



Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule

**THÈSE présentée à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour en
co-tutelle avec l'Université Nationale de Colombie
par
Manuel Alejandro Fula Rojas**

Soutenue publiquement à Pau le 3 décembre 2015

Devant la commission d'examen formée de :

Ivan Dario GIL CHAVEZ, Professeur, Université Nationale de Colombie, examinateur
François LANZETTA, Professeur des Universités, Université de Franche-Comté, rapporteur
Céline MORIN, Professeur des Universités, Université de Valenciennes, rapporteur
Oscar PIAMBA TULCAN, Professeur, Université Nationale de Colombie, examinateur

Co-directeurs de thèse :

Pascal STOUFFS, Université de Pau et des Pays de l'Adour, France
Fabio Emiro SIERRA VARGAS, Université Nationale de Colombie, Colombie

Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule

Manuel Alejandro Fula Rojas

Thèse présentée comme condition partielle pour l'obtention du titre de:

Docteur en Energétique, Sciences de l'Ingénieur (UPPA-Fr).

Doctor en Ingeniería Mecánica y Mecatrónica (UNAL-Col)

Directeurs:

Ph.D. Pascal STOUFFS

Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA)

Laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés (LaTEP).

Pau, France

Ph.D. Fabio Emiro SIERRA VARGAS

Universidad Nacional de Colombia (UNAL)

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2015

RÉSUMÉ

Avec l'épuisement des ressources naturelles, notamment les sources d'énergies fossiles, les énergies renouvelables sont à nouveau considérées comme une alternative réelle pour la transition énergétique des pays industrialisés.

Les moteurs à apport de chaleur externe comme le Stirling et son « cousin » le moteur Ericsson peuvent valoriser de multiples sources -renouvelables ou non- d'énergie thermique. Le moteur Ericsson est ainsi particulièrement bien adapté pour la conversion de l'énergie solaire ou de la biomasse en électricité dans des applications de micro-cogénération. Cette thèse s'inscrit dans la continuation des travaux théoriques et expérimentaux sur le moteur Ericsson réalisés au LaTEP de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour. Dans ce travail, nous nous sommes principalement intéressés aux transferts thermiques entre le fluide de travail et les parois des cylindres de compression et de détente du moteur. Un premier modèle, global, a permis de déterminer dans quelles conditions ces transferts thermiques peuvent améliorer les performances du système énergétique considéré. Un second modèle, 'intracycle', a permis d'évaluer les transferts thermiques instantanés dans les cylindres à partir des corrélations habituellement utilisées dans les moteurs à combustion interne. Le prototype de moteur Ericsson a alors été équipé de différents capteurs de pression et de températures, ces derniers étant constitués de micro-thermocouples. Les relevés de température instantanée dans le cylindre de compression sont présentés commentés et comparés aux résultats obtenus par le modèle « intracycle ».

Mots clef: micro-cogénération, moteur Ericsson, moteur alternatif à cycle de Joule, énergie solaire, énergie de la biomasse, transferts thermiques dans les cylindres.

Abstract

With exhaustion of natural resources, in particular the fossil energy sources, renewable energies are again regarded as a real alternative for the needed energy transition of the industrialized countries. The "hot air engines" like the Stirling engine and his "cousin" the Ericsson engine, can use multiple thermal sources - renewable or not -. The Ericsson engine is thus particularly well adapted for solar or biomass energy conversion in electricity or for microcogeneration purposes. This thesis is a continuation of the theoretical and experimental work on the Ericsson engine realized in the *LaTEP* of the *University of Pau* (France). In this work, we are mainly interested in the - in-cylinder - heat transfer between the working gas and the walls of the compression and expansion cylinders of the Ericsson engine. A first original model made possible to determine under which conditions these heat transfers can improve the performances of the energy system considered. A second model, "intracycle", allowed to evaluate the instantaneous heat transfers in the cylinders starting from the correlations usually used in the internal combustion engines, reciprocating compressors and pneumatic springs. The Ericsson prototype was then equipped with various pressure and temperature gauges, the latter consisting of K-type microthermocouples of 25 and 12,5 μ m wires. The results of instantaneous temperature measurements in the compression cylinder are presented, commented and compared with the results obtained by the "intracycle" model.

Keywords: micro-cogénération, Ericsson Engine, Reciprocating Joule cycle, solar energy, biomass energy, in-cylinder heat transfers.

Table des matières

	Pág.
Liste des figures.....	XI
Liste des tableaux	XVII
NOMENCLATURE.....	XIX
1. Le contexte général : besoins en systèmes de conversion d'énergie solaire et biomasse en Colombie et en France.....	23
1.1 Objectif global du projet dans lequel s'inscrit la thèse.....	23
1.2 Les besoins en systèmes de conversion d'énergie primaire en électricité de petite puissance.....	24
1.2.1 Télécommunications.....	24
1.2.2 La question de la transition énergétique en France et en Europe	24
1.2.3 De l'énergie pour le développement rural en Colombie.	24
1.2.4 La raréfaction des ressources fossiles	25
1.3 La cogénération de petite puissance pourrait être une solution partielle au problème de la transition énergétique	25
1.4 Energie solaire : Photovoltaïque (PV) vs solaire concentré (CSP).....	28
1.5 Biomasse et µCHP	32
1.6 Technologies de moteurs thermiques pour la production d'électricité de petite puissance	38
1.6.1 Des alternatives aux groupes électrogènes ?	38
1.6.2 ORC et microcogénération	40
1.6.3 Moteurs à combustion interne et microcogénération.....	41
1.6.4 Les turbines à vapeur et les machines à vapeur d'eau.....	42
1.6.5 Microturbines à gaz	44
1.6.6 Le moteur Stirling.....	45
1.7 Conclusion	48
2. Moteurs alternatifs à cycle de Joule-Brayton : état de l'art.....	49
2.1 Le moteur Ericsson : définition et intérêt.....	49
2.2 Bref historique	51
2.3 Développements récents dans le monde	52
2.4 Développements récents en France	62
2.5 Les travaux au LaTEP	66
2.5.1 Les premiers travaux de modélisation.....	66
2.5.2 Les travaux de F. LONTSI	73
2.5.3 La thèse de Touré.....	76

3. Transferts thermiques instationnaire dans le cylindre : bibliographie	78
3.1 Les travaux issus des moteurs à combustion interne	78
3.2 Les travaux portant sur les compresseurs à piston	89
3.3 Les travaux issus des ressorts gazeux (Nu complexe).....	92
3.4 Conclusion.....	96
4. Modélisation.....	98
4.1 Introduction.....	98
4.2 Les transferts thermiques et la destruction de l'exergie.....	100
4.3 Modélisation thermodynamique globale	101
4.3.1 Compression et détente polytropiques de l'air	101
4.3.2 Description de la modélisation - Approche globale	104
4.3.3 Résultats du modèle global	107
4.3.4 Conclusions du modèle global.....	113
4.4 Modélisation « intracycle » des transferts instantanés	114
4.4.1 Introduction générale du modèle	114
4.4.2 Modélisation des cylindres	117
4.4.3 Modélisation des transferts thermiques dans les cylindres	118
4.4.4 Modélisation globale du moteur. Méthode de résolution	119
4.4.5 Résultats pour les cylindres adiabatiques.....	119
4.4.6 Résultats détaillés pour n = 900 tr/min : corrélations issues des études sur les moteurs à combustion interne	123
4.4.7 Résultats détaillés pour n = 900 tr/min : corrélation issue des études sur les compresseurs alternatifs.....	127
4.4.8 Résultats détaillés pour n = 900 tr/min : corrélation issue des études sur les ressorts gazeux	131
4.4.9 Résultats globaux pour n = 900 tr/min	135
4.4.10 Influence de la vitesse de rotation	138
4.4.11 Conclusion générale sur le modèle « intracycle » des transferts instantanés	151
5. Présentation du prototype et du banc d'essai.....	152
5.1 Le prototype de moteur Ericsson	152
5.2 Le banc d'essai.....	157
5.3 L'acquisition de données.....	165
5.4 Les différentes campagnes de mesure	167
6. Mesure de la Température Instantanée	168
6.1 Introduction.....	168
6.2 Fabrication des capteurs à micro-thermocouples	170
6.3 Estimation du temps de réponse	173
7. Résultats expérimentaux.....	177
7.1 Types d'essais possibles	177
7.2 Plan d'expériences.....	179
7.3 Difficultés rencontrées	181
7.4 Résultats expérimentaux.....	182
7.4.1 Préparation des essais	182
7.4.2 Mesures à 600 t/min, avec température de paroi à 15 °C	183
7.4.3 Influence de la vitesse de rotation	188
7.4.4 Influence de la température de paroi	191
7.5 Conclusion des essais	194

8. Conclusions et perspectives	195
--------------------------------------	-----

Liste des figures

Pag.

Fig. 1. Avantages de la micro-cogénération par rapport à l'utilisation traditionnelle d'électricité et chaleur.....	27
Fig. 2. Comparaison de l'impact environnemental (cycle de vie) entre deux solutions CSP vs PV.....	29
Fig. 3. Schéma d'un système de micro-cogénération solaire pour des applications résidentielles.....	30
Fig. 4. Economie financière relative permise par une centrale à concentration solaire ..	30
Fig. 5. Economie réalisée et temps de retour sur investissement d'une µCHP résidentielle à CSP selon différents scénarios.....	31
Fig. 6. Evolution de la production d'énergie primaire issue de la biomasse solide dans les pays de l'Union Européenne depuis 2000 (en Mtep).....	33
Fig. 7. Production d'énergie primaire, production brute d'électricité et consommation de chaleur à partir de biomasse solide de l'Union Européenne en 2011 (Mtep).	34
Fig. 8. Wheelabrator Shasta Energy Company, Anderson, California. Production de 49-MWe en cycle Rankine à partir de combustion de bois et pulpe de papier. (Photo NREL).	Erreur ! Signet non défini.
Fig. 9. Gazéificateur à bois de la centrale de production électrique de McNeil en, Burlington, Vermont (Photo NREL).	36
Fig. 10. Système modulaire de CHP proposé par CPC capable de produire 100 kWe.	37
Fig. 11. Allures des courbes de saturation des fluides organiques les plus utilisés.....	40
Fig. 12. Unité de micro-cogénération de l'entreprise belge COGENGREEN. Les systèmes électroniques de contrôle et les échangeurs thermiques placés sous le groupe électrogène moteur-générateur ne sont pas présents sur cette figure	41
Fig. 13. Photo de la turbine de µCHP de 1.2 kWe construite par GREENTURBINE.....	43
Fig. 14. Unité domestique de micro cogénération EXOES à cycle de Rankine à partir de granulés de bois, produisant 1.6 kWe et 16kWth.....	44
Fig. 15. Schéma du moteur STIRLING 161 produit par l'entreprise SOLO. http://www.buildup.eu/system/files/Solo%20Stirling%202.jpg	45
Fig. 16. Photo du STIRLING SOLO 161 de 11kWe. http://www.buildup.eu/system/files/SOLO%20Stirling.jpg	46
Fig. 17. Schéma des composants principaux d'un système Dish/Stirling.....	46

Fig. 18. Système Dish/Stirling 4-95 Mark II de 25 kW pour une irradiation de 1000W/m ² construit par McDonnell Douglas installé dans la Californie du Sud.	47
Fig. 19. Modules parabole-moteur Stirling de 30 kW construits par RIPASSO Energy. A gauche, fonctionnement, lors de l'obtention du record mondial de conversion d'énergie solaire en électricité à Upington (Afrique du Sud) en janvier 2013. A droite, des techniciens vérifient les machines.	48
Fig. 20. Configuration typique d'un moteur Stirling.	50
Fig. 21. Configuration d'un moteur Ericsson avec récupération (cycle fermé).	50
Fig. 22. Cycle théorique d'Ericsson (en haut) et cycle théorique de Joule ou Brayton (en dessous).	51
Fig. 23 . The Rider -Ericsson Hot-Air Engine.....	52
Fig. 24 Le même moteur adapté pour le pompage d'eau.....	52
Fig. 25. Moteur en cycle fermé de Joule avec apport de chaleur électrique mais proposé pour hydro charbon.	57
Fig. 26. Moteur en cycle de Joule à récupération proposé par Bell.	58
Fig. 27. Schéma du cycle théorique développé par chaque cylindre de l'engin proposé par Bell.....	58
Fig. 28. Schéma d'une des machines à piston à combustion interne en cycle de Brayton-Joule proposé par Holtzapple et al.....	59
Fig. 29. Schéma de principe d'un moteur Ericsson proposé par Kossul.	60
Fig. 30. Schéma de compresseur ou détendeur proposé par Kossul.	62
Fig. 31 Schéma de fonctionnement du moteur Ericsson proposé par Creyx et al.....	63
Fig. 32. Schéma du moteur Ericsson proposé par S BONNET.....	67
Fig. 33. Rendement interne d'un moteur Ericsson en fonction du rapport de pression β . 68	
Fig. 34. Puissance du système hélio-thermodynamique d'après la modélisation de Alaphillipe et al.....	69
Fig. 35. Banc d'essai du capteur solaire cylindre parabolique-vapeur construit au LaTEP.	70
Fig. 36 Température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur solaire et du type d'estampage des tubes.	71
Fig. 37. a) enroulement hélicoïdal b) ruban torsadé c) tuyau estampé d) mousse poreuse	72
Fig. 38. Héliostat d'environ 4kW pour un moteur Stirling construit par Luc Dando.	72
Fig. 39. Schéma de modélisation du moteur Ericsson introduit par Lontsi.....	73
Fig. 40. Angles d'ouverture et fermeture des soupapes pour le cylindre de détente.	74
Fig. 41. Comparaison des rendements thermodynamiques avec et sans récompression du volume mort du cylindre de détente, pour $\theta = 3$, $\mu_C = 0,17$ et $\mu_E = 0,12$	77
Fig. 42. Modélisation thermique d'un moteur à combustion interne.	81
Fig. 43. Géométrie et dimensions des soupapes du détendeur du moteur Ericsson au LaTEP.....	81
Fig. 44. Répartition de l'énergie dégagée par la combustion en travail mécanique et en chaleur à gauche) et diagramme de Sankey énergétique et rendement associé (à droite).	82
Fig. 45. Configuration basique du moteur Ericsson avec récupération (cycle ouvert)....	98

Fig. 46. Cycle Ericsson avec récupération (en haut) vs Cycle Joule-Brayton (en bas)...	100
Fig. 47. Compression (gauche) et détente (droite) : approche polytropique (ligne continue) vs trajectoire réelle (trais discontinus).....	103
Fig. 48. Diagramme générique du cycle de puissance avec récupération du moteur Ericsson.	105
Fig. 49. Rendement thermique vs k_c et k_e pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 100 \%$	108
Fig. 50. Chaleur fournie par la source chaude pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85 \%$	108
Fig. 51. η vs k_c et k_e pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85 \%$	109
Fig. 52. η pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 65 \%$	110
Fig. 53. Chaleur fournie par la source chaude pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 65 \%$	110
Fig. 54. η pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 0 \%$	111
Fig. 55. Travail pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85 \%$	112
Fig. 56. η en fonction de β pour $\varepsilon = 85 \%$	113
Fig. 57. Vue partielle du prototype de moteur Ericsson développé au LaTEP.....	116
Fig. 58. Principe du piston double effet (E : détente ; C : compression).....	117
Fig. 59. Diagramme indicateur du cylindre de compression (cas adiabatique).....	120
Fig. 60. Diagramme indicateur du cylindre de détente (cas adiabatique).....	120
Fig. 61. Débit au travers des soupapes du cylindre de compression (cas adiabatique) .	121
Fig. 62. Débit au travers des soupapes du cylindre de détente (cas adiabatique).....	121
Fig. 63. Evolution de la pression au réchauffeur en fonction de la vitesse de rotation, pour deux diamètres de soupape (cas adiabatique)	122
Fig. 64. Evolution de la masse de fluide de travail débitée par cycle en fonction de la vitesse de rotation, pour deux diamètres de soupape (cas adiabatique).....	122
Fig. 65. Coefficient de transfert instantané dans le cylindre de compression.....	124
Fig. 66. Coefficient de transfert instantané dans le cylindre de détente.	124
Fig. 67. Température instantanée dans le cylindre de compression.	125
Fig. 68. Température instantanée dans le cylindre de détente.....	125
Fig. 69. Diagramme entropique du cylindre de compression.	126
Fig. 70. Diagramme entropique du cylindre de détente.....	126
Fig. 71. Diagramme entropique du cycle complet.	127
Fig. 72. Coefficients de transfert pour la corrélation de Disconzi et al.....	128
Fig. 73. Température instantanée dans le cylindre de compression. Corrélation de Disconzi.....	129
Fig. 74: Température instantanée dans le cylindre de détente. Corrélation de Disconzi.	129
.....	129
Fig. 75. Diagramme entropique du cylindre de compression. Corrélation de Disconzi...130	130
Fig. 76. Diagramme entropique du cylindre de détente. Corrélation de Disconzi.130	130
Fig. 77. Diagramme entropique du cycle complet. Corrélation de Disconzi.....131	131
Fig. 78. Puissance thermique échangée dans les deux cylindres. Corrélation de Kornhauser.....132	132
Fig. 79. Composantes réelles et imaginaires des puissances thermiques échangées...132	132
Fig. 80. Température instantanée dans le cylindre de compression. Corrélation de Kornhauser.....133	133

Fig. 81. Température instantanée dans le cylindre de détente. Corrélation de Kornhauser.	133
Fig. 82. Diagramme entropique du cylindre de compression. Corrélation de Kornhauser.	134
Fig. 83. Diagramme entropique du cylindre de détente. Corrélation de Kornhauser.....	134
Fig. 84. Diagramme entropique du cycle complet. Corrélation de Kornhauser.	135
Fig. 85. Rendement thermique en fonction de la vitesse pour les six corrélations étudiées.	138
Fig. 86. Pression du réchauffeur en fonction de la vitesse pour les six corrélations étudiées.....	139
Fig. 87. Débit massique en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	140
Fig. 88. Masse par cycle en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	140
Fig. 89. Puissance indiquée en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	141
Fig. 90. Travail massique indiqué en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.	142
Fig. 91. Puissance indiquée du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	142
Fig. 92. Travail massique indiqué du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	143
Fig. 93. Puissance indiquée du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	144
Fig. 94. Travail massique indiquée du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	144
Fig. 95. Puissance thermique du réchauffeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	145
Fig. 96. Energie thermique massique fournie en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	146
Fig. 97. Puissance thermique du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	147
Fig. 98. Energie thermique massique du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	147
Fig. 99. Puissance thermique du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	148
Fig. 100. Energie thermique massique du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.	149
Fig. 101. Température sortie compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	150
Fig. 102. Température sortie détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.....	150
Fig. 103. Le prototype de moteur Ericsson.....	152
Fig. 104. Le piston double effet.....	153
Fig. 105. Cames réglables : vue externe	155
Fig. 106. Cames réglables : coupe sur l'axe	155
Fig. 107. Guidage des soupapes du cylindre de détente.....	156

Fig. 108. Couteau entre le culbuteur et la bague de soupape.....	156
Fig. 109. Circulation d'eau dans la partie inférieure de la chemise et dans la tige du piston.	157
Fig. 110. Schéma du moteur complet avec les points de mesure et les références des composants.....	158
Fig. 111. Filtre à air et débitmètre massique à l'aspiration du cylindre de compression. 160	
Fig. 112. Moteur asynchrone couplé au moteur Ericsson lors d'un essai en moteur entraîné.	161
Fig. 113. Centrale de réfrigération de l'eau de refroidissement des parois du cylindre de compression et de la tige du piston.	162
Fig. 114. Codeur angulaire.	162
Fig. 115. Photo de l'ensemble du banc d'essai du prototype de moteur Ericsson.	165
Fig. 116. Centrale d'acquisition et câblage pour lectures de pression, température et position angulaire.	166
Fig. 117. Position du capteur de température (jaune) dans le cylindre de détente près de la soupape d'admission (verte).	169
Fig. 118. Implantation du capteur de température (blanc) dans le près du clapet de refoulement (orange) du cylindre de compression.	170
Fig. 119. Composants des capteurs à μ TC.....	171
Fig. 120. Capteur à μ TC assemblé, avant insertion.	171
Fig. 121. Circuit pour la soudure de μ TC par décharge de condensateurs.	171
Fig. 122. Photo de la jonction des fils de 25 μ m d'un des capteurs confectionnés.	172
Fig. 123. Photo de la jonction des fils de 12.5 μ m du même capteur.	173
Fig. 124. Schéma du prototype de moteur Ericsson.	178
Fig. 125 Représentation géométrique d'une conception d'expérience à 3 variables et deux niveaux.....	180
Fig. 126. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Pression instantanée.....	184
Fig. 127. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Diagramme indicateur.	184
Fig. 128. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Températures instantanées..	185
Fig. 129. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Pression instantanée théoriques et expérimentales.	186
Fig. 130. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Diagrammes indicateurs théoriques et expérimental.	187
Fig. 131. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi=15 °C. Températures instantanées théoriques et expérimentales.....	188
Fig. 132. Essai compresseur à 500 tr/min, Tparoi=15 °C. Pression instantanée.....	189
Fig. 133. Essai compresseur à 350 tr/min, Tparoi=15 °C. Pression instantanée.....	189
Fig. 134. Essai compresseur à 500 tr/min, Tparoi=15 °C. Températures instantanées..	190
Fig. 135. Essai compresseur à 350 tr/min, Tparoi=15 °C. Températures instantanées..	190
Fig. 136. Essai compresseur à 450 tr/min, Tparoi=10 °C. Pression instantanée.....	192
Fig. 137. Essai compresseur à 450 tr/min, Tparoi=10 °C. Températures instantanées..	193
Fig. 138. Essai compresseur à 450 tr/min, Tparoi=43 °C. Pression instantanée.....	193
Fig. 139. Essai compresseur à 450 tr/min, Tparoi=43 °C. Températures instantanées..	194
Fig. 140. Zones sismiques en France.....	200

Fig. 141 Réacteurs nucléaires en France en 2012	200
Fig. 142. Communes avec un risque de séisme majeur.....	201
Fig. 143 Taux de boisement des départements français 2007-2011	202
Fig. 144 Heures d'ensoleillement par an en France.....	202
Fig. 145. Distribution des zones non interconnectées (ZNI) au système électrique national (SIN) en Colombie en 2009.....	204
Fig. 146. Perspective des ressources énergétiques et évolution de la population humaine d'après plusieurs scénarios (temps en milliers d'années).....	207
Fig. 147. Croissance de la génération thermique traditionnelle vs génération à partir de sources renouvelables, période 1981-2007.....	208
Fig. 148. Production globale de pétrole conventionnel et non conventionnel.....	211
Fig. 149. Généralisation de l'analyse de Hubbert.....	212

Liste des tableaux

Pag.

Tableau 1. Note globale pour l'impact environnemental dérivé du cycle de vie des centrales solaires à concentration et des centrales photovoltaïques.....	29
Tableau 2. Principales technologies de conversion de biomasse des systèmes CHP.	36
Tableau 3. Rendement de Carnot en fonction de la température de source chaude.....	38
Tableau 4. Propriétés de la micro-turbine 1.2 kW de GREENTURBINE.	42
Tableau 5. Performances calculées à puissance maximale (2000 tr/min) du moteur proposé par Fryer et Smith.....	54
Tableau 6. Résultats mesurés des performances du moteur de Fryer et Smith à basse puissance (600 tpm).	55
Tableau7. Eléments principaux du moteur pour le transport proposé par Holtzapple et al.	59
Tableau 8. Performances calculées du moteur en fonction du nombre d'étages pour un débit de 10 l/s.	61
Tableau 9. Comparaison de résultats relatifs à des moteurs alternatifs en cycle de Joule, présentée par Creyx et al.	65
Tableau10. Caractéristiques dimensionnelles des échangeurs présentées par Bonnet..	68
Tableau 11. Propriétés des fluides caloporeurs utilisés entre 400 °C et 800 °C.....	71
Tableau12. Spécifications des cylindres de détente et de compression du modèle de F Lontsi.	74
Tableau 13. Classification des modèles de combustion pour les MCI.....	79
Tableau14. Paramètres de la corrélation de Woschni.....	86
Tableau 15. Valeurs des facteurs C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni.	87
Tableau 16. Principales corrélations pour évaluer les échanges thermiques au sein des compresseurs alternatifs.	90
Tableau 17.Corrélation proposée par Disconzi et al.	92
Tableau 18. Coefficient polytropique en fonction du type de transformation de compression ou de détente.	104
Tableau 19. Paramètres principaux du modèle.....	119
Tableau 20. Principaux résultats et performances pour les corrélations présentées.....	137

Tableau 21. Caractéristiques principales du prototype Ericsson du LaTEP.....	154
Tableau 22. Eléments composant le banc d'essai.....	158
Tableau 23. Synthèse des éléments du banc et de l'instrumentation.	163
Tableau 24. Liste des points de mesures.....	166
Tableau 25. Propriétés des fils des micro-thermocouples.	175
Tableau 26. Caractéristique dynamique des micro-thermocouples.	175
Tableau 27. Valeurs de référence du domaine expérimental proposé.....	180
Tableau 28. Matrice de calcul des effets.	181
Tableau 29 Cibles des énergies de sources renouvelables pour les sites isolés (ZNI) et pour le réseau électrique national (SIN) en Colombie.	206

NOMENCLATURE

Symboles latins

<i>Symbol</i>	<i>Signification</i>	<i>Unités.</i>
A	Section de passage	m^2
B	Diamètre de tige	m
C_d	Coefficient de débit	-
C_p	Capacité thermique massique $P=\text{cte}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
C_v	Capacité thermique massique $V=\text{cte}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
D	Diamètre ou alésage	m
E	Efficacité du récupérateur	%
FA	Angle fermeture soupape d'admission	°
FE	Angle fermeture soupape échappement	°
h	Coefficient de transfert	$\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$
h	Enthalpie massique	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
k	Conductivité thermique	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
k	Coefficient polytropique	-
m	Masse	kg
\dot{m}	Débit massique	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Vitesse de rotation	$\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt	-
OA	Angle ouverture soupape d'admission	°
OE	Angle ouverture soupape échappement	°
P	Pression	Pa

Pe	Nombre de Peclet	-
\dot{Q}	Puissance thermique	W
r	Constante des gaz parfaits	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
R	Rapport de pression	-
Re	Nombre de Reynolds	-
S _{éch}	Surface d'échange	m ²
t	Temps	s
T	Température	K
u	Énergie interne massique	J.kg ⁻¹
v _p	Vitesse du piston	m.s ⁻¹
V	Volume instantané du cylindre	m ³
\dot{W}	Puissance mécanique	W

Symboles grecs

Symbol	Signification	
α	Diffusivité thermique	m ² .s ⁻¹
γ	Coefficient isentropique ou C _P /C _V	-
η_{th}	Rendement thermodynamique	-
λ	Rapport bielle manivelle ou conductivité thermique	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
θ	Angle du vilebrequin	°
ρ	Masse volumique	kg.m ⁻³
ω	Vitesse angulaire du vilebrequin	s ⁻¹

Indices et exposants

<i>c</i>	Cylindrée
<i>C</i>	Compression
<i>E</i>	Détente
<i>H</i>	Réchauffeur
<i>i</i>	Composante imaginaire
<i>K</i>	Refroidisseur (atmosphère)
<i>R</i>	Récupérateur
<i>r</i>	Composante réelle
<i>w</i>	Paroi

1. Le contexte général : besoins en systèmes de conversion d'énergie solaire et biomasse en Colombie et en France

Dans ce chapitre, nous présentons le cadre dans lequel s'inscrit ce travail de thèse : il s'agit, à terme, de contribuer au développement de systèmes énergétiques de production d'électricité de petite puissance pour des applications de microcogénération ou d'électrification rurale, à partir de biomasse ou d'énergie solaire. Nous exposons d'abord l'intérêt de tels systèmes et à quel type de besoins ils peuvent répondre, puis nous présentons brièvement différentes technologies de moteurs thermiques, alternatives au moteur Ericsson, permettant de répondre, au moins partiellement, à ces objectifs.

1.1 Objectif global du projet dans lequel s'inscrit la thèse

Le laboratoire de thermique énergétique et procédés (LATEP) de l'*Université de Pau* et le laboratoire des machines thermiques et énergies renouvelables de l'*« Universidad Nacional de Colombia »* ont travaillé sur des machines thermiques pour la valorisation des déchets agricoles et l'énergie solaire. Ces deux universités ont des expériences, des installations et des connaissances à partager sur le sujet. L'un des objectifs de la co-direction dans laquelle se déroule la thèse est de commencer une collaboration à long terme entre ces deux institutions pour mener des recherches avancées, tirant profit à la fois des progrès technologiques de la recherche en France et des besoins d'approvisionnement en électricité dans les zones rurales colombiennes.

C'est dans le contexte de ce macro-projet de recherche que s'inscrit cette thèse qui se focalise sur un élément crucial des systèmes énergétiques envisagés, soit le moteur Ericsson. Plus spécifiquement, nous étudierons les transferts thermiques dont les cylindres de compression et de détente de ce moteur peuvent être le siège.

1.2 Les besoins en systèmes de conversion d'énergie primaire en électricité de petite puissance

1.2.1 Télécommunications

Une des questions qui se pose est : «Pourquoi travailler sur un moteur à air chaud alors qu'il existe des groupes électrogènes et que les panneaux photovoltaïques sont toujours plus performants et moins chers? ». Une des motivations qui a conduit au développement de travaux dans ce domaine au sein du LaTEP a été de répondre à une demande de l'industrie française des télécommunications. Celle-ci a besoin d'un système de génération électrique qui puisse fournir 24kWhe/jour aux antennes-relais des sites isolés de pays africains et asiatiques. Les panneaux photo voltaïques sont une solution partielle du problème étant donné que dans certains endroits, les installations sont souvent victimes de vandalisme et de vol. Le système énergétique basé sur le prototype Ericsson tel qu'il a été initialement conçu, en plus de rendements énergétiques satisfaisants, ne présente pas de parties amovibles susceptibles d'être démontées et volées. C'est donc une solution adaptée pour cette application particulière. En outre, la possibilité d'utiliser différentes sources d'énergie (solaire, biomasse, combustible fossile conventionnel...) avec le même système énergétique, est aussi un avantage déterminant par rapport au photovoltaïque, par exemple. Cependant, le projet de développement d'un prototype de moteur Ericsson a bien d'autres justifications et perspectives plus globales.

1.2.2 La question de la transition énergétique en France et en Europe

Depuis 2013, l'état français a ouvert le débat sur la transition énergétique (<http://www.transition-energetique.gouv.fr>). Il en ressort que la société française est dorénavant plus ouverte quant à l'utilisation d'autres sources d'énergie pour satisfaire les besoins énergétiques et réduire la dépendance tant de l'énergie nucléaire que des carburants fossiles. Les systèmes de microcogénération de petite puissance, à partir de combustible fossile ou de sources d'énergie renouvelable permettent de répondre à cette attente. On trouvera en annexe A des éléments sur la transition énergétique.

1.2.3 De l'énergie pour le développement rural en Colombie.

La Colombie, comme beaucoup de pays non industrialisés, présente des grandes étendues de son territoire sans couverture électrique ou avec précarité énergétique. L'accès à de l'énergie à faible

coût est une condition indispensable au développement de ces régions. Ce point est développé en annexe B.

1.2.4 La raréfaction des ressources fossiles

Le succès technologique et surtout commercial des machines thermiques valorisant des énergies renouvelables est sans doute lié à un besoin objectif en énergies propres et bon marché d'une part, mais aussi à l'augmentation de la prise de conscience qui fait accepter le concept soit du développement durable, soit de la décroissance ou, en tout cas, qui reconnaît l'existence d'un monde fini avec des ressources énergétiques – entre autres – limitées. On trouvera en annexe C un développement sur ce point, en particulier sur l'enjeu global que constitue le pic pétrolier.

1.3 La cogénération de petite puissance pourrait être une solution partielle au problème de la transition énergétique

La production combinée de chaleur et d'électricité (CHP en anglais) ou Cogénération a été considérée par certains chercheurs[1], comme une des principales sources potentielles d'économie d'énergie au niveau mondial. D'autres chercheurs considèrent que bruler du carburant tout simplement pour produire de la chaleur n'est pas acceptable. Dans la plupart des processus industriels ou domestiques la chaleur est requise à une température que ne dépasse les 500K. Cette chaleur peut donc être fournie par la chaleur fatale d'une machine thermique (Brayton, Otto, Diesel, etc.) qui en plus produirait du travail[2].

Gicquel [3] définit la cogénération de la façon suivante :

« On appelle cogénération la production combinée d'énergie thermique et d'énergie mécanique ou d'électricité.

L'idée de base de la cogénération est que les combustions se déroulent toutes à des températures très élevées (supérieures à 1000 °C), alors que les besoins de chaleur dans l'industrie ou pour le chauffage se manifestent à des températures plus basses, généralement entre 80 °C et 300 °C.

Dans ces conditions, il est tout à fait possible, lorsqu'on a recours à la combustion pour satisfaire des besoins en chaleur, de tirer parti de cet écart de température pour produire de l'électricité par l'intermédiaire d'un cycle moteur. Il suffit pour cela que la source chaude du

cycle moteur soit la chaudière ou la chambre de combustion, et la source froide les besoins de chaleur.

Il serait aussi théoriquement possible de produire de la chaleur à haute température sur les lieux de production de l'électricité, mais cette solution se révèle généralement mauvaise car la chaleur se transporte beaucoup moins bien que l'électricité.

L'intérêt principal des cycles de cogénération est qu'ils sont parmi les plus performants sur le plan énergétique et exégétique. Toutefois, leur intérêt économique doit être évalué dans chaque situation, notamment dans un pays comme la France où les tarifs de l'électricité sont très attractifs pour l'industrie. »

L'appellation **microcogénération** (μ CHP) fait référence à des systèmes de production de chaleur et d'énergie électrique (ou travail) pour lesquels la puissance électrique produite ne dépasse pas 36 kWe. Les systèmes de génération à petite échelle et/ou micro-cogénération sont particulièrement appropriés aux applications dans les bâtiments commerciaux, tels que des hôpitaux, des écoles, des lieux industriels, des blocs d'immeubles de bureaux ou multifamiliaux. Les plus petits d'entre eux peuvent être dimensionnés pour satisfaire aux besoins d'une habitation unifamiliale. Les systèmes de μ CHP peuvent aider à rencontrer un certain nombre d'objectifs de transition énergétique et de politique sociale, y compris la réduction des émissions de gaz à effet de serre, l'amélioration de la sécurité énergétique, la réduction potentielle des coûts globaux d'investissement et de production économique du fait de la moindre puissance électrique d'origine centralisée à produire et à distribuer, et la réduction du coût de l'énergie pour les consommateurs. Un système de μ CHP peut également fournir un degré plus élevé de fiabilité puisque le système peut être fonctionnel indépendamment du réseau électrique en cas de panne de celui-ci.

L'intérêt à long terme de la présente étude n'est pas seulement de proposer une autre solution (alternative) énergétique pour des stations de relais des réseaux de télécommunication ou pour appuyer des projets d'électrification et de développement rural dans les campagnes reculées. En fait, il existe aussi des habitations et des petites industries reliées au SIN où la production in situ d'électricité et de chaleur de petite puissance (jusqu'à 50kWe) peuvent être rentables sur le moyen et le long terme. Le concept de μ CHP appliqué aux unités résidentielles peut offrir des réductions énormes sur la facture énergétique d'un foyer en France et en Europe mais aussi en Colombie. La Fig. 1[4] qui synthétise les informations du projet RESTMAC – coordonné par le EREC *European Renewable Energy Council* - explique la raison de cette affirmation. L'utilisation traditionnelle des ressources énergétiques augmente jusqu'à 72% la consommation de l'énergie primaire pour

satisfaire des besoins identiques de puissance et chaleur par rapport à une solution de microcogénération (μ CHP).

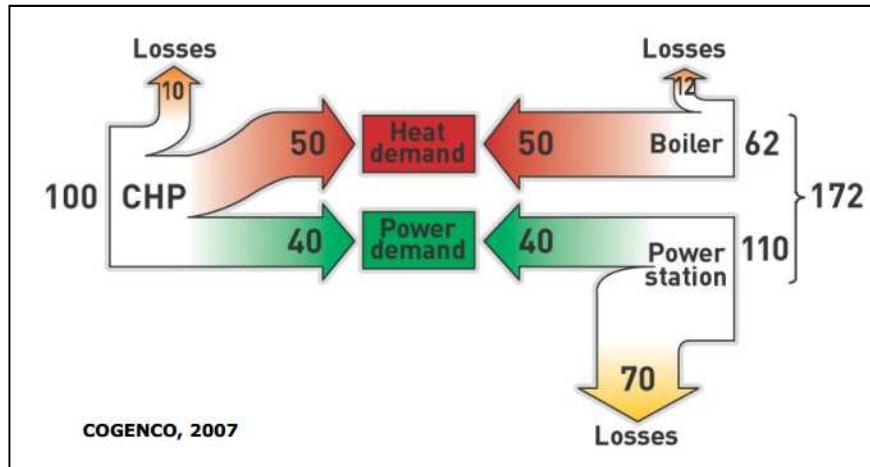


Fig. 1. Avantages de la micro-cogénération par rapport à l'utilisation traditionnelle d'électricité et chaleur.

Trois causes sont souvent citées par certains industriels et chercheurs pour expliquer la faible pénétration de la μ CHP en France :

- L'énergie électrique d'**origine nucléaire** est abondante et relativement bon marché (autour de 0.09 €/kWh), ce qui fait que la concurrence directe avec l'option renouvelable de petite puissance est un pari perdu d'avance, cette dernière étant souvent plus coûteuse.
- Le **cadre légal** réglementant les unités de micro-cogénération et la façon de les raccorder au réseau, impose une procédure très lourde et coûteuse. De plus les démarches sont relativement lentes par rapport à d'autres pays européens comme l'Allemagne ou l'Angleterre. Cela montre un certain manque de volonté politique – peut-être à cause du lobby des gros producteurs d'électricité - pour promouvoir ce type de génération distribuée de petite puissance.
- Le manque de **développement et diffusion** des solutions commerciales encore onéreuses. Le manque de connaissance du public des options disponibles pour la génération distribuée, le prix encore élevé et le manque de technologies mûres ou en tout cas reconnues, font hésiter les acheteurs, d'autant plus qu'il s'agit d'un investissement relativement élevé pour un foyer.

Des chercheurs [5] ont évalué en 2005 cinq systèmes de μ CHP de moins de 5 kWe pour l'usage dans des applications résidentielles en Belgique. Ils ont constaté que toutes les installations peuvent économiser l'énergie primaire et réduire l'émission de CO₂ une fois réglées sur la

demande de chaleur du foyer. Cependant, l'installation d'une unité de µCHP dans une maison résidentielle n'est pas financièrement favorable à l'heure actuelle en raison du coût d'investissement élevé et de la longue période de remboursement. Malgré les inconvénients, les systèmes de µCHP commencent à être de plus en plus proposés ou au moins évalués pour les nouvelles constructions [6]. Par conséquent, le développement des systèmes bon marché de µCHP avec des technologies innovatrices est un besoin urgent. C'est pourquoi le moteur Ericsson, basé sur une technologie plus simple que d'autres systèmes de µCHP, et qui est donc potentiellement moins coûteux, peut ouvrir une nouvelle voie.

1.4 Energie solaire :Photovoltaïque (PV) vs solaire concentré (CSP)

Deux filières permettent de produire de l'électricité à partir d'énergie solaire. La conversion photovoltaïque (PV) est la plus utilisée pour les petites puissances. La conversion thermodynamique par solaire à concentration (CSP - **Concentrating Solar Power** Plant) est-elle pertinente face au PV ? Des travaux récents jettent un éclairage intéressant sur cette question.

Desideri [7] montre que les systèmes à cycle thermodynamique profitant de l'énergie solaire concentrée ou hélio-thermodynamiques sont moins coûteux en matières premières par rapport aux systèmes photovoltaïques équivalents. L'analyse prend en compte l'ensemble du cycle de vie et l'empreinte carbone pour les deux dispositifs. Le bilan est avantageux même si l'on ne prend pas en compte les « plus » de l'option thermodynamique, que représente l'hybridation avec du biogaz, du bois ou d'autres sources, renouvelables ou non.

Le Tableau 1 "Attribution of the single score for the environmental impact derived from the life cycle of CSP and PV Plants." et la Fig. 2 [7] mettent en évidence l'impact environnemental pour les deux systèmes CSP vs PV. Si le PV a un moindre impact sur la santé humaine et la qualité de l'écosystème, sa demande en ressources est beaucoup plus importante. Dans l'ensemble, une solution PV de 1 MW aurait un impact plus élevé de 17,2 % par rapport à une solution thermodynamique d'après l'analyse du cycle de vie. Même si cette analyse a été effectuée pour des installations de grande puissance, basées sur des installations thermodynamiques faisant appel à des cycles à vapeur, on peut penser que les conclusions en seraient similaires pour des installations de petite puissance avec un moteur Ericsson.

Tableau 1. Note globale pour l'impact environnemental dérivé du cycle de vie des centrales solaires à concentration et des centrales photovoltaïques.

Impact category	Unit	Life cycle 1 MWh CSP	Life cycle 1 MWh PV
Total	Pt	2.32	2.72
HumanHealth	Pt	1.11	1.05
Ecosystemquality	Pt	0.405	0.247
Resources	Pt	0.805	1.43

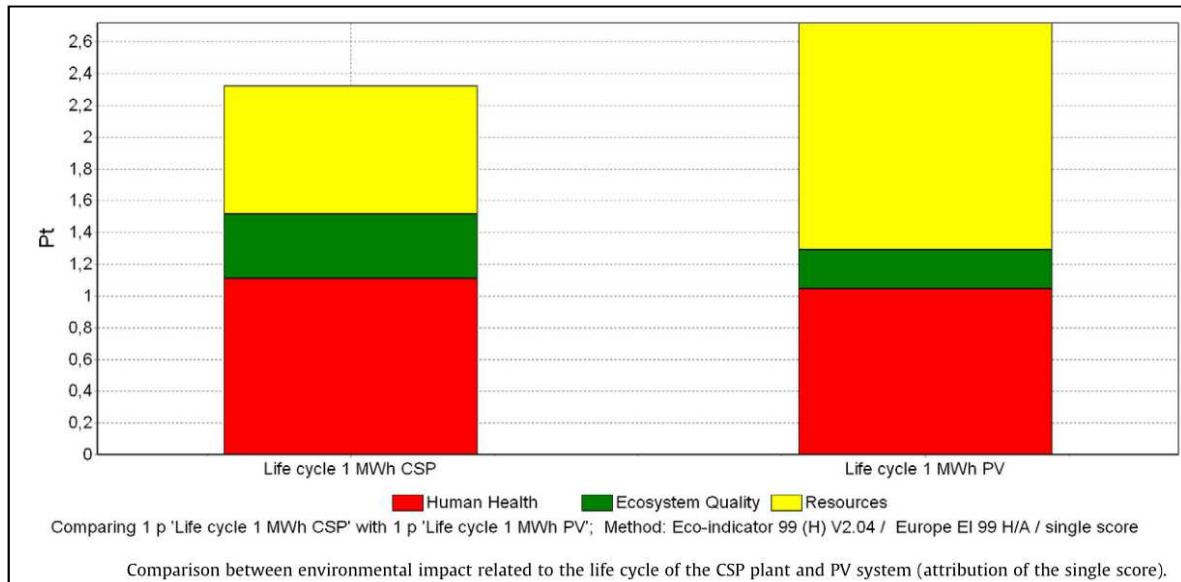


Fig. 2. Comparaison de l'impact environnemental (cycle de vie) entre deux solutions CSP vs PV.

Une analyse encore plus détaillée des solutions hélio-thermodynamiques à petite échelle pour des applications résidentielles a été réalisée par C. Zamfirescu et al [8]. Il a été montré que sous les conditions du marché énergétique au Canada, la µCHP à partir d'énergie solaire concentrée peut permettre d'économiser plus du tiers de l'investissement par rapport à une solution équivalente (9m^2) de systèmes photovoltaïques. La raison principale est liée aux effets de mitigation du CO_2 rejeté dans l'atmosphère. L'analyse est aussi valable pour d'autres pays considérés industrialisés par le protocole de Kyoto [9].

La Figure 3 [8] montre une installation type de µCHP à concentration solaire pour le résidentiel produisant de l'électricité (rendement moyen de 18%) mais aussi et surtout de la chaleur

(rendement moyen de 75 %). Au Canada, la réduction de la facture énergétique de gaz peut se monter jusqu'à 63 % tandis que la diminution des factures d'électricité serait d'environ 30 %. Si l'état favorise ce type de solutions énergétiques en aidant les propriétaires avec une subvention de 25 % et si l'on maintient la taxe carbone, on arrive à des économies de 10.000 dollars canadiens pour la durée de vie du projet (30 ans), tandis que le temps de retour sur investissement serait de 21.6 années sans aucune aide de l'état. Ces données sont résumées sur les Fig. 4 et Fig. 5.

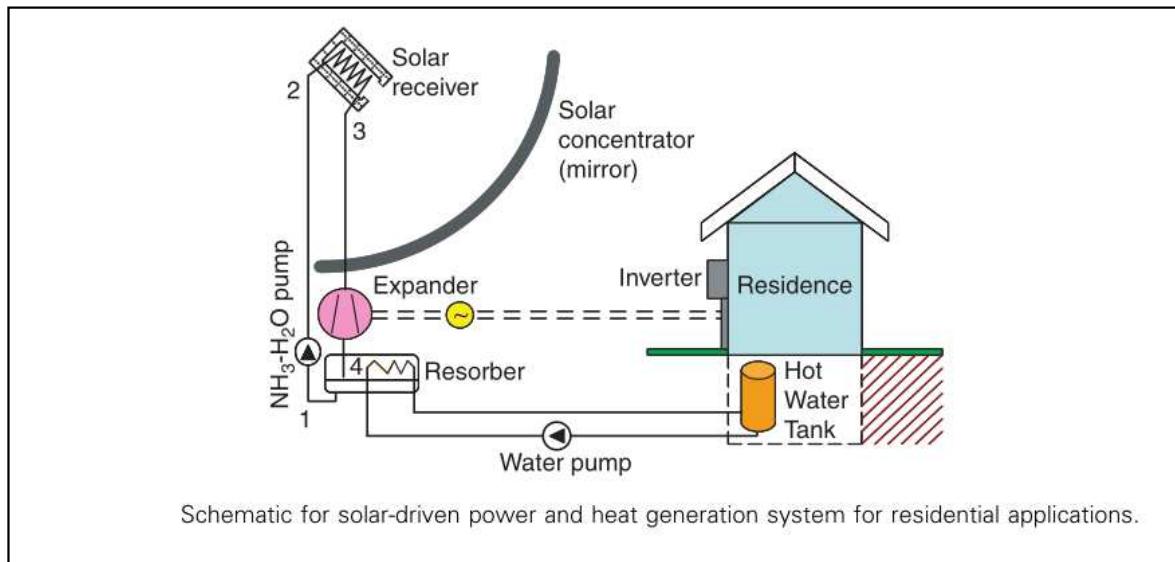


Fig. 3. Schéma d'un système de micro-cogénération solaire pour des applications résidentielles.

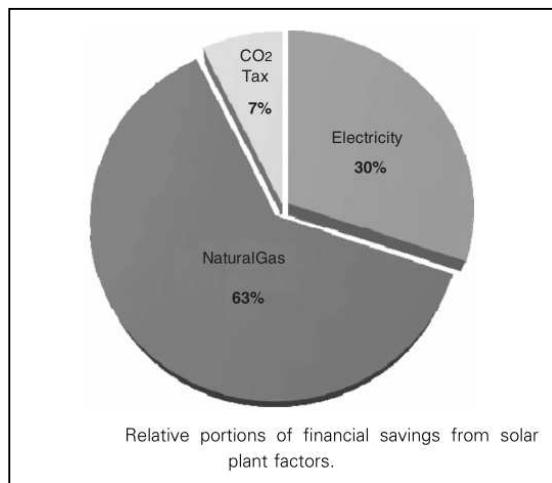


Fig. 4. Economie financière relative permise par une centrale à concentration solaire.

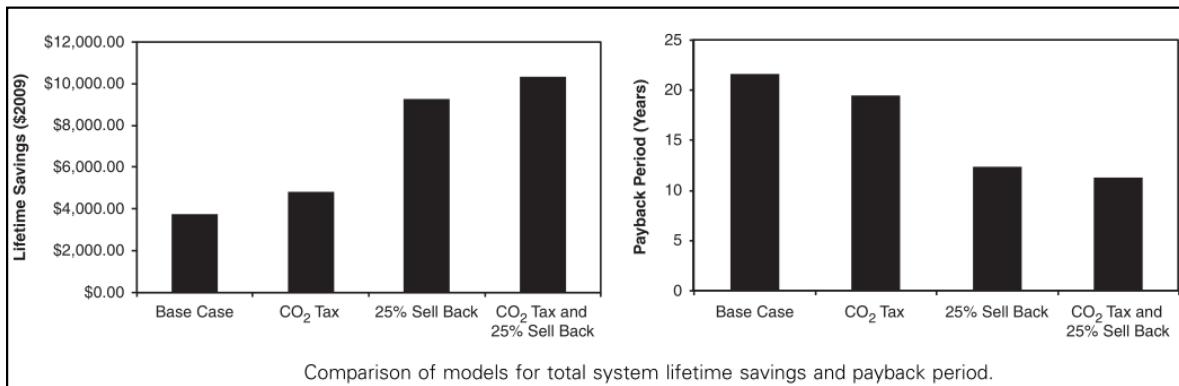


Fig. 5. Economie réalisée et temps de retour sur investissement d'une µCHP résidentielle à CSP selon différents scénarios.

La **micro cogénération** (µCHP) qui valorise l'énergie solaire concentrée est un concept ancien mais avec des technologies récentes elle permettrait de substituer une partie des carburants fossiles de façon plus importante et cohérente que l'utilisation du PV. Cela confirme que l'intérêt du déploiement de solutions CSP ou hélio-thermodynamiques ne se réduit pas aux énormes étendues des sites isolés des pays comme la Colombie. En ville ou à la campagne des pays industrialisés qui ont besoin de diminuer leur dépendance aux carburants fossiles ou nucléaires, comme le Japon ou la France, la viabilité de ce type de solutions est en augmentation malgré leur prix encore trop élevé.

L'impact social et économique dans une zone isolée d'un système de µCHP de juste quelques kWe et de 3 ou 4 kWt thermiques est amplifié car l'énergie est dédiée aux besoins basiques de la population (pompage d'eau, communications, illumination, santé, eau sanitaire etc...). Pour la GIZ (Gesellschaft für internationale Zusammenarbeit) ancienne GTZ (Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit, l'Agence de Coopération Technique Allemande pour le Développement), avec une puissance permanente de 1 kWe électrique on peut fournir les niveaux basiques d'eau (pomper 1 l/s à un dénivelé de 10 m) et de l'énergie (illumination LED, charge des téléphones portables, radio et même une TV) pour plus d'une dizaine de foyers en site isolé [10].

Bien qu'aujourd'hui le kWe installé d'une microcentrale solaire à concentration peut coûter autour de 10.000 USD[8], cela peut revenir moins onéreux à long terme que l'option de se relier au SIN ou de se procurer de l'énergie avec un groupe électrogène à essence de basse puissance. Dans le premier cas la faible densité humaine ne justifie pas les distances à relier en plus des pertes liées à la transmission de puissance. Par ailleurs, les petits groupes électrogènes qui n'offrent qu'un rendement électrique inférieur à 15 %, émettent des gaz de combustion néfastes pour l'environnement. De plus dans les ZNI le prix du carburant peut devenir deux ou trois fois plus cher

que le prix en ville à cause des problèmes de transport. Cela malgré les réductions de prix et le droit d'importation à prix réduit que la loi colombienne prévoit pour ces régions [11, Part. 167].

1.5 Biomasse et µCHP

La biomasse est tout ce qui est ou a été vivant dans un passé récent et peut être directement ou indirectement utilisé pour la production d'énergie thermique, chimique ou électrique. Cette définition exclut les énergies fossiles car il s'agit aussi de biomasse, mais pétrifiée par le passage de quelques millions d'années. On distingue trois types de conversion d'énergie à partir de la biomasse : la conversion thermique (les granulés de bois, les ordures dans les incinérateurs), la conversion chimique (la gazéification, les biocarburants, etc.) et la conversion biochimique (électrolyse microbienne production de H₂).

La biomasse permet de disposer de l'énergie à volonté – s'il y en a en stock – à la différence du solaire et du vent ou même du petit hydraulique. Pour certains pays non industrialisés, l'énergie provenant de la biomasse peut être la principale ressource énergétique. Pour l'Euro Zone elle représente 78,8 Mtep en 2011[12, p. 55]et elle est en constante croissance. Cette production est, par exemple, moins importante que les importations de combustibles d'origine fossile de l'Italie pour l'année 2010 (84 Mtep)[13, p. 13]. La réduction de -2,9 % de la production à partir de biomasse solide entre 2010 et 2011 a été la conséquence d'un hiver très doux 2011-2012.

La France reste un marché avec un grand potentiel pour la micro cogénération à partir de la biomasse solide. A la différence d'autres pays comme la Suède ou la Finlande où non seulement la production d'électricité est centralisée et distribuée par le réseau, mais aussi une bonne partie de la production de chaleur centralisée et distribuée par des réseaux de chaleur, la France a été conçue pour de la génération locales de chaleur : chaque foyer est autonome. Cette autonomie en production de chaleur de chauffage va de pair avec une tradition importante de chauffage électrique. Le coût élevé du chauffage électrique a fait naître une demande pour des systèmes performants de génération de chaleur entre 2 et 10 kW à partir de pétrole, de gaz naturel ou de la biomasse, parmi laquelle les pellets de bois ont une demande grandissante.

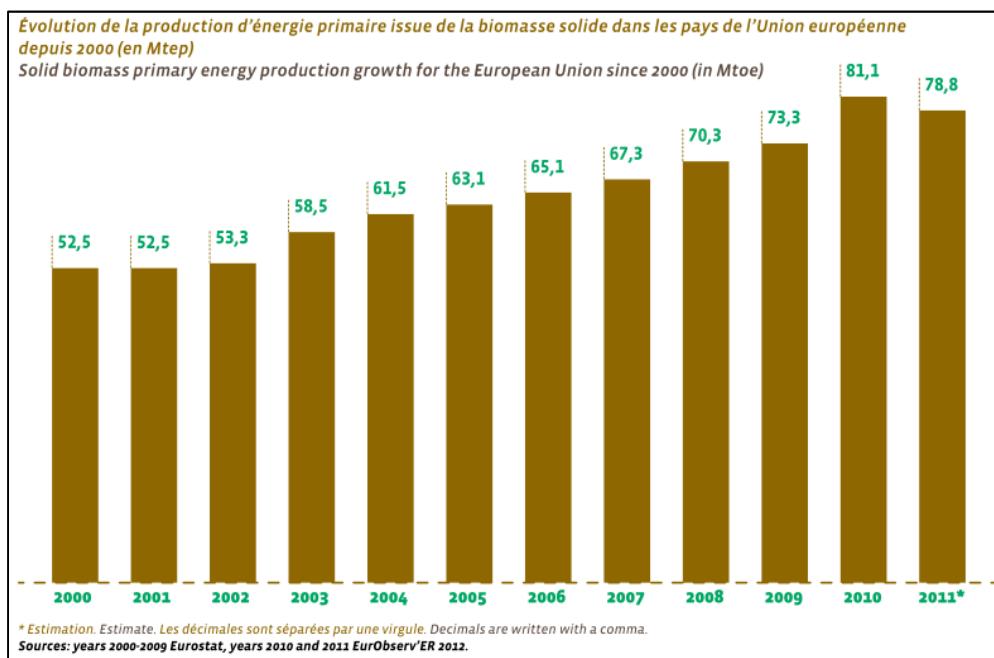


Fig. 6. Evolution de la production d'énergie primaire issue de la biomasse solide dans les pays de l'Union Européenne depuis 2000 (en Mtep).

L'Angleterre est un cas exemplaire de l'utilisation de biomasse à grande échelle : entre 2010 et 2011 la production électrique à partir de biomasse solide s'est accrue de 16,9 %. A l'origine de cette réussite se trouve la conversion des centrales à charbon comme celle de Tilbury de 750 MWe, la plus grande centrale à biomasse solide en Europe. Le pays européen qui a eu le plus recours à la biomasse est l'Allemagne avec une production annuelle de 11,690 Mtep et en deuxième place se trouve la France avec 9,223 Mtep. Par contre, l'utilisation en chaleur reste presque la seule finalité en France car la production électrique à partir de biomasse solide n'est que de 1,538 TWh contre 11,539 TWh en Allemagne, d'après le Journal des Energies Renouvelables. Cela peut s'expliquer par la reconversion allemande des centrales à charbon, à bois ou multi-combustible (mélange charbon-bois) tandis que la France a recours au nucléaire. La Pologne est aussi un pays qui a connu cette reconversion avec l'augmentation des centrales à bois. La Fig. 7 montre la participation de chaque pays de l'Euro Zone en consommation et production à partir de biomasse solide. La France occupe la deuxième place en consommation derrière l'Allemagne.

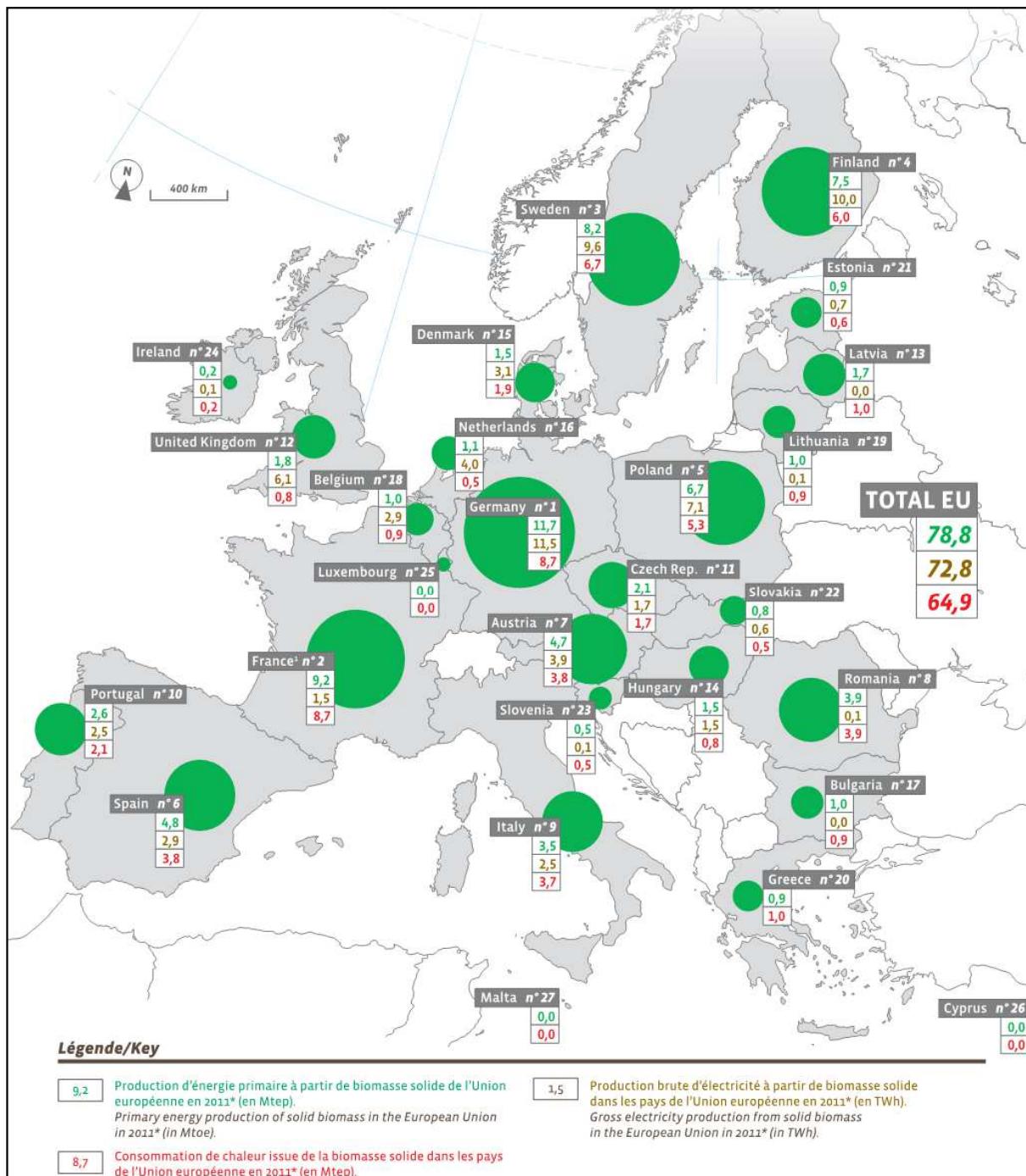


Fig. 7. Production d'énergie primaire, production brute d'électricité et consommation de chaleur à partir de biomasse solide de l'Union Européenne en 2011 (Mtep).

