionnement décrite ci-dessus, plusieurs dimensions du système de Rankine ont été obtenues. Les limites des dimensions des composants sont les mêmes que pour l'étude précédent, soit :

- Longueur maximale des tubes de l'évaporateur de 94 mm
- Longueur maximale des plaques du condenseur de 140 mm
- Cylindrée maximale de la machine de détente de 160 cm³

La variation des paramètres internes de la boucle de Rankine a été effectuée selon le tableau 4-4.

Tableau 4-4 Paramètres internes pour une étude de dimensionnement de la boucle avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du moteur

Haute pression, bar	15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35
Basse pression, bar	1,35 ; 1,45 ; 1,55
Débit du fluide, kg·s ⁻¹	2,5 ; 3,0 ; 3,7

Selon la figure 4-21, la puissance nette s'accroît avec une augmentation du débit de fluide et du rapport des pressions. Elle atteint son maximum pour un rapport des pressions égal à 25,9 et un débit de fluide égal à 3,7 g s⁻¹. La puissance nette la plus élevée est caractérisée par un débit le plus fort. Le rendement du cycle calculé pour les dimensions différentes des composants, suit les mêmes évolutions en fonction du débit de fluide et du rapport des pressions (cf. figure 4-22). Ainsi, il est intéressant de dimensionner le système pour ce point de la performance maximale. Afin de vérifier que les dimensions des composants sont acceptables pour ce point, l'évolution de leurs dimensions a été étudiée.

Au regard des courbes sur la figure 4-23 et la figure 4-24, on constate que la dimension de l'évaporateur et la perte de charge des gaz d'échappement subit la même évolution que dans l'étude précédente. Cependant, nous pouvons remarquer une diminution légère de la longueur des tubes avec une augmentation du rapport des pressions. Cette évolution est due aux débits de fluide plus faibles par rapport au cas précédent. Par conséquent, l'influence du débit sur la dimension de l'évaporateur est plus forte. Notons que pour un débit élevé, un évaporateur plus grand est nécessaire. De plus, la dimension de l'évaporateur est d'autant plus importante que la température du fluide en aval de l'évaporateur est élevée. En outre, la longueur des tubes ne dépasse la valeur maximale dans aucun des cas considéré. La perte de charge des gaz d'échappement baisse lorsque la température et le débit de fluide augmentent. En conclusion, un évaporateur permettant de surchauffer le fluide jusqu'à 300 °C et ayant la capacité de faire passer le débit le plus élevé possible, peut être utilisé dans la boucle de Rankine considérée. Ainsi, pour ces conditions, la longueur des tubes a été définie et correspond à 50 mm.

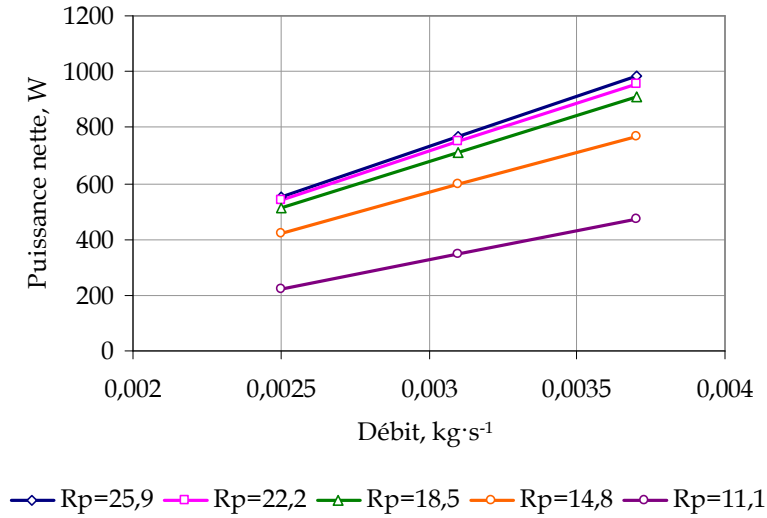


Figure 4-21 Evolution de la puissance nette du cycle en fonction du rapport des pressions et du débit de fluide. $T_{f,su,exp}=300\text{ °C}$

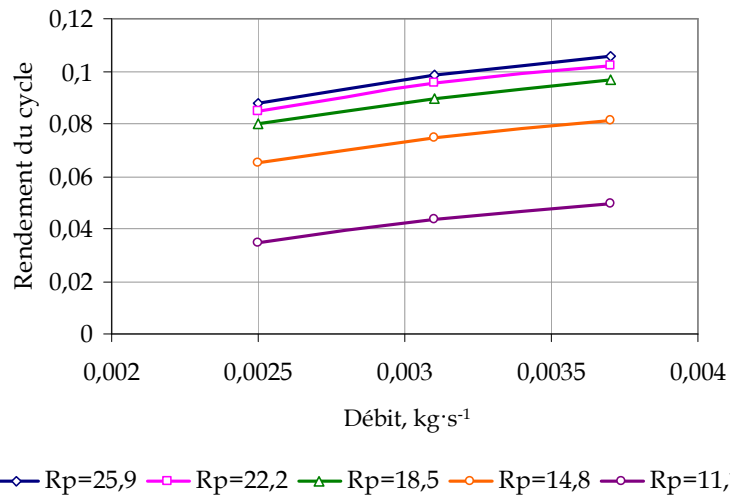


Figure 4-22 Evolution du rendement du cycle en fonction du rapport des pressions et du débit de fluide. $T_{f,su,exp}=300\text{ °C}$

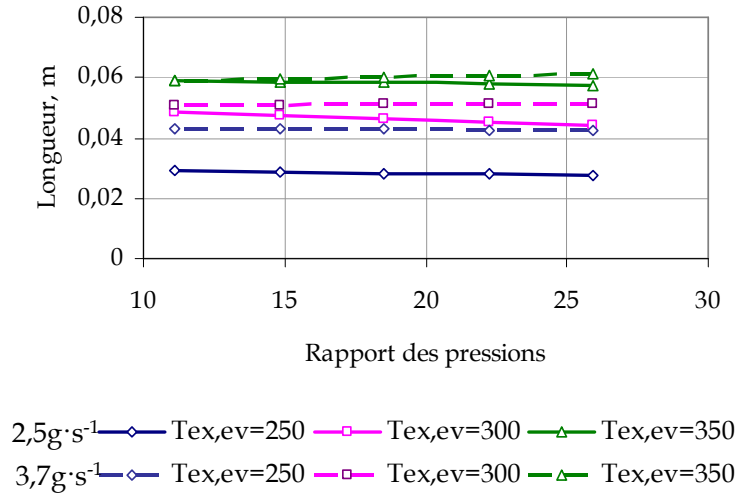


Figure 4-23 Evolution de la longueur d'évaporateur en fonction du rapport des pressions et du débit de fluide

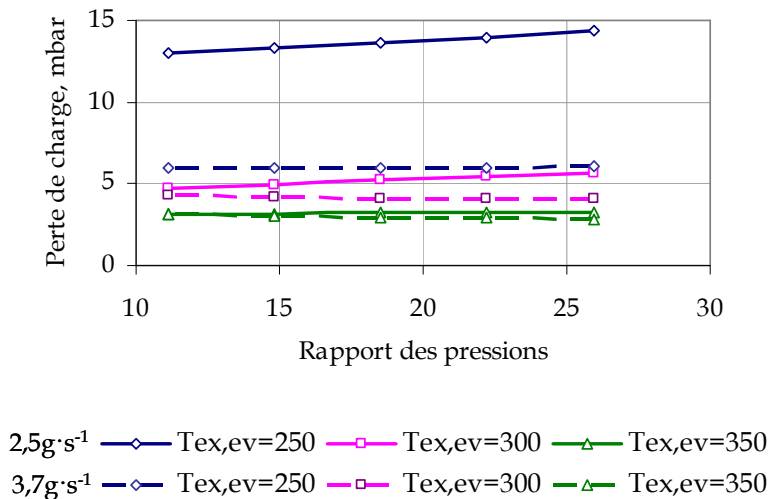


Figure 4-24 Evolution de la perte de charge des gaz d'échappement en fonction du rapport des pressions et du débit de fluide

En analysant les courbes d'évolution de la cylindrée de la machine de détente, présentés sur la figure 4-25 et la figure 4-26, nous constatons que la dimension de la machine diminue considérablement avec une augmentation du rapport des pressions. De plus, la majorité des dimensions possibles se trouve en dessous de la ligne rouge représentant la limite établie de la cylindrée. D'autre part, la machine la plus petite correspond au rapport des pressions le plus élevé. Afin de produire plus de puissance, le débit de fluide dans la machine doit être le plus élevé possible (cf. figure 4-27). Ainsi, une cylindrée de $8,1 \text{ cm}^3$ définie pour le rapport des pressions le plus élevé, semble convenable pour notre application.

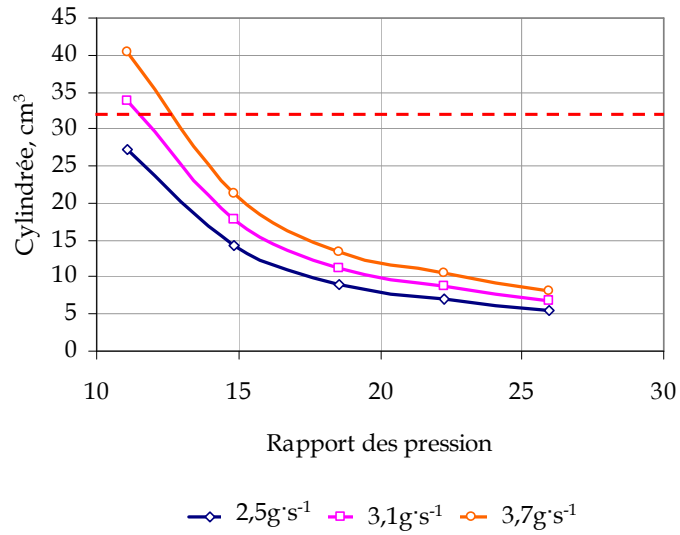


Figure 4-25 Evolution de la cylindrée de la machine de détente en fonction du débit et du rapport des pressions. $T_{f,suexp}=300^{\circ}\text{C}$, BP=1 bar

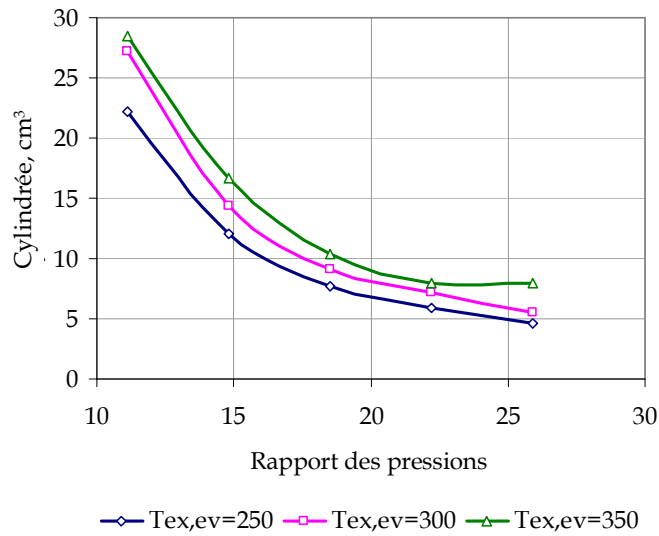


Figure 4-26 Evolution de la cylindrée de la machine de détente en fonction du rapport des pressions et de la température de fluide à la sortie d'évaporateur. Débit égale à 3,1g s⁻¹

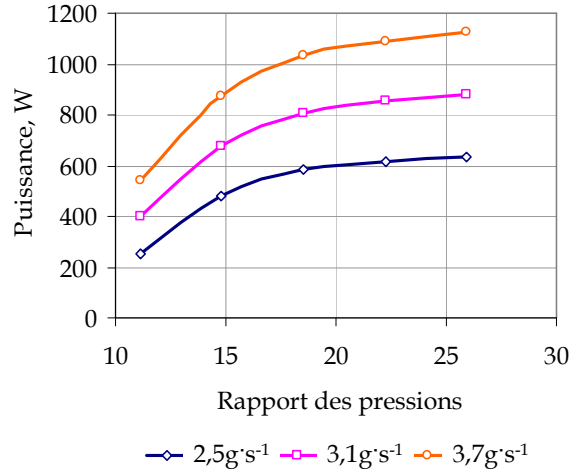


Figure 4-27 Evolution de la puissance sur l'arbre de la machine de détente. $T_{f,su,exp}=300^{\circ}\text{C}$

La dimension du condenseur augmente avec une hausse du débit et de la température de fluide en aval de l'évaporateur (cf. figure 4-28). Pourtant, une diminution de la dimension du condenseur est nettement observée lorsque le rapport des pressions augmente. Bien que la longueur des plaques du condenseur augmente avec une baisse de la basse pression, sa valeur reste dans la plage acceptable (cf. figure 4-29). Ainsi, pour un rapport des pressions élevé et un débit de $3,7 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$, la dimension du condenseur est convenable. Pour notre application, une longueur des plaques du condenseur égale à 90 mm a été retenue.

La dimension de la pompe augmente avec une augmentation du débit dans la boucle (cf. figure 4-30). En tenant compte du débit le plus grand possible dans la boucle de Rankine, une cylindrée de la pompe de l'ordre de $0,16 \text{ cm}^3$ est définie.

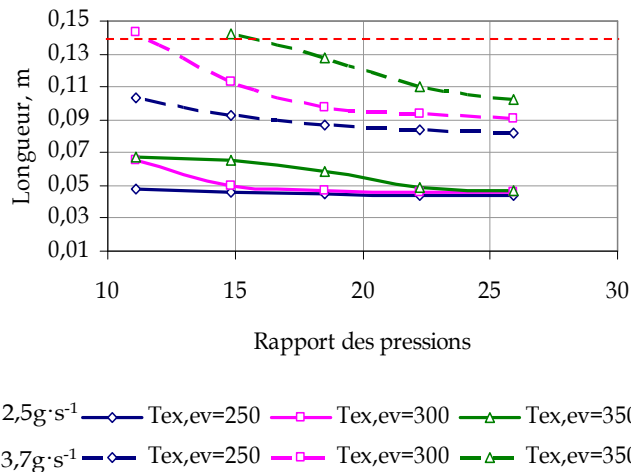


Figure 4-28 Evolution de la longueur du condenseur en fonction du rapport des pressions et du débit de fluide

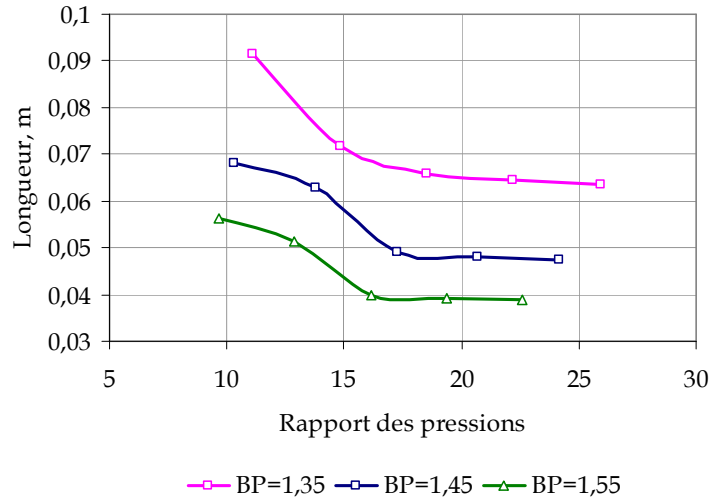


Figure 4-29 Evolution de la dimension du condenseur en fonction des basse et haute pressions

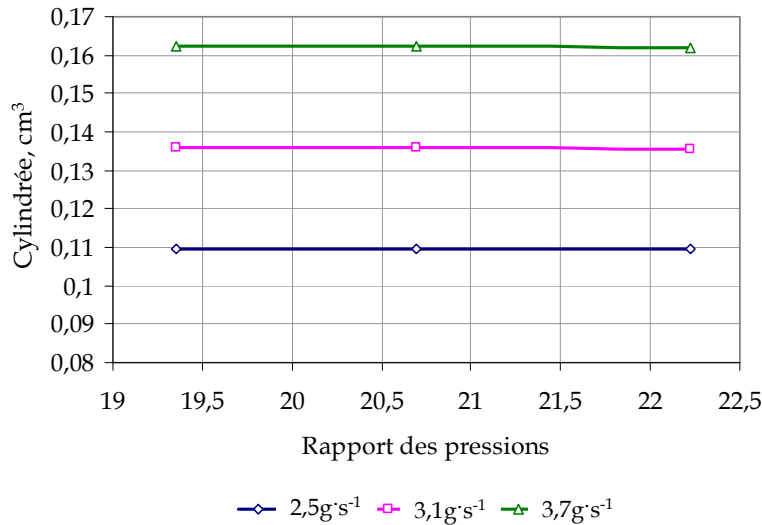


Figure 4-30 Evolution de la cylindrée de la pompe en fonction du débit et du rapport des pressions

L'étude du dimensionnement de la boucle de Rankine avec un condenseur à eau intégré dans le circuit de refroidissement du moteur thermique a montré que la contrainte de dimensions des composants n'intervient pas. En vue d'augmenter la puissance produite lors du cycle, le dimensionnement du système a été réalisé pour un rapport des pressions de 27,5 et un débit de 3,5 g·s⁻¹. Ainsi, les dimensions suivantes ont été retenues lors de cette étude :

- Longueur des tubes de l'évaporateur de 50 mm
- Longueur des plaques du condenseur de 90 mm
- Cylindrée unitaire de la machine de détente de 8,1 cm³
- Cylindrée de la pompe de 0,16 cm³.

4.2.4 Etude de sensibilité de la boucle de Rankine

Dans le cadre de l'étude du système basé sur un cycle de Rankine, deux types de sensibilité ont été étudiés :

- Sensibilité internes de la boucle concernant l'étude d'influence des paramètres de la machine de détente et de la pompe ;
- Sensibilité externes à la boucle concernant l'influence des conditions externes de fonctionnement comme l'évolution du flux d'enthalpie des gaz d'échappement et des conditions de l'eau-glycolée dans le condenseur.

Le modèle de simulation (modèle détaillé) du système devient trop compliqué pour une étude de sensibilité. Effectivement, les modèles d'échangeurs de chaleur prennent en compte l'évaluation des coefficients de transfert de chaleur et de la perte de charge. Une simplification de ces modèles est indispensable en vue d'alléger le temps de calcul. Ainsi, l'étude de sensibilité a été réalisée sur un modèle simplifié du cycle de Rankine.

