



Rapport de Stage

ETUDE DU CYCLE ELECTROGENE DESTINE A EQUIPER UN PROJET EN GEOTHERMIE PROFONDE DE TYPE HFR

Diego FERNANDEZ ESCRIBANO

Filière CDR
Option PE

Tuteurs Ecole Centrale Paris :

Option : *Philippe Degand,*
Jean Pierre Fanton
Filière : *Stéphanie Laborie,*
Moncef Stambouli

Maître de stage :

Nicolas ALBRIEUX

Tuteur E.S.I (Sevilla) :

Luis Pérez-Lombard Martín de Oliva

REMERCIEMENTS

Dans le déroulement de ce stage j'ai reçu l'aide des nombreuses personnes. Certains m'ont offert une aide professionnelle, autres une aide morale, mais tous ont signifié pour moi un soutien inestimable pendant ces six mois. Merci à tous.

Je voudrais remercier spécialement Nicolas Albrieux de m'avoir guidé tout au long du stage. Sa présence, son aide et son soutien ont été très importants pour développer le travail.

Je voudrais remercier aussi le reste des agents du groupe P42 «Energies Renouvelables» du site de Chatou. Son accueil et sa sympathie ont fait son plaisir le fait de travailler avec eux, sans oublier l'aide apportée dans certains renseignements et pour la maîtrise du logiciel ASPEN, spécialement Mohamed Kameche et Az – Eddine Khalfi.

Remercier aussi la présence des autres stagiaires : Arnaud Matin, Julie Klein et Jian Zheng, qui m'ont aidé à apprendre plus et à passer les heures.

Dans les moments difficiles, j'ai dû faire un remerciement spécial aux stagiaires et collègues qui ont resté à Paris et ont soutenu mon humour : Pedro Moreno, Luis Burdiel, Joaquin Polo, Jorge Alvaro et Ana Fernandez.

Finalement pour l'aide et les informations données pendant toute une année, remercier Arsène Isambert.

SYNTHESE

Le stage « Etude du cycle électrogène destiné à équiper un projet en géothermie profonde de type HFR » s'est déroulé dans le sein du groupe « Energies Renouvelables » qui est encadré dans le site de Chatou EDF R&D.

L'objectif du stage était de faire une étude sur les rendements les plusieurs cycles susceptibles d'être utilisés dans un futur dans le projet Européen qui a lieu à Soultz-sous-forêts (Alsace). Ce projet étudie la possibilité d'utiliser la technologie des roches chaudes fracturées (HFR) dans le massif alsacien. Depuis 1987 des chercheurs et des géologues travaillent pour arriver à obtenir des conditions qui puissent être profitable pour la génération d'électricité. EDF appartient au Groupement Européen d'Intérêt Economique (GEIE) créée par la Commission Européenne pour gérer le projet. Comme membre de cet organisme l'étude d'un futur cycle électrogène entre dedans ses responsabilités.

Le logiciel choisi pour la modélisation, simulation et calcul de résultat a été Aspen Plus 12.0. Les différents fluides et cycles étudiés, si bien tous partent du principe base de celui de Rankine sont :

- 1) Rankine – Hirn : cycle Rankine avec surchauffe pour des fluides purs. Fluides étudiés :
 - i. Eau pure
 - ii. Ammoniac
 - iii. Cycle Hybride. Un source da chaleur supplémentaire pour un cycle Rankine – Hirn avec de l'eau pure.
- 2) ORC : cycle Rankine sans surchauffe pour des fluides organiques. Fluides étudiés :
 - i. Iso butane
 - ii. Pentane
- 3) Cycle Rankine : cycles qui utilise un mélange binaire eau – ammoniac comme fluide de travail. Etudié avec et sans séparateur.

Les résultats obtenus montrent la supériorité thermodynamiques des cycles ORC puisque le travail qu'ils produisent est nettement supérieur aux autres. Le cycle Kalina reste un cycle intéressant, plus compliqué et innovant mais principalement le manque de retour d'expériences fait encore trop risqué la décision de travailler avec le mélange eau – ammoniac. L'ammoniac est un très bon fluide mais les contraintes environnementales sont une restriction suffisante pour que son utilisation soit rejetée. L'eau est un fluide typique dans les centrales de génération d'électricité, il est très bien connu et ne suppose pas aucun danger mais les rendements quand la source chaude est à basse température, comme c'est le cas (185°C max), sont les plus bas même avec une chaleur complémentaire ajoutée (hybridation).

Pourtant les fluides organiques sont ceux qui ont présenté un meilleur comportement aux conditions qu'on espère obtenir à Soultz à moyen terme. Entre les deux fluides organiques essayés ; l'iso butane offre une hausse d'un 10% sur le travail produit par le pentane. De même l'iso butane double quasiment le travail produit par l'eau pour dans un cycle Rankine – Hirn.

SOMMAIRE

1. CONSIDERATIONS GENERALES SUR LA GEOTHERMIE	4
1.1. La géothermie et ses origines	4
1.2. Limites à l'utilisation de la géothermie	4
1.3. Développement de la géothermie : histoire et filières	6
2. PROJET SOULTZ	10
2.1. Introduction	10
2.2. La Technologie HFR	10
2.3. Description du projet européen Géothermie à Soultz.	11
3. LE STAGE : OBJECTIFS ET ENJEUX	14
3.1. Problèmes posés et objectifs	14
3.2. Enjeux et niveau de responsabilité	14
3.3. Planning	15
3.4. Travail effectué et objectifs atteints	16
4. CYCLE DE SURFACE	18
4.1. Caractérisation du cycle de surface	18
4.2. Le cycle parfait, cycle théorique de performance maximale	19
4.3. Les cycles étudiés : le cycle de Rankine	21
5. METHODOLOGIE	28
5.1. Principes généraux de la méthodologie	28
5.2. Contraintes de fonctionnement	29
5.3. Choix du fluide de travail et méthode de calcul de ses propriétés	29
5.4. Conception du cycle de surface	30
5.5. Définition des contraintes de fonctionnement	31
6. RESULTATS.	36
6.1. Cycle Rankine – Hirn.	36
6.2. Cycles ORC	41
6.3. Cycles Hybrides	47
6.4. Cycle Kalina	61
7. CONCLUSIONS.	74
8. BIBLIOGRAPHIE.	75

ANNEXES

1. CONSIDERATIONS GENERALES SUR LA GEOTHERMIE

1.1. La géothermie et ses origines

La Terre peut être considérée comme un énorme réservoir de chaleur. D'abord, la température du noyau terrestre, conséquence de la formation de la Terre sont très élevées et sont entretenues par les réactions de désintégration des éléments radioactifs présents dans les roches profondes. Une température constante d'environ 4000 – 5000 °C y est probable. Ensuite, la grande inertie thermique du sol permet de capter une part de l'énergie thermique solaire et maintient la température du sous-sol à quelques mètres de profondeur à une température relativement constante (20°C en moyenne sur l'ensemble de la planète).

L'écart de température entre ces deux réservoirs crée un champ thermique radial (vertical), plus ou moins intense en fonction de la zone et de la configuration géologique locale. Une moyenne sur les premiers kilomètres de l'écorce terrestre donne une augmentation de la température de 3 °C chaque 100 mètres.

1.2. Limites à l'utilisation de la géothermie

La valorisation de l'énergie géothermique consiste à transporter la chaleur du sous-sol depuis les réservoirs vers les lieux de consommation d'énergie. Nous distinguerons ainsi deux étapes :

- l'extraction de la ressource vers la surface, par pompage de l'eau si un aquifère est présent, par échange thermique entre le sous-sol et un fluide caloporteur dans le cas contraire,
- Le transport de l'énergie vers les lieux de consommation, grâce à un vecteur énergétique qui peut être le fluide géothermal extrait, un fluide caloporteur secondaire ou de l'électricité.

Pour être utile, c'est-à-dire pour satisfaire un besoin existant, la chaleur extraite doit respecter au minimum deux critères :

- Sa température doit être supérieure à la température caractéristique du besoin,
- Son débit doit permettre de disposer d'une puissance suffisante pour satisfaire le besoin.

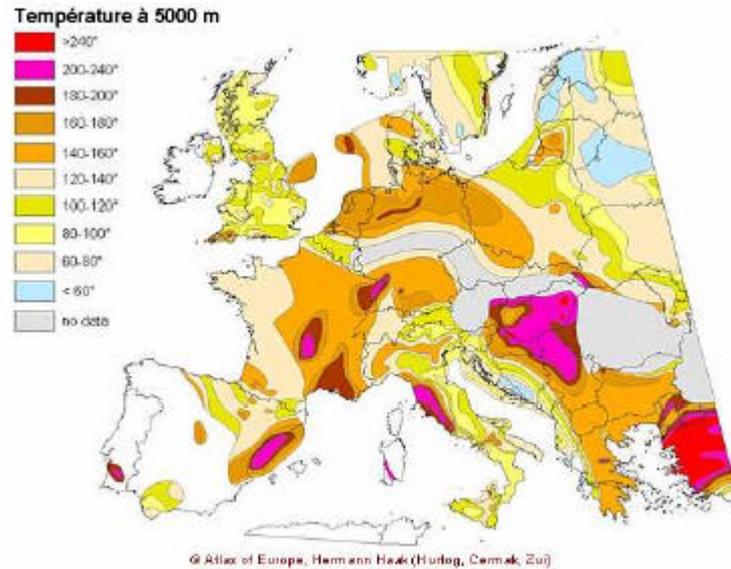


Figure 1 : Atlas européen de la ressource géothermique : carte des températures à 5000 m.

Ainsi, tandis que l’universalité de la chaleur de la Terre est bien réelle, celle de la « géothermie utile » est relative : elle dépend à la fois du sous-sol et des utilisations locales possibles. Les ressources à moins de 30°C alimentant des pompes à chaleur individuelles sont accessibles partout ; à l’inverse, des ressources à plus de 150°C permettant la production de MW électriques rentables n’existent aujourd’hui que dans certaines régions du globe

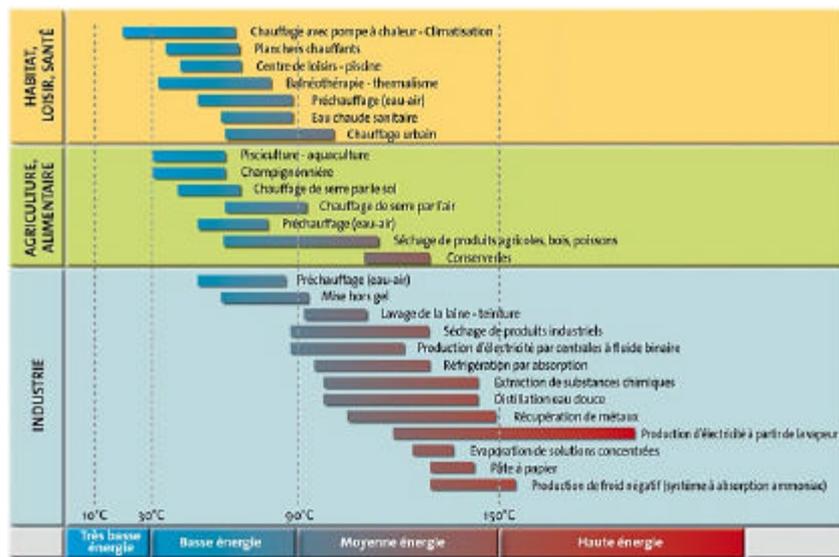


Figure 2. Applications de la géothermie en fonction de la température de la ressource.

1.3. Développement de la géothermie : histoire et filières

La dynamique de développement commercial et technologique de la filière géothermique découle de cette universalité contrariée, tant du point de vue des ressources que des usages : d'abord, à l'instar de l'industrie minière, rechercher les aquifères rentables et multiplier les utilisations d'une ressource qui, une fois atteinte, est pratiquement gratuite ; ensuite imaginer des techniques de récupération de la « chaleur sèche » lorsque aucun aquifère n'est présent.

1.3.1. L'accès à la ressource

Instinctive à l'origine, sur les rares sites où des fumerolles et des sources chaudes jaillissent spontanément de la terre, la recherche de nouveaux aquifères s'organise au 19^e siècle par la réalisation de sondages et de forages à proximité de sources connues. Les premières explorations ont lieu en Italie, en Islande, aux Etats-Unis, en France et s'étendent progressivement au monde entier au rythme des évolutions de la filière. La mise en production d'un réservoir s'effectue en 3 étapes : exploration en surface, exploration en profondeur (forages) et construction des puits et des équipements de surface. La deuxième étape est la plus risquée : coûteuse, elle permet de caractériser la ressource (température, débit, durée de vie) et décide de la faisabilité du projet. Le coût de mise à disposition de la ressource (Tableau 1) dépend d'un grand nombre de paramètres, parmi lesquels la profondeur et la localisation géographique du forage sont fréquemment utilisées comme critères de référence au premier ordre

Tableau 1 : Coûts d'accès à la ressource.