La France est le pays de l'Europe de l'ouest qui possède les plus grandes étendues forestières donc un grand potentiel pour la cogénération et la micro-cogénération à partir de biomasse. La combustion de la biomasse représentait en 2009 au delà de 5 % de l'utilisation des énergies primaires en France et selon les estimations de 2003 la France a récupéré 52 millions de m³ par an tandis que ses forêts produisaient 84 millions de m³ pour cette année. Dans d'autres pays comme

la Finlande cela représentait 18 % et il était prévu d'atteindre au delà de 23 % pour 2025 [14, p. 15]. D'autres pays comme l'Autriche et la Suède ont multiplié respectivement par 6 et par 8, le recours à la biomasse à partir de l'année 2000. Au niveau mondial la biomasse représente 14 % de la consommation totale d'énergie primaire.

Du côté environnemental, la combustion de la biomasse ne produit pas de dioxyde de soufre, l'un des produits résultant de la combustion des carburants fossiles à l'origine de la pluie acide. Du côté du rendement total de la combustion, Il est plus facile de récupérer et utiliser les petites puissances thermiques produites par la µCHP dans les foyers que celles des grandes centrales thermiques. Bien que les États Unis n'aient jamais signé le Protocole de Kyoto, le **National Renewable Energy Laboratory(NREL)** développe des systèmes de production d'énergie souples qui recourent à la biomasse et arrivent à produire entre 5 kWe et 5 MWe. Sur le s Fig. 8 [15] et Fig. 9 [16] on peut voir deux installations de génération électrique aux États-Unis alimentées avec du bois produisant jusqu'à 50 MWe. Les deux installations utilisent le cycle Rankine.



Fig. 8. Wheelabrator Shasta Energy Company, Anderson, California. Production de 49-MWe en cycle Rankine à partir de combustion de bois et pulpe de papier. (Photo NREL).



Fig. 9. Gazéificateur à bois de la centrale de production électrique de McNeil, Burlington, Vermont (Photo NREL).

Cela donne une idée du poids et de la perspective de ce type de technologies valorisant de la biomasse. Mais malgré ces atouts les technologies aujourd’hui existantes pour la µCHP ne sont pas testées sur le long terme et les prix restent élevés comme c'est le cas pour toutes les nouvelles technologies. Cependant, le besoin d'offrir aux pays émergents d'autres modèles de développement énergétique pouvant s'appuyer davantage sur les sources renouvelables plutôt que sur les énergies fossiles devient urgent. La biomasse a un rôle à jouer dans cette proposition.

Les technologies les plus utilisées pour la CHP ont été recensées par Dong et al. [17, p. 3] et sont présentées sur le Tableau 2.

Tableau 2. Principales technologies de conversion de biomasse des systèmes CHP.

Technologie primaire	Technologie secondaire
Combustion produisant de la vapeur et de l'eau chaude	Moteur à vapeur, turbine à vapeur moteur Stirling ou cycle ORC
Gazéification pour la production de carburants gazeux	Moteur à combustion interne, micro-turbine, turbine à gaz ou pile à combustible
Pyrolyse produisant des combustibles liquides et gazeux	Moteur à combustion interne
Processus biochimiques/biologiques produisant de l'éthanol et/ou du biogaz	Moteur à combustion interne

Processus chimiques/mécaniques produisant du biodiesel	Moteur à combustion interne
--	-----------------------------

Les systèmes basés sur les cycles ORC (Organic Rankine Cycle, voir § 1.6.2.) sont ceux qui ont tendance à se développer le plus. D'une part car ils font augmenter les rendements du simple au double (autour de 15 % en électricité et 70 % en chaleur) par rapport à des systèmes de moins de 30 kWe qui utilisent de la vapeur d'eau, et d'autre part car leur coût de production est autour de 60 % des systèmes équivalents Stirling. Il est connu que la gazéification de la biomasse peut offrir des rendements de production d'électricité meilleurs que la combustion directe de la biomasse, mais dans la plupart des cas il faut laver ces gaz avant de pouvoir les utiliser. D'autre part, même si la gazéification de la biomasse est un procédé datant des débuts du XX^{ème} siècle, la plupart des équipements actuellement disponibles sont encore en phase de démonstration des performances et, pour la petite gazéification, il y a très peu de systèmes qui ont pu montrer leur viabilité économique. Aux Etats-Unis, l'entreprise CPC aurait pu surmonter toutes ses difficultés et a annoncé la commercialisation de systèmes automatisés de gazéification de 100 kWe sans production d'effluents liquides ni gazeux nocifs pour la santé[18]. La photo et le schéma de fonctionnement de son produit **Biomax** sont présentés sur la Fig. 10. Si l'on est strict l'on ne peut pas le considérer comme une application de µCHP étant donné qu'il dépasse les limites de 50kWe.

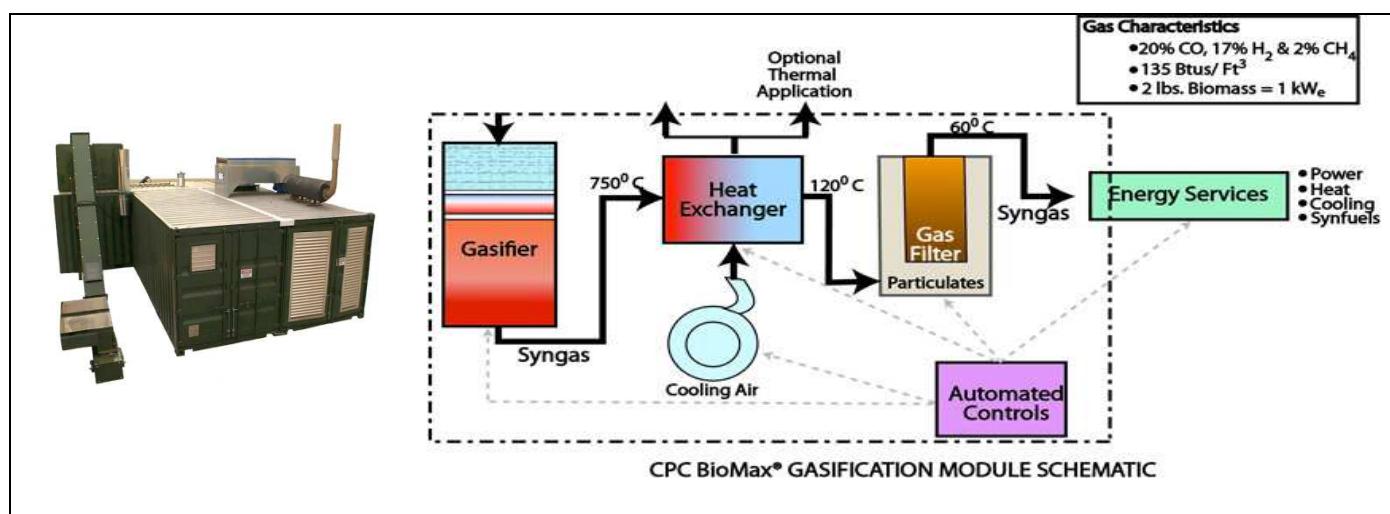


Fig. 10. Système modulaire de CHP proposé par CPC capable de produire 100kWe.

1.6 Technologies de moteurs thermiques pour la production d'électricité de petite puissance

1.6.1 Des alternatives aux groupes électrogènes ?

Dans l'optique d'une utilisation pour l'électrification rurale, notre choix ne peut que retenir des solutions technologiquement simples, qui puissent être produites dans des ateliers avec des machines-outils d'une bonne précision d'usinage mais datant du siècle dernier. Cela est souvent le cas du secteur industriel des pays non développés. Il s'agit de proposer aux communautés des sites isolés, le remplacement des petits groupes électrogènes fonctionnant à partir des énergies fossiles par un autre système original qui génère du travail mais aussi de la chaleur à petite échelle. En Colombie la loi 1715 (2014) encourage cette transition énergétique pour les ZNI.

Si l'on compare le rendement des MCI et des MCE les résultats sont encourageants. Un cycle Otto (Beau de Rochas) offre pour les petites puissances jusqu'à 50kW un rendement total de près de 26%. Le cycle Diesel offre quelques points en plus pour monter presque à 30%. Cela, après plus d'un siècle de production de dizaines de motoristes indépendants qui ont investi des milliards d'euros de recherche tout autour du monde.

Par contre, il existe des moteurs Stirling de petite puissance qui ont un rendement global de 42 % lorsqu'ils utilisent comme énergie primaire, la combustion externe d'un combustible fossile. Un tel moteur Stirling accouplé à un concentrateur parabolique permettant la production de chaleur solaire à haute température, vient de dépasser 32% de rendement total de production d'électricité en décembre 2013 alors que les efforts et investissements sur ce dernier sont minuscules par rapport à ceux de l'industrie de l'automobile. Le moteur Ericsson à récupération offre la possibilité de l'un des plus grands rendements thermodynamiques au point qu'il serait, selon certains auteurs, envisageable d'accoupler un moteur Ericsson au moteur d'automobile, pour faire monter le rendement de l'ensemble jusqu'à 65% [19].

Rappelons ici que les MCI bénéficient de la combustion de l'énergie fossile dont la température adiabatique de flamme se trouve autour des 2000 °C. Le rendement de Carnot pour une température de source froide ou ambiante de 300K et pour des températures de source chaude allant de 500 °C à 2000 °C est indiqué sur le tableau suivant.

Tableau 3. Rendement de Carnot en fonction de la température de source chaude.

Température de	500	600	750	1000	1500	2000

source chaude [°C]						
Rendement de Carnot [%]	61	66	71	76	83	87

Cela signifie que pour les limitations technologiques actuelles, les machines thermiques pour les petites puissances sont, au mieux, capables d'offrir des rendements allant de la moitié à un tiers du rendement maximal. Si l'on regarde le fonctionnement, les moteurs à air chaud semblent présenter des avantages car ils ne nécessitent pas des coûteux carburants fossiles mais ils s'adaptent aux sources thermiques disponibles même si la densité exergétique de celles-ci n'est pas si élevée que celle des premières. Si en plus nous prenons en compte que le "prix" des sources renouvelables est meilleur marché -voire gratuit, pour le solaire- le rendement devient un argument de deuxième catégorie devant la puissance disponible. Les cycles de puissance pour les MCE comme le Stirling, l'Ericsson, le Joule et d'autres qui peuvent bénéficier de la régénération ont cet avantage sur les MCI. Le double atout des MCE est justement la valorisation des ressources peu ou pas du tout coûteuses avec l'un des rendements les plus élevés grâce à la régénération.

Il existe plusieurs moteurs à air chaud qui peuvent valoriser des sources de faible écart de température comme c'est le cas du moteur Marnoch [20] dont le rendement est très faible. On peut aussi trouver des moteurs qui fonctionnent avec des différences de quelques degrés Celsius mais dont la puissance obtenue est à peine de quelques watts. Les maquettes démonstratives [21] [22] produites par certains artisans allemands se trouvent sur le marché. Nous préférons cependant retenir des solutions valorisant de l'énergie thermique à plus haute température, pour obtenir des rendements de conversion plus élevés, et donc, à puissance installée identique, des installations de taille plus faible. Une machine thermique d'un rendement supérieur à 30% requiert un écart de température d'au moins 600 °C, ce qui sur des machines à apport de chaleur externe est limité par la technologie des échangeurs entre la source chaude et le fluide de travail.

Il existe aussi des développements dans le champ de la thermo-acoustique pour construire une plaque à cuisson alimentée par du bois qui pourrait produire de 50 à 100 W électriques, soit juste assez pour charger un téléphone portable, écouter la radio ou maintenir allumées une ou deux ampoules basse consommation pendant la nuit. A ce sujet, le travail coordonné par l'université de Nottingham intègre plusieurs universités dans le monde dans ce sens-là sous le projet « SCORE Stove » [23].

Le coût de production du système original Ericsson doit être relativement réduit même si la valeur du produit n'a pas été encore limitée à quelques dizaines d'euros comme cela est le cas sur le

projet « Score-Project » [24] qui vise un prix du système énergétique qui ne devrait pas dépasser 50 livres. Ce type de système ne répond que partiellement aux besoins d'accès à l'énergie. Quelques dizaines de watts n'offrent qu'une porte d'entrée au monde de la précarité énergétique rurale. Même si l'objectif du projet « Score-Project » est assez ambitieux : inviter 1.4 milliard d'habitants des pays non développés à réduire la consommation de bois pour la préparation des aliments et de remplacer tout éclairage consommant de la biomasse ou du carburant fossile par des ampoules LED et des lampes torches LEDs rechargeables, il ne permettra pas le développement de vrais projets agro-industriels.

1.6.2 ORC et microcogénération

L'une des technologies adaptées à la conversion d'énergie thermique provenant de la concentration solaire (CSP), de la récupération de chaleur fatale [25] ou de la combustion de biomasse comme les pellets de bois, est la technologie ORC car ces cycles sont adaptés pour la valorisation d'énergie thermique à basse température. La plupart des cycles de Rankine dont la température de changement de phase est bien inférieure à celle de l'eau utilisent des fluides organiques ou de l'ammoniac. Du point de vue thermodynamique le fluide idéal pour un cycle ORC doit avoir une enthalpie d'évaporation élevée, une haute masse volumique et une courbe de vapeur saturée à pente positive -allure bleue sur la Fig. 11 [26]- ou verticale. L'isopentane par exemple offre l'une des meilleures possibilités connues pour une « détente sèche » ou sans condensation. Certains diagrammes T-s des fluides utilisés dans les ORC sont présentés sur la Fig. 11 [26].

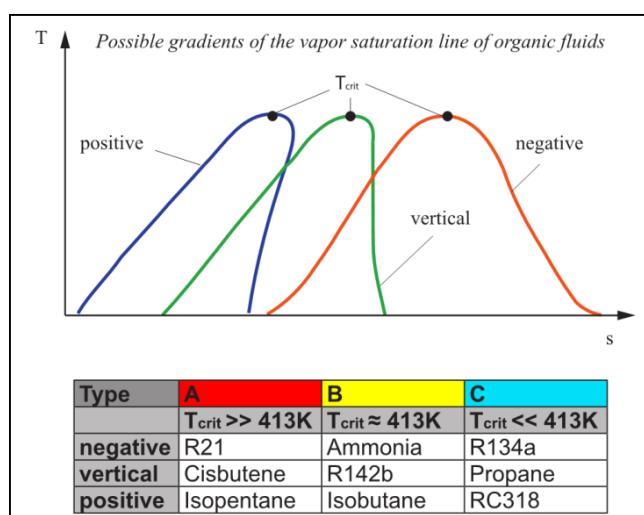


Fig. 11. Allures des courbes de saturation des fluides organiques les plus utilisés.

Actuellement il existe plusieurs offres commerciales pour des systèmes de moyenne et grande puissance. L'une des offres en France propose des modules de turbines pour des puissances de 1 MW pour des températures de source chaude d'eau moins 200 °C [27]. Mais pour les petites puissances les systèmes réellement disponibles commercialement ne sont pas si abondants.

Les efforts pour l'amélioration des machines thermiques de micro-cogénération en cycle ORC ou en cycle de Rankine sont importants, tant de la part des laboratoires académiques que des entreprises et des centres de recherches privés. La micro cogénération demande l'optimisation de chacun des procédés dans les unités de génération car même si les irréversibilités sont réduites à quelques centaines de watts, elles peuvent nuire gravement au rendement total de la machine. Pour optimiser le rendement thermique, les pertes aux échangeurs dues aux échanges fluide-fluide doivent être réduites. Cela dépend au-delà de la géométrie des échangeurs, de la pression du cycle et du choix des fluides. Récemment Preibinger et al. [28] ont évalué les fluides caloporteurs et de travail pour une turbine ORC à double étage pour la valorisation de combustion de biomasse.

1.6.3 Moteurs à combustion interne et microcogénération

Il existe de nombreuses propositions commerciales de CHP ou de µCHP à partir de moteurs alternatifs à combustion interne, utilisant des combustibles fossiles traditionnels, ou des combustibles issus de la biomasse. A titre d'exemple, le constructeur belge COGENGREEN [29] propose des groupes électrogènes à l'huile végétale ou avec gaz de ville de 8 à 30 kWe (kW électrique) et de 18 à 54 kWth (kW thermique) avec des rendements spécifiques d'environ 90 %. Un système de cette entreprise produit l'énergie pour le lycée Kyoto de Poitiers, le seul établissement scolaire en France (en 2012) à 0 % d'énergie fossile. Un des prototypes est montré sur la Fig. 12. Les systèmes électroniques de contrôle et les échangeurs thermiques placés sous le groupe électrogène moteur-générateur ne sont pas présents sur cette figure.



Fig. 12. Unité de micro-cogénération de l'entreprise belge COGENGREEN.

1.6.4 Les turbines à vapeur et les machines à vapeur d'eau

Les turbines à vapeur (d'eau) sont adaptées pour les grandes et moyennes puissances. Elles doivent travailler à très hauts rapports de pression et sont souvent associées à des turbines à gaz en cycle Brayton (ou Joule) pour former un cycle combiné. Les réalisations pour les petites puissances sont assez rares. La vitesse de rotation des turbines à vapeur de petite puissance peut monter au-delà de 100000 tpm ce qui demande un équilibrage statique et dynamique très fin et un local isolé en raison des problèmes de bruit. Ce sont des machines qui ne peuvent être réalisées qu'avec de la haute technologie et en tous cas leur rendement ne dépasse pas 10% à 12% en raison de leur petite taille. La plus petite puissance produite par SIEMENS (Allemagne) est actuellement de 45 kWe. Le fabricant ELLIOT [30] (USA racheté par le Japon) propose des turbines à vapeur produisant 25 kWe. On a trouvé un seul fabricant aux Pays-Bas [31] qui produit des micro-turbines ayant pour µCHP de 1.2 kWe. La Fig. 13 en présente une photo. Le Tableau 4 présente les données publiées par le constructeur GREENTURBINE.

Tableau 4. Propriétés de la micro-turbine 1.2 kW de GREENTURBINE.

Vitesse de rotation	30000 tpm	HauteTemp	130 °C- 200 °C	Consommation vapeur	14.5 kg/kWh
Haute Pression	5,2 bar	Basse Temp	40 °C	Diamètre	19 cm
Basse Pression	0.1 - 0.25bar	Génération	Triphasée	Largeur	28 cm
Puissance (élec)	1.2 kWe	Fréquence	1000 Hz	Poids	9 kg

Même s'ils proposent en perspective que les 80 millions de foyers aux États-Unis peuvent se doter de ce type de système, ils ne produisent que la turbine mais ne vendent pas encore des systèmes intégrés pour les unités résidentielles.



Fig. 13. Photo de la turbine de µCHP de 1.2 kWe construite par GREENTURBINE.

Le prix n'est pas communiqué. Il n'existe pas encore à notre connaissance de systèmes complets produits par des tiers qui utilisent cette petite turbine.

Par contre des industriels indiens [32] utilisent des machines volumétriques alternatives (piston/cylindre) à vapeur et proposent plusieurs modèles de 2, 5, 8, 10 et 16 hp pour des prix allant de 650 USD pour le générateur de 2 hp jusqu'à 9000 USD pour le générateur de 10 kVA.

En France, une des seules propositions dans ce domaine des machines à vapeur est celle de l'entreprise EXOES qui propose des groupes électrogènes à piston à partir de granulé de bois, produisant 2 kWe et 16 kWth. Ils proposent également un système pour la récupération de l'énergie des gaz d'échappement des poids lourds et d'autres gisements de chaleur [33].



Fig. 14. Unité domestique de micro cogénération EXOES à cycle de Rankine à partir de granulés de bois, produisant 1.6 kW_e et 16kW_{th}.

1.6.5 Microturbines à gaz

Au niveau de la microcogénération, la Colombie n'est pas à l'avant-garde. La cogénération de petites puissances à partir des turbines à gaz est encore une nouveauté [34] pour le secteur tertiaire supérieur et inconnu pour le résidentiel. Cela même si le kWh-gaz vaut moins d'un tiers du kWh(e) des centrales thermiques d'origine fossile. Pour le secteur primaire, la cogénération est utilisée notamment sur des exploitations minières qui demandent plus de 1MW de puissance électrique totale (gisements de gaz, pétrole, cément, ferronickel, etc) et cette puissance est presque exclusivement produite avec des grandes turbines à gaz.

Au niveau mondial, plusieurs prototypes de microturbines à gaz radiales, utilisant le cycle de Joule, ont été conçus et testés au début du nouveau millénaire. Par contre, la plupart n'ont jamais connu la production industrielle. L'avantage des microturbines à gaz est le fonctionnement en continu sans pics de température, par comparaison avec les moteurs à combustion interne, ce qui réduit la production de polluants gazeux. Ces machines ne comptent qu'une seule pièce mobile. Leur inconvénient le plus important est cependant lié à ce dernier avantage : il s'agit de l'usure des roulements, le rotor pouvant tourner à plus de 30 kHz ce qui détériore axe et roulements au moindre déséquilibre dynamique. Ce problème des roulements a été abordé par certains chercheurs avec des roulements à air (PowerMEMS). Par contre pour augmenter les modestes rendements des microturbines à gaz, il faut les équiper d'échangeurs récupérateurs.

Les plus petites turbines commerciales produisent près de 30 kW. Le projet PowerMEMS propose des turbines de 1 kW tandis que des chercheurs du MIT proposent même des micro-turbines de 100W [35]. Il faut reconnaître que les réussites dans les laboratoires de recherche n'ont pas été suivies par des succès d'endurance dans la commercialisation et la production. De nos jours, à notre connaissance, aucun industriel ne propose un système complet de microcogénération par microturbine à gaz avec des puissances de l'ordre de 1 kW.

1.6.6 Le moteur Stirling

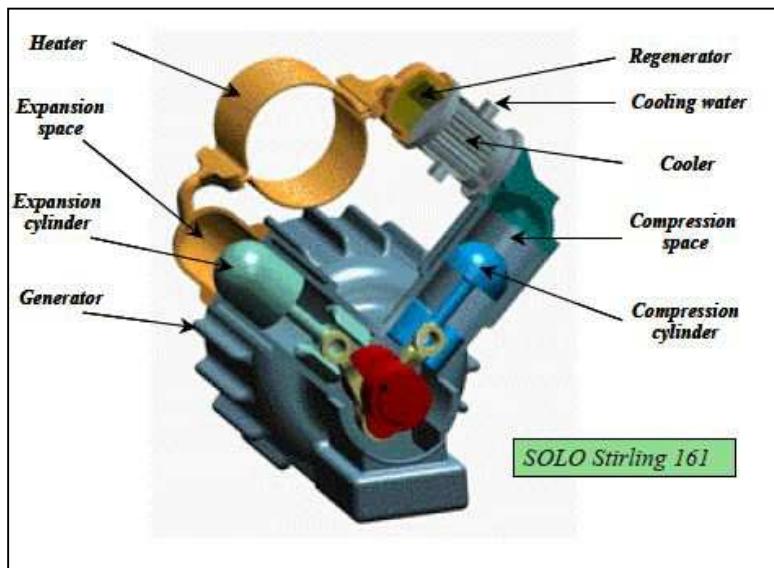


Fig. 15.Schéma du moteur STIRLING 161 produit par l'entreprise SOLO.

<http://www.buildup.eu/system/files/Solo%20Stirling%202.jpg>

C'est le plus connu des moteurs de la famille des moteurs « à air chaud ». Dans le domaine des systèmes de conversion d'énergie solaire thermodynamique de faible puissance, plusieurs types de moteurs thermiques sont proposés [20] [36]. On trouve en effet les cycles Rankine Organiques [28] [25] et les µturbines [37]. Mais ce sont les ensembles *Dish/Stirling* [38] [39] qui sont les plus remarquables. Ceux-ci associent un concentrateur parabolique à un moteur Stirling [40], [41], [42] à haute température et à haute pression. Ces systèmes, de haut rendement et dont la puissance atteint 25 kW utilisent, à la différence du moteur Ericsson, des technologies coûteuses. Un schéma de ce type d'installation est présenté sur la Fig. 17. Comme le moteur en cycle Stirling est un moteur à apport de chaleur externe, les pièces internes ne sont pas soumises aux usures et détériorations dues aux « explosions » ou à un lubrifiant aux propriétés dégradées à cause de la contamination par les gaz de combustion.



Fig. 16. Photo du STIRLING SOLO 161 de 11kWe.

<http://www.buildup.eu/system/files/SOLO%20Stirling.jpg>

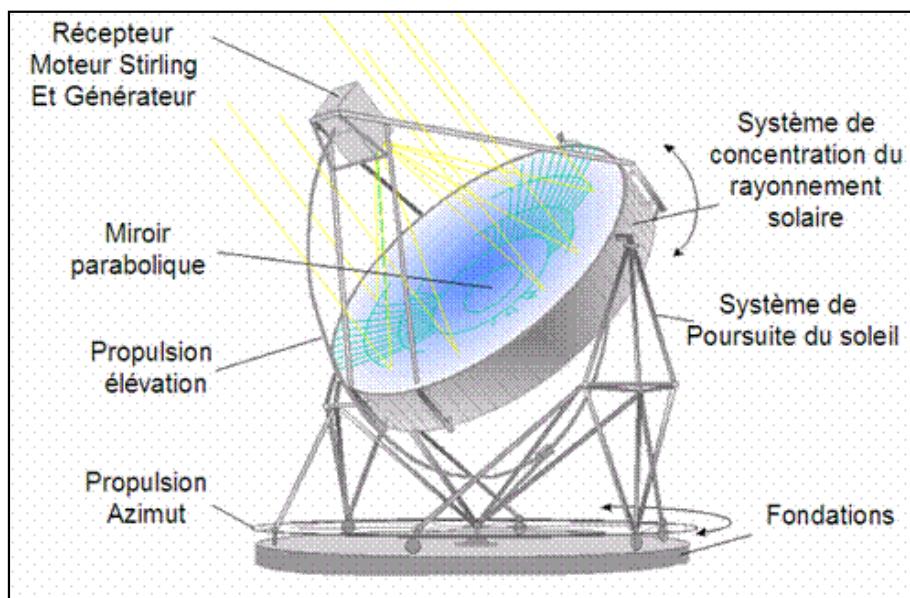


Fig. 17. Schéma des composants principaux d'un système Dish/Stirling.

En 2010, une branche de l'avionneur Mc Donnell Douglas – acheté par Boeing – proposait d'installer plusieurs centaines d'unités 4-95 Mark II dans le désert du sud de la Californie aux états Unis. Il s'agissait d'unités de 25 kW chacune avec une surface de concentration de 87,7 m² composé par 82 miroirs sphériques de 3x4 pieds ou 1.115 m². Le moteur fait travailler 4 cylindres de 95 cc de cylindrée et utilise de l'hydrogène comme fluide de travail à une pression maximale de 200 bar. Cela constituait l'une des 16 propositions présentées en réponse à l'appel de la Commission de l'Energie de Californie pour générer 24 GW par CSP. En 2013, l'appel d'offre paraît être remporté par le projet IVANPAH basé sur des tours solaires à concentration [43].

Bien qu'aujourd'hui une machine Stirling de 1 kWe peut coûter au-delà de 10000 usd, son prix pourrait descendre jusqu'à 1000 usd/kWe pour les années 2020 ou 2030. On prévoit pour cette décennie une production annuelle d'entre 50000 à 60000 modules par an si le COP21 arrive à

débloquer le financement nécessaire. Des investissements de près de 2 billion USD de la part de différents industriels, semblent en cours certains d'entre eux en particulier étant liés à l'industrie automobile. Comme en outre, il y a de grands projets d'installations principalement aux États Unis dans le sud de la Californie, ce prix ne serait pas irréaliste d'après les analystes de **solarpaces** en 2010 [44]. L'une des initiatives qui comptait déployer des milliers d'unités Rankine et/ou Dish-Stirling était le renommé projet énergétique DESERTEC entre l'Europe et l'Afrique du Nord. Il comptait sur la coopération entre ces deux zones géographiques, culturellement et économiquement différentes et proposait un progrès commun sur le plan énergétique. Ce projet ne s'est pas encore concrétisé, notamment du fait de l'instabilité politique qu'on a déchainé dans cette zone.



Fig. 18. Système Dish/Stirling 4-95 Mark II de 25 kW pour une irradiation de 1000W/m² construit par McDonnell Douglas installé dans la Californie du Sud.

Bien que depuis les années 60 et 70 des efforts de recherche et construction ont été entrepris pour développer des moteurs Stirling pour la valorisation des sources renouvelables ou non, cette technologie malgré son excellent rendement exéergétique, présente des coûts élevés ce qui en fait une technologie encore trop chère pour son utilisation dans des zones agricoles des pays non industrialisés et même dans la plupart des pays industrialisés. En 2008 le coût du kW installé voisine 14.000 euros pour le module Eurodish. Mais 4 ans plus tard, l'entreprise suédoise RIPASSO Energy – issue de Kockums - considère que pour des endroits secs comme le Moyen-Orient et l'Afrique du Nord, l'Afrique du Sud ou le Chili, il est possible de produire de l'électricité avec ses systèmes dish-stirling de 30 kW à un coût de seulement 0.1 €/kWh [45] pour des ensembles de 30 MW. Leur système dish/stirling a atteint un rendement total de 32 % en janvier 2013, sans besoin d'eau de refroidissement, ce qui constitue un nouveau record mondial de conversion d'énergie solaire en électricité raccordée au réseau. Voir Fig. 19.



Fig. 19. Modules parabole-moteur Stirling de 30 kW construits par RIPASSO Energy. A gauche, fonctionnement, lors de l'obtention du record mondial de conversion d'énergie solaire en électricité à Upington (Afrique du Sud) en janvier 2013. A droite, des techniciens vérifient les machines.

1.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le cadre dans lequel s'inscrit ce travail de thèse : il s'agit, à terme, de contribuer au développement de systèmes énergétiques de production d'électricité de petite puissance pour des applications de microcogénération ou d'électrification rurale en pays en voie de développement, à partir de biomasse ou d'énergie solaire. Nous avons montré que de tels systèmes peuvent être pertinents, en insistant d'une part sur les besoins en électrification rurale pour le développement de la Colombie, d'autre part sur l'intérêt que représente la microcogénération pour les pays développés. Nous avons ensuite évoqué le potentiel que représente la valorisation énergétique de la biomasse et de l'énergie solaire. Pour cette dernière, nous avons montré que la filière thermodynamique à concentration (CSP) présente des atouts par rapport à la filière photovoltaïque. Nous avons ensuite brièvement recensés différentes technologies de moteurs thermiques, alternatives au moteur Ericsson, permettant de répondre, au moins partiellement, aux objectifs visés : pour produire de l'électricité en site isolé, on peut recourir à des groupes électrogènes basés sur des moteurs à combustion interne, à des cycles ORC, à des microturbines à vapeur ou des machines à vapeur, à des microturbines à gaz ou à des moteurs Stirling. Néanmoins, tous les systèmes basés sur ces différents moteurs thermiques ne répondent que partiellement aux objectifs recherchés, notamment, pour les plus pertinents d'entre eux comme les moteurs Stirling, en terme de coût et de niveau de technologie.

2. Moteurs alternatifs à cycle de Joule-Brayton : état de l'art

Dans ce chapitre, nous commençons par définir ce qu'on entend par l'appellation « Moteur Ericsson » et nous situerons ces moteurs par rapport à leurs proches parents, les moteurs Stirling. Nous ferons un bref historique de ces moteurs, puis nous présenterons l'état de l'art et les différents travaux réalisés récemment ou en cours actuellement dans le monde et en France, et plus particulièrement au LaTEP.

2.1 Le moteur Ericsson : définition et intérêt

Le moteur Ericsson fait partie de la famille dite des « moteurs à air chaud ». Les caractéristiques suivantes peuvent identifier cette famille particulière de moteurs thermiques :

- moteurs volumétriques alternatifs (pistons/cylindre) à apport de chaleur externe ;
- à enceintes de compression et de détente distinctes ;
- généralement équipés d'un échangeur interne régénérateur ou récupérateur ;
- fonctionnant avec un fluide de travail monophasique en phase gazeuse [46].
- Ces caractéristiques définissent donc la famille dite des «moteurs à air chaud» [41], dénomination encore utilisée de nos jours, même si l'air utilisé comme fluide de travail dans les moteurs du XIX^e siècle a souvent été remplacé par de l'hydrogène ou de l'hélium sous forte pression, dans de nombreux moteurs modernes.

La famille des moteurs à air chaud est divisée en deux sous-groupes: les moteurs Stirling inventés en 1816,n'ont pas de clapets ni de soupapes. Ils sont schématisées dans la Fig. 20 [46], alors que les moteurs Ericsson possèdent des organes de fermeture autour des cylindres. Ils sont présentés sur la figure Fig. 21 [46]. Les éléments et la nomenclature sont désignés dans le tableau en-dessous des figures.

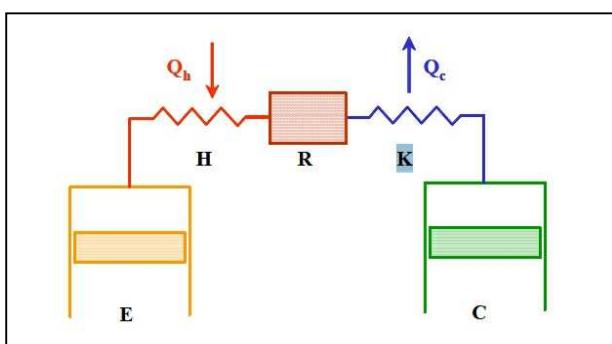


Fig. 20. Configuration typique d'un moteur Stirling.

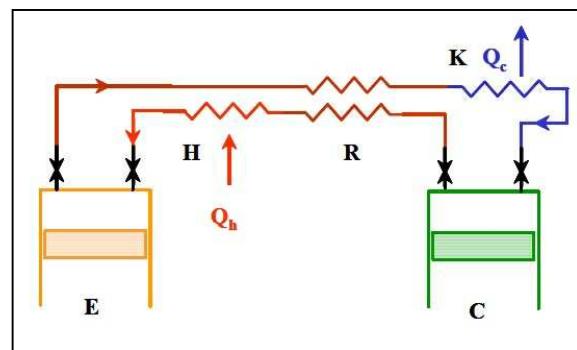


Fig. 21. Configuration d'un moteur Ericsson avec récupération (cycle fermé).

E Cylindre de détente	Qc Chaleur à basse température enlevée aux gaz détendus.
C Cylindre de compression	Qh Chaleur à haute température ajoutée au gaz comprimé
R Récupérateur ou préchauffeur.	H Réchauffeur
K Refroidisseur ou sortie-entrée atmosphérique	(cas Ericsson en cycle ouvert)

Sur la Fig. 22, on peut voir les diagrammes thermodynamiques théoriques des deux cycles. Le cycle théorique d'Ericsson comprend deux isothermes et deux isobares. Cela demande de chauffer pendant la détente et refroidir pendant la compression. Le cycle de Joule ou Brayton par contre suppose deux transformations adiabatiques et deux transformations isobares.

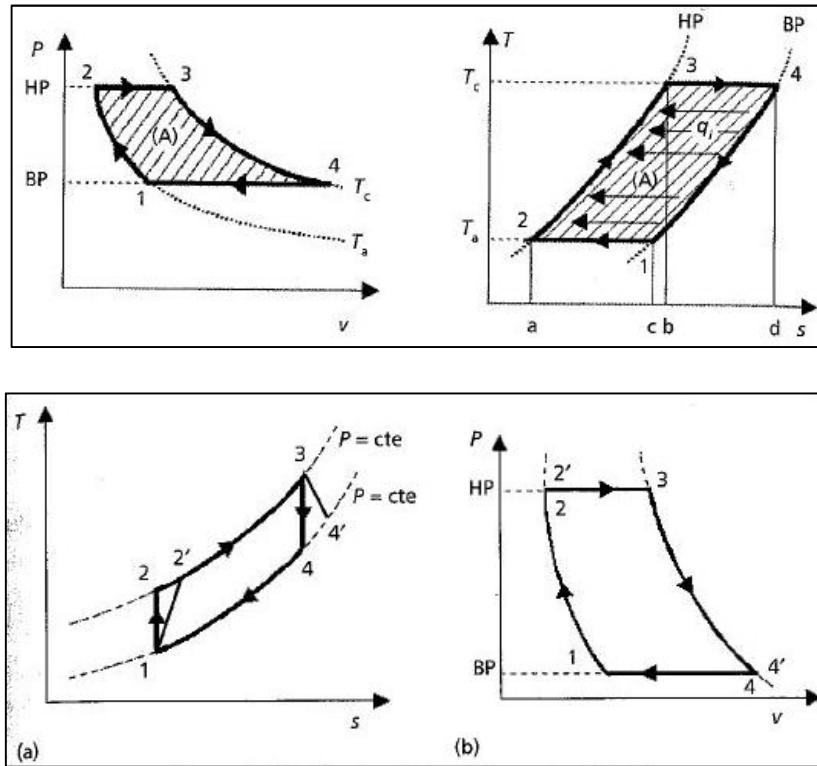


Fig. 22. Cycle théorique d'Ericsson (en haut) et cycle théorique et réelle de Joule ou Brayton (en dessous).

La configuration des moteurs Ericsson, avec des soupapes, présente de nombreux avantages par rapport à la configuration de la machine Stirling [47]. Il est à noter, par exemple, que les échangeurs thermiques de l'Ericsson ne sont pas des volumes morts, tandis que la conception de l'échangeur de chaleur d'un Stirling est confrontée à un équilibre délicat : les surfaces de transfert doivent être aussi grandes que possible alors que le volume de l'échangeur de chaleur doit être aussi petit que possible pour punir le moins possible le rendement.

2.2 Bref historique

Le moteur Ericsson est un moteur à piston à air chaud c'est à dire à combustion externe paru dans la première moitié du XIX^e siècle. En 1833 John Ericsson présente en Angleterre le premier moteur Ericsson -avec récupérateur – utilisant l'air comme fluide de travail. Une fois aux Etats-Unis il a construit pour équiper des bateaux de guerre un moteur de 220 kW qui tournait à 6.5 tpm et un rapport de compression de 1.6. Il s'agissait d'un engin de 3.5 m et 4.3 m d'alésage pour les cylindres de compression et de détente respectivement. La course du piston double-effet était de 1.8m. La Fig. 23 présente le dessin original du moteur « Rider-Ericsson Engine » à cycle de Joule créé en 1833. La Fig. 24 présente le même moteur adapté à une application de pompage.

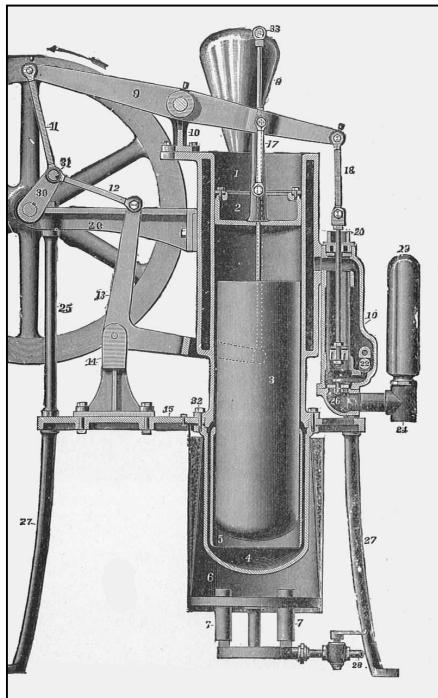


Fig. 23 . The Rider -Ericsson Hot-Air Engine.

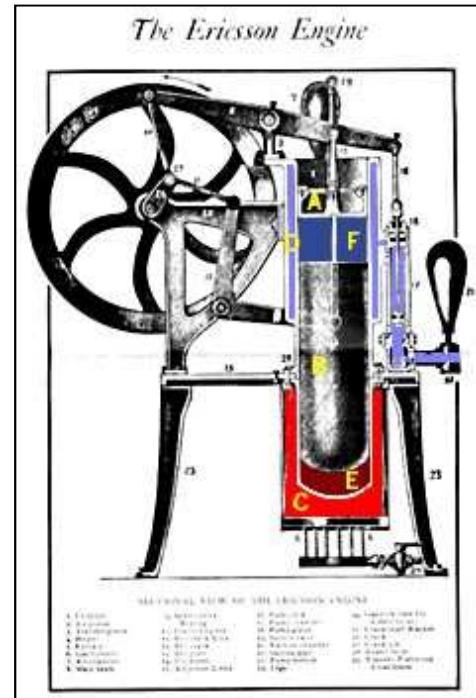


Fig. 24Le même moteur adapté pour le pompage d'eau.

Les moteurs à air chaud ont rencontré un important succès commercial au cours du XIX^e siècle[40], mais ils sont tombés en désuétude au début du XX^e siècle et ils ont été remplacés par des moteurs à combustion interne ou des moteurs électriques.

Le regain d'intérêt pour les moteurs Ericsson, et pour des variantes que certains chercheurs étudient sur des configurations SCROLL [48], est dû à sa grande compatibilité avec les différents types d'énergie thermique et avec les exigences environnementales, ce qui constitue un enjeu important dans le contexte énergétique principalement des pays industrialisés. On observe donc des développements pour intégrer un concentrateur solaire à un cycle de Joule ou d'autres énergies renouvelables pour la micro-cogénération [49].

2.3 Développements récents dans le monde

Au cours des vingt dernières années, plusieurs prototypes de moteurs alternatifs à cycle de Joule-Brayton et à cylindres de compression et de détente séparés, ont été simulés et/ou testés. Certains prototypes font appel à un apport d'énergie thermique sous forme d'une combustion au sein du gaz de travail, mais en dehors des cylindres, dans les conduits qui les relient. C'est pourquoi il n'y a pas de consensus sur leur dénomination: certains chercheurs considèrent que ces prototypes sont

à « combustion externe » car la chambre de combustion -ou le brûleur- est placé hors des cylindres ; mais d'autres, considérant que la combustion se passe au sein du fluide de travail dont la composition chimique et le débit massique varient donc au sein du moteur, classent ces machines parmi les moteurs à « combustion interne ». Nous considérons effectivement que, à strictement parler, ces prototypes ne répondent pas aux critères que nous avons mentionnés, en ce qui concerne l'apport de chaleur externe. Ces machines ne devraient donc pas être considérées comme des moteurs Ericsson. Néanmoins, nous mentionnerons ci-après les développements qui ont pu être réalisés sur ces machines car ils peuvent être pertinents pour la conception des moteurs Ericsson.

D'autres chercheurs ont essayé d'utiliser des mécanismes scroll pour remplacer les systèmes piston-cylindre sans beaucoup de succès. Bien que basés sur le même cycle thermodynamique, ces moteurs ne répondent pas non plus à la définition de moteur Ericsson au sens strict. Plusieurs prototypes de toutes petites puissances ont été simulés avec des mécanismes scroll avec des résultats encourageants[50]. Mais, une fois les prototypes réalisés, le problème de l'étanchéité entre pièce mobile et statique de la machine de détente n'a pas pu être résolu de façon satisfaisante.

Parmi les premiers chercheurs à étudier un moteur alternatif de faible puissance à cycle de Joule-Brayton, il faut mentionner à Bjerkle et Warren à la fin des années 60 [51]. Ces auteurs ont séparé les cylindres de compression et de détente et installé une chambre de combustion « isobare » avant le cylindre de détente. Cela est la configuration traditionnelle des turbines à gaz lorsque on remplace les turbomachines par des systèmes piston cylindre. D'après leurs simulations numériques, la réduction de consommation de carburant serait supérieure à 20% ainsi que la réduction des émissions polluantes. Ce moteur était proposé pour des applications automobiles consommant des combustibles fossiles et aurait en outre eu l'intérêt de pouvoir travailler avec une grande variété de carburants à différents indices de cétane ou d'octane. Malgré les nombreuses avantages pressentis, on n'a pas connaissance que ce moteur ait connu un développement concret. Bjerkle a continué à travailler sur un système de basse puissance de 3kW en cycle Brayton à piston libre [52], également pour application automobile, mais, pareillement, on ne connaît pas d'applications concrètes de ce type de moteur

Smith, qui travaillera quelques années après avec Kornhauser sur les échanges thermiques en régime alterné [53], dirige au MIT la thèse de Fryer [54] en 1976 sur la conception, la construction et le test d'un nouveau type de moteur à gaz. Ils ont retenu une configuration en cycle fermé, avec un réchauffeur, un récupérateur et un refroidisseur. Les résultats de simulation indiquaient que le moteur devait développer sa puissance maximale à 2000 tr/min. Les caractéristiques calculées pour 2000 tr/min sont présentées dans le Tableau 5 et les performances mesurées à 600 tpm

comparées aux valeurs théoriques calculées sont présentées dans le Tableau 6. La Fig. 25 montre le prototype réalisé et testé.

Tableau 5. Performances calculées à puissance maximale (2000 tr/min) du moteur proposé par Fryer et Smith.

PARAMETRE	Syst anglois (d'origine)	Syst international
Conditions d'opération pour la simulation		
Pression d'entrée au Détendeur	1000 psi	68,94 bar
Pression d'entrée au Compresseur	500 psi	34,47 bar
Température d'entrée Détendeur	1500 F	815,5 C
Température d'entrée Compresseur	100 F	37,7 C
Vitesse de rotation	2000 tr/min	33,3 tr/s
Performance des composants		
Efficacité de l'échangeur récupérateur	85%	
Efficacité de l'échangeur refroidisseur	97%	
Température maximale du cartouche chauffante	1715 °F	935 °C
Rendement du compresseur (avec pertes aux soupapes)	90%	
Rendement du détendeur (avec pertes aux soupapes)	92%	
Pertes de charge en fraction du travail au détendeur		
Refroidisseur	0,4%	
Récupérateur échangeur	3,3%	
Réchauffeur	0,9%	
Tuyauterie	2,0%	
Total	6,6%	
Rendement global du Détendeur	85,4%	
Puissance indiquée de sortie	83400 BTU/h	24,44 kW

Chaleur consommée	211700 BTU/h	62,04 kW
Puissance de frottement aux joints	4600 BTU/h	1,34 kW
Puissance perdue par d'autres frottements	10550 BTU/h	3,09 kW
Pertes de chaleur	6000 BTU/h	1,90 kW
ENTRÉE TOTALE DE CHALEUR (Puissance)	217000 BTU/h	63,59 kW
PIUSSANCE TOTALE DE SORTIE (26,.8 hp)	68250 BTU/h	20,0 kW
RENDEMENT TOTAL	31,3%	

Tableau 6. Résultats mesurés des performances du moteur de Fryer et Smith à basse puissance (600 tpm).

Conditions d'opération de l'essai	Mesuré(réel)		Calculé (théorique)	
Pression d'entrée au Déteudre	535 psi	36.8 bar	idem	
Pression d'entrée au Compresseur	245 psi	16.89 bar	idem	
Température d'entrée Déteudre	1205 °F	651 °C	idem	
Température d'entrée Compresseur	73 °F	22.7 °C	idem	
Vitesse de rotation	600 tpm	6 tps	idem	
Performance des composants	BTU/h	kW	BTU/h	kW
Entrée Totale De Chaleur (Puissance)	43200	12,66	38700	11.34
Chaleur évacuée au refroidisseur	18200	5,33	14950	4.38
Chaleur évacuée à la source froide	10350	3,03	3500	1.03
Chaleur perdue à travers	3150	0,92	2800	0.82

l'isolation (calculée)				
Puissance indiquée au compresseur	26300	7,71	14800	4.34
Puissance indiquée au détendeur	34300	10,05	33000	9.67
Puissance indiquée de sortie	8000	2,34	18200	5.33
Puissance de frottement aux joints	1050	0,31	750	.22
Puissance perdue à la transmission	1450	0,42	1450	.42
Puissance à l'axe	5500	1,61	16000	4.69
Chaleur non prise en compte	4550	1,33		
Rendement total du Moteur	12,7 %		41.3%	

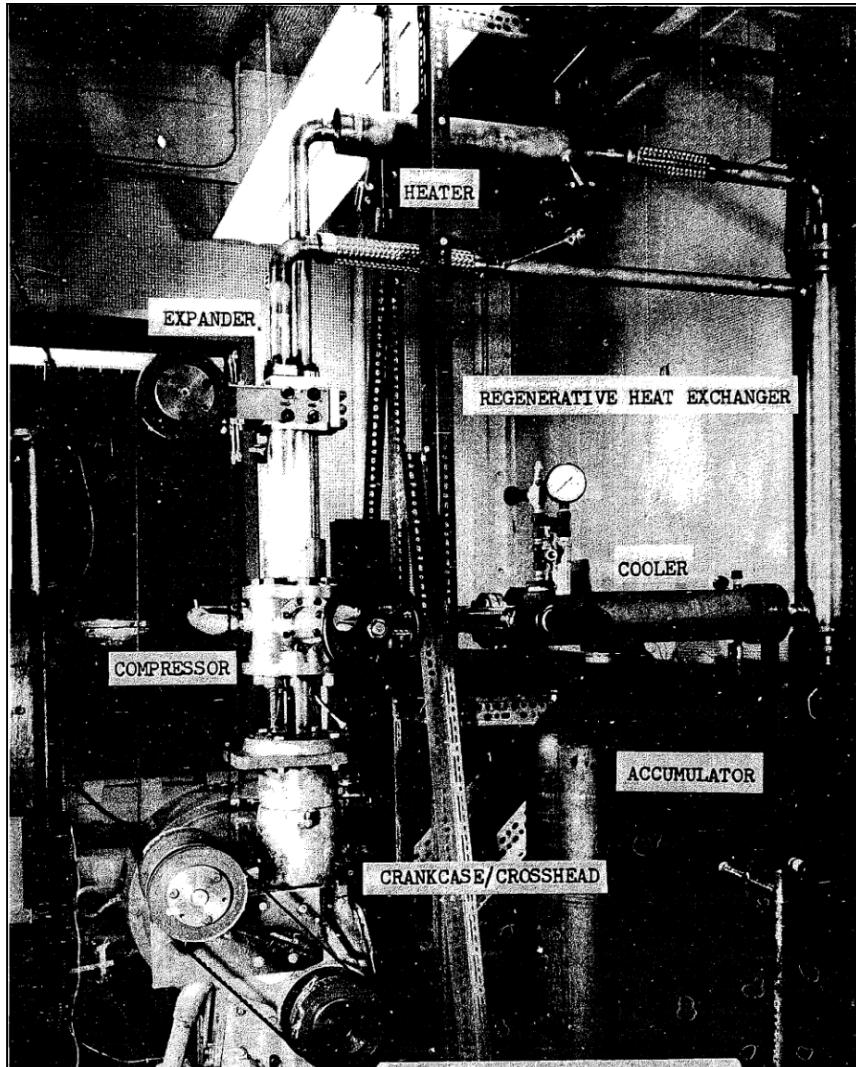


Fig. 25. Moteur en cycle fermé de Joule avec apport de chaleur électrique mais proposé pour hydro charbon.

On a pu vérifier que les performances du moteur ont été réduites par les fuites du compresseur vers la détente dû au manque d'étanchéité du piston. Les pertes thermiques au piston de détente ont été aussi très importantes. Ces deux effets sont à l'origine d'un rendement de presque un quart de celui qu'avait été estimé par le modèle mathématique.

Toujours aux Etats-Unis, des modélisations numériques ont été réalisées aussi sur le même sujet par Tsongas et White en 1989 [55] et en 1996 par Craven et Clark [56]. Mais sans prototype expérimental on ne peut pas valider leurs modèles théoriques ni vérifier les performances réelles.

En 1996, Bell et al. [57] ont travaillé sur un moteur de voiture V8 adapté au cycle de Joule. Malgré une description assez pointue du modèle thermodynamique du cycle de Joule utilisé, les résultats

ont montré un rendement médiocre. On attendait des rendements proches du 33 % pour des rapports de pression 7.5 et une puissance électrique générée de près de 5 kWe. On voit le schéma du moteur en cycle de Joule avec récupérateur proposé sur la Fig. 26 et le diagramme indicateur théorique du compresseur et du détendeur est montré sur la Fig. 27.

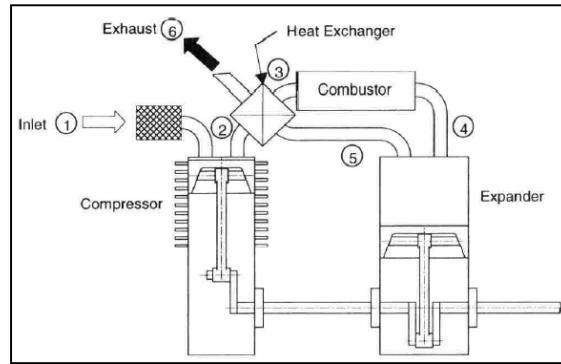


Fig. 26. Moteur en cycle de Joule à récupération proposé par Bell.

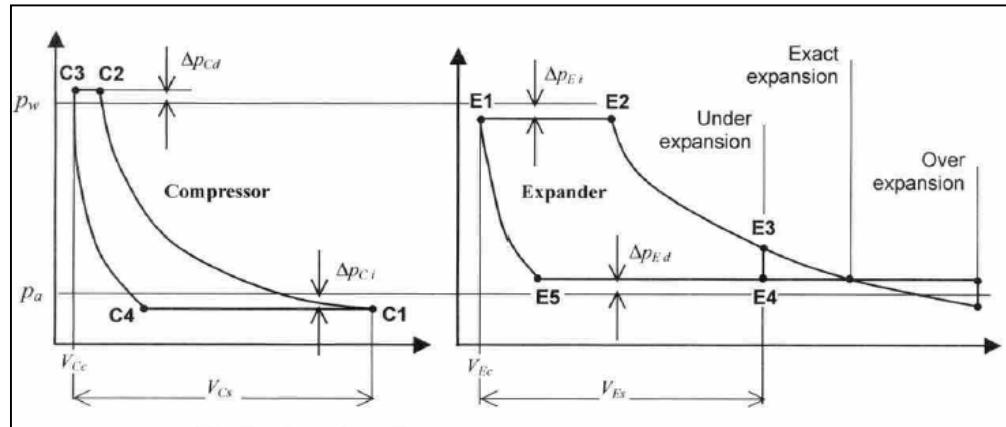


Fig. 27. Schéma du cycle théorique développé par chaque cylindre de l'engin proposé par Bell.

En 1999, Holtzapple et Rabroker [58] obtient le brevet d'un moteur à piston en cycle de Brayton (Joule). Il s'agit à nouveau d'un moteur à combustion interne avec des cylindres de compression et de détente séparés mais avec une possibilité de remplacer les cylindres par des configurations rotatives avec possibilité de variation du volume mort. Ils font mention explicite du besoin de réservoir tampon entre la compression et la détente mais il n'est pas précisé s'il s'agit d'une manière de stabiliser le système ou s'il y a un autre but. Comme il a été montré par les études précédentes du LaTEP [59, p. 42] les volumes morts des deux enceintes, le rapport des températures et le rapport de pression définissent le rapport des volumes de compression et de détente pour que le débit massique soit identique entre compresseur et détendeur. C'est pourquoi

la Fig. 28 montre la possibilité de faire varier ces volumes dans les deux enceintes (N° 239 et 240) et ainsi contrôler la pression et le rapport de pression à tout instant [58].

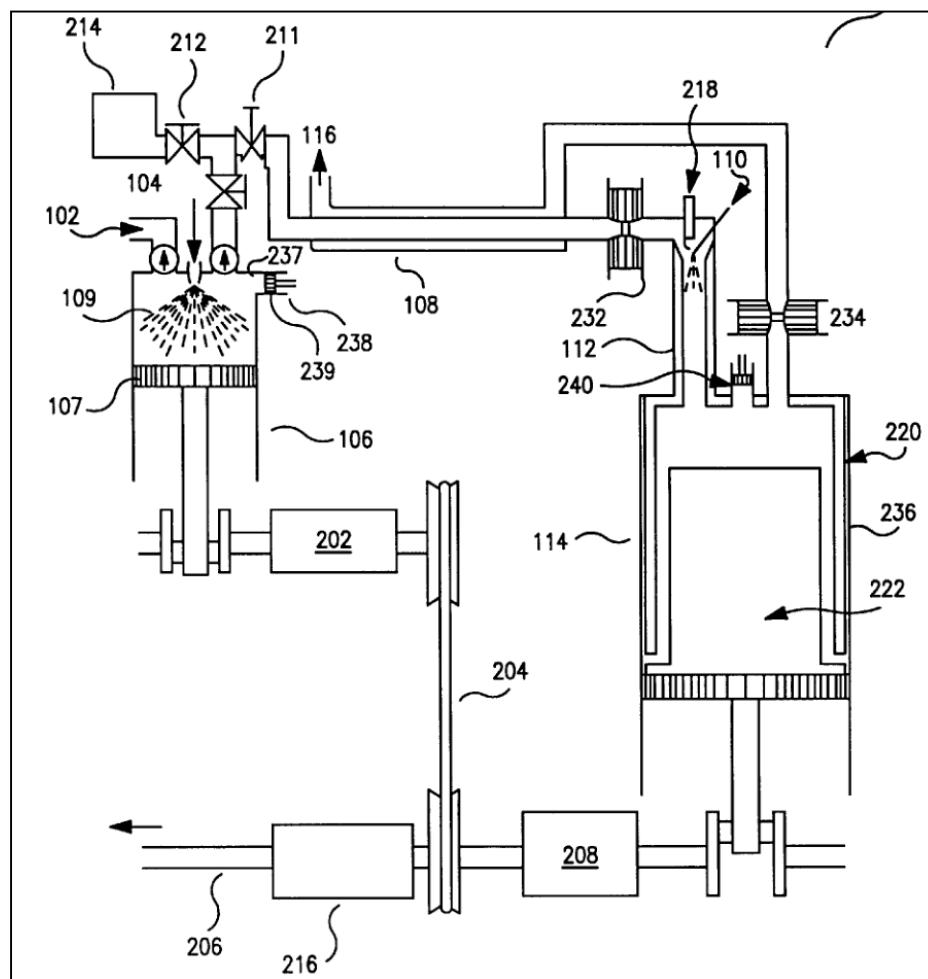


Fig. 28. Schéma d'une des machines à piston à combustion interne en cycle de Brayton-Joule proposé par Holtzapple et al.

Tableau7. Eléments principaux du moteur pour le transport proposé par Holtzapple et al.

Référence	Composant	Référence	Composant
106	Compresseur	232	Valve d'entrée détendeur
109	Eau aspergée au compresseur	110	Adition de carburant
238 - 239	Piston-cylindre du Variateur de Volume mort du compresseur	112	Chambre de combustion
204	Courroie de transmission	218	Bougie d'allumage

114	Détendeur	208	Embrayage du détendeur
222	Piston détendeur	206	Axe de puissance aux roues
202	Embrayage du compresseur	108	Echangeur de chaleur

Moss et al en 2004 [60] présentent les résultats d'un moteur à piston en cycle de Joule à combustion interne. Il a été montré que pour des petites puissances les moteurs à piston présentent des meilleures performances et le rapport de poids et puissance est aussi plus avantageux que pour les turbomachines.

Ce dernier propose un moteur ERICSSON en cycle Ericsson pour des applications des petites puissances pour la valorisation de l'irradiation solaire. Il a réalisé des simulations numériques pour vérifier les performances un engin constitué par multiples étapes de compression et de détente avec des récupérateurs entre elles. De cette façon la compression et la détente sont quasi-isothermes même à des hautes vitesses de rotation. Il part d'un moteur Stirling connu par sa longue vie utile et rendement élevé. Mais il remarque les inconvénients liés aux échangeurs en tant que volume mort, la haute vitesse de rotation et sa couteuse technologie de construction. On estime que pour arriver à une compression et une vraie détente isothermes il faudrait un million de petits pistons pour une puissance indiquée de 1 kWt.

A l'UNAM, au Mexique, le professeur Ernest Kossul propose de s'approcher d'une compression et une détente « isothermes » en fractionnant les transformations thermodynamiques en trois étapes de compression et de détente refroidies ou réchauffées entre les étages. Un apport intéressant est la proposition de remplacer les soupapes d'entrée et sortie des cylindres par des distributeurs qui seraient plus fiables. Un schéma simplifié du moteur proposé est présenté sur la Fig. 29.

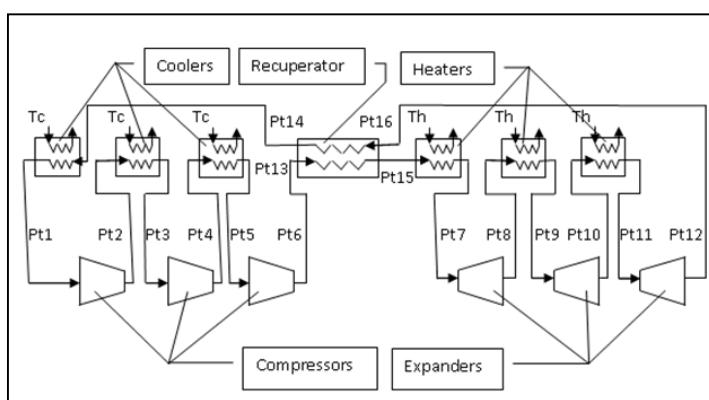


Fig. 29. Schéma de principe d'un moteur Ericsson proposé par Kossul.