4.2.4.1 Modèle simplifié de la boucle de Rankine

Le modèle simplifié de la boucle de Rankine tient compte :

- des surfaces d'échange globales des échangeurs de chaleur exprimées par les coefficients d'échange globaux AU_{ev} et AU_{cd} ,
- de la cylindrée de la machine de détente $V_{s,exp}$,
- de la cylindrée la pompe $V_{s,pp}$.

Le débit du fluide de travail dans la boucle de Rankine dépend des cylindrées des deux machines volumétriques et de leurs régimes. Il est calculé par l'équation (4-7).

$$\dot{m}_f = (\rho V_s N)_{pp} = (\rho V_s N)_{exp} \quad (4-7)$$

\dot{m}_f Débit massique de fluide, kg s⁻¹

V_s Cylindrée, m³

N Régime, tr min⁻¹

ρ Masse volumique de fluide, kg m⁻³

Les performances de la machine de détente sont définies par les cartographies des rendements isentropiques et volumétriques obtenues dans le chapitre 3. Faute d'informations sur les performances de la pompe, des rendements volumétrique et isentropique forfaitaires ont été pris en compte.

La quantité de chaleur échangée dans l'évaporateur est exprimée par l'équation (4-8).

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_f (\Delta h_{ev}) = AU_{ev} (T_{m,eg} - T_{m,f}) \quad (4-8)$$

- \dot{m}_f Débit massique du fluide de travail, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- Δh Ecart d'enthalpie du fluide de travail dans l'évaporateur, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- AU Coefficient global d'échange de chaleur, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$
- $T_{m,eg}$ Température moyenne logarithmique des gaz d'échappement, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{m,f}$ Température moyenne logarithmique de fluide, $^{\circ}\text{C}$

Les températures moyennes logarithmiques des gaz d'échappement et du fluide de travail sont calculées par les équations suivantes :

$$T_{m,eg} = \frac{(T_{eg,su} - T_{eg,ex})}{\ln\left(\frac{T_{eg,su}}{T_{eg,ex}}\right)}$$

$$T_{m,f} = \frac{(T_{f,ex} - T_{f,su})}{\ln\left(\frac{T_{f,ex}}{T_{f,su}}\right)}$$
(4-9)

- $T_{eg,su}$ Température des gaz d'échappement à l'entrée de l'échangeur, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{eg,ex}$ Température des gaz d'échappement à la sortie de l'échangeur, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{f,su}$ Température du fluide de travail à l'entrée de l'échangeur, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{f,ex}$ Température du fluide de travail à la sortie de l'échangeur, $^{\circ}\text{C}$

Il a été établi que le coefficient global d'échange dépend du débit du fluide de travail dans la boucle de Rankine [91]. Une relation permettant d'identifier les coefficients AU a été obtenue pour l'évaporateur.

$$AU_{ev} = AU_{ev,n} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,n}} \right)^{0.4}$$
(4-10)

- \dot{m}_f Débit massique du fluide de travail, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $\dot{m}_{f,n}$ Débit massique de fluide nominal, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $AU_{ev,n}$ Coefficient d'échange global correspondant au débit de fluide nominal, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$

Le débit de fluide nominal est établi pour le point nominal de fonctionnement du cycle.

De même manière, la chaleur cédée au condenseur est calculée à partir de l'équation (4-11).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_f (\Delta h_{cd}) = AU_{cd} (T_{sat} - T_{cw}) \quad (4-11)$$

\dot{m}_f	Débit massique de fluide, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Δh	Ecart d'enthalpie du fluide dans condenseur, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
AU_{cd}	Coefficient global d'échange de chaleur, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$
T_{cw}	Température de l'eau de refroidissement, $^{\circ}\text{C}$
T_{sat}	Température de saturation du fluide, $^{\circ}\text{C}$

En revanche, il a été remarqué que la valeur de coefficient AU du condenseur varie très peu avec le débit. Ce coefficient a été considéré constant dans la modélisation.

Une bouteille est placée entre le condenseur et la pompe. Ainsi, le fluide à l'entrée de cette dernière est toujours à l'état liquide.

Rappelons qu'une optimisation du système de Rankine consiste à définir la dimension des composants telle que la puissance nette du cycle soit maximale. La puissance nette est exprimée par l'équation (4-12).

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pp} \quad (4-12)$$

\dot{W}_{pp}	Puissance consommée par la pompé, W
\dot{W}_{exp}	Puissance délivrée par la machine de détente, W

La puissance de la machine de détente est définie comme la différence des enthalpies du fluide de travail à l'entrée et à la sortie de la machine de détente (cf. équation (4-13)).

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_f (h_{f,su} - h_{f,ex}) \quad (4-14)$$

$h_{f,su}$	Enthalpie du fluide de travail à l'entrée de la machine de détente, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{f,ex}$	Enthalpie du fluide de travail à la sortie de la machine de détente, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

La puissance de la pompe est définie de la même manière.

Dans le cadre de la thèse, l'étude de sensibilité du système de Rankine a été réalisée pour le cas où un condenseur à eau indépendant du circuit de refroidissement du moteur thermique est utilisé dans la boucle.

4.2.4.2 Boucle avec un condenseur à eau indépendant

4.2.4.2.1 Sensibilité aux paramètres internes de la boucle de Rankine

Pour les conditions de fonctionnement internes et externes définies pour l'étude de dimensionnement (cf. paragraphe 4.2.3.3), les dimensions de l'évaporateur et du

condenseur ont été définies. Les dimensions des échangeurs peuvent être exprimées par des valeurs des surfaces d'échange globales correspondant aux coefficients globaux de transfert de chaleur AU_{ev} et AU_{cd} . Ainsi, les dimensions de deux échangeurs peuvent être figées dans le modèle. Le modèle sert à étudier l'influence de différentes valeurs des régimes de rotation et de la cylindrée de la pompe et de la machine de détente sur les performances du cycle.

Tout d'abord, pour les échangeurs et la machine de détente définis, l'étude de l'influence de la cylindrée de la pompe a été réalisée. Il est évident qu'une augmentation de la cylindrée de la pompe se traduit par une augmentation du débit dans la boucle. Selon la figure 4-32, pour une augmentation de la cylindrée de la pompe de 10 %, le débit dans la boucle augmente constamment de 10 % (cf. équation (4-15)). En revanche, pour une machine de détente fixe, cette variation du débit induit une diminution de la haute pression de l'ordre de 0,7 % de telle sorte que la haute pression augmente d'abord puis diminue en passant par un optimum. Cet optimum correspond au rendement isentropique maximal de la machine de détente. La variation de la basse pression est constante et correspond à une augmentation de 2 %. Ces évolutions des pressions résultent d'une diminution du rapport des pressions présenté sur la figure 4-31. Une baisse du rapport des pressions d'une part et une augmentation du débit d'autre part résultent d'une évolution de la puissance nette de 0,5 % en moyenne. Nous observons également qu'un optimum de la puissance existe (cf. figure 4-31). Notons que la puissance nette baisse considérablement pour des valeurs de cylindrée de la pompe plus élevées que la valeur optimale. La valeur optimale étant de 0,4 cm³.

Une évolution du régime de rotation de la pompe de 15 % influe aussi sur le débit dans la boucle de telle sorte que le débit augmente constamment de 15%. Pour la machine de détente définie, cette augmentation du débit résulte d'une baisse de la haute pression de 4,5 % en moyenne, tandis que la basse pression augmente constamment de 2%. La variation des pressions est telle qu'il existe un rapport des pressions correspondant à la puissance optimale du cycle. Nous constatons sur la figure 4-33 que la puissance nette du cycle augmente fortement (de l'ordre de 5 %) pour des régimes de pompe peu élevés et diminue pour des régimes plus élevés en passant par un optimum égal à 4200 W. Ainsi, un régime optimal de la pompe correspondant à un rapport des pressions maximal égal à 30, est de 1800 tr min⁻¹.

L'étude de sensibilité des dimensions des composants a montré que la dimension et le régime de la pompe ont une influence importante sur la puissance nette du cycle. D'ailleurs, l'influence du régime est plus importante. Le couple optimal de paramètres, le régime et la cylindrée de la pompe, donne une puissance optimale du cycle. Ainsi, cette étude de sensibilité des performances de la boucle de Rankine au régime de la pompe et à sa cylindrée a démontré qu'un optimum des conditions internes peut être atteint grâce à un bon choix de pompe.

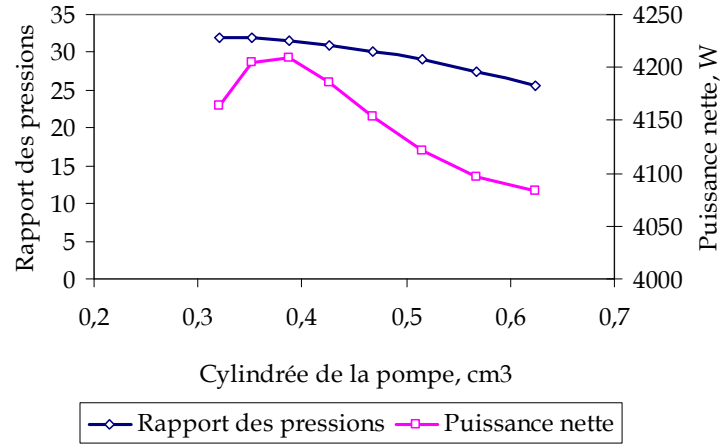


Figure 4-31 Evolution de la puissance nette et du rapport des pressions dans une boucle de Rankine vs la cylindrée de la pompe. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $N_{exp}=3500 \text{ min}^{-1}$, $N_{pp}=1800 \text{ min}^{-1}$

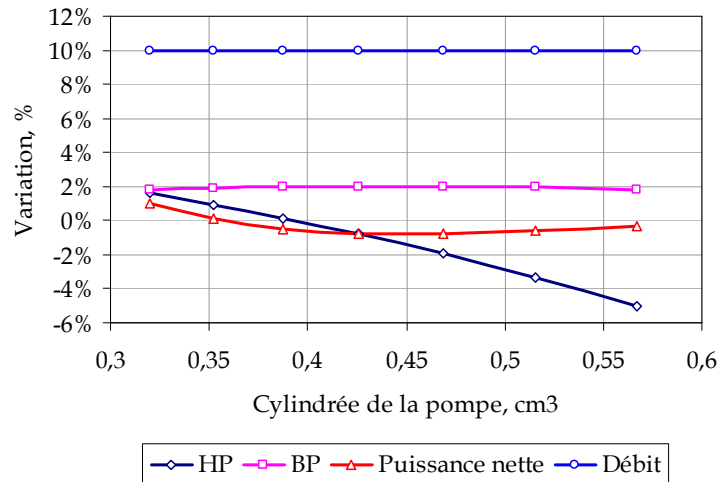


Figure 4-32 Evolution de la puissance nette, des pressions et du débit dans une boucle de Rankine correspondant à une augmentation de la cylindrée de la pompe de 10%. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $N_{exp}=3500 \text{ min}^{-1}$, $N_{pp}=1800 \text{ min}^{-1}$

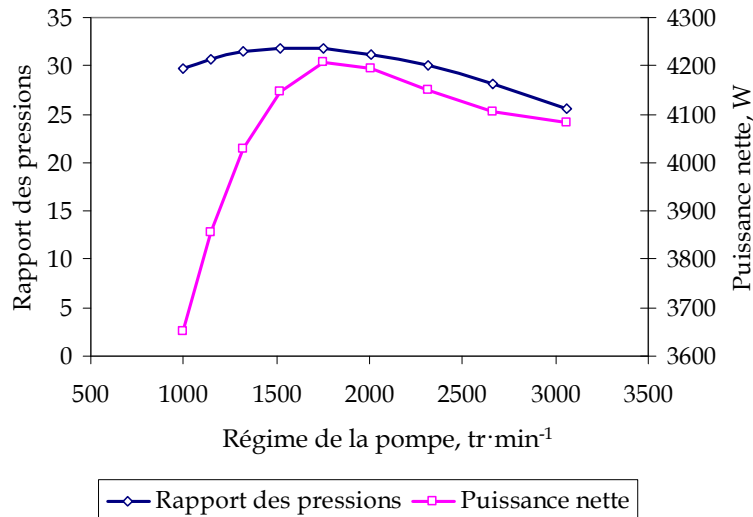


Figure 4-33 Evolution de la puissance nette et du rapport des pressions dans une boucle de Rankine vs le régime de rotation de la pompe. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $N_{exp}=3500 \text{ tr min}^{-1}$, $V_{s,pp}=0,369 \text{ cm}^3$

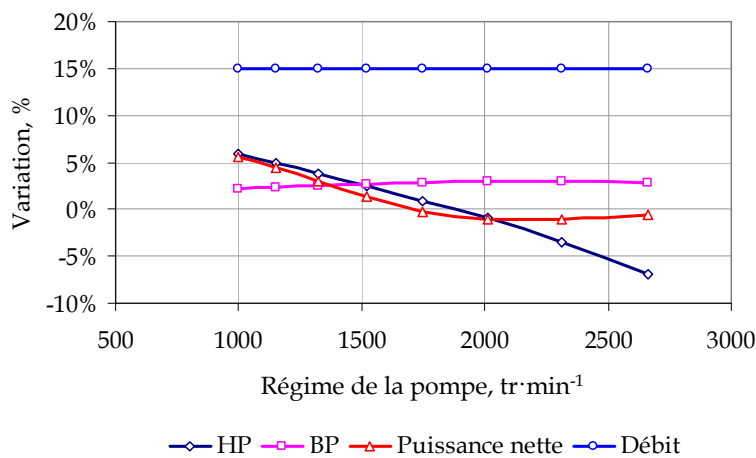


Figure 4-34 Evolution de la puissance nette, des pressions et du débit correspondant à une augmentation du régime de rotation de la pompe de 15%. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $N_{exp}=3500 \text{ tr min}^{-1}$, $V_{s,pp}=0,369 \text{ cm}^3$

Le régime de la machine de détente détermine aussi la puissance de la machine et, par conséquent, la puissance nette du cycle. Etant donné que le débit dans la boucle est figé (cf. équation (4-16)), une variation du régime de la machine de détente se traduit par une variation de la densité du fluide et de la haute pression. Ainsi, la haute pression dans la boucle de Rankine dépend du régime de la machine de détente et diminue constamment de 12 % avec une augmentation du régime de 15 % (cf. figure 4-36). En revanche, la variation de la basse pression est quasi nulle. Ainsi, une baisse constante de la haute pression se traduit par une chute du rapport des pressions (cf. figure 4-35). Etant donné que le débit dans la boucle est principalement imposé par la pompe, sa variation est quasi nulle. En conclusion, une diminution de la puissance nette du cycle de 3 % est due à une baisse de la haute pression.

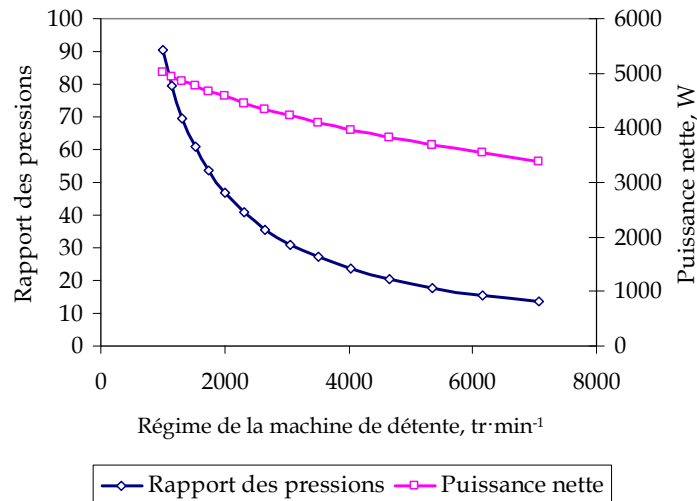


Figure 4-35 Evolution de la puissance nette et du rapport des pressions dans une boucle de Rankine vs le régime de rotation de la machine de détente. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $V_{s,pp}= 0,369 \text{ cm}^3$, $N_{pp}=2800 \text{ tr min}^{-1}$

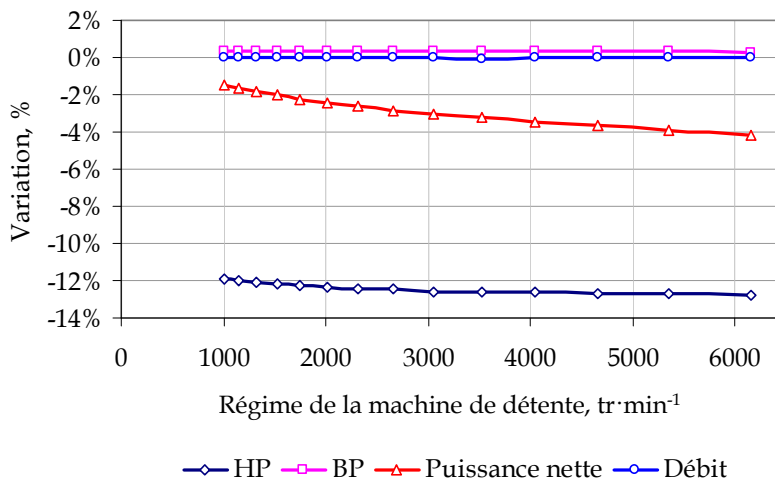


Figure 4-36 Evolution de la puissance nette, des pressions et du débit avec une diminution du régime de rotation de la machine de détente de 15%. $V_{s,exp}=32 \text{ cm}^3$, $V_{s,pp}= 0,369 \text{ cm}^3$, $N_{pp}=2800 \text{ tr min}^{-1}$

Il est aussi intéressant d’observer l’influence de la cylindrée de la machine de détente sur l’évolution de la puissance nette du cycle de Rankine. Nous constatons sur la figure 4-37 que pour une pompe donnée, la haute pression baisse constamment de 9 % avec une augmentation de la cylindrée de la machine. La basse pression varie très peu. Le débit étant dépendant de la pompe, ne varie pas. Par conséquent, une diminution progressive de l’ordre de 1,4 à 2,8 % de la puissance nette du cycle est due à la chute de la haute pression dans la boucle (cf. figure 4-38).

Après avoir analysé l’influence du régime et de la cylindrée de la machine de détente sur la puissance nette du cycle, nous pouvons conclure que l’influence du régime est plus dominante. Elle se traduit par une diminution progressive de 1,5 à 4,1 % de la puissance nette du cycle, tandis qu’une augmentation de la cylindrée de la machine de détente de

10 % induit une baisse de la puissance nette de 1,4 à 2,8 %. En ce qui concerne l'optimum de la puissance nette, il correspond aux valeurs de régime et de cylindrée minimales.