	Profondeur > 1000 m	Profondeur < 1000 m
Exploration en surface	0,5 – 1,0 MEur	-
Exploration en profondeur	3,0 – 8,0 MEur 0,4 – 1,0 MEur/km	-
Construction des puits de production équipés*	0,5 – 2,0 MEur/km	10 – 50 Eur/m

* Les puits d'injection, facultatifs, sont souvent d'anciens puits d'exploration.

1.3.2. La production d'électricité.

Au début du 20^e siècle, la découverte de l'électricité accélère le développement de la filière en valorisant des ressources jusqu'à alors inutilisables car éloignées des centres de vie : le succès de l'expérience de Larderelo en Italie (1904) encourage la recherche de gisements au Chili, aux Etats-Unis, en Indonésie, au Japon, en Nouvelle-Zélande, en Islande, en Hongrie... Au début, seules les ressources hydrothermales à plus haute température, situées à proximité d'anomalies géologiques, permettent la production d'électricité. Les progrès technologiques ambitionnent de généraliser cette filière au plus grand nombre de gisements, en réduisant les contraintes en termes de fluide géothermal (cycle « flash », géothermie HFR) et en abaissant la température-seuil à partir de laquelle de l'électricité peut être produite (« cycles binaires »).

En 2005, 8912 MWe sont installés dans 24 pays et produisent ensemble 56800 GWh/an. Au cours des 20 dernières années, une croissance stable de la capacité de production de +210 MWe/an en moyenne est observée.

1.3.2.1. Le cycle direct

Initialement, les seuls gisements exploités sont à vapeur sèche (> 220°C) : la vapeur alimente directement une turbine puis est rejetée à l'air libre. Ces installations sont les moins coûteuses (1000-1500 Eur/kWe) et les plus rentables de la filière (1,5-2,5 cEur/kWe), mais sont peu fréquentes.

1.3.2.2. Le cycle « flash »

Les gisements de vapeur humide, qui constituent l'essentiel des ressources géothermiques haute température, sont exploités depuis 1948 grâce au cycle à vaporisation (« flash cycle ») : une partie du liquide géothermal est vaporisée par détente libre en entrée du cycle. En sortie de la turbine, la vapeur est généralement condensée (par contact direct ou dans un condenseur à circuit de refroidissement séparé) et ré-injectée dans l'aquifère, de façon à accroître la production d'électricité et à prolonger la durée de vie du réservoir souterrain.

Ce type d'installation a une puissance électrique typiquement comprise entre 5 et 100 MWe et profite d'une économie d'échelle. Son coût d'investissement (hors forages) varie de 1300 à 650 Eur/kWe ; il est globalement plus élevé pour les cycles à double flux que pour les cycles à simple flux. Contrairement à l'ingénierie du réservoir souterrain qui est localement présente dans tous les pays actifs dans la filière, l'industrie des cycles « flash » est dominée par quatre compagnies, dont trois japonaises (Toshiba – 24 %, Mitsubishi – 21 %, Fuji – 21 %) et une italienne (Ansaldo – 23%).

1.3.2.3. Les « cycles binaires » : les cycles vapeur, organique (ORC) et dit de Kalina

Lorsque la température ou la composition chimique de la ressource géothermale ne permet pas une utilisation directe de celle-ci, un échangeur thermique est intercalé, transférant la chaleur géothermale à un fluide de travail secondaire qui est détendu dans la turbine. Cette configuration, souvent appelée cycle binaire, permet de choisir le fluide de travail de façon à optimiser la production d'électricité en fonction de la température de la ressource. Le cycle vapeur traditionnel peut être mis en œuvre pour des ressources très chaudes mais se révèle inadapté aux températures de moins de 150 ou 200°C. Des fluides organiques (les alcanes ont remplacé les CFC aujourd'hui interdits) circulant en boucle fermée sont alors utilisés, donnant lieu à l'appellation de cycles organiques (ORC).

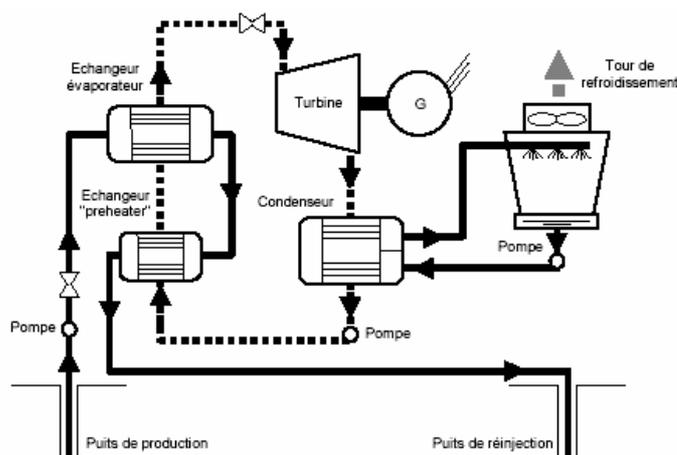


Figure 3. Schéma simplifié d'un cycle binaire géothermique avec refroidissement séparé.

Testée dès 1925, cette technologie est commercialement développée au début des années 1980 pour la récupération d'énergie dans des processus industriels et est, aujourd'hui encore, réservée aux petites puissances, allant de quelques centaines de kWe à quelques MWe. Le seul fabricant d'unités ORC appliquées à la géothermie est actuellement la société israëlo-américaine Ormat. A la fois pour des raisons technologiques et commerciales, son coût est supérieur à celui des cycles "flash", typiquement entre 2000 et 5000 Eur/kWe (hors forages), les unités de plus grande puissance bénéficiant d'une économie d'échelle. Environ 8 % de la puissance installée de 1995 à 2000 utilise cette technologie.

Concurrent direct du cycle organique, le cycle de Kalina, breveté en 1982 et démontrée en 1991, utilise un mélange binaire eau-ammoniac comme fluide de travail. En 1998, la société américaine Exergy Inc., qui commercialise la technologie afférente, a remporté à Husavik (Islande) son premier appel d'offre pour la construction d'une unité géothermique, face à Ormat et Turboden.

1.3.3. Les usages directs de la chaleur

Lorsqu'une demande thermique locale existe, en complément ou non d'une production d'électricité, des usages directs de la chaleur sont possibles : chauffage urbain (dès 1930), chauffage de serres (dès 1920), pisciculture, séchage des produits agricoles, mise hors gel...

Tableau 2. Utilisation de la géothermie pour la production de chaleur dans le monde.

Réseau de chaleur	33 %
Balnéothérapie	16 %
Serres	14 %
Pisciculture	11 %
Industrie	10 %
Mise hors gel	1 %
Divers	3 %
Pompes à chaleur	12 %
Total	100 %

La région parisienne s'intéresse à son sous-sol dans les années 1950 et renforce son action suite aux crises pétrolières de 1973 et 1978. Elle affiche aujourd'hui la plus grande densité au monde de réseaux de chaleur exploitant le même aquifère. Hors système de distribution, une centrale standard d'Ile de France (14 MWth chauffant 4000 équivalents logements) représente un investissement de 3 MEur, dont 2,5 MEur pour le(s) puits équipé(s). Le prix de la chaleur en sortie de puits peut alors être estimé à 1,2 cEur/kWhth. La température de la chaleur étant d'environ 75°C, une chaudière d'appoint est nécessaire. En comptant un investissement supplémentaire de 5,5 MEur pour le réseau de chaleur, le coût de la chaleur est porté à 2,6 cEur/kWhth.

En 2005, on estime à 72600 GWh/an l'utilisation directe de chaleur géothermique dans le monde, équivalant à 27825 MWth de puissance installée ; 71 pays sont concernés. Au cours des 10 dernières années, la croissance moyenne avoisine les +15% par an. La France, deuxième pays d'Europe derrière l'Italie, produit 1488 GWh/an, soit 2% de la production mondiale.

2. PROJET SOULTZ

2.1. Introduction.

Grâce d'une part à l'abondance des ressources et d'autre part à la diversité des applications possibles, les perspectives de développement de la filière géothermique paraissent encourageantes au niveau mondial. La tendance actuelle devrait se prolonger, réservant la production d'électricité aux pays peu ou non industrialisés situés en limite de plaques, soutenant l'essor des usages directs de la chaleur dans les bassins sédimentaires en particulier d'Europe de l'Est, de Russie et de Chine, et encourageant le marché des pompes à chaleur en Europe du Nord et aux Etats-Unis. Des ruptures et des innovations technologiques sont attendues, sur la base soit d'une extension des usages de la chaleur basse et moyenne température (production de froid, extraction de minéraux, préchauffage d'installations hybrides, co-génération dans des cycles organiques...), soit du succès de l'opération de démonstration de Soultz-sous-Forêts (France), qui ambitionne d'extraire d'importantes quantités d'énergie à partir de sous-sols dépourvus d'aquifère (technique dite des « roches chaudes fracturées »).

2.2. La Technologie HFR

La géothermie HFR consiste à forcer l'extraction de chaleur d'un sous-sol granitique naturellement fracturé. Son objectif est de généraliser l'accès à une ressource géothermique à plus de 100°C, avec un débit par puits supérieur à 50 L/s équivalant à une puissance thermique de plus de 15 MW / puits.

L'extraction utilise un doublet géothermique qui exploite un réseau souterrain de fractures, situé à entre 3000 et 6000 m de profondeur et se comportant comme un échangeur thermique de très grande capacité (~ 1 km³). Le fluide géothermal est une eau saline circulant en boucle fermée entre un puits de production et un puits d'injection distants de quelques centaines de mètres.

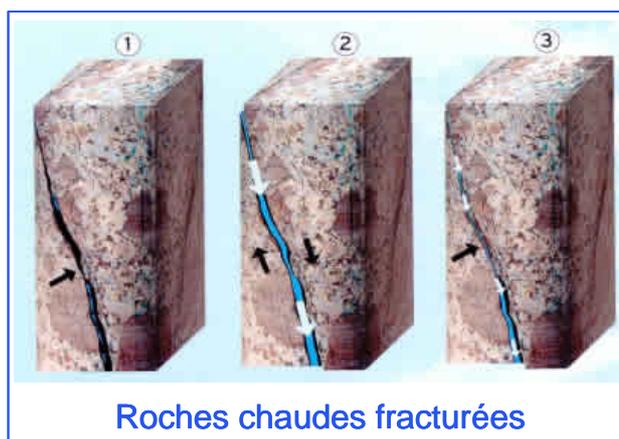


Figure 4. Illustration du principe d'extraction de la chaleur HFR à Soultz-sous-Forêts : création d'un échangeur souterrain par circulation forcée d'un fluide géothermal.

Les premiers projets de démonstration, qui ont débuté dans les années 1970 aux Etats-Unis puis en Angleterre, envisageaient de fracturer des massifs compacts et secs autour du puits d'injection (géothermie HDR pour « Hot Dry Rock »). Des pertes de fluide et des impédances d'échange excessives ont fait échouer ces projets et ont concentré l'attention sur les massifs naturellement fracturés et dans lesquels de l'eau est naturellement présente. Les

premiers tests réalisés à Soultz-sous-Forêts (France) en 1997 sont venus valider la faisabilité technique de cette alternative, rebaptisée géothermie HFR pour « Hot Fractured Rock » ou EGS pour « Enhanced Geothermal System ».

Tableau 3 : Comparaison de quelques projets HDR - HFR

PROJETS	Period	Max. rock temp. [°C]	Reservoir depth [m]	Well separation [m]	Outlet flow [l/s]	Water losses [%]	Impedance [MPa/l/s]	Thermal output [MWth]	Breakthrough volume [m ³]
Los Alamos (USA)	1973-1979	232	3500	150-300	~7	<10	2.5	~5	80-100
Rosemanowes (UK)	1980-1993	80	2000	180-270	~15	~25	0.4	~4	200-300
Hijiori (Japan)	1985-	270	2200	~130	~12	~25	0.3	~7	50-150
Soultz (F)	1989-1997	168	3500	~450	~26	0	0.23	~11	~7000
Soultz (F) anticipated	1997-	202	5000	600-700	~100	0	0.12	~50	~20'000

2.3. Description du projet européen Géothermie à Soultz.

2.3.1. Organisation.

Avec le temps et compte tenu du nombre important de partenaires scientifiques, la gestion du projet est devenue complexe. Environ 80% de ce projet sont actuellement financés par la Commission Européenne et par les différents ministères français (Recherche via ADEME) et allemands (BMWV puis BMU), regroupé au sein du « Policy Group ».

Le pilotage scientifique est assuré par un consortium d'organismes européens et de laboratoires de recherche regroupés dans l'EHDRA (European Hot Dry Rock Association).