Tableau 8. Performances calculées du moteur en fonction du nombre d'étages pour un débit de 10 l/s.

Engine version	P1 (bar)	T _c (K)	T _h (K)	V ₁ (m ³ /s)	W (W _{net})	η _{thermique}	η _{Carnot}	η _{therm/Carnot}
1	20	263	353	0.01	2889	0.186	0.255	0.73
2	20	263	353	0.01	1675	0.189	0.255	0.743
3	20	263	353	0.01	3740	0.174	0.255	0.682
4	20	263	353	0.01	2982	0.201	0.255	0.789
5	20	263	353	0.01	3030	0.207	0.255	0.814
6	20	300	673	0.01	12453	0.499	0.554	0.9
7	20	300	673	0.01	12567	0.515	0.554	0.93

Il s'agit d'un cycle fermé avec une pression à l'entrée du compresseur de P1=20 bar. Tc et Th désignent les températures de source froide et chaude respectivement. Kossul propose des taux de compression dans chaque étage de 1,2 et la mise en série de plusieurs étages piston-cylindre pour arriver à des taux de compression plus élevés. Si l'on veut arriver à un taux de compression global de 3 on doit donc coupler 6 étages pour assurer une transformation à peu près isotherme.

Sur le Tableau 8, on compare le rendement de Carnot pour des machines composées de 1 à 7 étages pour un débit volumique de 10 litres par seconde. Le fluide caloporteur qui échange avec le fluide de travail, entre chaque étage de compression et de détente à Tc et Th est liquide. Celui-ci pouvant être du Mercure sous pression. Pour un ensemble de 7 étages avec un rapport de pression total de 3.5, avec Tc=17 °C et Th=400° C, on peut arriver, en théorie, à produire 12,5 kW avec un rendement de 93% du rendement théorique de Carnot.

Les étages piston-cylindre proposés par Kossul ont tous des configurations géométriques semblables, mais avec des variations de taille selon l'étage. Cette configuration est présentée sur la Fig. 30.

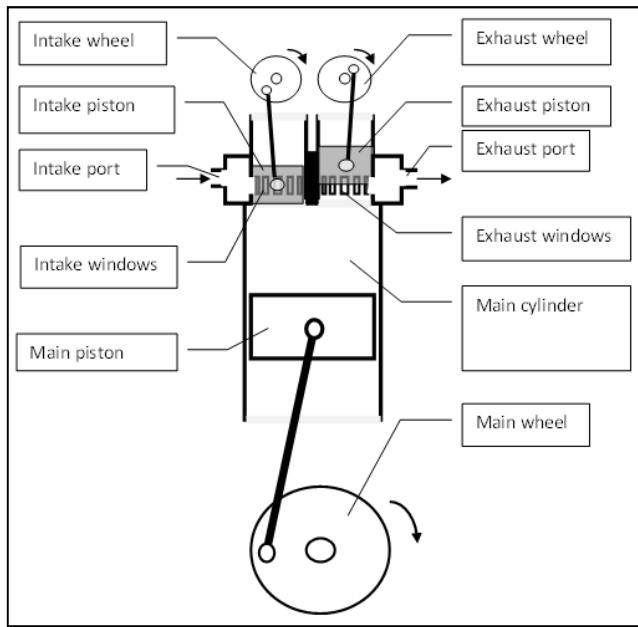


Fig. 30. Schéma de compresseur ou détendeur proposé par Kossul.

Puisque les parois du cylindre et les pistons auraient presque la même température, on peut se passer de segments d'étanchéité sur les pistons, ce qui réduit les pertes dues au frottement - sans trop nuire à l'étanchéité. Le rendement mécanique en est amélioré.

Cette proposition suggère certaines remarques. L'idée d'une machine multi-étageée semble séduisante en principe mais il faut tenir compte de la complexité des « n » systèmes de distribution et des pompes du liquide réchauffeur et refroidisseur. Par contre l'idée d'un liquide en tant que fluide caloporteur est positive pour l'efficacité de l'échange. Le remplacement des soupapes traditionnelles par des mini systèmes piston-bielle-manivelle ne peut s'envisager que si les efforts radiaux sont réduits toujours que la bielle soit suffisamment longue par rapport la manivelle.

2.4 Développements récents en France

A l'heure actuelle, en France, les travaux connus sur les moteurs Ericsson proprement dits, c'est à dire à combustion externe, sont menés par le laboratoire LAMIH de l'université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, le laboratoire FEMTO-ST de l'université de Franche-Comté, et le LaTEP de l'UPPA en France.

Creyx et al [61] de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis ont réalisé récemment des simulations pour définir la meilleure configuration d'un moteur Ericsson dont on a mise en place le cylindre de détente pour la valorisation de la biomasse. Ils ont développé une modélisation

du système piston-cylindre de la détente en considérant deux types d'hypothèses en ce qui concerne les échanges thermiques : le cas adiabatique ou le cas isotherme. Comme le LaTEP, ils considèrent un cycle ouvert, utilisant donc l'air comme fluide de travail. Mais, du fait de l'application concernée, la configuration considérée et les rapports de pression envisagés sont différents de ceux choisis par le LaTEP. En effet, Creyx travaille sur un cylindre de détente d'un moteur dépourvu d'échangeur récupérateur. La récupération de l'énergie thermique de l'air d'échappement ne se réalise pas au sein même du moteur : du fait du système énergétique considéré, il est beaucoup plus simple et plus pertinent d'utiliser cet air chaud comme air de combustion de la chaudière à biomasse sur laquelle on va venir planter le moteur Ericsson. De même, du fait du contexte, Creyx choisit de maximiser la puissance mécanique du moteur plutôt que son rendement. Cela conduit naturellement à des rapports de pression plus élevés.

Le schéma du moteur Ericsson sur lequel ont travaillé les chercheurs de l'Université de Valenciennes[61] est donc semblable à celui du LaTEP, sauf le récupérateur (Fig. 31).

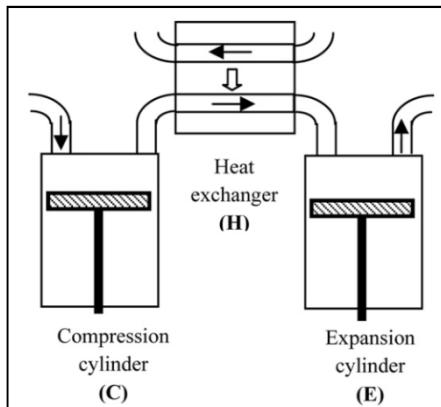


Fig. 31. Schéma de fonctionnement du moteur Ericsson proposé par Creyx et al.

Les auteurs développent un modèle complexe qui prend en compte les paramètres suivants :

- Allure des cycles de compression et détente.
- Pression et température atmosphériques et à la sortie du réchauffeur.
- Volumes morts du compresseur et du détendeur.
- Volume maximal du détendeur.
- Vitesse de rotation.

L'allure des cycles de compression et détente est affectée par :

- Les échanges thermiques.
- La durée et le calage de l'ouverture et la fermeture des soupapes des cylindres.

Les deux pistons sont supposés montés sur le même vilebrequin. Le débit massique est la variable qui lie les processus dans les deux cylindres. Il dépend notamment du rapport des volumes morts. Les résultats issus de la simulation sont: les transferts thermiques, travail indiqué, puissance thermique et mécanique, pression moyenne indiquée, couple rendement thermique théorique et rendement exergétique.

Le modèle présenté ne fait pas référence aux effets acoustiques ni aux particularités de l'ouverture et fermeture des soupapes (loi des soupapes) propre aux moteurs alternatifs. Les soupapes sont considérées en fonctionnement binaire. Les écoulements d'air à l'entrée et à la sortie des cylindres sont supposés adiabatiques. Les échanges thermiques dans les cylindres sont quantifiés non pas par des corrélations empiriques de coefficients de transfert propres aux systèmes piston cylindre, mais par la fixation de coefficients polytropiques binaires (soit adiabatique, soit isotherme) pour chaque cylindre.

Les auteurs raisonnent en terme de cycles globaux et non des composants de cycle : la compression et la détente sont décrites par le même coefficient polytropique k . Dans la pratique, on pourrait imaginer que la compression soit isotherme (ou refroidie) tandis que la détente soit adiabatique (ou moins refroidie ou même réchauffée), ce que est faisable au niveau de la conception.

Pour valider leur modèle, les auteurs présentent un tableau (Tableau 9) où ils comparent leurs résultats de simulation avec ceux issus de différentes publications et prototypes, y compris ceux de Bell et Moss qui sont relatifs à de la combustion interne en cycle de Joule, et ceux issus des travaux au LaTEP-UPPA de Lontsi et Touré sur le prototype Ericsson.

Tableau 9. Comparaison de résultats relatifs à des moteurs alternatifs en cycle de Joule, présentée par Creyx et al.

Chercheurs	Condition de l'essai ou de la simulation	Résultats de référence	Résultats de simulation (Creyx et al.)
Wojewoda et al. [11]	$P_h/P_{min} = 95/20$ $T_h = 1273 \text{ K}$ $N = 3000 \text{ rpm}$	$q_m = 0.2 \text{ kg/s}$ $P_i = 28 \text{ kW}$ $\eta_{th} = 32\%$	$q_m = 0.2 \text{ kg/s}$ $P_i = 28.4 \text{ kW}$ $\eta_{th} = 33.5\%$
Moss et al. [12]	$P_h/P_{atm} = 7.5$ $N = 1000 \text{ rpm}$	$P_i = 5 \text{ kW}$ $P_{th} = 8.12 \text{ kW}$ $\eta_{th} > 40\%$	$P_i = 5.0 \text{ kW}$ $P_{th} = 12.1 \text{ kW}$ $\eta_{th} = 41.5\%$
Bell et al. [13]	$P_h/P_{atm} = 7$ $T_h = 1300 \text{ K}$	$W_i = 250 - 300 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{th} = 40-50\%$	$W_i = 287 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{th} = 36.59\%$
Lontsi et al.[14]	$P_h/P_{atm} = 3.6$ $T_h = 873 \text{ K}$ $N = 480 \text{ rpm}$	$\eta_{th} = 27\%$ $q_m = 0.0165 \text{ kg/s}$	$\eta_{th} = 28\%$ $q_m = 0.02 \text{ kg/s}$
Touré [15]	$P_h/P_{atm} = 2.5$ $T_h = 873 \text{ K}$ $N = 950 \text{ rpm}$	$q_m = 0.005 \text{ kg/s}$ $P_{i,e} = 1.1 \text{ kW}$	$q_m = 0.005 \text{ kg/s}$ $P_{i,e} = 1.1 \text{ kW}$

Les résultats obtenus par les auteurs montrent que le travail indiqué est plus grand lorsque la compression est refroidie que lorsque elle est adiabatique mais que le rendement thermodynamique est supérieur lorsque la compression est adiabatique. Ils optent pour que la compression soit adiabatique.

En parallèle à leurs travaux de modélisation, les auteurs développent un prototype de moteur destiné à être couplé à une chaudière à biomasse.

Par ailleurs, en collaboration avec la société ASSYSTEM, le laboratoire FEMTO-ST de l'université de Franche-Comté développe un prototype de moteur alternatif, destiné à fonctionner soit sur la base d'une détente isotherme, soit en détente adiabatique [62]. L'originalité de la conception de ce prototype en cours de développement est l'utilisation de soufflets métalliques en lieu et place du traditionnel assemblage piston-cylindre.

2.5 Les travaux au LaTEP

2.5.1 Les premiers travaux de modélisation

Le prototype construit au LaTEP de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour a été réalisé à l'initiative de P. Stouffs qui auparavant avait travaillé sur les moteurs Stirling à l'Université de Nantes. Le regain d'intérêt pour les moteurs Ericsson avait déjà été exprimé en 2002 [47] lorsque on faisait remarquer les nombreuses avantages de ce type de moteur parmi lesquels, le fait que les échangeurs de chaleur ne sont pas des volumes morts et donc peuvent être dimensionnés uniquement sur des considérations de transfert thermique. Il était souligné également la possibilité de coupler un moteur Ericsson avec un concentrateur cylindre-parabolique plus simple, plus léger et moins coûteux que le concentrateur parabolique des systèmes Dish-Stirling.

Les travaux de Sébastien Bonnet [63] et Muriel Alaphilippe [64] ont permis de préparer le terrain pour la construction du premier prototype du cylindre de détente Ericsson. Celui-ci a été réalisé par l'ingénieur Luc Dando en 2009 grâce au financement de France Télécom et du programme PIE du CNRS.

En 2005, au bon milieu de la décennie marquée par la signature du protocole de Kyoto, S. Bonnet s'était proposé dans sa thèse, en plus de l'étude d'un petit moteur Stirling, le dimensionnement initial d'un moteur Ericsson pour une application de micro-cogénération. Ce dernier, qui devait fonctionner en cycle de Joule, devait être capable de produire 11 kW couplé à un brûleur de gaz naturel. L'étude énergétique, exergétique et exergo-économique de l'ensemble a été réalisée. La Fig. 32 montre le schéma du prototype modélisé. Sur cette figure on trouve en haut l'échangeur récupérateur (P) la chambre à combustion brulant du gaz naturel (CC) et l'échangeur réchauffeur (H) pour le circuit de fluide caloporteur. Sur la partie inférieure l'on peut trouver le circuit du fluide de travail composé par le réchauffeur (H) ou l'air préalablement pressurisé aux enceintes C1 et C2 gagne de l'enthalpie avant de se détendre à l'enceinte (E) détendeur. Avant de partir à l'atmosphère le fluide de travail encore tiède est refroidie à l'échangeur récupérateur (R). L'échangeur IC a comme fonction l'évacuation de la chaleur enlevé pendant la compression.

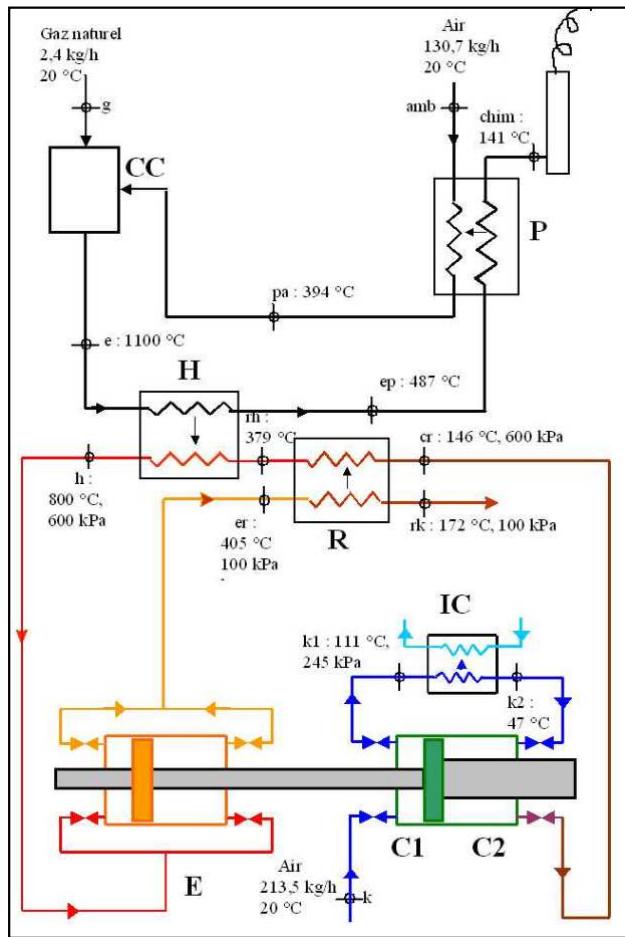


Fig. 32. Schéma du moteur Ericsson proposé par S BONNET.

S. Bonnet rappelle d'abord les principaux résultats de l'analyse thermodynamique classique du cycle de Joule à récupération. La Fig. 33 présente l'allure du rendement en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs du nombre d'unités de transfert (NTU) de l'échangeur récupérateur, et pour deux valeurs différentes du rapport des températures extrêmes du cycle. Pour une température d'entrée du cylindre de détente donnée, toutes les courbes convergent pour un rapport de pression tel que la température à la sortie du cylindre de compression est égale à la température à la sortie du cylindre de détente, rendant inutile l'échangeur récupérateur. Pour des rapports de pression plus faibles, les rendements thermiques deviennent très importants et peuvent atteindre des valeurs de l'ordre de 50 % pour un rapport de température de 3 et un nombre d'unités de transfert de 10. Lorsque il n'y a pas de travail de compression ($\beta=1$) et lorsque le récupérateur récupère toute l'énergie possible ($NTU=\infty$) la machine présente le rendement de Carnot mais produit un travail nul.

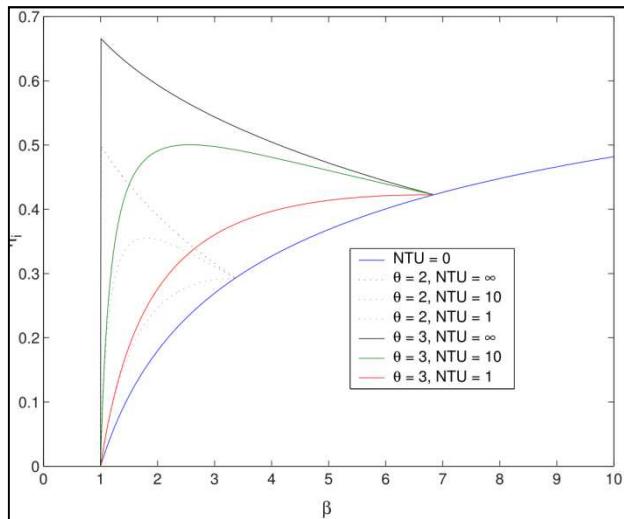


Fig. 33. Rendement indiqué d'un moteur Ericsson en fonction du rapport de pression β .

Le programme de calcul réalisé par S. Bonnet tient compte des pertes mécaniques, par le biais d'un rendement mécanique, et des pertes de charge dans les échangeurs. Il permet de déterminer les cylindrées du moteur, les rendements indiqué, net et global. Une analyse de sensibilité a été réalisée sur les échangeurs pour différentes efficacités et débits de fonctionnement.

Le programme de calcul développé a permis également de dimensionner les échangeurs tubes - calandre (réchauffeur, récupérateur et préchauffeur) et de fixer le nombre et le diamètre des tubes.

Le système retenu peut occuper un espace au sol de $1m^2$. Le Tableau 10 présente les dimensions trouvées pour les échangeurs du prototype Ericsson de 11 kW alimenté par du gaz naturel. L'efficacité du réchauffeur a été posée égale à 85% et celle des autres échangeurs à 80%.

Tableau 10.Caractéristiques dimensionnelles des échangeurs présentées par Bonnet.

	$D_{calandre}$	D_{tubes}	nombre tubes	long. tubes
	mm int/ext	mm int/ext	-	m
Réchauffeur	90/110	7/10	54	3.4
Récupérateur	100/110	4/6	126	5.9
Préchauffeur	90/100	10/12	33	3.93

Alaphilippe [64] s'était proposé la tâche de chercher un moyen autre que les cellules photovoltaïques et les systèmes Dish-Stirling pour la valorisation de l'énergie solaire pour la

production d'énergie électrique. Les puissances électriques envisagées étaient inférieures à 50 kW. Le système énergétique à concevoir devait être aussi capable de fonctionner sous les conditions particulières des sites isolés des pays non développés, être relativement bon marché et technologiquement simple. On a donc réalisé des simulations partant des données d'ensoleillement en France et en Algérie.

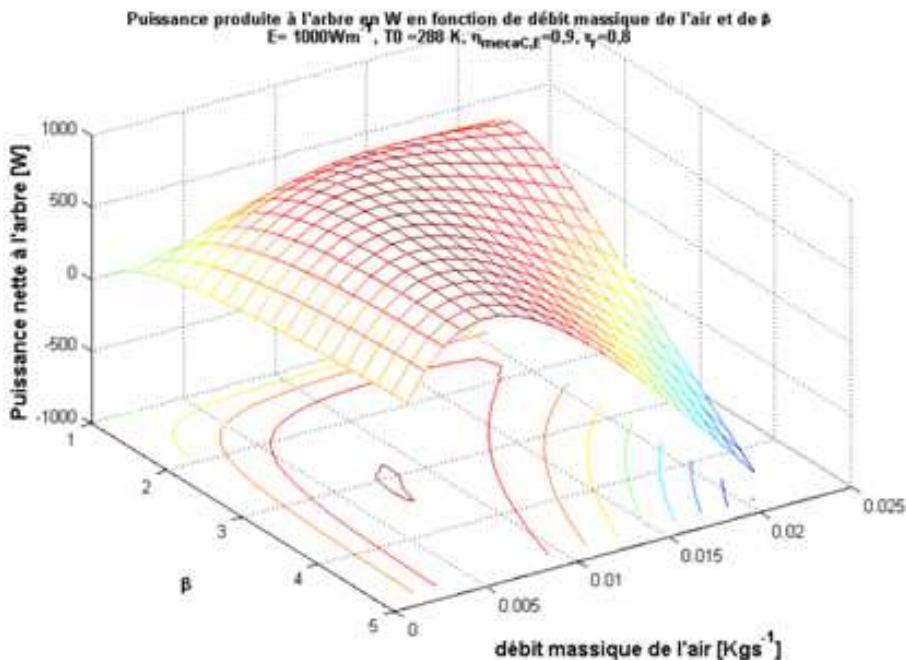


Fig. 34. Puissance du système hélio-thermodynamique d'après la modélisation de Alaphillipe et al.

Après une étude des différents types de capteurs solaires et des machines thermiques qui vont avec, elle présente un état de l'art au niveau mondial sur le sujet. Les moteurs Ericsson et leurs variantes sont introduits ainsi qu'un système énergétique global originale. L'étude a montré que le capteur cylindre-parabolique dont un prototype a été construit à l'UPPA (Fig. 35 [64, p. 191]) était la meilleure option du point de vue du rendement et du prix pour l'application sur une machine thermique accessible aux pays du sud. La Fig. 34 [65] montre la puissance en fonction du rapport de compression et du débit massique du moteur en cycle de Joule couplé à un capteur cylindro-parabolique. Cette dernière configuration a été retenue. On observe que le point de rendement maximal se trouve autour d'un rapport de compression de 3.3 et d'un débit massique de 7 g/s d'air. Il faut remarquer que cette étude ne considère pas les échanges thermiques dans les cylindres ni pendant la compression ni pendant la détente, ces cylindres étant considérés comme adiabatiques.



Fig. 35. Banc d'essai du capteur solaire cylindre parabolique-vapeur construit au LaTEP.

Alaphilippe a envisagé l'option de stockage thermique faisant appel à des matériaux à changement de phase. Elle a constaté que cela affecte lourdement les performances du système malgré l'avantage de permettre le fonctionnement en continu du moteur ce qui est favorable pour la durée de vie du système considéré. Avec un capteur cylindro-parabolique de 15 m de long, elle calcule que le moteur Ericsson qui lui est couplé produit 22,3 kWh par jour en moyenne pour un rendement annuel de 10.1 %, pour les conditions de Tamanrasset en Algérie. Enfin, les travaux de Alaphillipe ont montré que le moteur Ericsson peut être à cycle thermodynamique fixe c'est à dire avec des calages et des temps d'ouverture et fermeture des soupapes fixes ce qui contribue à la simplicité de la machine.

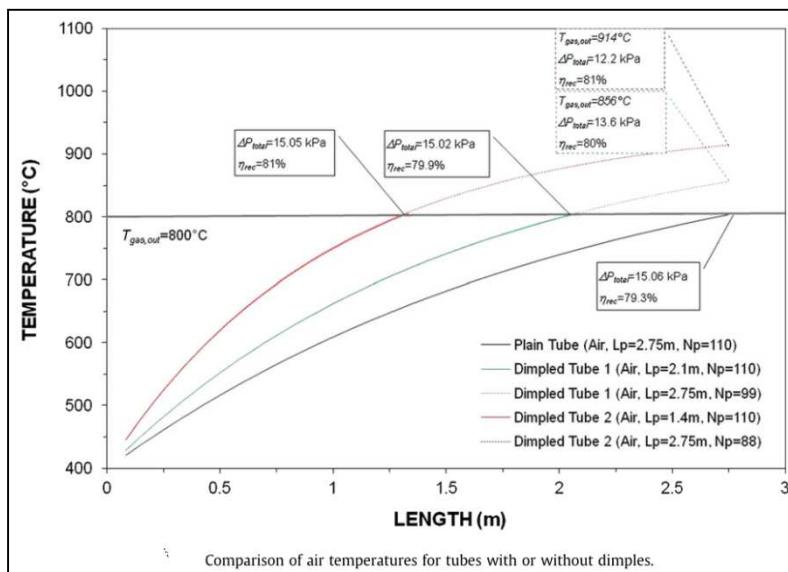
Sur le sujet de la concentration solaire, l'état de l'art qui a été dressé a mis en évidence que le réchauffement de l'air à des températures supérieures à 450 °C n'avait encore jamais été obtenu avec des concentrateurs cylindre-paraboliques. A l'époque – 2007 – seuls les fours solaires alimentés par des centaines d'héliostats montaient des surfaces solides à des températures supérieures à 1000 °C.

Récemment des chercheurs asiatiques ont réussi à dépasser le seuil des 450 °C avec des collecteurs solaires tubulaires. Yen Chean Soo Too et al. [66] ont pu faire monter la température de l'air comprimé à 5 bar de 400 °C jusqu'à 800 °C pour un débit de 10 g/s. Ce débit va au delà des valeurs envisagées et des mesures réalisées sur le prototype Ericsson du LaTEP. Ils ont travaillé avec de l'air, du CO₂ et de l'hélium. Le Tableau 11 [66] affiche les propriétés des gaz utilisés.

Tableau 11. Propriétés des fluides caloporteurs utilisés entre 400 °C et 800 °C.

Propriétés [unités]	Air	CO ₂	He
ρ [kg/m ³]	3.11-1.95	4.73 – 2.79	0.43 – 0.27
C_p [J/Kg-K]	1068-1154	1112 – 1250	5793
k [W/m-K]	0.05-0.07	0.046 – 0.073	0.264 – 0.378
$\mu \cdot 10^{-6}$ [kg/m-s]	32.61- 43.62	30.61 – 43.54	34.58 – 48.68
C_p/C_v	1.4	1.28	1.66

Sur la Fig. 33[66] on peut voir le comportement de l'échangeur rayonnement solaire -air. On peut y lire la longueur que doit atteindre l'échangeur solaire pour atteindre une température d'air de 800 °C pour différents types de tubes lisses ou estampés.

**Fig. 36.** Température de l'air en fonction de la longueur de l'échangeur solaire et du type d'estampage des tubes.

On observe que la meilleure configuration est celle de 1.4 m avec 110 tubes estampés. Cette configuration ne souffre pas de pertes visqueuses trop importantes malgré les obstacles internes. Pour avoir des performances thermiques semblables, un système avec le même nombre de tubes mais sans générateurs de turbulence interne doit avoir une longueur d'à peu près 2.80 m. Les différentes configurations internes des tubes de l'échangeur sont présentées sur la Fig. 37 [66].

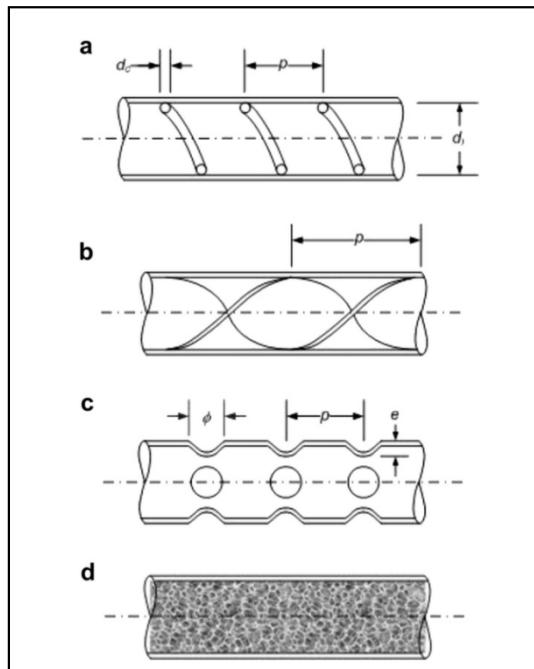


Fig. 37. a) enroulement hélicoïdal b) ruban torsadé c) tuyau estampé d) mousse poreuse

En parallèle avec les travaux d'Alaphilippe au LaTEP sur la construction et le test d'un capteur cylindro-parabolique à coupler avec un moteur Ericsson, l'ingénieur Luc Dando a construit un système d'héliostats à coupler à un moteur Stirling de basse puissance. Ce dernier est constitué de 121 miroirs qui captent l'ensoleillement sur une surface totale de 4 m^2 pour arriver un taux de concentration de 220. Sur la Fig. 38 on peut voir une photo du prototype. On a réussi à faire fondre certains alliages et du plomb au foyer de ce concentrateur.



Fig. 38. Héliostat d'environ 4kW pour un moteur Stirling construit par Luc Dando.

2.5.2 Les travaux de F. LONTSI

Dans ses travaux de thèse [67], Lontsi commence par montrer que, pour les pays non développés dans les milieux ruraux où la biomasse est abondante et disponible, le moteur Ericsson est concurrentiel pour les basses puissances. Aujourd’hui – au Cameroun comme en Colombie – l’énergie électrique des sites isolés est fournie en général par les traditionnels groupes électrogènes même si le carburant est excessivement coûteux. Cela met en évidence l’intérêt du moteur Ericsson pour les deux pays comme on l’avait déjà fait remarquer au chapitre 1 de cette thèse.

Par une approche de modélisation dynamique, Lontsi a étudié la stabilité de fonctionnement du prototype en cours de construction pendant sa thèse. Pour la réalisation du modèle du moteur, Lontsi s'est inspiré de l'analyse adiabatique du moteur Stirling, de la loi des soupapes des moteurs à combustion interne et de la relation de Saint-Venant. C'est ainsi qu'il a déterminé les positions angulaires et les temps optimaux d'ouverture et fermeture des soupapes pour chaque cylindre. Le schéma de modélisation du moteur en cycle ouvert est présenté sur la Fig. 39.

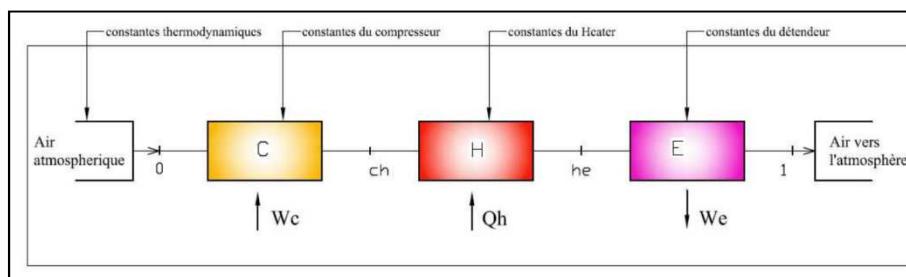


Fig. 39. Schéma de modélisation du moteur Ericsson introduit par Lontsi.

Dans une seconde approche, il intègre les pertes de charge dans les échangeurs et considère les transferts thermiques dans le cylindre de compression. Il fait l'hypothèse d'une détente adiabatique car à la différence du compresseur dont la chemise et la tige du piston sont refroidies, le cylindre de détente est isolé. La modélisation des cylindres considère qu'il n'y a pas des fuites à travers la segmentation ou les soupapes. Mais dans les expériences de Touré en 2010 les fuites, autour de la soupape d'admission, se sont montrées non négligeables. Comme on pourra le voir au chapitre 4, jusqu'en 2014 des modifications importantes ont été apportées au système de distribution pour corriger de façon définitive les fuites.

Le calage obtenu pour l'ouverture et la fermeture des soupapes pour le cylindre de détente est montré sur la Fig. 40.

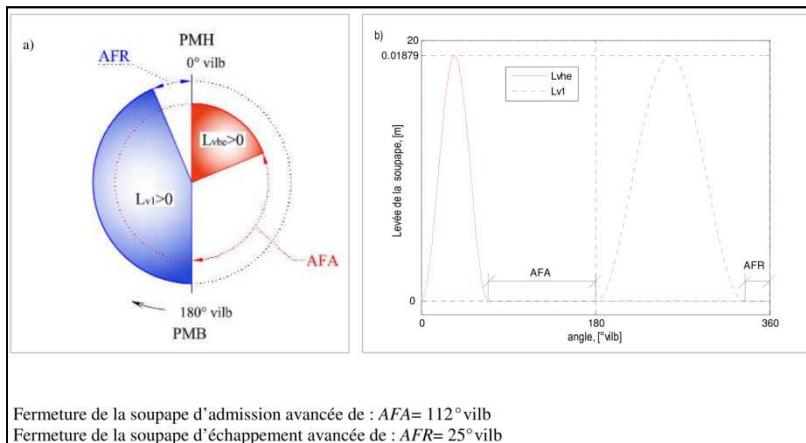


Fig. 40. Angles d'ouverture et fermeture des soupapes pour le cylindre de détente.

A noter que si sur la partie b) de la Fig. 40 l'allure de la levée des soupapes est considéré comme un segment de sinusoïde, ce n'est pas toujours le cas. Sur le prototype actuel il existe des phases de montée et de descente réglables qui sont à peu près sinusoïdales, mais il y a aussi la possibilité de plateau à pleine ouverture à prendre en compte pour la précision du futur modèle mathématique du cycle.

Les valeurs des systèmes piston cylindre utilisés pour les simulations de F Lontsi sont présentées dans le tableau 12 [67, p. 66].

Tableau 12. Spécifications des cylindres de détente et de compression du modèle de F Lontsi.

Paramètres	Cylindre de détente	Paramètres	Cylindre de compression
Volume de la cylindrée	$3.77 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	Volume de la cylindrée	$2.262 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Volume mort	8% volume cylindrée	Volume mort	11% volume cylindrée
Alésage	0.1565 m	Alésage	0.12 m
Rayon de la manivelle	0.0978 m	Rayon de la manivelle	0.10 m
Ratio rayon bielle/manivelle	3	Ratio rayon bielle/manivelle	3
Vitesse de rotation du moteur	480 tr/min	Vitesse de rotation du moteur	3.2m/s
		Rapport VE/VC	1.665

Les valeurs relatives au prototype Ericsson effectivement construit et testé au LaTEP seront présentées au chapitre 4. La pression maximale de travail pour les simulations a été fixée autour de 4 bar abs. Sur la Fig. 33 on a pu observer que la plage de pression optimale pour le cycle de Joule à récupération est autour de trois bars pour un bon récupérateur et de près de 5 bar pour un récupérateur moins performant, pour un rapport de température de 3. Le modèle dynamique développé par Lontsi a permis de vérifier que le moteur retrouve un régime de fonctionnement stable après avoir subi différentes perturbations telles que : chute brutale de pression à l'admission du compresseur, chute de température au réchauffeur, modification du calage des soupapes. Dans tous les cas, le moteur se stabilise sur un nouveau point de fonctionnement en moins de 10 secondes.

En ce qui concerne les échanges thermiques – que nous aborderons au chapitre 3 de notre travail - le chapitre 3 de la thèse de Lontsi présente les équations pour le calcul des transferts thermiques dans le cylindre de compression, considéré comme refroidi. Pour le compresseur, il écrit l'équation du bilan de l'énergie de la façon suivante :

$$\dot{Q}_c - P_c \frac{dV_c}{dt} = C_v(T_c) \frac{dT_c}{dt} M_c + C_v(T_c) \frac{dM_c}{dt} T_c + T_c M_c \frac{dC_v}{dt} + (C_p(T_{ch}) \dot{m}_{ch} T_{ch} - C_p(T_0) \dot{m}_0 T_0)$$

avec :

\dot{Q}_c	Chaleur échangée avec le fluide de travail
$P_c \frac{dV_c}{dt}$	Puissance mécanique de la compression
$C_v(T_c) \frac{dT_c}{dt} M_c$	Variation de l'énergie interne due à la variation de la température
$C_v(T_c) \frac{dM_c}{dt} T_c$	Variation de l'énergie interne due à la variation de la masse.
$T_c M_c \frac{dC_v}{dt}$	Variation de l'énergie interne due à la variation de la chaleur spécifique à volume constant
$(C_p(T_{ch}) \dot{m}_{ch} T_{ch})$	Puissance thermique liée à la masse d'air sortant après compression.
$C_p(T_0) \dot{m}_0 T_0$	Puissance thermique liée à la masse d'air entrant avant compression.

(2-1)

où le terme de la chaleur échangée entre l'air à l'intérieur du compresseur et les parois du cylindre est donné à tout instant par :

$$\dot{Q}_c = h_c S_c (T_{pc} - T_c) \quad (2-2)$$

où h_c fait référence au phénomène de convection, la conduction et le rayonnement air-paroi étant négligés. Lontsi a calculé le coefficient de convection forcée à l'intérieur du cylindre en faisant appel à l'une des corrélations empiriques dérivées de l'application du théorème de Buckingham qui produisent des résultats du type :

$$Nu = \Sigma C Re^\alpha Pr^\beta \quad (2-3)$$

Pour le cas en question il adopte les valeurs de $C=0.6$; $\alpha=0.8$ et $\beta=0.6$.

$$h_c = \frac{K_c}{D_{pc}} N_u = \frac{K_c}{D_{pc}} 0,6 R_{ec}^{0,8} P_{rc}^{0,6} \quad (2-4)$$

Pour le calcul du Re on assimile la vitesse instantanée du fluide à celle du piston ce qui n'est valide que lorsque les soupapes sont ouvertes. En général on peut considérer si les soupapes sont fermées que la vitesse du fluide est la moitié de celle du piston.

Pour le bilan du cylindre de détente l'équation est similaire à celle du compresseur mais Lontsi considère la chaleur échangée et le coefficient d'échange comme nuls.

Pour la prise en compte des échanges thermiques dans le cylindre de compression, le modèle ne considère qu'une seule corrélation. Or les modélisations des transferts dans les systèmes piston cylindre sans combustion utilisent souvent plusieurs corrélations sans qu'aucune puisse être reconnue comme valable pour les différents régimes et les différentes phases de fonctionnement du compresseur. De la même façon des chercheurs estiment que le nombre de R ne est pas le seul paramètre pertinent pour le calcul du coefficient de convection h : il existe des phénomènes liés au profil de vitesses de l'air qui ne sont pas toujours négligeables [53].

Lontsi a obtenu des valeurs des coefficients de convection allant de $h = 10.98 \text{ W/m}^2\text{K}$ à $h = 21,74 \text{ W/m}^2\text{K}$ lorsque le moteur tourne en régime stabilisé à $P_{max} = 3,835 \text{ bar}$. Il a été montré aussi que la présence du préchauffeur permet d'augmenter le rendement thermique lorsque la compression est refroidie. Lontsi a pu conclure que les hautes vitesses affectent le rendement du moteur en configuration de cycle ouvert.

2.5.3 La thèse de Touré

Le travail de Touré et al. [59] a été le premier à être consacré à l'étude d'un prototype (partiel) de moteur Ericsson proprement dit depuis les travaux en Afrique du Sud [68] dans les années 2000. Il a travaillé sur le cylindre de détente du moteur construit par l'ingénieur Luc DANDO pour le LaTEP et sur le modèle théorique adimensionnel de l'ensemble du moteur. Son travail s'est donc divisé entre une partie théorique où le modèle thermodynamique a été proposé et une deuxième partie où il a fait une étude expérimentale du cylindre de détente du moteur Ericsson.

Dans son modèle, Touré a considéré pour les deux cylindres que les échanges thermiques étaient nuls et a donc adopté l'hypothèse d'une compression et une détente isentropiques. La modélisation a montré l'amélioration des performances due à la recompression du volume mort du

cylindre de détente. Comme le montre la Fig. 41, fermer la soupape de refoulement avant le point mort haut de manière à recomprimer l'air présent dans le volume mort permet d'améliorer significativement le rendement thermique. Le rapport de pression optimal est plus élevé en cas de recompression du volume mort.

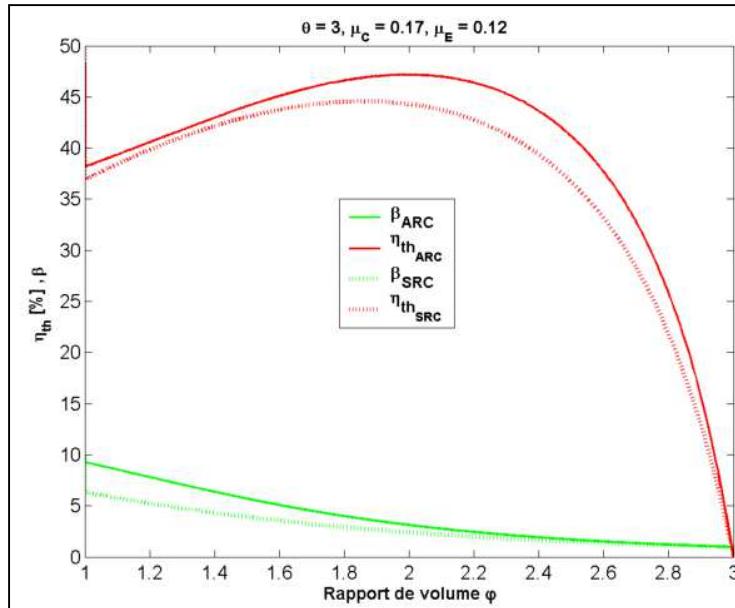


Fig. 41. Comparaison des rendements thermodynamiques avec et sans recompression du volume mort du cylindre de détente, pour $\theta = 3$, $\mu_C = 0,17$ et $\mu_E = 0,12$

Dans la partie expérimentale dédiée au cylindre de détente, la mesure de la température instantanée dans le cylindre n'a pas été possible à cause de la fragilité des thermocouples construits. Comme les soupapes étaient fuyardes, l'obtention de la masse instantanée pour chaque cycle moteur n'a été que très approximative. Pareillement pour la détermination de la température instantanée.

Pour mesurer les puissances dissipées liées aux frottements secs et visqueux de ce cylindre, Touré a mené une campagne expérimentale en moteur entraîné au cours de laquelle les différents mécanismes étaient accouplés ou pas, mesurant la puissance requise. Il a aussi relevé les diagrammes indicateurs et la puissance à l'arbre pour conclure que malgré les problèmes d'étanchéité des soupapes d'admission et refoulement, les performances du cylindre de détente étaient conformes au cahier des charges initial et que les pertes mécaniques restaient acceptables sauf à haute vitesse (900 tr/min).

Malgré le travail complet réalisé sur le cylindre de détente, le calcul ou l'estimation des échanges thermiques air paroi n'ont pas été ni possibles, ni considérés par le modèle. En plus une condition clef pour la détermination de la température instantanée n'était pas au rendez vous : l'étanchéité du cylindre est indispensable pour calculer précisément la température interne.

3. Transferts thermiques instationnaires dans le cylindre : bibliographie.

Comme on le montrera plus loin, les transferts thermiques instationnaires entre le fluide de travail et les parois du cylindre qui le contient jouent un rôle important et complexe sur les performances d'un moteur Ericsson. Pour évaluer cet impact, il est indispensable de disposer de modèles qui permettent d'évaluer ces transferts thermiques. L'objet de ce chapitre est de passer en revue les relations disponibles dans la littérature.

3.1 Les travaux issus des moteurs à combustion interne.

Le moteur Ericsson est constitué entre autres de deux machines piston-cylindre qui présentent certaines similitudes avec les cylindres des deux grandes familles de moteurs alternatifs à combustion interne (MCI) : allumage commandé (Otto) ou allumage spontané (Diesel).

Au niveau des transferts thermiques dans les cylindres, la différence essentielle entre les MCI et les moteurs Ericsson est le phénomène de la combustion qui intervient dans le cylindre des MCI, alors qu'elle est absente dans les moteurs Ericsson. Cette différence se manifeste dans la façon dont la combustion dégage de la chaleur que le fluide de travail transmet aux parois. Dans le cas des moteurs à allumage commandé, l'apport de chaleur se réalise principalement au PMH (point mort haut) de la chambre de combustion. Dans le cycle Beau de Rochas (ou Otto) en effet, l'apport de chaleur est considéré à volume constant étant donné que l'étincelle enflamme le mélange très rapidement. Dans le cas des moteurs diesel, l'apport de chaleur est considéré principalement à pression constante bien que l'injection se déclenche avant le PMH. On considère alors parfois un cycle à combustion de type mixte c'est à dire qu'elle commence à volume constant et elle finit à pression constante.

Pour calculer les échanges thermiques entre la paroi et le fluide dans les systèmes piston-cylindre, il existe plusieurs corrélations empiriques qui ont été proposées notamment par les motoristes des machines utilisées pour le transport terrestre [69] [70] [71] [72]. Les constructeurs des moteurs alternatifs à combustion interne à allumage commandé ou spontané ont consacré d'énormes ressources humaines et matérielles à partir de la deuxième moitié du XX^e siècle pour calculer le coefficient global de transfert et améliorer les performances de leurs produits. La plupart d'entre eux ont mené l'analyse des échanges thermiques en divisant l'étude en deux parties distinctes, avant et après le passage du front de combustion. Les modèles issus de cette approche sont connus comme des modèles à deux zones (Tableau 13). Cette distinction est justifiée non seulement par le changement important de température mais aussi de vitesse et de l'allure de l'écoulement du fluide à l'intérieur du cylindre avant et après le front de flamme. Pour la plus part des cas l'on considère de la combustion ou apport de chaleur isobare.

Alexandre et Tomaselli [73] proposent une classification en plusieurs sous ensembles des modèles pour l'étude de l'apport de chaleur au sein des MCI. La première subdivision distingue d'une part les modèles "orientés commande" et de l'autre les "modèles physiques". Parmi ces derniers, il existe les "modèles dimensionnels" et les "modèles thermodynamiques". Parmi ceux-ci, on trouve les modèles à "une zone" ou les modèles "multizones" qui permettent de faire de l'analyse et la prédiction. Le Tableau 13 présente cette classification.

Tableau 13.Classification des modèles de combustion pour les MCI.

Modèles de Combustion Physiques		Modèles Orientés commande	
Thermodynamiques - Zéro Dimension f(t)			
Une zone	Multizones		
Analyse	Prédictif		
Prédictif			

Pour la modélisation thermique du moteur Ericsson, on s'est décidé pour le modèle thermodynamique zéro dimensionnel parce que, d'une part, il n'y a pas de combustion à l'intérieur des cylindres et de l'autre, le modèle dimensionnel lié aux équations de Navier-

Stokes et à l'équation de conservation de l'énergie demande d'importants moyens de calcul qui sont appropriés pour la conception des chambres de combustion, des géométries d'injection et des tubulures d'admission et de refoulement nécessaires pour les MCI mais pas pour les moteurs Ericsson. Aussi, nous nous focalisons dans cette étude bibliographique sur les modèles zéro dimension à une zone. Dans ces modèles, l'état thermodynamique du fluide change en fonction du temps mais pas de la position. On considère donc que le gaz de travail à l'intérieur du cylindre est homogène en termes de pression, température et masse volumique. Le modèle à une zone suppose donc un milieu isotrope, et donc pas de front de flamme séparant deux milieux différents.

Sur le schéma de modélisation thermodynamique d'un moteur à combustion interne (Diesel) présenté sur la Fig. 42. on peut observer certaines différences par rapport au moteur Ericsson. Par exemple la chaleur de combustion Q_c est dissociée du débit massique admis et rentre par le biais de l'injecteur du carburant. Une fraction de cette chaleur est perdue à travers les parois et la culasse du cylindre. La géométrie du détendeur Ericsson présentée sur la Fig. 43 met en évidence la similitude de la culasse des deux moteurs. Dans le cas du moteur Ericsson, le débit massique d'air en provenance du réchauffeur emporte la chaleur qui se convertira partiellement en travail pendant la détente. Dans les deux cas, on observe une détente à pression constante et puis une détente isentropique. La seule et grande différence est liée à la nature de la combustion interne pour le cas du Diesel et l'apport de chaleur externe pour le cas du moteur Ericsson. La combustion isobare se produit dans ce MCI à cause de la combustion du jet de carburant qui est pulvérisé pendant la course du piston après le PMH. Pour le MCE l'apport de chaleur isobare est liée à l'entrée de l'air chaud et pressurisé, également au début de la course du piston du PMH vers le PMB La similitude géométrique des deux machines ne doit pas faire oublier les différences de fonctionnement. Dans le cas du MCI, le système est considéré fermé, à masse constante pendant toute la course du PMH vers le PMB, tandis que dans le cas du cylindre de détente du moteur Ericsson, la première partie de la course du PMH vers le PMB correspond à l'aspiration isobare du fluide comprimé chaud. De même, alors que dans un MCI, toute une course depuis le PMB jusqu'au PMH correspond à une compression d'un système à masse constante, dans le cylindre de compression d'un moteur Ericsson, la fin de cette course est consacrée au refoulement isobare du fluide comprimé. Les conditions

thermo-fluidiques peuvent donc être sensiblement différentes entre le cylindre d'un MCI et les cylindres de compression et de détente d'un moteur Ericsson.

Pour notre étude des moteurs Ericsson, seules les parties des modèles des MCI consacrées aux échanges fluide-paroi dans le cylindre nous intéressent. Cela implique qu'on n'a pas considéré les sous modèles de combustion, turbulence, dissociation et transfert de masse (au cas où on considère que les segments du piston ne sont pas étanches). Un sous-modèle de turbulence, nous explique Guibert[74] ne se justifie que pour connaître l'intensité de la turbulence dans le cadre du sous modèle de combustion. On doit par contre faire appel au sous modèle cinématique décrivant le volume instantané des deux cylindres car les échanges gaz-paroi en dépendent.

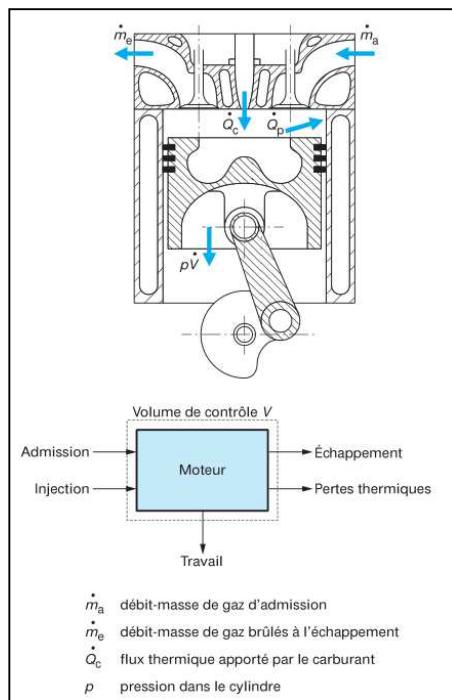


Fig. 42. Modélisation thermique d'un moteur à combustion interne.

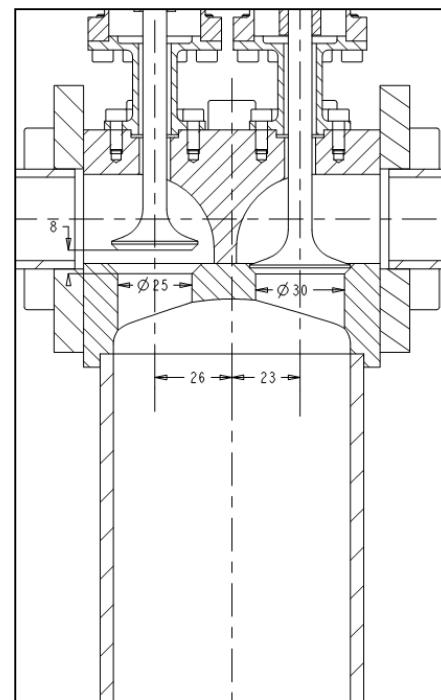


Fig. 43. Soupapes du détendeur du moteur Ericsson au LaTEP

Pour les MCI, les transferts thermiques aux parois sont spécialement importants dans le bilan énergétique de la chambre de combustion, puisqu'ils constituent approximativement 30 à 40 % des énergies mises en jeu [75]. Les températures de gaz peuvent atteindre environ 2800 K et le flux de chaleur induit peut atteindre plusieurs dizaines de mégawatts par mètre carré pour certains moteurs. Pour un moteur à allumage commandé deux

temps de petite taille (125 cm^3), utilisé dans des millions de motocyclettes, des chercheurs italiens [76] ont constaté qu'approximativement 50% de l'énergie du combustible est convertie en pertes thermiques aux parois. Dans ce contexte, il n'est pas acceptable de considérer que la détente est adiabatique et la connaissance des lois régissant les transferts thermiques dans les cylindres des MCI est une condition *sine qua non* pour une modélisation valide. La Fig. 44 présente le bilan dressé par Guibert [75, p. 11] par rapport à la chaleur dégagée par le combustible d'un MCI.

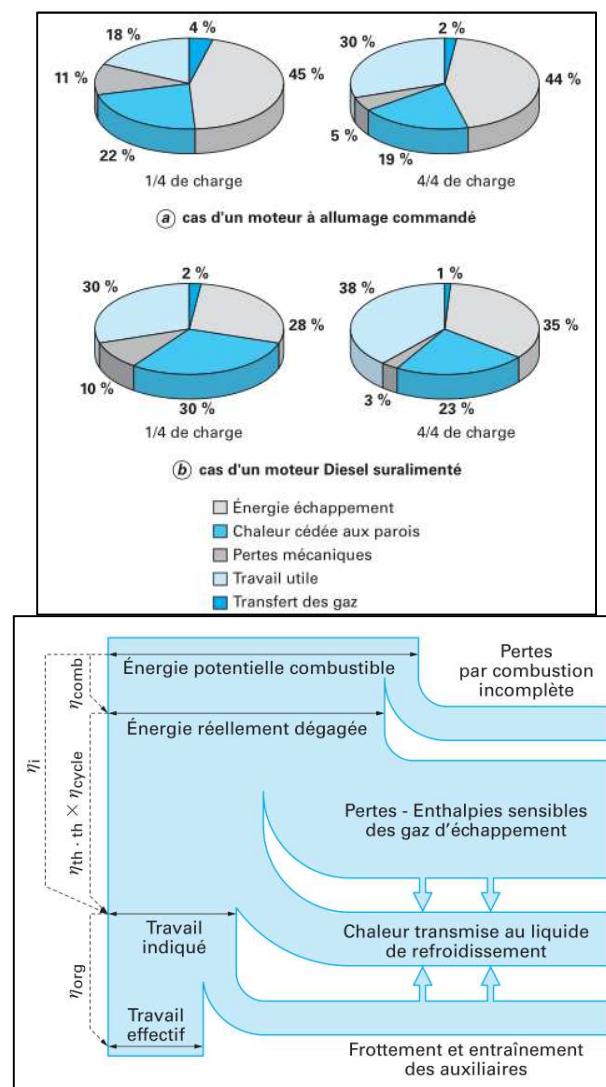


Fig. 44. Répartition de l'énergie dégagée par la combustion en travail mécanique et en chaleur (à gauche) et diagramme de Sankey énergétique et rendement associé (à droite).

Les corrélations empiriques pour quantifier les échanges thermiques ont connu plusieurs évolutions selon l'hypothèse de base choisie pour l'établissement de chaque corrélation.

A la fin des années 30, **Eichelberg** [72], un des pionniers des études de transferts thermiques dans les cylindres, pose l'hypothèse de la convection naturelle. La corrélation qu'il propose est la suivante :

$$h = 7.67 * 10^{-3} \nu_p^{1/3} (PT)^{1/2} \quad (3-1)$$

Les chercheurs qui l'ont suivi considèrent par contre que le type de régime et d'écoulement à l'intérieur des cylindres des MCI modernes mérite l'hypothèse de convection forcée. Mais dans les deux cas, c'est le phénomène de la convection qui est reconnu comme celui qui véhicule la part prépondérante du transfert thermique par rapport aux autres modes comme la conduction et le rayonnement. Les échanges de chaleur gaz-parois dans les moteurs à combustion interne sont de nature convective et radiative. Dans les moteurs à allumage commandé, les transferts radiatifs peuvent être négligés car ils ne représentent que de 3 à 4% du transfert de chaleur total [98]. Par contre pour les moteurs diesel où les transferts radiatifs peuvent aller jusqu'à 10 % des échanges thermiques, les échanges radiatifs doivent être pris en compte. Certaines corrélations peuvent être ajustées en faisant appel à des facteurs multiplicateurs supérieurs mais proches de l'unité pour prendre en considération les transferts de type radiatif notamment sur les moteurs à allumage par compression (Diesel) [75, Sect. 4.1].

Étant donné que les échanges thermiques dans les moteurs à combustion interne à allumage commandé sont principalement convectifs, les corrélations empiriques élaborées par les chercheurs se focalisent sur ce mode. Cela a été expliqué par Boust en 2006 [78, p. 142] : «Dans les chambres de combustion, les pertes thermiques pariétales ont principalement pour origine la conduction des gaz brûlés vers la paroi. Le rayonnement des gaz chauds et des particules représente une contribution non négligeable dans certaines applications comme les moteurs Diesel, où il fait l'objet d'études spécifiques. Pour les moteurs en cycle Otto-Beau de Rochas, seule la contribution convective est considérée. En effet, ce mode de transfert thermique aux parois est prépondérant dans le cas de la combustion de pré-mélange, ce qui recouvre un grand nombre d'applications comme les moteurs à allumage commandé. » Ce mode de transfert est évidemment celui qui est également prépondérant dans les cylindres des moteurs Ericsson. Les corrélations établies dans le cas des moteurs à allumage commandé peuvent donc être utilisées – mutatis mutandis et avec précautions – pour décrire les transferts thermiques dans les cylindres des moteurs Ericsson. Des

compilations des principales corrélations établies pour les MCI et généralement acceptées dans les milieux industriels et académiques ont été réalisées par Trapy, Borman et Nishiwaki [100] mais aussi par Guibert en 2005 [75, p. 17]. Cette dernière est la plus récente. On va s'en servir pour ce chapitre.

On part toujours de la relation de Newton pour exprimer les transferts entre les gaz et la paroi:

$$dQ_e/dt = h_c A(T - T_p) \quad (3-2)$$

Ce qui devient, pour l'ensemble du système piston cylindre :

$$dQ_{parois}/dt = \sum_i h_i A_i (T - T_{pi}) \quad (3-3)$$

Où Q_{parois} représente la chaleur échangée entre l'air et chaque surface (culasse, piston, chemise, soupape) A est la surface en contact avec les gaz et h_c regroupe l'ensemble des différents phénomènes de transfert thermique des gaz vers la paroi. Puisque ces phénomènes sont complexes, la façon la plus rigoureuse de les traiter consisterait en la résolution des équations de Navier Stockes sur l'ensemble du volume pour chaque instant. Le recours aux logiciels de CFD est exigé. Même dans ce cas, les différents modèles pour calculer les transferts thermiques aux parois doivent être validés car il n'existe pas une méthode définitive pour les MCI [80].

Par contre, si l'on peut négliger l'influence des champs de vitesse et des caractéristiques géométriques sur les transferts, comme cela a été prouvé par des expériences, on peut décrire les transferts thermiques par une relation liant les nombres de Nusselt, Reynolds et Prandtl de ce type :

$$Nu = aRe^mPr^n = h_c \frac{D}{\lambda} = a (\rho UD/\mu)^m \quad (3-4)$$

a et m étant des constantes à déterminer.

Annand a été le premier à proposer cette analyse en 1963. Il propose l'une des premières corrélations pour déterminer le nombre de Nusselt Nu et le coefficient de convection h à l'intérieur d'un moteur à allumage commandé[81]. Il considère que le coefficient de convection ne dépend que de la vitesse moyenne du piston. A partir de cette vitesse, il définit le nombre de Reynolds Re basé sur les propriétés thermodynamiques instantanées du gaz. Ce nombre de Reynolds devient le paramètre le

plus important pour la détermination du nombre de Nusselt. Puis, en 1980, il présentera un nouvel article où il ajuste sa corrélation avec des coefficients et exposants appropriés pour chaque partie de la course du piston [92]. Sa corrélation de base pour le coefficient global de transfert est la suivante :

$$h = \lambda * \frac{Nu}{D} = a * \lambda * \frac{Re^{0,7}}{D} \quad (3-5)$$

Annand observe que le coefficient avarié fortement selon le type de moteur considéré. Ainsi, il donne $a = 0,76$ pour un moteur à deux temps, et $a = 0,26$ pour un moteur à quatre temps. Il observe par contre que l'exposant b du nombre de Reynolds dépend peu de la machine considérée. Annand propose également de tenir compte de l'influence du rayonnement de la manière suivante :

$$q = \frac{a\lambda}{D} Re^{0,7} (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4) \quad (3-6)$$

Où :

$0.38 < a < 0.8$ selon les conditions aérodynamiques et $c = 3 \cdot 10^{-8}$ [W/m².K⁴] si moteur diesel ou $c = 4 \cdot 3 \cdot 10^{-9}$ [W/m².K⁴] si moteur à allumage commandé.