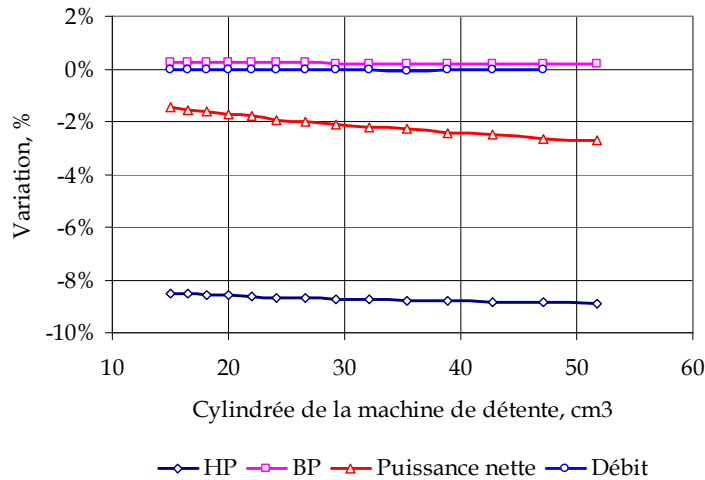


Figure 4-37 Variation de la puissance nette, des pressions et du débit avec la cylindrée de la machine de détente de 10%. $N_{exp}=3500 \text{ min}^{-1}$, $V_{s,pp}=0,369 \text{ cm}^3$, $N_{pp}=2800 \text{ tr min}^{-1}$

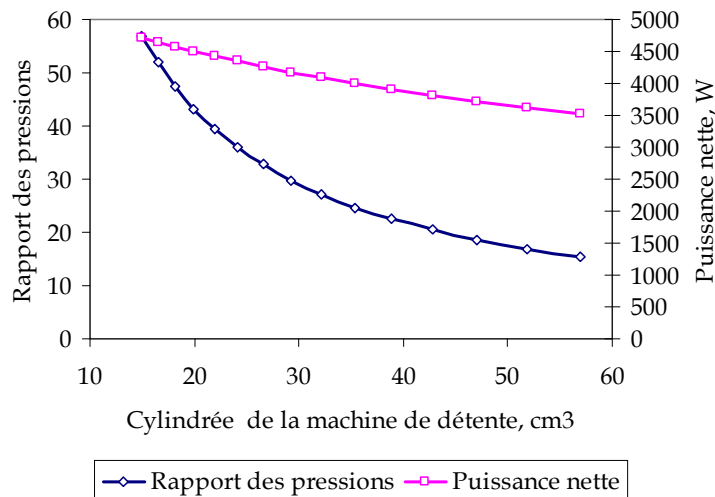


Figure 4-38 Evolution de la puissance nette et du rapport des pressions la cylindrée de la machine de détente de 10%. $N_{exp}=3500 \text{ min}^{-1}$, $V_{s,pp}=0,369 \text{ cm}^3$, $N_{pp}=2800 \text{ tr min}^{-1}$

En conclusion, le choix de la dimension de la pompe est très important dans le but d'atteindre la puissance optimale du cycle avec une machine de détente et les échangeurs de chaleur donnés. Une optimisation de la puissance nette du cycle peut être aussi réalisée grâce à une optimisation du régime de la pompe. La dimension et le régime de la pompe déterminent les conditions internes optimales de fonctionnement.

Enfin, en ce qui concerne la machine de détente, sa dimension et son régime définissent la puissance maximale qui peut être produite par une boucle de Rankine. Pour une machine donnée, la régulation du régime peut servir à améliorer la puissance nette de la boucle de Rankine.

4.2.4.2.2 Sensibilité aux paramètres externes à la boucle de Rankine

Dans le but de tester le système dimensionné sur les différents points de fonctionnement du moteur thermique, les paramètres externes du cycle ont été modifiés selon le tableau 4-5. La température et le débit de l'eau-glycolée dans le condenseur ont été maintenus constants et égaux à 90 °C et 0,9 kg s⁻¹ respectivement. Le régime de la machine de détente est aussi constant et égal à 3500 tr min⁻¹. La pompe subit un régime imposé par le moteur. Un rapport de transmission de 0,64 a été appliqué.

Tableau 4-5 Points de fonctionnement du cycle de Rankine

Vitesse du véhicule, m s ⁻¹	Température des gaz, °C	Débit des gaz, kg h ⁻¹	Régime de la pompe, tr min ⁻¹
107	675	155	1200
108	680	185	1400
115	695	196	1616
116	700	200	1578
117	705	200	1640
122	711	210	1736
124	713	213	1762
129	718	220	1800
135	723	235	1929
145	726	244	2029
126	730	255	2122

L'influence du régime du moteur thermique sur les performances du cycle a été étudiée. Au regard des courbes sur la figure 4-39, nous notons que le rendement du système de Rankine baisse avec une diminution de la puissance des gaz d'échappement. Cependant, il reste assez élevé, de l'ordre de 14 %, pour les points de fonctionnement donnés. Quant à la puissance nette récupérée par la boucle, une baisse de la puissance de l'ordre de 2 kW est observée lorsque la puissance des gaz d'échappement diminue de 25 kW. Cela est dû à une diminution des haute et basse pressions correspondant à une baisse de la température des gaz (cf. figure 4-40). Cette baisse des pressions dans la boucle est due à une adaptation du fonctionnement du couple la machine de détente/la pompe aux conditions externes sur les gaz d'échappement. En outre, une chute de la haute pression induit une diminution du débit de fluide dans la boucle (cf. figure 4-41). Pour un évaporateur donné, une diminution du débit se traduit par une augmentation de la surchauffe et, par conséquent, de la température du fluide à la sortie de l'évaporateur.

D'ailleurs, la limite de la température maximale établie par le fabricant de la machine de détente (350 °C), a été atteinte pour une puissance des gaz d'échappement inférieure à 35 kW.

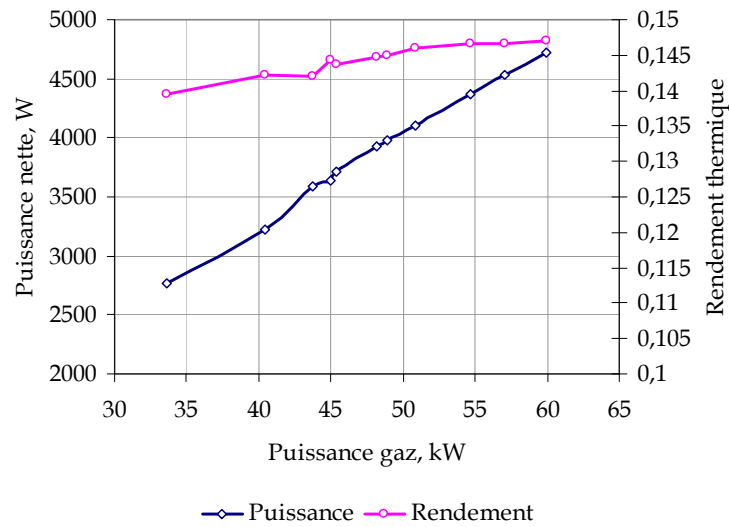


Figure 4-39 Influence des conditions d'entrée des gaz d'échappement sur la puissance nette de la boucle et de son rendement énergétique

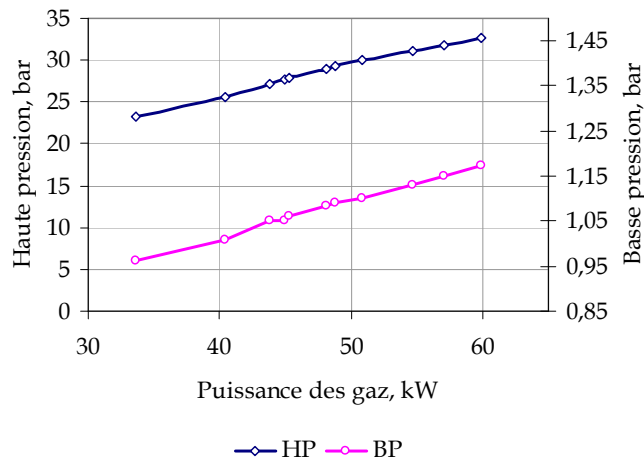


Figure 4-40 Evolution des haute et basse pressions dans la boucle de Rankine en fonction des conditions des gaz d'échappement.

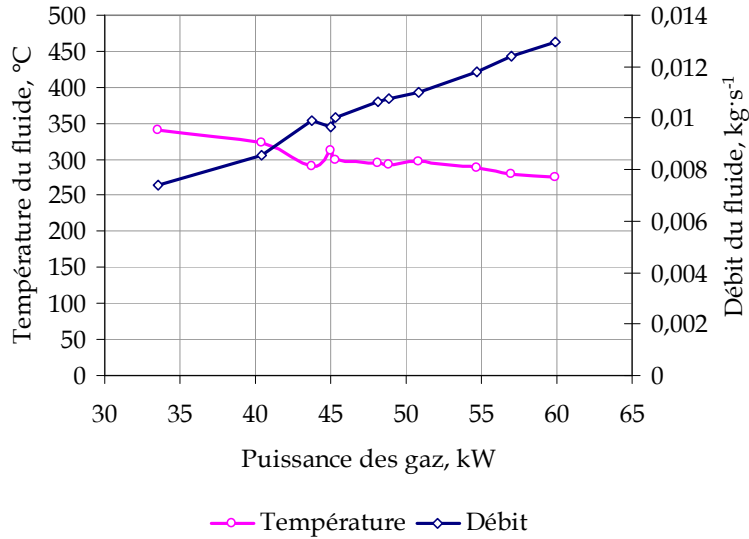


Figure 4-41 Evolution de la température du fluide à la sortie de l'évaporateur et du débit de fluide en fonction des conditions des gaz d'échappement

Nous constatons finalement que le système proposé est limité en utilisation par la puissance des gaz d'échappement. En revanche, dans la plage de points de fonctionnement donnée, le système permet de récupérer une bonne quantité d'énergie à partir des gaz d'échappement (de l'ordre de 2,7 à 4,8 kW), donc, semble bien dimensionné pour cette application.

L'influence du débit et de la température du deuxième fluide dans le condenseur sur les performances du système, a été aussi étudiée. Pour cette étude les conditions des gaz d'échappement étaient figées à une température en aval de l'évaporateur de 718 ° et à un débit des gaz de 220 kg h⁻¹.

Selon la figure 4-42, une diminution du débit du deuxième fluide dans le condenseur induit une diminution de puissance qui peut être échangée sur le condenseur (cf. équation (4-17)). En parallèle, une adaptation du couple de la machine de détente/pompe (cf. équation (4-18)) au changement des conditions externes à la boucle de Rankine, résulte d'une augmentation des haute et basse pressions (cf. figure 4-43). Cela induit une diminution du débit dans la boucle de Rankine. Finalement, une diminution du débit du deuxième fluide dans le condenseur influe sur la puissance nette du cycle. Ainsi, nous constatons que la puissance nette du cycle diminue avec une baisse du débit du deuxième fluide, de l'eau de refroidissement. Le rendement du système tend vers son optimum avec une augmentation du débit du deuxième fluide (cf. figure 4-42). Selon les courbes sur la figure 4-42, cet optimum du rendement correspond à une puissance maximale du système. Ainsi, le débit optimal du deuxième fluide dans le condenseur se situe entre 1 et 1,2 g s⁻¹.

Sur la figure 4-44 nous observons l'évolution de la puissance nette et du rendement du cycle de Rankine en fonction de la température du deuxième fluide dans le condenseur. Nous constatons une baisse des performances du système de Rankine avec une diminution de la température du deuxième fluide. Cette diminution de la puissance nette peut être expliquée par une chute des haute et basse pressions due à une adaptation de la

machine de détente et de la pompe à une augmentation de la puissance du condenseur (cf. figure 4-45). En revanche, au regard des courbes des performances du cycle, on observe qu'il existe un optimum de la température correspondant aux performances maximales du système de Rankine. Cet optimum se situe autour d'une température de 87 °C.

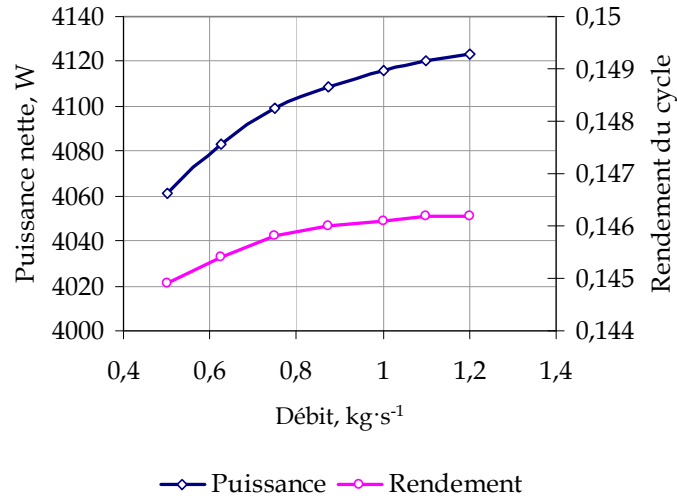


Figure 4-42 Evolution de la puissance nette et du rendement du cycle en fonction du débit du deuxième fluide dans le condenseur. $T_{cw}=90\text{ °C}$, $T_{eg}=718\text{ °C}$

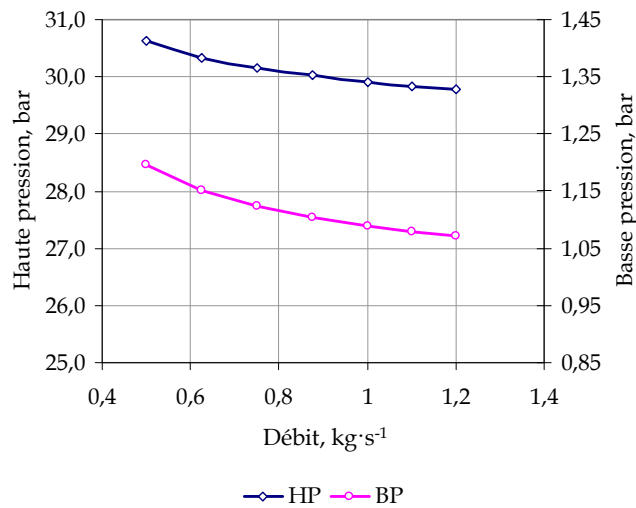


Figure 4-43 Evolution des haute et basse pressions en fonction du débit du deuxième fluide dans le condenseur. $T_{cw}=90\text{ °C}$, $T_{eg}=718\text{ °C}$

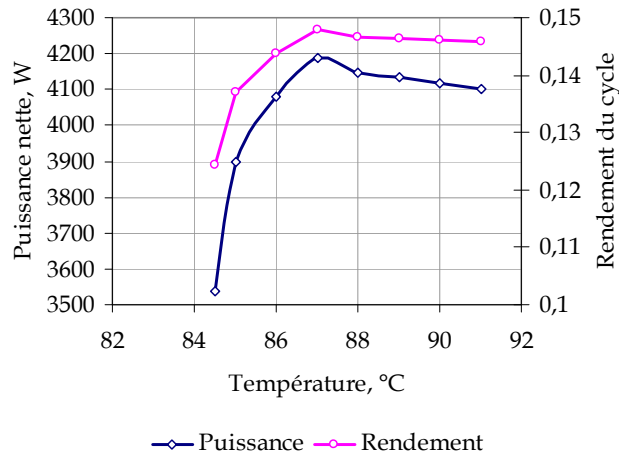


Figure 4-44 Evolution de la puissance nette et du rendement du cycle en fonction de la température du deuxième fluide dans le condenseur. Débit d'eau=0,9 kg·s⁻¹

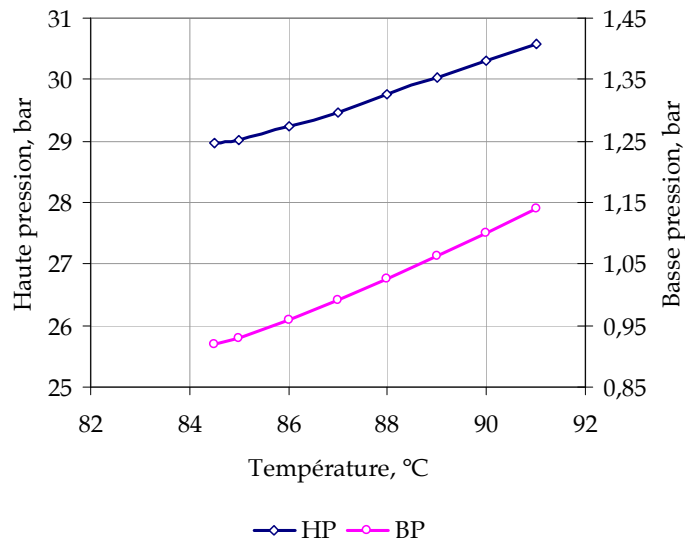


Figure 4-45 Evolution des haute et basse pressions en fonction de la température du deuxième fluide dans le condenseur. Débit d'eau=0,9 kg·s⁻¹

4.2.4.2.3 Leviers de pilotage du système

Une amélioration des performances du système est possible grâce au pilotage du régime de la machine de détente. La figure 4-46 montre qu'une baisse de la puissance nette du cycle s'observe lorsque le régime de la machine de détente augmente. Etant donné que le débit dans la boucle est imposé par la pompe, pour une pompe donnée, une augmentation du régime de la machine induit une baisse de la haute pression dans la boucle et, par conséquent, de la puissance de la machine. Par ailleurs, selon la figure 4-47, la basse pression n'influe pas sur le régime de la machine de détente. Il est évident qu'une diminution de la haute pression induit une diminution de la température du fluide à la sortie de l'évaporateur (cf. figure 4-48). Nous pouvons en conclure que le pilotage du

régime de la machine de détente permet d'élargir la plage d'utilisation du système de Rankine dans la limite d'une température du fluide critique égale à 350 °C. En revanche, nous remarquons que le débit dans le système imposé par la pompe ne varie pas en fonction du régime de la machine de détente.