Estimant que la production d'électricité devait être développée très en amont le déroulement du projet, la Commission Européenne a considéré favorablement en 1996 la création d'un Groupement Européen d'Intérêt Economique (GEIE) « Exploitation Minière de la Chaleur » à partir de l'implication des producteurs d'électricité locaux (Electricité de Strasbourg et Pfalzwerke). ENEL, déjà impliqué dans le projet au niveau scientifique et technique en raison de son savoir-faire de la géothermie classique, a rejoint le GEIE en 1998, tout comme EDF et RWE, maisons mères des électriciens régionaux. SHELL s'est associé au GEIE en 2000 mais a souhaité changer de statut (partenaire scientifique) en 2003 pour des raisons non techniques. RWE a quitté le projet en 2000 et ENEL a manifesté en 2004 son intention de changer aussi de statut (partenaire scientifique). Depuis 2000, la direction opérationnelle du projet est assurée par le GEIE où sont intégrés les membres d'origine du « core team » de l'équipe européenne. Le GEIE compte actuellement en permanence sur place 3 scientifiques, 4 ingénieurs, 3 techniciens et 2 assistantes.

2.3.2. Le projet Soultz: de son origine à aujourd'hui.

Le projet est né d'un accord de coopération franco – allemand signé en 1987, suite à des travaux préliminaires menés par le BRGM avec le soutien de l'ADEME pour la France et par le Geologisches Landesamt du Bade – Wurtemberg pour l'Allemagne.

La recherche d'un massif rocheux fracturé a conduit à retenir un site dans le fosse rhénan qui, du point de vue géologique, correspond à une zone de fosse d'effondrement ou graben. Le choix s'est alors porté sur la région de Soultz, à 50 km au Nord Ouest de Strasbourg, zone déjà connue pour ses eaux thermales et dont la géologie était bien établie grâce à son passé pétrolier (proximité de Pechelbronn).

Les principales étapes sont :

- 1987 : forage du premier puit GPK1 à 2000m.
- 1990 : création d'un réseau de puits d'observation à partir de puits pétroliers et exploration détaillée jusqu'à 2250 par carottage continu.
- 1992 : approfondissement de GPK1 à 3600 m, température mesurée : 165°C.
- 1995 : forage du second puits (GPK2) à 3878 m (distance entre puits 450 m).
- 1997 : essai réussi de circulation (25 l/s) entre les puits pendant 4 mois. Température d'extraction de 140°C.
- 2000 : approfondissement de GPK2 à 5000 m, température mesurée : 203 °C.
- 2002 : forage à 5000 m du puits GPK3, a proximité immédiate de GPK2, température mesurée : 203°C. Distance entre les découverts GPK2 – GPK3 : 650 m.
- 2003/2004 : stimulation du découvert dans GPK3 et premiers test de circulation GPK3 vers GPK2. Forage à 5000 m du puits GPK4 à proximité immédiate des deux précédents, distance entre les découverts GPK4 – GPK3 : 700 m.
- 2004/2005 : Stimulation du découvert dans GPK4 puis essais de circulation hydraulique souterraine entre le puits d'injection central (GPK3) et les deux puits latéraux de production (GPK2 & GPK4).

2.3.3. Situation actuelle à Soultz.

Le fluide chaud extrait à Soultz-sous-Forêts est une saumure acide (pH = 4,9), chargée en minéraux divers (salinité variable ~100 g/L) et en gaz non-condensables (N₂, CO₂), à laquelle ont été ajoutés des agents anti-corrosion. Sa température est proche de 200°C en fonds de puits. Il est constamment maintenu sous une pression de l'ordre de 10 à 20 bars pour prévenir la formation de dépôts (en cas de « dégazage ») ; il est à tout moment en phase liquide.

Contrairement aux ressources sur aquifère, le comportement hydrochimique et hydromécanique de l'échangeur souterrain est aujourd'hui mal connu. La quinzaine d'équipes scientifiques impliquées dans le Projet Européen et regroupées au sein de l'EHDRA travaille depuis 1987 à sa compréhension et à la détermination de sa durée de vie. Bien qu'il soit trop tôt pour prédire l'évolution des températures et débits de production au cours du temps, une baisse d'au moins un de ces paramètres est probable.

Les objectifs actuels à Soultz sont de parvenir à un débit de fluide géothermal de 100 L/s de façon à limiter à 10 ou 20°C le refroidissement du fluide dans les puits (non isolés

thermiquement). Une fois ces contraintes validées il est prévu l'installation d'abord d'une unité de production d'électricité de 1,5 MW et puis de 6 MW.

Les dernières mesures réalisées durant l'été 2005 en régime partiel donnent des températures de production en tête de puits de 110°C et 152°C pour des débits respectivement de 4 L/s et 11 L/s.

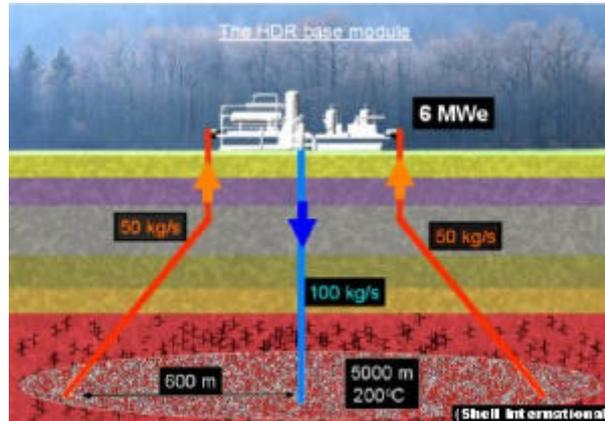


Figure 5 : Configuration idéale de l'unité de production à Soultz

3. LE STAGE : OBJECTIFS ET ENJEUX

Ce chapitre décrit les objectifs initiaux, problèmes trouvés à mesure du développement des recherches, relations, cadre, organisation, travail effectué, planning..., pendant la durée du stage au sein de l'entreprise.

3.1. Problème posé et objectifs

Identifier le(s) cycle(s) thermodynamiques produisant la plus grande quantité d'énergie à partir d'une source géothermique de type HFR donnée et décrite dans le chapitre antérieur.

La recherche du ou des cycles les plus performants se basera sur la comparaison des 5 options suivantes :

- ✍ 2 cycles de Rankine-Hirn : cas de l'eau et de l'ammoniac,
- ✍ 2 cycles à fluide organique (ORC) : cas de l'iso – butane et du pentane.
- ✍ 1 cycle à fluide binaire : cas d'un mélange eau/ammoniac (cycle de Kalina).

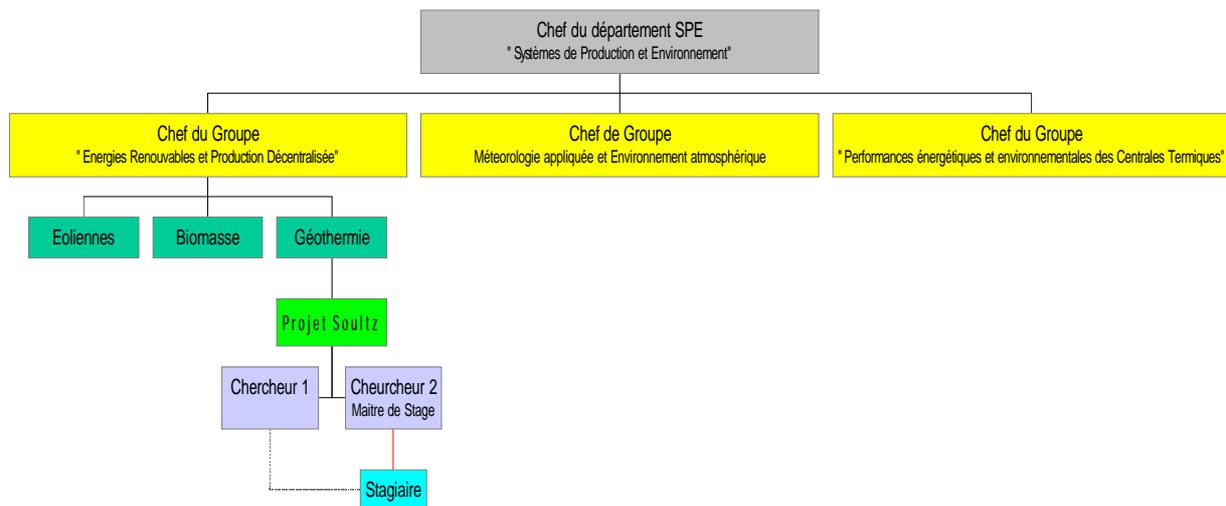
3.2. Enjeux et niveau de responsabilité

La position de EDF au sein du GEIE (Groupement Européen d'Intérêt Economique) qui assure la direction opérationnelle du projet Soultz a fait responsable au groupe de recherche des « Energies Renouvelables et Production Décentralisée » d'une pré – étude du cycle électrogène de surface dans les conditions d'exploitation du site envisagées dans un moyen terme. Par l'instant les conditions actuelles sont loin des objectives marqués par le EHDRA. Donc les travaux réalisés pendant la durée du stage ont respecté les contraintes au niveau du planning global du projet Soultz.

Le stage a eu lieu au centre de recherche de EDF à Chatou au sein du département « Systèmes de Production et Environnement » dans le groupe « Energies Renouvelables et Production Décentralisée ». Ce groupe a comme lignes de travail majeures multiples projets principalement dédiés aux éoliennes et à la biomasse. La composition du groupe, relativement dynamique et variable, compte environs une vingtaine des chercheurs. Par mis eux, deux sont spécialisés dans le domaine de la géothermie et participent dans le programme du projet Soultz. Mes responsabilités dans le groupe ont été entre autres de :

- Maintenir un contact direct avec le maître de stage, travaillant ensemble dans le sujet avec des information bi - directionnelles sur les avances
- Faire des rapports sur les avances, hypothèses, problèmes, etc..., trouvés pendant la modélisation, simulation et analyse des cycles avec le logiciel ASPEN.
- Prendre contact avec les fournisseurs pour demander des informations.
- Autres fonctions supplémentaires.

Position dans l'organisation du département SPE

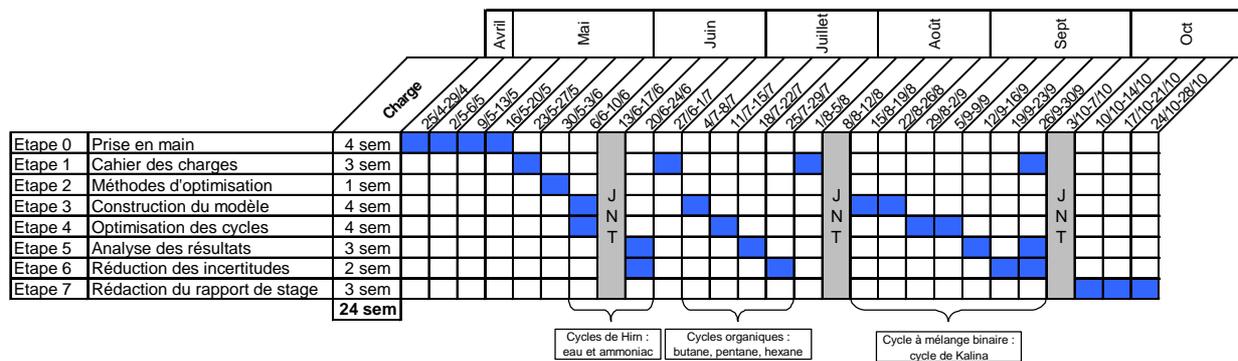


3.3. Planning

La durée totale du stage a été de 6 mois avec des journées de 7 – 8 heures par jours en moyenne. Le planning a été conçu au dans la première semaine d’une façon accordée et bilatérale entre le stagiaire et le maître de stage. L’emploi du temps s’est organisé en prévoyant les possibles difficultés qui pouvaient être trouvées. Par exemple la complexité du cycle Kalina, étant supérieure aux autres cycles a pris une importance dans la planification du stage. La modélisation, optimisation et analyse des résultats du cycle Kalina ont apporté, comme prévu, des difficultés supplémentaires.

	Libellé	Charge de travail
Etape 0	Compréhension du problème et prise en main des outils.	4 semaines
Etape 1	Rédaction du cahier des charges fonctionnel et technique du modèle de simulation – Définition des scénarios.	3 semaines
Etape 2	Définition des méthodes d’optimisation des cycles.	1 semaine
Etape 3	Construction des modèles de simulation sous ASPEN.	4 semaines
Etape 4	Optimisation des cycles – Simulation des scénarios.	4 semaines
Etape 5	Validation et analyse des résultats – Identification du ou des cycles les plus performants.	3 semaines
Etape 6	Réduction des incertitudes – Consolidation des hypothèses.	2 semaines
Etape 7	Rédaction du rapport de stage.	3 semaines
TOTAL		24 semaines

L'étude de chaque cycle a été réalisée d'une façon indépendante l'un de l'autre. Pourtant ce n'est pas possible de parler d'une période de modélisation, d'une période de simulation et d'une période d'analyse de résultats obtenus, de manière globale. Chaque cycle a été conçu suivant ces périodes.



Le planning a été dans la mesure du possible respecté en ajoutant quelques tâches et travaux supplémentaires apparus pendant qu'on avançait dans les objectifs définis initialement. Par exemple un pre – dimensionnement des échangeurs.