Annand réalise que son expression ne peut pas tenir compte du déphasage entre le flux de chaleur et le gradient de température, mais il avait le sentiment que ce déphasage avait une faible importance.

En 1967, **Woschni** propose une équation universelle pour déterminer les échanges thermiques instantanés pour les moteurs à combustion interne [71]. Pour lui, ce qui est déterminant pour le nombre de Nusselt, c'est la vitesse moyenne du gaz de travail ainsi que sa pression et sa température instantanée. Il propose pour la première fois une corrélation qui distingue les différentes phases de fonctionnement du moteur : 1. Compression ; 2. Combustion ; 3. Détente. Il considère négligeables les pertes thermiques aux parois pendant l'admission et le refoulement.

$$h = C_0 D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T_g^{-0.053} \cdot (C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot C_u T_{pmb} \cdot \frac{P - P_{ent}}{P_{pmb} \cdot V_{pmb}})^{0.8} \quad (3-7)$$

Où T_{pmb} [K], P_{pmb} [bar] et V_{pmb} [m^3] sont les paramètres mesurés au PMB et P_{ent} la pression mesurée pour la même position angulaire en régime de moteur entraîné sans combustion. Les constantes C_1 et C_2 et les unités de chacune des variables sont définies sur le Tableau 14.

Tableau 14. Paramètres de la corrélation de Woschni.

Valeurs des constantes	Condition moteur	Variables et unités	
$C_1 = 6.18$. $C_2 = 0$	Admission et refoulement	$P = [MPa]$	$d = [m]$
$C_1 = 2.28$ $C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3}$	Combustion et détente zone brûlée	$v_p = [m/s]$	$T = [K]$
$C_1 = 2.28$ $C_2 = 0$	Compression ou détente (zone) non brûlée	$V = [m^3]$	$h = [kW/m^2K]$

Cette corrélation proposée par Woschni est aussi retrouvée dans la littérature exprimée de la façon suivante:

$$h_G = 0.013 D^{-0.2} P^{0.8} T^{0.53} v^{0.8} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3-8)$$

avec P [bar], T [K], D [m] et v vitesse caractéristique donnée par :

$$v = C_1 \bar{v}_p + C_2 V_c T_1 / P_1 V_1 (P - P_0) \quad (3-9)$$

Où :

V_c est la cylindrée unitaire en m^3

$T_1, P_1, V_1 \Rightarrow$ état du gaz [K, bar, m³] au début de la compression. \bar{v}_p est la vitesse moyenne du piston (m/s)

P_0 = Pression atmosphérique [bar]

Tableau 15. Valeurs des facteurs C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni.

Phase	C_1	C_2
Admission - échappement	6.18	0
compression	2.28	0
Combustion détente	2.28	3.24e-3

Plus tard, Woschni [82] modifiera la constante C_1 liée à la vitesse du piston pour prendre en compte l'effet du « swirl ». Mais déjà dans sa forme première, la corrélation prenait en compte les effets de la convection et du rayonnement. Pour cette deuxième corrélation, les constantes C_1 deviennent :

Pour le balayage:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 (C_r/C_m) \quad (3-10)$$

Pour la compression et la détente

$$C_1 = 2.28 + 0.308 (C_r/C_m) \quad (3-11)$$

avec

$$C_r = \pi D \omega_{swirl} \quad (3-12)$$

ω_{swirl} est la vitesse de rotation de la charge gazeuse (rad/s)

Au début des années, 1990 Woschni *et al.* [83] publient une corrélation pour les moteurs à faible charge, dont on peut penser qu'elle est plus adaptée au prototype de moteur

Ericsson du LaTEP, dont la pression de travail ne dépasse pas 4 bar. Cette corrélation fait référence à la Pression Moyenne Effective (PME) de la façon suivante :

$$h = 0.1279 D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T_g^{-0.053} \cdot (C_1 u_{gaz})^{0.8} \quad (3-13)$$

avec

$$u_{gaz} = C_m \left(1 + 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \right) \text{ si } C_2 \Delta P \geq 2C_1 C_m 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \quad (3-14)$$

où

$$u_{gaz} = C_m + \frac{\Delta P C_2}{C_1} \text{ si } C_2 \Delta P < 2C_1 C_m 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \quad (3-15)$$

et

$$\Delta P = V T_{pmb} \cdot (P - P_{ent}) / (P_{pmb} \cdot V_{pmb}) \quad (3-16)$$

V étant le volume de la chambre et V_m le volume mort en m^3 , PME en bar et ΔP l'augmentation de la pression due à l'augmentation de température.

Hohenberg, qui a travaillé pour Daimler Benz, propose une autre approche pour le calcul des transferts thermiques en 1979 [69]. Partant d'un modèle à deux zones qui ressemble au premier proposé par Woschni, il commence par prendre en compte l'influence de la turbulence, à travers l'introduction d'une constante qui corrige la vitesse du piston. En outre, pour le calcul du coefficient de convection, il corrige l'alésage du moteur par le diamètre d'une sphère du même volume instantané que le cylindre.

$$h = 130 \cdot P_{cyl}^{0.8} \cdot (v_p + 1.4)^{0.8} / (V_{inst}^{0.06} \cdot T_{cyl}^{0.4}) \quad (3-17)$$

3.2 Les travaux portant sur les compresseurs à piston

Les corrélations pour le calcul des échanges thermiques au sein des compresseurs alternatifs ont été développées aussi après la moitié du XX^e siècle principalement. Il y a autant d'approches que de chercheurs qui se sont intéressés aux phénomènes thermiques et thermodynamiques dans les compresseurs alternatifs. Certains sont partis des équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement pour arriver à des modèles unidimensionnels [84] [85]. D'autres chercheurs ont préféré modéliser le cycle à partir de l'analyse du réfrigérant et ainsi mesurer les échanges thermiques [86]. Duprez et al. [87] qui ont travaillé aussi sur les scroll ont choisi la voie de l'analyse thermodynamique du compresseur tandis que Castaing-Lasvignottes et Gibout [88] ont présenté une simulation dynamique des compresseurs qui s'appuyait sur les comparaisons des rendements isentropiques et volumétriques réels et idéaux pendant le cycle.

Les dernières modélisations basées sur la CFD sont réalisées pour déterminer les échanges thermiques et le comportement dynamique du fluide à l'intérieur des compresseurs. Ces systèmes présentent des comportements thermiques complexes non stationnaires pulsés d'un écoulement compressible et turbulent en trois dimensions. Les premiers modèles numériques qui faisaient appel à la dynamique des fluides numérique ou CFD pour évaluer les échanges thermiques datent des années 80. Vers la moitié des années 90, Kornhausser [89], Cyclis [90] et Ma et al. [91] ont utilisé la CFD, le premier pour calculer le coefficient local de convection, le deuxième pour déterminer l'écoulement autour des soupapes et le dernier pour comprendre la détente d'un écoulement pulsé. Les corrélations récentes qui ont été établies de cette façon peuvent être pertinentes pour notre étude.

Le Tableau 16 présente une compilation [92] des corrélations pour calculer les échanges thermiques à l'intérieur des compresseurs alternatifs.

Tableau 16. Principales corrélations pour évaluer les échanges thermiques au sein des compresseurs alternatifs.

Auteur et année	Corrélation	Explication
Adair <i>et al.</i> (1972)	$Nu = 0.053 Re^{0.8} Pr^{0.6} = \frac{hDe}{\lambda} \quad (3-18)$ <p style="text-align: center;">et</p> $Re = \rho \frac{De^2 \omega_g}{2\mu} \quad et \quad De = \left(\frac{3}{2}\right) \pi D^2 z / (\pi Dz + \frac{D^2 \pi}{2}) \quad (3-19)$ $\omega_g = 2\omega(1.04 + \cos 2\varphi) \text{ si } -90^\circ < \varphi < 90^\circ \quad (3-20)$ $\text{et } = \omega(1.04 + \cos 2\varphi) \quad (3-21)$ <p>sinon ; z la course et φ l'angle du vilebrequin</p>	La vitesse dans le nombre de Reynolds est proportionnelle à la vitesse de rotation
Later, Broket <i>al.</i> (1980)	$\omega_g = 2\omega(1.04 + a \cos 2\varphi) \text{ si } -90^\circ < \varphi < 90^\circ \quad (3-22)$ $\text{et } = \omega(1.04 + a \cos 2\varphi) \quad (3-23)$ <p>sinon ; $a = 0.5$, z la course et φ l'angle du vilebrequin</p>	Modification de la précédente
Liu and Zhou (1984)	$Nu = 0.75 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (3-24)$	Modification de la constante de proportionnalité de Adair et al
Hsieh and Wu (1996)	$Nu = C_1 Re_1 + C_2 Re^{C_3} \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{C_4} \quad (3-25)$	Change le Pr pour la viscosité pour mettre l'accent sur la température du gaz. Rajoute les constantes et rajoute C_1, Re_1 . Les valeurs des paramètres sont définies pour chaque partie de la course.

Fagottiet <i>et al.</i> (1994)	Considèrent la corrélation d'ANNAND 1963 la plus correcte et critiquent celle de Liu et Zhou	Pour petits compresseurs hermétiques
Pereira <i>et al.</i> (2010)	Considèrent que les corrélations négligent le flux à travers les soupapes alors qu'il est important.	CFD
Disconzi <i>et al</i> (2010)	$Nu = aRe^bPr^c$ (3-26)	Adoptent l'approche de Mohammadi et Yaghoubi [114] pour trouver des constantes et considèrent des expressions différentes pour chaque étape du cycle à l'intérieur du cylindre.

La corrélation de Disconzi a été développée à partir d'une modélisation CFD pour déterminer les échanges thermiques à l'intérieur des compresseurs hermétiques qui tournent autour de 3000 tr/min et dont le fluide de travail était le R134a sous les conditions ASHRAE LBP des systèmes de réfrigération (Température d'évaporation $T_e= -23.3$ °C, température de condensation $T_c = 54.4$ °C, pression d'évaporation $P_e = 115$ kPa, pression de condensation $P_c = 1470$ kPa). La corrélation a été testée pour des vitesses de rotation allant de 1500 à 4500 tpm et également avec le fluide R600 toujours sous des conditions ASHRAE LBP, MBP et HBP pour les cycles frigorifiques. Les résultats obtenus sont satisfaisants. A remarquer que les conditions MBP et HBP pour le R600a (Isobutane) correspondent à des rapports de pression entre 2.5 et 5 ce qui s'approche des rapports de compression de 2.5 ... 3.5 considérés pour le prototype de moteur 'Ericsson. Cette corrélation, qui s'appuie sur un nombre de Reynolds adapté pour chaque étape du cycle à l'intérieur du système piston-cylindre est résumée sur le Tableau 17.

Tableau 17.Corrélation proposée par Disconzi et al.

Etape du cycle	Nombre de Reynolds	Constantes du Nu (3-26)
Compression	$Re = \rho D \bar{V}_p / \mu$ (3-27)	$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$
Refoulement	$Re = \rho D (\bar{V}_p + \bar{V}_p^{0.8} V_c^{0.2}) / \mu$ (3-28)	$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$
Détente	$Re = \rho D \bar{V}_p / \mu$	$a = 0.12; b = 0.8; c = 0.6$
Admission	$Re = \rho D (\bar{V}_p + 2\bar{V}_p^{-0.4} V_c^{1.4}) / \mu$ (3-29)	$a = 0.08; b = 0.9; c = 0.6$

Avec :

$$\bar{V}_p = 2Lf;$$

$$V_c = \frac{|\dot{m}|}{\rho A_c}; A_c = \frac{\pi D^2}{4}; L = \text{course} ; \rho, \mu = \text{masse volumique et viscosité instantanées}$$

$$(3-30); \quad (3-31); \quad (3-32)$$

3.3 Les travaux issus des ressorts gazeux (Nu complexe)

Outre les travaux consacrés aux transferts thermiques dans les cylindres des MCI et des compresseurs à piston, il convient également de mentionner les études portant sur les ressorts gazeux (espace tampon, ou *bounce space*) utilisés dans certains systèmes énergétiques, notamment dans les moteurs Stirling à piston libre. On a pu observer que, si, dans certaines conditions, le coefficient de convection est dominé par la différence de température gaz-paroi; il existe un terme de la puissance thermique transférée par le gaz qui dépend aussi de la dérivée par rapport au temps de cette différence. Ce comportement a été observé pour la première fois dans des écoulements oscillants à l'intérieur des échangeurs et des régénérateurs des moteurs Stirling, mais il a été postérieurement observé aussi dans des ressorts gazeux.

Le comportement des transferts thermiques à l'intérieur des conduits cylindrique est très différent selon que l'écoulement est stationnaire ou non. Le premier cas est bien documenté : il correspond à des écoulements en régime établi pour lesquels, malgré les variations de vitesse induites par la turbulence, la vitesse moyenne reste constante.

Dans le cas des moteurs Stirling, des compresseurs à piston et de la plupart des moteurs alternatifs, on a affaire à un régime variable avec le temps où les échanges thermiques ne dépendent pas exclusivement de la différence de la température entre le gaz (T_g) et la paroi (T_w). Il y a d'importantes différences entre un régénérateur et l'intérieur d'un système piston cylindre. A l'intérieur des échangeurs, il n'y a pas de frontière solide mobile mais une masse de fluide compressible qui change de sens. Pour un compresseur ou détendeur alternatif, le mouvement du piston force le déplacement du fluide à chaque instant et conditionne les profils de vitesse. Que ce soit dans le cas des écoulements oscillants dans les échangeurs des moteurs Stirling, ou des mouvements de fluide dans les cylindres des systèmes alternatifs comme les ressorts gazeux, les profils de vitesse instantanée peuvent avoir une allure fondamentalement différente de celle que prédirait une approche quasi-stationnaire. Ces profils particuliers de vitesse instantanée de l'écoulement sont à l'origine de la composante de l'échange thermique liée à la dérivée temporelle de l'écart de température entre le gaz et la paroi[94].

En étudiant le transfert thermique à l'intérieur d'un cylindre où la pression et l'écoulement oscillent, **Pfreim** [95] en 1940, puis Lee [96] en 1983 constatent un décalage entre le transfert thermique et la différence de température (T_g-T_w). Les autres chercheurs comme Eichelberg [94] qui à la fin des années 30 a étudié les échanges thermiques à l'intérieur des MCI, n'avaient pas remarqué ce déphasage. **Lee** s'en est aperçu après avoir étudié les échanges thermiques et les pertes liées à l'hystérosis dans un milieu incompressible. Pour simplifier le système, il propose de considérer le travail de compression comme une source de chaleur. Il propose la corrélation suivante pour déterminer le flux de chaleur échangé.

$$q \left[\frac{W}{m^2} \right] = - \left(\frac{\lambda T_a}{L} \right) z \operatorname{Tanh}(z) \quad (3-33)$$

$$z = \frac{(1+i)l}{\delta} \quad (3-34)$$

$$\delta = \sqrt{2\alpha/\omega} \quad (3-35)$$

Avec ω la vitesse angulaire et α la diffusivité thermique donnée par:

$$\alpha = \lambda/\rho C_p \quad (3-36)$$

L est la distance entre la paroi et le plan moyen du volume de compression $D_h/4$. Pour le cas du compresseur Ericsson avec son espace de compression annulaire donc :

$$D_h = 4 \frac{V}{A} = D_{ext} - D_{int} \quad \text{et donc} \quad (3-37)$$

$$l = \frac{D_{ext} - D_{int}}{4} = .005m \quad (3-38)$$

À partir de la solution de l'équation de l'énergie pour une particule de fluide située sur l'axe du cylindre, il obtient aussi une équation de forme complexe, pour déterminer les pertes liées à l'hystéresis. Il propose la corrélation suivante pour déterminer le flux de chaleur échangée.

$$W_{perdu}/(P_o V_o) = \frac{\pi}{2} (P_{ins}/P_o)^2 (\gamma - 1)/\gamma (1/y) ((cosh(y) sinh(y) - sin(y) cos(y))/(cosh^2(y) - sin^2(y)) \quad (3-39)$$

Avec

$$y = l\sqrt{\omega/2\alpha} = \sqrt{Pe_\omega/8} \quad (3-40)$$

Dans ces expressions, P_o et V_o sont respectivement la pression et le volume moyens et l est la distance entre les parois et le plan moyen de l'enceinte de compression, qui vaut $D_h/4$. D_h est le diamètre hydraulique. Il est indispensable de considérer le diamètre hydraulique dans notre cas parce que l'enceinte de compression possède une forme annulaire et non circulaire comme dans la majorité de ces systèmes. Bien que la majorité des chercheurs se soient strictement référés au nombre de Reynolds comme paramètre indépendant pour déterminer les pertes, **Kornhauser** et **Smith** [97, p. 70-75] ont défini en 1993, pour un ressort pneumatique, le nombre de Peclet « rotationnel » pour déterminer ces pertes dues à l'hystérosis.

$$Pe_\omega = \omega D_h^2 / 4\alpha \quad (3-41)$$

Malgré le fait qu'ils valident dans une grande mesure le travail de Lee, ces chercheurs proposent de corriger le paramètre y de la manière suivante pour affiner le calcul des pertes.

$$y = 0.49(Pe_\omega/8)^{0.43} \quad (3-42)$$

Lawton [98] lors de ses travaux sur les MCI propose en 1987 une corrélation (3.43), (3.44) et suivante, pour déterminer le flux de chaleur. Il détermine la thermique au PMH dans le volume mort entre le piston et la culasse et fait ensuite le rapport entre les transferts relatifs aux autres positions du piston par rapport à ce premier. Il est à noter que cette corrélation est seulement validée pour de hautes fréquences.

$$q \left[\frac{W}{m^2} \right] = \frac{\lambda}{d} [0.28 Re^{0.7} (T_{ins} - T_w) - 2.75 L T_w] \quad (3-43)$$

Avec

$$L = \frac{\gamma - 1}{V} \frac{dV}{dt} t_o \quad (3-44)$$

La constante de temps est donnée par [118] $t_o = \sqrt{D_h^3 / (\alpha_0 \bar{V}_p)}$ avec

D_h le diamètre hydraulique, α_0 la diffusivité thermique de l'air à l'admission et \bar{V}_p la vitesse moyenne du piston.

En 1994 **Kornhauser et Smith** [89] ont tiré leurs propres conclusions sur les transferts thermiques lorsqu'ils travaillent sur un ressort pneumatique. Ils calculent le flux sur la base du travail requis pour faire fonctionner la machine et la variation de l'énergie interne déterminée par la dérivation temporelle de la température du fluide. Ensuite ils appliquent la relation des moindres carrés sur l'expression de la densité de flux de chaleur afin de déterminer les composantes réelle (Nu_r) et imaginaire (Nu_i) du nombre de Nusselt qui expliquent le mieux le transfert thermique. Ils suggèrent que le terme réel est le Nusselt traditionnel lié à la différence de température entre le fluide et la paroi tandis que le terme imaginaire est lié à la dérivée temporelle de la température du gaz. Ils posent donc l'expression suivante :

$$q = \lambda/D_h(Nu_r(T_{ins} - T_{paroi}) + \frac{Nu_i}{\omega} \left(\frac{dT}{dt} \right)) \quad (3-45)$$

Pour déterminer les expressions des composantes réelle et imaginaire du nombre de Nusselt complexe, ils minimisent à chaque instant l'écart $\sum(q_i - q)^2$ entre valeurs calculées et valeurs expérimentales. Ils obtiennent les expressions suivantes :

$$Nu_r = Nu_i = 0.56Pe^{0.69} \text{ pour } Pe > 100 \quad (3-46)$$

Pour des valeurs de $Pe_\omega > 100$ où Pe_ω est calculé selon l'équation (3-41). Cette corrélation semble être aujourd'hui la plus acceptée pour calculer le déphasage entre les deux types de transferts thermiques.

3.4 Conclusion

Les transferts thermiques instationnaires entre le fluide de travail et les parois du cylindre qui le contient jouent un rôle important et complexe sur les performances d'un moteur Ericsson. Pour évaluer cet impact, il est indispensable de disposer de modèles qui permettent d'évaluer ces transferts thermiques. Il n'existe pas de travaux spécifiquement consacrés aux transferts thermiques dans les cylindres des moteurs Ericsson. C'est pourquoi nous avons passé en revue les études consacrées à des systèmes proches, et

dont les résultats peuvent être appliqués au moteur Ericsson. Nous avons d'abord considéré les travaux menés sur les transferts thermiques dans les cylindres des moteurs à combustion interne. Certaines corrélations, comme celles de Annand, Eichenberg, Hohenberg ou Woschni peuvent être utilisées pour évaluer les transferts thermiques dans le prototype du LaTEP. Dans le domaine des compresseurs à piston, d'autres études ont été menées conduisant à l'établissement de nouvelles corrélations. La plus aboutie est celle de Disconziet *al.* Enfin, des travaux menés sur les écoulement instationnaires oscillants dans les échangeurs des moteurs Stirling ou dans les ressorts gazeux suggèrent que le transfert de chaleur entre le fluide et la paroi du cylindre ne dépend pas uniquement de la différence de température entre le fluide et la paroi, mais aussi de la dérivée de la température du fluide. Kornhauser et *al.* proposent d'utiliser un nombre de Nusselt complexe pour modéliser les transferts thermiques et en donnent une expression établie à partir de leurs résultats expérimentaux.

Dans le chapitre suivant, nous comparerons les résultats des simulations basées sur ces différentes approches. Les modèles qui seront retenus pour simuler les échanges thermiques seront ceux de **Whoschni, Hohenberg, Eichelberg** pour les corrélations empiriques des MCI, la corrélation issue des travaux en CFD de **Disconzi** et celle de **Kornhauser** pour les corrélations pour compresseurs et ressorts pneumatiques respectivement. Toutes ces corrélations seront comparées avec les résultats expérimentaux pour essayer de caractériser le prototype Ericsson en cycle de Joule.

4. Modélisation

4.1 Introduction

Le moteur Ericsson est une machine thermique motrice à air chaud[41] qui fonctionne avec des cylindres de compression et de détente différenciés et séparés par des soupapes. L'apport de chaleur peut être réalisé par la combustion impliquant le fluide de travail – combustion interne - ou par chauffage externe du fluide de travail au moyen d'un échangeur de chaleur. C'est ce dernier cas qui fait l'objet d'étude de cette thèse. Le moteur modélisé est le prototype du LaTEP.

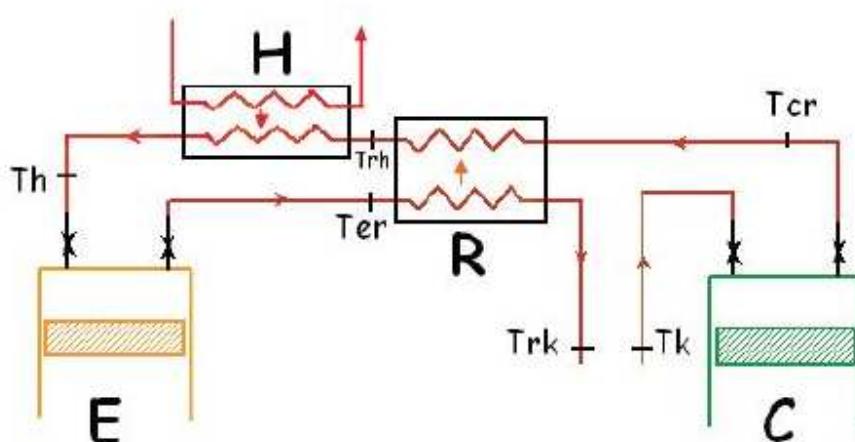


Fig. 45. Configuration basique du moteur Ericsson avec récupération (cycle ouvert).

La polyvalence de cette configuration lui permet de produire du travail et de la chaleur à partir de différentes sources primaires comme le rayonnement solaire, la biomasse, et/ou

les combustibles fossiles, à condition de pouvoir transmettre suffisamment de chaleur vers le fluide de travail dans l'échangeur réchauffeur (H) sur la Fig. 45.

Le prototype Ericsson sur lequel on travaille au LaTEP effectue un cycle ouvert incorporant de la récupération de chaleur (Q_r) sur l'énergie thermique présente dans les gaz déjà détendus. Comme source chaude, on utilise une résistance électrique d'une puissance maximale de 8 kW qui représente et remplace l'apport de chaleur d'autres sources d'énergies conventionnelles ou non que le prototype pourra valoriser. La configuration de base du moteur en cycle fermé est présentée juste après la Fig. 21. La même configuration mais en cycle ouvert est présentée ici sur la Fig. 45 car cela est le cas du prototype au LaTEP.

Le moteur Ericsson a été conçu par John Ericsson pour fonctionner sous le cycle thermodynamique qui porte son nom. Ce cycle est composé de deux adiabatiques et deux isothermes. Toutefois ce cycle exige à la compression comme à la détente une température constante ; cette condition représente un défi technologique encore de nos jours. Par contre le moteur peut être abordé avec une technologie plus simple et moins onéreuse s'il fonctionne en cycle de Joule-Brayton. Ce cycle remplace la compression et la détente isothermes par des transformations adiabatiques réversibles. La Fig. 46 ramène à nouveau les diagrammes Ts et Pv de ces deux différents cycles.

Pour que le cycle réel s'approche d'un des cycles présentés plus haut, le moteur doit être technologiquement adapté. Par exemple, un cycle avec une détente isotherme exige que le cylindre de détente réchaaffe le gaz de travail tout le long de cette dernière. Par contre une compression adiabatique exige un cylindre isolé qui empêche au maximum tout échange thermique. En outre, s'agissant d'un cycle à récupération, il est important d'évaluer les efforts à consacrer pour augmenter l'efficacité de l'échangeur en ce qui concerne l'amélioration du rendement de l'ensemble. Puisque on ne peut pas tout faire sur un moteur à coût réduit, il faut pouvoir repérer les ajustements de conception qui seront les plus pertinents.

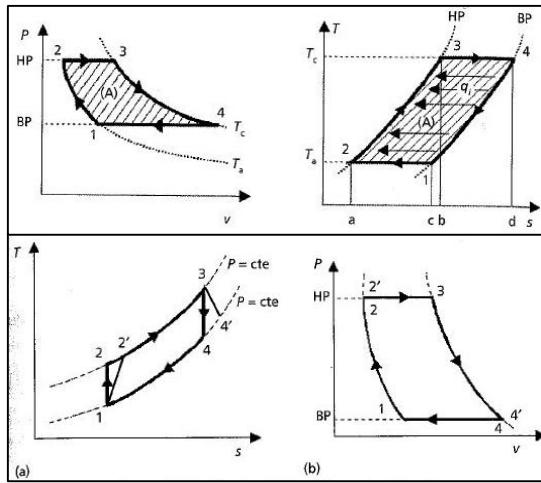


Fig. 46. Cycle Ericsson avec récupération (en haut) vs Cycle Joule-Brayton (en bas).

4.2 Les transferts thermiques et la destruction de l'exergie.

L'objectif de tout moteur thermique consiste à convertir de la chaleur en travail utile, ce dernier étant une forme d'énergie plus noble. Le travail maximum que l'on peut extraire, en l'absence d'irréversibilités, d'une certaine quantité de chaleur en vertu de la différence de température avec le milieu environnant, est appelé exergie.

Lorsque d'un cycle thermodynamique on obtient moins de travail utile que le maximum possible, donné par le rendement de Carnot, c'est parce que l'on a détruit de l'exergie à travers différents types d'irréversibilités présentes dans plusieurs ou la totalité des transformations faisant partie du cycle. Dans le cas du prototype Ericsson du LaTEP, **A. Touré** a effectué l'évaluation des pertes de travail dues au frottement sec et visqueux d'un des cylindres du moteur [59]. Il a trouvé que l'ampleur de ces pertes n'est pas significative, bien qu'elles augmentent avec la vitesse de rotation de la machine. Comme prévu, les pertes sont proportionnelles à la vitesse -ou encore au carré de la vitesse - de rotation du moteur, donc -au carré - de la vitesse linéaire du piston.

En ce qui concerne les irréversibilités liées aux transferts de chaleur on n'avait aucune évaluation préalable. Or, cette évaluation est nécessaire pour optimiser la conception du moteur et la construction d'un nouveau prototype d'une plus grande puissance. Il est nécessaire d'effectuer donc une étude paramétrique de la compression, de la détente et

de l'efficacité de l'échangeur pour reconnaître où et comment est-ce qu'il serait le plus approprié de modifier le prototype pour augmenter le rendement thermique. Pour réaliser cette évaluation on a réalisé une **modélisation thermique et thermodynamique globale**. On obtiendra la définition du type de cycle thermodynamique adapté au moteur et à l'optimisation thermique de ce dernier. Ensuite on exposera l'influence des transferts thermiques dans les cylindres sur le rendement thermodynamique du moteur.

Un deuxième type d'approche, « intra-cycle », va permettre d'évaluer les grandeurs instantanées dans les cylindres. Cette approche va prendre en compte la géométrie particulière du moteur, le réglage des soupapes, la vitesse de rotation et l'écart de pression maximale et permettra de simuler les échanges prévus par les corrélations empiriques des transferts thermiques. On va simuler non seulement les diagrammes indicateurs du compresseur et détendeur mais aussi le diagramme (T,s) du cycle tout entier. On a appelé cette modélisation une **modélisation thermique et thermodynamique « intracycle »**. Dans ce dernier modèle, on va tester non seulement les corrélations traditionnelles issues des MCI et des compresseurs alternatifs, mais aussi, des corrélations complexes du Nu qui prévoient des déphasages entre les transferts thermiques et la différence de température entre le gaz et la paroi.

4.3 Modélisation thermodynamique globale

4.3.1 Compression et détente polytropiques de l'air

Pendant la compression et la détente des gaz dans des systèmes piston-cylindre, il faut se placer sur le diagramme (T,s) et vérifier la trajectoire réelle d'une compression ou d'une détente par rapport à une transformation dite **polytropique**. Dans les transformations réelles, le transfert de chaleur entre le fluide de travail et les parois qui le contiennent, change généralement de signe[99]. Cela est dû au fait que l'air sous l'effet de la compression et de la détente, subit des variations de température. D'autre part l'inertie thermique des parois du cylindre, maintient la température des parois presque constante pendant les fractions de seconde que dure un cycle complet. A 900 tr/min les

pistons effectuent un cycle complet en 1/15 s et les transformations de compression et détente du gaz durent au maximum, la moitié de ce temps, c'est à dire environ 0.033 s.

La Fig. 47 montre que les trajectoires irréversibles réelles pendant la compression et la détente sont irrégulières car des fois le fluide apporte de la chaleur à la paroi et des fois c'est l'inverse. Mais on peut toujours calculer un coefficient polytropique global -traits continus-qui permet de joindre les états initial et final de la transformation de compression et/ou détente. Cependant, par cette approche, on perd les détails -traits discontinus- des échanges thermiques instantanés si cette évaluation se réalise sur des dizaines de degrés de rotation.

Les échanges thermiques que l'on simplifie par l'approche du coefficient polytropique global peuvent présenter un comportement digne d'intérêt dans ce type de moteur. À la différence des MCI, où la combustion est si dominante que les autres phénomènes thermiques sont presque négligeables, sur l'Ericsson on peut s'intéresser et évaluer ces comportements grâce à l'aide des micro-thermocouples.

Puisque l'enceinte de compression du moteur est refroidie et peut même être réfrigérée, on peut s'attendre à ce que la température finale de la transformation de compression soit inférieure à celle d'une compression adiabatique dans un système piston cylindre. L'état final pour une compression adiabatique-isentropique serait en haut sur la verticale dans un diagramme (T,s), tandis qu'une compression ordinaire se placerait en haut et à droite du point de départ. Dans la mesure où l'on refroidit la compression à cause des transferts gaz-paroi l'entropie du gaz est réduite et le point 2 peut se trouver à gauche du point de départ. La condition où le point de départ se trouve sur l'horizontale du point 1 est la condition de compression isotherme. À la limite il se peut de retrouver le point 2 à gauche et en bas du point 1 si la compression est très fortement refroidie mais cela n'est pas réaliste dans notre cas d'étude.

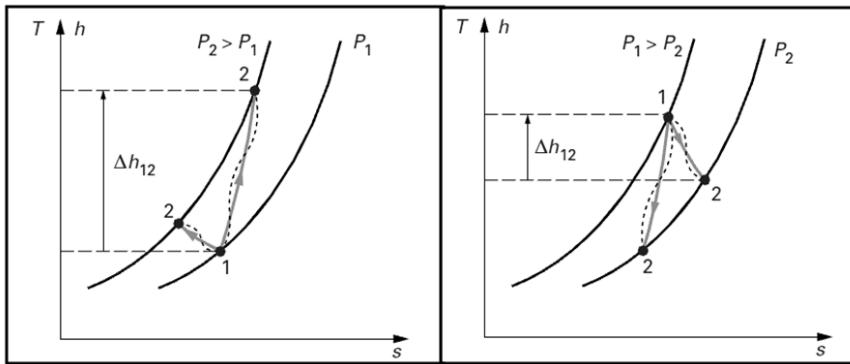


Fig. 47. Compression (gauche) et détente (droite) : approche polytropique (ligne continue) vs trajectoire réelle (traits discontinus).

Bouvier et al.[94] ont remarqué que, pour les systèmes piston-cylindre, l'approche polytropique simplifie la trajectoire réelle et les variations dues aux échanges thermiques entre le fluide et les parois du cylindre. Ils ont montré que ces échanges thermiques génèrent un cycle récepteur pour le fluide contenu dans le volume mort. Ce phénomène est préjudiciable aux performances énergétiques de la machine.

Pour le cas ordinaire où la machine dans laquelle on effectue la transformation a un rendement isentropique différent de l'unité, l'entropie augmente au cours de la transformation. Dans le cas isentropique le rendement vaut 1 et le coefficient polytropique $k = 1.4$ pour l'air à température ambiante. Mais si l'on parvient à retirer de la chaleur tout au long de la transformation, l'entropie du gaz diminue et le coefficient polytropique est tel que $1 < k < 1.4$.

En conclusion, sur la Fig. 47, la ligne discontinue représente la trajectoire réelle du gaz pendant les deux transformations. La ligne continue reliant les points 1 et 2 représente la trajectoire théorique définie par un coefficient polytropique associé à la compression et un autre associé à la détente. Il faut remarquer que tant la détente que la compression d'un gaz, dans notre cas l'air, peuvent aboutir à des plus élevés ou plus réduits niveaux d'entropie selon le cas particulier d'étude et que tout éloignement significatif de la verticale implique des échanges thermiques fluide-paroi. Comme il a été montré par STOUFFS et al [94] pour le cas des compresseurs à piston, la trajectoire réelle correspond à des échanges thermiques dans les deux sens air \leftrightarrow paroi.

4.3.2 Description de la modélisation- Approche globale

Pour la réalisation de l'étude paramétrique, on considère que le fluide de travail est de l'air se comportant comme un gaz parfait à chaleur spécifique constante, et que les transformations dans les échangeurs des branches basse pression (5-6-1, Fig. 48) et haute pression (2-3-4, Fig. 48) sont isobares. On donne aussi une valeur déterminée à l'efficacité de l'échangeur récupérateur R. Cette efficacité (ε) est donnée par (Fig. 45 et 48) :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_{2c}}{T_{2e} - T_{2c}} \quad (4-1)$$

Les coefficients polytropiques associés à chaque cylindre de compression ou de détente définissent le type de parcours d'après les échanges thermiques entre l'air et les parois. La relation entre la valeur des coefficients polytropiques et le type de transformation thermodynamique est rappelée dans le Tableau 18.

Tableau 18. Coefficient polytropique en fonction du type de transformation de compression ou de détente.

Type.de transformation.	Isobare	Isotherme	Isentrope	Isochore
Coeff.polyt.k	$k = 0$	$k=1$	$k = \gamma = 1.4$	$k=\infty$

La Fig. 48 présente un cycle générique constitué de deux polytropiques quelconques et de deux isobares. On suppose que, dans un moteur Ericsson, une masse constante de gaz subit une telle suite de transformations tout au long du cycle et, en particulier, dans les cylindres. Ceci revient à négliger l'influence des variations de pression lors des phases d'admission et de refoulement au travers des soupapes et à considérer que le fluide piégé dans les volumes morts des cylindres a une influence négligeable sur les performances du cycle. La masse de gaz qui subit un cycle thermodynamique est liée aux cylindrées de compression et de détente par les relations :

$$m_n = m = cte = \rho_{air} * \pi D^2 C / 4 \quad (4-2)$$

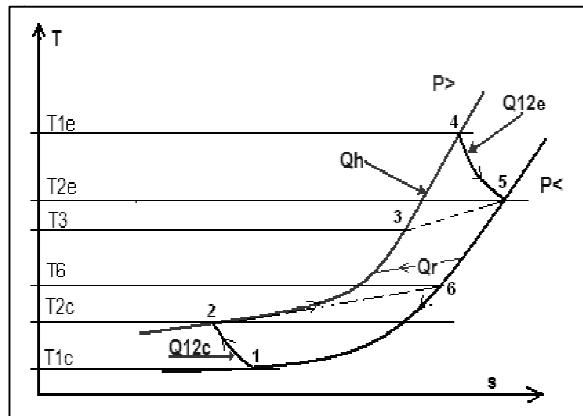


Fig. 48. Diagramme générique du cycle de puissance avec récupération du moteur Ericsson.

Pour des rapports de pression donnés $\beta = P_{max} / P_{min}$ et un rapport de température entre l'entrée compression et l'entrée détente $\theta = T_{1e}/T_{1c}$, il est possible de calculer un nombre infini de trajectoires thermodynamiques pour la compression et/ou pour la détente. Cela dépend exclusivement du coefficient polytropique associé (k) à chaque transformation que dépend de la chaleur reçue ou évacuée par les gaz pendant la dite transformation.

Toute transformation polytropique peut être tracée sur le diagramme (T,s) une fois défini k sachant que pour un gaz parfait :

$$\Delta s_{12} = C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - r \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (4-3)$$

ou encore :

$$ds = C_p \frac{dT}{T} - r \frac{dP}{P} \quad (4-4)$$

r étant la constante des gaz parfaits et C_p la chaleur spécifique de l'air à pression constante. Pour le cas polytropique nous avons que:

$$Pv^k = cte \quad (4-5)$$

et que :

$$k \left(\frac{dT}{T} - \frac{dP}{P} \right) + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (4-6)$$

Soit, en tenant compte de la loi des gaz parfaits :

$$\frac{dT}{T} = \frac{\frac{d\rho}{\rho}(k-1)}{k} \quad (4-7)$$

ds devient alors :

$$ds = C_p \frac{dT}{T} - r \frac{dT}{T} (k/(k-1)) \quad (4-8)$$

Soit encore :

$$ds = C_p \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{(k-1)} \right) \frac{dT}{T} \quad (4-9)$$

Ainsi la fonction reliant les transformations polytropiques de compression et détente n'est dépendante que de C_v , C_p et k . Si l'on intègre cette dernière relation entre l'état initial 1 et final 2, on obtient :

$$s_2 - s_1 = C_p \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{k-1} \right) \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad (4-10)$$

En isolant T on trouve donc :

$$T = T_0 \exp \left((s - s_0) / C_p \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{k-1} \right) \right) \quad (4-11)$$

Qui est la fonction qui relie les points 1→2 et 4→5 sur le diagramme (T,s).

Pour calculer le rendement thermodynamique du cycle il est nécessaire de connaître le travail total fourni par le moteur, et la chaleur totale requise. Le travail est l'addition du travail de la compression –négatif– et du travail de la détente – positif –. Pour une transformation polytropique réversible on a que le travail est donné par :

$$W_{12} = \frac{k}{k-1} * r * T_1 * \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4-12)$$

La chaleur totale fournie par la source chaude est la somme de la chaleur échangée pendant la détente et de celle requise dans le réchauffeur pour arriver à T_4 depuis T_3 . Les gaz une fois comprimés montent de T_2 à T_3 dans l'échangeur récupérateur. La chaleur totale $Q_t = Q_e + Q_h$ est donc :

$$Q_h = C_p(T_4 - T_3) \quad (4-13)$$

$$Q_e = r(k_e - \gamma)(T_{2e} - T_{1e}) / ((\gamma - 1)(k_e - 1)) \quad (4-14)$$

La chaleur Q_c éventuellement échangée au cours de la compression est considérée comme gratuite et/ou perdue pour le cycle car elle s'échange à basse température. On sait que réchauffer une compression est un contre sens mais souvent inévitable car le frottement des segments du piston sur la chemise du cylindre chauffe les parois et donc l'air par convection.

Le rendement thermodynamique est donc :

$$\eta_{th.pol} = W_t/Q_t \quad (4-15)$$

4.3.3 Résultats du modèle global

Les résultats obtenus sont présentés aux figures suivantes. Pour le tracé de ces figures, sauf indication contraire, l'efficacité du récupérateur a été fixée à 85 %, correspondant à l'efficacité du prototype. Le prototype du LaTEP est conçu pour travailler à 650°C donc $\theta = 3$. Le rapport de compression β a été choisi entre 2 et 3 parce que l'étude menée par A. Touré [59] a montré que les valeurs de β qui présentent le meilleur rendement se trouvent entre 2 et 3.

Par contre, cette étude ne tient pas compte des échanges thermiques au niveau des cylindres de compression et de détente.

Ces figures montrent que les échanges thermiques jouent un rôle très important et que leur influence ne peut pas être négligée.

La Fig. 49, tracée pour un récupérateur parfait ($\varepsilon = 100 \%$) fait apparaître un rendement thermique η de 54 % pour les deux cylindres isolés avec $k_e = k_c = 1.4$ tandis que l'on arrive jusqu'à un rendement de 68 %, correspondant au rendement de Carnot, pour une détente et une compression isothermes ($k_e = k_c = 1.0$).

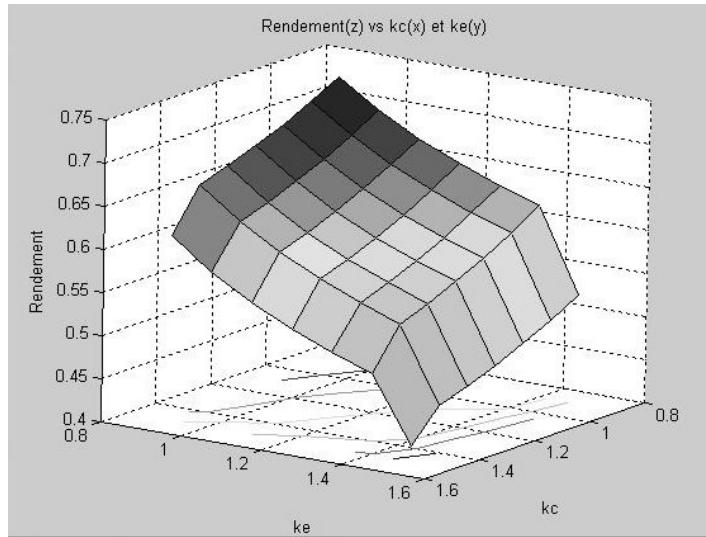


Fig. 49. Rendement thermique vs k_c et k_e pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 100\%$.

Sur la Fig. 50, pour une efficacité de récupérateur de $\varepsilon = 85\%$, on remarque que la compression isotherme requiert peu de chaleur supplémentaire au réchauffeur. Par contre pour garantir une détente isotherme, il faut demander près de 20 % de plus de chaleur pour gagner moins de 3 points de rendement.

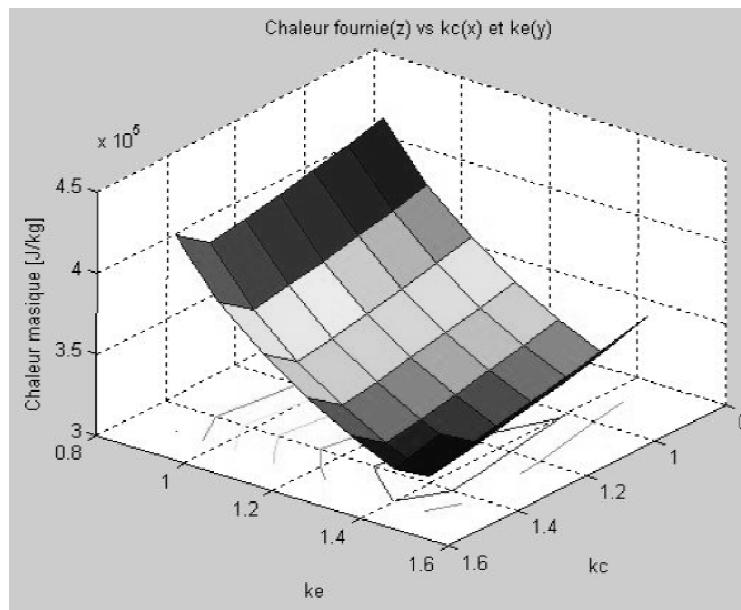


Fig. 50. Chaleur fournie par la source chaude pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85\%$.

Sur la Fig. 51, on voit très clairement que le gain de rendement entre « *le tout isotherme* » et seulement la détente ou la compression isotherme avec l'autre transformation adiabatique n'est que de 1,9 %. Il faut chercher à refroidir la compression en permettant l'évacuation de la chaleur du cylindre de compression. L'apport de chaleur pendant la détente demande des modifications majeures de la machine et même si l'on gagne presque 16 % en puissance il faut ajouter plus de 16 % de chaleur à la détente. On privilégiera la compression sur la détente isotherme.

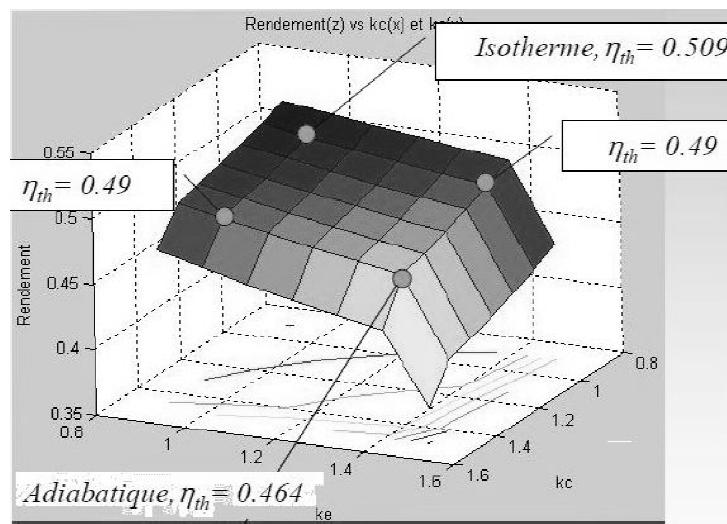


Fig. 51. η vs kc et ke pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85 \%$.

Si l'efficacité du récupérateur chute en dessous de 70 %, le meilleur point de fonctionnement devient $k_c = k_e = 1.4$ c'est à dire le cycle de Joule. La chaleur ajoutée à la détente est perdue car le récupérateur n'arrive pas à s'en servir pour chauffer l'air comprimé. Dans la Fig. 52, on voit que le cycle Ericsson $k_c = k_e = 1$ ne gagne pas 1 % par rapport au cycle de Joule. Il est même défavorable de refroidir la compression. Il est donc recommandé de garantir l'efficacité du récupérateur et de nettoyer dès que nécessaire cet échangeur au risque de passer de 49 % à 38 % de rendement si l'efficacité chute de $\varepsilon = 85 \%$ à $\varepsilon = 65 \%$.

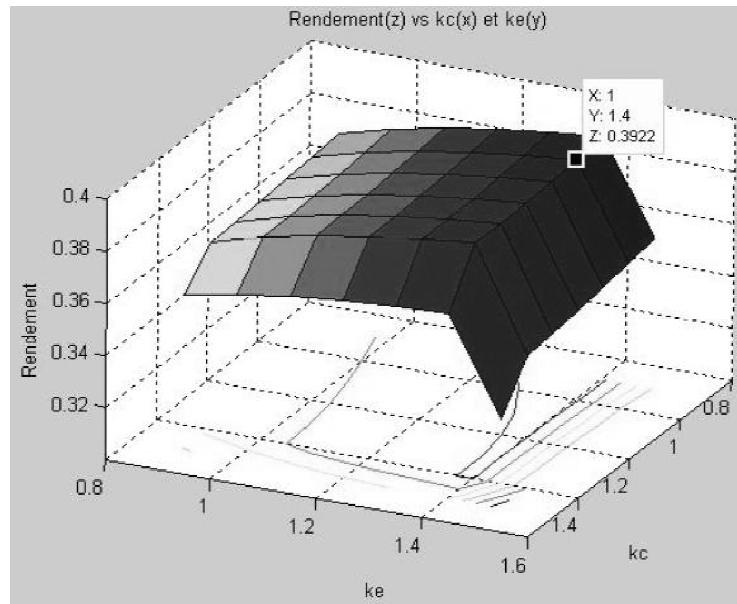


Fig. 52. η pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 65\%$.

Les Fig. 49, Fig. 51 et Fig. 52 mettent également en évidence la chute vertigineuse du rendement lorsque l'on se permet soit de chauffer la compression ou de refroidir la détente ou les deux, le cas le plus défavorable étant la perte de chaleur à la détente. Si l'on perd 10 % de la chaleur à la détente, on perd 6 % de rendement.

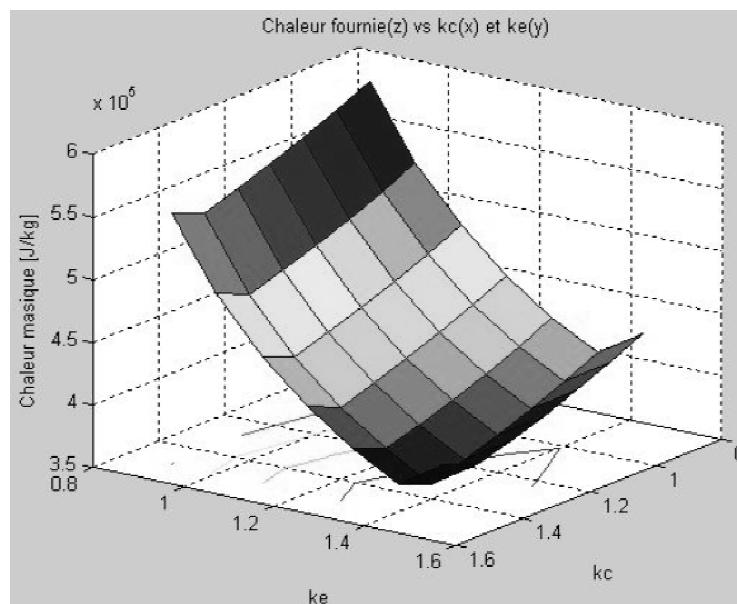


Fig. 53. Chaleur fournie par la source chaude pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 65\%$.

Les Fig. 50 et Fig. 53 permettent de quantifier la chaleur à ajouter pour compenser la diminution d'efficacité du récupérateur ε de 85 % à 65 %. Pour un cycle de Joule, on doit ajouter 19 % de plus de chaleur pour obtenir le même travail indiqué. Pour un cycle Ericsson il faut ajouter plus de 33 %.

La Fig. 54 présente le cas où ε est nul (absence de récupérateur). Le meilleur rendement n'arrive pas à 26 % pour le cas tout adiabatique (Joule) et tout autre ajout ou évacuation de la chaleur ne peut que le réduire.

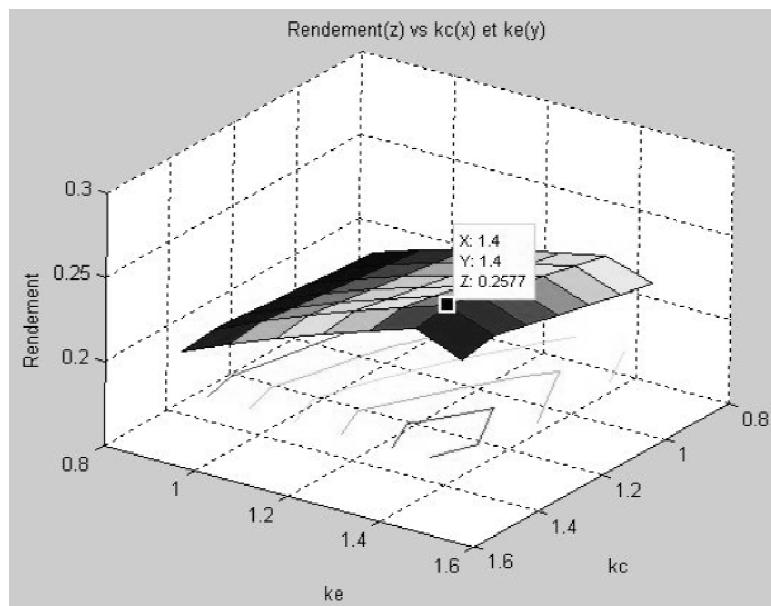


Fig. 54. η pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 0\%$.

Etant donné que le travail ne dépend que du rapport de compression β cette fonction ne varie pas avec k_c et/ou k_e . La Fig. 55 montre l'allure de cette fonction. Mais si l'on fixe certaines valeurs de k_c et k_e , on peut tracer l'évolution du rendement en fonction de la pression de travail. Ceci permet de concevoir un moteur ayant le meilleur rapport de pression β . Lorsque la compression et la détente sont toutes deux isothermes, on observe une croissance continue du rendement en fonction du rapport de pression, avec comportement asymptotique vers une valeur inférieure à celle du rendement de Carnot, à cause de l'imperfection du récupérateur.

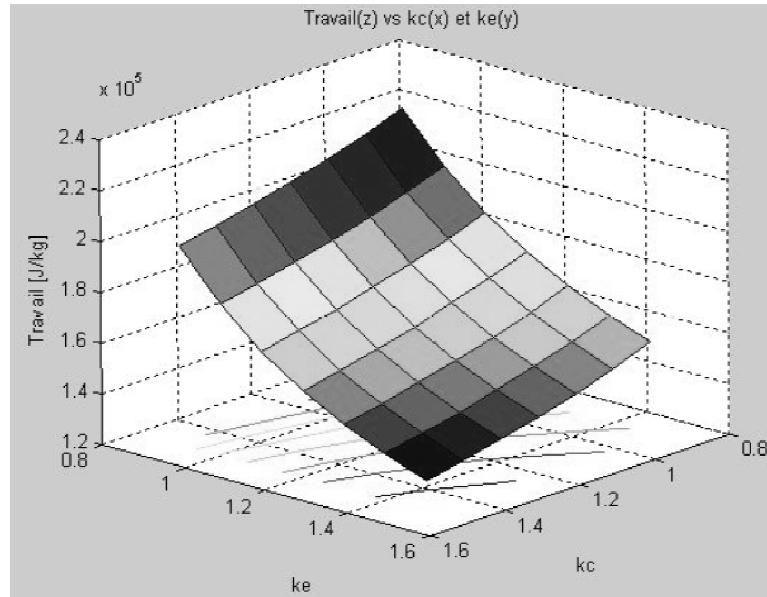


Fig. 55. Travail pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85\%$.

Le cas du cycle de Joule pur (compression et détente adiabatiques), considéré pour la conception du prototype du LaTEP, se retrouve clairement dans ces figures. On observe bien que le rapport de compression le plus adapté se situe autour de $\beta = 3$. On obtient dans ce cas un rendement thermodynamique d'environ 46 %, conformément aux résultats antérieurs. Par contre si l'on veut travailler avec un cycle mixte comprenant une compression isotherme et une détente adiabatique, on arrive à des rendements plus élevés et à des rapports de pression optimaux compris entre 6 et 7. A puissance produite égale, ce cycle permet de réduire la vitesse de rotation du moteur, ou la cylindrée des enceintes de compression et de détente, ce qui réduit les irréversibilités liées au frottement. La Fig. 56 résume les résultats obtenus pour quelques cas types.

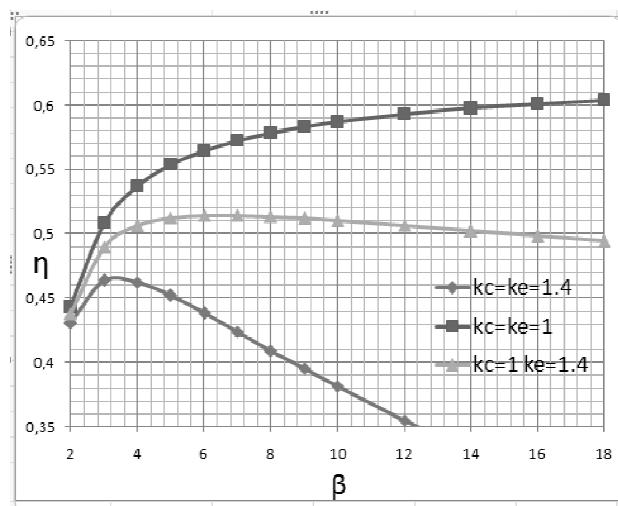


Fig. 56. η en fonction de β pour $\varepsilon = 85\%$.

4.3.4 Conclusions du modèle global

Le moteur Ericsson est une machine thermique originale pour valoriser les sources primaires renouvelables ou non. Jusqu'à maintenant, les modèles mathématiques proposés pour étudier ce type de moteur considéraient les transformations dans les cylindres comme isentropiques et adiabatiques et permettaient de conclure que le rapport de pression de fonctionnement optimal est de 3 environ, pour un rapport de température de 3, correspondant au prototype en cours de développement. Mais les effets des échanges thermiques éventuels au sein des cylindres doivent être pris en compte pour permettre d'améliorer la conception d'un prototype plus performant.

Le modèle mathématique ici proposé, bien que simple, montre déjà que, si l'efficacité du récupérateur est suffisante, les performances du moteur Ericsson peuvent être considérablement accrues si on favorise des échanges thermiques négatifs au niveau de la compression (compression refroidie) et qu'on isole la détente (détente adiabatique). Le rendement peut être encore amélioré dans certains cas si l'on réchauffe la détente pour s'approcher d'une transformation isotherme mais ce type d'exigence peut être technologiquement onéreux et difficile à mettre en œuvre ; dans la pratique, réchauffer la détente ne se justifie pas vu le faible gain de rendement.

Ainsi, pour un cycle mixte entre le cycle d'Ericsson à deux isothermes et le cycle de Joule à deux adiabatiques, on gagne près de 5 % de rendement et l'on peut réduire la taille de la machine car le rapport de compression optimal passe de 3 à 7 environ, pour un rapport de température de 3, conduisant à un moteur produisant plus de travail par unité de masse de fluide.

Au-delà de leur effet sur le rendement, les transferts thermiques dans les cylindres ont aussi des effets importants sur le travail produit par cycle.

Ces résultats nous encouragent donc à étudier de façon plus détaillée les transferts thermiques dans les cylindres, par une analyse dans laquelle les évolutions du fluide de travail dans les cylindres sont modélisées en fonction de l'angle du vilebrequin. Cette approche, basée sur des corrélations de transfert thermique généralement acceptées dans le domaine des moteurs à combustion interne, nous permettra de quantifier l'importance que l'on pourra donner aux transferts dans les cylindres.

4.4 Modélisation « intracycle » des transferts instantanés

4.4.1 Introduction générale du modèle

Un premier prototype de moteur Ericsson, utilisant de l'air en cycle ouvert, a été conçu et réalisé (Fig. 57). Les performances du cylindre de détente de ce prototype ont été mesurées [59]. Lors de la conception de ce moteur, le choix a été fait d'un cylindre unique pour la compression et la détente (Fig. 58). La face supérieure du piston à double effet délimite l'espace de détente (E), alors que la face inférieure délimite l'espace de compression (C). Cette configuration maximise le rendement mécanique du moteur, la puissance transmise à l'embielage étant la puissance mécanique nette, c'est-à-dire la puissance produite par le cylindre de détente réduite de la puissance consommée par la compression.

Du fait que la cylindrée de l'espace de compression doit être plus faible que celle du cylindre de détente, cette disposition nécessite une tige de piston de diamètre important

dans l'espace de compression (Fig. 58). En outre, le choix a été fait d'avoir une course importante, celle-ci étant égale à 122 mm alors que l'alésage du cylindre est de 80 mm. Pour des raisons de tenue de la segmentation, à la fois la partie inférieure de la chemise du cylindre, la tige du piston ainsi que la face inférieure du piston sont refroidis par une circulation d'eau. L'espace de compression est donc un espace qui a un rapport surface/volume de cylindrée important, et dont les parois sont maintenues à basse température.

On peut penser qu'un refroidissement efficace de l'enceinte de compression réduira l'énergie de compression nécessaire, permettra une meilleure récupération dans l'échangeur récupérateur, mais demandera une puissance thermique accrue à fournir par la source chaude (H). En outre, on sait notamment [94] que dans les machines volumétriques alternatives, les transferts thermiques alternés aux parois des cylindres peuvent constituer une perte d'énergie. En effet, la masse de fluide piégée dans le volume mort d'un cylindre ne restitue pas, lors de sa détente, toute l'énergie accumulée lors de sa compression. Dans ces conditions, il est possible que les échanges thermiques entre le fluide de travail et les parois du cylindre puissent avoir une influence non négligeables sur les performances du moteur. L'objectif de ce travail est d'évaluer cette influence pour le prototype en cours de développement.