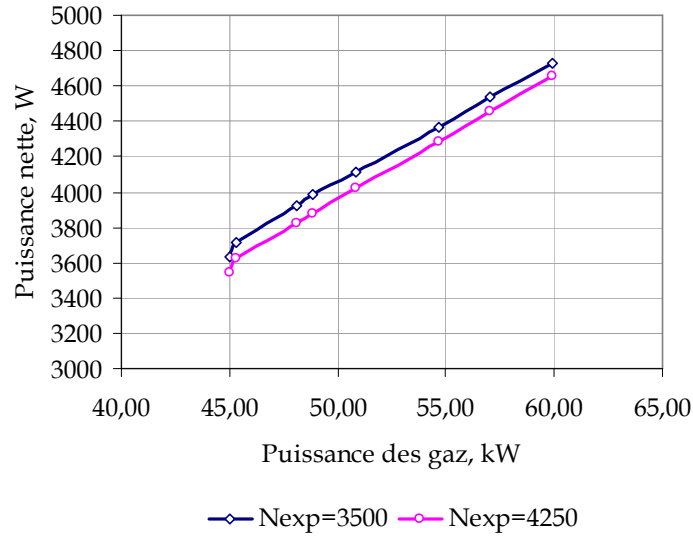


Figure 4-46 Evolution de la puissance nette du cycle en fonction du régime de la machine de détente et de la puissance des gaz d'échappement.

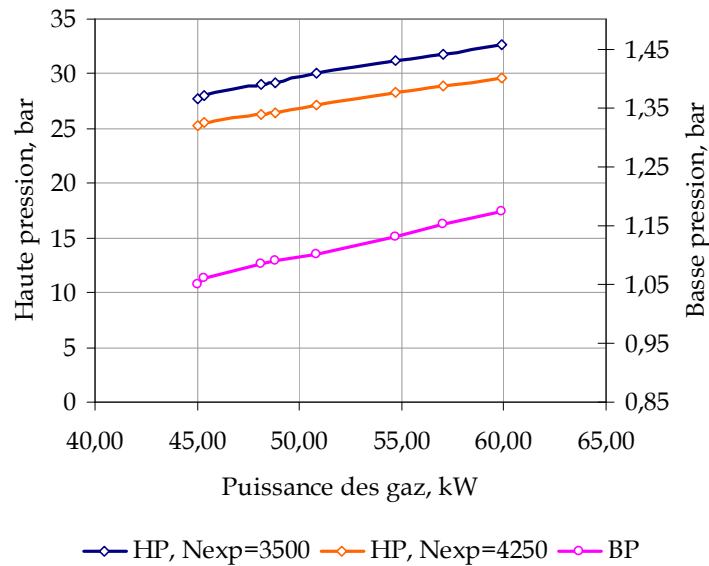


Figure 4-47 Evolution des haute et basse pressions en fonction de la puissance des gaz et du régime de la machine de détente

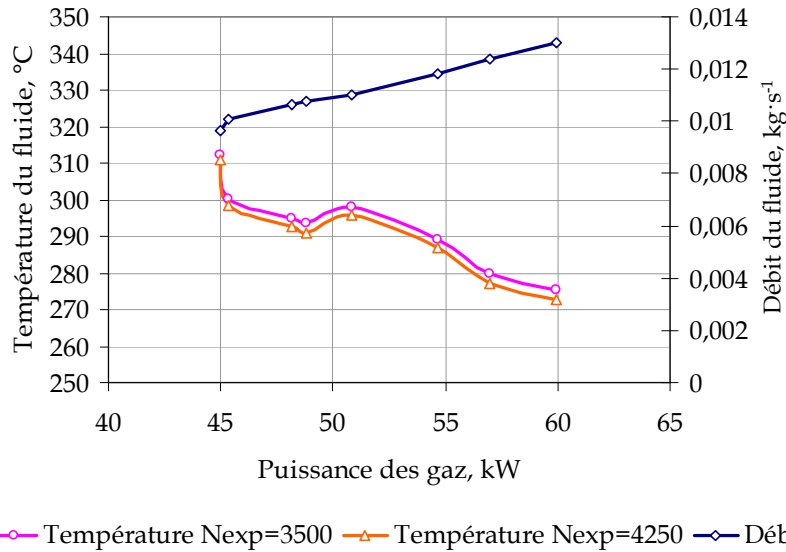


Figure 4-48 Evolution du débit du fluide et de la température du fluide en fonction de la température des gaz et du régime de la machine de détente

Etant donné qu'un condenseur indépendant du circuit de refroidissement du moteur est utilisé, un pilotage des conditions sur l'eau de refroidissement peut apporter une amélioration des performances du cycle. Selon la figure 4-39, les performances du système de Rankine baissent avec une diminution de la puissance des gaz d'échappement. Cela est induit par une baisse des haute et basse pressions dans la boucle. Dans ce cas, une amélioration des performances du système est possible si la basse pression peut être d'avantage diminuée. Au regard des courbes sur la figure 4-42 et la figure 4-44, une diminution de la température et une augmentation du débit du deuxième fluide dans le condenseur permettent d'augmenter le rapport des pressions dans la boucle et, par conséquent, d'améliorer la puissance nette du système.

4.2.4.3 Boucle avec un condenseur intégré

4.2.4.3.1 Sensibilité aux paramètres externes à la boucle de Rankine

Le deuxième système considéré dans le cadre de la thèse est une boucle avec un condenseur à plaques intégré dans la boucle de refroidissement du moteur thermique. Dans ce système, une évolution des conditions des gaz d'échappement induit une évolution des conditions de l'eau du moteur. L'étude d'influence de ces conditions sur les performances du système a été menée pour les points de fonctionnement du moteur thermique présentés dans le tableau 4-6.

Tableau 4-6 Points de fonctionnement du cycle de Rankine

Température des gaz d'échappement, °C	Débit des gaz, kg · h ⁻¹	Régime de la pompe, tr min ⁻¹	Débit de l'eau-glycolée, kg s ⁻¹	Température de l'eau-glycolée, °C	Pression dans la branche de l'aérotherme, bar
700	200	1578	0,245	101,3	1,29
705	200	1640	0,2279	102,6	1,33
711	210	1736	0,2369	103,5	1,34
713	213	1762	0,24	98,6	1,42
718	220	1800	0,249	98,4	1,33
723	235	1929	0,26	99,3	1,39
726	244	2029	0,276	101	1,46
730	255	2122	0,2869	98,9	1,43

La figure 4-49 montre que la puissance nette et le rendement du système décroît avec une diminution de la puissance contenue dans les gaz d'échappement. Selon l'analyse faite pour la boucle de Rankine avec un condenseur à eau indépendant du circuit de refroidissement, cette évolution est due à une diminution des haute et basse pressions dans la boucle. Nous constatons que la puissance nette produite par cette boucle de Rankine diminue de 1,3 à 0,2 kW lorsque la puissance des gaz d'échappement baisse. Le rendement de la boucle diminue également mais reste élevé (de l'ordre de 11 à 12 %).

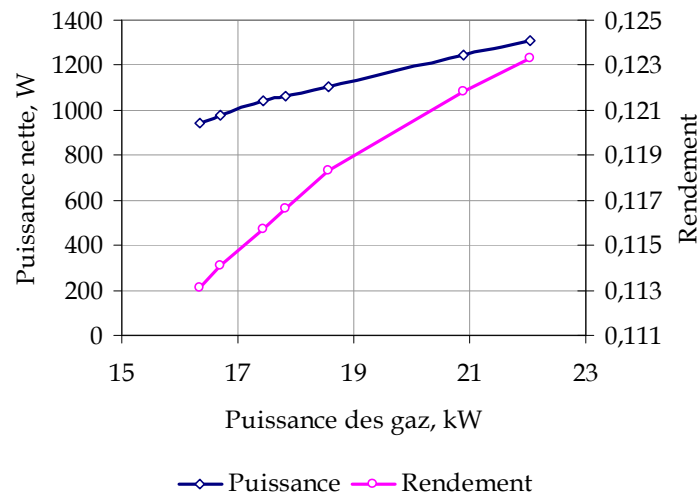


Figure 4-49 Evolution de la puissance nette du cycle et du rendement en fonction de la puissance des gaz d'échappement

Une amélioration des performances de la boucle est possible grâce au pilotage du régime de la machine de détente. L'effet du régime de la machine de détente sur la puissance nette du cycle a été discuté dans le paragraphe 4.2.4.2.3.

4.2.5 Evaluation du coefficient de récupération d'énergie

Un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine sert à convertir l'enthalpie des gaz d'échappement rejetés dans l'air ambiant en énergie mécanique ou électrique. Cette énergie additionnelle produite par le cycle de Rankine peut être utilisée dans une automobile dans le but de diminuer la consommation de carburant. Le potentiel de réduction de la consommation de carburant du véhicule peut être exprimé par un coefficient de récupération défini par l'équation (4-19). Ce coefficient présente la quantité d'énergie additionnelle rapportée à la puissance du moteur.¹

$$C_{rec} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{eng}} \quad (4-19)$$

La figure 4-50 représente l'évolution du coefficient de récupération d'énergie en fonction de la puissance du moteur pour les deux systèmes de Rankine considérés dans ce chapitre. Au regard des courbes du coefficient C_{rec} , nous notons que le système avec un condenseur indépendant apporte plus d'énergie additionnelle qu'un système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du moteur. Ainsi, jusqu'à 8% d'énergie mécanique produite par le moteur thermique peut être transformé en énergie utile grâce à un cycle de Rankine équipé d'un condenseur indépendant. Le système de Rankine avec un condenseur intégré dans la boucle de refroidissement du moteur ne permet de récupérer que 2 % d'énergie initiale.

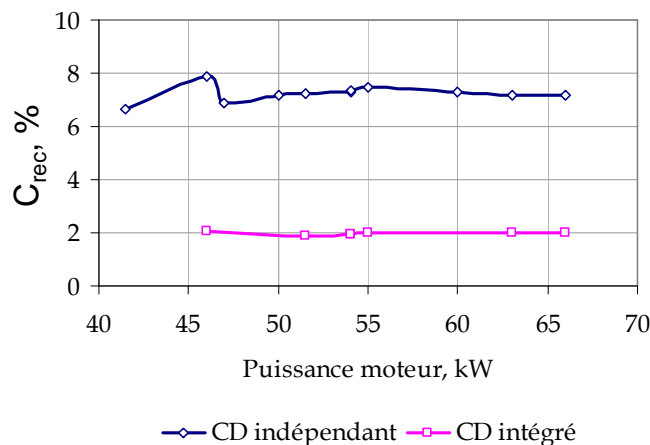


Figure 4-50 Evolution du coefficient de récupération d'énergie en fonction de la puissance du moteur thermique

¹ Pour cette estimation, le poids du système de Rankine n'a pas été pris en compte en raison d'informations manquantes sur le poids des composants.

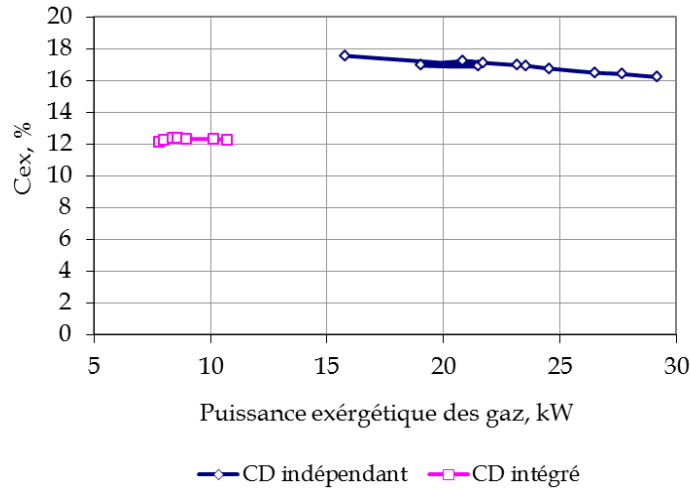


Figure 4-51 Évolution du coefficient de récupération d'énergie en fonction de la puissance exergétique des gaz d'échappement

Il est intéressant d'évaluer la quantité d'énergie produite par un système de récupération d'énergie rapportée à l'exergie des gaz d'échappement (cf. équation (4-20)). La puissance exergétique des gaz d'échappement montre la quantité d'énergie contenue dans les gaz qui peut être convertie en travail utile, mécanique ou électrique. Elle est définie par l'équation (4-21) [136].

$$C_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{Ex_{eg}} \quad (4-20)$$

$$Ex_{ex} = \dot{m} C_p \left[(T_{eg} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{eg}}{T_0} \right) \right] \quad (4-21)$$

Selon la figure 4-51, le système de Rankine avec un condenseur indépendant du circuit de refroidissement du moteur thermique permet de convertir jusqu'à 16 % d'exergie des gaz en travail utile tandis que le système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement ne permet de convertir que 12 % d'exergie des gaz en travail utile.

4.2.6 Aspects économiques

La prise de décision de l'intégration du système de récupération de l'énergie qu'est le cycle de Rankine dans un véhicule automobile est influencée par sa rentabilité. La rentabilité d'intégration du système de récupération d'énergie comprend une estimation du coût du système en prenant en compte tous les aspects liés à son intégration.

Dans le cadre de cette thèse deux systèmes de récupération de l'énergie basés sur un cycle de Rankine utilisant deux condenseurs différents ont été étudiés. Afin de choisir un système le mieux adapté pour notre application, il est intéressant d'évaluer le rapport entre le volume occupé par les systèmes dans une automobile et la puissance produite.

Pour un point nominal de fonctionnement pour lequel les systèmes ont été dimensionnés, les volumes des deux systèmes ainsi que les puissances produites ont été estimés (cf. tableau 4-7). Nous constatons qu'une boucle de Rankine avec un condenseur indépendant est plus volumineuse qu'une boucle avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du moteur thermique. Le volume occupé par la première boucle sera plus grand si la dimension du condenseur additionnelle à air était prise en compte. En terme de puissance, pour les conditions de fonctionnement nominales, la première boucle est capable de produire jusqu'à 5 kW d'énergie additionnelle tandis que le deuxième boucle de produit que 800 W. Ainsi, le rapport entre la puissance produite et le volume du système est plus élevé si un condenseur indépendant est utilisé dans la boucle de Rankine.

Tableau 4-7 Comparaison des deux boucle de Rankine en terme de rentabilité

	Boucle avec un condenseur indépendant	Boucle avec un condenseur dans le circuit de refroidissement
Machine de détente, cm ³	26	8,1
Evaporateur, cm ³	13448	7056
Condenseur, cm ³	25556	24469
Pompe, cm ³	0,443	0,16
Radiateur additionnel en face avant, cm ³	?	-
Total	39030	31533
Puissance produite, W	5000	800
Ratio Puissance/Volume	0,13	0,025

Par contre, le coût de ce premier système sera plus élevé que le coût du système avec un condenseur intégré dans la boucle de refroidissement. La figure 4-52 représente une estimation des coûts relatifs des composants du système rapportés au coût du système. Nous constatons que les composants les plus chers sont l'évaporateur et la machine de détente. En effet, ce sont les composants innovants dans le domaine automobile. Nous remarquons que l'alternateur (ou génératrice) servant à produire de l'énergie électrique, arrive en deuxième position, en terme d'estimation des coûts.

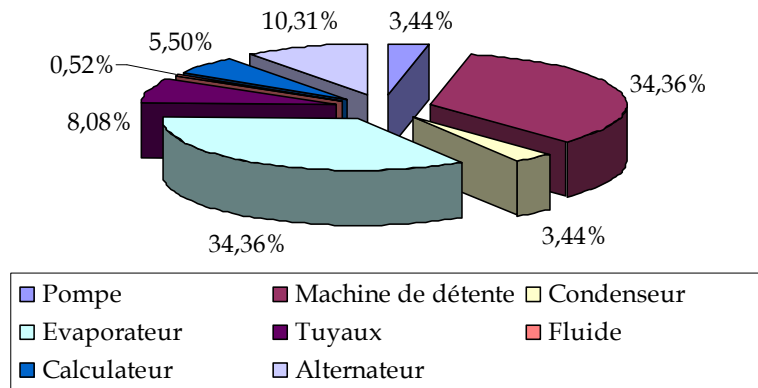


Figure 4-52 Estimation des coûts des composants en fonction du coût du système de Rankine

L'intégration du système de Rankine dans une automobile induit une augmentation de la masse du véhicule et, par conséquent, une augmentation de sa consommation. Pour que le système de conversion d'énergie soit rentable, il faut que cette augmentation de la consommation soit compensée et même diminuée grâce à l'utilisation de ce système. Pour cela, une étude du couplage du système de récupération d'énergie avec le système véhicule sur des cycles de roulage clients est indispensable. Cette étude permettra d'estimer le gain en consommation que le système de récupération d'énergie peut apporter.

4.3 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, une méthode de dimensionnement du système a été présentée. En utilisant la méthode proposée, deux systèmes de Rankine ont été dimensionnés pour un point nominal de fonctionnement. Le premier système comprend un condenseur à eau indépendant du système de refroidissement du véhicule. Le deuxième système est un système qui rejette de l'énergie non utilisée par la machine de détente dans l'air ambiant via un condenseur intégré dans la boucle de refroidissement du moteur thermique. Nous avons constaté que selon les contraintes imposées par le deuxième fluide dans le condenseur, la dimension du système de Rankine varie. Ainsi, étant donné la capacité plus faible du système de refroidissement du moteur à évacuer la puissance additionnelle du système de Rankine (le seuil de la puissance est estimé à 10 kW), la dimension du deuxième système de récupération d'énergie est nettement plus petite par rapport à un système avec un condenseur indépendant. Cette diminution de la dimension des composants induit une baisse de la puissance nette produite lors du cycle de Rankine. Ainsi, pour un point nominal de fonctionnement correspondant à une température des gaz d'échappement de 718 °C et un débit de 220 kg·h⁻¹, le système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du moteur produit 800 W, alors que le deuxième système permet de produire jusqu'à 4 kW d'énergie additionnelle.

Une étude de sensibilité du système dimensionné aux variations de la puissance des gaz d'échappement et du deuxième fluide dans le condenseur a été réalisée. Cette étude a montré que la boucle de Rankine est très sensible aux changements des conditions extérieures. Il a été noté que la puissance nette diminue lors d'une baisse du régime du

moteur thermique. Une maximisation de la puissance échangée à l'évaporateur permet d'obtenir plus de puissance additionnelle à l'arbre de la machine de détente. Ainsi, une puissance de l'ordre de 3,5 à 4,8kW peut être fournie par le système de Rankine équipé d'un condenseur indépendant, tandis qu'un système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement produit une puissance de l'ordre de 0,8 à 1,3kW. Pour ce deuxième système, la quantité de chaleur récupérée est limitée par la capacité du condenseur à évacuer l'énergie non utilisée lors du cycle.