3.4. Travail effectué et objectifs atteints.

Comme stagiaire ma valeur ajoutée dans le groupe de recherche a été :

- ✍ Etude bibliographique du problème, enjeux, perspectives, possibles solutions et généralités sur la géothermie profonde, cycles organiques, cycles de Kalina, technologie utilisée, etc...
- ✍ Maîtrise du logiciel Aspen Plus dans ses versions 11 et 12. Aspen Plus est le logiciel choisi pour faire les simulations des cycles thermodynamiques. Deux licences, une pour chaque version du logiciel, étaient disponibles donc son choix a eu un composant technique mais aussi un composant économique.
- ✍ Modélisation des composants des cycles. Simulation en cherchant les résultats combinant les études de sensibilités dans une démarche itérative.
- ✍ Analyse et validation des résultats des cycles prévus :
 - ✍ Rankine – Hirn : eau, ammoniac.
 - ✍ Rankine – Organique : iso – butane, pentane.
 - ✍ Cycle Kalina.
- ✍ Validation des résultats.

- ✍ Contacter fournisseurs et constructeurs des centrales géothermiques.
- ✍ Réaliser une étude de marché dans la génération d'électricité à partir d'une source géothermale.
- ✍ Etude du dimensionnement d'une tour de réfrigération.
- ✍ Pre – dimensionnement des échangeurs d'un cycle Rankine – Hirn.

Les objectifs initiaux ont été atteints. Seulement le problème de la variation temporelle des conditions du site de Soultz (refroidissement de la source chaude) n'a pas été résolu premièrement à cause des limitations de la durée du stage et en deuxième à cause de la complexité de l'opération sur Aspen. Cette dernière tâche ne faisait pas partie des objectifs initiaux mais se présente fortement intéressante pour observer le comportement du cycle dans le temps. Donc, il est possible d'envisager dans le futur une étude sur ce sujet pour apportée un point décisif dans le choix du fluide final.

4. CYCLE DE SURFACE

Dès que les essais de circulation sur le site de Soultz auront permis d'établir la viabilité de la ressource géothermique (débit, température et stabilité suffisants), un cycle de conversion thermodynamique doit venir valoriser le fluide extrait. Ce cycle de conversion est fréquemment désigné par l'expression « cycle de surface ».

Il n'existe pas sur le site de Soultz de possibilité d'utilisation directe de la chaleur extraite. La seule voie de valorisation est en conséquence la production d'électricité. L'objectif du cycle de surface est donc de produire la plus grande quantité de travail possible.

4.1. Caractérisation du cycle de surface

Le cycle est contraint par les caractéristiques de la source chaude et la source froide. L'analyse suivante distingue parmi ces caractéristiques les paramètres de fonctionnement imposés et les variables d'ajustement disponibles.

1) Source chaude :

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_1 (T_{1e} - T_{1s})$$

avec :

- \dot{Q}_1 la puissance thermique apportée (exprimée en J/s, c'est-à-dire en W).
- \dot{m}_1 le débit du fluide géothermal ($m_1 = 100$ kg/s).
- C_1 la capacité calorifique du fluide géothermal ($c_1 = 4,33$ kJ/kg/K).
- T_{1e} la température du fluide géothermal en entrée de l'échangeur ($T_{1e} = 185^\circ\text{C} = 458,15$ K).
- T_{1s} la température du fluide géothermal en sortie de l'échangeur.

2) Source froide : La production de travail nécessite que le fluide de travail soit refroidi. La source froide vers laquelle est rejetée la part de chaleur Q_2 non convertie en travail est choisie pour sa disponibilité et son faible coût. Il s'agit généralement de l'air ambiant ou d'une eau courante, l'échange de chaleur avec le fluide de travail pouvant se faire soit par contact direct soit par l'intermédiaire d'un échangeur thermique. Par souci de simplification, nous supposons que le fluide de refroidissement est de l'eau et que le transfert de chaleur est effectué au premier ordre par simple conduction thermique. On a ainsi :

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_2 (T_{2e} - T_{2s})$$

avec :

- \dot{Q}_2 la puissance thermique rejetée (exprimée en J/s = W).
- m_2 le débit du fluide de refroidissement.

- C_2 la capacité calorifique du fluide de refroidissement ($C_2 = C_1 = 4,33 \text{ kJ/kg/K}$).
- T_{2e} la température d'entrée du fluide de refroidissement ($T_{2e} = 15^\circ\text{C} = 288,15 \text{ K}$).
- T_{2s} la température de sortie du fluide de refroidissement.

Conformément à ce qui a été établi précédemment, le cycle thermodynamique de conversion est ainsi entièrement déterminé par les paramètres T_{1s} et T_{2s} et m_2 , lesquels seront choisis de façon à optimiser la production de travail.

4.2. Le cycle parfait, cycle théorique de performance maximale

Le cycle parfait est le cycle thermodynamique théorique produisant la plus grande quantité de travail possible pour une source chaude et une source froide données. Ce cycle sert de référence pour la comparaison avec d'autres cycles possibles.

Le cycle parfait est défini de la façon suivante:

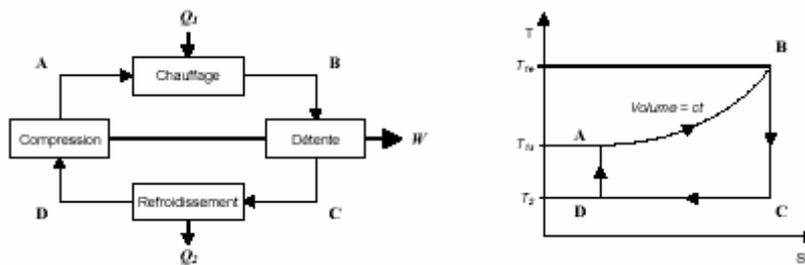


Figure 6 : Schéma et diagramme Température - Entropie d'un cycle Rankine simple et supposé parfait.

- l'intégralité de la chaleur géothermique est transmise au fluide de travail, ce qui suppose une conductivité infinie de l'échangeur ($T_B = T_{1e}$, $T_A = T_{1s}$) et un chauffage du fluide de travail à volume constant ($W_{AB} = 0$).
- la détente du fluide de travail est isentropique ($Q_{BC} = 0$).
- la source froide est assimilée à un réservoir thermique de capacité infinie dont la température reste constante ($T_{2s} = T_{2e} = T_2$) ; l'échange de chaleur est parfait ($T_C = T_D = T_2$).
- la compression du fluide pour le ramener à son état initial est isentropique ($Q_{DA} = 0$).

Ces caractéristiques permettent d'exprimer le rejet de chaleur Q_2 en fonction de T_{1s} :

$$\dot{Q}_2 = T_2 \cdot \Delta S_{CD} = -T_2 \cdot \Delta S_{AB} = -T_2 \cdot \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \ln \frac{T_{1e}}{T_{1s}}$$

Le cycle est donc entièrement défini par T_{1s} : T_{1s} est utilisé comme unique paramètre de réglage.

$$\eta^\circ = 1 - T_2 \cdot \frac{\ln T_{1e} - \ln T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s}}$$

$$\dot{W}^\circ = \eta^\circ \cdot \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (T_{1s} - T_{1e})$$

En considérant les sources chaude et froide utilisées dans le cas du projet Soultz, les évolutions du rendement et du travail produit en fonction de T_{1s} sont données sur la figure suivante :

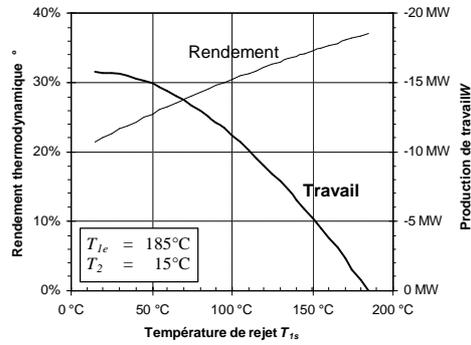


Figure 1 : Evolutions du rendement et du travail du cycle parfait en fonction de T_{1s} .

Les performances du cycle sont optimales pour $T_{1s} = T_2$ (pas de compression). Un travail de 15,8 MW est alors produit ($\eta = 21,4\%$).

4.3. Les cycles étudiés : le cycle de Rankine

Le cycle parfait n'est pas réalisable dans la pratique. La conversion de chaleur en travail (puis en électricité) utilise classiquement les principes thermodynamiques du cycle de Rankine : un fluide de travail chauffé par la source chaude est détendu dans une turbine puis condensé, de façon à réduire au minimum la consommation d'énergie nécessaire à sa compression.

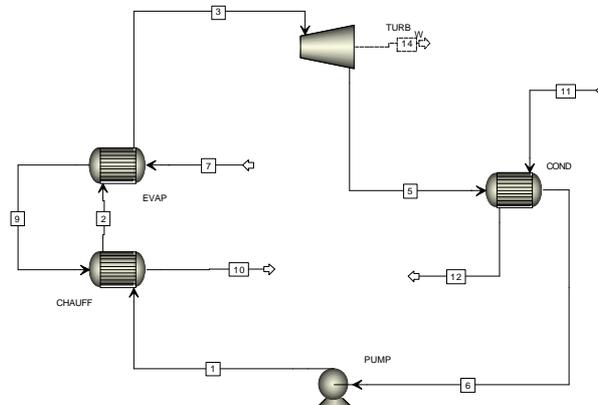


Figure 8 : Cycle de Rankine.

Un liquide étant quasiment incompressible, le travail de compression peut être négligé ; il s'agit finalement d'une opération plus mécanique que thermodynamique.

Un cycle de Rankine est formé de deux échanges de chaleur isobares et de deux échanges de travail adiabatiques. Rappelons qu'un changement de phase isobare est également isotherme.

L'objectif de l'étude est d'abord de comparer différents fluides de travail (« working fluids »), en tenant compte des éventuelles modifications de cycle nécessaires selon le fluide.

4.3.1. Cycle Rankine-Hirn

Le cycle de Rankine-Hirn se caractérise par la surchauffe du fluide avant l'entrée dans la turbine.

Une cascade d'échangeurs se charge du chauffage, évaporation et surchauffe du fluide à l'amont de la turbine. Un seul condenseur dissipe la chaleur rémanente du fluide avant d'être comprimé encore avec un système de pompage.

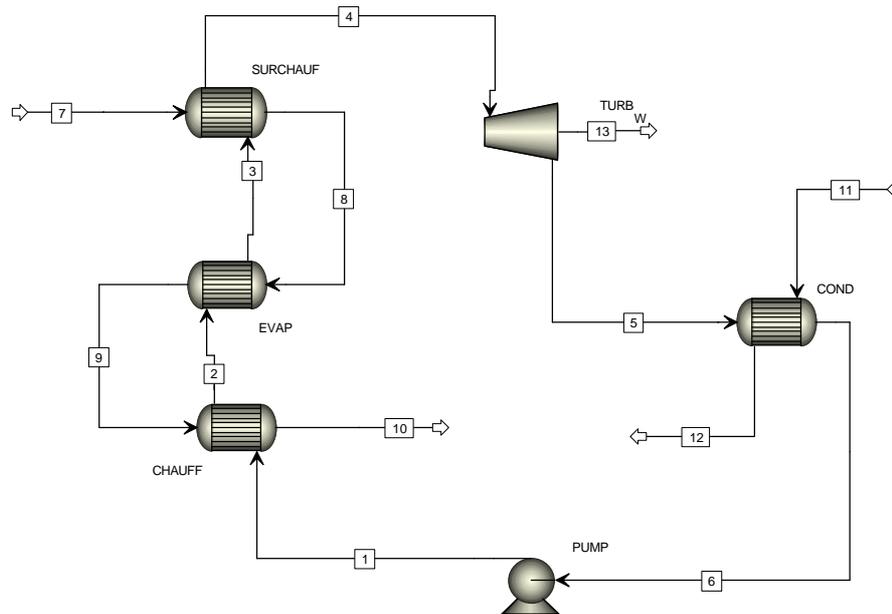


Figure 7 : Cycle Rankine composé de pompe, chauffeur, évaporateur, surchauffeur, turbine, condensateur.

Les fluides étudiés dans ce cas sont :

- ✍ l'eau.
- ✍ L'ammoniac.

Ce sont deux fluides avec des propriétés thermodynamiques très différentes, ce qui va affecter au fonctionnement du cycle ; pressions, températures, débits...

L'eau est systématiquement utilisée comme fluide de travail dans les centrales électriques à haute température (centrales à combustion nucléaire, fossile ou biomasse). Il s'agit du fluide de travail le mieux connu.

L'ammoniac est un fluide largement utilisé dans les cycles à plus basse température, par exemple dans la réfrigération. En revanche, il faut tenir en compte du risque environnemental qu'il comporte, contrairement à l'eau.

La surchauffe de ces fluides est rendue nécessaire pour éviter l'apparition de gouttelettes au cours de la détente, très nuisibles pour la durée de vie de la turbine.