Fig. 57. Vue partielle du prototype de moteur Ericsson développé au LaTEP.

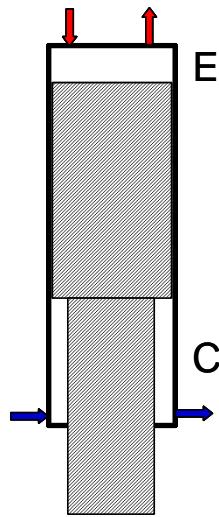


Fig. 58. Principe du piston double effet (E : détente ; C : compression).

4.4.2 Modélisation des cylindres

Le fluide de travail est de l'air atmosphérique considéré comme un gaz parfait à chaleur massique dépendant de la température. Le modèle des cylindres de détente (E) et de compression (C) est construit à partir des équations de bilan de masse (4-16) et d'énergie (4-17) écrites sur le volume de contrôle que constitue chaque cylindre.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \quad (4-16)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta(\dot{m}h) + \frac{d(mu)}{dt} \quad (4-17)$$

Les volumes des cylindres sont caractérisés par la position angulaire θ du vilebrequin (4-18) :

$$V = \frac{V_c}{2} \left(1 + \lambda - \cos \theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta} \right) \quad (4-18)$$

La géométrie du moteur Ericsson prise en compte dans le modèle est donnée dans le Tableau 19. Des soupapes classiques, semblables à celles utilisées dans les moteurs alternatifs à combustion interne, sont considérées [100]. Le débit d'air au travers d'une soupape est donné par la relation (4-19) :

$$\dot{m} = A \cdot C_d \cdot P \left(\frac{2\gamma}{(\gamma-1) r T} \left(R^{\frac{2}{\gamma}} - R^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4-19)$$

La section de passage A de l'air dépend de la valeur de la levée instantanée de la soupape. Les levées de chacune des soupapes d'admission et de refoulement sont modélisées par des tronçons de cosinusoïdes, les angles d'ouverture et de fermeture de chacune des soupapes des cylindres étant des paramètres du modèle (Tableau 19). Le rapport de pression R (4-19) est limité par le rapport de pression critique, qui détermine la vitesse maximale possible du fluide au passage de l'espace laissé entre la soupape et son siège, égale à la vitesse locale du son. L'ensemble des équations différentielles décrivant un cylindre est résolu numériquement.

4.4.3 Modélisation des transferts thermiques dans les cylindres

La puissance thermique transférée par les parois au fluide de travail dans un cylindre est modélisée par la relation :

$$\dot{Q} = h \cdot S_{ech} \cdot (T_w - T) \quad (4-20)$$

Dans le domaine des moteurs à combustion interne, cinq corrélations bénéficient actuellement de la plus grande acceptation de la communauté scientifique pour modéliser le coefficient de transfert [101]. Il s'agit des modèles de Hohenberg, Woschni, Stikel, Annand et Eichelberg. Dans ce travail, ne seront retenus que les modèles qui offrent des coefficients adaptés pour la compression et la détente sans combustion. En 1939, **Eichelberg** [72] propose la relation suivante :

$$h = 7,67 \cdot 10^{-3} \cdot v_p^{\frac{1}{3}} \cdot (PT)^{\frac{1}{2}} \quad (4-21)$$

Woschni [71] tient compte de l'accroissement de la turbulence des gaz suite à la combustion, ce qui a fait avancer la compréhension de la thermique des moteurs à combustion interne, mais ce qui n'est pas pertinent dans notre cas. Cette relation, adaptée aux phases de compression et de détente (sans combustion) s'écrit [102] :

$$h = 3,26 \cdot D^{-0,2} \left(\frac{P}{1000} \right)^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (2,28 \cdot v_p)^{0,8} \quad (4-22)$$

En 1979, **Hohenberg** [69] propose la corrélation suivante :

$$h = 130 V^{-0.06} \left(\frac{P}{10^5} \right)^{0.8} T^{-0.4} (v_p + 1,4)^{0.8} \quad (4-23)$$

Ces trois corrélations seront comparées dans la présente étude en préférence car elles ont montré une bonne adaptation aux bas régimes de vitesse.

4.4.4 Modélisation globale du moteur. Méthode de résolution

La procédure de résolution est la suivante. On se fixe une pression P_H au réchauffeur. Cette pression permet de calculer toutes les caractéristiques relatives aux cycles de compression et de détente, en particulier, les débits moyennés sur un cycle qui traversent chacun des cylindres. Une procédure itérative est alors utilisée pour déterminer la pression au réchauffeur qui égalise les débits des cylindres de détente et de compression. Les performances globales du cycle peuvent alors être évaluées, en tenant compte d'une efficacité donnée de l'échangeur récupérateur, et en négligeant les pertes de charge dans le récupérateur et le réchauffeur. Les principales données relatives au prototype et considérées ici sont résumées dans le tableau 19.

Tableau 19. Paramètres principaux du modèle.

$C = 122 \text{ mm}$	$OA_C = 36^\circ$	$OA_E = -8^\circ$	$T_H = 923 \text{ K}$	$T_{w,E} = 850 \text{ K}$
$D = 80 \text{ mm}$	$FA_C = 180^\circ$	$FA_E = 82^\circ$	$T_K = 300 \text{ K}$	$T_{w,C} = 300 \text{ K}$
$B_C = 55,8 \text{ mm}$	$OE_C = 287^\circ$	$OE_E = 170^\circ$	$P_K = 10^5 \text{ Pa}$	$E_R = 0,85$
$n = 900 \text{ tr/min sauf mention contraire}$		$FE_C = 362^\circ$	$FE_E = 345^\circ$	

4.4.5 Résultats pour les cylindres adiabatiques

Les Fig. 59 et Fig. 60 présentent les diagrammes indicateurs des cylindres de compression et de détente, obtenus en considérant ces cylindres adiabatiques. Les instants de début d'ouverture et de fin de fermeture des soupapes sont indiqués dans ces diagrammes, qui sont parcourus dans le sens inverse des aiguilles d'une montre pour le cylindre de compression (énergie mécanique consommée) et dans le sens des aiguilles d'une montre pour le cylindre de détente.

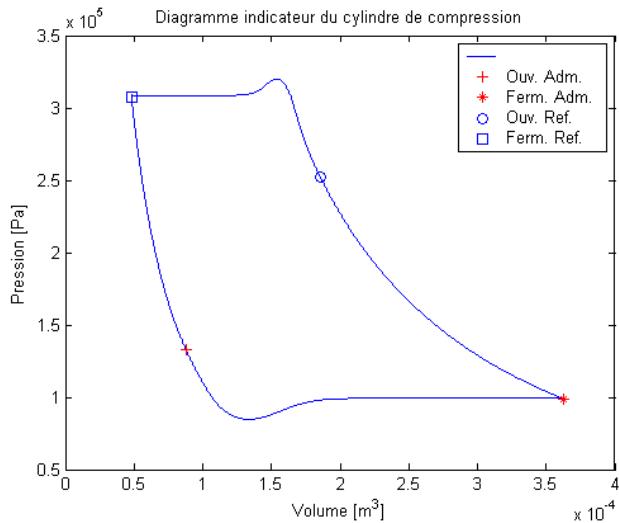


Fig. 59. Diagramme indicateur du cylindre de compression (cas adiabatique)

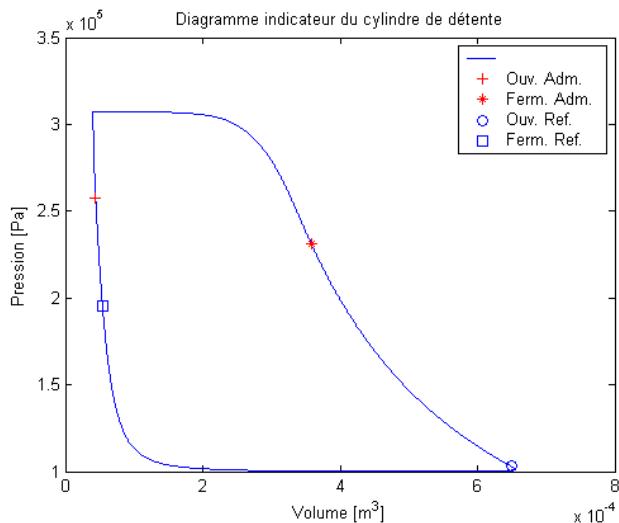


Fig. 60. Diagramme indicateur du cylindre de détente (cas adiabatique)

Les Fig. 61 et Fig. 62 présentent les débits obtenus au travers des soupapes pour chacun des cylindres. On observera que, pour les réglages considérés, de faibles débits négatifs peuvent être brièvement obtenus en tout début d'ouverture de soupape dû à un gradient de pression négatif lors du début d'ouverture des soupapes, tel qu'on peut le remarquer peu avant les 300 degrés pour le cas de la soupape de refoulement.

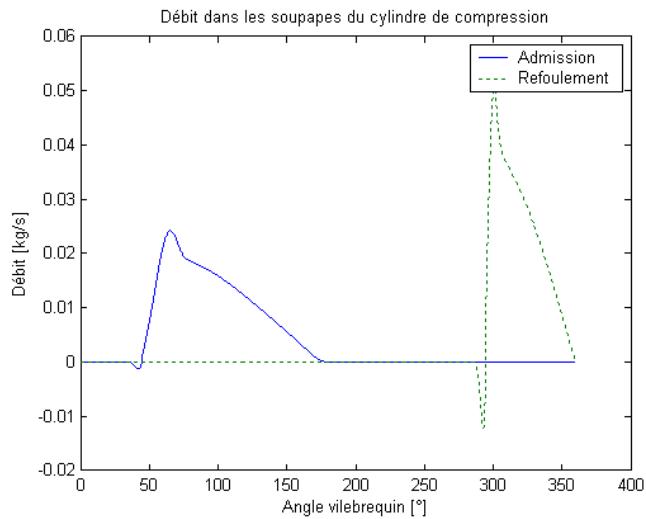


Fig. 61. Débit au travers des soupapes du cylindre de compression (cas adiabatique)

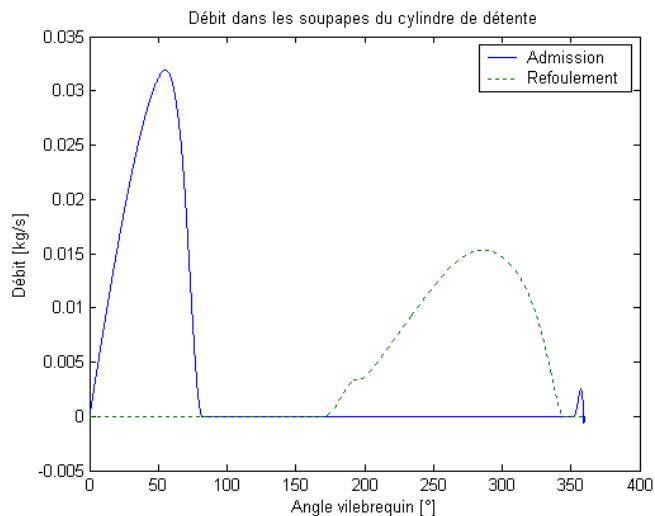


Fig. 62. Débit au travers des soupapes du cylindre de détente (cas adiabatique)

Il est à noter que, contrairement à ce que prévoit la modélisation globale développée par Touré [103] nos résultats de simulation donnent des caractéristiques de cycle thermodynamique qui diffèrent en fonction de la vitesse de rotation. Ceci est dû à la prise en compte, dans notre modèle, de l'effet des soupapes sur le cycle thermodynamique.

Afin d'illustrer ce point, nous avons effectué des simulations dans le cas où les cylindres sont adiabatiques, pour différentes vitesses de rotation, et pour deux diamètres des soupapes des cylindres de compression et de détente : les diamètres nominaux et des

diamètres plus importants ($1,5 \times D_{nom}$). Les Fig. 63 et Fig. 64 présentent les résultats obtenus pour la pression au réchauffeur et la masse d'air aspirée et débitée par cycle.

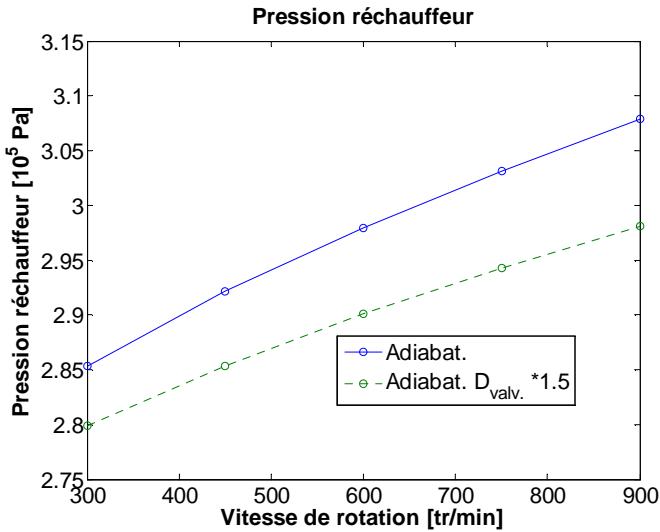


Fig. 63. Evolution de la pression au réchauffeur en fonction de la vitesse de rotation, pour deux diamètres de soupape (cas adiabatique)

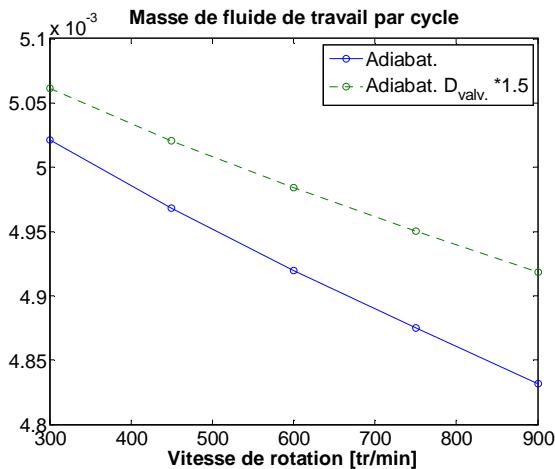


Fig. 64. Evolution de la masse de fluide de travail débitée par cycle en fonction de la vitesse de rotation, pour deux diamètres de soupape (cas adiabatique). Masse en kg.

On observe clairement l'impact des soupapes sur le fonctionnement du moteur. Du fait des contraintes que génèrent les soupapes sur les écoulements qui les traversent, une vitesse de rotation plus grande, ou un diamètre des soupapes plus faible conduisent à une pression d'équilibre au réchauffeur plus élevée, et à une masse de fluide de travail

par cycle plus faible. Lorsque la vitesse de rotation diminue, les écarts entre les résultats obtenus pour différents diamètres de soupape se réduisent logiquement. Ainsi, comme on le verra sur les figures ultérieures, les caractéristiques du cycle thermodynamique (notamment les températures en fin de compression ou en fin de détente) dépendent de la vitesse de rotation, même dans le cas adiabatique. Une vitesse de rotation plus grande, ou un diamètre des soupapes plus faible conduisent à une augmentation de la température en sortie de compresseur et à une diminution de la température en sortie de détente. Il est à noter que toutes les simulations qui ont été effectuées l'ont été avec le même calage des soupapes d'admission et de refoulement des cylindres de compression et de détente. Comme aussi bien la vitesse de rotation que les transferts thermiques dans les cylindres modifient les caractéristiques du cycle, idéalement, les calages devraient être modifiés pour optimiser l'allure des diagrammes indicateurs des cylindres de compression et de détente. Néanmoins, ces modifications étant minimes, nous avons préféré conserver les calages initiaux.

4.4.6 Résultats détaillés pour $n = 900$ tr/min : corrélations issues des études sur les moteurs à combustion interne

Les Fig. 65 et Fig. 66 présentent les évolutions des coefficients de transfert instantanés dans les cylindres de compression et de détente, pour les 4 cas considérés, adiabatique (en trait continu), transferts modélisés par la corrélation de Hohenberg (en pointillés), d'Eichelberg (en trait interrompu) ou de Woschni (en trait mixte). Les 3 corrélations considérées donnent des évolutions de même allure, mais translatées verticalement. Pour le cylindre de compression, c'est la corrélation de Hohenberg qui donne les plus grands coefficients de transfert, alors que c'est la corrélation d'Eichelberg pour le cylindre de détente, pour lequel les écarts entre les résultats donnés par les corrélations sont plus importants.

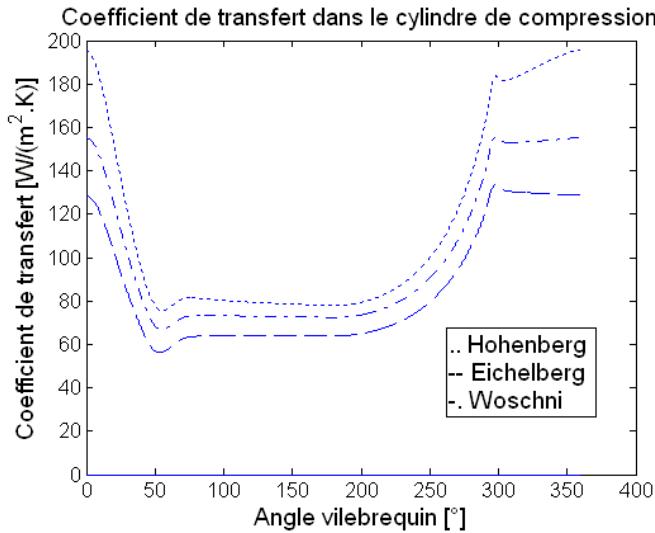


Fig. 65. Coefficient de transfert instantané dans le cylindre de compression.

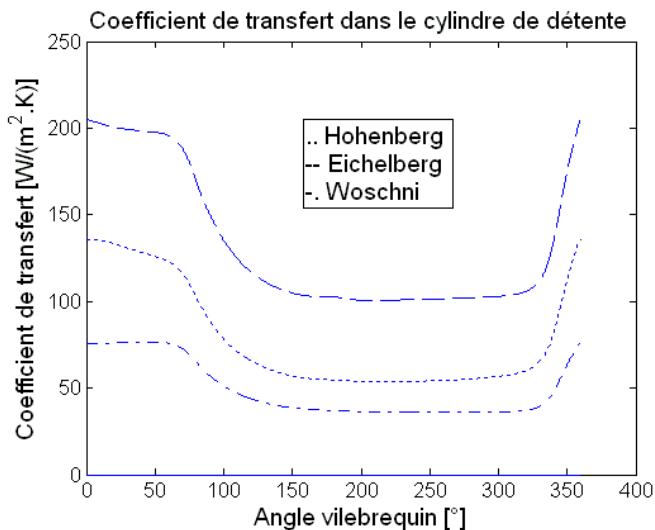


Fig. 66. Coefficient de transfert instantané dans le cylindre de détente.

Les Fig. 67 et Fig. 68 présentent les évolutions de la température instantanée du fluide dans les cylindres de compression et de détente. Pour le cylindre de compression, les 3 corrélations donnent des évolutions de température assez proches, mais assez différentes du cas adiabatique. Pour le cylindre de détente, les évolutions sont assez différentes pendant la phase de refoulement selon la corrélation considérée.

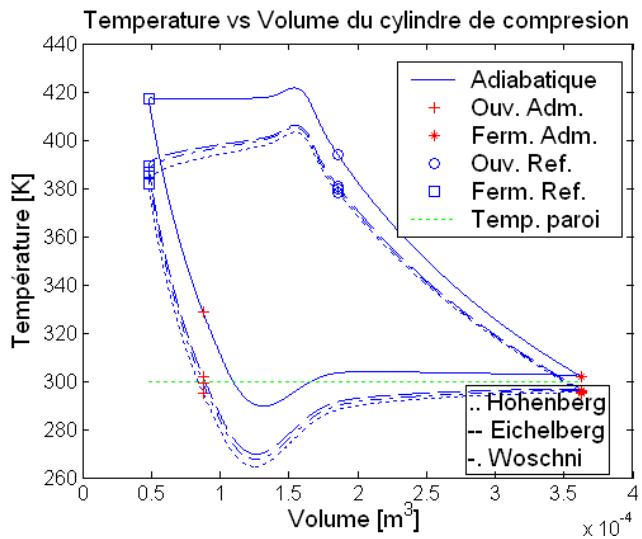


Fig. 67. Température instantanée dans le cylindre de compression.

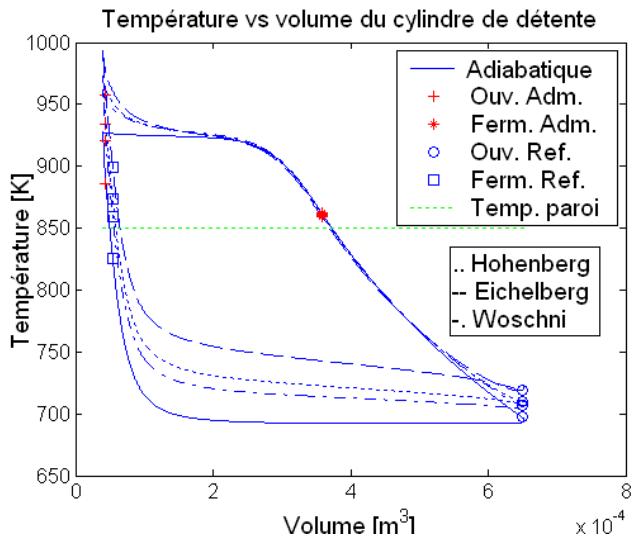


Fig. 68. Température instantanée dans le cylindre de détente.

Les Fig. 69 et Fig. 70 présentent le diagramme entropique de l'état du fluide dans les cylindres de compression et de détente pour chacun des 4 cas considérés. On observe que ce diagramme se réduit à une droite verticale dans le cas adiabatique, si ce n'est une petite boucle due au mélange lors de la phase d'admission et refoulement. On observe également que le refroidissement des parois du cylindre de compression fait apparaître un cycle consommateur d'énergie mécanique pour le cylindre de compression : lors de la détente du volume mort, l'énergie restituée est inférieure à celle consommée lors de la

compression, du fait du refroidissement du fluide par les parois. Cet effet négatif du volume mort est le plus marqué lorsqu'on prend en compte la corrélation de Hohenberg. Il en va de même pour le cylindre de détente, où les transferts thermiques alternés créent une 'boucle négative' dans le diagramme entropique. Cette fois, c'est la corrélation d'Eichelberg qui conduit à la perte d'énergie mécanique la plus importante.

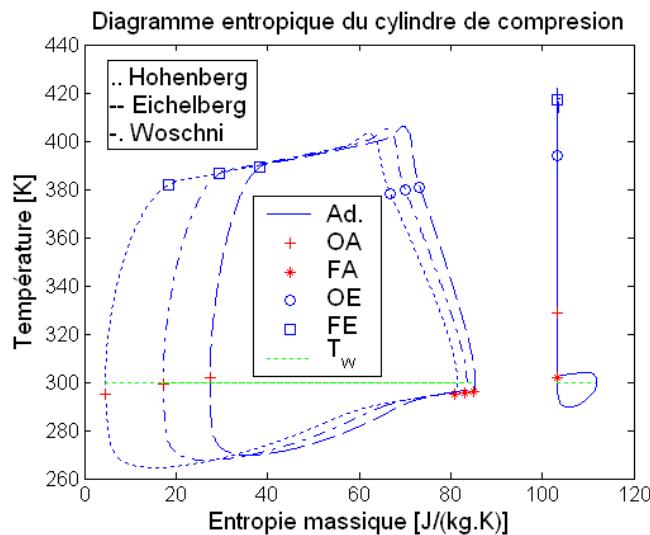


Fig. 69. Diagramme entropique du cylindre de compression.

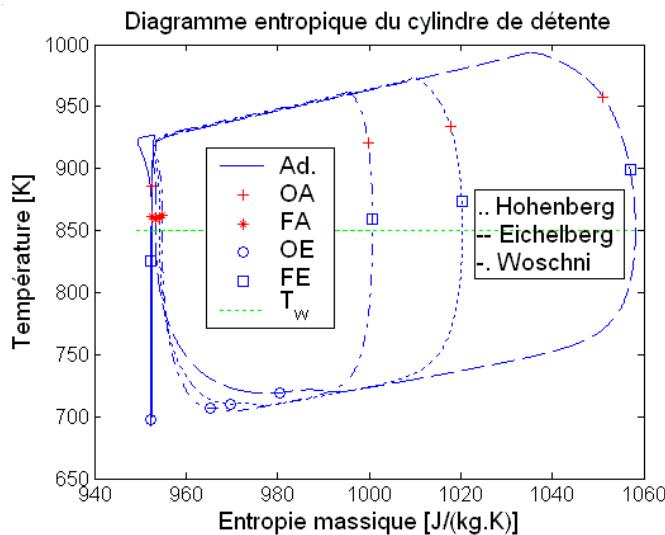


Fig. 70. Diagramme entropique du cylindre de détente

Enfin la Fig. 71 présente le diagramme entropique global du cycle dans les 4 cas considérés, les températures T_2 en fin de compression et T_5 en fin de détente étant

calculées à partir de la moyenne sur le cycle du débit d'enthalpie sortant du cylindre considéré. On constate que l'allure du diagramme est assez peu modifiée par les corrélations considérées, en particulier la pression au réchauffeur P_H n'est quasiment pas affectée par les transferts thermiques. Par contre, les températures aux bornes du récupérateur varient assez fortement.

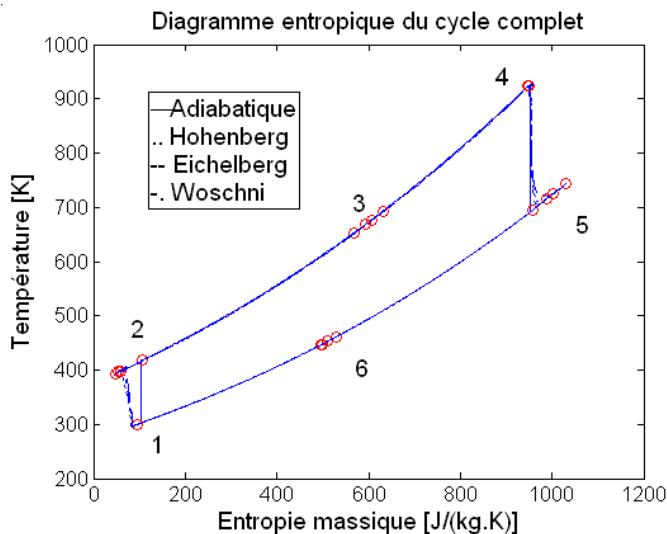


Fig. 71. Diagramme entropique du cycle complet.

4.4.7 Résultats détaillés pour $n = 900$ tr/min : corrélation issue des études sur les compresseurs alternatifs

La Fig. 72 présente les coefficients de transfert obtenus dans les mêmes conditions de simulation que précédemment, mais en considérant la corrélation de Disconzi pour évaluer les coefficients de transferts dans les cylindres. Si on compare cette figure aux Fig. 65 et Fig. 66, on constate que les allures obtenues pour les coefficients de transfert à partir de la corrélation de Disconzi sont assez sensiblement différentes de celles obtenues à partir des corrélations développées pour les moteurs à combustion interne. On observe également un maximum du coefficient de transfert dans le cylindre de détente au cours de la phase d'admission environ trois fois plus élevé si on utilise la corrélation de Disconzi. Néanmoins, globalement, les coefficients prédicts par Disconzi

sont plus faibles que ceux prédis par les relations issues des études sur les moteurs à combustion interne.

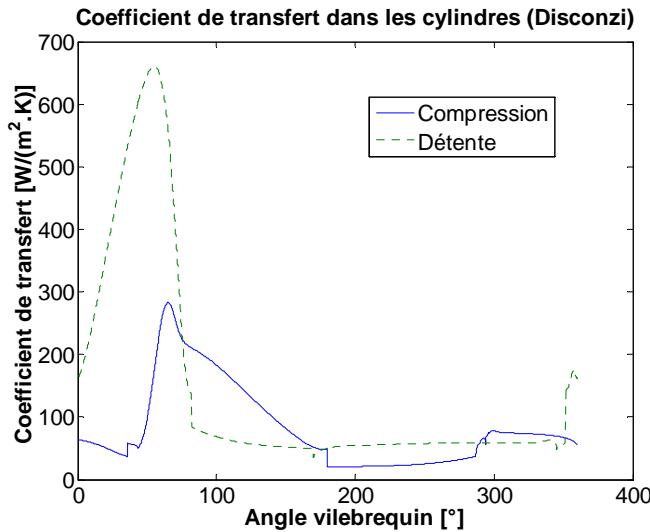


Fig. 72. Coefficients de transfert pour la corrélation de Disconzi et al.

Néanmoins, ces différences marquées sur les évolutions des coefficients de transfert ne conduisent pas à des écarts importants sur les cycles. Les Fig. 73 et Fig. 74 présentent les digrammes (T,V) des cylindres de compression et de détente et sont à rapprocher des figures correspondantes Fig. 67 et Fig. 68 obtenues avec les corrélations issues des études sur les moteurs à combustion interne. Il n'y a pas de différence notable dans les allures et les niveaux de température instantanée obtenus.

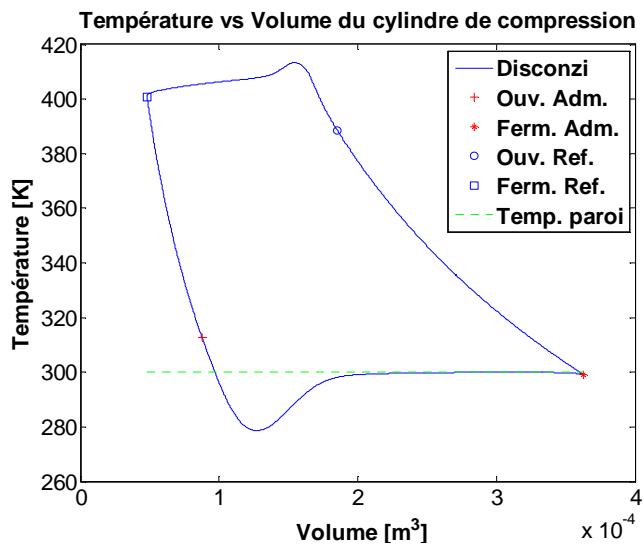


Fig. 73. Température instantanée dans le cylindre de compression. Corrélation de Disconzi.

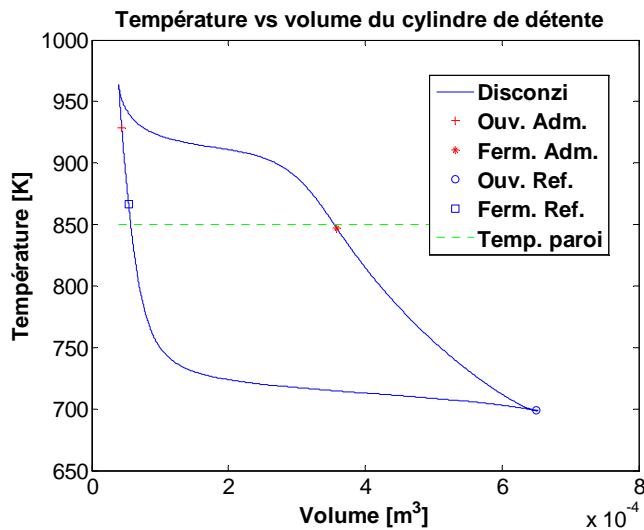


Fig. 74. Température instantanée dans le cylindre de détente. Corrélation de Disconzi.

De même, les Fig. 75 et Fig. 76 présentent les digrammes (T,s) des cylindres de compression et de détente et sont à rapprocher des figures correspondantes Fig. 69 et Fig. 70 obtenues avec les corrélations issues des études sur les moteurs à combustion interne. Là encore, il n'y a pas de différence notable dans les allures obtenues. Néanmoins, on constate que les aires des cycles obtenus tant pour les cylindres de compression que de détente sont plus faibles dans le cas du recours à la corrélation de

Disconzi qu'à celles des moteurs à combustion interne. Ceci est dû au fait que globalement, les coefficients de transfert sont plus faibles dans le cas de la corrélation de Disconzi. La corrélation de Disconzi prédit donc une consommation d'énergie mécanique plus faible pour comprimer le volume mort. De même, la « boucle négative » a une aire réduite dans le cylindre de détente par rapport à celles obtenues avec les corrélations des moteurs à combustion interne.

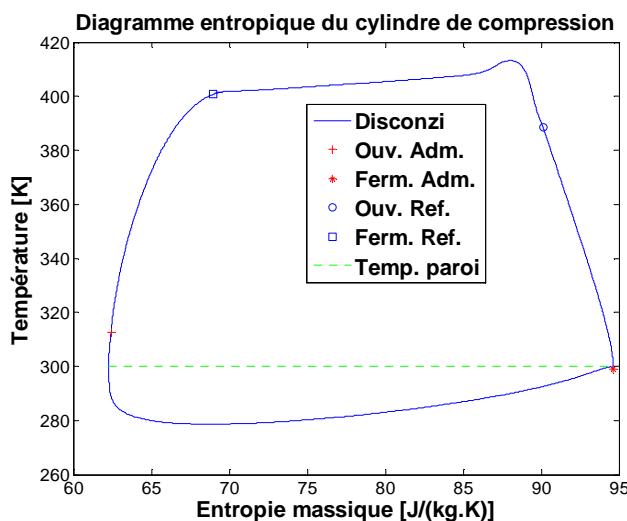


Fig. 75. Diagramme entropique du cylindre de compression. Corrélation de Disconzi.

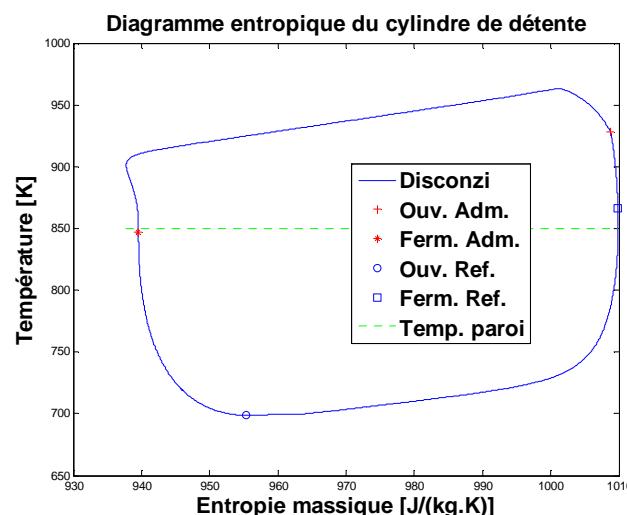


Fig. 76. Diagramme entropique du cylindre de détente. Corrélation de Disconzi.

La Fig. 77 présente le diagramme entropique global du cycle dans le cas où les transferts sont calculés par la corrélation de Disconzi. Elle est à rapprocher de la Fig. 71 obtenues avec les corrélations pour les moteurs à combustion interne.

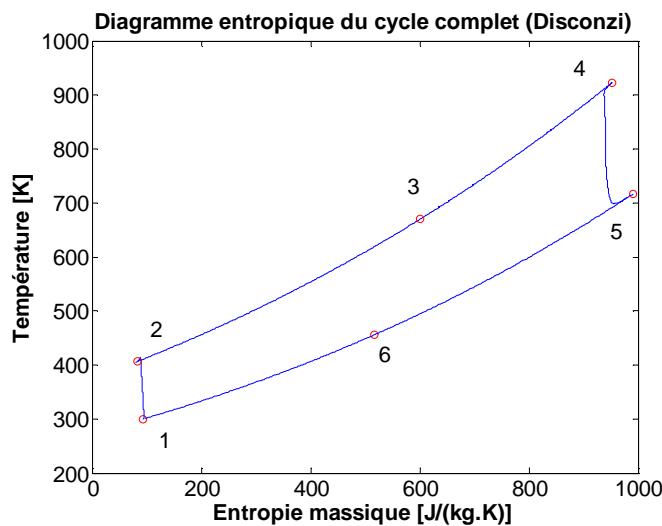


Fig. 77. Diagramme entropique du cycle complet. Corrélation de Disconzi.

4.4.8 Résultats détaillés pour $n = 900$ tr/min : corrélation issue des études sur les ressorts gazeux

Dans le cas de la corrélation de Kornhauser, il n'est plus possible de présenter le coefficient de transfert, puisque les transferts thermiques ont une composante dépendant de l'écart de température entre le fluide et la paroi (composante « réelle ») et une composante dépendant de la dérivée de la température du fluide (composante « imaginaire »). La Fig. 78 présente les allures des puissances thermiques instantanées échangées entre le fluide et la paroi dans les cylindres et la Fig. 79 en présente le détail des différentes composantes. On constate encore que ces allures sont sensiblement différentes de celles obtenues précédemment pour les coefficients de transfert.

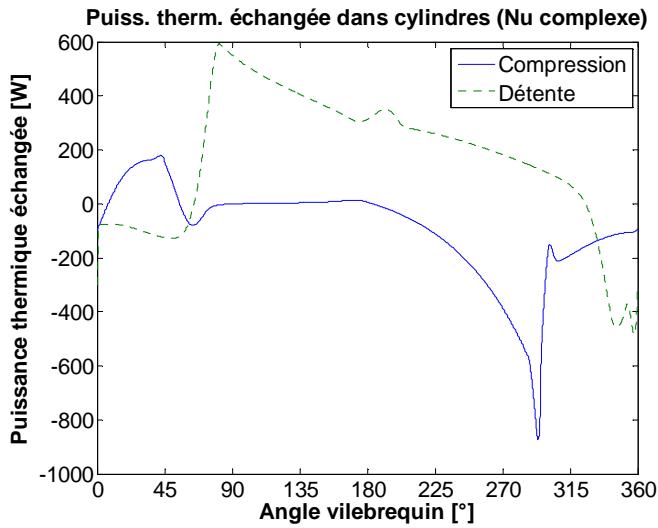


Fig. 78. Puissance thermique échangée dans les deux cylindres. Corrélation de Kornhauser.

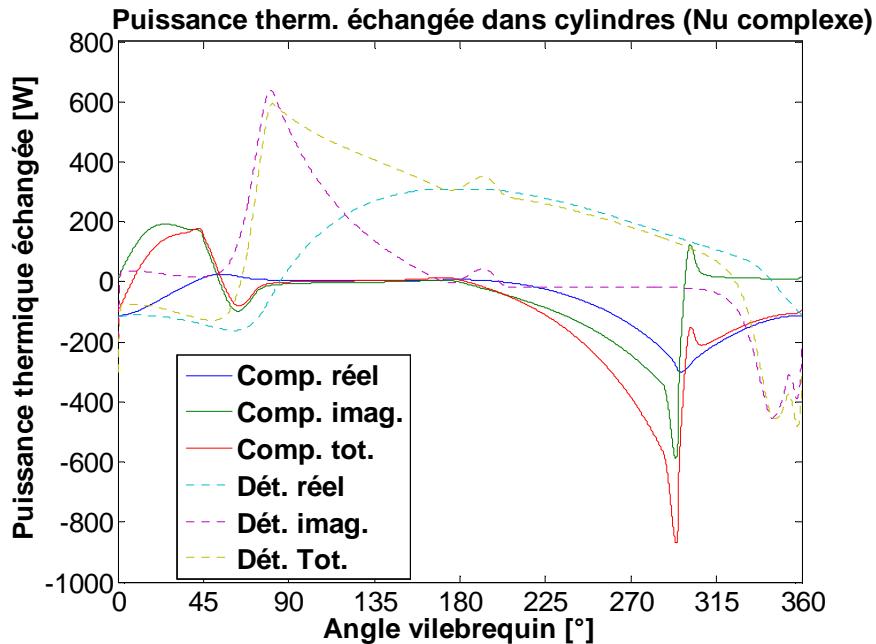


Fig. 79. Composantes réelles et imaginaires des puissances thermiques échangées.

Les Fig. 80 et Fig. 81 présentent les diagrammes (T,V) des cylindres de compression et de détente obtenus en considérant la corrélation de Kornhauser et sont à mettre en

correspondance avec les Fig. 67 et Fig. 68 (MCI), et Fig. 73 et Fig. 74 (compresseurs alternatifs).

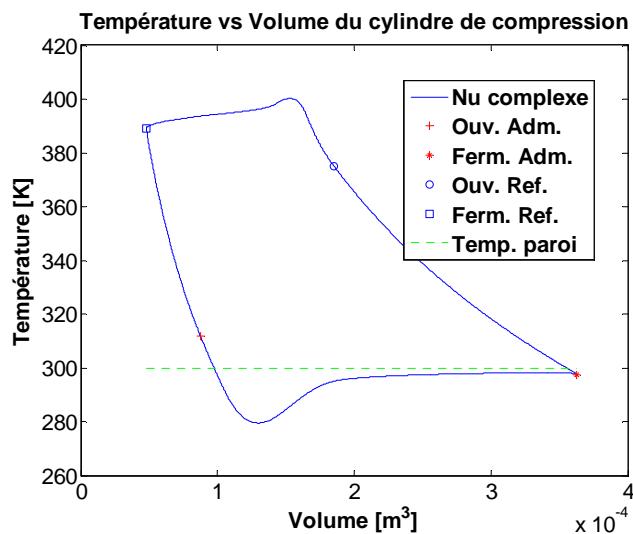


Fig. 80. Température instantanée dans le cylindre de compression. Corrélation de Kornhauser.

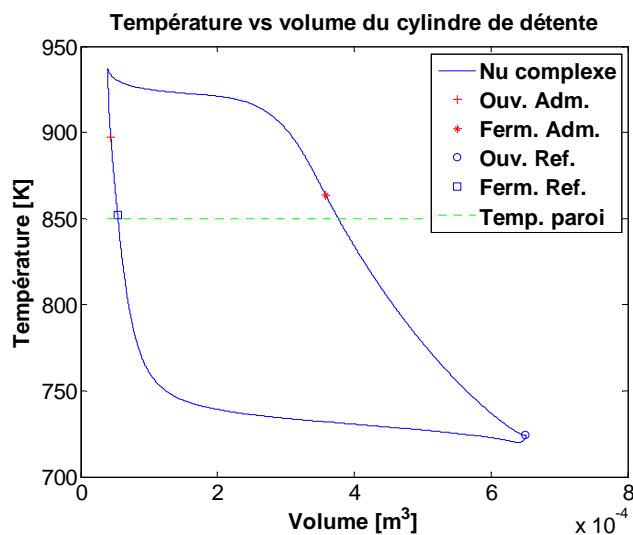


Fig. 81. Température instantanée dans le cylindre de détente. Corrélation de Kornhauser.

Les Fig. 82 et Fig. 83 présentent les diagrammes (T,s) des cylindres de compression et de détente obtenus en considérant la corrélation de Kornhauser et sont à mettre en

correspondance avec les Fig. 69 et Fig. 70 (MCI), et Fig. 75 et Fig. 76 (compresseurs alternatifs). Les allures obtenues par la corrélation de Kornhauser sont sensiblement différentes de celles obtenues précédemment.

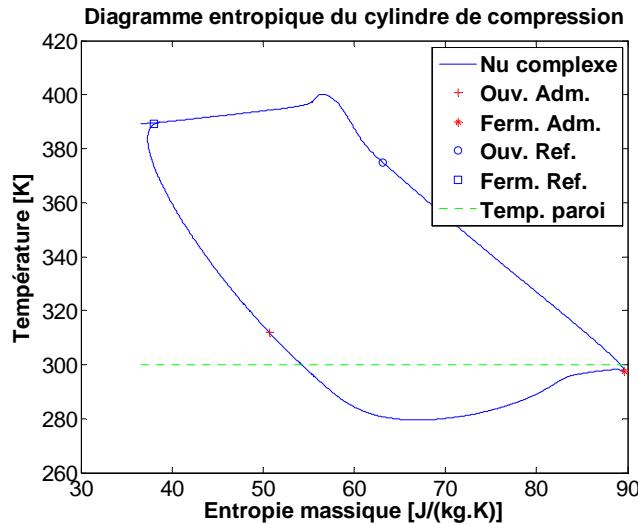


Fig. 82. Diagramme entropique du cylindre de compression. Corrélation de Kornhauser.

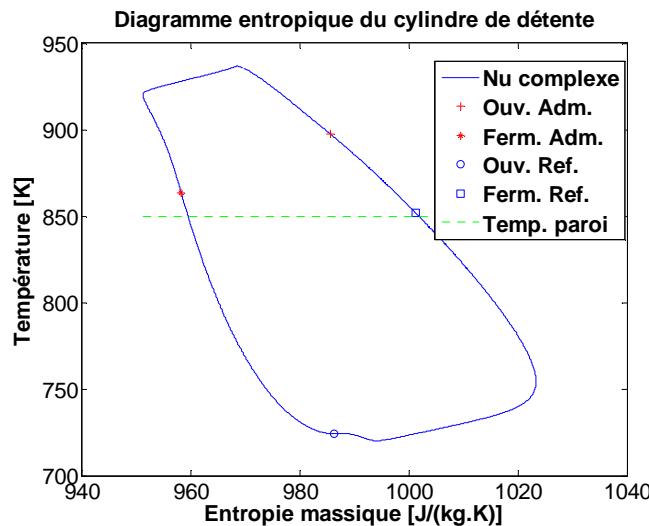


Fig. 83. Diagramme entropique du cylindre de détente. Corrélation de Kornhauser.

Enfin, la Fig. 84 présente le diagramme entropique global du cycle dans le cas où les transferts sont calculés par la corrélation de Kornhauser. Elle est à rapprocher des Fig. 71

et Fig. 77 obtenues avec les corrélations pour les moteurs à combustion interne et les compresseurs alternatifs.

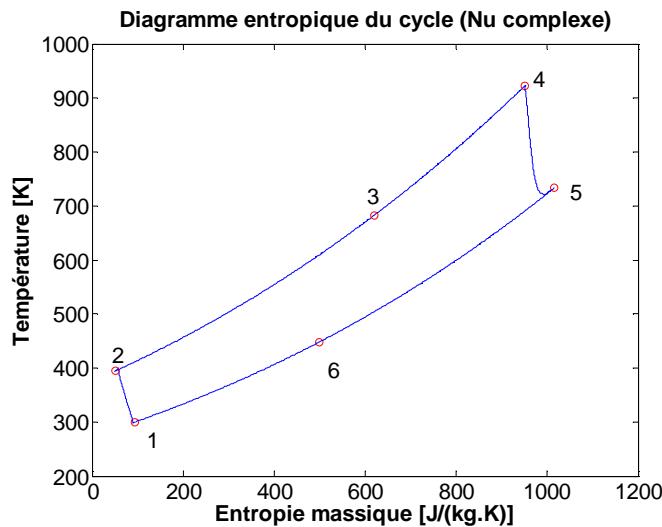


Fig. 84. Diagramme entropique du cycle complet. Corrélation de Kornhauser.

4.4.9 Résultats globaux pour $n = 900$ tr/min.

Le Tableau 20 présente les performances globales du cycle dans les 6 cas considérés. La pression dans la branche haute pression (réchauffeur) et le débit d'air dans le moteur ne sont quasiment pas affectés par les transferts thermiques. C'est le cas adiabatique qui présente le rendement le plus élevé. En ce qui concerne la puissance indiquée nette, les résultats obtenus avec la corrélation de Kornhauser (Nu complexe) dépasse de très peu ceux obtenus dans le cas adiabatique. A noter que la puissance indiquée calculée en considérant la corrélation de Disconzi est 5,4 % plus faible que celle obtenue dans le cas adiabatique. C'est le plus grand écart observé pour toutes les corrélations considérées.

Il ne semble donc pas souhaitable de chercher à favoriser les transferts thermiques aux parois d'un moteur Ericsson. Cette affirmation mérite cependant d'être nuancée : la température de paroi considérée pour le cylindre de détente conduit à un transfert net positif des parois vers le fluide de travail. Ce transfert, qui pénalise le rendement, ne

conduit cependant pas à une puissance de détente accrue. Dans le cas considéré, avec une efficacité de récupérateur de 85 %, il semble donc qu'il n'est pas souhaitable de réchauffer la détente. En ce qui concerne la compression, on constate que la réduction de la puissance mécanique consommée du fait du refroidissement du fluide par les parois est négligeable, quelle que soit la corrélation considérée, sauf peut-être celle de Kornhauser.

Il peut être surprenant de constater que l'influence des transferts thermiques sur le débit de fluide de travail est différente selon les corrélations considérées : le débit calculé est plus grand que dans le cas adiabatique pour les corrélations de Eichelberg et Disconzi et plus petit pour les corrélations de Hohenberg, Woschni et Kornhauser.

Les puissances thermiques échangées dans les cylindres ne sont pas négligeables, quelles que soient les corrélations considérées. Elles sont de l'ordre de 80 W...100 W dans le cylindre de compression (sauf Disconzi : environ 40 W), dont la surface d'échange avec le fluide est importante et dont la température de paroi est maintenue à la température d'admission du fluide, soit 300 K. Cependant, malgré cet échange de chaleur, et la réduction concomitante de la température en fin de compression, la réduction de la puissance mécanique de compression est très faible. Différents phénomènes peuvent être invoqués pour expliquer ce point : la puissance thermique échangée dans le cylindre de compression l'est principalement lors de la phase de refoulement, ce qui ne réduit pas le travail de compression. En outre, l'échange de chaleur dans le cylindre augmente l'aire de la boucle négative dans le diagramme (T,s) (Fig. 69, Fig. 75, Fig. 82) : l'énergie consommée pour comprimer le fluide piégé dans le volume mort du cylindre est d'autant moins bien récupérée lors de la détente de ce volume mort que les échanges thermiques avec les parois sont importants.

Dans le cylindre de détente, dont les parois sont maintenues à une température de 850 K, inférieure à celle de l'air comprimé admis de 923 K, on constate que dans tous les cas, les transferts de chaleur ont un effet négatif : quelles que soient les corrélations considérées, quand on considère les transferts de chaleur, la puissance indiquée fournie par le cylindre de détente est toujours inférieure à la puissance indiquée obtenue dans le cas adiabatique. Ainsi, alors même que globalement, la puissance thermique fournie par les parois au fluide de travail dans le cylindre de détente est positive, l'effet négatif de la perte de chaleur lors de la phase d'admission est prépondérant en ce qui concerne la

puissance mécanique. On peut en déduire qu'une détente réchauffée ne peut avoir d'intérêt que si l'on est capable de maintenir les parois du cylindre à une température très voisine de celle de l'air admis, ce qui semble difficile à assurer à haute température.

Enfin, ce tableau permet de constater que l'impact le plus important des transferts thermiques est à rechercher non sur les performances globales du moteur, finalement assez peu affectées par les transferts, quelles que soient les corrélations considérées, mais bien sur les niveaux de température observés en fin de compression et en fin de détente, qui diffèrent assez sensiblement de ceux obtenus en considérant les cylindres adiabatiques, et dont les valeurs dépendent assez fortement de la corrélation utilisée.

Tableau 20. Principaux résultats et performances pour les corrélations présentées.

	Adiabatique	Hohenberg	Eichelberg	Woschni	Disconzi	Nu complexe
η_{th}	0,4462	0,4297	0,4251	0,4345	0,4265	0,4393
\dot{W} [W]	573,7	562,2	559,5	567,9	542,8	577,8
P_H [10^5 Pa]	3,079	3,050	3,039	3,062	3,021	3,032
\dot{m} [10^{-3} kg.s $^{-1}$]	4,349	4,348	4,362	4,348	4,365	4,331
\dot{W}_c [W]	-518,4	-513,8	-512,42	-515,0	-511,7	-499,7
\dot{W}_E [W]	1092	1076	1072	1083	1054	1077
\dot{Q}_C [W]	0	-102,5	-80,90	-91,10	-41,4	-89,9
\dot{Q}_E [W]	0	120,8	202,5	88,58	57,9	167,5
\dot{Q}_H [W]	1286	1187	1114	1219	1215	1148
T_2 [K]	418,1	394,1	398,3	397,0	406,9	394,2
T_5 [K]	695,4	724,5	743,2	716,2	716,7	733,4

4.4.10 Influence de la vitesse de rotation

Dans tous les cas, une augmentation de la vitesse de rotation conduit à une diminution du rendement indiqué (Fig. 85). Dans le cas adiabatique, cela se justifie par l'effet négatif des soupapes. Quand les transferts thermiques sont pris en compte, les rendements sont plus faibles que dans le cas adiabatique (voir explication supra) et les pentes des courbes de rendement sont similaires à celle du cas adiabatique, ce qui semblerait signifier que l'influence globale de la vitesse de rotation sur les transferts thermiques dans les cylindres est faible et ne peut être détectée à partir du seul rendement thermique.

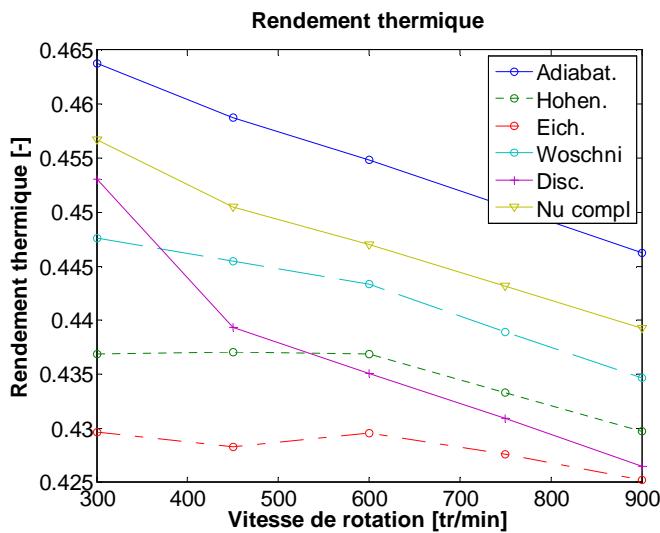


Fig. 85. Rendement thermique en fonction de la vitesse pour les six corrélations étudiées.

Il en va de même en ce qui concerne la pression au réchauffeur (Fig. 86) : dans tous les cas, les pressions sont inférieures au cas adiabatique et les pentes des courbes sont semblables.

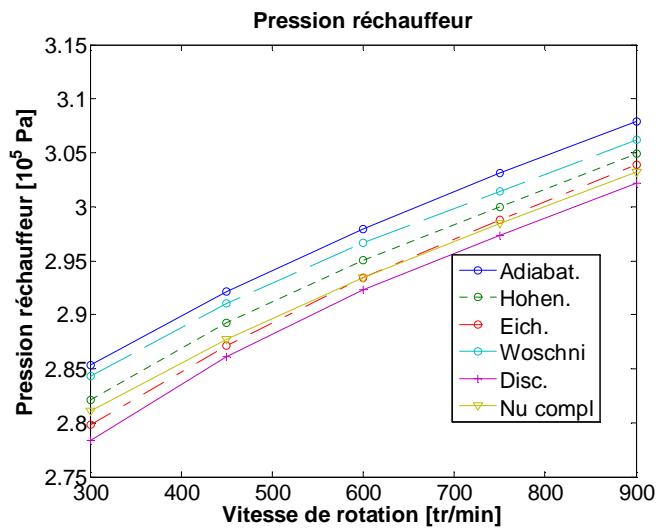


Fig. 86. Pression du réchauffeur en fonction de la vitesse pour les six corrélations étudiées.

Les courbes des débits massiques en fonction de la vitesse de rotation (Fig. 87) semblent linéaires et confondues. Cependant, lorsqu'on considère la masse de fluide de travail par cycle (Fig. 87), on constate une diminution de cette masse lorsque la vitesse de rotation augmente. Comme mentionné précédemment, selon la corrélation considérée, les transferts thermiques peuvent conduire aussi bien à une augmentation qu'à une diminution de la masse par cycle, par rapport au cas adiabatique. Il est intéressant de noter que la pente de la courbe relative au cas adiabatique est plus faible que les pentes des 5 autres cas. Ainsi les courbes relatives aux corrélations de Woschni et Hohenberg croisent celle du cas adiabatique.

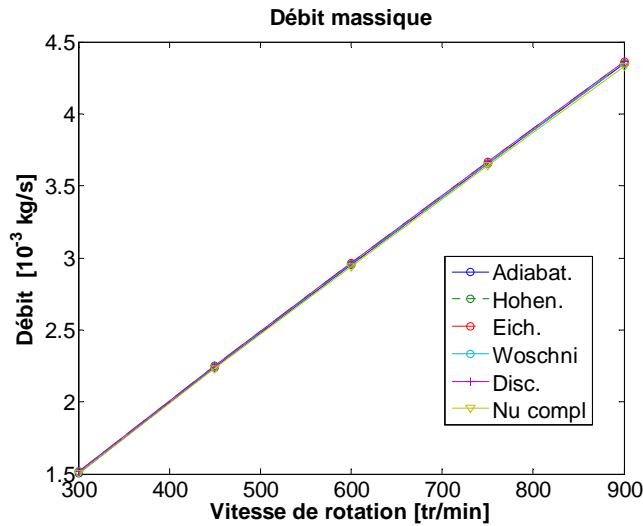


Fig. 87. Débit massique en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

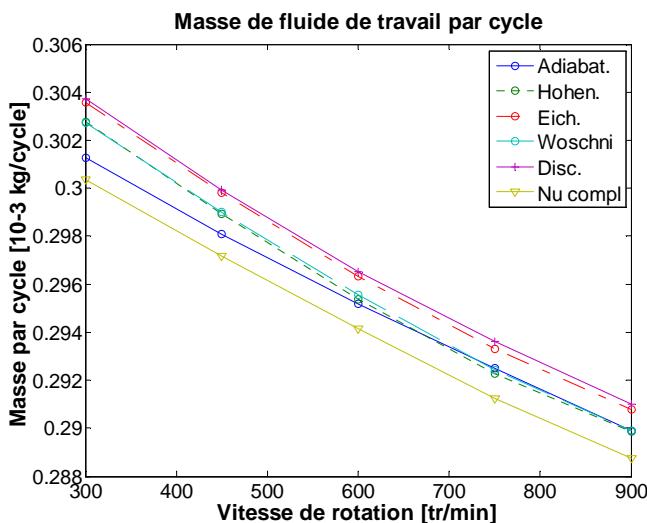


Fig. 88. Masse par cycle en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 89 présente l'évolution des puissances indiquées en fonction de la vitesse de rotation. Les résultats relatifs à la corrélation de Kornhauser conduisent à une puissance indiquée toujours légèrement supérieure à celle du cas adiabatique. Pour les autres corrélations, les puissances indiquées sont inférieures, quelle que soit la vitesse de rotation. Les puissances les plus faibles sont obtenues avec la corrélation de Disconzi.

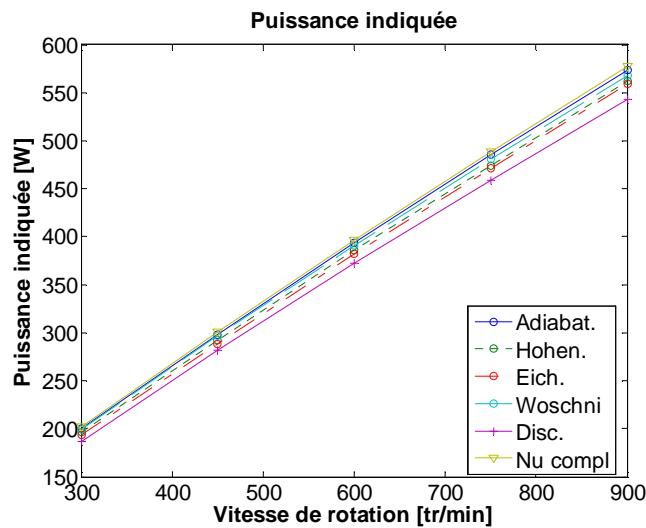


Fig. 89. Puissance indiquée en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 90 présente le travail indiqué net. Ce travail indiqué est inférieur au cas adiabatique pour les corrélations de Hohenberg, Eichelberg, Woschni et Disconzi. Il est supérieur au cas adiabatique pour la corrélation de Kornhauser, mais, dans ce cas, la masse de fluide de travail par cycle est inférieure. Comme mentionné précédemment, le produit de ces deux grandeurs conduit à une puissance indiquée très légèrement supérieure au cas adiabatique pour la corrélation de Kornhauser. A noter que dans tous les cas, y compris le cas adiabatique, les courbes de travail indiqué semblent présenter un maximum, très plat, pour une vitesse de rotation autour de 600 tr/min. Des investigations complémentaires devraient être menées pour déterminer si la raison en est une inadéquation du calage des soupapes en fonction des vitesses de rotation.