Pour les échangeurs donnés, une étude de sensibilité de la boucle de Rankine aux différentes valeurs du régime et de la cylindrée de la pompe d'une part et de la machine de détente d'autre part, a été effectuée. Il en ressort que lorsque la puissance des gaz d'échappement baisse la puissance nette du système peut être améliorée grâce à une baisse du régime de la machine de détente et de la pompe.

Conclusion générale

Synthèse des résultats obtenus

Dans le cadre d'une réduction des émissions des gaz à effet de serre, les constructeurs d'automobiles cherchent de nouvelles technologies permettant de récupérer une partie de l'énergie rejetée dans l'atmosphère à travers les gaz d'échappement et le liquide de refroidissement. Renault en particulier s'intéresse au système de récupération d'énergie par un cycle de Rankine. L'objectif de la thèse était d'étudier un système de récupération d'énergie basé sur un cycle de Rankine.

L'étude bibliographique a montré que différents systèmes de récupération d'énergie peuvent être utilisés selon le domaine d'application étudié. Ainsi, la récupération d'énergie est possible par une détente directe des gaz d'échappement en utilisant un *turbo compound*. La plage d'utilisation de ce dispositif est restreinte et dépend du régime du moteur thermique. Il a été noté que pour certains types de roulage à faible régime, la présence du *turbo compound* sur la ligne d'échappement induit une augmentation de la consommation du véhicule due à l'effet de contre pression d'échappement. C'est pourquoi le *turbo compound* a trouvé son application dans les véhicules de type poids lourd qui parcourent une grande partie des trajets à hauts régimes du moteur en stabilisé.

Le thermo générateur (TEG) permet de convertir de la chaleur en énergie électrique grâce à l'effet de Seebeck. L'avantage de ce dispositif est sa compacité. Cependant, de nombreux problèmes liés à sa conception et à la production des matériaux thermo électriques limitent l'intérêt de ce système pour un véhicule automobile.

La conversion de chaleur en travail mécanique ou électrique peut se faire par une boucle fermée ou une boucle ouverte (cycles de Stirling, d'Ericsson, de Rankine, de Joule et de Kalina). Parmi tous les systèmes considérés, le système basé sur un cycle de Rankine semble être une solution prometteuse pour la récupération d'énergie. Dans la bibliographie, différents aspects du choix du fluide de travail et d'intégration du système au sein du véhicule ont été discutés. Il apparaît que l'eau est un meilleur fluide pour un cycle de Rankine haute température en terme de performance de la boucle. Il existe plusieurs architectures du système de Rankine. Il a été noté que les architectures les plus simples du point de vue de l'intégration dans une automobile sont celles permettant une récupération d'énergie des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement.

Au sein de Renault, l'activité sur la récupération d'énergie par un cycle de Rankine a débuté en 2007 dans le cadre d'une collaboration avec l'Université de Liège. Les différents concepts de la boucle de Rankine ont été analysés. Cette analyse a permis de retenir un système, le plus favorable et le plus compact qui consiste à récupérer l'énergie des gaz d'échappement avec un condenseur à air installé en face avant du véhicule. Pour ce système, une machine de détente de type « scroll » a été utilisée. Dans le but d'étudier le fonctionnement du cycle dans une automobile, un modèle du système a été développé dans l'environnement EES (*Engineering Equation Solver*). Une étude du système sur un cycle de roulage NEDC (*New European Driving Cycle*) a permis de conclure que l'utilisation du système est pertinente pour les types de roulage routier et autoroutier. Les différents leviers de pilotage du système ont été étudiés. Ainsi, l'utilisation du by-pass

des gaz d'échappement sur l'évaporateur permet de contrôler la puissance sur l'échangeur et, par conséquent, la puissance du système de Rankine. Il a été noté qu'un contrôle supplémentaire du débit de fluide dans la boucle est également nécessaire afin d'optimiser les performances du système de récupération d'énergie pour un cycle de roulage. D'autre part, cette modélisation a montré que l'étude détaillée des échangeurs de chaleur est nécessaire afin de réduire les pertes de charge et optimiser l'échange thermique. Enfin, la dimension initiale de la machine de détente utilisée dans cette modélisation semblait trop élevée pour notre cas d'application. Ainsi, il a été conclu qu'une analyse des différentes technologies des machines de détente est nécessaire afin de choisir la mieux adaptée à notre application.

Ainsi, l'étude bibliographique a permis d'orienter le travail de thèse vers une étude approfondie des composants du cycle de Rankine, notamment, de la machine de détente et des échangeurs de chaleurs.

Les différentes technologies d'échangeurs de chaleurs utilisées dans un véhicule de transport ont été considérées comme des technologies potentielles pour une application de la boucle de Rankine. Une étude comparative des cinq technologies d'échangeur a été réalisée dans le cadre de la thèse. Cette étude a porté sur la modélisation détaillée des échangeurs de chaleur sous EES®. Dans cette modélisation, les échangeurs de chaleur ont été divisés en trois zones selon l'état du fluide de travail (zones liquide, diphasique et gazeuse). Les pertes de charges des deux fluides et l'estimation des coefficients d'échange à l'aide des corrélations spécifiques ont aussi fait l'objet de cette modélisation.

Dans le cadre de l'étude comparative des technologies pour l'évaporateur du cycle de Rankine, trois échangeurs ont été préconisés : un échangeur de type plaque et ailettes, un échangeur de type faisceau de tubes et un échangeur de type tubes et calandre. La comparaison des échangeurs de chaleur a été réalisée sur un point nominal de fonctionnement du moteur défini sur des cycles de roulages Artemis. On a constaté que pour la même puissance échangée, la technologie de type faisceau de tubes est la plus compacte. De plus, elle offre une perte de charge des gaz d'échappement modérée.

Deux types de condenseurs ont été retenus pour une utilisation dans une boucle de Rankine : un échangeur à tubes et ailettes permettant d'effectuer un refroidissement par l'air extérieur, et un échangeur à plaques permettant d'utiliser l'eau-glycolée comme puits froid. La vitesse de l'air dans le condenseur a été calculée en fonction de la vitesse d'avancement du véhicule correspondant à un point nominal de fonctionnement. Elle est égal à $4,344\text{m s}^{-1}$. Etant donné que le condenseur à plaques considéré dans cette étude est supposé être indépendant de la boucle de refroidissement du moteur (le condenseur est intégré dans une boucle de refroidissement propre au système de Rankine), le débit et la température du deuxième fluide ne dépend pas du régime du moteur thermique. Les valeurs du débit et de la température ont été choisies de sorte que toute la puissance non utilisée par la machine de détente puisse être évacuée via le condenseur. Ainsi, les conditions initiales du deuxième fluide dans le condenseur correspondent à une température de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ et un débit de $0,9\text{ kg s}^{-1}$. L'étude comparative des condenseurs sur ces conditions de fonctionnement a montré que le condenseur à plaques refroidi par l'eau-glycolée présente le meilleur rapport entre la dimension et les performances. Il a été

également noté que l'intégration du condenseur à air en face avant du véhicule est difficile étant donné la place disponible restreinte.

Nous nous sommes intéressés au choix d'une technologie de la machine de détente la mieux adaptée pour une application automobile. L'analyse des différentes technologies de machines de détente a permis de conclure que les machines volumétriques sont mieux appropriées pour une boucle en fonctionnement transitoire. Par ailleurs, la technologie de type machine à pistons axiaux éprouvée dans une automobile dans les systèmes de climatisation a été retenue dans cette étude. Cette technologie offre le meilleur compromis entre le rapport des pressions élevés et la dimension de la machine. De plus, le régime de rotation de la machine à pistons est comparable au régime du moteur thermique ce qui facilite le couplage mécanique si ce dernier est nécessaire.

Etant donné que la machine de détente est un nouveau composant dans une automobile, dans le cadre de cette thèse, une étude du dimensionnement et du fonctionnement de la machine a été effectuée. Trois modèles de machine de détente ont été développés : un modèle simplifié, un modèle détaillé et un modèle cartographié.

Le modèle simplifié en quasi-statique a été développé sous EES® dans le but d'étudier les performances de la machine sur les différents points de fonctionnement. Ce modèle prend en compte les différentes pertes comme les fuites éventuelles et les pertes de charge dans les lumières d'admission et de refoulement. Le déplacement du piston a été représenté par un diagramme d'évolution de la pression en fonction du volume occupé par le fluide de travail (diagramme pV). Par ailleurs, une validation de ce modèle a été réalisée par les données du fournisseur. L'analyse des performances de la machine a montré que la puissance nette délivrée sur l'arbre de la machine dépend fortement du rapport des pressions et du régime. Ainsi, pour un rapport de pressions de 30, la puissance nette varie de 3,9 à 6,1 kW en fonction du régime de rotation. Les rendements isentropique, volumétrique et mécanique ont été également évalués. Le rendement isentropique augmente avec le régime de rotation et diminue avec le rapport des pressions. Cependant, la valeur du rendement isentropique est comprise entre 55 et 70 %. Cette machine est caractérisée par un rendement mécanique élevé de 95 % qui diminue avec le régime de rotation. En ce qui concerne le rendement volumétrique, une baisse du rendement de 60 à 30% s'observe lorsque le régime de rotation augmente.

Le modèle physique détaillé a été développé sous AMESim®. Pour cette modélisation, la machine de détente a été décomposée en trois parties fonctionnelles : un modèle d'orifices d'admission et de refoulement, un modèle du piston en mouvement alternatif et un modèle du plateau incliné et de l'arbre en mouvement rotatif. Les fuites éventuelles du fluide sont aussi prises en compte dans le modèle. Le modèle détaillé a permis d'étudier le fonctionnement en transitoire de la machine. Etant donné que ce modèle physique reproduit le fonctionnement d'une machine réelle avec une précision acceptable (l'erreur globale des débits est de 6,1 %), il a été utilisé pour l'obtention des cartographies des rendements isentropique et volumétrique. Les cartographies obtenues ont servi à alimenter un modèle cartographié destiné à être utilisé dans une boucle de Rankine. Ainsi, le troisième modèle est un modèle cartographié simple.

Dans la dernière partie de la thèse, en fonction du puits froid, une étude d'intégration de la boucle de Rankine dans une automobile a été réalisée. Nous avons constaté que le

choix du puits froid joue un rôle important dans le dimensionnement de la boucle. Ainsi, deux boucles de Rankine ont été considérées.

La première boucle contient un condenseur à eau propre au système de Rankine. Il s'agit d'un circuit de refroidissement pour un système de Rankine comportant un condenseur à eau et un radiateur à air en face avant du véhicule. Le deuxième fluide dans le condenseur est supposé être à une température constante de 90°C et à un débit constant de 0,9 kg · s⁻¹.

La deuxième boucle comporte un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement du véhicule. Pour cette boucle, l'état du deuxième fluide dans le condenseur dépend du régime de moteur. Afin de définir les températures et des débits du fluide dans le circuit de refroidissement pour différents régimes du moteur thermique, un modèle de circuit de refroidissement du moteur essence suralimenté de 85 kW a été développé sous AMESim®. Les pertes de charge dans chaque branche du circuit de refroidissement ont été recalées par rapport aux données d'essais.

Le dimensionnement des deux boucles sur un point nominal de fonctionnement du moteur thermique correspondant à une température des gaz de 718 °C et un débit de 220 kg · h⁻¹, a été effectué. Ce point de fonctionnement a été identifié comme point du moteur le plus utilisé lors des cycles Artemis (Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems). Une méthodologie de dimensionnement du système de Rankine pour une automobile a été proposée dans cette thèse. Cette méthodologie consiste à choisir les dimensions des composants du système de Rankine en fonction des paramètres internes de la boucle pour lesquels la puissance produite par le système est maximale. Elle tient aussi compte des dimensions limites des composants définies par le volume disponible dans un véhicule.

Lors de l'étude de dimensionnement, nous avons constaté que la dimension du premier système équipé d'un condenseur indépendant du circuit de refroidissement du moteur thermique est plus élevée que la dimension du système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement. Cela s'explique par une limite imposée par le circuit de refroidissement du moteur à évacuer la puissance non utilisée par la machine de détente. A cause de cette contrainte sur le condenseur, la puissance des gaz d'échappement a été divisée par trois grâce à l'utilisation d'un by-pass de l'évaporateur.

Une étude d'influence de la variation de l'enthalpie des gaz d'échappement sur les performances du système de Rankine a été effectuée. On a noté finalement que la puissance nette diminue lors d'une baisse de l'enthalpie des gaz. Ainsi, une puissance de l'ordre de 3,5 à 4,8kW peut être fournie par un système de Rankine équipé d'un condenseur indépendant. Le système avec un condenseur intégré dans le circuit de refroidissement produit une puissance de l'ordre de 0,8 à 1,3 kW. Le rapport entre la puissance additionnelle fournie par un système de Rankine et la puissance mécanique du moteur thermique a été évalué. Ainsi, le système de Rankine avec un condenseur indépendant permet de produire jusqu'à 8 % d'énergie additionnelle tandis que le deuxième système de Rankine ne produit que 2 % d'énergie.

Le travail de thèse a consisté à étudier les différents leviers du pilotage du système de Rankine afin d'optimiser ses performances en transitoire. Dans ce contexte, l'étude de sensibilité de la boucle aux régimes et dimensions de la machine de détente et de la

pompe a été réalisée. Il a été mis en évidence que le système de Rankine est sensible au régime de la pompe et au régime de la machine de détente. Pour un point de fonctionnement donné, un régime optimal de la pompe existe. Lorsque la puissance des gaz d'échappement baisse, il convient d'abaisser les régimes de la machine de détente et de la pompe pour produire plus d'énergie par le système de Rankine.

La première boucle de Rankine avec un condenseur indépendant peut être mieux pilotée que le deuxième système. Ce levier de pilotage consiste à contrôler le débit et la température du deuxième fluide dans le condenseur. Ainsi, une diminution de la température du deuxième fluide et une augmentation de son débit permettent d'optimiser la puissance fournie par la machine de détente.

Perspectives

L'analyse du fonctionnement de la boucle de Rankine modélisée en quasi-statique sous EES®, a montré que le logiciel utilisé n'est pas en mesure de simuler le comportement dynamique du système sur des cycles de roulages Artemis. En revanche, la réalisation de cette étude est possible sous Amesim® qui est plus adapté pour l'étude des systèmes complexes comme le système de Rankine. Dans le cadre de la thèse le premier pas dans la modélisation du cycle de Rankine sous Amesim a été déjà fait. Ainsi, un modèle cartographié de la machine de détente a été réalisé. Le travail de dimensionnement de l'évaporateur permettra de développer un modèle détaillé de l'évaporateur de type faisceau de tubes. Toutefois, le dimensionnement et la modélisation du condenseur sont à conduire.

Un des verrous de l'intégration du système de Rankine dans une automobile, est lié au choix du puits froid. Afin de maximiser la puissance produite par le système de Rankine, un condenseur à eau intégré dans une boucle de refroidissement propre au système de Rankine, a été proposé. Dans le cadre de la thèse nous avons supposé que cette deuxième boucle de refroidissement est toujours capable d'évacuer l'énergie thermique. Cependant, une étude de faisabilité de cette boucle doit être réalisée. Ainsi, une étude d'intégration de deuxième boucle de refroidissement pour le système de Rankine peut faire l'objet d'une future étude.

Dans le but de définir la rentabilité du système de récupération d'énergie, une évaluation du gain en consommation doit être réalisée grâce au couplage du modèle de la boucle de Rankine avec le système véhicule.

Afin de tester le fonctionnement du système de Rankine sur un banc d'essai, la fabrication des composants est indispensable. Les résultats d'essais permettront d'améliorer et de valider les modèles des composants. Aujourd'hui, il existe des prototypes de machine de détente et d'évaporateur chez le fournisseur. Dans le but de valider tous les composants de la boucle de Rankine, un travail sur la conception du condenseur doit être réalisé. L'étude approfondie du choix de la technologie de la pompe pour une boucle donnée est aussi nécessaire.

Dans le cadre de la thèse les leviers de pilotage du système de Rankine ont été considérés. Afin d'optimiser le fonctionnement de la boucle en transitoire lors d'un cycle de roulage, un algorithme de pilotage doit être élaboré.

Lors du fonctionnement de la boucle de Rankine, les différentes pertes peuvent avoir lieu. Afin d'identifier les pertes dans la boucle, une analyse exergétique doit être réalisée. Cette analyse permettrait d'améliorer la conception du système de Rankine.

Dans le cadre de la thèse des différentes architectures du couplage du système de Rankine avec le système véhicule ont été proposées. Une étude approfondie de ces architectures serait intéressant à conduire afin de choisir une architecture la mieux adaptée aux besoins en énergie dans une automobile.