4.3.2. Les cycles ORC : Organic Rankine Cycle.

Il s'agit d'une modification du cycle antérieur qui tire avantage d'une propriété des fluides organiques : leur détente dans une turbine assèche la vapeur (voir figure).

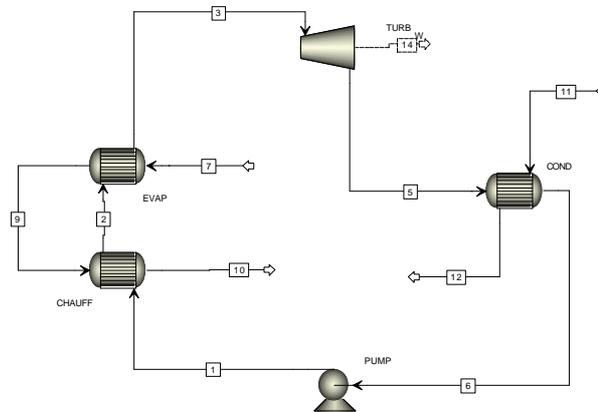


Figure 8 : Cycle ORC (Organic Rankine Cycle).

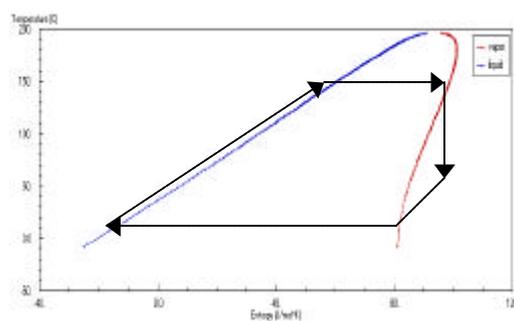


Figure 9 ; Diagramme T - S d'un hydrocarbure (iso - butane).
Le parcours du cycle est représenté dans le diagramme

Ce fait permet d'éliminer l'étape de surchauffe, donc d'éliminer un échangeur et de disposer d'une plus grande quantité d'énergie pour les étapes de chauffage et d'évaporation.

Les fluides étudiés sont :

- ✍ L'iso - butane.
- ✍ Le pentane.

Ces sont deux fluides largement utilisés selon la bibliographie dans les ressources géothermales de basse - moyenne énergie.

4.3.3. Le Cycle Kalina

Le cycle Kalina a été conçu pour améliorer l'efficacité énergétique des centrales électriques qui possèdent une source de chaleur à basse - moyenne température. C'est le cas des gaz d'échappement d'une turbine à gaz, biomasse, « direct fired coal burning plants » ou des certaines sources géothermiques. Dans le projet Soultz, la température de l'eau extraite est d'environ 180 – 200 °C avec une décroissance dans le temps. Dans ces conditions le cycle Kalina est intéressant à étudier.

Le fluide de travail (working fluid) du cycle est un mélange d'ammoniac et d'eau, dont la composition est adaptée pour chaque cas individuel. Une substance pure présente l'inconvénient de condenser et évaporer à une température constante. Le mélange ammoniac – eau condense et s'évapore à une température variable, cela permet mieux « suivre » la variation de température des sources chaude et froide, c'est à dire, de mieux capturer la chaleur et ainsi de diminuer la génération d'entropie du système et de s'approcher d'un procédé réversible idéal.

Le mélange des deux fluides se comporte comme un nouveau fluide. L'ammoniac est le plus volatile des deux, donc quand le mélange est chauffé il commence à vaporiser d'abord, (principe de la distillation). Le contraire se produit lorsqu'un mélange vapeur est refroidit, l'eau commence à condenser d'abord.

Une première différence pour le cycle Kalina peut – être faite selon la température de la source chaude :

- 1) Pour des sources chaudes suffisamment chaudes le mélange est évaporé complètement. Ce vapeur a une concentration identique au liquide initial. Il sera surchauffé si possible et le procédé de condensation suivant sera identique mais à l'invers.

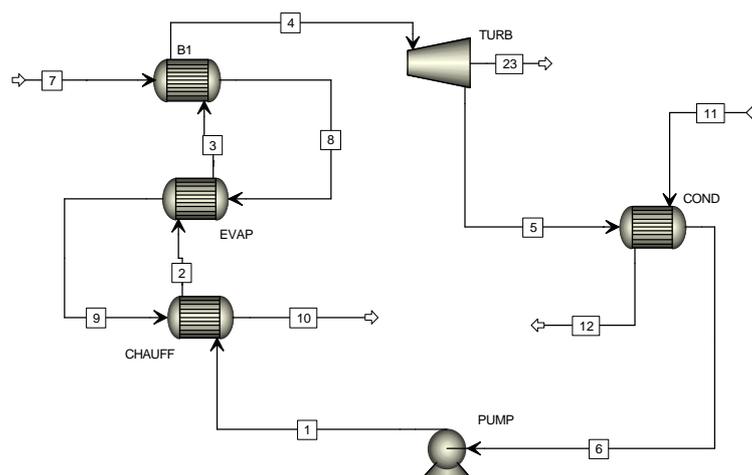


Figure 10 ; Cycle Kalina pour des hautes températures. Configuration similaire à KCS11.

- 2) Si la source chaude est insuffisante pour évaporer le mélange (<120°C approx.), une autre disposition du cycle est nécessaire car du liquide est toujours présent dans le flux. On introduit alors un séparateur au système qui assure d'envoyer seulement de la vapeur à la turbine.

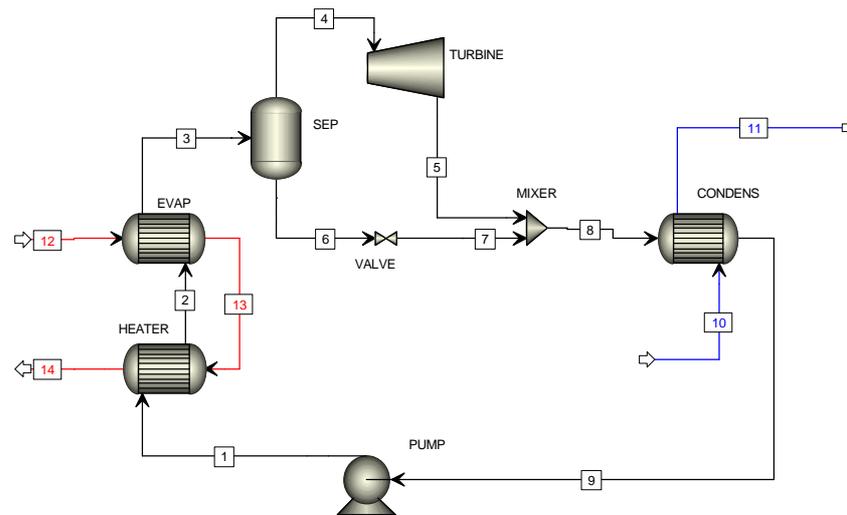


Figure 11 ; Cycle Kalina pour des basses températures. Configuration KCS34 sans récupérateur.
Composants : pompe, chauffeur, évaporateur, séparateur, turbine, valve de détente, mixer et condenseur.

Une autre avantage que le cycle Kalina présente est la possibilité de l'adapter à différentes conditions (températures de sources chaudes et froides) en changeant la pression et la concentration d'ammoniac dans le mélange.

Procédé de refroidissement et condensation :

À la sortie de la turbine, la vapeur est près de la saturation. A plus haute température l'énergie produite par le cycle diminue. Avec des récupérateurs de chaleur il est possible de diminuer ces pertes et d'en profiter pour préchauffer le mélange avant l'évaporateur et refroidir la vapeur en sortie de la turbine avant le condenseur.

Une autre différence entre Kalina et ORC est que la température du mélange NH₃-H₂O en sortie du condenseur dépend de la température d'entrée de l'eau de refroidissement, tandis que pour un fluide organique, la température de sortie du condenseur dépend de la température de sortie de l'eau de refroidissement, plus élevée que la température d'entrée. Il s'agit d'une autre conséquence du fait que la température de changement de phase n'est pas constante.

Cette différence est importante pour l'efficacité du cycle mais surtout quand l'eau de réfrigération est limitée : une baisse du débit d'eau de refroidissement augmente sa température de sortie donc, dans le cas d'un ORC, la pression de décharge de la turbine.

4.3.4. Le cycle hybride

L'objectif de l'hybridation du système est d'améliorer les performances du cycle par effet de levier en adjoignant une source de chaleur annexe Q_1' à haute température. Du point de vue purement énergétique, l'origine de cette chaleur est indifférente : il peut par exemple s'agir d'un combustible, fossile ou non, ou de chaleur solaire.

Une hybridation est toujours possible, quel que soit la configuration du cycle et le fluide de travail utilisé. Notre ambition est ici de modifier un cycle eau vapeur de façon à produire autant de travail qu'avec un cycle organique.

L'architecture d'un cycle de Rankine permet d'envisager deux formes d'hybridation. La source de chaleur annexe ayant une température supérieure à la source géothermique, elle permet :

- 1) Soit de surchauffer le fluide de travail en amont de la turbine.

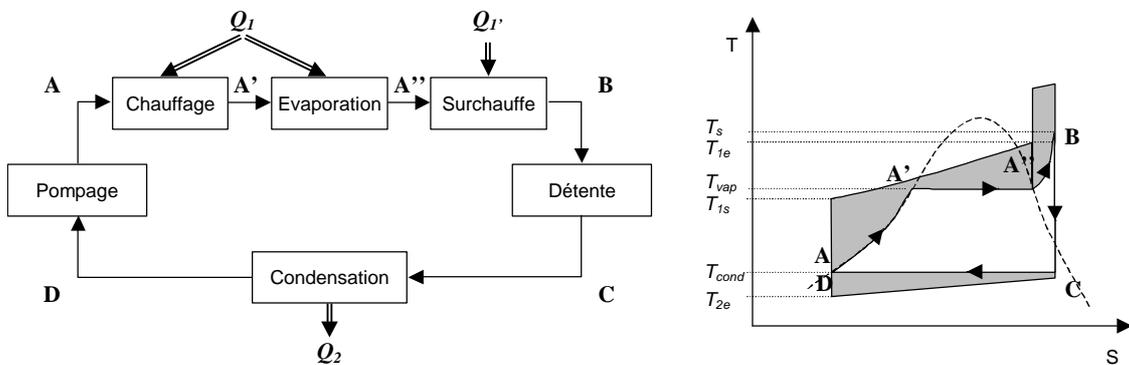


Figure 12. Schéma de principe et diagramme entropique d'une surchauffe hybride.

- 2) Soit de surchauffer le fluide géothermique en amont du cycle.

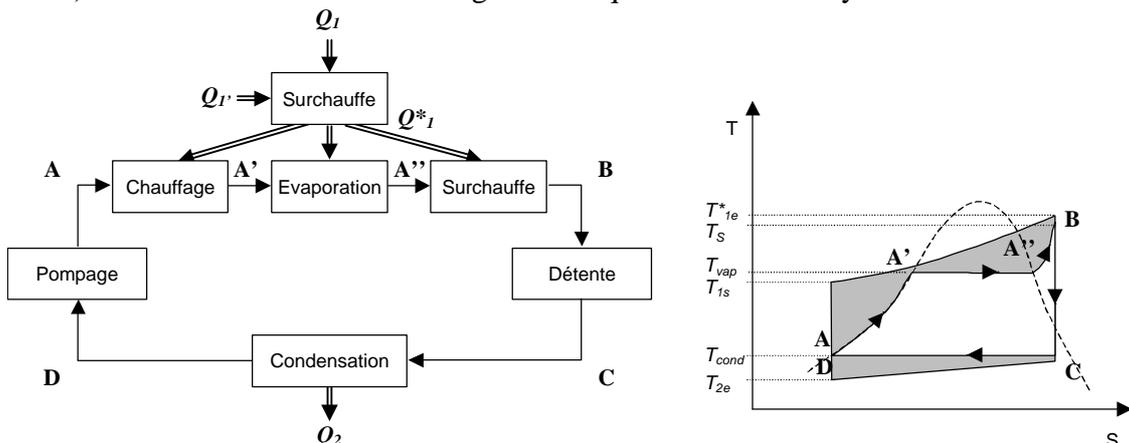


Figure 13. Schéma de principe et diagramme d'entropie d'un cycle de Rankine hybride en surchauffant le fluide géothermique en amont du cycle.

L'intérêt est d'augmenter :

- a. la température de surchauffe du fluide de travail
- b. et la pression de pompage.

4.3.5. Modifications des cycles pour augmenter les performances

Tous les cycles décrits peuvent faire l'objet de modifications de la configuration avec comme objectif d'accroître la production de travail et les performances générales du cycle. Il s'agit en particulier :

- de l'installation de régénérateurs à l'aval de la turbine.
- de l'installation d'un séparateur dans le cas du cycle Kalina.

5. METHODOLOGIE

L'objectif de l'étude est de comparer différents fluides de travail (« working fluids ») du point de vue des performances énergétiques, c'est-à-dire de la production d'électricité à partir de la ressource géothermique de Soultz.