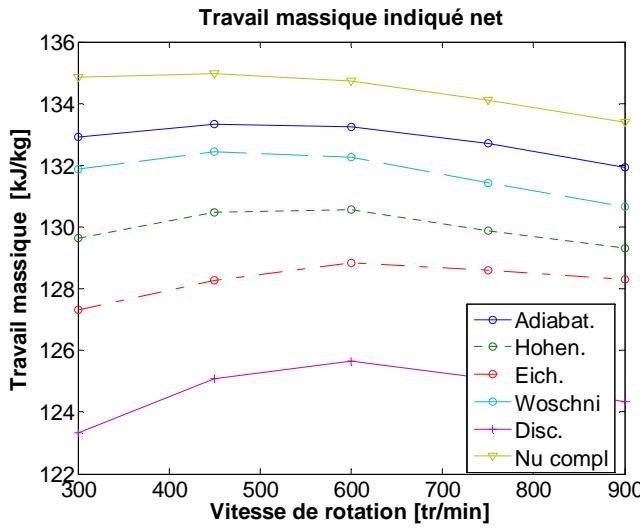


Fig. 90. Travail massique indiqué en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 91 présente l'évolution des puissances indiquées de compression en fonction de la vitesse de rotation. En valeur absolue, la puissance mécanique consommée par le compresseur augmente avec la vitesse de rotation. Dans tous les cas, les courbes sont quasiment parallèles, et, en valeur absolue, la puissance de compression est la plus importante dans le cas adiabatique. Les transferts thermiques dans le compresseur ont donc bien un effet (légèrement) bénéfique de réduction de la puissance consommée par le cylindre de compression.

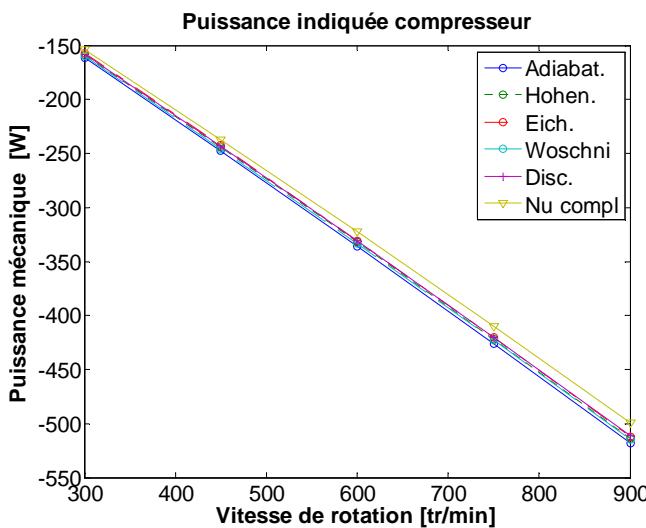


Fig. 91. Puissance indiquée de compression en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 92 présente le travail de compression par kg de fluide transitant dans le cylindre à chaque cycle. On constate encore qu'en valeur absolue, c'est dans le cas adiabatique que la compression consomme le plus de travail par kg de fluide. Dans tous les cas, une augmentation de la vitesse de rotation conduit à une augmentation (en valeur absolue) du travail massique consommé.

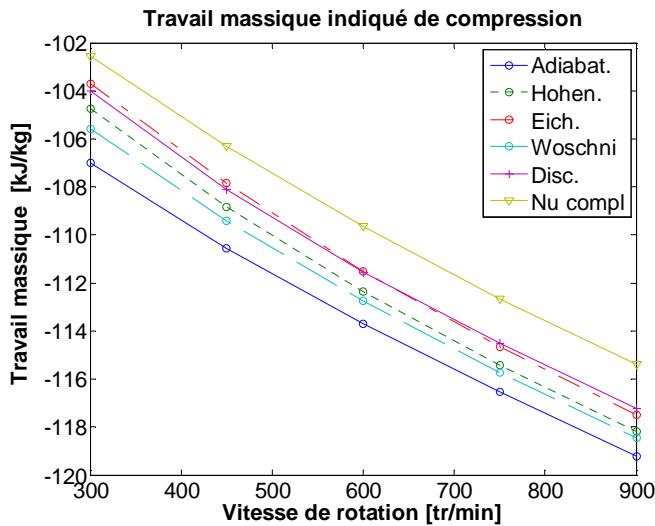


Fig. 92. Travail massique indiqué de compression en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 93 présente l'évolution des puissances indiquées fournies par le cylindre de détente en fonction de la vitesse de rotation. La puissance adiabatique délivrée par le cylindre de détente est toujours plus grande dans le cas adiabatique. Comme mentionné précédemment, le fait d'imposer une température de paroi du cylindre de détente un peu inférieure à celle du fluide admis conduit à ce que les transferts thermiques dans le cylindre ont un rôle globalement négatif.

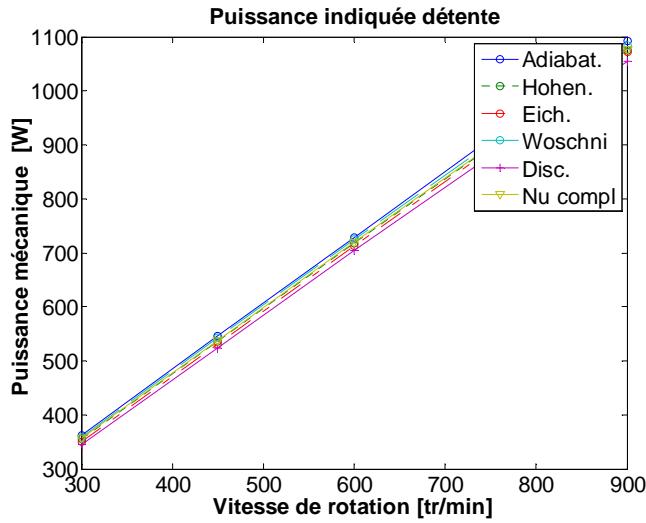


Fig. 93. Puissance indiquée du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

La Fig. 94 montre que le travail indiqué de détente par unité de masse est toujours plus grand dans le cas adiabatique. Dans tous les cas, une augmentation de la vitesse de rotation conduit à une augmentation du travail massique indiqué de détente. Ce résultat, qui pourrait sembler paradoxal, pourrait être expliqué par l'augmentation de la pression au réchauffeur avec la vitesse de rotation (Fig. 86).

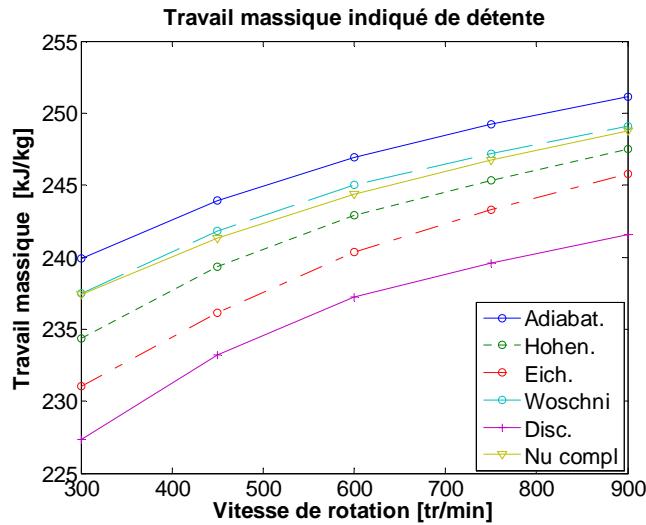


Fig. 94. Travail massique indiqué du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

Les Fig. 95 et Fig. 96 présentent la puissance thermique et l'énergie thermique par kg fournies par le réchauffeur (heater). La puissance au réchauffeur augmente logiquement avec la vitesse de rotation dans tous les cas. Les énergies par unité de masse fournies par le réchauffeur sont toujours inférieures au cas adiabatique quand on considère les transferts thermiques. Ceci est dû à une augmentation de la puissance thermique transférée dans le récupérateur, du fait d'une température de sortie du cylindre de détente plus élevée. Le fluide de travail rentre donc à une température plus élevée dans le réchauffeur, ce qui réduit l'énergie thermique que celui-ci doit fournir pour l'amener à la température nominale de 923 K. En fait, on déplace une partie de l'énergie thermique fournie par la source chaude du réchauffeur vers le cylindre de détente.

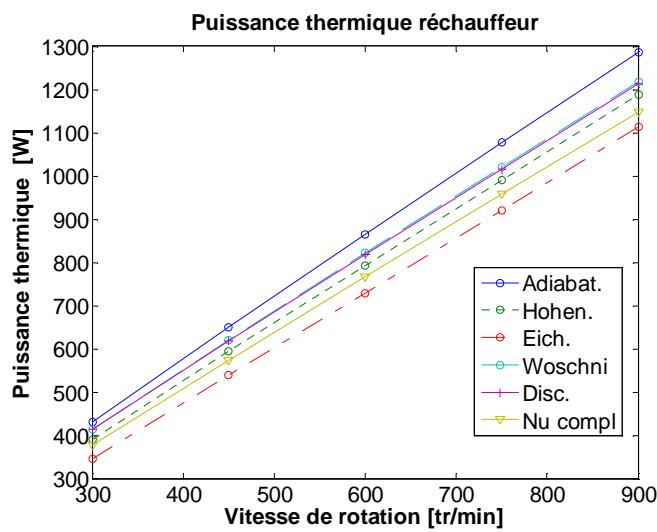


Fig. 95. Puissance thermique du réchauffeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

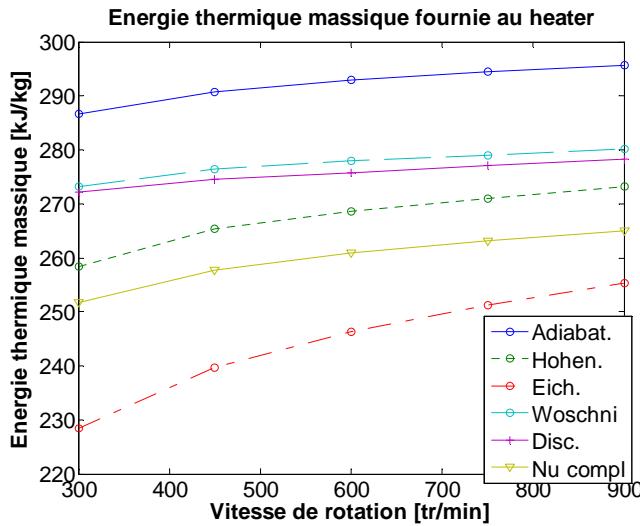


Fig. 96. Energie thermique massique fournie en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

Les Fig. 97 et Fig. 98 présentent la puissance thermique et l'énergie thermique par kg extraite du fluide par les parois du cylindre de compression. Ces valeurs sont évidemment nulles pour toutes les vitesses de rotation dans le cas adiabatique. Lorsque les transferts thermiques sont pris en compte, les puissances thermiques extraites du cylindre de compression sont, en valeur absolue, logiquement d'autant plus grande que la vitesse de rotation augmente, mais il faut noter que l'énergie thermique extraite par kg de fluide diminue (en valeur absolue) dans tous les cas en fonction de la vitesse de rotation. Une augmentation de la vitesse de rotation a deux effets contraires sur la chaleur échangée dans le cylindre : une réduction du temps de séjour du fluide dans le cylindre, et une augmentation du coefficient de transfert, du fait de vitesses plus élevées. Ce dernier effet est manifestement moins important que celui relatif au temps de séjour du fluide dans le cylindre.

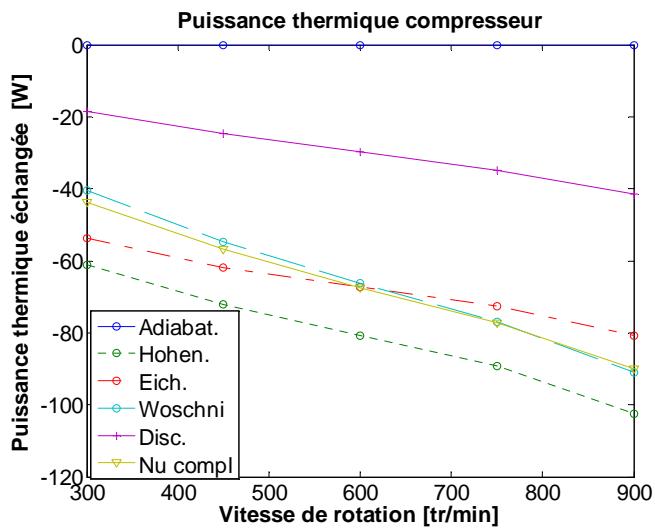


Fig. 97. Puissance thermique du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

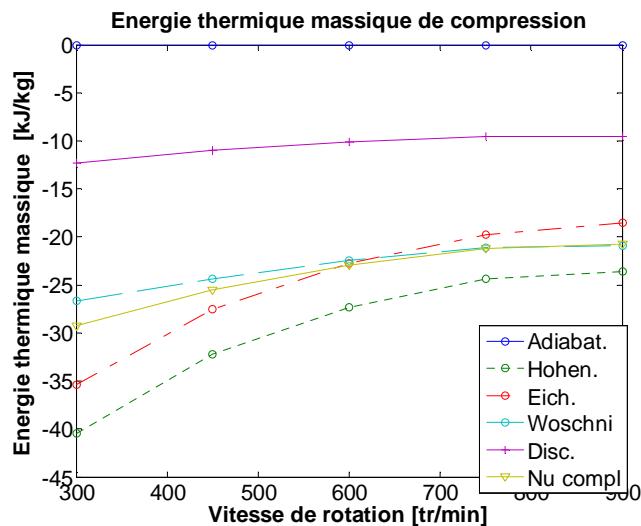


Fig. 98. Energie thermique massique du compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

A noter que la relation de Disconzi est celle qui conduit aux valeurs des échanges thermiques les plus faibles. Or, c'est celle qui correspond le mieux à la description des phénomènes de transfert dans le cylindre de compression puisque cette corrélation a été établie à partir d'études sur un compresseur alternatif.

Les Fig. 99 et Fig. 100 présentent la puissance thermique et l'énergie thermique par kg fournie au fluide par les parois du cylindre de détente. Ces valeurs sont évidemment également nulles pour toutes les vitesses de rotation dans le cas adiabatique. Pour les corrélations d'Eichelberg, de Hohenberg et de Kornhauser, l'énergie thermique transférée par les parois à chaque kg du fluide de travail diminue avec la vitesse de rotation. L'effet du temps de la diminution du temps de séjour l'emporte donc sur l'augmentation du coefficient de transfert pour ces corrélations. Pour la corrélation de Woschni, et pour la corrélation de Disconzi à grande vitesse de rotation, la chaleur échangée avec les parois par kg de fluide semble indépendante de la vitesse de rotation. Les deux effets contraires de la vitesse de rotation sur les transferts de chaleur semblent donc quasiment se compenser.

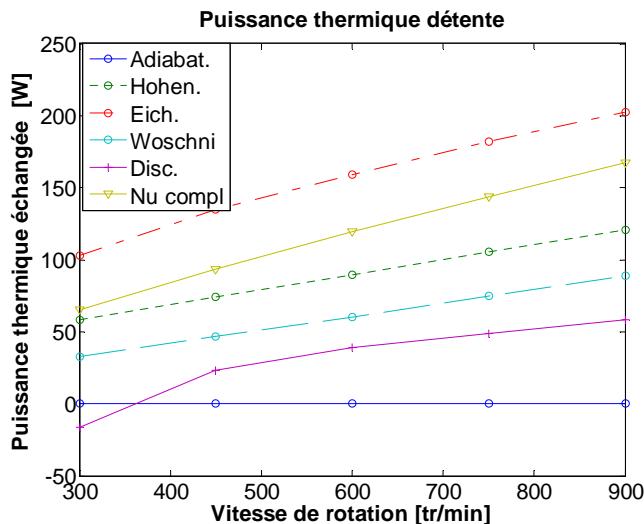


Fig. 99. Puissance thermique du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

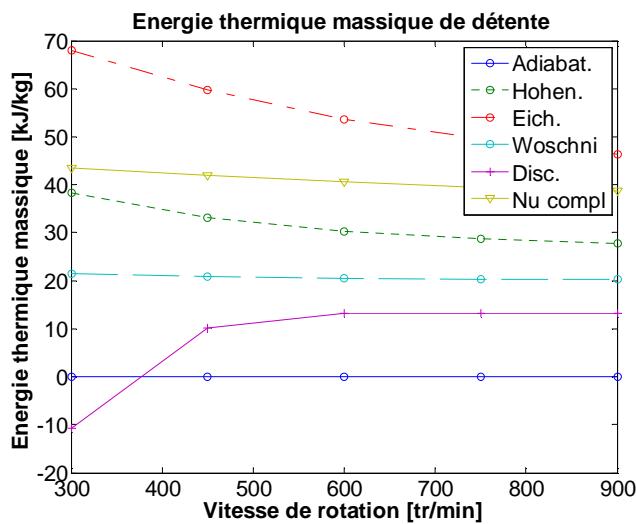


Fig. 100. Energie thermique massique du détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

A très faible vitesse de rotation, la corrélation de Disconzi semble montrer que c'est globalement de l'énergie thermique qui est extraite du cylindre, et non de l'énergie qui est fournie : la quantité de chaleur extraite du cylindre pendant la phase d'aspiration et le début de la détente, quand le fluide est plus chaud que la paroi, est plus importante que la chaleur fournie par la paroi en fin de détente et pendant le refoulement. Dans tous les autres cas, les parois du cylindre fournissent plus de chaleur au fluide de travail qu'elles n'en extraient. Néanmoins, il faut souligner que, d'une part, la précision des calculs obtenue avec la corrélation de Disconzi est assez faible pour cette vitesse de rotation, et que d'autre part, la relation de Disconzi n'a pas été validée pour des machines alternatives de détente. Il faut donc considérer ce résultat particulier avec beaucoup de précaution.

Les Fig. 101 et Fig. 102 présentent les températures en fin de compression et en fin de détente. Les températures en fin de compression sont toujours significativement plus basses quand on prend en compte les transferts de chaleur dans le cylindre de compression. La corrélation de Disconzi, qui est la plus appropriée pour le compresseur, est celle qui prévoit la réduction la plus faible de cette température par rapport au cas adiabatique. Les températures en fin de détente sont significativement plus élevées quand on tient compte des transferts dans le cylindre de détente. Malgré une température de paroi inférieure à la température d'admission du fluide, les écarts peuvent aller jusqu'à 50 °C à 70 °C quand on considère la corrélation d'Eichelberg !

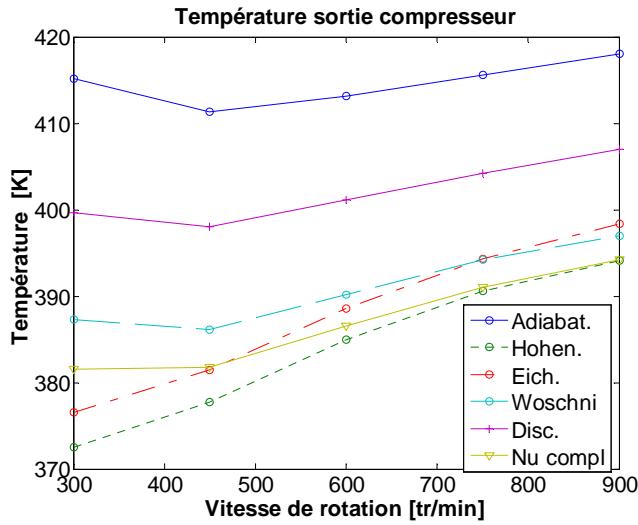


Fig. 101. Température sortie compresseur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

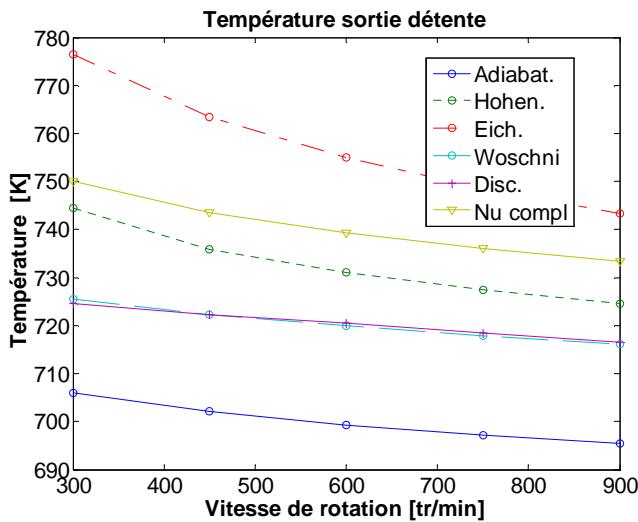


Fig. 102. Température sortie détendeur en fonction de la vitesse et de la corrélation thermique.

4.4.11 Conclusion générale sur le modèle « intracycle » des transferts instantanés

L'influence des transferts thermiques aux parois des cylindres de détente et de compression d'un moteur Ericsson a été étudiée en considérant 3 corrélations différentes pour les coefficients de transfert issues des études sur les moteurs à combustion interne, et en considérant également la corrélation de Disconzi établie pour les compresseurs alternatifs, et la corrélation de Kornhauser, basée sur un nombre de Nusselt complexe, établie pour les ressorts gazeux. Aucune de ces corrélations ne correspond complètement aux conditions rencontrées dans les cylindres des moteurs Ericsson. Il ressort des simulations effectuées que les transferts thermiques aux parois peuvent modifier significativement les températures aux bornes de l'échangeur récupérateur, mais qu'ils affectent assez peu le débit, la pression à l'entrée du cylindre de détente, la puissance nette et le rendement du moteur. Dans les conditions de simulation considérées, avec une température de paroi du cylindre de détente de 850 K alors que la température de l'air admis dans ce cylindre est de 923 K, il ne semble pas pertinent de favoriser les échanges de chaleur dans le cylindre de détente. En ce qui concerne le cylindre de compression, dont la température de paroi est supposée maintenue à la température de l'air admis, soit 300 K, même si la puissance thermique transférée par le fluide à la paroi est non négligeable (de l'ordre de 8 à 20 % de la puissance indiquée de compression, selon les corrélations considérées), l'impact sur la réduction de la puissance mécanique de compression est très faible (inférieur à 3,7 % dans le meilleur des cas !). Dans les conditions de simulation considérées, le rendement indiqué n'est pas amélioré par les transferts thermiques, et la puissance indiquée est réduite (de 5,4 % dans le cas de la corrélation de Disconzi à 900 tr/min) pour toutes les corrélations, sauf pour celle de Kornhauser (Nusselt complexe) où elle augmente de 0,7 %.

Il ressort de ces résultats qu'il n'est probablement pas judicieux de chercher à favoriser les transferts thermiques au sein des cylindres de compression et de détente d'un moteur Ericsson, dans les conditions considérées dans ce travail.

5.Présentation du prototype et du banc d'essai

5.1 Le prototype de moteur Ericsson

Le prototype Ericsson que l'on étudie dans cette thèse a été conçu et construit par l'ingénieur Luc DANDO pour le compte et à partir d'un cahier des charges du LaTEP. Il s'agit d'une extension d'un premier prototype ne comprenant que le cylindre de détente du moteur. Ce prototype du moteur complet (Fig. 103) a été livré en novembre 2010.



Fig. 103. Le prototype de moteur Ericsson.

Le prototype a été conçu pour fonctionner à une pression maximale de 300 kPa et à une température maximale de 650 °C. Comme le rapport de pression est faible, le travail net produit par le moteur, c'est-à-dire la différence entre le travail produit par le cylindre de détente et le travail consommé par le cylindre de compression, est petit par rapport au travail du cylindre de détente. Il est donc fondamental d'obtenir un excellent rendement mécanique. C'est pourquoi une configuration avec un seul piston à double effet a été choisie, de manière à minimiser le lien mécanique entre la détente et la compression. La face inférieure du piston exerce la compression, tandis que la face supérieure produit la détente. Ainsi, seul le travail net est transféré à l'arbre. Le système cinématique retenu est un double vilebrequin contrarotatif (dit de Lancaster) à la fois pour des raisons de rendement mécanique et afin d'éviter les efforts latéraux du piston sur la chemise. La Fig. 103 présente une vue générale du prototype, tandis que la Fig. 104 présente une photo du piston double effet.

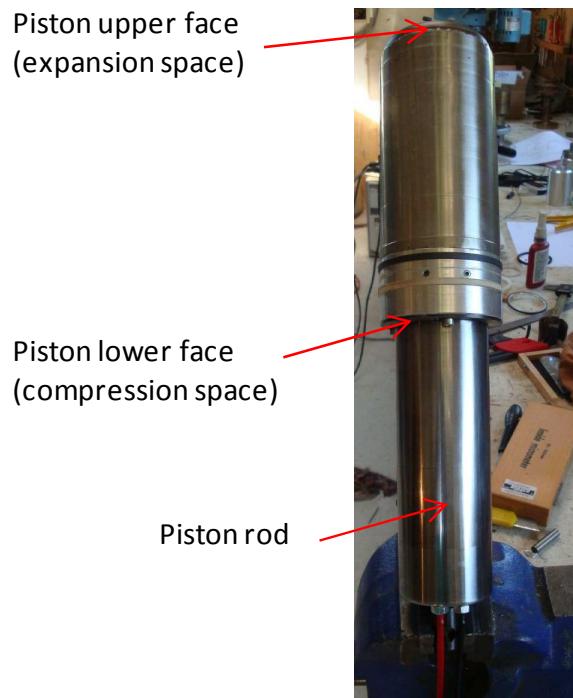


Fig. 104. Le piston double effet.

Les dimensions et caractéristiques principales du prototype Ericsson sont présentées sur le Tableau 21.

Tableau 21. Caractéristiques principales du prototype Ericsson du LaTEP.

	Cylindre de Compression	Cylindre de détente
Cylindrée [cc]	332,5 (648-315)	648,2
Alésage [cm]	8.0	8.0
Vol mort [cc]	48	40
Volume Maximal [cc]	380,5	688,2
Diamètre de la tige [cm]	5.58	0
Course [cm]	12.9	12.9
Bielle = 17.4 [cm]	Manivelle = 6.1 [cm]	Angle PMH->PMB=165.2°

La course de montée et descente du piston n'est pas symétrique étant donnée le double vilebrequin contrarotatif. Ainsi la course de descente (compression et détente) s'étend sur 165.2° de vilebrequin, tandis que celle de montée est plus lente et dure 194.8°. La détente dans la partie supérieure du cylindre et la compression dans la partie inférieure se déroule sur la course courte (piston en mouvement vers le bas) et l'admission compresseur et le refoulement détendeur ainsi que la compression ou la détente des volumes morts sont réalisées sur la course longue ou de remontée du piston.

Le système de distribution permet de régler l'angle et la durée de l'ouverture-fermeture de chacune des 4 soupapes grâce à des cames réglables (Fig. 105 et Fig. 106). De même, les pré-compressions des ressorts qui maintiennent les galets des culbuteurs en contact avec la came sont réglables. Les puissances requises pour l'actionnement de la distribution, la compression et la détente presque simultanées, l'admission et le refoulement des deux cylindres pour une rotation du vilebrequin demandent un volant

d'inertie (en rouge) de presque 80 kg qui permet de réduire la vibration et de stabiliser la vitesse de rotation.



Fig. 105. Cames réglables: vue externe

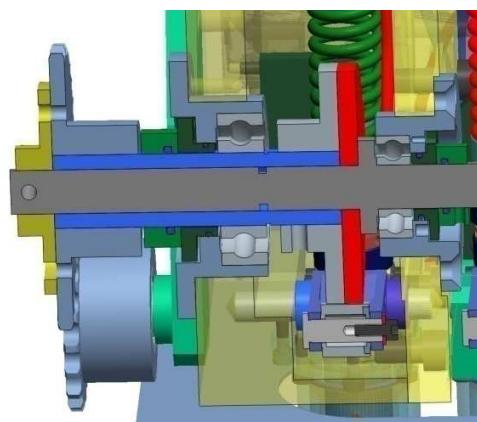


Fig. 106. Cames réglables: coupe sur l'axe

Les premiers essais qui ont été réalisés avec le prototype ont révélé un défaut d'étanchéité des soupapes du cylindre de détente. Des modifications ont alors été apportées pour rendre plus rigide le guidage des tiges de soupape grâce à des cages à billes (Fig. 107) et pour éviter le léger mouvement pendulaire transmis par le culbuteur, grâce à l'insertion d'un couteau entre le culbuteur et la bague de la soupape (Fig. 108).

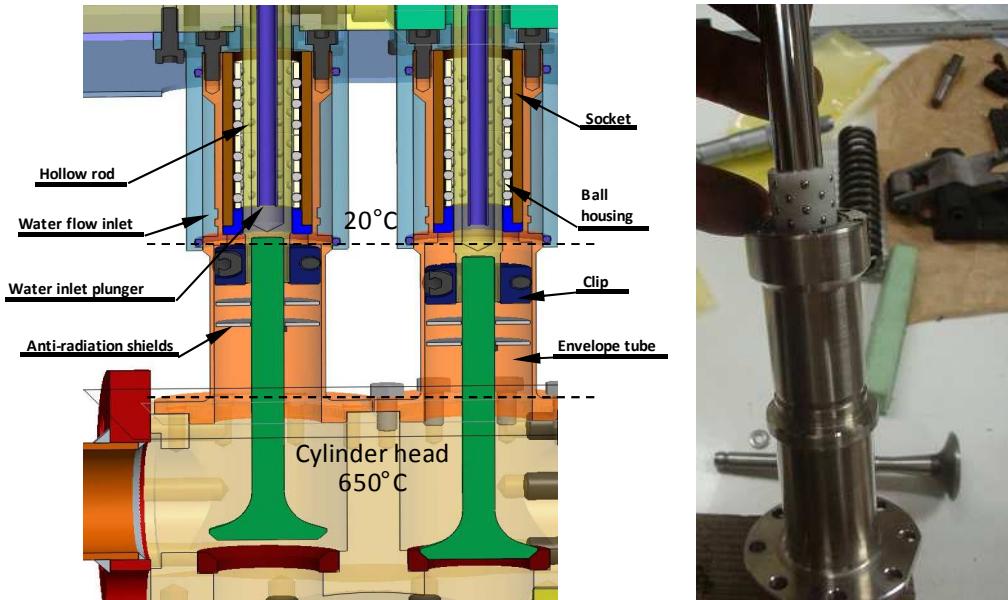


Fig. 107. Guidage des soupapes du cylindre de détente.

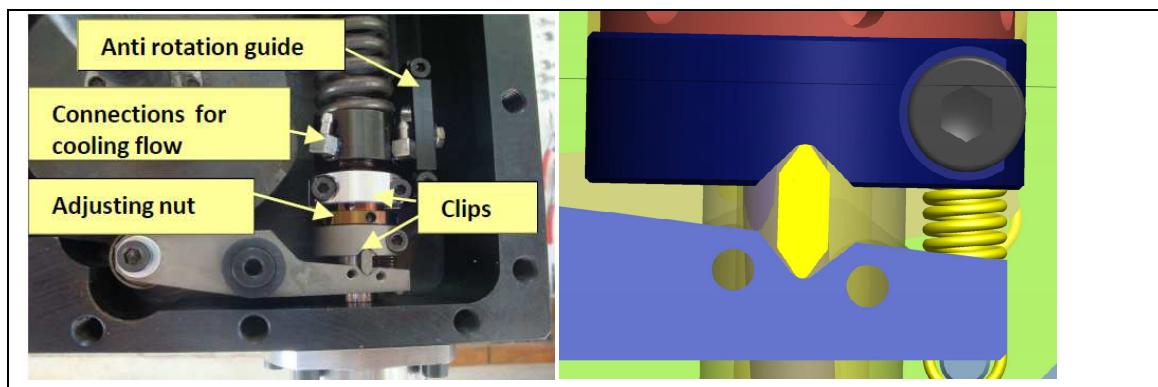


Fig. 108. Couteau entre le culbuteur et la bague de souape.

Une circulation d'eau est réalisée dans la tige du piston et dans la partie inférieure de la chemise du cylindre, à la fois pour améliorer la transformation thermodynamique de compression et augmenter la durée de vie du segment d'étanchéité (Fig. 109). La partie supérieure du cylindre (côté détente) est recouverte par du matériel isolant pour éviter toute perte thermique.

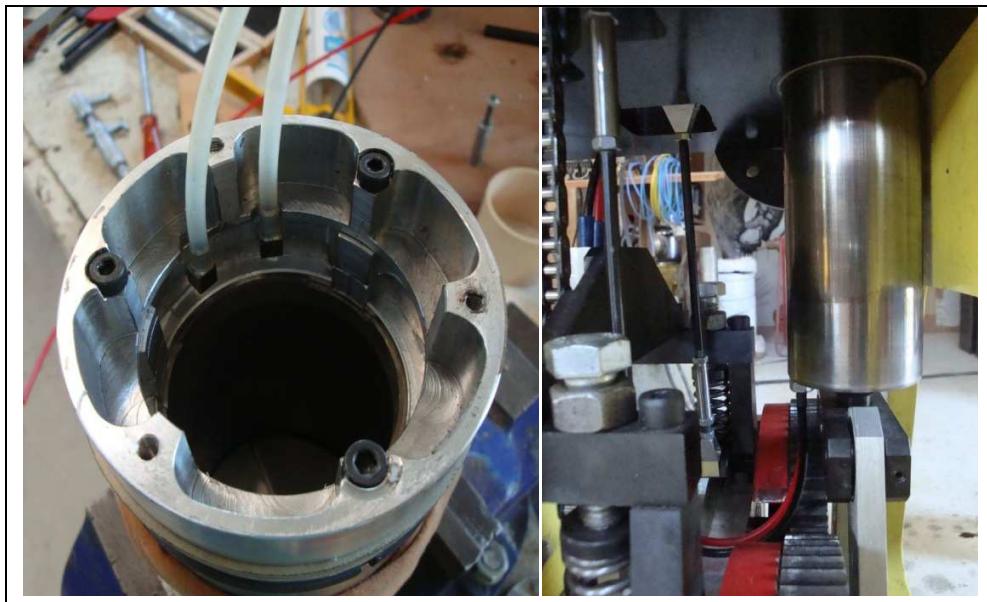


Fig. 109. Circulation d'eau dans la partie inférieure de la chemise et dans la tige du piston.

Différents réservoirs tampons sont placés dans le circuit d'air du moteur, notamment en aval des soupapes d'admission du cylindre de détente. En effet, pour tester le prototype, la source chaude est constituée d'une cartouche chauffante à filament de marque SYLVANIA d'une puissance de 8 kW. Cette cartouche, assez fragile, ne peut fonctionner qu'en présence d'un débit d'air minimum et suffisamment constant. Le réservoir tampon permet donc d'atténuer les oscillations de débit générées par la soupape d'admission.

5.2 Le banc d'essai

La Fig. 110 présente le système complet avec les différents éléments du circuit du moteur, les composants du banc d'essai et la position des points de mesure. Les légendes des notations qui figurent sur ce schéma sont données dans le Tableau 22.

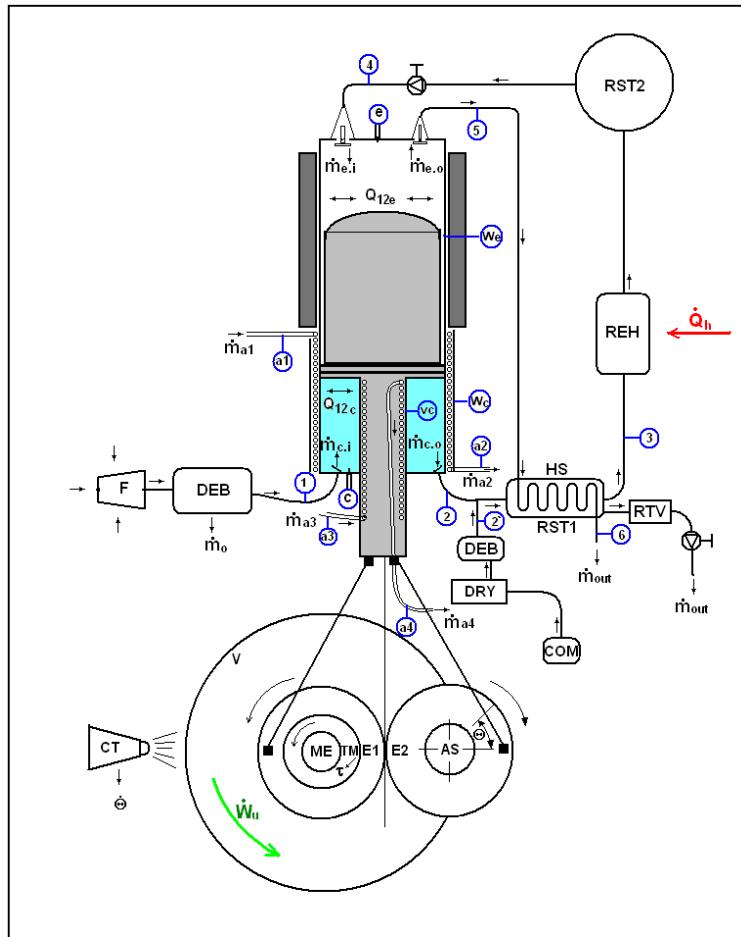


Fig. 110. Schéma du moteur complet avec les points de mesure et les références des composants.

Tableau 22. Eléments composant le banc d'essai.

Réf.	Description enceinte, organe ou équipement	Mesure	Unités et précision
F	Filtre d'air		
DEB	Débitmètre	\dot{m} (air)	g/s
C	Cylindre de compression moteur Ericsson		
HS-RST1	Récupérateur échangeur– Réservoir Tampon 1		

REH	Réchauffeur électrique. Entrée de chaleur à haute température.	ΔT	
RST2	Réservoir Tampon 1.	ΔT	
E	Cylindre de Détente moteur Ericsson.	P,T	Bar/100 et °C/10
RTV	REH + RST2		
DRY	Extracteur d'humidité et d'huile de l'air comprimé.		
COM	Compresseur externe jusqu'à 10 bar.		
CT	Compte-tours optique.	$\dot{\theta}$	Tps
ME	Implantation moteur électrique asynchrone ou frein à poudre. Entrée ou sortie de puissance à l'arbre.		
TM	Dynamomètre numérique.	T	Nm
AS	Capteur Angulaire.	θ	Degré du volant
V	Volant d'inertie		

L'air à pression ambiante est filtré(F) et son débit massique mesuré (DEB). Il entre par le clapet d'admission (1) dans le cylindre de compression (c). Une fois comprimé et refroidi par les parois du cylindre, il est refoulé par le clapet de refoulement (2) pour être préchauffé par le récupérateur (RST1). L'air pressurisé et préchauffé passe alors dans le réchauffeur électrique (REH) où il atteint le niveau maximal d'énergie avant de passer par le réservoir tampon (RST2) et d'être admis par la soupape d'admission (4) dans le cylindre de détente (e).



Fig. 111. Filtre à air et débitmètre massique à l'aspiration du cylindre de compression.

La Fig. 111 présente le filtre à air et le débitmètre massique à l'aspiration du cylindre de compression. On peut régler le mode de mesure sur le boîtier de commande du débitmètre selon qu'on veut mesurer le débit massique ou la masse accumulée qui traverse l'appareil sur un laps de temps donné. La résolution temporelle du débitmètre est de la seconde ; la lecture du débitmètre n'est donc pas effectuée par la centrale d'acquisition rapide. Les valeurs mesurées et affichées sur le boîtier de commande sont relevées manuellement.

La mesure de la vitesse du moteur se fait par la lecture d'un tachymètre optique dirigé sur le volant d'inertie. La précision est du dixième de tr/min. Ces lectures ne sont pas récupérées par la centrale d'acquisition et ont dû être notées pour chaque essai. Un chronomètre numérique développé localement et raccordé à la centrale d'acquisition a permis d'automatiser cette mesure lors des dernières campagnes. Le moteur peut être accouplé soit à un frein dynamométrique, soit à un moteur électrique quand on veut tester le prototype en moteur entraîné. La Fig. 112 présente le prototype accouplé à son moteur électrique d'entraînement. La vitesse de rotation du moteur électrique d'entraînement est réglée manuellement par son tableau de contrôle. La puissance à l'arbre transmise entre le moteur asynchrone ou le frein et le moteur Ericsson est mesurée grâce au couplémètre inséré entre l'axe du volant d'inertie et l'axe du moteur électrique ou du frein. Cette puissance est mesurée et stockée sur le fichier de données que la centrale d'acquisition envoie à l'ordinateur à la fin de chaque essai.

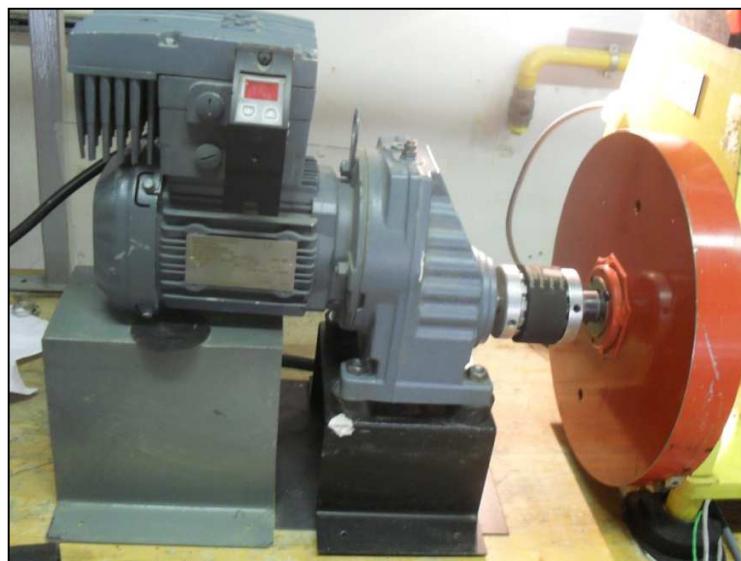


Fig. 112.Moteur asynchrone couplé au moteur Ericsson lors d'un essai en moteur entraîné.

La température de l'eau de refroidissement qui passe à travers la chemise et la tige du piston du prototype Ericsson peut être régulée entre 0 °C à 50 °C. La Fig. 113 présente la centrale de régulation de l'eau de refroidissement. Les segments du moteur ne sont pas conçus pour résister à plus de 50 °C ; les tests ont dès lors été réalisés avec une température de paroi maximale de 35 °C. Les débits d'eau de refroidissement dans la chemise de compression et la tige du piston peuvent être ajustés par des vis de réglage. Pendant les essais, nous avons cherché à obtenir le débit le plus grand possible pour assurer que la température de surface de la tige et de la chemise compresseur soit semblable à celle de l'eau. On a donc voulu réduire le plus possible l'écart de température de l'eau entre l'entrée et la sortie de la tige et du piston.



Fig. 113. Centrale de réfrigération de l'eau de refroidissement des parois du cylindre de compression et de la tige du piston.

La position angulaire du volant et donc celle du piston est mesurée par un codeur angulaire installé sur un des deux pignons du vilebrequin contrarotatif (Fig. 114). Ce codeur est raccordé à la centrale d'acquisition de données. C'est son signal qui déclenche l'acquisition des différentes mesures par la centrale tous les degrés de vilebrequin.



Fig. 114. Codeur angulaire.

Le Tableau 23 synthétise les différents éléments du banc d'essai. La Fig. 115 en présente une vue complète.

Tableau 23. Synthèse des éléments du banc et de l'instrumentation.

Référence de l'Instrument ou de l'équipement.	Plage de mesure, unités et Précision	Variable à mesurer (RefSchema)
Compresseur Worthington-Creyssensac Model DNX 550 PRO	Testé jusqu'à 30m ³ à 11 bar	Par manomètre analogique après le réservoir de stockage mesure P _{COM} (COM)
Sécheur par réfrigération <i>Masteria</i> model MPE 004		(DRY) Réglage du point de rosée
Capteur de débit massique. BROOKS instrument, modèle MF53S	Mesure et contrôle jusqu'à 10 g/s. Echelle 100 à 1000 l/min. Précision de 1 l/min de N2 équivalent	$\dot{m}_a \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right]$ ou $\dot{v}_a \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$ (DEB)
Cartouche chauffante. Osram Sylvania modèle SureHeat JET 074719	Puissance thermique 8kWe.Tmax 770°C, à 330 SLPM	L'armoire de commande affiche la température de sortie T _{REH} . (REH)
Frein à poudre FP332. Langlois de 3kW	Vitesse et couple max de 1500 tpm et 145 Nm.	On peut régler la puissance de freinage et mesurer le couple.
Capteur de couple rotatif. Sensel Measurement SM50U	Sur le principe du pont de Wheatstone ; rend une tension à convertir en Nm. 10 V->10 Nm. Précision 0.2%	τ_i (TM)

Thermocouple type K	Précision 0.1 °C. Diamètre 0.2 et 0.5 mm. Rend valeurs de mV à convertir en °C ou K	T_i
μ Termocouple Type K.	Soudés localement ou achetés. Fils Chromel Allumel de 0,00002 mm temps de réponse de 0.01s environ avec de l'air.	T_e, T_c
Capteur de pression KELLER-DRUK PR23S y 23SY	Echelle de mesure de 0,2 à 10 bar (relatif), signal de sortie de 4 à 20 mA. Précision 0.25 %.	P_i ,
Codeur angulaire incrémental ; modèle Baumer GI355	Vmax = 10000 tpm, jusqu'à 6000 lectures par tour.	$\dot{\theta}$
Chronomètre construction locale	Résolution de 1/10000 s	t
Centrale d'acquisition de données National Instruments type NI cDAQ 9172	5 modules 2x NI9215, 2x NI9215 y 1 x 9401.	On récupère lectures de pression et température 360 fois par tour.

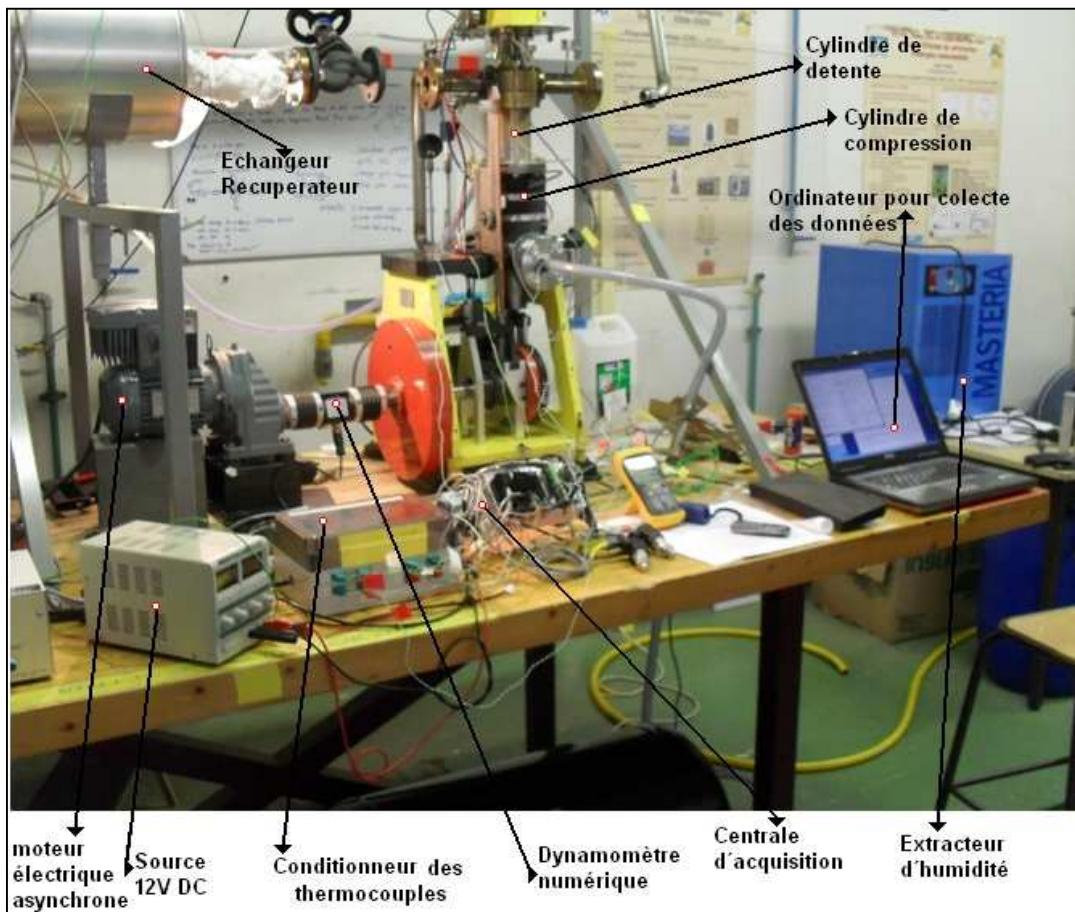


Fig. 115. Photo de l'ensemble du banc d'essai du prototype de moteur Ericsson.

5.3 L'acquisition de données

Les données de température, pression, position, et couple sont enregistrées via une centrale d'acquisition National Instrument (Fig. 115) sur un ordinateur DELL Latitude D830 par le port USB. La centrale est commandée par le programme « Ericsson » développé par l'ingénieur Eric NORMANDIN. En effet, le logiciel Labview qui devait remplir cette tâche ne permet pas de récupérer les données à la vitesse requise.

Lorsqu'on lance une acquisition, on enregistre toutes les données pendant 100 tours de vilebrequin, à raison d'une acquisition de toutes les grandeurs mesurées à chaque degré

de vilebrequin. Les fichiers de données comptent donc 36000 lignes. Il est facile de réaliser des moyennes de phase sur les 100 cycles acquis de manière à réduire drastiquement la dispersion. L'expérience a montré que pour toutes les grandeurs mesurées, une moyenne de phase effectuée sur 100 cycles est largement suffisante.

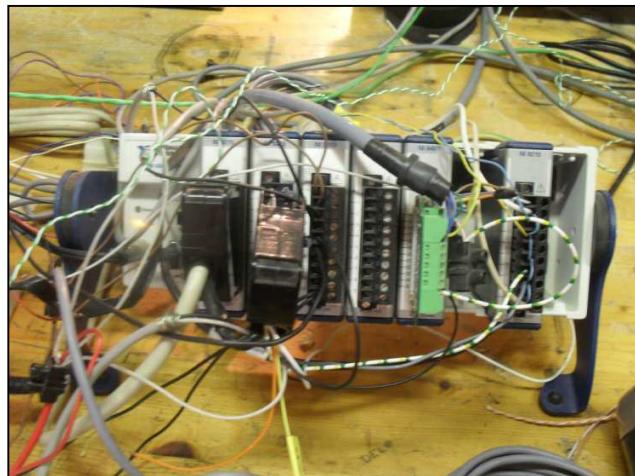


Fig. 116. Centrale d'acquisition et câblage pour lectures de pression, température et position angulaire.

La centrale ainsi que le conditionneur des thermocouples sont alimentés en 12V CC par la source réglable jusqu'à 20V et 3 A.

Le Tableau 24 dresse la liste des points de mesure pour le montage de juin-juillet 2012 et sept 2013 pendant la troisième campagne d'essais.

Tableau 24. Liste des points de mesures.

Station	Référence	Station	Référence
a1	Entrée de l'eau de refroidissement à la chemise.	4	Avant entrée admission cylindre de détente.
a2	Sortie de l'eau de refroidissement à la chemise.	e	Intérieur cylindre de détente.
a3	Entrée de l'eau de refroidissement à la tige.	5	Sortie soupape de refoulement cylindre de détente.

a4	Sortie de l'eau de refroidissement à la tige.	6	Refoulement atmosphérique après récupérateur de chaleur.
1	Avant soupape admission cylindre de compression.	wc	Paroi externe du cylindre de compression
c	Intérieur cylindre de compression	we	Paroi externe du cylindre de détente.
2	Après soupape refoulement cylindre de compression.		
3	Sortie récupérateur de chaleur.		

5.4 Les différentes campagnes de mesure

Le prototype complet a été livré en novembre 2010. Le montage et l'installation sur le banc d'essai pour la première campagne de mesures ont été terminés en décembre de la même année. La première campagne d'essais – sans mesure instantanée de température – s'est déroulée de janvier à février de 2011. Elle a montré que le moteur complet c'est à dire avec les cylindres de compression et de détente opérationnels, n'arrivait pas à fonctionner de façon autonome. Elle a en effet mis en évidence des problèmes de manque d'étanchéité au niveau de la soupape d'admission du cylindre de détente. Les tests de mesure de température instantanée sur le compresseur ont commencé fin juin 2012 après plusieurs tests et modifications apportées au cylindre de détente pour corriger les fuites. Une troisième campagne de mesure a pu être effectuée au cours de l'été 2013. De nombreux problèmes techniques ont été rencontrés au cours des essais, qui ont souvent nécessité plusieurs mois d'immobilisation du prototype pour réparation. En juin 2015, une nouvelle avarie est intervenue sur le guidage du piston.

6. Mesure de la Température Instantanée

6.1 Introduction

L'objectif est de mesurer la température instantanée de l'air dans les cylindres de compression et de détente au cours du cycle afin de quantifier les transferts thermiques fluide – paroi et de valider ou non les corrélations de coefficients de transfert proposées dans la littérature.

Pour la mesure instantanée de température plusieurs méthodes peuvent être utilisées notamment des méthodes optiques comme la thermographie infrarouge, ou des méthodes intrusives comme les thermomètres à fil chaud, les Pt100 ou les micro-thermocouples.

Les méthodes optiques ne sont pas adaptées pour la mesure de la température du gaz dans les cylindres. La méthode la plus appropriée est celle de l'insertion d'un micro-thermocouple. Cependant, cette méthode souffre de nombreux inconvénients en ce qui concerne notre application :

- Afin d'avoir un temps de réponse acceptable, les micro-thermocouples doivent être très fins ; ils sont donc difficile à réaliser et éminemment fragiles.
- Malgré leur finesse, leur inertie thermique demande généralement de faire appel à des méthodes de compensation pour remonter à la valeur 'physique vraie' de la température du gaz que l'on veut mesurer.
- La température de la jonction du thermocouple est affectée non seulement par le phénomène de transfert convectif avec le gaz dans lequel elle baigne, mais aussi par le transfert conductif le long des fils du thermocouple et le transfert radiatif des parois toutes proches.
- La mesure est ponctuelle et intrusive. Du fait du passage du piston dans le cylindre, les micro-thermocouples ne peuvent être insérés que dans les espaces morts, non balayés par le piston, ni par les soupapes ou les clapets. Du fait de la spécificité de ces espaces, il n'est

pas certain que la température locale du gaz à l'endroit de l'insertion du micro-thermocouple soit vraiment représentative de la température instantanée du fluide dans le cylindre.

- Pour la même raison technologique, les micro-thermocouples ne peuvent être placés que très près des parois, et notamment des tubulures d'admission ou de refoulement du fluide de travail, dont les températures peuvent être sensiblement différentes de celle de la paroi du cylindre lui-même. Morriesen et al. [104] ont mis en évidence les conditions singulières de la mesure de température instantanée près des tubulures d'un compresseur alternatif. Les températures de paroi sont « extrêmes » près des tubulures et des sièges des soupapes ou clapets. Ainsi, la tubulure d'admission du cylindre de détente et la tubulure de refoulement du cylindre de compression sont généralement plus chaudes que le reste de l'enceinte. Les lectures de température vont donc être affectées par cette situation singulière mais la géométrie interne des deux systèmes piston-cylindre ne permet pas de placer les capteurs autrement que près des tubulures.

Malgré ces difficultés, il a été décidé de réaliser des mesures par micro-thermocouples dans les cylindres du prototype de moteur Ericsson. La Fig. 117 présente l'implantation d'un capteur à micro-thermocouple (en jaune) dans le cylindre de détente à proximité de la soupape d'admission (en vert). La Fig. 118 présente l'implantation d'un capteur à micro-thermocouples (en blanc) dans le cylindre de compression dans le volume mort du clapet de refoulement (orange). Dans le cadre de ce travail, des résultats de mesure n'ont été obtenus que pour le cylindre de compression.



Fig. 117. Position du capteur de température (jaune) dans le cylindre de détente près de la soupape d'admission (verte).

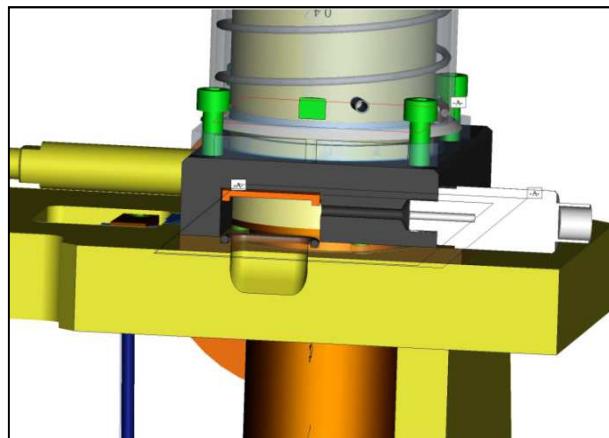


Fig. 118. Implantation du capteur de température (blanc) près du clapet de refoulement (orange) du cylindre de compression.

6.2 Fabrication des capteurs à micro-thermocouples

La température instantanée a d'abord été mesurée par l'installation de micro-thermocouples (μ TC) type K de 25 microns. Mais les méthodes de compensation n'ont pas permis d'obtenir des résultats exploitables des mesures récupérées. Les méthodes de compensation de température proposées par Lanzetta et al, [105] sont basées sur l'acquisition de données sur -presque- un même point de mesure par deux micro-thermocouples de type K confectionnés, chacun, avec deux fils de diamètres différents. La technologie et le "know how" pour la fabrication des μ TC de notre étude ont été apportées par le Professeur François Lanzetta de l'Université de Franche-Comté à Belfort. Son laboratoire possède tout le matériel et le savoir-faire nécessaires à la confection de μ TC jusqu'à des diamètres aussi fins que 5 μ m. La Fig. 119 présente les éléments d'un capteur de température de ce type réalisé au laboratoire FEMTO (Belfort) et la Fig. 120 présente le capteur assemblé, avant insertion dans le cylindre.

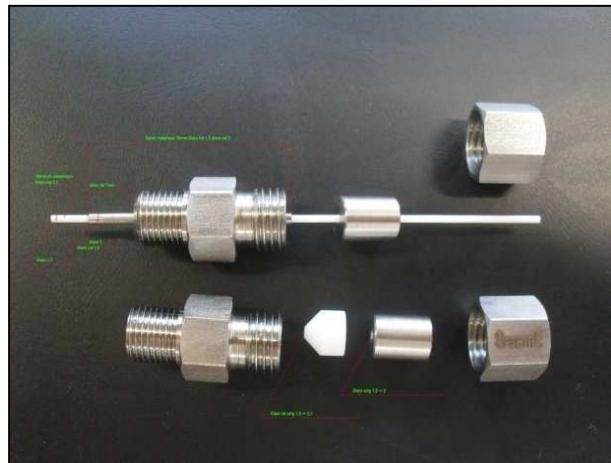


Fig. 119. Composants des capteurs à μ TC.

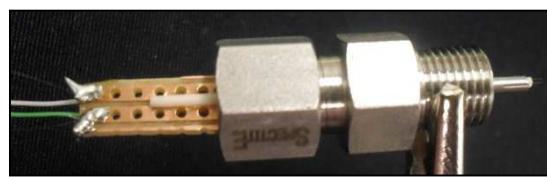


Fig. 120. Capteur à μ TC assemblé, avant insertion.

On a construit localement -en Colombie- un circuit électronique artisanal, pour permettre la soudure des fils de μ TC par décharge de micro-condensateurs. La Fig. 121 présente ce circuit qui a permis la confection d'une demi-douzaine de capteurs.

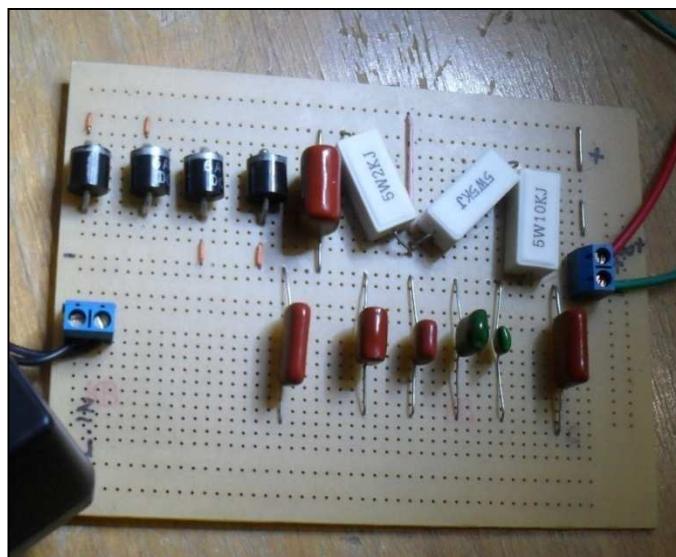


Fig. 121. Circuit pour la soudure de μ TC par décharge de condensateurs.

Par contre à l'heure des tests, les délicates soudures superficielles -sans apport de matière- entre les fils de Chromel et d'Alumel, n'ont pas résisté aux vibrations du moteur, ni surtout à la force de trainée du fluide de travail qui s'exerce de façon alternée à chaque ouverture de la soupape de refoulement dans le cas du compresseur. Les soudures réalisées à Belfort n'ont jamais résisté à des vitesses de plus de 350 tr/min et celles réalisées localement ne sont même pas arrivées à 300 tr/min. Aucun de ces μ TC n'a jamais pu être réparé car la soudure par décharge électrique recouvre les fils d'une légère couche d'oxydation qui empêche de réaliser une nouvelle soudure durable lors des tentatives de réparation.