ANNEXE A. Modèles de machine de détente sous AMESim

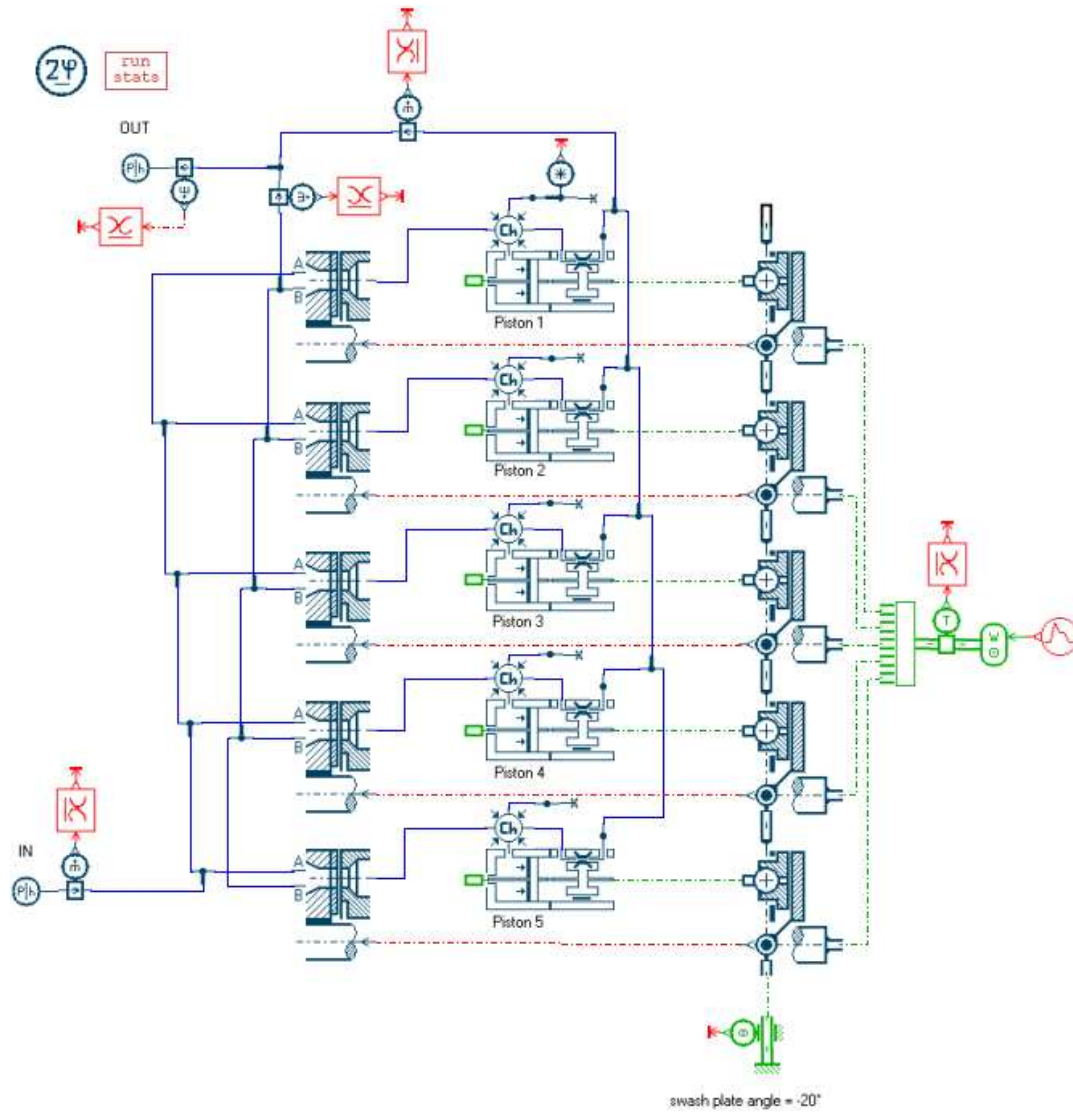


Figure A-1 Modèle détaillé avec fuite A permanente

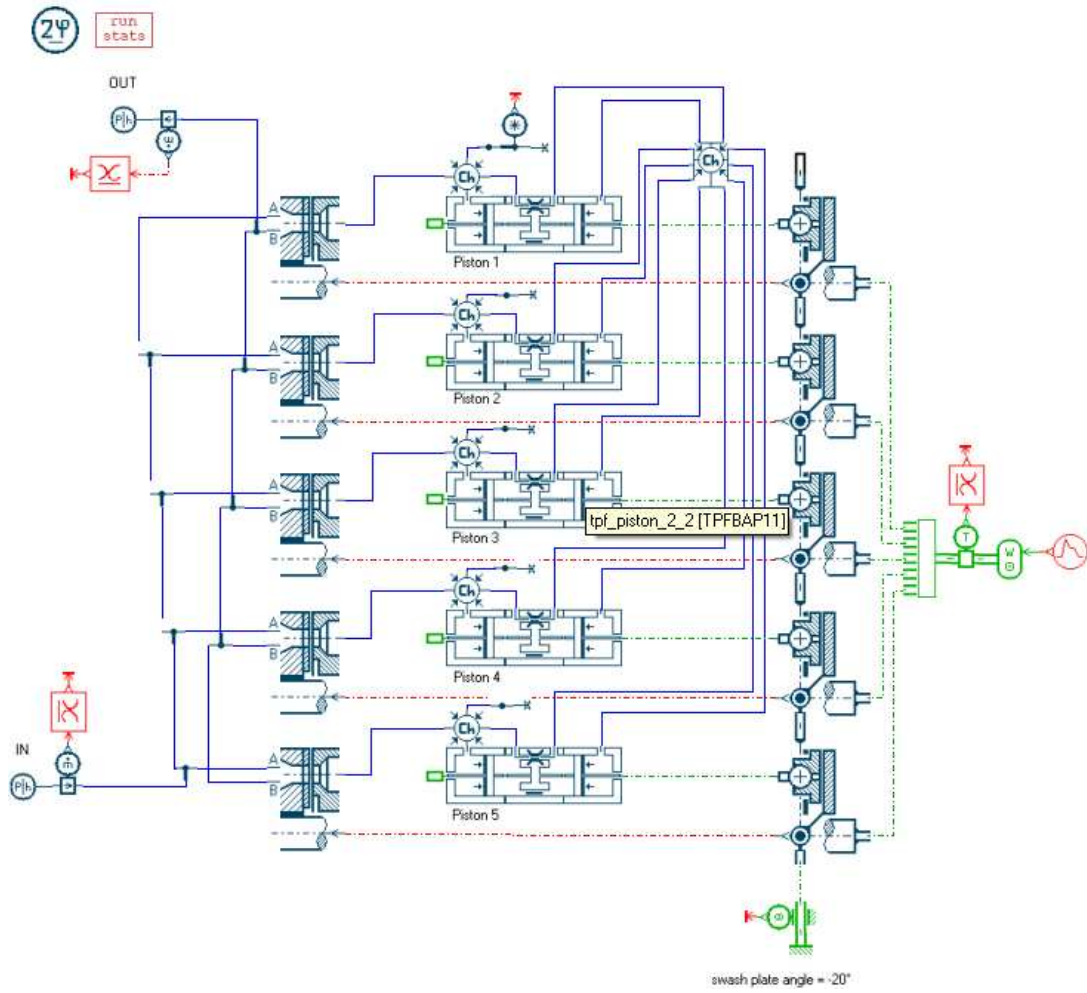


Figure A-2 Modèle détaillé avec fuite B

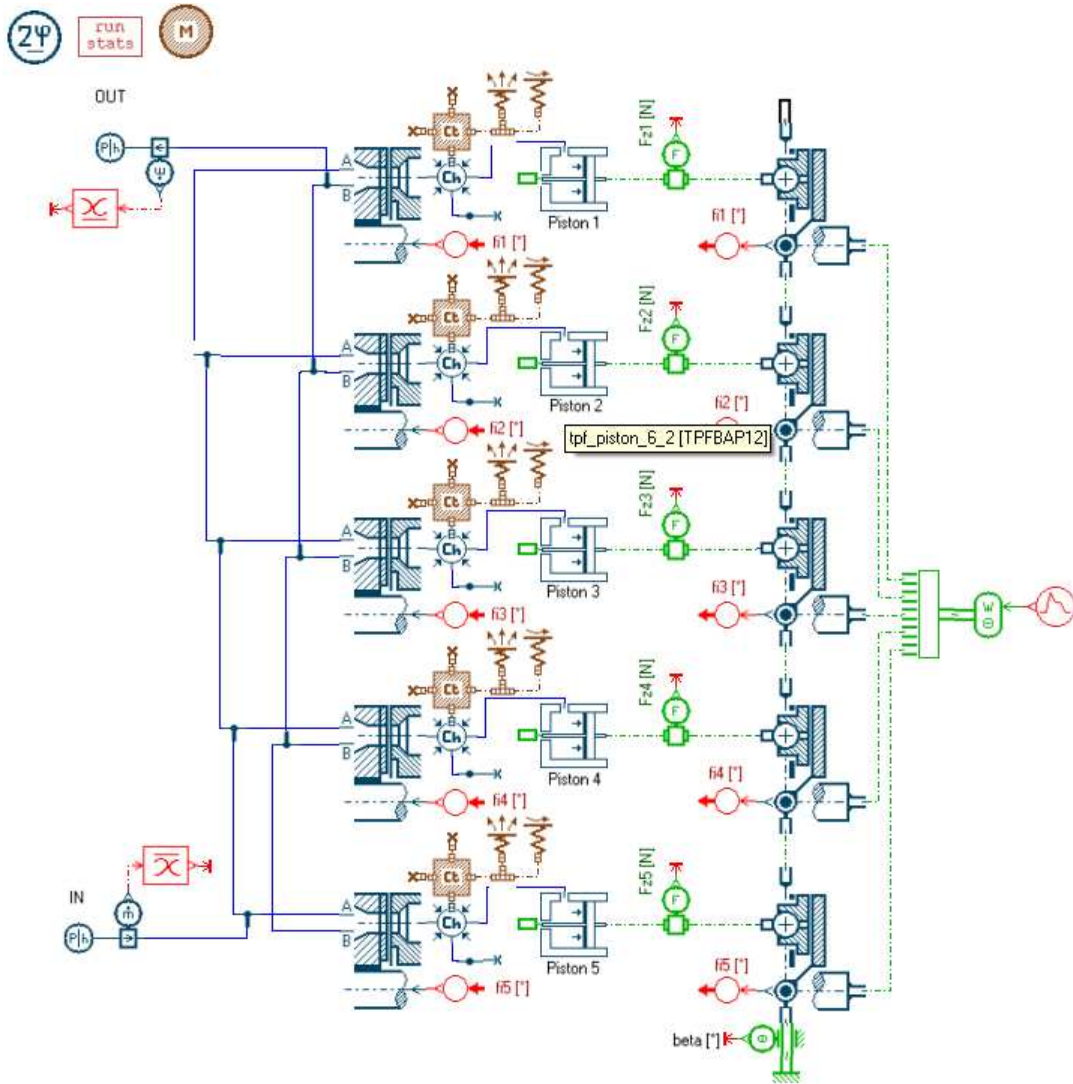


Figure A-3 Modèle détaillé avec pertes thermiques

ANNEXE B. Définition du point nominal de fonctionnement

Les cycles Artemis se composent de quatre usages client : routier, autoroutier, urbain et embouteillage. Après avoir analysé ces cycles, il apparaît que les cycles routier et autoroutier ont le meilleur potentiel de récupération de l'enthalpie des gaz d'échappement (cf. figure B-1). L'analyse de la répartition des pertes énergétiques et exergétiques en fonction de la distance parcourue présentée sur la figure B-2 permet de conclure que pour les cycles urbain et embouteillage les pertes représentent jusqu'à 70 % des distances parcourues et sont inférieures à 12,5kW. Par ailleurs, en ce qui concerne les cycles routier et autoroutier, les pertes énergétiques et exergétiques dans les gaz d'échappement sont plus importantes (jusqu'à 30kW) et mieux réparties selon les niveaux de puissance. Ainsi, la plage de puissance exergétiques de transport des gaz d'échappement sur le cycle Artemis autoroutier est la plus intéressante et comprise entre 17,5 et 30 kW. Il s'avère que l'usage du système de Rankine sur cette plage présente le plus fort potentiel.

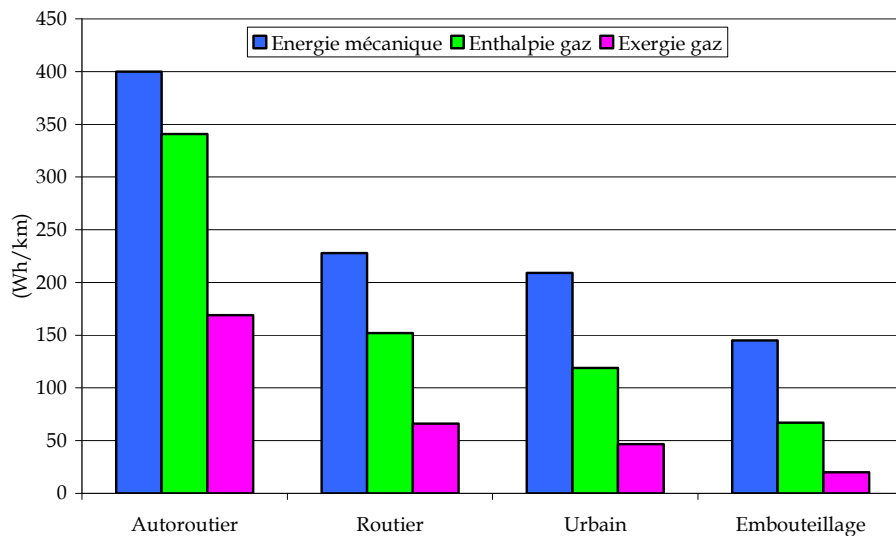


Figure B-1 Bilan des pertes énergétiques et exergétiques des gaz d'échappement rapportées au kilomètre parcouru sur cycles Artemis

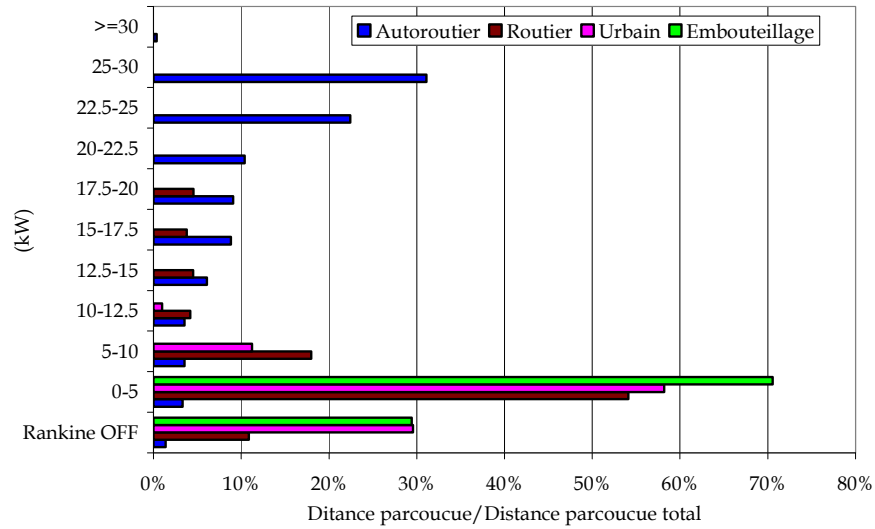


Figure B-2 Distribution de la puissance énergétique et exégétique des gaz d'échappement sur les cycles Artemis

La gamme de puissance perdue dans les gaz d'échappement est assez large. Toutefois, il existe une valeur de puissance correspondant à 30 % de la distance parcourue lors de cycle autoroutier. Cette puissance est comprise entre 25 et 30 kW. Une température de 718 °C et un débit des gaz de 220 kg·h⁻¹ moyens correspondent à cette puissance perdue. Ainsi, ce point de fonctionnement du moteur a été appelé nominal et proposé comme point de dimensionnement du système de Rankine.

ANNEXE C. Modèle du circuit de refroidissement

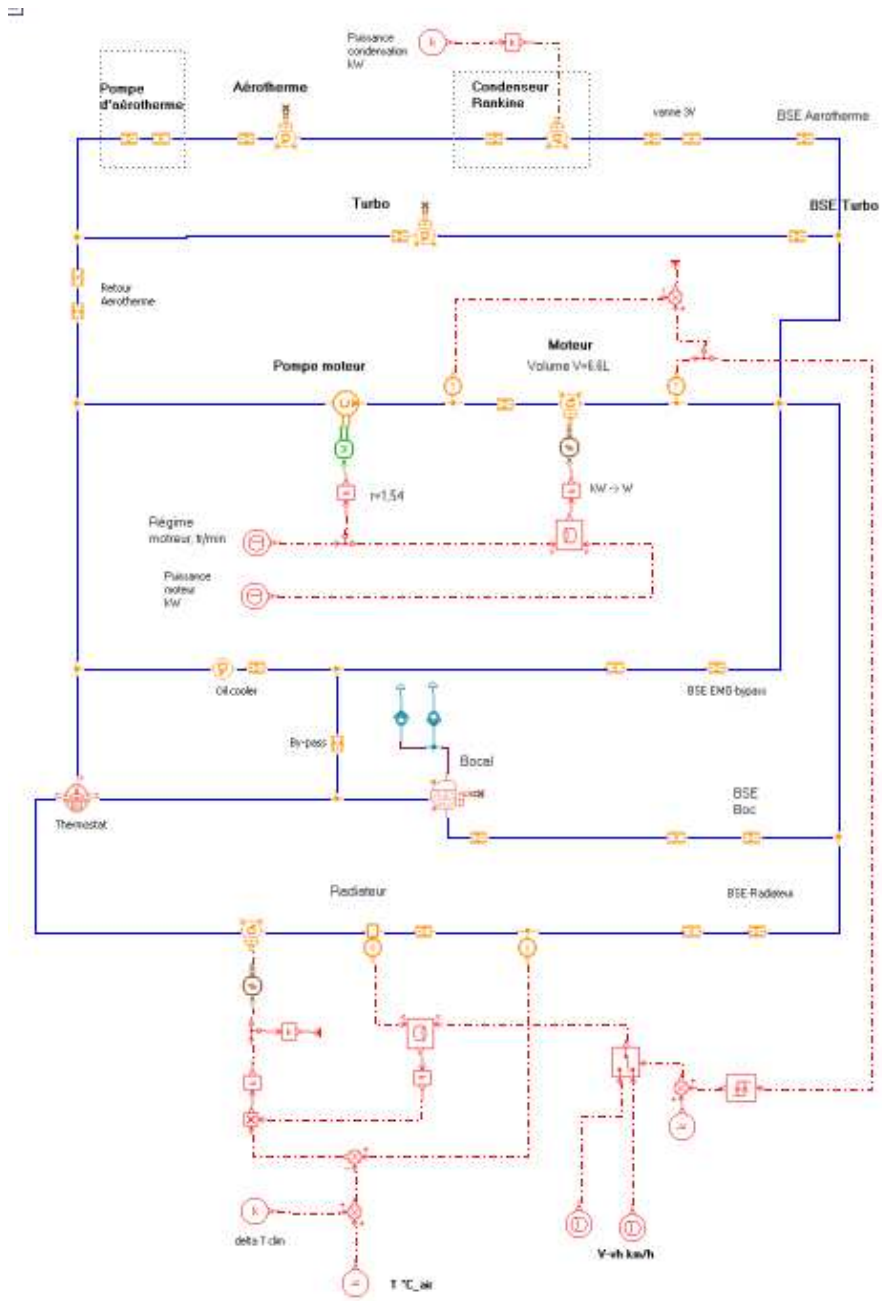


Figure C-0-1 Sketch du modèle du circuit de refroidissement H5Ft

ANNEXE D. Cycles ARTEMIS

Les cycles les plus proches à l'utilisation client sont les cycles Artemis. Ils existent le cycle embouteillage, urbain, routier et autoroutier présentés sur la figure d-0-1.