Il s'agit d'une étude prospective pour laquelle aucune mesure réelle permettant le calage des modèles ou la validation des résultats n'est disponible. Son objectif étant de comparer des alternatives de conception, nous supposons que l'application rigoureuse d'une même méthode de calcul à tous les cas d'étude suffit à supprimer le risque de biais entre ceux-ci : plus que les valeurs absolues du travail calculé, ce sont les écarts entre ces valeurs qui constituent le critère de comparaison significatif.

La méthode de calcul a consisté à modéliser pour différents fluides de travail le bilan énergétique du cycle de surface fonctionnant dans les conditions prévues sur le site de Soultz et à rechercher le point de fonctionnement optimal.

Le logiciel choisi pour réaliser les simulations est Aspen Plus 12.0. Ce logiciel permet notamment de modéliser les cycles thermodynamiques, d'introduire les paramètres et contraintes nécessaires et de faire des simulations et des études de sensibilité pour comparer les résultats obtenus et représenter les courbes de tendance.

5.1. Principes généraux de la méthodologie

- 1) Fixer les valeurs des contraintes de fonctionnement.
Ces valeurs correspondent au régime de fonctionnement prévu sur le site de Soultz.
Ex: Température de l'eau géothermale en surface = 185 °C.
- 2) Choisir le fluide et la méthode de calcul de ses propriétés.
Aspen ne possède pas une bibliothèque des propriétés thermodynamiques des différents fluides ; celles-ci sont calculées selon des modèles qui doivent être spécifiés par l'utilisateur. Le choix du modèle a un impact critique sur la validité des résultats .
- 3) Concevoir le cycle sur l'interface d'Aspen.
- 4) Définir (par hypothèse) les paramètres de dimensionnement du modèle.
Ex: Rendement isentropique de la turbine = 0,8
- 5) Définir les contraintes permettant de vérifier la réalité physique des résultats. *Ex: Température fluide chaud > Température fluide de travail.*
- 6) Réaliser les études de sensibilité permettant d'identifier le point de fonctionnement optimal, c'est à dire, pour produire un travail maximal et vérifier que toutes les conditions introduites, même les hypothèses de dimensionnement des composants, sont vérifiées.
- 7) Synthétiser et analyser les résultats de façon à anticiper les coûts (débit fluide de travail, débit fluide froid, pressions...).

5.2. Contraintes de fonctionnement

La plupart des constantes et contraintes fixés dès le départ sont déduites des caractéristiques du Projet Soultz et de la technologie des roches chaudes fracturées., La simulation utilise les données qui sont prévues comme objectif à court/moyen terme Les données manquantes sont fixées par hypothèse.

1. Température de la ressource pour la production d'électricité = 185 °C,
2. Débit maximal du fluide géothermal: 100 kg/s,
3. Fluide géothermal assimilé à une eau pure maintenu à une pression en surface de 20 bar (hypothèse),
4. Température de ré-injection du fluide géothermal = 90°C,
5. Débit de source froide suffisamment important pour pouvoir considérer une température de source froide constante = 35°C . Cette température est la température à la sortie du système réfrigérateur en prenant en compte aussi les spécifications de design pour avoir un saut de températures entre fluides suffisants dans le pire des scénarios possibles. Le fluide réfrigérant est de l'eau pure.
Selon la note « *Géothermie de roches fracturées. Projet Soultz* »,« La réfrigération sèche limite les besoins en eau et élimine l'impact visuel de panaches de vapeur mais offre des performances réduites lors des épisodes chauds. Le système sec-humide provisoirement retenu devrait permettre de bénéficier des avantages des deux types de réfrigération ».
6. Fonctionnement en régime sous-critique,
7. Titre de vapeur minimum dans la turbine = 0,9,

5.3. Choix du fluide de travail et méthode de calcul de ses propriétés.

Conformément aux conclusions du chapitre précédent, le fluide de travail utilisé est :

- de l'eau (systématiquement utilisé dans les centrales thermiques classiques)
- de l'ammoniac (fréquemment utilisé en réfrigération)
- un composé organique fréquemment utilisé dans les centrales électriques à ressource géothermique, biomasse ou solaire, typiquement de l'iso-butane ou du pentane.

Les propriétés thermodynamiques du fluide sont calculées selon le modèle plus adapté pour chaque fluide de travail. Ainsi :

- Eau : ASME
- Ammoniac : PR
- ORC : PR
- Kalina : RK – SOAVE

Les études pour le cas de l'eau comme fluide de travail et pour les installation hybrides on été faites avec la méthode STEAM – TA qui suit les corrélations des tables de vapeur ASME 1967.

Pour plus de détail sur les autres méthodes de calcul utilisées, voir l'Annexe C.

5.4. Conception du cycle de surface.

Conformément aux conclusions du chapitre précédent, le cycle de surface est un cycle de Rankine, composé d'un générateur de vapeur, d'une turbine, d'un condenseur et d'une pompe de circulation (consommant un travail qui doit être négligeable).

La conception du cycle se fait après avoir définie la méthode de calcul et avoir un modèle de flowsheet qui va être représenté sur l'interface de ASPEN. Les caractéristiques et paramètres de dimensionnement, conditions, etc..., sont introduits dans ce moment sur le logiciel.

5.5. Définition des contraintes de fonctionnement

Le schéma général d'un cycle Rankine est le suivant :

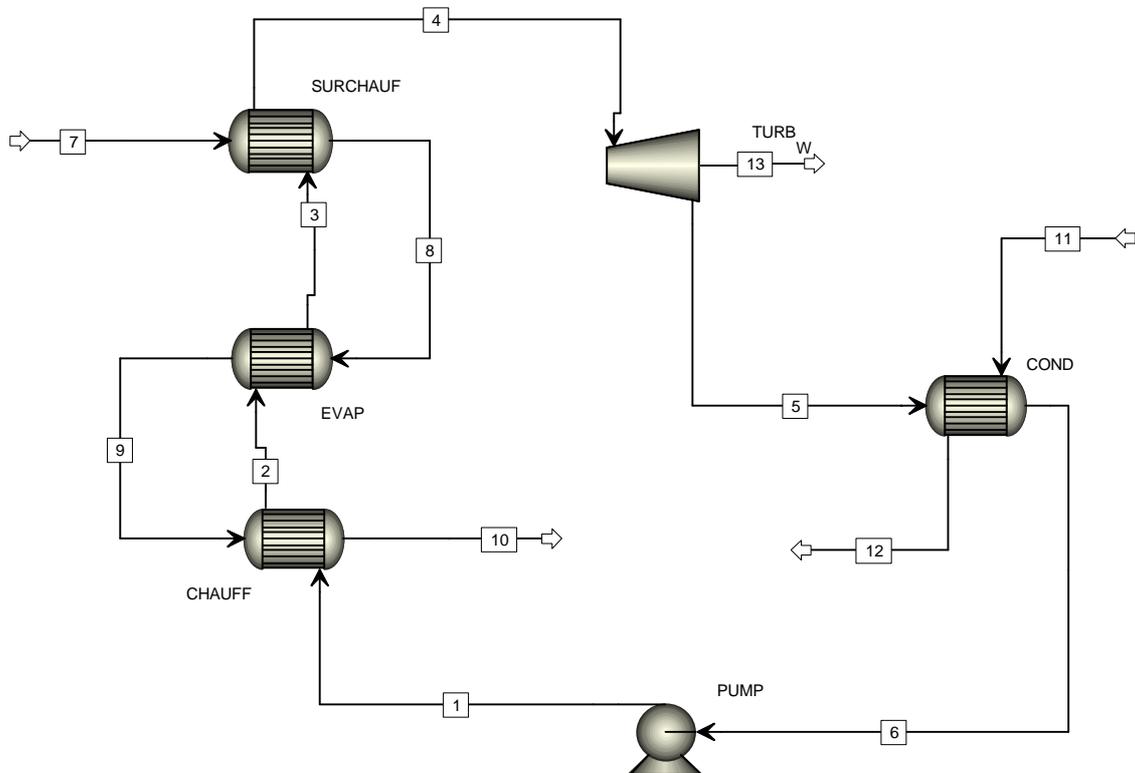


Figure 14 : Cycle Rankine. Fluide de travail : eau – vapeur.

On distingue 3 types de contrainte de fonctionnement, selon la variable d'état considérée :

a. Conditions sur le titre de vapeur.

- i. Dans le courant 1 : il ne doit pas y avoir de vapeur (problèmes techniques de pompage).

$$T1 = Tsat (P1) : \% \text{ vap1} = 0$$

- ii. Dans le courant 4 : tout le fluide doit être en phase vapeur avant d'entrer dans la turbine. La présence d'eau peut modifier le rendement de la turbine.

$$T4 = Tsat (P4) : \% \text{ vap4} = 1 \text{ (ou vapeur saturée ou plutôt surchauffée)}$$

- iii. Dans le courant 5 : le titre de vapeur dans la turbine doit être élevé :

$$\% \text{ vap5} = 0,9 \text{ (hypothèse)}$$

iv. Dans le courant 6 : la condensation doit être complète.

$$T6 = T_{\text{sat}}(P6) : \% \text{ vap6} = 0$$

b. Conditions sur les pressions.

1. Cycle : $P1 = P2 = P3 = P4 = P5 = P6$
2. Circuit eau géothermal : $P7 = P8 = P9 = P10$
3. Circuit eau réfrigération : $P11 = P12$

c. Conditions sur les températures.

- Pompe : $T1 = T6.$
- Turbine : $T4 = T5$
- Chauffeur : $T9 = T2.$
 $T9 = T10.$
 $T10 = T1.$
 $T10 = 90 \text{ °C}$
 $T2 = T1.$
- Evaporateur : $T3 = T2.$
 $T8 = T9.$
 $T8 = T3.$
 $T9 = T2.$
- Surchauffeur : $T4 = T3$
 $T7 = T8$
 $T7 = T4$
 $T8 = T3$
- Condenseur : $T5 = T6$
 $T12 = T11$
 $T5 = T11$
 $T6 = T12$

Les échangeurs de chaleur sont supposés à contre-courant.

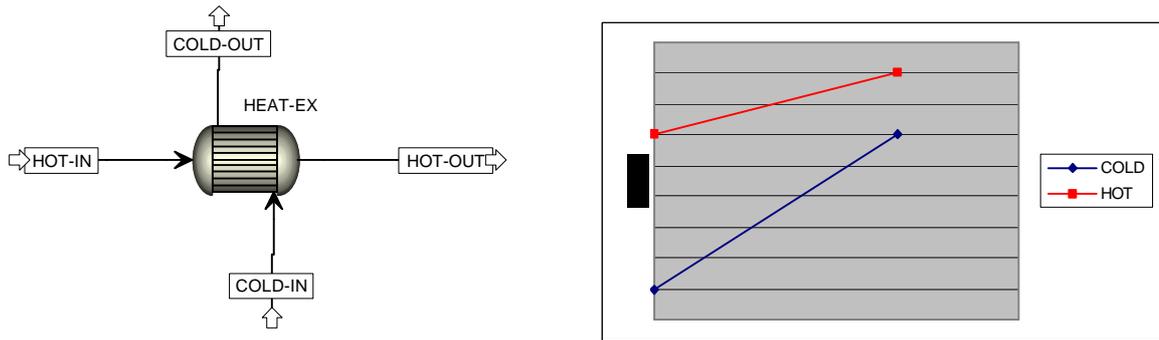


Figure 15 ; Représentation d'un échangeur.

La température du courant chaud doit donc être plus haute à l'entrée qu'à la sortie Tandis que celle du courant froid est plus haute à la sortie qu'à l'entrée. Il est nécessaire de vérifier que ne se produit pas de « crossover », c'est à dire, décroisement de températures entre les courants chaud et froid. C'est à cause de ça que deux nouvelles contraintes sont ajoutées :

$$\begin{aligned} T_{\text{sortie (chaude)}} &= T_{\text{entrée (froide)}} & T_{10} &= T_1 \\ T_{\text{entrée (chaude)}} &= T_{\text{sortie (froide)}} & T_7 &= T_4 \end{aligned}$$

Pour un échangeur idéal contre-courant et sans changement de phase ces deux conditions suffiraient mais la géométrie de l'échangeur ou la possibilité d'un changement de phase peut donner lieu à la situation suivante :

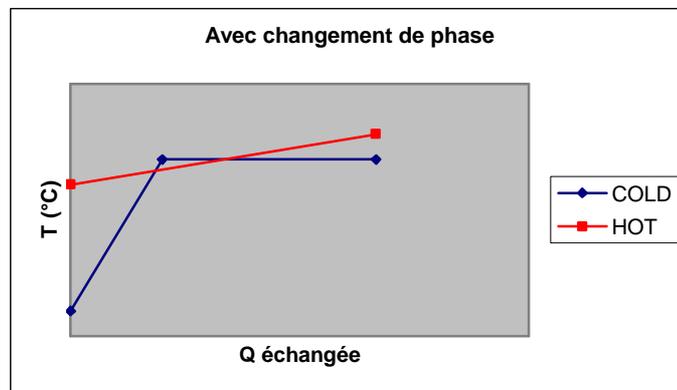


Figure 16 ; Représentation des évolutions de la température au cours d'un échange de chaleur avec changement de phase : Fonctionnement incorrect

Avant de faire un pre-étude pour trouver les meilleures conditions de fonctionnement, il faut fixer quelques-unes.