Dès lors, on a confectionné localement sur Pau des sondes à μ TC doubles de 25 et de 12.5 μ m pour les dernières campagnes d'essais. Pour donner de la solidité à ces μ TC doubles, on a fait confiance à l'entreprise OMEGA qui propose commercialement des jonctions Type K construites avec des fils de diamètre 25 μ m et de 12.5 μ m. Cependant, leur technique de soudure fait appel à de l'**apport** de matière ce qui permet de gagner en solidité, au détriment du temps de réponse dû au gain d'inertie. On a pu vérifier que la soudure d'un μ TC de 12.5 μ m avec apport de matière vendu par OMEGA a une réponse semblable à celle d'un μ TC de 25 μ m confectionné sans apport de matière. Pour une même vitesse de rotation et les mêmes conditions de pression et de température de paroi, les évolutions des températures mesurées avec ces deux μ TC sont presque identiques.

Les Fig. 122 et Fig. 123 présentent des photos d'un même capteur, réalisées avec un microscope électronique avec un agrandissement de 40x. La première photo a été prise avec mise au point sur la soudure faite sur les fils de 25 μ m du capteur, alors que la seconde photo est focalisée sur la soudure sur les fils de 12,5 μ m.

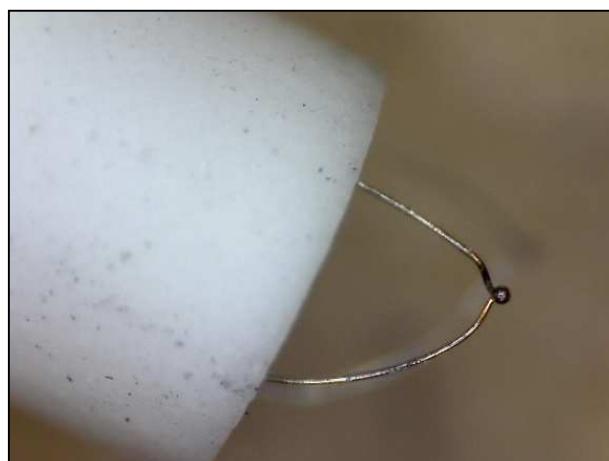


Fig. 122. Photo de la jonction des fils de 25 μ m d'un des capteurs confectionnés.



Fig. 123. Photo de la jonction des fils de 12.5 μm du même capteur.

Différentes sondes à deux μTC de diamètres différents ont ainsi été réalisées à partir des μTC vendus par OMEGA. Comme le diamètre de la jonction de tous les μTC ne peut pas être assimilé à celui des fils, il faut déterminer les caractéristiques de ces sondes. Le nombre de Biot est plus grand que celui relatif à des sondes réalisées sans apport de matière. La constante de temps de chaque μTC doit être déterminée.

6.3 Estimation du temps de réponse

Le temps de réponse d'un thermocouple dépend de la taille de la jonction, de sa conductivité et du type de convection auquel il est soumis. Dans notre cas, thermocouples sont baignés dans un écoulement instationnaire. Les conditions de convection sont donc toujours variables.

Un générateur électrique se met en place lorsqu'un circuit formé par deux fils de deux matériaux différents est soudé aux deux extrémités. La F.E.M produite est proportionnelle au ΔT entre les deux points de soudure. L'un des points de soudure, le plus fin, si l'on veut réduire l'inertie thermique, est placé dans le milieu dont la température veut être connue. Lorsque la température du fluide varie dans le temps, la température du fluide - air dans notre cas - est différente de celle de la jonction ou thermocouple. L'inertie thermique génère un déphasage de la température du thermocouple T_{th} par rapport à la température réelle du gaz T_g . Boutrif et Thelliez [106] proposent le bilan suivant pour relier les deux températures :

$$T_g = T_{th} + \frac{\tau \partial T_{th}}{\partial t} + \frac{\lambda_{th} d_{th}^2}{4 \text{Nu} \lambda_g} \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} + \sum_{\text{paroi}} \frac{\varepsilon \sigma}{h} (T_{\text{paroi}}^4 - T_{th}^4) \quad (6-1)$$

où d_{th} est le diamètre de la jonction, ε le coefficient d'émissivité de la jonction, σ la constante de Stephan Boltzmann, λ la conductivité thermique, τ la constante de temps de la jonction et Nu est le nombre de Nusselt caractérisant les transferts convectifs entre le fil et le gaz qui l'entoure.

Dans l'équation on prend en compte les trois modes de transfert pour le bilan énergétique sur la jonction ainsi :

$$\frac{\tau \partial T_{th}}{\partial t} \quad (6-2)$$

représente la réponse temporelle liée à l'inertie thermique.

$$\frac{\lambda_{th} d_{th}^2}{4 \text{Nu} \lambda_g} \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} = \alpha \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} \quad (6-3)$$

représente les transferts conductifs entre la jonction et les fils qui composent la thermocouple, et

$$\sum_{\text{paroi}} \frac{\varepsilon \sigma}{h} (T_{\text{paroi}}^4 - T_{th}^4) \quad (6-4)$$

représente les transferts radiatifs entre la jonction et l'entourage supposant la même température pour les éléments environnants.

D'après Gouldin et Miles [107], les transferts conductifs peuvent être négligés si le rapport entre une longueur dite "froide" et la distance entre la jonction et la tige céramique est supérieure à 10. La longueur froide peut être calculée selon l'équation 6-5 :

$$l_{fr} = \sqrt{\tau \alpha_{th}} \quad (6-5)$$

avec :

$$\alpha_{th} = \lambda_{th} / (\rho_{th} C_p) \quad (6-6)$$

Dans notre cas, les propriétés des deux thermocouples Type K réalisés à partir des fils de 12.5µm et 25 µm de Chromel - Alumel telles que données par le producteur du matériel sont présentées sur le Tableau 25.

Tableau 25. Propriétés des fils des micro-thermocouples.

Matière	Masse volumique (g/cm ³)	Chaleur spécifique à 20 °C(cal/g °C)	Conductivité thermique à 100 °C (cal.cm/s cm ² °C)	Composition Chimique %
Chromel	8.73	0.107	0.046	90Ni, 10Cr
Alumel	8.60	0.125	0.071	95Ni , 2Al,2Mg

Lanzetta [108] explique qu'un capteur ne peut être caractérisé d'un point de vue temporel que dans la situation de sa mise en œuvre. Le Tableau 26 [108] présente les caractéristiques dynamiques des micro-thermocouples, c'est-à-dire les constantes de temps (le temps nécessaire pour atteindre 63 % d'un échelon) ainsi que les fréquences de coupure correspondantes (bande passante) obtenues en environnement convectif libre et purement radiatif (chauffage laser).

Tableau 26. Caractéristique dynamique des micro-thermocouples.

		Environnement radiatif		Environnement convectif libre	
Type	diamètre (µm)	Constante de temps τ	Fréquence de coupure (Hz)	Constante de temps τ	Fréquence de coupure (Hz)
K	53	80 ms	2	110 ms	1.5
	25.4	30 ms	5	30 ms	5
	12.7	8 ms	20	10 ms	16
	7.6	3 ms	53	5 ms	32

Pour nos µTC, on considèrera un environnement en convection libre et les valeurs relatives à un diamètre de 25.4 µm pour les µTC de 12.5 µm et de 53 µm pour les µTC de 25 microns étant donné la taille des soudures. Dans notre cas la valeur précise d'une constante de temps est particulièrement difficile à obtenir car l'environnement des thermocouples placés près de la culasse

est non stationnaire ou instationnaire. Le coefficient de convection est toujours variable en fonction de la vitesse et la turbulence générée par l'écoulement du gaz. Dans notre cas la constante de temps n'est donc pas constante, mais variable selon l'ouverture ou fermeture des clapets et soupapes. La compensation de ce type de situation n'est pas établie. Lors d'une communication privée, le chercheur Japonais **TAGAWA**, spécialiste dans la mesure de température instantanée, nous a suggéré par email l'implantation de μ TC de 5 μ m pour approcher la température réelle dans le point de mesure et éviter toute compensation.

7. Résultats expérimentaux

7.1 Types d'essais possibles

S'il n'y avait eu de nombreux problèmes technologiques qui ont entraîné de nombreux mois d'immobilisation du prototype, un des objectifs de ce travail, outre l'étude des transferts thermiques dans les cylindres, aurait été de mesurer les performances énergétiques globales du moteur Ericsson et celles de ses différents constituants. Pour cela, il est possible de réaliser des essais selon trois modes différents d'entraînement. Pour comprendre les trajets que suit le fluide de travail selon chacun de ces modes, il est nécessaire de se référer au schéma de la Fig. 124.

Type A ou Pneumatique : Par alimentation avec air comprimé du compresseur externe COM. En prenant comme référence la Fig. 124 l'air pressurisé suit la trajectoire

DRY → DEB → RST1 → 3 → REH → RST2 → 4 → e → 5 → HS → 6 → atm.

L'air pressurisé réchauffé ou non, livre du travail dans le cylindre de détente, ce qui fait fonctionner le moteur dans son ensemble. On peut mesurer la puissance \dot{W}_u et selon les systèmes désaccouplés on peut mesurer la puissance consommée par la distribution du cylindre de compression \dot{W}_{dc} et celle consommée par la compression \dot{W}_c .

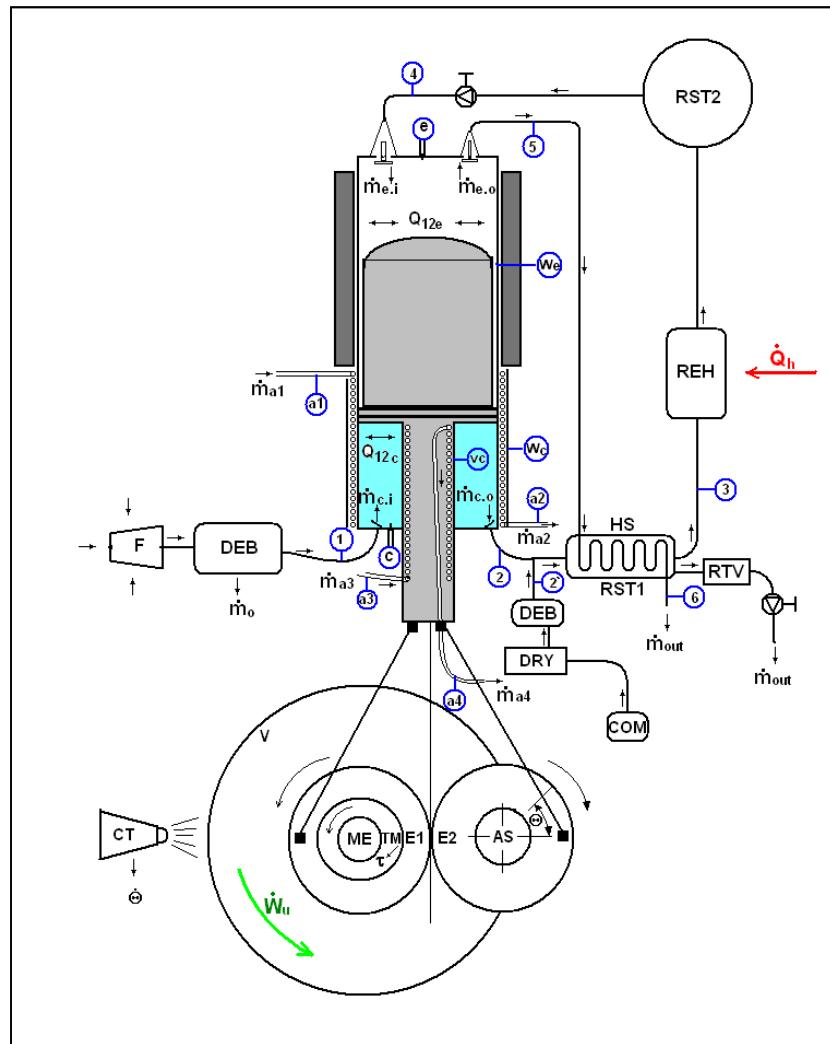


Fig. 124. Schéma du prototype de moteur Ericsson.

Type B ou Mécanique : par entraînement par moteur électrique couplé au volant d'inertie du prototype, afin de mesurer par exemple la puissance consommée par frottement par le piston ou la distribution du cylindre de compression \dot{W}_{dc} ou de détente \dot{W}_{de} . En prenant comme base la Fig. 124, le fluide de travail suit la trajectoire suivante si tous les sous-systèmes requis sont en communication à travers la manipulation des vannes :

$$F \rightarrow DEB \rightarrow 1 \rightarrow c \rightarrow 2 \rightarrow RST1 \rightarrow 3 \rightarrow REH \rightarrow RST2 \rightarrow 4 \rightarrow e \rightarrow 5 \rightarrow HS \rightarrow 6 \rightarrow atm.$$

Pour la troisième campagne d'essais, on a cherché à mesurer la puissance thermique échangée dans le cylindre de compression. Dans ce but, on a désaccouplé la chaîne de distribution du cylindre de détente, en laissant les soupapes d'admission et d'échappement du cylindre totalement ouvertes. Dans cette configuration le cylindre de détente réalise seulement le travail de remplissage et vidange du cylindre à partir de la pression atmosphérique. Pour cet essai le fluide de travail qui nous intéresse (cylindre de compression) suit la trajectoire suivante :

$$F \rightarrow DEB \rightarrow 1 \rightarrow c \rightarrow 2 \rightarrow RST1 \rightarrow RTV \rightarrow atm$$

Pour cet essai on a activé le système de contrôle de température de l'eau distillée de refroidissement de la chemise wc et de la tige vc. Pour ce dernier type d'essai on considère le système en condition stationnaire quand la température de paroi T_{a1} ne varie pas de plus de +/- 1 °C. On a pu réaliser des mesures avec des températures de parois du cylindre de compression de presque 20 °C sous la température ambiante.

Type C ou Thermique : quand le moteur fonctionnera en cycle complet et que seulement l'apport de chaleur Q_h sera nécessaire (Fig. 124) pour obtenir la rotation du moteur une fois celui-ci démarré. Ce type de fonctionnement n'a pas été possible avec le prototype étant donné la rupture en avril 2014 de l'anneau de guidage de la tige du piston.

7.2 Plan d'expériences

Bien qu'il existe plusieurs théories qui proposent des plans d'expérience pour réduire le nombre d'essais, la majorité d'entre elles demande la connaissance préalable du système par l'expérimentateur. Tel est le cas du modèle de Taguchi [109] pour la sélection des tableaux orthogonaux qu'il suggère. Il existe aussi des modèles avec permutation d'objets ou des blocs aléatoires incomplets ce qui ne s'applique pas dans ce cas.

Nous nous focalisons sur les échanges thermiques dans le cylindre de compression. Bien qu'il puisse être considéré que son fonctionnement ressemble celui des compresseurs alternatifs traditionnels, on préfère poser une conception d'expériences intégrale avec base dans la méthodologie du plan d'expériences complètes à deux niveaux 2^k [127], k étant le nombre de variables à manier.

Ceci va permettre de vérifier s'il existe des effets peu significatifs et si les interactions entre ces derniers doivent ou pas être prises en considération de manière plus objective. On a décidé de travailler avec 3 variables, chacune d'elles avec deux niveaux – haut et bas – et on définit la fonction objectif qui est le travail requis par le cycle de compression. Ce travail est obtenu du diagramme indicateur du cycle. Le Tableau 27 présente les variables et le rang de chacune de ces variables.

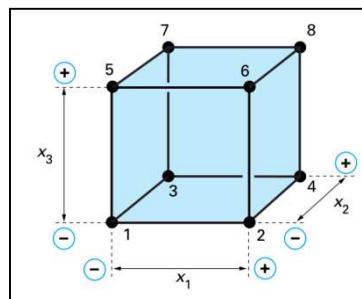
Tableau 27. Valeurs de référence du domaine expérimental proposé.

	Grandeur et unité	Min (-)	Max(+)
A1	T _{Wc} [°C]	5	25
A2	P ₂ [bar-abs]	1	2,5
A3	Θ [tr/min]	300	700

Les variables doivent être toutes portées à leurs coordonnées centrées réduites où le rang pour chaque cas se trouve entre -1 et 1. Ceci est fait en appliquant la conversion suivante :

$$x = \frac{A - A_0}{\text{Pas}} \quad (7-1)$$

Ceci permet de définir un domaine tridimensionnel qui sera la base ou le domaine de la fonction objectif, qui dans notre cas peut être le travail net par cycle, le rendement ou la chaleur échangée dans le cylindre de compression. La Fig. 125 montre la paramétrisation du domaine d'expérimentation pour le cas où k=3.

**Fig. 125** Représentation géométrique d'une conception d'expérience à 3 variables et deux niveaux.

La fonction corrélation ou « objectif » expérimental est exprimée comme suit :

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_{12} x_1 x_2 + a_{13} x_1 x_3 + a_{123} x_1 x_2 x_3 \quad (7-2)$$

Le Tableau 28 présente la matrice de calcul des effets.

Tableau 28. Matrice de calcul des effets.

Numérode l'essai	a0	a1	a2	a3	a12	a13	a23	a123	y _□
1	+	-	-	-	+	+	+	-	y1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	y2
3	+	-	+	-	-	+	-	+	y3
4	+	+	+	-	+	-	-	-	y4
5	+	-	-	+	+	-	-	+	y5
6	+	+	-	+	-	+	-	-	y6
7	+	-	+	+	-	-	+	-	y7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	y8

La somme de la colonne correspondante des réponses divisée par le nombre d'essais (dans ce cas 8) donne la valeur de l'effet:

$$a_i = \frac{1}{n} [\pm y_1 \pm y_2 \pm y_3 \pm y_4 \pm y_5 \pm y_6 \pm y_7 \pm y_8] \quad (7-3)$$

Les signes sont choisis selon le tableau précédent pour chaque essai. Le but de l'obtention des corrélations entre les variables par cette méthode est de trouver quelles sont les influences plus ou moins significatives pour continuer à centrer l'essai en variant seulement ces variables-là. Si un effet est nul, cela signifierait qu'il n'existe pas de corrélation entre les variables liées par ce dernier.

7.3 Difficultés rencontrées

Comme cela a été mentionné précédemment, tant le cylindre de détente que le cylindre de compression ont été instrumentés pour mesurer des températures instantanées. Les premières mesures ont été réalisées sur le cylindre de détente. Cependant, il est vite apparu que, malgré les modifications apportées au prototype à la suite des travaux de thèse d'Abdou Touré, les soupapes d'admission et de refoulement de ce cylindre n'étaient toujours pas étanches, et leur fuite difficilement quantifiable. L'interprétation des mesures de température instantanée réalisées à cette

époque dans ce cylindre n'était donc pas possible. C'est pourquoi ne seront présents que des essais effectués sur le cylindre de compression.

De nombreuses modifications ont été apportées au prototype pendant la thèse, qui ont tous nécessité de nombreux mois d'immobilisation du prototype : mentionnons entre autre un premier arrêt pour tenter de rendre étanches les soupapes du cylindre de détente, un second arrêt pour réparer une panne due à la sortie de la bague de guidage du piston de son logement, un troisième arrêt pour réaliser une modification lourde du guidage des soupapes du cylindre de détente par des cages à billes, un quatrième arrêt pour réparer une panne due à une surchauffe de ces mêmes cages à billes suite à une fausse manœuvre, enfin, un arrêt suite à un nouveau problème de guidage du piston...

A ces difficultés liées au prototype lui-même se sont ajoutées des difficultés liées au type de mesures que l'on cherchait à effectuer. On a déjà mentionné la difficulté de réaliser les micro-thermocouples et celle liée à leur fragilité. Un grand soin a été apporté à la calibration des micro-thermocouples et de leurs conditionneurs. Ces derniers ont été développés en interne à l'UPPA pour avoir un temps de réponse suffisamment court pour notre application. Après les premiers essais, leurs circuits intégrés ont été remplacés par d'autres plus performants pour obtenir une meilleure précision sur la valeur absolue des températures. Malgré ces précautions, comme on va le voir, les résultats des mesures de températures instantanées dans le cylindre de compression sont difficiles à interpréter, entre autres à cause des inconvénients liés à la mesure par μ TC dans les volumes morts des cylindres mentionnés en introduction du chapitre précédent. Il est également probable que l'apport de matière que les constructeurs des deux micro-thermocouples ont utilisé pour réaliser la soudure puisse avoir un effet important sur les mesures de température, non seulement à cause de l'inertie thermique rajoutée mais aussi à cause de l'effet de perturbation thermique due à la propagation du signal de température dans la matière ajoutée, « insensible », avant que ce signal n'atteigne la jonction « sensible » du thermocouple.

7.4 Résultats expérimentaux

7.4.1 Préparation des essais

Tous les TC et les μ TC ont été étalonnés avant les essais pour s'assurer de la fiabilité des données récupérées. Les procédures de détermination d'erreur ont été réalisées en statique et elles ont donné des réponses acceptables avec des erreurs de +/- 1 °C en moyenne.

Deux sondes contenant chacune un μ TC de 12.5 μ m et un μ TC de 25 μ m ont été placées dans les espaces morts du compresseur, dans des positions diamétralement opposées de la chambre

annulaire de compression, l'une dite « culasse », à proximité du clapet de refoulement (voir Fig. 118), l'autre dite « vis », à proximité du clapet d'aspiration du cylindre de compression.

Nous ne présenterons ici que les grandeurs mesurées par le capteur de pression et celles mesurées par les 4 µTC dans des diagrammes où ces grandeurs sont présentées en fonction de la position angulaire du vilebrequin, ou en fonction de la valeur instantanée du volume du cylindre. Rappelons que ces grandeurs sont acquises tous les degrés de vilebrequin, et qu'une moyenne de phase est effectuée sur 100 tours consécutifs.

7.4.2 Mesures à 600 t/min, avec température de paroi à 15 °C

La Fig. 126 présente les résultats de la mesure de la pression instantanée dans le cylindre de compression lorsque le prototype est entraîné par le moteur électrique à une vitesse de rotation de 600 tr/min. La pression est donnée en fonction de la position angulaire du vilebrequin, le 0° correspondant au PMH du compresseur (piston en position « géométrique » basse, volume minimal côté compresseur). On constate que les mesures de pression donnent des résultats cohérents on identifie parfaitement la première phase de détente de l'air résiduel emprisonné dans le volume mort, ensuite la phase d'aspiration à pression quasiment constante, puis la phase de compression, puis l'ouverture du clapet de refoulement, et le brusque rééquilibrage de pression avec le plenum de refoulement qui en résulte et enfin le refoulement à pression quasiment constante. Les effets acoustiques sont aussi clairement visibles lors de la phase de refoulement, et dans une moindre mesure au moment de la fermeture de la soupape d'aspiration.

La Fig. 127 présente la même pression instantanée, mais cette fois en fonction du volume instantané, sous forme de diagramme indicateur. Là encore, les allures sont classiques et permettent de distinguer les différentes phases et de vérifier le calage « correct » des clapets d'admission et de refoulement.

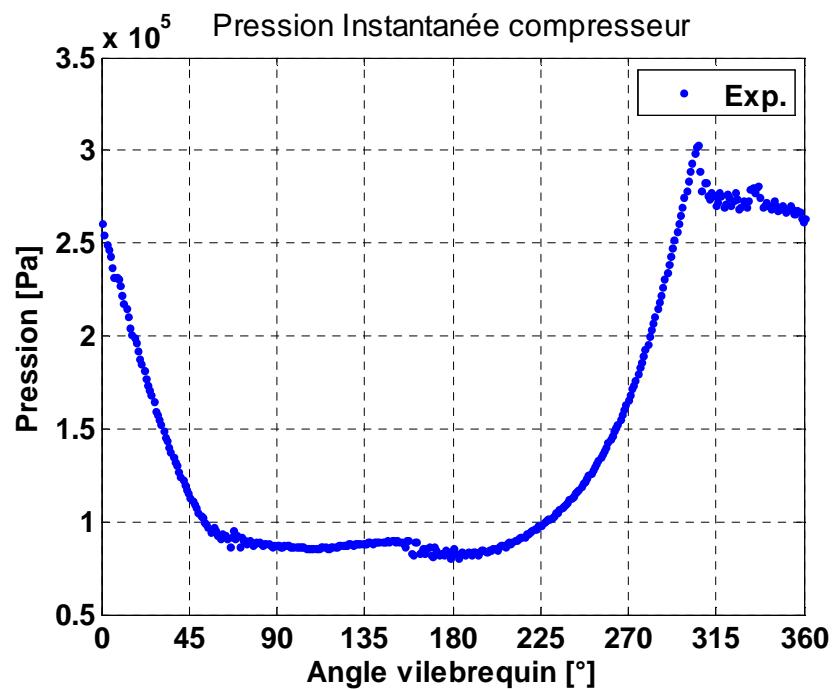


Fig. 126. Essai compresseur à 600tr/min, $T_{paroi}=15^\circ\text{C}$. Pression instantanée.

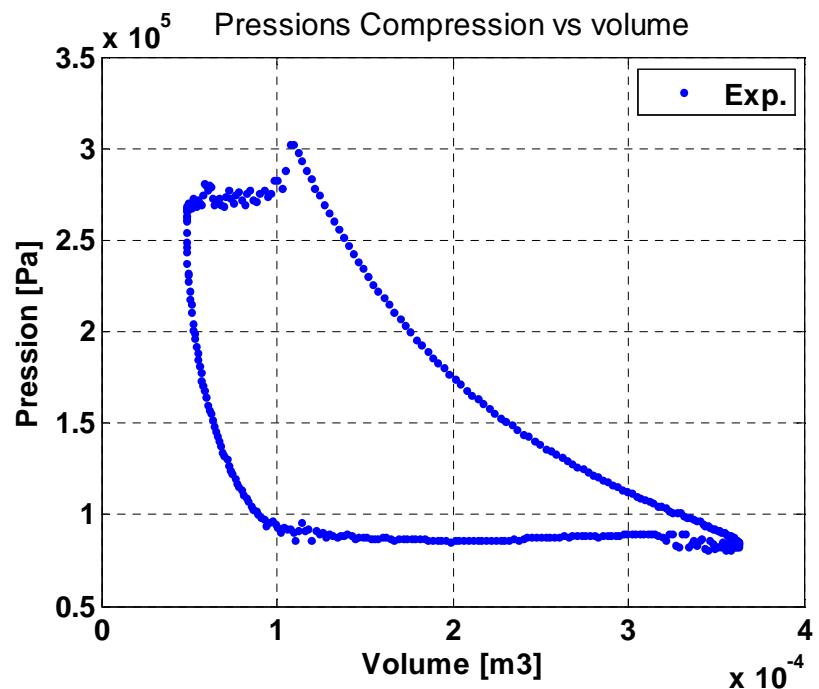


Fig. 127. Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{paroi} = 15^\circ\text{C}$. Diagramme indicateur.

La Fig. 128 présente les mesures de températures instantanées acquises par les 4 µTC. Les courbes rouges et bleues sont relatives aux µTC « culasse », côté refoulement, tandis que les courbes verte et bleu ciel sont relatives aux µTC « vis », côté aspiration.

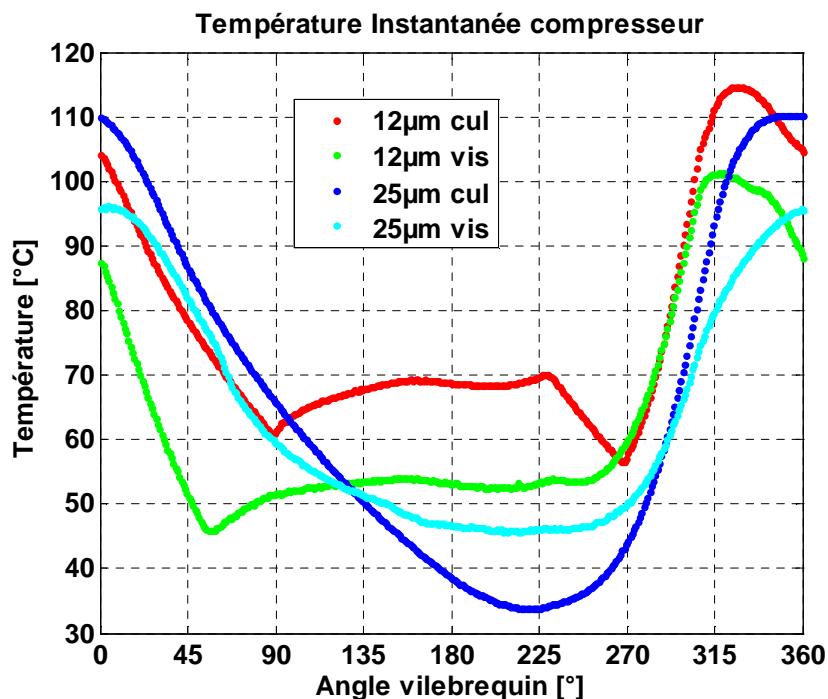


Fig. 128. Essai compresseur à 600 tr/min, Tparoi = 15°C. Températures instantanées.

Sans surprise, les µTC côté aspiration mesurent généralement un niveau de température globalement plus bas que les µTC côté refoulement. Néanmoins, les évolutions des mesures de température semblent difficiles à interpréter. En particulier, lorsqu'on considère les 2 µTC relatifs à une même position de mesure. Ainsi, les µTC « culasse » ont des évolutions qui sont « contradictoires » pendant certaines phases : lors de l'aspiration par exemple, on voit la température mesurée par le µTC qui a la plus grande inertie thermique continuer à chuter fortement, alors que la température mesurée par le µTC le plus rapide est quasiment constante. Les techniques de compensation usuelles ne permettent pas d'expliquer ces phénomènes et de remonter à une éventuelle valeur « physique » de la température locale de l'air. Ces évolutions particulières des températures mesurées pourraient être dues à la nature des soudures réalisées sur les µTC, avec probable apport de matière. De même, il est étonnant de constater qu'on peut relever jusqu'à plusieurs dizaines de degrés d'écart entre les mesures des µTC situés à proximité immédiate l'un de l'autre (« vis » ou « culasse »). Du fait de la nature très particulière de la localisation des mesures, à proximité immédiate de parois non thermostatées et à proximité des clapets auprès desquels il y a des phénomènes aérauliques particuliers, il semble difficile de

remonter à une température instantanée moyenne de l'air dans le cylindre à partir de ces résultats de mesure.

La Fig. 129 présente la pression instantanée expérimentale sur laquelle on a superposé les différentes courbes de pression instantanées théoriques obtenues à partir des différents modèles de transferts thermiques présentés précédemment : Hohenberg, Eichelberg, Woschny, Disconzi, et Kornhauser (Nusselt complexe). On y a superposé les résultats calculés à partir d'un modèle adiabatique, et ceux calculés en considérant un coefficient de transfert très grand et constant ($h = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$).

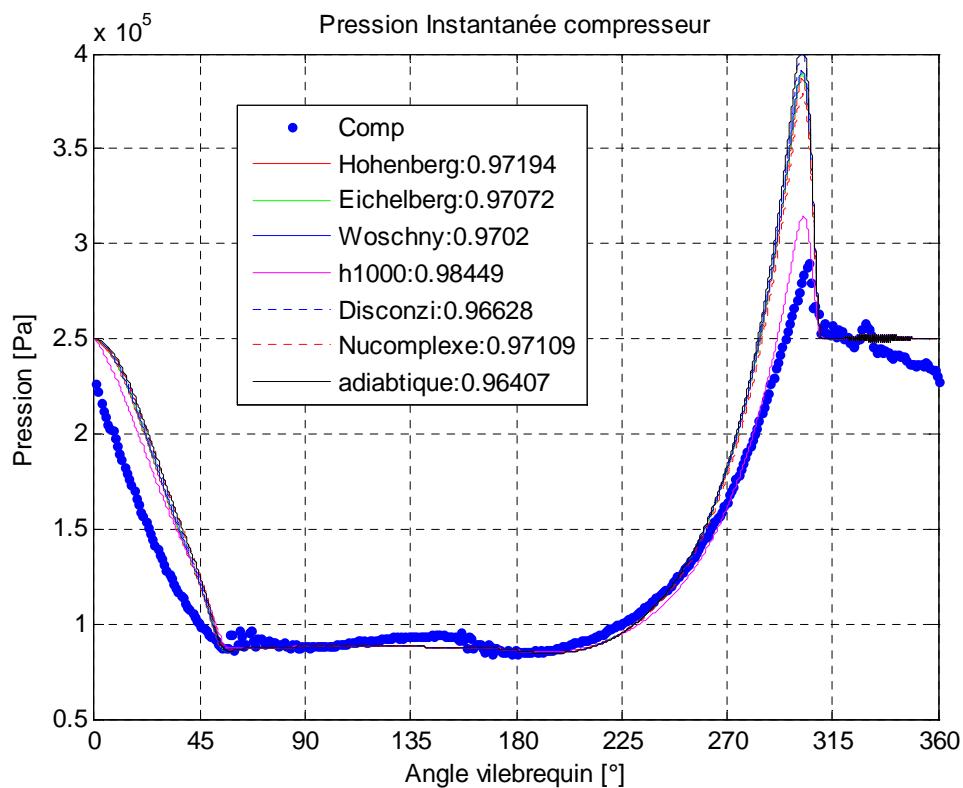


Fig. 129. Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Pression instantanée théoriques et expérimentales.

On constate d'une part que tous les modèles donnent des allures très semblables pour la pression, sauf lorsqu'on considère un très grand coefficient de transfert, auquel cas la pression maximale est plus faible. On constate également qu'aussi bien pendant la phase de compression que pendant la phase de détente, tous les résultats de calculs prédisent des valeurs de la pression plus importantes que les valeurs mesurées. Ceci nous amène à penser que lorsque les deux clapets du cylindre de compression sont fermés, le cylindre pourrait ne pas être totalement étanche, des fuites pouvant exister soit au niveau des clapets, soit au niveau de la segmentation. Rappelons que la configuration particulière du cylindre de compression fait qu'il est muni de deux segments de

grands diamètres : un segment sur la tige de piston, séparant l'enceinte de compression de l'environnement extérieur, et un segment sur le piston lui-même, séparant l'enceinte de compression de celle de détente. Lors des essais, la face supérieure du piston, côté détente, était maintenue à pression atmosphérique. En fonctionnement réel du moteur Ericsson, la pression côté détente sera évidemment, en moyenne, plus importante, et la différence de pression entre les deux faces du piston sera plus faible. La fuite sur le segment de piston sera donc globalement plus faible.

La Fig. 130 présente les diagrammes indicateurs théoriques et expérimental. On y fait évidemment la même constatation en ce qui concerne la probabilité de non étanchéité du compresseur.

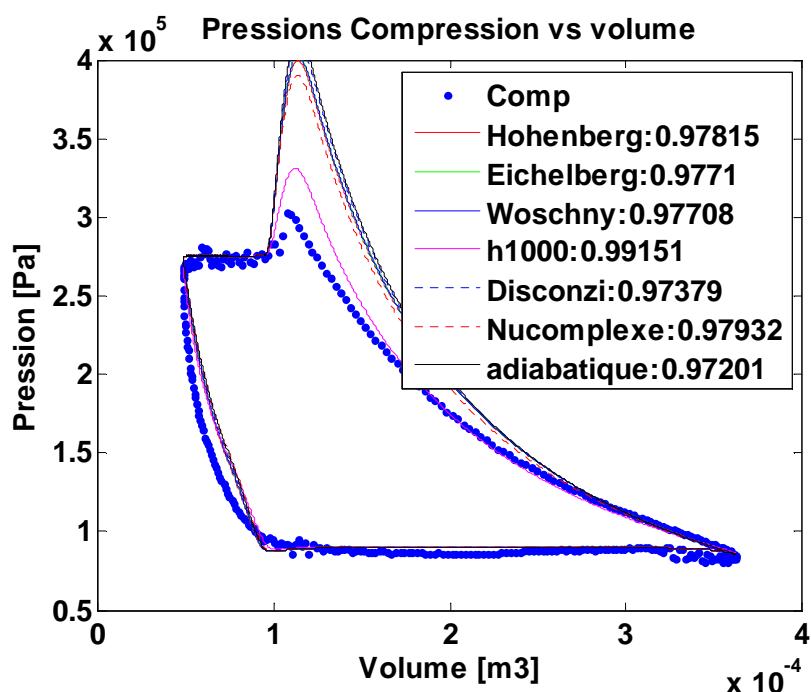


Fig. 130. Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Diagrammes indicateurs théoriques et expérimental.

Cette inétanchéité peut être à l'origine d'écoulement de fuites locaux qui peuvent produire de fortes inhomogénéités de températures autour des points de mesure.

La Fig. 131 présente les valeurs des températures instantanées théoriques et expérimentales. On constate que même si les allures théoriques ont un semblant de similarité avec certaines des allures expérimentales, les différences sont importantes. Les amplitudes des évolutions théoriques sont bien supérieures, entre autres parce que les amplitudes des variations de pression théoriques sont bien supérieures également.

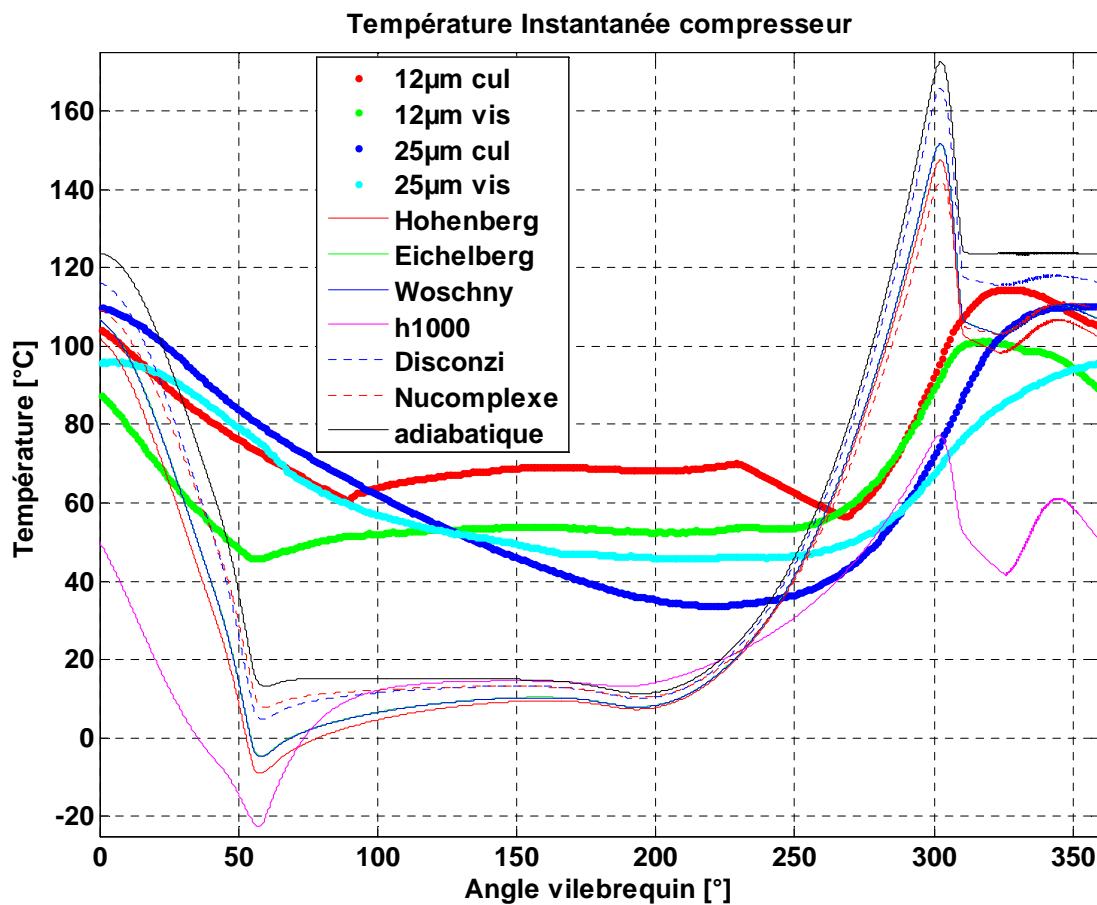


Fig. 131. Essai compresseur à 600 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Températures instantanées théoriques et expérimentales.

7.4.3 Influence de la vitesse de rotation

La Fig. 132 présente l'évolution de la pression expérimentale pour une vitesse de rotation de 500 tr/min, tandis que la Fig. 133 présente la même évolution mesurée pour une vitesse de rotation de 350 tr/min. On constate clairement que le maximum de pression instantanée dans le cylindre diminue lorsque la vitesse de rotation diminue, ce qui accrédite la thèse de non étanchéité des clapets et/ou des segments du compresseur.

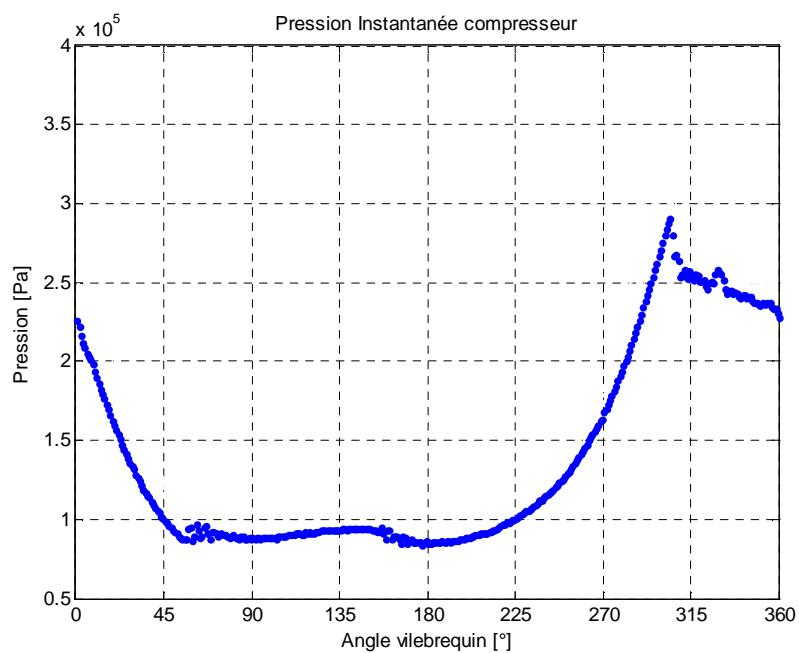


Fig. 132. Essai compresseur à 500 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Pression instantanée.

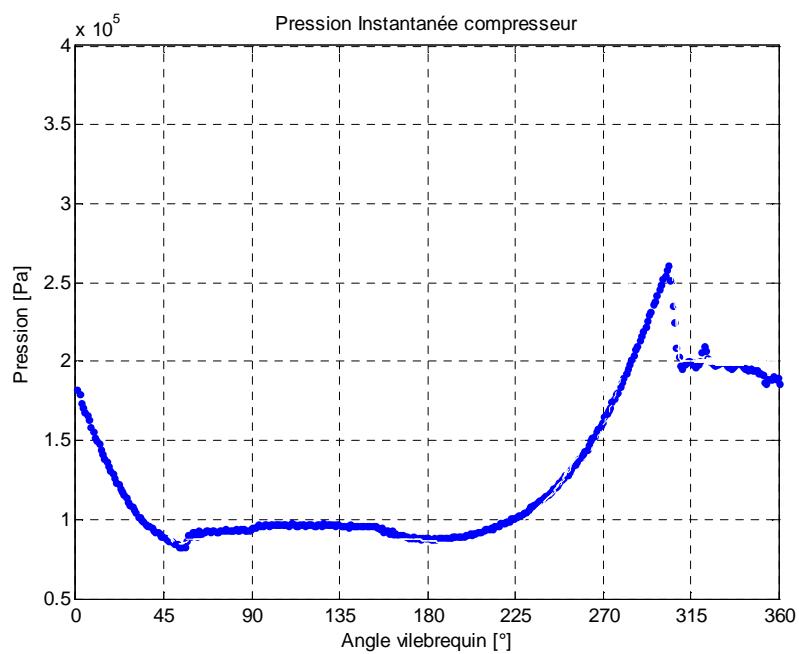


Fig. 133. Essai compresseur à 350 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Pression instantanée.

La Fig. 134 présente l'évolution des températures expérimentales pour une vitesse de rotation de 500 tr/min, tandis que la Fig. 135 présente ces mêmes évolutions mesurées pour une vitesse de rotation de 350 tr/min.

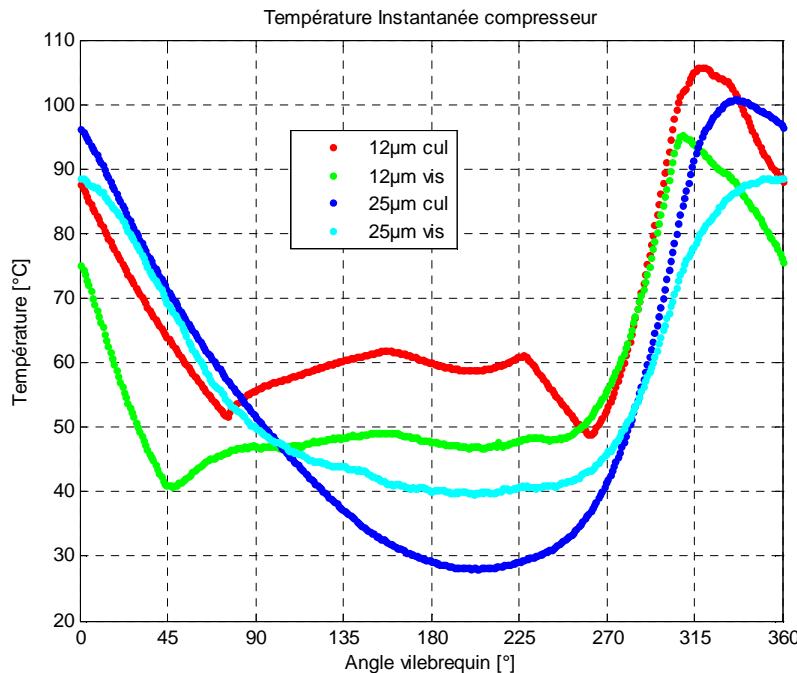


Fig. 134. Essai compresseur à 500 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Températures instantanées.

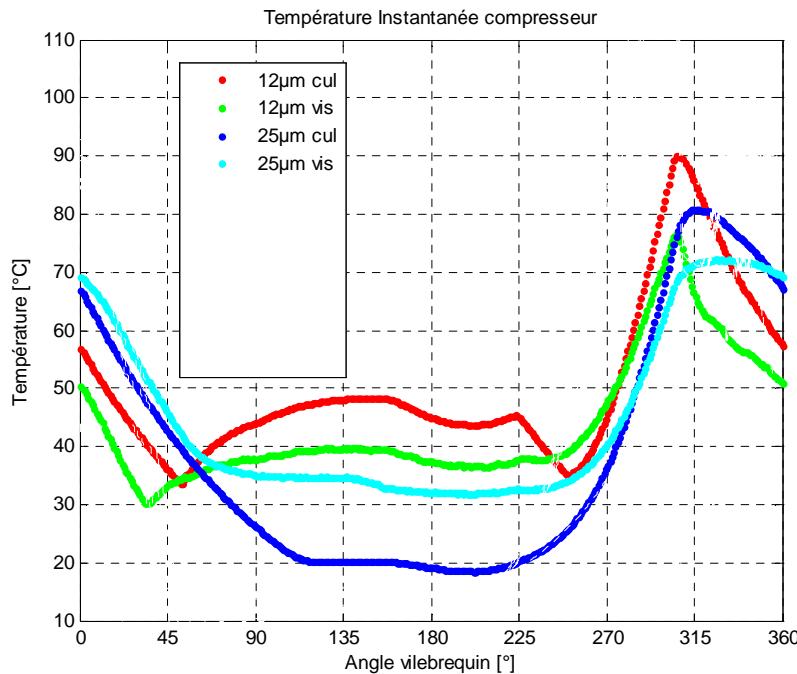


Fig. 135. Essai compresseur à 350 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 15^\circ\text{C}$. Températures instantanées.

On constate clairement que les allures des évolutions des températures instantanées sont assez similaires, mais que les valeurs absolues de ces températures diminuent fortement lorsque la vitesse de rotation diminue. Trois explications peuvent être avancées pour cette observation : la première est que la pression maximum dans le cylindre diminue du fait des fuites, lorsque la vitesse de rotation diminue ; il est donc logique que la température diminue. La seconde raison est que les résultats théoriques obtenus précédemment (voir Fig. 101) prédisent que la température dans le cylindre diminue, lorsque la vitesse de rotation diminue. La troisième explication, probablement prépondérante, est que les températures des parois locales autour des points de mesure sont d'autant plus importantes que la vitesse de rotation est élevée, du fait des frottements mécaniques. Rappelons que les parois ne sont pas refroidies autour des volumes morts, à proximité immédiate des points de mesure. Seules la chemise et la tige du piston sont refroidies par une circulation d'eau.

7.4.4 Influence de la température de paroi

La Fig. 136 présente l'évolution de la pression expérimentale pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et une température de paroi de 10 °C. La Fig. 137 présente les évolutions correspondantes des températures. Si l'influence de la température des parois sur la pression instantanée est assez difficilement perceptible, elle est clairement visible sur les valeurs des températures instantanées, qui sont plus faibles quand la température de paroi est plus faible. L'allure particulière de la mesure donnée par le thermocouple de 12 µm « vis », et les valeurs assez élevées de température qu'il indique, n'ont pas pu être expliquées.

La Fig. 138 présente l'évolution de la pression expérimentale pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et une température de paroi de 43 °C. La Fig. 139 présente les évolutions correspondantes des températures. On observe au niveau de la pression une allure presque identique à celle obtenue avec la paroi plus froide mais assez naturellement, le maximum de pression dans le cylindre est légèrement supérieur dans le cas de la paroi plus chaude. Par contre les mesures de température ont donné des résultats significativement différents en fonction de la température de paroi. Les µTC de 25 µm qui descendaient jusqu'à des valeurs inférieures à 30 °C ou 20 °C selon leur position, pour le cas de 10 °C; ne s'éloignent que de quelques degrés au dessus et au dessous de 40 °C pour le cas de la paroi chauffée. Cela montre donc une influence non négligeable de la température de paroi sur le niveau de la température locale pour les deux emplacements. A priori même si la vitesse de rotation n'est pas des plus réduites, le fait de refroidir la paroi, arrive à

refroidir l'air pendant la phase d'admission particulièrement, mais aussi au cours de tout le cycle de compression. Les évolutions des μ TC de 12 μm sont également sensibles à la température de paroi. Celui placé près du refoulement donne une température moyenne plus élevée d'environ 15 °C pendant tout le cycle lorsque la température de paroi passe de 10 °C à 43 °C. Pour l'ensemble des mesures de température, l'augmentation de la température mesurée à la fin de la phase de compression est manifeste.

Sachant que toutes les mesures réalisées produisent un signal dont l'amplitude est atténuée par rapport à la valeur physique réelle de la température de l'air dans le cylindre à cause de l'effet de l'inertie thermique non négligeable des jonctions avec apport de matière, on peut penser que les évolutions de la température moyenne représentative du volume de compression sont impactées de façon significative par la température de paroi. Il est de même paradoxal d'observer que, comme pour toutes les autres mesures effectuées, pendant la phase d'admission, pour les deux températures de paroi, les μ TC les plus fins enregistrent des profils convexes tandis que les plus gros donnent une allure concave, probablement toujours du fait de la nature particulière des soudures de ces μ TC.

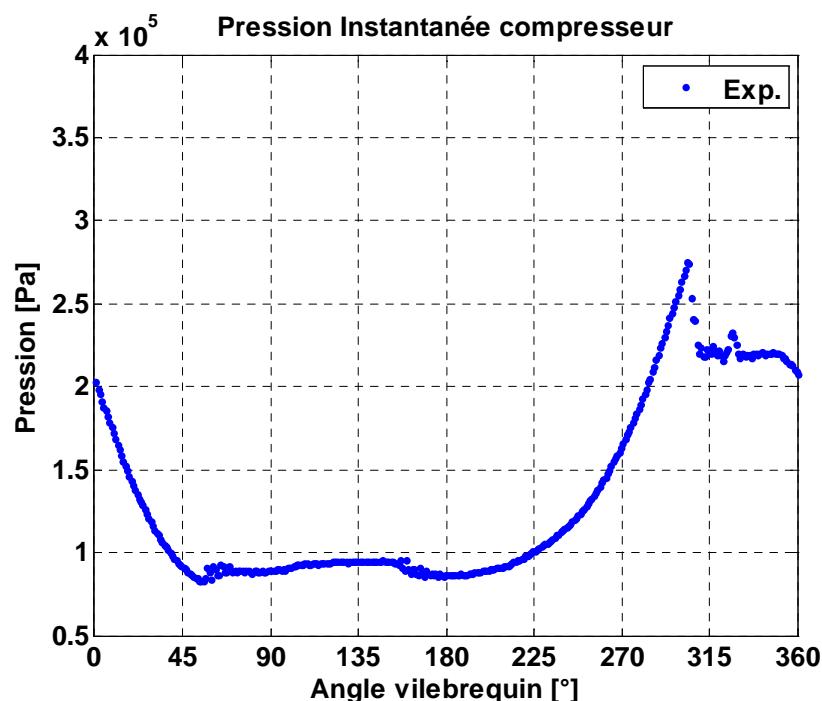


Fig. 136. Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 10$ °C. Pression instantanée.

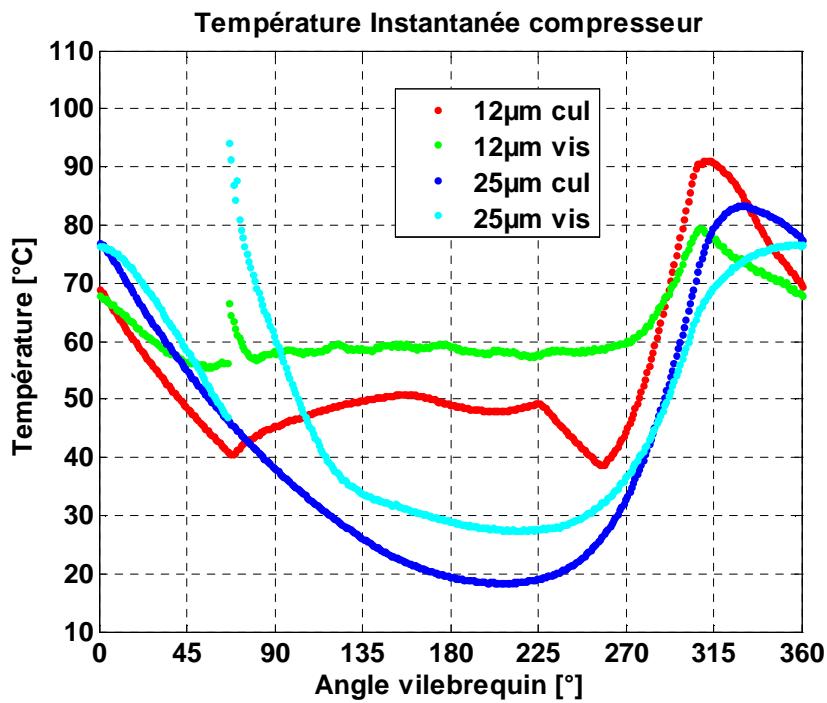


Fig. 137. Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Températures instantanées.

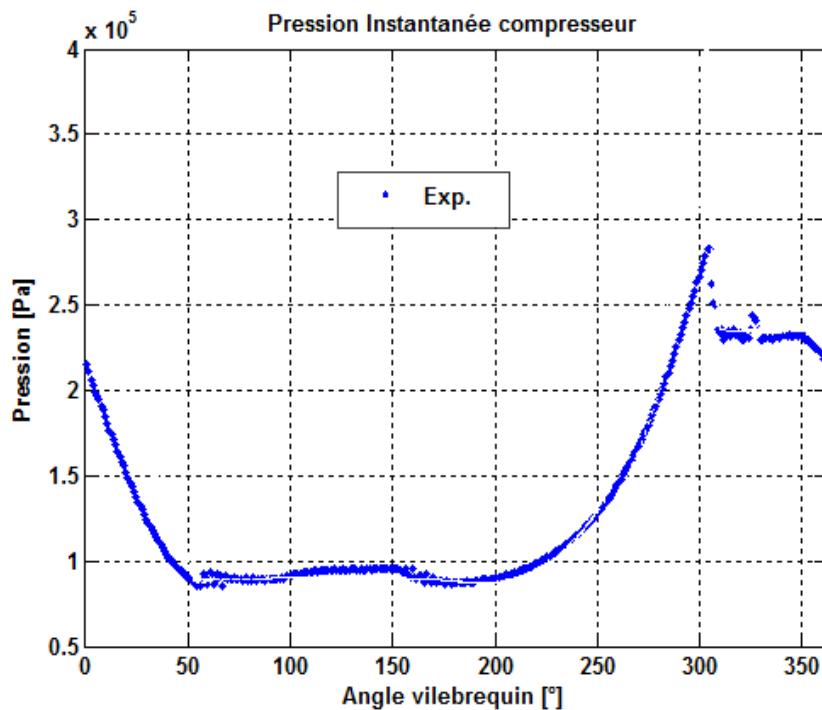


Fig. 138. Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 43 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Pression instantanée.

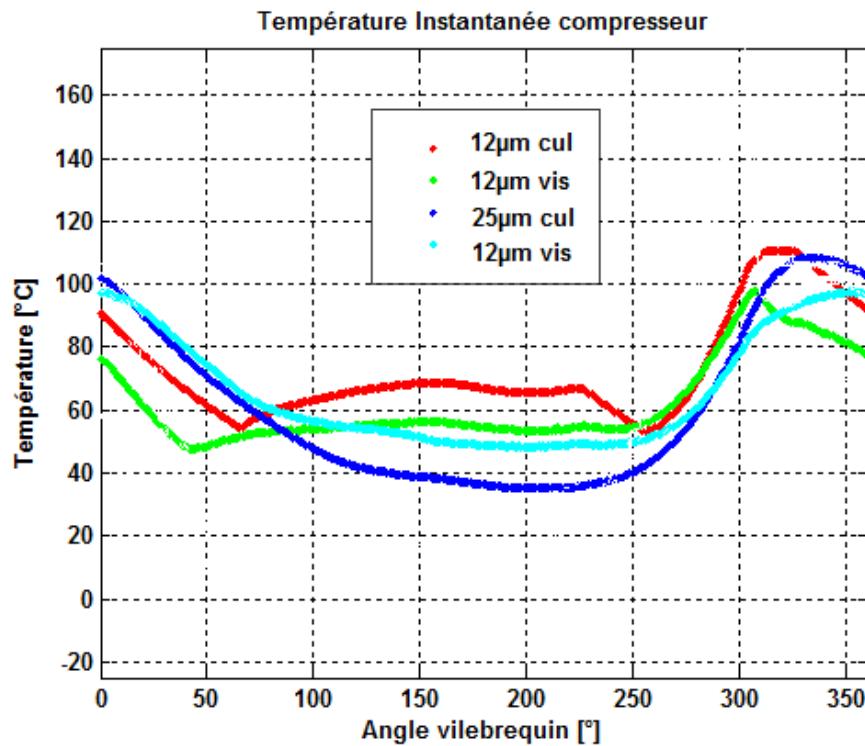


Fig. 139. Essai compresseur à 450 tr/min, $T_{\text{paroi}} = 43$ °C. Températures instantanées.

7.5 Conclusion des essais

Une attention particulière et beaucoup de temps ont été consacrés à la réalisation de mesures de températures instantanées dans le cylindre de compression. Les résultats obtenus ont permis d'obtenir des informations intéressantes. Néanmoins, du fait des inétanchéités suspectées du compresseur d'une part, des inhomogénéités des températures de l'ensemble des parois du compresseur d'autre part, mais aussi des localisations inappropriées des sondes de température et de la nature des soudures réalisées par le constructeur sur les µTC fournis, il ne s'est pas avéré possible de tirer des informations précises sur une température instantanée globale de l'air dans le cylindre qui permettraient de déterminer laquelle des corrélations de transfert décrirait le mieux les phénomènes de transfert thermique dans le cylindre.

Malgré cette situation, les essais effectués avec différentes températures de paroi génèrent des effets qui vont dans le même sens sur les températures mesurées par les µTC. Le refroidissement ou le chauffage de la chemise et la tige du compresseur influence de façon évidente la température du gaz à l'intérieur du compresseur.