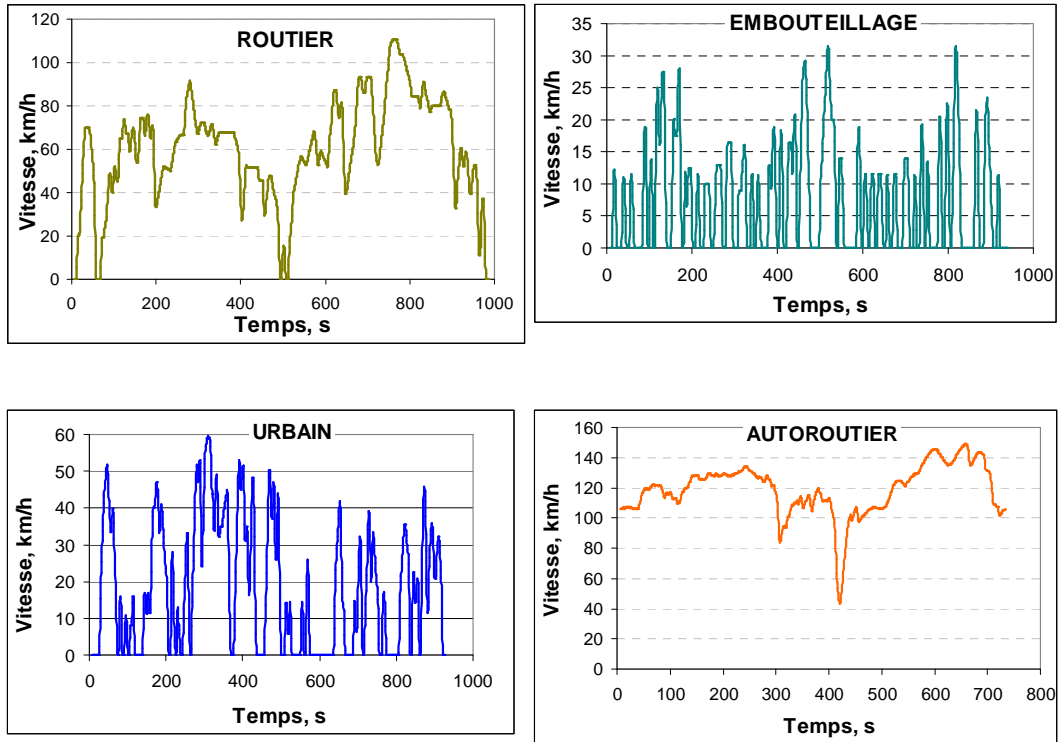


Figure D-0-1 Variation de la vitesse véhicule sur les cycles Artemis

Références bibliographiques

- [1] http://www.acea.be/collection/co2_emissions_faq_on_co2/#Q5
- [2] ANNAND W.J.D., B. SC. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. Proceeding of the Institution of mechanical engineering, June 1963, vol. 177, p. 973-996
- [3] AOUN Bernard. Micro-cogénération pour les bâtiments résidentiels fonctionnant avec des énergies renouvelables. 152p. Thèse : Energétique : Paris : 2008
- [4] ARIAS D.A, SHEDD T.A, JESTER R.J, Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle, SAE Int., 2006-01-1605
- [5] BACHTA T.M. Pompes volumétriques et moteurs hydrauliques pour les systèmes automatiques. Moscou : Mashinostroenie, 1974, 606 p. (Бапта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. Москва: Машиностроение, 1974, 606р.)
- [6] BADAMI M., MURA M. Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE). Energy 2009, vol. 34, p. 1315-1324
- [7] BADR O., NAIK S., O'CALLAGHAN P.W. Expansion machines for low power-output steam Rankine cycle engine. Applied energy, 1991, vol.39, p. 93-116
- [8] BADR O., NAIK S., O'CALLAGHAN P.W., PROBERT S.D. Rotary Wankel engines as expansion devices in steam Rankine cycle engines. Applied energy, 1991, vol. 39, p. 59-76
- [9] BADR O., O'CALLAGHAN P.W., PROBERT S.D. Performances of Rankine cycle engines as functions of their expander's efficiencies. Applied energy, 1984, vol. 73, p. 15-27
- [10] BAE S., HEO H., LEE H., LEE D., KIM T., PARK J., LEE H., KIM Ch. Performance characteristics of a Rankine steam cycle and boiler for engine waste heat recovery. SAE Int., 2011-28-0055
- [11] BELL L. Broader use of thermoelectric systems in vehicles. Thermoelectric IAV Conference, Berlin, 2008
- [12] BEN-BASSAT I., Wolgemuth C.H. Simulation of a two-stage rotary vane steam expander. SAE Int., 1972, 09-11-1972
- [13] BIANCHI M., DE PASCALE A. Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and innovative solutions for exploitation of low and medium temperature heat sources. Applied energy, 2001, vol. 88, p. 1500-1509
- [14] BRIGGS T.E., WAGNER R., EDWARDS K.D., CURRAN S., NAFZIGER E. A waste heat recovery system for light duty diesel engines. SAE Int., 2010, 2010-01-2205
- [15] BIN MOHD TAHIR M., YAMADA N. Characteristics of small ORC system for low temperature waste heat recovery. J. of Environment and engineering, 2009, vol. 4, n° 2, p. 375-385

- [16] BONNET S., ALAPHILIPPE M., STOUFF P. Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine. *Int. J. of Thermal sciences* 2005, vol. 44, p. 1161-1168
- [17] BORETTI A. Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car a naturally aspirated gasoline engine. *Applied Thermal Engineering* 2011, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.11.060
- [18] BORSUKIEWICZ-GOZDUR A., NOWAK W. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle. *Energy*, 2007, vol. 32, p. 344-352
- [19] BOURHIS G., LEDUC P. Energy and exergy balances for modern diesel and gasoline engines. *Les rencontre scientifiques de l'IFP*, 2008
- [20] BROWNE, M.W., BANSAL, P.K. Heat transfer characteristics of boiling phenomenon in flooded refrigerant evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 1999, vol. 19, p. 595-624
- [21] BUSCHMANN G., HAAS T., HOETGER M., MAYR B. IAV's steam engine. A unique approach to fulfill emission levels from SILEV to ZEV. *SAE Int.* 2001, 2001-01-0366
- [22] BUTCHER, C.J., REDDY, B.V. Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system. *Int.J. Heat and Masse Transfer*, 2007, vol. 50, p. 2355-2363
- [23] CHACARTEGUI R., SANCHEZ D., MUNOZ J.M., SANCHEZ T. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants. *Applied Energy*, 2009, vol. 86, p. 2162-2170
- [24] CHEN H., COSWAMI D.Y., STEFANAKOS E.K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversation of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, vol.14, pp. 3059-3067
- [25] CHEN Y, LUNDQVIST P., JOHANSSON A. Theoretical research of carbon dioxide power cycle application in automobile inducty reduce vehicle's fuel consumption, *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, p. 2041-2053
- [26] CHEN Y, LUNDQVIST P., JOHANSSON A., PLATELL P. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 2006, vol. 26, p. 2142-2147
- [27] CHISHOLM D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 1967, vol. 10, p. 1767-1778
- [28] CLEMENTE S., MICHELI D., REINI M., TACCANI R. Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications. *Applied energy*, 2012, doi:10.1016/j.apenergy.2012.01.029
- [29] CORNWELL K., and SCOONES D.S. Analysis of low quality boiling on plan and low finned tube. *Proceeding oh the 2nd UK Heat transfer conference, IMechE- IChemE*, vol. 1, 1988

- [30] CUEVAS C., DELVAUX J., LEBRUN J., LEMORT V., RODRIGUEZ A. Conversion d'énergie thermique pour réduire la consommation. Phase 1 : étude bibliographique. Rapport d'étude confidentielle pour Renault, Université de Liège. 64p. Mars 2007
- [31] CUEVAS C., LEBRUN J., LEMORT V., NGENDAKUMANA Ph. Development and validation of a condenser three zones model. Applied Thermal Engineering, 2009, vol. 29, p. 3542-3551
- [32] CUEVAS C., WINANDY E., LEBRUN J. Testing and modeling of an automotive wobble plate compressor. Int. J. of refrigeration, 2008, vol. 31, p. 423-431
- [33] DAI Y., WANG J., GAO L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle for low-grade waste heat recovery. Energy conversion and management, 2009, vol. 50, pp. 576-582
- [34] DE BOISGROLLIER Guillaume. Simulation de machines de conversion d'énergie pour application embarquée (Pompe à chaleur, climatisation, Rankine). 62p. Rapport de stage : Energétique : Paris : 2006
- [35] DE QUEIROZ HINDI G., ZABEU C.B., LANGEANI M. Turbocharged vs turbo compounded ethanol engine : fuel-air equivalence ratio impact. SAE Int. 2009, 2009-36-0050
- [36] DEMLER R.L. The application of the positive displacement reciprocating steam expander to the passenger car. SAE Int., 02-23-1976
- [37] DESAI N.B., BANDYOPADHYAY S. Process integration of organic Rankine cycle. Energy, 2009, vol. 34, p. 1674-1686
- [38] DOLZ V., NOVELLA R., GARCIA A., SANCHEZ J. HD Diesel engine equipment with a bottoming ranking cycle as a waste heat recovery system. Part 1: study and analysis of the waste heat energy. Applied Thermal Engineering, 2012, vol. 36, p. 269-278
- [39] DOYLE E., DI NANNO L., KRAMER S. Installation of a diesel-organic Rankine compound engine in class 8 truck for a single-vehicle test. SAE 1979, 790646, vol. 79, p. 0148-7191
- [40] DOYLE E.F., LEFEUVRE T., RAYMOND R.J. Some developments in small reciprocating Rankine cycle engines using organic working fluids. SAE Int. 1970, 700162
- [41] DRESCHER U., BRÜGGEMANN D. Fluid selection for the organic Rankine cycle in biomass power and heat plants. App.thermal eng. , 2007, vol. 27, p. 223-228
- [42] DUPARCHY A., LEDUC P., BOURHIS G., Heat recovery for next generation of hybrid vehicles: simulation and design of Rankine cycle system, Conference EVS 24, Stavanger, Norvège, mai 13-16, 2009, 17p.
- [43] EDWARDS K.D., WAGNER R. Investigating potential efficiency improvement for light-duty transportation applications through simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery. Proc. of ASME Int., San Antonio, USA. San Antonio: 2010, 2010-35123, 12p.

- [44] EDWARDS K.D., WAGNER R., BRIGGS T. Investigating potential light-duty efficiency improvement through simulation of turbo-compounding and waste heat recovery systems. SAE Int. 2010, 2010-01-2209.
- [45] EDWARDS S., EITEL J., PANTOW E., GESKES P., LUTZ R., TEPAS J. Waste heat recovery: the next challenge for commercial vehicle thermo management. SAE Int. 2012, 2012-01-1205
- [46] EL BAKKALI A. Modélisation des compresseurs à cylindrée fixe et à cylindrée variable à contrôle interne de pression. Note technique confidentielle n° 198/01/64260. Guyancourt : Renault, Groupe thermique, 2001, 27p.
- [47] EL CHAMMAS R, CLODIC D, Combined cycle for hybrid vehicles, Centre of energy studies, Ecole des Mines de Paris, SAE 2005-01-1171
- [48] ELDER A., LIEBL J. Thermoelectric waste heat recovery: a technology transfer from aerospace to the automotive industry. 1st Thermoelectric conference, Berlin, Germany, 2008
- [49] ENDO T., KAWAJIRI S., KOJIMA Y., TAKAHASHI K., Study on maximizing exergy in automotive engines, SAE Int., 2007, 2007-01-0257
- [50] ESPINOSA N., TILMAN L., LEMORT V., QUOILIN S., Lombard B. Ranking cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling. SIA, France, 10p.
- [51] FEULNER P. Electricity, power, heat - what are potential roles of additional energy-converters in future vehicles - a screening of technologies concerning cycles, integration and consequences. ATZ 2008-09-020
- [52] FOCKE W.W., ZACHARIADES J., OLIVIER I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermo hydraulic performance of a plate heat exchanger. Int.J. of Heat and Masse Transfer, 1985, vol. 28, N° 8
- [53] FORT E.F., BLUMBERG P.N., WOOD J.C. Evaluation of positive-displacement supercharging and waste heat recovery for an LHP diesel. SAE Int. 1987, 870026
- [54] FREYMANN R., RINGLER J., SEIFERT M., HORST T. The second generation turbosteamer. MTZ 0212012 vol.73
- [55] FREYMANN R., STROBL W., OBEIGLO A.. The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. MTZ 0512008 vol.69
- [56] FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-phase Flow Group Meet., Ispra, Italy, paper E2, 1979
- [57] GADDIS E. and GNIELINSKI V. Druckverlust in querdurchstroemten rohrbuendeln verfahrenstenstechnik, 1983, vol.17, n°17, p. 410-418
- [58] GARCIA-CASCALES J.R., VERA-GARCIA F., CORBERAN-SALVADOR J.M., GONZALEVEZ-MACIA J., FUENTES_DIAZ D., Assessment of boiling heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers, Int.J.of refrigeration, 2007, vol. 30, p. 1004 -1017

- [59] GIAMPAOLO M., MARRACCINI L., Model of a Steam/Organic Vapour Volumetric Reciprocating Expander, In Proceeding of 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2010): pp: 270-275. June 14-17, Lausanne, Switzerland.
- [60] GIANFRANCO A., COLONNA DI PALIANO P. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles. *Energy* 1998, vol. 23, p. 449-463
- [61] GU W., WANG Y., ZHENG B. Theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system. *J. power and energy*, 2009, vol. 223, p. 523-533
- [62] GUT J.A.W., PINTO J.M. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *J. Heat and Masse Transfer*, 2003, vol. 46, p. 2571-2585
- [63] HE M., ZHANG X., ZENG K., GAO K. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy*, 2011, vol.36, p. 6821-6829
- [64] HERON T.A.E., BULLOCK K.J. Design concepts of a new generation reciprocating steam engine. *SAE Int.* 1985, 850032
- [65] HOAGLAND L.C., DEMLER R.L., GERSTMANN J. Design features and initial performance data on an automotive steam engine. Part 1: Overall powerplant description and performance. *SAE Int.* 1974, 740295
- [66] HOPMANN U., ALGRAIN M.C. Diesel engine electric turbo compound technology. *SAE Int.* 2003, 2003-01-2294
- [67] HOUNSHAM S., WEERASIGHE R., STOBART R. Modelling heat recovery systems for hybrid vehicle applications. *IMEchE* 2007, p. 423-434
- [68] HOUNTALAS D.T., KATSANOS C.O., KOUREMENOS D.A. Study of available exhaust heat recovery technologies for HD diesel engine applications. *Int. J. of Alternative propulsion*, 2007, vol. 1, n° 2/3, p. 228-249
- [69] HOUNTALAS D.T., KATSANOS C.O., LAMARIS V.T. Recovery energy from diesel engine exhaust using mechanical and electric turbo compounding. *SAE Int.* 2007, 2007-01-1563
- [70] HUGONNOT P. Etude local et performances thermo hydrauliques à faibles nombres de Reynolds d'un canal plan corrugué : Application aux échangeurs à plaques. Thèse : Nancy : juin 1989
- [71] HUNG T.C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy conversion and management*, 2011, vol. 42, p. 539-553
- [72] HUNG T.C., SHAI T.Y., WANG S.K. A review of organic Rankine cycles for the recovery low-grade waste heat. *Energy*, 1997, vol. 22, n° 7, p. 661-667
- [73] HUNG T.C., WANG S.K., KUO C.H., PEI B.S., TSAI K.F. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 2010, vol. 35, p. 1403-1411

- [74] HUSSAIN Q., BRIGHAM D. Organic Rankine cycle for light duty passenger vehicles. DEER conference, 2011
- [75] HUSSAIN Q., BRIGHAM D. Organic Rankine cycle for waste heat recovery in a hybrid vehicle. Proceeding of the ASME Int. Conference, August 15-18, Montreal, Quebec, Canada, 2010, DETC 2010-28816, p. 249-258
- [76] HUSSAIN Q., BRIGHAM D. Thermoelectric exhaust heat recovery for hybride vehicles. SAE Int. 2009, 2009-01-1327
- [77] INGLE Y H.A., REED R., GOSWAMI D.Y. Optimization of a scroll expander applied to ammonia/water combined cycle system for hydrogen production. n°1645. Disponible sur : www.docstoc.com.
- [78] INVERNIZZI C., IOLA P., SILVA P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gaz turbines. App. Termal Energy., 2007, vol. 27, p. 100-110
- [79] JAKUBA S., MCGREEHAN A. Component development of automotive reciprocating steam expanders. SAE Int. 1975, 750068
- [80] JONSSON M., YAN J. Ammonia-water bottoming cycles : a comparison between gaz engines and diesel engines as prime movers. Energy 2001, vol 26, p. 31-44
- [81] KADOTA M., YAMAMOTO K. Advanced transient simulation on hybrid vehicle using Rankine cycle system. SAE Int. 2008, 2008-01-0310
- [82] KAKAÇ Sadik., LIU Hongtan. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, Deuxième edition. Boca Roton: CRC Press LLC, 2002, 501p.
- [83] KANE M., LARRAIN D., FAVRAT D., ALLANI Y. Small hybrid solar power system. Energy 2003; vol. 14, p. 1427-43
- [84] KARELLAS S., SCHUSTER A. Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications. Int.J. of Thermodynamics, 2008, vol. 11, p. 101-108
- [85] KIM HJ, AHN J.M., RHA P.C. Scroll expander for power generation from a low-grade steam source. Proc IMechE Part A 2007; 221 : 705-11
- [86] KLIMENKO V.V., A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer - second assessment, Int.J. Heat Mass Transfer, vol. 33, N° 10, p. 2073-2088, 1990
- [87] KONGTRAGOOL B., WONGWISES S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. Renewable and sustainable energy reviews, 2003, vol.7, pp. 131-154
- [88] LAFAY J. Formulaire des échanges thermiques en écoulement monophasique, Note CEA N 1660, 1973
- [89] LAI N.A., WANDLAND M., FISCHER J. Working fluids for a high-temperature organic Rankine cycles. Energy, 2011, vol.36, pp. 199-211
- [90] LATZ G., ANDERSSON S., MUNCH K. Comparison of working fluids in both subcritical and supercritical Rankine cycles for waste heat recovery systems in heavy-duty vehicles. SAE Int., 2012, 2012-01-1200