- Dans la courant 2 : le chauffeur doit arriver jusqu'au point de saturation du liquide.

$$T2 = Tsat (P2) : \% \text{ vap2} = 0$$

- Dans la courant 3 tout le liquide a été évaporé. C'est à dire, l'évaporateur est dimensionner pour atteindre seulement le changement de phase.

$$T3 = Tsat (P3) : \% \text{ vap3} = 1$$

- Egalement le condenseur aura comme courant de sortie liquide saturé.

$$T6 = Tsat (P6) : \% \text{ vap6} = 0$$

Toutes les contraintes présentées sont générales pour tous les fluides. L'introduction de composants supplémentaires imposent des contraintes supplémentaires (régénérateur, séparateur).

5.5.1. Réaliser les études de sensibilité.

Comme établi précédemment, les variables de réglage pour les fluides de travail sont les pressions de condensation et d'évaporation (elles déterminent les températures aussi et les échanges avec les sources chaude et froide) et le débit du fluide de travail.

Les plages de variation dépendent donc du fluide de travail considéré. La méthode d'optimisation du cycle est un calcul itératif avec Aspen sur les études de sensibilité pour chaque variable en cherchant à maximiser le travail produit par la turbine.

Avant de faire un pre-étude pour trouver les meilleures conditions de fonctionnement, il faut fixer quelques-unes.

- Dans la courant 2 : le chauffeur doit arriver jusqu'au point de saturation du liquide.

$$T2 = Tsat (P2) : \% \text{ vap2} = 0$$

- Dans la courant 3 tout le liquide a été évaporé. C'est à dire, l'évaporateur est dimensionner pour atteindre seulement le changement de phase.

$$T3 = Tsat (P3) : \% \text{ vap3} = 1$$

- Egalement le condenseur aura comme courant de sortie liquide saturé.

$$T6 = Tsat (P6) : \% \text{ vap6} = 0$$

5.5.2. Définir conditions de dimensionnement.

Cette partie du cahier de charges est complémentaire aux conditions de réglage et fonctionnement car quelques hypothèses décrites ici étayent les idées conçues dans les étapes précédentes.

- On suppose la perte de charge pour tout l'équipement comme négligeable. On aura donc 4 pressions dans le procédé tel qu'il est défini par l'instant :
 1. Pressions dans le cycle électrogène ;
 - a. Haute pression : De la pompe à la turbine. $P1 = P2 = P3 = P4$
 - b. Basse pression : De la turbine à la pompe $P5 = P6$
 2. Pression du circuit de l'eau géothermal. Courants 7, 8, 9, 10.
 3. Pression du circuit de l'eau de réfrigération. Courant 11, 12.

- Les pertes énergétiques au large du procédé sont aussi négligées.

- Pompe ; Aspen demande deux rendements
 1. *Pump ? efficiency?* $\frac{HP_{fluide}}{HP_{brake}} ? 1$

 2. *Driver ? efficiency?* $\frac{HP_{brake}}{HP_{electrical}} ? 1$

- Echangeurs de chaleur ; tous avec la même contrainte en principe, une température d'approche maximale de 5 °C entre les courants chaud et froid.

- La turbine est définie par son rendement isentropique et par une performance mécanique de 1. Dans la détente, la biphasé liquide – vapeur est permise, comme dans la pompe.

6. RESULTATS.

Les résultats obtenus après les simulations sur Aspen sont triés et analysés pour trouver le point de fonctionnement optimum qui maximise le travail produit par la turbine. Les résultats sont donc présentés selon le cycle et le fluide choisi afin de mieux permettre une comparaison entre les performances de chaque technologie.

6.1. CYCLE RANKINE - HIRN

6.1.1. Eau – Vapeur.

Le principal problème du système eau – vapeur vient des propres caractéristiques thermodynamiques de l'eau. La ressource géothermal dont on dispose est de basse température ce qui fait que la température à laquelle l'eau va être évaporer ne puisse pas être trop haute, donc la pression d'évaporation ne sera pas haute non plus du fait que l'eau à température ambiante s'évapore à 100°C. Dans la Figure 18 il est possible d'apprécier les pressions d'évaporations pour toute la rangée des températures dont le cycle peut travailler [90 – 185 °C].

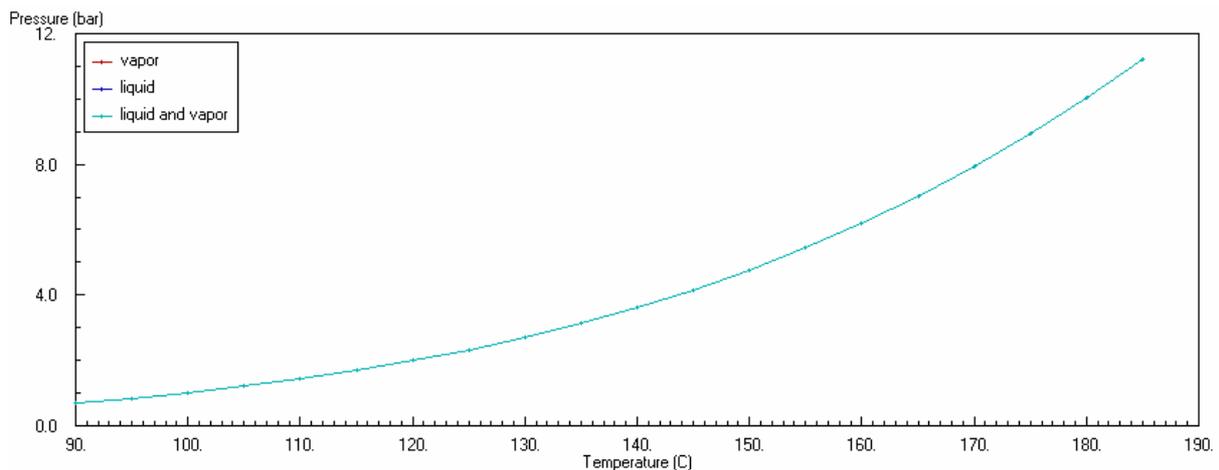
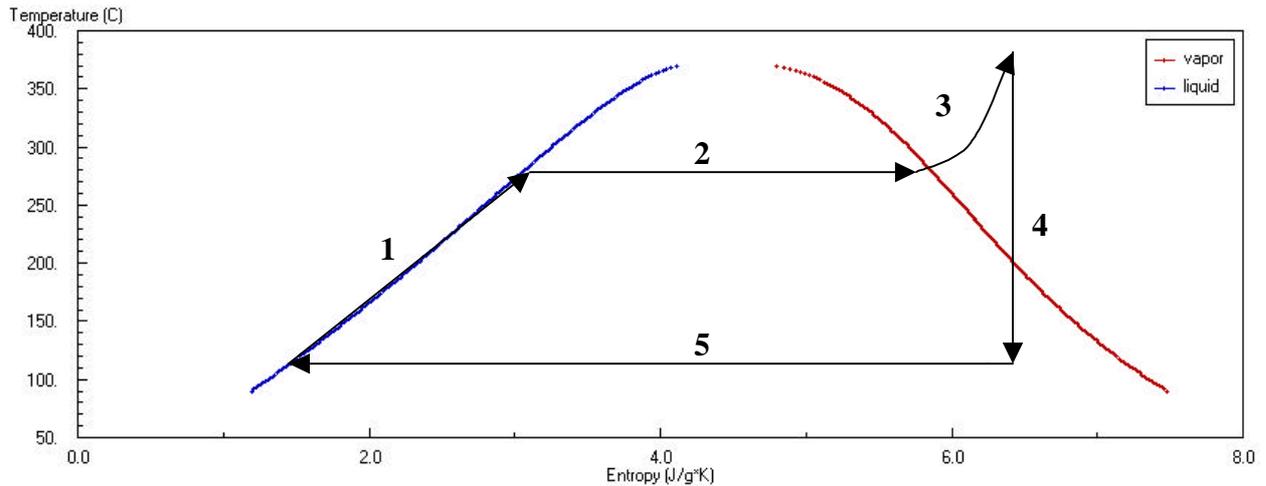


Figure 18 ; Pression d'évaporation de l'eau VS Température.

Mais le problème s'accroît à cause de la détente de la vapeur dans la turbine. Il ne s'agit pas seulement d'arriver à évaporer l'eau puisque dans la détente il se forme des gouttelettes de liquides qui sont gravement nuisibles pour les éléments physiques de la turbine. La solution est donc la surchauffe du fluide de travail. Pour pouvoir faire cette surchauffe la température d'évaporation de l'eau doit être suffisamment éloignée de la température d'entrée du fluide géothermal, c'est à dire, de la source chaude (185°C). La Figure 19 montre le diagramme Température – Entropie de l'eau. La forme montre la nécessité de la surchauffe pour ne pas rentrer trop dans la zone diphasique au moment de la détente.



**Figure 19 ; Diagramme T – S de l'eau. Sur lui un cycle Rankine – Hirn est dessiné mais il ne correspond pas aux conditions du cycle étudié. On apprécie :
1) Chauffage, 2) Evaporation, 3) Surchauffe, 4) Détente, 5) Condensation.**

Pourtant le problème qu'on trouve est de disposer d'un ratio des pressions dans le cycle bas dû à la basse température de la source chaude et aux besoins technologiques d'une surchauffe.

Le cycle travail à sous – pression pour produire un maximum de travail. Dans la littérature des détente jusqu'à 0,08 bar dans des cycles du même genre ont été trouvés mais il reste l'incertitude de prévoir le coût, la faisabilité d'une telle technologie et la stabilité du système face à des possibles fuites.

Les résultats obtenus viennent résumés dans le tableau suivant :

Tableau 4 ; Résumé des résultats du cycle Rankie - Hirn eau – vapeur.

	EAU
TRAVAIL (MW)	4,5 - 5,3
Rendement (%)	14 - 17
Débits (kg/s)	10 - 13
HP (bar)	1,2 - 2
LP (bar)	0,1 - 0,3
T _{vap} (°C)	105 - 119
T _{surchauffe} (°C)	175 aprox
T _{re injection} (°C)	98 - 115
Titre de vapeur à l'aval de la turbine	0,9 - 0,95
Rendement isentropique turbine	1

Une analyse des conditions de fonctionnement du cycle donne les suivants conclusion :

- Les débits sont faibles ce qui se traduit dans une réduction dans le coût des composants du cycle dû à la taille et au travail du pompage. Ceci est de toute façon négligeable face au travail produit et pour le cas de l'eau l'ordre

de grandeur a un rapport de 1 :1000 si en compare le travail de pompage / travail produit.

- On constate les prédictions sur la basse pression à l'amont de la turbine qui devra faire une détente en sous – pression pour produire des puissances intéressantes.
- La température de re – injection est élevée (la contrainte est $T > 90^{\circ}\text{C}$) ce qui indique une possibilité de réutilisation de cette chaleur restante du fluide géothermal.
- Le titre de vapeur à l'aval de la turbine est assez bas et peu occasionner des dégâts dans la turbine. De toutes façons, ce titre de vapeur est augmenté dès que le rendement isentropique de la turbine descend un peu. Par contre le travail produit est réduit. Prévoir une diminution du 20 % sur le travail produit avec rendement isentropique = 1 pour des rendements plus généralisés autour 0,8.

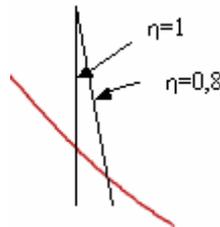


Figure 20 ; Représentation de l'influence du rendement isentropique dans la détente. Un rendement isentropique plus bas déplace la sortie de la turbine vers la courbe de la vapeur saturée, c'est à dire, vers une vapeur plus sèche.

6.1.2. Ammoniac

Les caractéristiques thermodynamiques de l'ammoniac font disparaître les problèmes antérieurement décrits de l'eau. Par contre, son diagramme Température – Entropie garde une forme similaire à celui de l'eau et fait normalement nécessaire une surchauffe du fluide de travail à l'amont de la turbine afin d'éviter un titre de vapeur trop bas dans la détente.

Donc, au contraire que l'eau, l'ammoniac permet au cycle d'avoir une différence des pressions considérable, c'est à dire une détente et un pompage importants. L'ammoniac possède des propriétés thermodynamiques très différentes de l'eau, il évapore à basse température (240 K à 1atm) ce qui permet d'augmenter la pression et trouver des conditions de travail dans le cycle plus convenables au cas d'une source de chaleur géothermale de basse température.