8. Conclusions et perspectives

Ce travail a été consacré à une étude théorique et expérimentale d'un prototype de moteur Ericsson. Ce prototype fonctionne avec de l'air comme fluide de travail sur base d'un cycle de Joule à récupération, en cycle ouvert. Ce type de moteur est considéré comme pertinent pour diverses applications de production d'électricité de petite puissance (au maximum quelques kW ou quelques dizaines de kW) à partir de différentes sources d'énergie primaire thermique, renouvelable ou non. En particulier, ce moteur s'intègrerait bien dans des systèmes énergétiques visant à l'électrification rurale à partir de biomasse ou d'énergie solaire. Le premier chapitre de ce travail recense les besoins en systèmes de conversion d'énergie de ce type et les solutions technologiques actuelles pour répondre à ces besoins. Le second chapitre présente un état de l'art sur les moteurs Ericsson, en insistant plus particulièrement sur les travaux actuellement menés en France dans ce domaine.

L'objectif principal de ce travail est d'évaluer l'impact des transferts thermiques au sein des cylindres de compression et de détente sur les performances énergétiques du moteur Ericsson. Jusqu'à maintenant, les modèles mathématiques proposés pour étudier ce type de moteur considéraient les transformations dans les cylindres comme isentropiques et adiabatiques et permettaient de conclure que le rapport de pression de fonctionnement optimal est de 3 environ, pour un rapport de température de 3, correspondant au prototype en cours de développement. Afin de déterminer si les échanges de chaleur au sein des cylindres peuvent avoir un effet significatif – positif ou négatif – une double approche, théorique et expérimentale, est utilisée.

Pour aborder la modélisation de ces transferts thermiques, le troisième chapitre recense les travaux menés dans ce domaine sur trois types de systèmes alternatifs qui peuvent plus ou moins s'apparenter au moteur Ericsson : les moteurs à combustion interne, les compresseurs à piston et les ressorts gazeux.

Le quatrième chapitre présente le développement et les résultats de deux types de modèles, un modèle dit « global », basé sur un coefficient polytropique associé à chacun des cylindres, et un modèle dit « intracycle » basé sur la modélisation des transferts instantanés dans les cylindres au cours du cycle. Le premier modèle, global, bien que simple, montre déjà que, si l'efficacité du récupérateur est suffisante, les performances du moteur Ericsson peuvent être considérablement

accrues si on favorise des échanges thermiques négatifs au niveau de la compression (compression refroidie) et qu'on isole la détente (détente adiabatique). Le rendement peut être encore amélioré dans certains cas si l'on réchauffe la détente pour s'approcher d'une transformation isotherme mais ce type d'exigence peut être technologiquement onéreux et difficile à mettre en œuvre ; dans la pratique, réchauffer la détente ne se justifie pas vu le faible gain de rendement. Au-delà de leur effet sur le rendement, les transferts thermiques dans les cylindres ont aussi des effets importants sur le travail produit par cycle.

Le second modèle, dit « intracycle » a été développé en considérant 3 corrélations différentes pour les coefficients de transfert issues des études sur les moteurs à combustion interne, et en considérant également la corrélation de Disconzi établie pour les compresseurs alternatifs, et la corrélation de Kornhauser, basée sur un nombre de Nusselt complexe, établie pour les ressorts gazeux. Aucune de ces corrélations ne correspond complètement aux conditions rencontrées dans les cylindres des moteurs Ericsson. Il ressort des simulations effectuées que les transferts thermiques aux parois peuvent modifier significativement les températures aux bornes de l'échangeur récupérateur, mais qu'ils affectent assez peu le débit, la pression à l'entrée du cylindre de détente, la puissance nette et le rendement du moteur. Dans les conditions de simulation considérées, avec une température de paroi du cylindre de détente de 850 K alors que la température de l'air admis dans ce cylindre est de 923 K, il ne semble pas pertinent de favoriser les échanges de chaleur dans le cylindre de détente. En ce qui concerne le cylindre de compression, dont la température de paroi est supposée maintenue à la température de l'air admis, soit 300 K, même si la puissance thermique transférée par le fluide à la paroi est non négligeable (de l'ordre de 8 à 20 % de la puissance indiquée de compression, selon les corrélations considérées), l'impact sur la réduction de la puissance mécanique de compression est très faible (inférieur à 3,7 % dans le meilleur des cas !). Dans les conditions de simulation considérées, le rendement indiqué n'est pas amélioré par les transferts thermiques, et la puissance indiquée est réduite (de 5,4 % dans le cas de la corrélation de Disconzi à 900 tr/min) pour toutes les corrélations, sauf pour celle de Kornhauser (Nusselt complexe) où elle augmente de 0,7 %.

Il ressort de ces résultats qu'il n'est probablement pas judicieux de chercher à favoriser les transferts thermiques au sein des cylindres de compression et de détente d'un moteur Ericsson, dans les conditions considérées dans ce travail.

La seconde partie de ce travail tente de vérifier expérimentalement ces résultats théoriques. Le chapitre 5 présente le banc d'essai et le prototype objet de cette étude tandis que le chapitre 6 décrit la méthode de mesure de température par micro-thermocouple retenue, faute de mieux, pour cette partie expérimentale. Les différents inconvénients inhérents à cette technique de mesure sont soulignés. Enfin, le chapitre 7 présente les résultats des mesures de températures instantanées

dans le cylindre de compression et tente de les mettre en regard des valeurs prédictes par les modèles. Il s'avère cependant que les conditions particulières dans lesquelles les essais ont pu être menés, avec des sondes de température placées à proximité immédiate des clapets et des parois non refroidies d'une part, dans un compresseur dont l'étanchéité est sérieusement mise en doute d'autre part, n'ont pas permis de tirer des informations réellement quantitativement exploitables des mesures de température instantanées effectuées.

Les perspectives qui se dégagent de ce travail sont diverses. Grâce à l'expérience pratique obtenue au cours des travaux réalisés dans le cadre de cette thèse, il est prévu non seulement de réparer, mais aussi d'apporter de nombreuses améliorations au prototype. Il s'agit d'abord de réaliser un nouveau système de guidage du piston, plus rigide, plus efficace et plus fiable. Il s'agit ensuite de remplacer les clapets rotatifs du compresseur, qui ont montré leurs limites, par des soupapes classiques. Il s'agit enfin de réduire les inétanchéités du compresseur.

Les résultats expérimentaux de température instantanée acquis sur le cylindre de compression demandent encore à être mieux interprétés et compris. Une nouvelle campagne de mesures systématiques serait probablement utile dès que le prototype sera de nouveau opérationnel. Pour cette campagne, il serait certainement utile d'utiliser d'autres μ TC, dont les soudures seraient réalisées sans apport de matière, quitte à ce que les diamètres de fils soient plus élevés. Parallèlement, il serait profitable de réaliser des mesures similaires sur le cylindre de détente. Une approche CFD de l'écoulement et des transferts thermiques peut aussi permettre d'éclaircir le comportement particulier des mesures enregistrées par les μ TC actuels.

Néanmoins, du point de vue théorique, les résultats de cette thèse montrent qu'en ce qui concerne les aspects énergétiques d'un moteur Ericsson à cycle de Joule à récupération, les considérations sur les transferts thermiques ne sont pas vraiment prépondérantes. Par contre, les aspects concernant l'étanchéité des cylindres de compression et de détente sont très importants. Il serait donc particulièrement utile de développer des modèles qui prennent en compte les fuites, notamment à la segmentation, pour guider le concepteur d'un moteur dans ses choix technologiques : en effet, l'étanchéité, tant au niveau de la segmentation qu'au niveau de la distribution, peut être améliorée au prix d'un accroissement des pertes mécaniques. Il y a donc un optimum à trouver.

Enfin, on peut penser qu'à l'issue des importantes modifications qu'il est prévu de réaliser suite à la dernière panne, le LaTEP disposera d'un moteur opérationnel. Les mesures de température instantanée devraient pouvoir être couplées à des mesures permettant une évaluation des performances énergétiques globales du moteur. Celles-ci devraient permettre de vérifier

expérimentalement l'intérêt de cette technologie pour des applications de production d'électricité de petite puissance.

A. ANNEXE

La transition énergétique en France

Après le séisme (tsunami) de 2011 de la côte Pacifique du Tōhoku et ses retombées sur la centrale nucléaire de Fukushima, il est apparu à une partie de la population que l'énergie nucléaire impliquait de véritables risques pour la société, spécialement la société française. La France comptait, en 2012, 58 réacteurs dans 19 centrales réparties sur l'ensemble de l'hexagone [1]. En même temps, la France n'est pas un pays exempt de risque sismique [2] et sa petite taille par rapport à sa densité humaine, ne lui permettrait pas d'évacuer aisément les populations en cas de fuite radioactive (due à un accident nucléaire). La Fig. 140 [113] montre les zones sismiques en France en 2011.

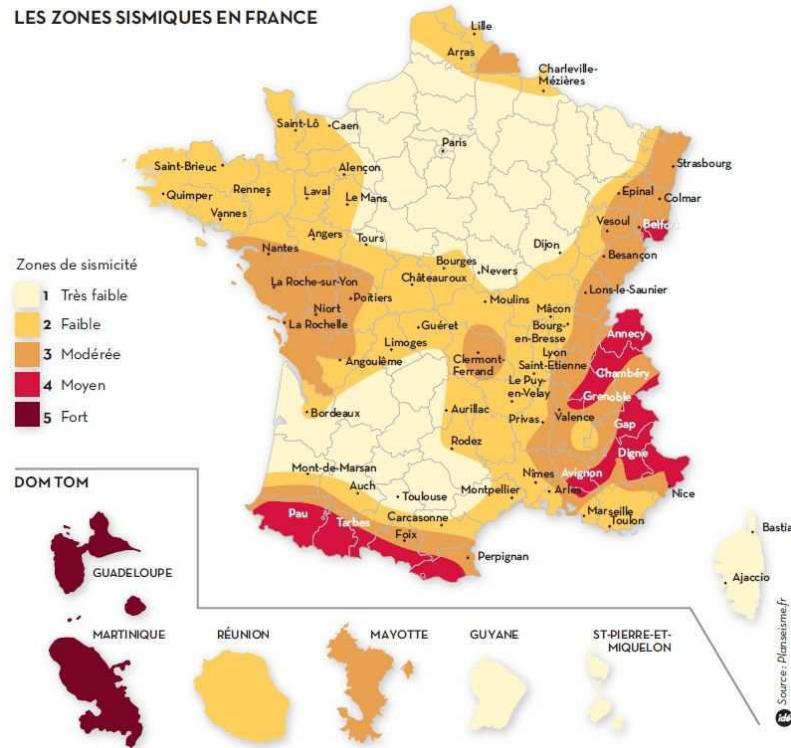


Fig. 140. Zones sismiques en France.

La Fig. 141 [1] montre la carte des centrales nucléaires en France en 2012.

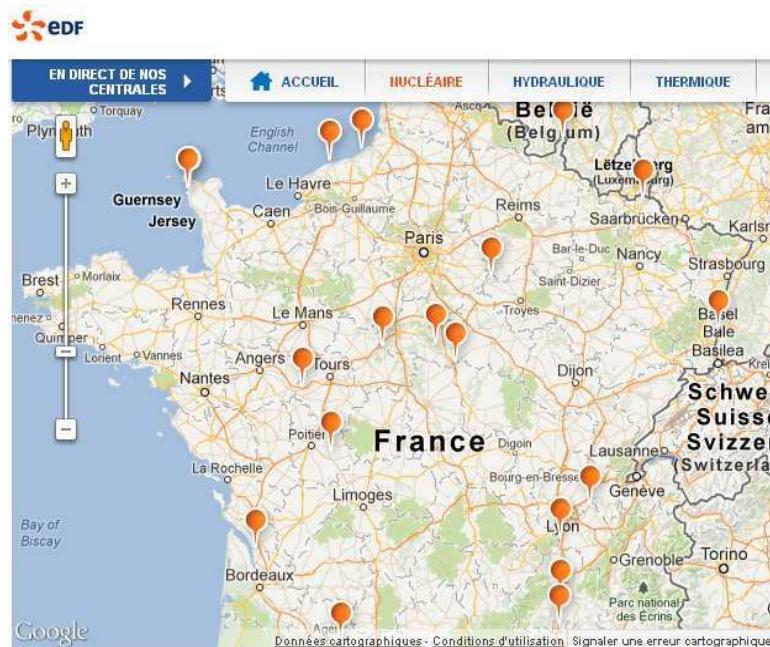


Fig. 141 Réacteurs nucléaires en France en 2012.

Certaines villes sont situées près des centrales nucléaires placées sur des zones de risque sismique. C'est le cas de Mulhouse, Belfort, Grenoble ou encore Valence. Si l'on considère la carte

du Bureau de Recherches Géologiques et Minières – BRGM cité sur le site Actualix [4] – Poitiers, Lyon et même Genève sont à la limite des zones à risque de séisme majeur - « modéré », - près des centrales nucléaires.



Fig. 142. Communes avec un risque de séisme majeur.

Depuis les événements survenus au Japon, de plus en plus de français considèrent que le prix à payer, en cas de catastrophe, serait trop élevé; pour ne pas avoir voulu remplacer partiellement ou définitivement l'énergie nucléaire lorsqu'il en était encore temps.

Depuis 2013 l'état français a ouvert le débat sur la transition énergétique (<http://www.transition-energetique.gouv.fr>). Il en ressort que la société française est dorénavant plus ouverte quant à l'utilisation d'autres sources d'énergie pour satisfaire les besoins énergétiques et réduire la dépendance tant de l'énergie nucléaire que des carburants fossiles. Même si des efforts de réduction de la facture énergétique doivent aussi être faits, la France a des ressources renouvelables pas toujours bien gérées, ou tout au moins sous utilisées. Elle peut, par exemple, avoir recours à une utilisation raisonnable de ses énormes réserves de bois – la troisième plus grande ressource d'Europe, voir Fig. 143 [5] – et de la biomasse issue de la production agricole et en même temps profiter de l'ensoleillement disponible, notamment sur la côte méditerranéenne et les Pyrénées, comme le montre la Fig. 144 [6]. Ces trois sources d'énergies renouvelables peuvent être valorisées à travers l'hybridation (solaire-biomasse) d'un moteur Ericsson, comme celui étudié dans cette thèse.

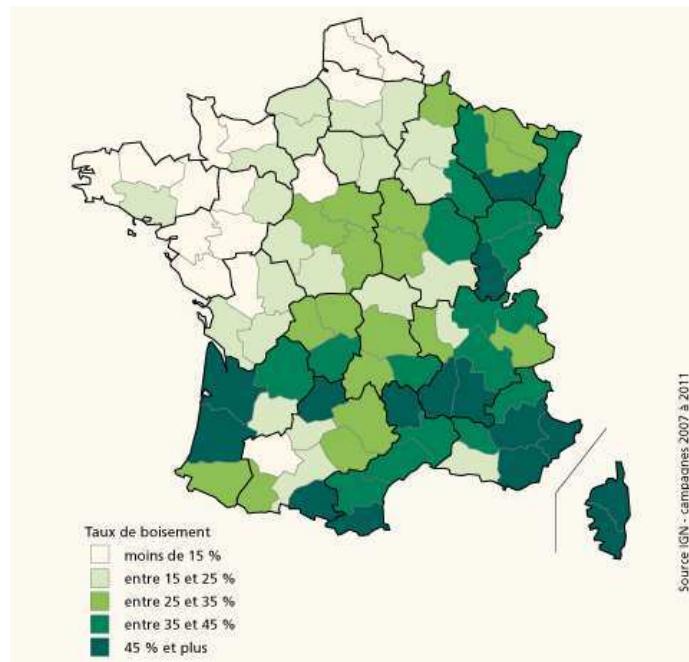


Fig. 143. Taux de boisement des départements français 2007-2011.

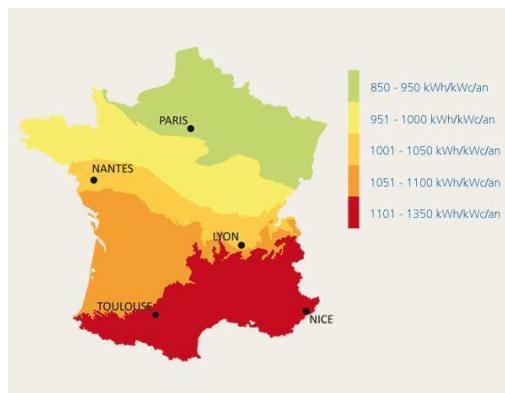


Fig. 144. Heures d'ensoleillement par an en France.

B. De l'énergie pour le développement rural en Colombie

La Colombie, comme beaucoup de pays non industrialisés, présente des grandes étendues du territoire sans couverture électrique ou avec précarité énergétique. Cela correspond à 2 % de la population, c'est à dire près d'un million de personnes [7, p. 4.11] occupant 66 % du territoire. Cela peut s'expliquer par trois raisons principales : soit car le système d'interconnexion national n'arrive pas jusqu'aux zones rurales reculées, soit parce que, s'il arrive, les foyers n'ont pas les ressources suffisantes pour en payer la facture ou parce que la puissance fournie est insuffisante. Les campagnes abritent aussi une grande partie de la population vivant sous le seuil de pauvreté en raison du manque de développement rural. L'énergie électrique – pour les enclos du bétail ou pour garantir la chaîne du froid des produits agroalimentaires, par exemple – mécanique – pour le pompage d'eau, par exemple – et thermique – pour la déshydratation ou la cuisson journalière des produits de la récolte – manque cruellement pour le développement agro-industriel des zones reculées du pays. Le faible coût de l'énergie est l'une des conditions sine qua non pour le développement de projets agro-industriels. C'est donc une cible à atteindre si l'on veut développer les campagnes et améliorer les conditions de vie de la paysannerie. La Fig. 145 montre les différentes zones du pays qui sont reconnues par l'état comme des sites isolés ou des Zones Non Interconnectées (ZNI).

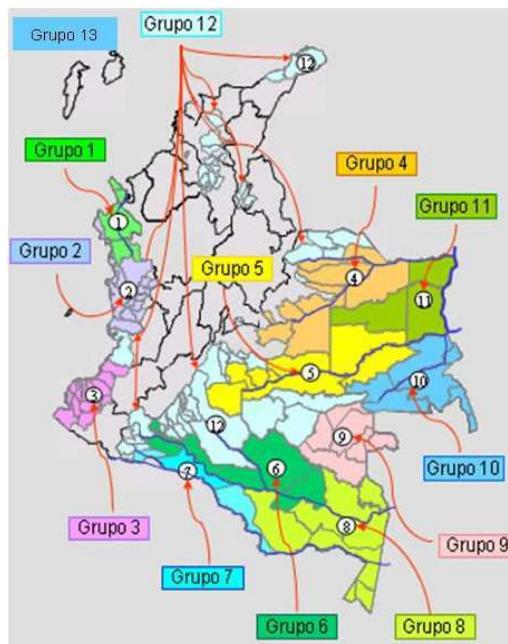


Fig. 145. Distribution des zones non interconnectées (ZNI) au système électrique national (SIN) en Colombie en 2009.

Les principales caractéristiques des ZNI donnent une idée de leur ampleur géographique, de leur poids politique et des possibilités de développement pour le pays. Ces 12 zones sont constituées selon l'IPSE (Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas no Interconectadas) par :

1. 91 municipalités
2. 44 têtes de municipalités
3. 16 départements (totalement ou partiellement)
4. 4 capitales de départements
5. 13 groupes territoriaux
6. 1200 localités
7. 118000 foyers (familles)
8. 91 entreprises de services publics (électricité)

9. 118 MW de puissance installée.

10. 66% de l'ensemble du territoire

La plupart des centrales électriques de ces zones sont des systèmes électrogènes diesel. Ils représentent 92 % de la production en 2009 [8, p. 12] et seulement les 8 % restant sont générés à partir des PCHs (Petites Centrales Hydroélectriques), de la biomasse ou à partir des panneaux photovoltaïques. Alors que la disponibilité en ressources énergétiques renouvelables est très importante et que le prix du gazole sur place peut doubler voire même tripler dans certains de ces endroits à cause du coût du transport.

Lors de son discours d'investiture [9], le 7 août 2010, devant les indigènes Arawaks de la Sierra Nevada de Santa Marta, le président Juan Manuel SANTOS s'est exprimé comme suit :

“En este nuevo amanecer nuestro país se destacará en los temas más importantes para la humanidad, como el uso sostenible de la biodiversidad, **las energías limpias**, la seguridad alimentaria, el desarrollo tecnológico y las industrias creativas.”

Traduction: *Dans cette nouvelle ère, notre pays va briller sur les questions les plus importantes pour l'humanité, telles que la gestion durable de la biodiversité, l'énergie propre, la sécurité alimentaire, le développement technologique et les industries créatives.*

En 2013 le pays attend encore ce grand « bond en avant » dans le champ des énergies renouvelables pour appuyer le développement social et économique des zones rurales et des sites isolés. Il semblerait qu'il y ait enfin/finalement une volonté politique pour développer des solutions énergétiques alternatives. Cela ne concerne pas seulement les sites isolés mais aussi les lieux où le potentiel disponible est élevé. Il paraîtrait qu'enfin l'état regarde vers de nouvelles solutions comme la micro-cogénération et/ou la génération distribuée de petites puissances. Dans ce sens-là, les systèmes comme le moteur Ericsson, sont partie prenante de la réponse.

Le développement agricole, notamment des zones isolées du pays, va de pair avec la fin de la guerre civile que vit le pays depuis la moitié du siècle dernier. Il n'est donc pas surprenant que la politique de développement agraire intégrale soit le premier des points à la table des négociations de paix entre l'état colombien et la guérilla des FARC [10] à La Havane, Cuba qui se tient depuis le 19 novembre 2013.

L'énergie est un des éléments principaux pour donner de l'élan à la production agroindustrielle et la demande ne cessera d'augmenter. Notamment si l'état colombien assume stratégiquement cette tâche difficile d'améliorer le niveau de vie des citoyens issus des milieux ruraux, il évitera de pires confrontations dans le futur. D'autant plus qu'il y a, depuis juin 2010, un nouveau cadre légal [11] qui cherche enfin à stimuler l'utilisation des énergies renouvelables pour résoudre en partie la demande électrique des ZNI mais aussi du système électrique national. Dans cette résolution 180919 sont énumérés les objectifs à atteindre concernant la partie du marché électrique en tant que valorisation des énergies renouvelables. Il est nécessaire de rappeler que la puissance électrique (produite/consommée) totale en Colombie est de près de 14,361 GW en 2012 [12, p.115]. La Tableau 29 [121, Chap. 7] résume les objectifs énergétiques attendus par les énergies renouvelables jusqu'à 2020.

Tableau 29. Cibles des énergies de sources renouvelables pour les sites isolés (ZNI) et pour le réseau électrique national (SIN) en Colombie.

Part des énergies Renouvelables	Pour les ZNI (Puissance totale ~120 MW)	Pour le SIN (Puissance totale ~14 G W)
2015	20%*	3,5%
2020	30%	6,5%

*Des 20 % fixés pour 2015 des énergies des sources non conventionnelles ou renouvelables, déjà 8 % ont été atteints en 2010. Il ne reste donc plus que 12 % (de plus) pour l'année 2015. En mai 2014, lorsque la fin du premier mandat du président Santos touchait à sa fin, la loi 1715 de 2014 [13] a enfin été publiée. Elle ne signale pas des puissances minimales comme la résolution 180919 (Proure) de 2010, mais elle propose la vente des excédents de la génération électrique et les prix d'achat pour la génération des petites puissances. Cette nouvelle loi [13] promet de donner de l'élan à la valorisation des énergies renouvelables.

Elle réglemente enfin la petite production électrique – de moins de 5 MW alors que, précédemment elle était limitée à 20 MW – et les conditions dans lesquelles cette génération distribuée peut se raccorder au réseau. Il faut remarquer que ce pas en avant que fait la Colombie en 2014 a été réalisé par la plupart des pays du G20 juste après la signature du protocole de Kyoto au départ du nouveau millénaire.

C. Le pic pétrolier, un enjeu global

Pour certains le manifeste contre la vieille conception de l'économie classique qui prône une croissance illimitée de la consommation, est le livre publié par quatre scientifiques du MIT « Halte à la croissance » [14] écrit en 1972. Quelques décennies avant la parution du livre du MIT, King Hubbert était l'un des premiers scientifiques, presque en solitaire, à mettre ce problème sur la table. Sa théorie du pic pétrolier est proposée une première fois en 1949 [15]. Il avait prévu avec une précision de 30 ans le déclin de la production aux Etats-Unis en 1970. En 2015 la production du pétrole et du gaz naturel est en plein essor grâce à la fracturation hydraulique mais la thèse des ressources fossiles épuisables n'a toujours pas été démentie.

Hubbert avait pu montrer au milieu du XX^e siècle que les ressources énergétiques d'origine fossile n'étaient pas infinies et qu'il était même possible de prévoir leur épuisement. Malgré le fait qu'il connaissait très bien le secteur pétrolier, puisqu'il y avait travaillé pendant des décennies, ses idées ont été reçues avec beaucoup de méfiance et même de mépris par une bonne partie des experts industriels et académiques nord-américains. Les graphiques de la Fig. 146 lui ont servi pour se faire comprendre.

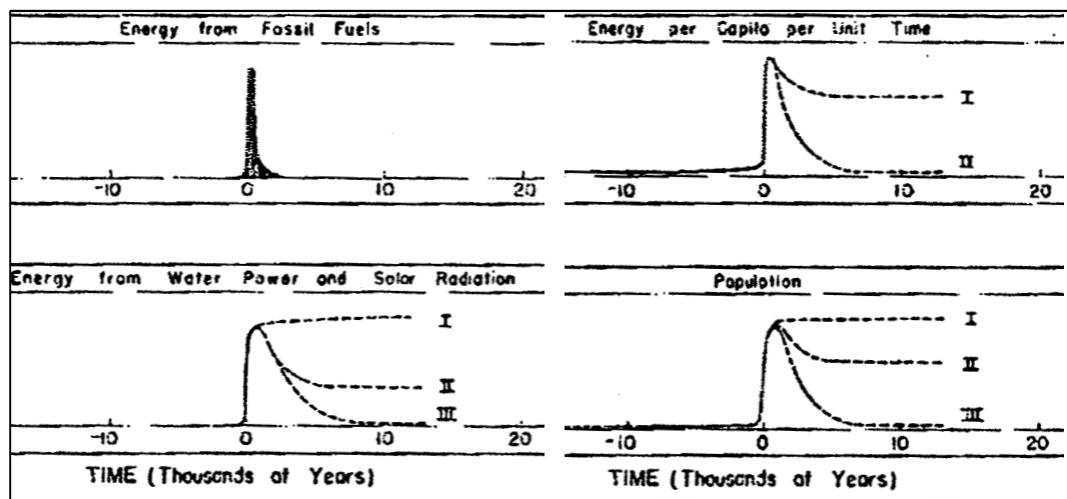


Fig. 146. Perspective des ressources énergétiques et évolution de la population humaine d'après plusieurs scénarios (temps en milliers d'années).

Il propose trois scénarios. Le premier scénario considère qu'avant l'arrivée du pic de production des carburants fossiles, les pouvoirs développent les technologies et mettent en place les infrastructures nécessaires pour remplir le vide que laissera la disparition des ressources énergétiques non renouvelables. A l'époque, l'auteur ne parlait que de l'énergie hydraulique et solaire comme sources alternatives renouvelables. La réduction d'énergie per capita serait importante mais resterait acceptable à condition de garder un faible taux d'augmentation de la population. En résumé le premier scénario consiste à ce que la plupart des nations décide (peut être à l'encontre des intérêts du lobby pétrolier) de prendre des mesures quant à l'épuisement des ressources fossiles, avant qu'elles ne se raréfient, ce qui permettrait la transition énergétique vers une société dépendante des ressources renouvelables. Ce scénario permet une disparition progressive de la ressource fossile tout en garantissant une quantité d'énergie adéquate au progrès social..

Dans un deuxième scénario, les pouvoirs et la société ne se préparent pas à l'épuisement des carburants fossiles. Ils attendent la pénurie pour commencer à mettre en place un plan de substitution de l'énergie fossile par des énergies renouvelables. L'humanité subira un choc et l'énergie per capita chutera de façon brutale car l'ensemble des énergies fossiles qui devait préparer la transition énergétique vers les sources renouvelables a été gaspillé. La mortalité serait très élevée mais arriverait à se stabiliser après la perte d'une partie importante de la population dans les quelques siècles qui suivent le pic.

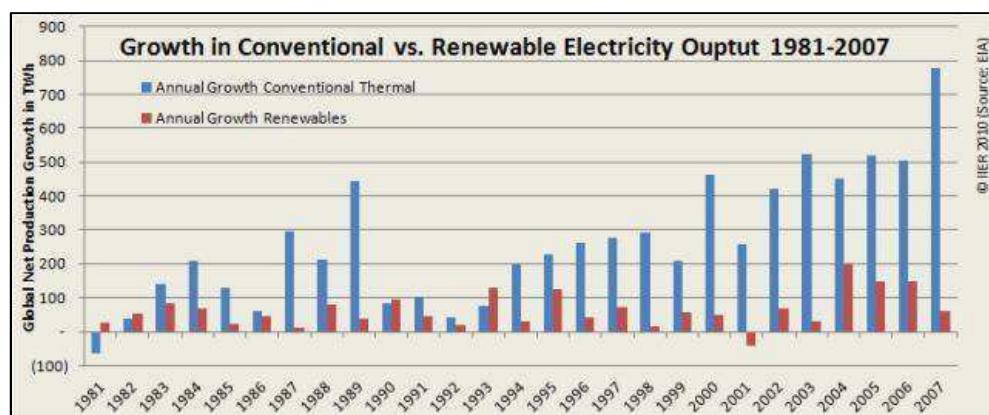


Fig. 147. Croissance de la génération thermique traditionnelle vs génération à partir de sources renouvelables, période 1981-2007.

Le troisième scénario paraît être celui qui se vérifie. D'après le site 2015 de l'AIE, en 2009 seulement 13,1 % de l'énergie consommée sur l'ensemble de la planète était de source renouvelable dont seulement 3 % pour de l'énergie requise pour le transport. Avant la crise

financière de 2008, en plein apogée du protocole de Kyoto , la croissance de la production électrique à partir des ressources fossiles était presque 10 fois celle d'origine renouvelable (voir Fig. 147 [16]). En 2012, le remplacement des énergies fossiles est si lent qu' on n'arrive pas à freiner le changement climatique [17]. Rappelons qu'un pic pétrolier a été atteint en 2006 et que la surproduction actuelle n'est que le résultat de la fracturation hydraulique, une pratique dont les conséquences sur les nappes phréatiques et l'environnement n'est pas sans danger.

Ce troisième scénario de Hubbert suggère que les infrastructures massives et suffisantes de production énergétique à partir des énergies renouvelables qui auraient dû être construites pendant ce court délai où nous avons vécu «l'eldorado » des énergies fossiles, n'existent pas à la fin de cette période. A cause de la précarité énergétique dans l'agriculture et le transport, la population de la planète serait presque anéantie en quelques siècles. L'énergie hégémonique des survivants serait à nouveau celle de la biomasse et du muscle humain ou animal. La stratégie de la plupart des pays est de ne pas réagir avec détermination au pic énergétique, de rester avec les mêmes infrastructures et de se concentrer sur la recherche de toujours plus de carburant fossile malgré les timides normes que certains ont mis en place depuis la signature du protocole de Kyoto [18]. Encore aujourd'hui trop d'hommes politiques du G8 considèrent comme du « catastrophisme » ce scénario et laissent pour plus tard le débat de la transition énergétique mondiale. L'évidence de la non arrivée du pic pétrolier à la date proposée par Hubert a été instrumentalisée pour nier le fait de l'épuisement des carburants fossiles. Mais la plupart des chercheurs indépendants sont convaincus de l'arrivée du pic, la discussion portant sur les décennies qui nous restent avant son arrivée [19], [20], [21, p. 70].

L'une des critiques les plus récurrentes à l'encontre de la théorie de Hubbert, consiste à dire qu'il n'est pas possible de prédire à une décennie près l'épuisement des ressources car la technologie et les techniques d'exploration et d'exploitation des gisements évoluent tous les jours et donc l'état des réserves connues évolue aussi tous les ans. Alors d'autres scientifiques ont fait un suivi statistique des découvertes des gisements des derniers siècles. Ainsi ils ont estimé, avec une marge d'erreur acceptable, une quantité de réserves totales restante. Etant donné que la consommation énergétique suit une croissance exponentielle la différence de temps pour que se déclenche chacun de ces scénarios peut être juste de quelques décennies même si les réserves estimées doublent.

Est-ce du catastrophisme ? Si l'on réalise que l'intégralité de l'industrie minière, de manufacture et même l'agriculture sont dépendants du pétrole et du gaz, les sociétés qui ne pourront pas se les procurer sont condamnées. On voit déjà aujourd'hui des pays qui entrent peu à peu dans le chaos,

comme c'est déjà le cas de la Somalie tandis que les guerres pour le saccage des ressources fossiles sont évidentes. Le cas de l'Irak est le plus parlant : un pays envahi sous fausses 'preuves' pour s'approprier ses réserves de pétrole. La Libye, la Syrie, l'Iran et d'autres sans doute vont suivre. Le Moyen-Orient est l'enjeu stratégique énergétique majeur pour les Etats-Unis et d'autres pays industrialisés.

L'énergie fossile était aussi au cœur de la deuxième guerre mondiale. Il y a déjà soixante-dix ans, la tentative d'appropriation du pétrole du Caucase et du golfe persique fut à l'origine de la défaite des nazis à Stalingrad. Paradoxalement ce sont les allemands qui aujourd'hui, avec l'Espagne et des pays du nord de l'Europe montrent des résultats d'avant-garde au niveau de la transition énergétique : en juin 2012 ils ont pu produire jusqu'à 50 % de leurs besoins énergétiques à partir de l'énergie solaire [22].

Le fait de doubler les réserves ne change guère l'occurrence du pic que de quelques décennies. Campbell et Laherrère [23] qui ont testé l'approche de Hubbert, ont prédit en 1998 que le pic du pétrole mondial arriverait avant 2010. Et en effet, cela s'est vérifié en 2006 si l'on enlève les gisements de gaz et pétrole exploités sous la méthode de la fracturation hydraulique. La Fig. 148 [23] montre la production mondiale en 1998 et la prédition pour les années à venir avec un pic de production dans la première décennie du deuxième millénaire. On peut voir les chutes de production des années 1973 et 1979 dues aux problèmes avec l'OPEP. Les lignes fines sont l'application de la théorie de Hubbert. Le pic pour les pays de l'ancienne URSS a été atteint en 1987 et pour les pays du golfe persique, vers la fin des années 1990. Les estimations les plus optimistes prévoient le deuxième pic de Hubbert vers 2030.

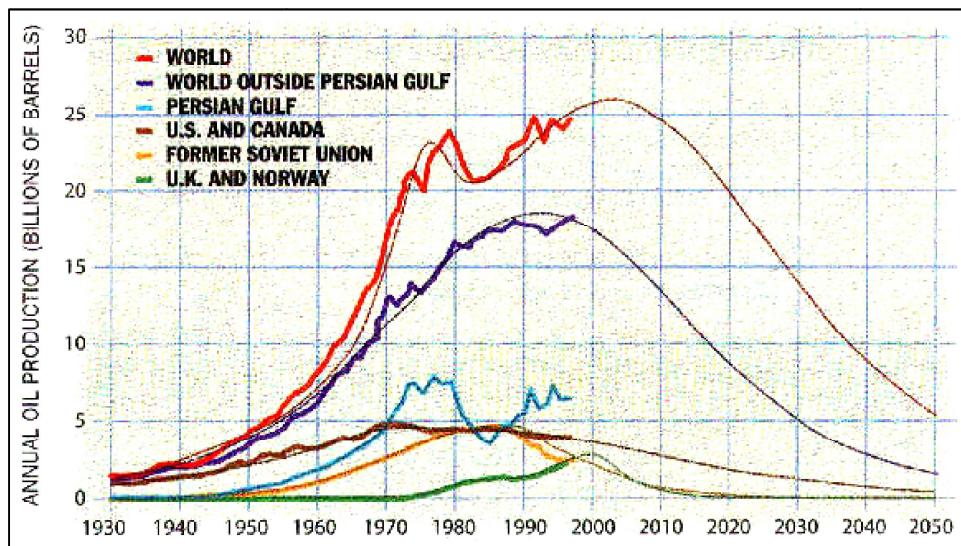


Fig. 148. Production globale de pétrole conventionnel et non conventionnel.

En partant de l'analyse de Hubbert mais aussi de Meadows [14] [25], A. Valero et al [24] ont montré que l'épuisement des ressources minières peut être analysé à partir du concept de l'exergie et ils généralisent ce concept non seulement pour les ressources fossiles mais pour tout type de matière première d'origine minérale. D'après le suivi de la consommation et les réserves estimées on peut, de façon similaire à celle qu'Hubbert a utilisée pour les combustibles fossiles, estimer l'année où le pic de production sera atteint pour les différents minéraux.

La Fig. 149 [24] montre l'allure typique en cloche de la courbe de production et d'épuisement d'une ressource finie dans un contexte de demande croissante. Si l'on double les estimations de minerais disponibles connues en 2011, le pic de production ne se déplace que de 15 à 30 ans pour chaque type de minerais.

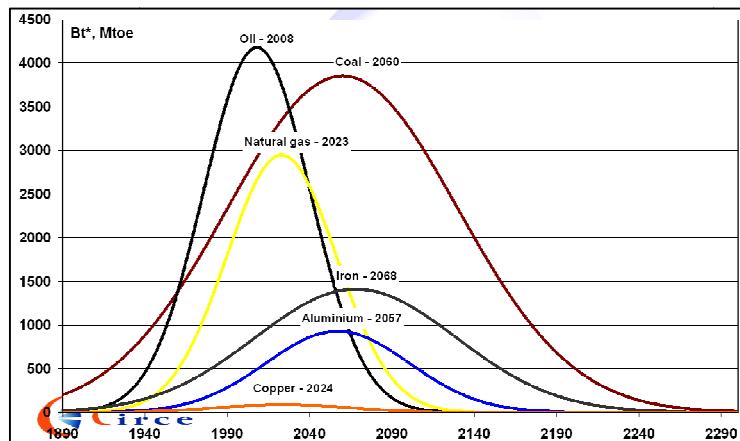


Fig. 149. Généralisation de l'analyse de Hubbert.

En France la question de la transition énergétique commence à être évoquée depuis peu. Le débat sur la transition énergétique, ouvert avec l'arrivée de François Hollande à la présidence française, pose enfin le problème de la dépendance aux énergies d'origine fossile comme le centre du problème énergétique français [26]. Dans ces pays reconnus comme démocratiques et de populations cultivées, on aurait pu penser que l'opinion publique aurait pu remettre en question le dogme de la croissance « éternelle ». Mais même en France on ne parle que de retrouver la croissance et la consommation. Einstein disait qu'on ne peut changer de résultat que si l'on change la procédure que l'on met en place pour l'obtenir.

Seule une initiative citoyenne pourrait remettre en question le principe de la consommation toujours croissante comme moteur de l'économie, et pourrait mettre en place des initiatives politiques, économiques, culturelles et sociales qui pourront corriger la dérive des deux derniers siècles.

Les machines thermiques valorisant l'énergie solaire et la biomasse sont une option énergétique cohérente avec le concept de développement durable, plus encore que leurs concurrents, les panneaux photovoltaïques actuels [27].

Bibliographie

- [1] M. Dentice d'Accadia, M. Sasso, S. Sibilio, et L. Vanoli, « Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, n° 10, p. 1247-1259, juill. 2003.
- [2] K. Bernotat et T. Sandberg, « Biomass fired small-scale CHP in Sweden and the Baltic States: A case study on the potential of clustered dwellings », *Biomass Bioenergy*, vol. 27, n° 6, p. 521-530, 2004.
- [3] R. Gicquel, *Systèmes énergétiques.*, vol. vol1, 3 vol. Paris: Presses de l'Ecole des Mines, 2001.
- [4] Projet RESTMAC, « Cogeneration at Small Scale Simultaneous Production of Electricity and Heat », EREC European Renewable Energy Council, Brussels, 2007.
- [5] M. De Paepe, P. D'Herdt, et D. Mertens, « Micro-CHP systems for residential applications », *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, n° 18-19, p. 3435-3446, nov. 2006.
- [6] K. Alanne et A. Saari, « Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 8, n° 5, p. 401-431, oct. 2004.
- [7] U. Desideri, F. Zepparelli, V. Morettini, et E. Garroni, « Comparative analysis of concentrating solar power and photovoltaic technologies: Technical and environmental evaluations », *Appl. Energy*, vol. 102, p. 765-784, févr. 2013.
- [8] C. Zamfirescu, I. Dincer, M. Stern, et W. R. Wagar, « Exergetic, environmental and economic analyses of small-capacity concentrated solar-driven heat engines for power and heat cogeneration », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 3, p. 397-408, mars 2012.
- [9] unfccc, « PROTOCOLO DE KYOTO DE LA CONVENCIÓN MARCO DE LAS NACIONES UNIDAS SOBRE EL CAMBIO CLIMÁTICO ». diciembre de-1997.
- [10] GTZ, « Modèle d'électrification rurale pour localités de moins de 500 habitants au Sénégal »..
- [11] CONGRESO DE LA REPÚBLICA, *LEY 1607 DE 2012 (diciembre 26)*..
- [12] « Barometre de biomasse solide »..
- [13] « Key World Energy Statistics 2012 - kwes.pdf »..
- [14] « Project “Energy Visions 2030 for Finland” - 051124_e2050_mikko_kara.pdf »..
- [15] Warren Gretz, *Wheelabrator biomass electric plant in Anderson, California*. 1991.
- [16] « NREL: Concentrating Solar Power Projects Home Page »..
- [17] L. Dong, H. Liu, et S. Riffat, « Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n° 11-12, p. 2119-2126, août 2009.
- [18] « Community Power Corporation ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.gocpc.com/>. [Consulté le: 05-oct-2014].
- [19] I. C. Gouvernement du Canada, « OPIC - Base de données sur les brevets canadiens ». [En ligne]. Disponible sur: <http://brevets-patents.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/fra/brevet/2669322/sommaire.html>. [Consulté le: 15-sept-2014].

- [20] P. Saneipoor, « Thermodynamic Performance Evaluation and Experimental Study of a Marnoch Heat Engine », University of Ontario Institute of Technology, 2009.
- [21] « Moteurs Stirling & maquettes, en provenance directe du fabricant - Böhm Stirling-Technik ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.fr.boehm-stirling.com/>. [Consulté le: 15-sept-2014].
- [22] « Die größte Auswahl an preiswertesten Stirling Modell Motoren ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.stirlingmotor.com/complete_Stirling.htm. [Consulté le: 15-sept-2014].
- [23] « Low-cost, electricity generating heat engines for rural areas », *Nottingham University*, 02-avr-2012. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.nottingham.ac.uk/lmh/index.aspx>. [Consulté le: 06-mai-2013].
- [24] « Score Project. » [En ligne]. Disponible sur: <http://www.score.uk.com/default.aspx>. [Consulté le: 28-sept-2014].
- [25] G. Pei, J. Li, et J. Ji, « Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, n° 8-9, p. 998-1004, juin 2010.
- [26] « Evaluation of suitable working fluids for single ORC by the concept of power maximization.pdf » .
- [27] « Microsoft Word - 12_03_11_Dossier de presse Enertime - dossier_de_presse_enertime_2012_0.pdf » .
- [28] M. Preißinger, F. Heberle, et D. Brüggemann, « Thermodynamic analysis of double-stage biomass fired Organic Rankine Cycle for micro-cogeneration », *Int. J. Energy Res.*, p. n/a-n/a, févr. 2012.
- [29] « Cogénération : micro cogénération : la gamme - cogengreen : la cogénération verte en Belgique ! » [En ligne]. Disponible sur: http://www.cogengreen.com/cogeneration_belgique/cogeneration_technique.htm. [Consulté le: 17-juin-2013].
- [30] « Power Generation ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.elliott-turbo.com/Power_Generation.asp. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [31] « Green Turbine ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.greenturbine.eu/en/home.php>. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [32] « Mini Steam Powered Generating Sets | Claverton Group ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.claverton-energy.com/mini-steam-power-plant-of-10-kw-with-18-hp-steam-engine-3kw-steam-power-plant-with-8-hp-steam-engine-to-run-on-renewable-energy.html>. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [33] « Accueil - Exoès ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.exoes.com/FR>. [Consulté le: 17-juin-2013].
- [34] « Capstone Turbine Corporation | Camara colombiana de la infraestructura. » [En ligne]. Disponible sur: <http://www.capstoneturbine.com/news/video/view.asp?video=bogota-colombia>. [Consulté le: 27-juin-2013].
- [35] A. H. Epstein, « Millimeter-Scale, MEMS Gas Turbine Engines », p. 669-696, janv. 2003.
- [36] J. Wojewoda et Z. Kazimierski, « Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine », *Energy*, vol. 35, n° 5, p. 2099-2108, mai 2010.
- [37] P. J. Mago et R. Luck, « Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic Rankine cycles », *Int. J. Energy Res.*, p. n/a-n/a, févr. 2012.
- [38] Peter Heller, « EURODISH-THE NEXT MILESTONE TO DECREASE THE COSTS OF DISH/STIRLING SYSTEMS TOWARDS COMPETITIVENESS », in *solarpaces*, Sydney, 2000.
- [39] F. Nepveu, « Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH », Université de Perpignan, Odeillo, France, 2008.
- [40] Kolin I, *Stirling Motor*. Zagreb Univ. Publications Ltd, Zagreb, 1991.
- [41] T. Finkelstein, *Air engines*. Suffolk: Professional engineering publishing, 2001.
- [42] R. Benchrifa, « Potentiel de l'introduction de la technologie Dish / Stirling au Maroc », in *Forum international sur les énergies renouvelables 8-10 mai 2002 Tétouane - Maroc*, Tétouane - Maroc, 2002.
- [43] « Ivanpah Solar Power Facility - Wikipedia, the free encyclopedia ». [En ligne]. Disponible sur: http://en.wikipedia.org/wiki/Ivanpah_Solar_Power_Facility. [Consulté le: 08-nov-2013].
- [44] « solar_dish.pdf (Objet application/pdf) » .
- [45] « Ripasso_Energy_Release_15Jan_2013.pdf » .

- [46] P. Stouffs, « Le moteur Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter? », *Entropie*, vol. 241, p. 26–32, 2002.
- [47] P. Stouffs, « Does the Ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine? », *Proc. European Stirling Forum ECOS*. 2002.
- [48] H. Kim, W. Kim, H. Kim, et S. Kim, « Applicability of scroll expander and compressor to an external power engine: Conceptual design and performance analysis », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 3, p. 385–396, mars 2012.
- [49] W. G. le Roux, T. Bello-Ochende, et J. P. Meyer, « Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal Brayton cycle », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 11, p. 1088–1104, 2012.
- [50] D. Mikielewicsz, J. Mikielewicz, et J. Wajs, « Experiences from operation of different expansion devices for application in domestic micro CHP », *Arch. Thermodyn.*, vol. 31, n° 4, p. 3–13, 2010.
- [51] G. B. Warren et J. W. Bjerklie, « Proposed Reciprocating Internal Combustion Engine with Constant Pressure Combustion - Combustion Chamber Separated from Cylinders (Modified Brayton Cycle) », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 690045, févr. 1969.
- [52] J. W. Bjerklie, « A Free Piston Brayton Cycle Engine for Low Power », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 719109, févr. 1971.
- [53] A. A. Kornhauser et J. L. Smith, « Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow », in *Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC-89., Proceedings of the 24th Intersociety*, 1989, p. 2347–2353 vol.5.
- [54] B. C. Fryer, « Design, construction, and testing of a new valved, hot-gas engine. », Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1973.
- [55] G. A. Tsongas et T. J. White, « A Parametric Analysis Microcomputer Model for Evaluating the Thermodynamic Performance of a Reciprocating Brayton Cycle Engine », *J. Eng. Gas Turbines Power USA*, vol. 111:1, janv. 1989.
- [56] K. K. Craven et N. N. Clark, « Ideal Computer Analysis of a Novel Engine Concept », SAE International, Warrendale, PA, 960080, févr. 1996.
- [57] Bell, M. A., and Partridge, « Thermodynamic design of a reciprocating Joule cycle engine. », *Power Energy*, vol. 217, p. 239 246, 2003.
- [58] M. T. Holtzapple et G. A. Rabroker, « Quasi-isothermal Brayton cycle engine », 6336317, 08-janv-2002.
- [59] A. Touré, « Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération. », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2010.
- [60] R. W. Moss, A. P. Roskilly, et S. K. Nanda, « Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems », *Appl. Energy*, vol. 80, n° 2, p. 169–185, févr. 2005.
- [61] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, et P. Peultier, « Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle », *Energy*, vol. 49, p. 229–239, janv. 2013.
- [62] M. Doubs et F. LANZETTA, « Experimental study of the use of metal bellows as an Ericsson Engine Expansion Chamber », présenté à PROCEEDINGS OF ECOS 2015 - THE 28TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, PAU, FRANCE, 2015.
- [63] Sébastien Bonnet, « Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2005.

- [64] M. Tardieu-Alaphilippe, « Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France, 2007.
- [65] Muriel ALAPHILIPPE, Pascal STOUFFS, *Didier MARQUET, « PRODUCTION D'ENERGIE ELECTRIQUE POUR SITE ISOLE PAR SYSTEME HYBRIDE DE CONVERSION D'ENERGIE SOLAIRE », 2007.
- [66] Y. C. Soo Too et R. Benito, « Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, n° 1, p. 1076–1083, janv. 2013.
- [67] F. Lontsi, « Modélisation dynamique des moteurs thermiques alternatifs à apport de chaleur externe à cycle de Joule (Moteurs Ericsson) », thèse, UPPA, Pau France, 2010.
- [68] Joseph Hussey, « The development of a prototype External Heat engine based on the ericsson cycle. », University of Cape town, south africa, 2000.
- [69] G. F. Hohenberg, « Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations », SAE International, Warrendale, PA, 790825, févr. 1979.
- [70] Annand, W.J.D., Pinfold, D., « HEAT TRANSFER IN THE CYLINDER OF A MOTORED RECIPROCATING ENGINE. », févr. 1980.
- [71] Woschni G, « A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. », *SAE Pap. No 670931*, 1967.
- [72] Eichelberg, G, « Some new investigations on old combustion engine problems », vol. 148, p. 463-446-560, 1939.
- [73] L. TOMASELLI et A. ALEXANDRE, « Modélisation thermique des moteurs Modélisation de la combustion », *Tech. Ing. Combust. Dans Mot. Therm. Environ.*, vol. base documentaire : TIB166DUO., n° ref. article : bm2902, 2014.
- [74] GUIBERT Philippe, « Modélisation du cycle moteur Approche zérodimensionnelle », *Tech. Ing. Combust. Dans Mot. Therm. Environ.*, vol. base documentaire : TIB166DUO, n° ref. article : bm2510, janv. 2005.
- [75] P. GUIBERT, « Modélisation du cycle moteur - Moteurs à allumage commandé », *Techniques de l'Ingénieur*, 10janvier-2005.
- [76] A. Franco et L. Martorano, « Evaluations on the Heat Transfer in the Small Two-stroke Engines », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 980762, févr. 1998.
- [77] E. Ollivier, *Contribution à la caractérisation des transferts thermiques dans les moteurs à allumage commandé : application à la détection du cliquetis*. Nantes, 2006.
- [78] B. Boust, « Étude expérimentale et modélisation des pertes thermiques pariétales lors de l'interaction flamme-paroi instationnaire », THESE, Université de Poitiers, 2006.
- [79] K. N. Gary Borman, « Internal-combustion engine heat transfer », *Prog. Energy Combust. Sci.*, n° 1, p. 1-46, 1987.
- [80] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, et E. G. Pariotis, « Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation », *Appl. Energy*, vol. 87, n° 5, p. 1612–1630, mai 2010.
- [81] W.J.D. Annand, « Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines », *Proc Inst Mech Eng*, vol. 177 (36), p. 973 990, 1963.
- [82] K. Sihling et G. Woschni, « EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INSTANTANEOUS HEAT TRANSFER IN THE CYLINDER OF A HIGH SPEED DIESEL ENGINE », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 790833, févr. 1979.
- [83] K. Huber, G. Woschni, et K. Zeilinger, « Investigations on heat transfer in internal combustion engines under low load and motoring conditions », in *23rd FISITA Congress, Torino, Italy, May*, 1990, p. 7-11.
- [84] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Sòria, et A. Oliva, « Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors », *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n° 4, p. 579–593, juin 2005.
- [85] J. Rigola, C. D. Pérez-Segarra, et A. Oliva, « Modeling and Numerical Simulation of the Thermal and Fluid Dynamic Behavior of Hermetic Reciprocating Compressors—Part 2: Experimental Investigation », *HVACR Res.*, vol. 9, n° 2, p. 237–249, avr. 2003.

- [86] S. Porkhial, B. Khastoo, et M. R. Modarres Razavi, « Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, n° 12, p. 1391-1402, août 2002.
- [87] M.-E. Duprez, E. Dumont, et M. Frère, « Modelling of reciprocating and scroll compressors », *Int. J. Refrig.*, vol. 30, n° 5, p. 873-886, août 2007.
- [88] J. Castaing-Lasvignottes et S. Gibout, « Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation », *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n° 2, p. 381-389, mars 2010.
- [89] KORNHAUSER A. A., « Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion », vol. 116, no3, pp. 536-542 (ref 1994).
- [90] P. Cyklis, « CFD simulation of the flow through reciprocating compressor self-acting valves », 1994.
- [91] P. Ma, X. Li, et D. N. Ku, « Heat and mass transfer in a separated flow region for high Prandtl and Schmidt numbers under pulsatile conditions », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, n° 17, p. 2723-2736, nov. 1994.
- [92] « Disconzi-2012-Development_of_an_In-Cylinder_Heat_Transfer_Correlation-1342.pdf »..
- [93] A. Mohammadi et M. Yaghoubi, « Estimation of instantaneous local heat transfer coefficient in spark-ignition engines », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, n° 7, p. 1309-1317, juill. 2010.
- [94] P. Bouvier, P. Stouffs, et J.-P. Bardon, « Experimental study of heat transfer in oscillating flow », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, n° 12, p. 2473-2482, juin 2005.
- [95] H. Pfriem, « Periodic Heat Transfer at Small Pressure Fluctuations », sept. 1943.
- [96] K. P. Lee, « A simplistic model of cyclic heat transfer phenomena in closed spaces », in *IECEC '83; Proceedings of the Eighteenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Volume 1*, 1983, vol. 1, p. 720-723.
- [97] A. A. Kornhauser et J. Smith J. L., « The Effects of Heat Transfer on Gas Spring Performance », *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 115, n° 1, p. 70-75, mars 1993.
- [98] B. Lawton, « Effect of Compression and Expansion on Instantaneous Heat Transfer in Reciprocating Internal Combustion Engines », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 201, n° 3, p. 175-186, 1987.
- [99] P. Stouffs, M. Tazerout, et P. Wauters, « Thermodynamic analysis of reciprocating compressors », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 40, n° 1, p. 52-66, janv. 2001.
- [100] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, International ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [101] M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrou, et M. Tazerout, « Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, n° 2-3, p. 319-328, févr. 2011.
- [102] J. Troncoso, « Evaluation of the relative advantages of mechanical harvesting of wine grapes in Central Chile », *Agricultura Técnica*, Chile, abr-2002.
- [103] A. Touré et P. Stouffs, « Modeling of the Ericsson engine », *Energy*, vol. 76, p. 445-452, nov. 2014.
- [104] A. Morriesen et C. J. Deschamps, « An Assessment of Experimental Techniques for Measuring Fast Temperature Transients in Compressors », 2010.
- [105] F. Lanzetta, E. Gavignet, S. Amrane, et P. Baucour, « Microthermocouples Sensors for Velocity and Temperature Measurements in Gas Flow », p. 231-240, juill. 2012.
- [106] M. S. Boutrif et M. Thelliez, « Application of L.D.A. to measure instantaneous flow velocity field in the exhaust of a combustion engine », 1993.
- [107] K. V. Dandekar et F. C. Gouldin, « Temperature and Velocity Measurements in Premixed Turbulent Flames », *AIAA J.*, vol. 20, n° 5, p. 652-659, 1982.

- [108] F. Lanzetta, « mesure de température a l'aide de microthermocouples: principe, choix technologiques et modes d'implantations », présenté à Salon Mesurexpo Mesure de temperature, Paris - Expo, 17-oct-2006.
- [109] R. SABRE, « Plans d'expériences - Méthode de Taguchi ». Techniques de l'Ingénieur, 10-mars-2007.
- [110] Jacques GOUPY, « Plan d'expériences », *Techniques de l'ingenieur*, vol. P230, 10-sept-1997.
- [111] EDF France, « Carte des centrales nucléaires en France - EDF ». [En ligne]. Disponible sur: <http://energie.edf.com/nucleaire/carte-des-centrales-nucleaires-45738.html>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [112] « La carte des zones sismiques en France », [www.liberation.fr](http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france). [En ligne]. Disponible sur: <http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [113] « Zonage sismique de la France - Le Plan Séisme ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.planseisme.fr/Zonage-sismique-de-la-France.html>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [114] « La carte des zones sismiques en France », [www.liberation.fr](http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france), 04-avr-2011. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [115] « La surface forestière en France métropolitaine - INVENTAIRE FORESTIER ».. .
- [116] « La carte de l'ensoleillement ou le rendement des panneaux solaires par région - EDF ENR ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.edfenr.com/le-photovoltaïque/rendement-des-panneaux-solaires-n800-1.aspx>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [117] consorcio energético CORPOEMA, « FORMULACIÓN DE UN PLAN DE DESARROLLO PARA LAS FUENTES NO CONVENCIONALES DE ENERGÍA EN COLOMBIA (PDFNCE) », Ministerio de energia de Colombia, Bogota, déc. 2010.
- [118] O. F. PRIAS CAICEDO, « Programa de Uso racional de Energia y Fuentes No Convencionales - PROURE », Bogota, Informe Final, de abril de 2010.
- [119] J. M. SANTOS, « Este es el discurso completo del presidente Santos », *elespectador*, 07-août-2010. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.elespectador.com/articulo-217898-el-discurso-completo-del-presidente-santos>. [Consulté le: 01-mai-2013].
- [120] « 2012-09-04 (2) - Acuerdo General para la Terminacion del Conflicto y la construccion de la paz estable y duradera ».. .
- [121] MinMinas Colombia., *Resolucion Proure*.. .
- [122] « ministerio de energia capacidad electrica instalada - Recherche Google ». [En ligne]. Disponible sur: https://www.google.com.co/search?q=ministerio+de+energia+capacidad+electrica+instalada&ie=utf-8&oe=utf-8&q=t&rls=org.mozilla:fr:official&client=firefox-a&channel=sb&gfe_rd=cr&ei=xmc3VLb5Hevd8gfogIGICA. [Consulté le: 10-oct-2014].
- [123] « Secretaria del Senado de la Republica de Colombia [LEY_1715_2014] ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.secretariosenado.gov.co/senado/basedoc/ley_1715_2014.html. [Consulté le: 14-sept-2014].
- [124] D. Meadows, D. Meadows, et J. Randers, *Les limites à la croissance*. Rue de l'échiquier, 2012.
- [125] K. HUBBERT, « Energy from fossil fuels », *Science (New York, N.Y.)*, New York, NY, ETATS-UNIS, 04-févr-1949.
- [126] « 1. Electricity production in the world: general forecasts - 14e-inventaire-Chap01-Eng.pdf ».. .
- [127] N. Chestney, « Clean energy progress too slow to limit global warming - report », *Reuters*, 17-avr-2013.
- [128] I. Chapman, « The end of Peak Oil? Why this topic is still relevant despite recent denials », *Energy Policy*, vol. 64, p. 93-101, janv. 2014.
- [129] K. Aleklett, M. Höök, K. Jakobsson, M. Lardelli, S. Snowden, et B. Söderbergh, « The Peak of the Oil Age – Analyzing the world oil production Reference Scenario in World Energy Outlook 2008 », *Energy Policy*, vol. 38, n° 3, p. 1398-1414, mars 2010.
- [130] D. B. Reynolds, « World oil production trend: Comparing Hubbert multi-cycle curves », *Ecol. Econ.*, vol. 98, p. 62-71, févr. 2014.

- [131] « The Coming Global Oil Crisis | Going nuclear-free, Germany smashes solar power world record ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.hubbertpeak.com/blog/post/2012/06/02/going-nuclear-free-germany-smashes-solar-power-world-record.aspx>. [Consulté le: 21-janv-2013].
- [132] C. J. Campbell et J. H. Laherrère, « The end of cheap oil », *Sci. Am.*, vol. 278, n° 3, p. 60-5, 1998.
- [133] Foucart Stéphane, « La croissance mondiale va s'arrêter », 28-mai-2012.
- [134] A. Valero, « From grave to cradle: An exergy approach for accounting mineral resource depletion in LCA », Université Paris Ouest Nanterre La Defense-, 2011.
- [135] « Débat national sur la transition énergétique | Bienvenue sur le site du Débat national sur la transition énergétique ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.transition-energetique.gouv.fr/>. [Consulté le: 05-mai-2013].