- [91] LEMORT V., QUOILIN S. Etude théorique d'un système Rankine sur la ligne d'échappement. Rapport d'étude confidentielle pour Renault, Université de Liège, 70p. Janvier 2009
- [92] LEMORT V., QUOILIN S., CUEVAS C., LEBRUN J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle. Applied thermal engineering, 2009, vol. 29, p. 3094-3102
- [93] LITTLE A., GARIMELLA S. Comparative assessment of cycles for waste heat recovery and upgrade. Proceeding of the ASME 3rd conference, 2009, ES2009-90023
- [94] LIU B.T., CHIEN K.H., WANG C.C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. Energy, 2004, vol. 29, p. 1207-1217
- [95] MADHAWA HETTIARACHCHI H.D., GOLUBOVIC M., WOREK W.M., IKEGAMI Y. Optimum design criteria for organic Rankine cycle using low temperature geothermal heat sources. Energy, 2007, vol. 32, p. 1698-1706
- [96] MAGO J.P., CHAMRA L.M. Exergy analysis of a combined engine-organic Rankine cycle configuration. J. power and energy, IMechE 2008, vol. 222, p. 761-770.
- [97] MAGO P.J., CHAMRA L.M., SOMAYAJI C. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles. Proc. J. Power and Energy, 2007, vol. 221, p. 255-264
- [98] MAGO P.J., CHAMRA L.M., SRINIVASAN K., SAMAYAYI C. An examination of regenerative organic Rankine cycle using dry fluids. Applied Thermal Engineering, 2008, vol. 28, p. 998-1007
- [99] MAIZZA V., MAIZZA A. Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems. Applied thermal engineering, 2001, vol. 21, p. 381-390
- [100] MAROSELLI Y. De l'énergie en réchauffé. Auto Moto, Mars 2009, p. 44-45. disponible sur : www.heat2power.net
- [101] MATHIAS J.A., JOHNSON J.R., CAO J., PRIEDEMAN D.K., CHRISTENSEN R.N. Experimental testing of gérotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of, an organic Rankine cycle, J.of energy resources technology ASME, vol. 131, 012202-1 2009
- [102] MILLER E.W., HENDRICKS T.J., PETERSON R.B. Modeling energy recovery using thermoelectric conversion integrated with organic Rankine bottoming cycle. J. of electronic materials, 2009, vol. 38, N° 7, p. 1206-1213
- [103] MORI M., YAMAGAMI T. Current possibilities of thermoelectric technology relative to fuel economy. SEA Int. 2009, 2009-01-1333
- [104] NELSON C.R. Exhaust energy recovery. 2010 annual merit review
- [105] NELSON C.R. Waste heat recovery for heavy-duty vehicles. 14th Annual diesel emissions reduction conference (DEER). January 2008
- [106] NG K.C., BONG T.Y., LIM T.B. A thermodynamic model for the analysis of screw expander performance. Heat recovery system and CHP, 1990 , vol. 10, N° 2, p. 119-133

- [107] OOMORI H., OGINO S., Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative engine cooling system, SAE Int. 1980, 930880
- [108] PARK T., TENG H., HUNTER L., VAN DER VELDE B., KLAVER J. A Rankine cycle system for recovering waste heat from HD diesel engines-Experimental results. SAE Int. 2011, 2011-01-1337
- [109] PATEL P.S., DOYLE E.F. Compounding the truck diesel engine with organic Rankine cycle system. SAE Int. 1976, 76343
- [110] PATTERSON A.T.C., TETT R.J., McGuire J. Exhaust heat recovery using electric turbogenerators. SAE 2009, 2009-01-1604
- [111] PEI G., LI J., LI Y., WANG D., JI J. Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle. Energy, 2011, vol. 36, p. 3215 - 3223
- [112] PETERSON R.B., WANG H., HERRON T. Performance of small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. Institution of Mechanical Engineers, Part A: J. of Power and Energy 2008, vol. 22, 227-82.
- [113] POIRO, I.L., ROHSENOW, W., DOERFFER S.S. Nusleate pool boiling heat transfer. II: Assessment of prediction methods. Int.J. Heat Mass Transfer, 2004, vol. 47, p. 5045-5057
- [114] QU W., MUDAWAR I., Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks - I. Experimental investigation and assessment of correlation methods, Int.J. Heat Mass Transfer, 2003, vol. 46, p. 2755-2771
- [115] QUI G., LIU H., RIFFAT S. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. Applied thermal engineering 2001, vol. 31, p. 3301-3307
- [116] QUOILIN S., AUMANN R., GRILL A., SCHUSTER A., LEMORT V., SPLIETHOFF H. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles. Applied energy 2011, vol. 88, p. 2183-2190
- [117] QUOILIN S., DECLAYE S., TCHANICHE B.F., LEMORT V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles. App.Thermal Engineering 2011, vol.31, p. 2885-2893
- [118] QUOILIN S., DECLAYES S., LEMORT V. Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle. 7th International conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, Antalia, Turquie, 19-21 juillet,2010
- [119] QUOILIN S., LEMORT V., LEBRUN J. Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander. Applied energy 2010, vol. 87, p. 1260-1268
- [120] RECK M., RANDOLF D. An organic Rankine engine for a 25 passanger bus. SAE Int., 1973, 730219
- [121] RINGLER J., SEIFERT M., GUYOTOT V., HUBNER W. Rankine cycle for waste recovery of IC engines. SAE Int., 2009, 2009-01-0174
- [122] RODRIGUEZ A., LEMORT V., LEBRUN J. Conversion d'énergie thermique pour réduire la consommation. Phase 2: étude de faisabilité de l'application d'un

- système Rankine dans une automobile. Rapport d'activité, Université de Liège, Novembre 2007
- [123] ROY J.P., MISRA A. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic Rankine cycle using R123 for waste heat recovery. *Energy*, 2012, doi:10.1016/j.energy.2012.01.026
- [124] ROY J.P., MISRA M.K., MISRA A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic Rankine cycle. *Energy*, 2010, vol. 35, p. 5049-5062
- [125] ROY J.P., MISRA M.K., MISRA A. Performance analysis of an organic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied energy*, 2011, vol. 88, p. 2995-3004
- [126] SALEH B., KOGLBAUER G., WENDLAND M., FISCHER J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 2007, vol. 32, p. 1210-1221
- [127] SATHYABHAMA A., HEGDE R.N. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficient. *Thermal science*, 2010, vol. 14, N°2, p. 353-364
- [128] SCHUSTER A., KARELLA S., KAKARAS E., SPLIETHOFF H. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Applied thermal engineering*, 2009, vol. 29, p. 1809-1817
- [129] SENDYKA B., SOCZOWKA J. Recovery of exhaust gases energy by means of turbocompound. Disponible sur: www.heat2power.net/en_benchmark.php
- [130] SERRANO J.P., DOLZ V., NOVELLA R., GARCIA A. HD diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: evaluation of alternative solutions. *App. Thermal engineering*, 2012, vol. 36, p. 279-287
- [131] SETOGUCHI T., SANTHAKUMAR S., MAEDA H., TAKAO M., KANEKO K. A review of impulse turbines for wave energy conversion. *Renewable energy* 2001, vol. 23, p. 261-292
- [132] SHAH R.K. Advances in automotive heat exchanger technology. *SAE Int.*, 2003, 2033-01-0533
- [133] SHENGJUN Z., HUAIXIN W., TAO G. Performance comparison and optimization of subcritical organic Rankine cycle (ORC) and transcritical power system for low-temperature geothermal power generation. *Applied energy*, 2011, vol. 88, p.2740-2754
- [134] SHONDA O. Définition des points des gaz d'échappement pour le dimensionnement de l'évaporateur du cycle de Rankine. Note technique confidentielle 2081-2010-68260. Guyancourt : Renault, Département système véhicule, 2010, 16p.
- [135] SHONDA O. Définition des points des gaz d'échappement pour le dimensionnement d'un cycle de Rankine. Note technique confidentielle 0684-2011-68550. Guyancourt : Renault, Département conception et ingénierie numériques, 2011, 7p.

- [136] SHONDA Osoko. Contribution au développement d'outils numériques d'analyse exergétique pour l'optimisation des groupes motopropulseurs de véhicule automobiles. 186p. Thèse : thermique et énergétique : Lyon, 2009
- [137] SHU G., ZHAO J., TIAN H., WEI H., LIANG X. Theoretical analysis of engine waste heat recovery by the combined thermo-generator and organic Rankine cycle system. SAE Int. 2012, 2012-01-0636
- [138] SRINIVASAN K.K., MAGO P.J., KRISHNAN S.R. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle. Energy, 2010, vol. 35, p. 2387-2399
- [139] STOBART R, HOUNSHAM S, The controllability of vapour based thermal recovery system in vehicles, SAE Int., 2007, 2007-01-0270
- [140] STOBART R., WEERASINGHE R. Heat recovery and bottoming cycles for SI and CI engines. A perspective. SAE Int., 2006, 2006-01-0662
- [141] SUMITH B., KAMINAGA F., MATSUMURA K., Saturated film boiling of water in vertical small diameter tube, Experimental thermal and fluid science, 2003, vol. 27, p. 789-801
- [142] SYNIUTA W.D., PALMER R.M. Design features and initial performance data on an automotive steam engine. Part 2: Reciprocating steam expander: design features and performance. SAE Int. 1974, 740296
- [143] TCHANCHE B.F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS G., FRANGOUDAKIS A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. Applied thermal engineering, 2009, vol. 29, p. 2468-2476
- [144] TENG H. Waste heat recovery concept to reduce fuel consumption and heat rejection from a diesel engine. SAE Int., 2010, vol. 3, 2010-01-1928
- [145] TENG H., KLAVER J., PARK T., HUNTER L., VAN DER VELDE B.. A Rankine cycle system for recovering waste heat from HD diesel engines-WHR system development. SAE Int. 2011, 2011-01-0311
- [146] TENG H., REGNER G., COWLAND C. Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic Rankine cycle. SAE Int. 2006, 2006-01-3522
- [147] TENG H., REGNER G., COWLAND C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle. Part 1: Hybrid energy of diesel and Rankine engines. SAE Int., 2007, 2007-01-0537
- [148] TENG H., REGNER G., COWLAND C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle. Part 2: Working fluids for WHR-ORC. SAE Int., 2007, 2007-01-0543
- [149] TOURE Abdou. Etude théorique et expérimental d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération. 206p. Thèse : Physique : Pau : 2011, n° 10PAUU3012
- [150] VAJA I., GAMBAROTTA A. Internal combustion engine bottoming with organic Rankine cycles. Energy, 2010, vol. 35, p. 1084-1093

- [151] VÉLEZ F., SEGOVIA J.J., MARTIN M.C., ANTOLIN G., CHEJNE F., QUIJANO A. Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature. *Fuel processing technology*, 2011. doi:10.1016/j.fuproc.2011.09.017
- [152] VERA-GARCIA, F., GARCIA-CASCALES, J.R., GONZALVEZ-MACIA R., CABELLO, R., LLOPIS R., SANCHEZ D., TORRILLA E. A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol. 30, p. 1231-1241
- [153] WANG E.H., ZHANG H.G., FAN B.Y., OUYANG M.G., ZHAO Y., MU Q.H. Study of fluid selection of organic Rankine cycle for engine waste heat recovery. *Energy*, 2011, vol.36, p. 3406-3418
- [154] WANG T., ZHANG Y., PENG Z., SHU G. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews* 2011, vol.15, p.2862-2871
- [155] WANG, C.C. CHI, K.Y, CHNAG, C.J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 2000, vol. 43, p. 2693-2700.
- [156] WEERASINGHE W.M.S.R., STOBART R.K., HOUNSHAM S.M. Thermal efficiency improvement in high diesel engines a comparison of a Rankine cycle with turbo compounding. *App. Thermal Engineering*, 2012, vol. 30, p. 2253-2256
- [157] WEI D., LU X., LU Z., GU J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy conversation and Management* 2007, vol. 48, p. 1113-1119
- [158] WEI M.S., FANG J.L., MA C.C., DANISH S.N. Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system. *Science china, Technological sciences*, 2011, vol. 54, n° 10, p. 2746-2753.
- [159] WELLSANDT S., VAMLING L. Heat transfer and pressure drop in a plate-type evaporator. *Int.J. of refrigeration*, 2003, vol. 26, p. 180-188
- [160] WINANDY E., SAAVEDRA O. C., LEBRUN J., Simplified modeling of an open-type reciprocating compressor, *Int. J. of thermal Sciences*, 2002, vol. 41, p. 183-192
- [161] YAMAMOTO T., FURUHATA T., ARAI N., MORI K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 2001, vol. 26, p. 239-251
- [162] YANG B., PENG X., GUO B., XING Z. Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander. *Applied thermal engineering*, 2009, vol. 29, p. 2289-2296
- [163] YARI M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable energy*, 2010, vol. 35, p. 112-121
- [164] YARI M., MAHNOUDI S.M.S. Utilization of waste heat from CT-MHR for power generation in organic Rankine cycles. *Applied Thermal engineering*, 2010, vol. 30, p. 366-375

- [165] YU W., FRANCE D.M., WAMBSGANSS, HULL J.R., Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flow to water in a small-diameter horizontal tube, *Int.j. Multiphase Flow*, 2002, vol. 28, p. 927-941
- [166] ZHANG B., PENG X., HE Z., XING Z., SHU P. Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle. *Applied thermal engineering*, 2007, vol. 27, p. 1629-1636
- [167] ZHANG W., HIBIKI T., MISHIMA K., Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, *Int.J. of heat and mass transfer*, 2004, vol. 47, p. 5749-5763
- [168] ZHANG X., ZENG K., BAI S., HE M. New technology of thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle gasoline engine. *Power and Energy engineering Conference*, 27-31 mars, 2009. 6 p.
- [169] ZHANG X., ZENG K., BAI S., ZHANG Y., HE M. Exhaust recovery of vehicle gasoline engine based on organic Rankine cycle. *SAE Int.*, 2011, 2001-01-1339

Liste des publications et communications

1. GLAVATSKAYA Y., SHONDA O. La récupération d'énergie dans le véhicule automobile. Focus sur la récupération d'énergie thermique. Cycle annuel de visioconférences internationales Cnam-SIA-Ifp school-UPMC, Paris, Mars 2010
2. GLAVATSKAYA Y., LEMORT V., PODEVIN P., SHONDA O., YU R. Exhaust heat recovery Rankine system for passenger cars: modelling and design. 24th International conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental Impact of energy systems (ECOS), Novi Sad, Serbie, 2011, Proceeding of conference, p. 2288-2302
3. GLAVATSKAYA Y., OLIVIER G., SHONDA O., PODEVIN P. Heat recovery systems for passenger vehicles. 10th International Automotive Congress, Automotive engineering and environment (CAR), Pitesti, Roumanie, 2011, Book of abstract, p. 18-19.
4. GLAVATSKAYA Y., PODEVIN P, LEMORT V., SHONDA O., DESCOMBES G. Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. *Energies*. 2012; 5(6) :1751-1765
5. GLAVATSKAYA Y., SHONDA O. Etude du dimensionnement de la machine de détente à pistons axiaux. Note technique confidentielle 68550-2012-0708. Guyancourt : Renault, Département Systèmes Energétiques, 2012, 4p.
6. GLAVATSKAYA Y., SHONDA O. Développement et validation d'un modèle physique de la machine de détente pour cycle de Rankine. Note technique confidentielle 68550-2012-0709. Guyancourt : Renault, Département Systèmes Energétiques, 2012, 4p.

GLAVATSKAYA Yulia

74, rue de Maubeuge 75009, Paris

☎: 06 27 33 38 77

E - mail : glav.yulia@gmail.com

28 ans

Nationalité : Russe

Célibataire

INGENIEUR-DOCTEUR (Thermique et environnement)

FORMATION

2009 –2012 : Doctorant C.I.F.R.E. en thermique et environnement, **Renault, Université de Liège, le C.N.A.M., Université Pierre et Marie Curie (Paris VI)** (*France, Belgique*)

2007 – 2008 : Diplôme National de master scientifique et technique Paris Tech Fondation Renault « Transport et développement durable », **Ecole Polytechnique, Ecole des Mines, Ecoles des Ponts et Chaussées** (*Paris, France*)

2001 – 2007 : Diplôme d'ingénieur, (BAC+5) Option « Machines hydrauliques et pneumatiques » (*mention excellent*) **Ecole de Baumann** (Moscou, Russie)

EXPERIENCE PROFESSIONNELLE

2009 –2012 : Doctorant en thermique et environnement chez Renault, Université de Liège, le C.N.A.M., Université Pierre et Marie Curie (Paris VI) (*France, Belgique*)

Sujet : « Récupération d'énergie thermique des gaz d'échappement par un cycle de Rankine en vu de réduire la consommation du véhicule automobile »

2008 (6 mois) : Projet de fin d'études Master, Renault (Direction plan environnement)

Sujet : « Etude d'impact environnemental du véhicule électrique »

2007 (6 mois) : Projet de fin d'études (BAC+5), Bureau d'études, «Usine de chemins de fer », (Russie)

Sujet : «Système hydraulique de guidage du déplacement du satellite d'un engin de maintenance de chemin de fer»

2005 –2007 : Apprentie, Bureau d'études, « KADVI », Kalouga, Russie

COMPETENCES

Russe : langue maternelle

Français : courant

Anglais : courant - TOEIC 770(2012)

Scientifique : suivie de projets, modélisation des systèmes diphasiques, systèmes énergétiques, machine à fluides

Logiciels spécifiques : Matlab, Lab View, Amesim, EES

Logiciels de CAO : Autocad, Solid Works, Pro Engineer, Catia

Centres d'intérêt: couture, randonnées, natation

COMMUNICATION ET PUBLICATIONS

1. Y. GLAVATSKAYA, O.F. SHONDA: « La récupération d'énergie dans le véhicule automobile. Focus sur la récupération d'énergie thermique ». Cycle annuel de visioconférences internationales Cnam-SIA-Ifp school-UPMC, Paris, Mars 2010
2. Y. GLAVATSKAYA, V. LEMORT, P. PODEVIN, O.F. SHONDA, R. YU. Exhaust heat recovery Rankine system for passenger cars: modelling and design. 24th International conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental Impact of energy systems (ECOS), Novi Sad, Serbie, 2011, Proceeding of conference, p. 2288-2302

CONFIDENTIEL RENAULT

3. Y. GLAVATSKAYA, G. OLIVIER, O.F. SHONDA , P. PODEVIN. Heat recovery systems for passenger vehicles. 10th International Automotive Congress, Automotive engineering and environment (CAR), Pitesti, Roumanie, 2011, Book of abstract, p. 18-19.
4. Glavatskaya Y., Podevin P., Lemort V., Shonda O., Descombes G. Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. Energies. 2012; 5(6):1751-1765