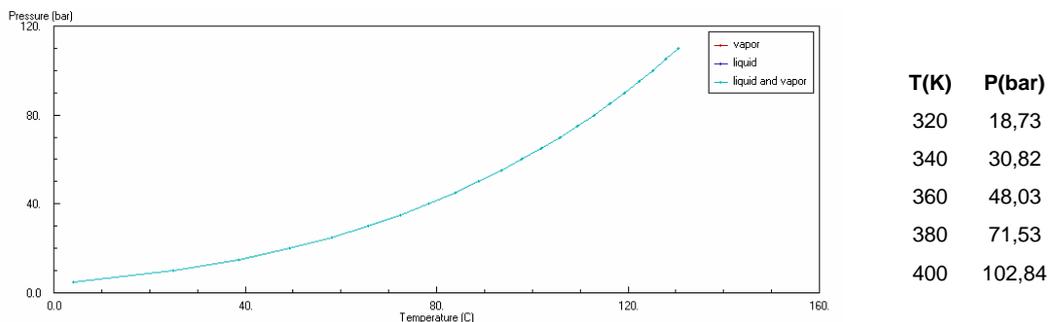


Figure 21 ; Pression d'évaporation de l'ammoniac VS Température.

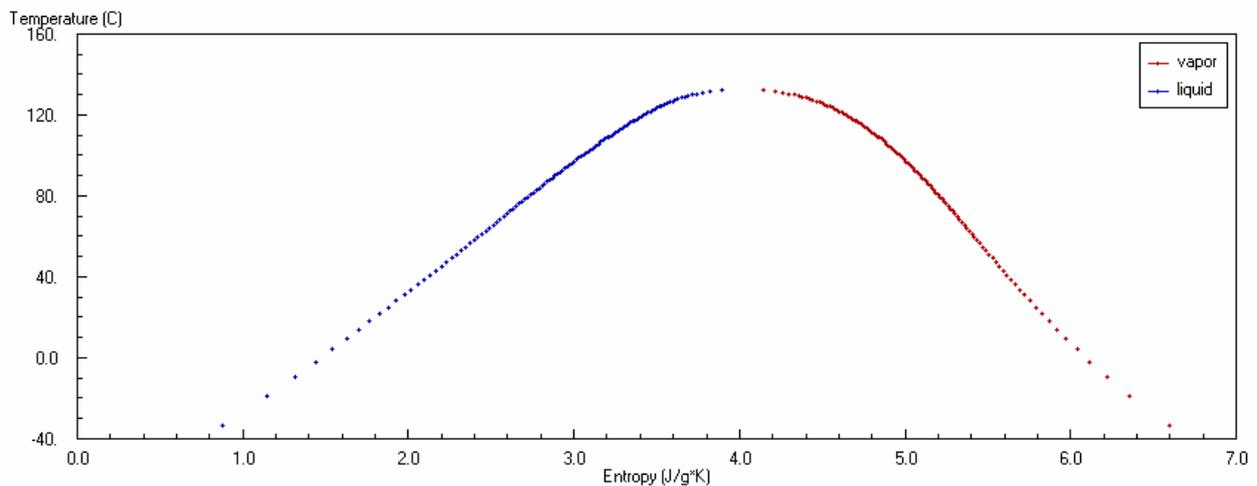


Figure 22 ; Diagramme T – S de l'ammoniac.

Avec la source chaude disponible il serait possible d'utiliser un cycle supercritique pour l'ammoniac mais dans le cahier des charges cette option n'était pas prise en compte. Donc, comme dans le cas de l'eau une étude préliminaire a été faite pour trouver les gammes de données où se place le point de fonctionnement optimum du cycle.

Les résultats obtenus sont affichés dans le tableau suivant :

Tableau 5 ; Résumé des résultats du Cycle Rankine ayant de l'ammoniac comme fluide de travail

	AMMONIAC
TRAVAIL (MW)	7 – 8.5
Rendement (%)	-
Débits (kg/s)	25 – 35
HP (bar)	80 - 100
LP (bar)	16
T _{vap} (°C)	113 – 125
T _{surchauffe} (°C)	165 – 173
T _{re injection} (°C)	90
Titre de vapeur à l'aval de la turbine	0.95 – 1
Rendement isentropique turbine	1

A différence du cycle Rankine eau – vapeur, utiliser l'ammoniac comme fluide de travail permet d'obtenir des travaux plus importants, de l'ordre d'un 60 % plus qu'avec l'eau. L'ammoniac est pourtant un fluide calorifique très intéressant et historiquement utilisé avec fréquence. Les nouvelles lois sur l'environnement et considération des fluides dangereux font de son choix une considération plutôt théorique pour affronter plus tard l'étude du cycle Kalina qui comporte un mélange eau – ammoniac d'un haut pourcentage comme fluide de travail.

- Les rendement n'ont pas été étudiés dans ce cas mais ils s'achèvent plus hauts que pour le cas de l'eau – vapeur. Un calcul simple envisage des rendements autour un 19% pour des rendements isentropiques hauts.
- La pression de pompage, dans les échangeurs et à l'amont de la turbine est considérable et elle peut être importante dans le dimensionnement des composants du cycle, tuileries, matériaux... Cet un facteur pas négligeable qui peut même changer la configuration et disposition des fluides dans les échangeurs (cas d'un fluide à haute pression dans un échangeur à carcasse et tubes : la disposition des fluides est en fonction des différents paramètres, par exemple quand la pression d'un d'eux est élevée il se situe dans les tubes pour éviter une grosseur de la carcasse qui peut faire augmenter beaucoup le prix de l'échangeur).
- A différence du cycle eau – vapeur tout le cycle se trouve à pression.
- La température de re – injection est plus basse. La chaleur apportée par le fluide géothermal est mieux transférée au fluide de travail.
- Prévoir une réduction du travail produit et une augmentation du titre de vapeur à l'aval de la turbine en fonction des rendements isentropiques plus bas.

6.2. Cycles ORC

Les avantages des cycles Rankine qui utilisent des fluides organiques comme les hydrocarbures a été décrite dans le point 3.3.2 mais sera de nouveau remarqué pendant l'étude des résultats qui sont présentés ici.

6.2.1. Isobutane.

La courbe d'équilibre du changement de phase de l'isobutane présente des caractéristiques intermédiaires entre les courbes de l'eau et de l'ammoniac vues auparavant.

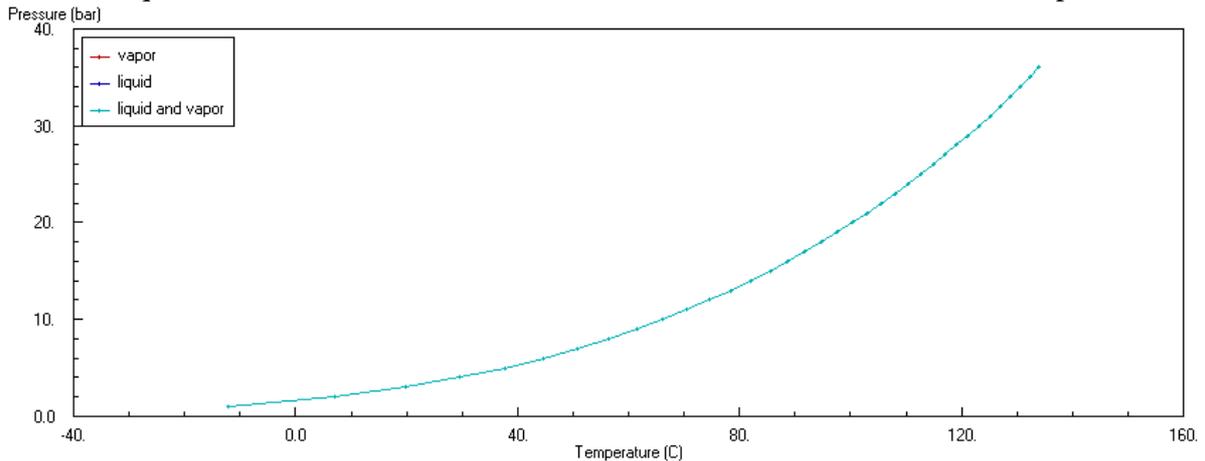


Figure 23 ; Pression d'évaporation de l'isobutane VS température.

La rangée de températures à laquelle on peut opérer pour mettre en fonctionnement le système est toujours au dessous de la température du fluide géothermal puisque la température critique de l'isobutane est de 133 °C. Il est possible donc d'avoir un cycle supercritique mais comme il a été déjà dit, ça ne rentrait pas dans les objectifs de cette étude, de plus que des références sur un cycle supercritique de ce style n'ont pas été trouvées dans la bibliographie.

La Figure 24 représente le diagramme température – entropie de l'isobutane. Les courbes, allongées vers la droite montrent l'avantage des fluides organiques. Une détente partant de la vapeur saturée ne risque pas de rentrer dans la zone diphasique.

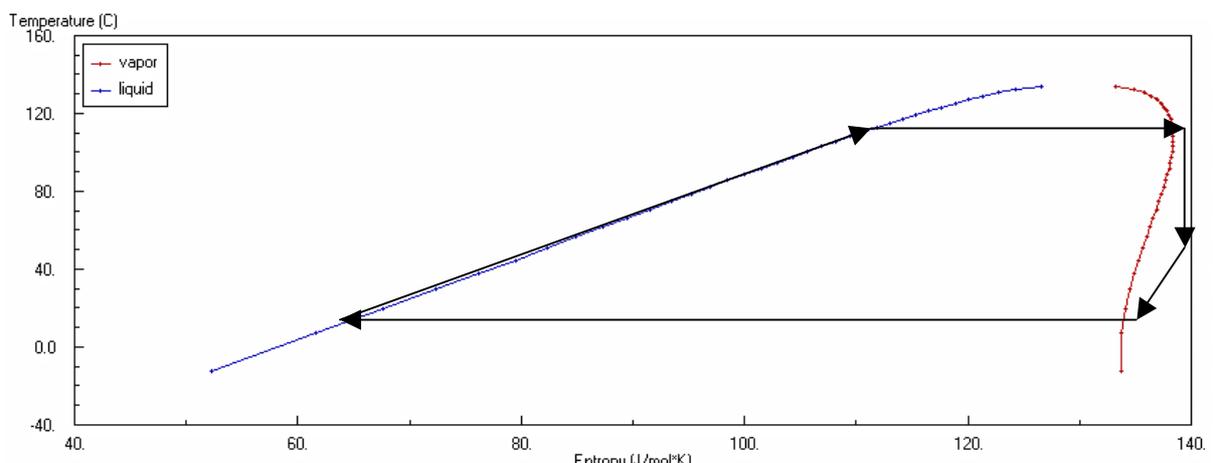


Figure 24 ; Diagramme T – S de l' i – C4.

Le schéma du procédé analysé est le suivant :

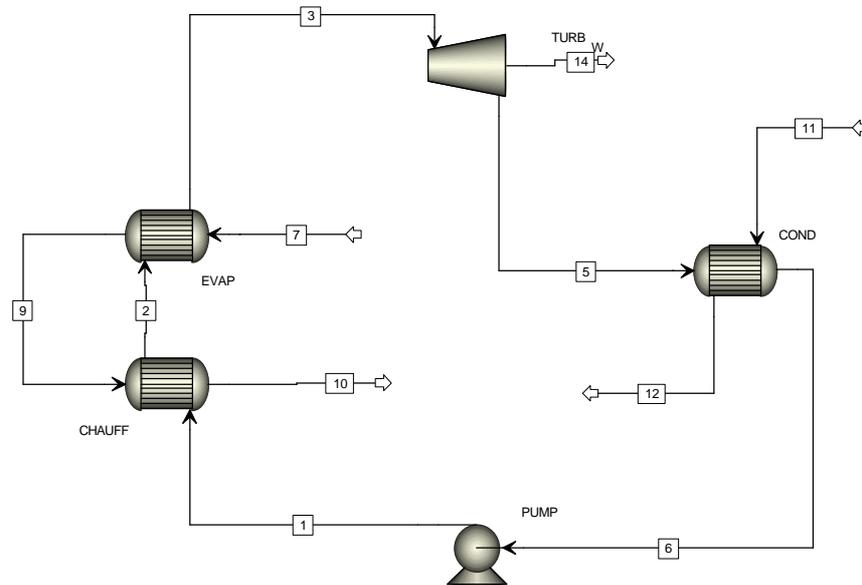


Figure 25 ; Flowsheet du procédé ORC.

Le tableau 6 montre les résultats obtenus une fois analysés et triés :

Tableau 6 ; Résumé des résultats du Cycle ORC ayant de l'isobutane comme fluide de travail.

	ISOBUTANE
TRAVAIL (MW)	8,6 – 9,1
Rendement (%)	19,5 – 20,5
Débits (kg/s)	84 – 86
HP (bar)	34 – 36
LP (bar)	5 – 6
T _{vap} (°C)	130 – 134
T _{surchauffe} (°C)	NON
T _{re injection} (°C)	80 – 90
Titre de vapeur à l'aval de la turbine	1
Rendement isentropique turbine	1

Les performances générales du cycle semblent très satisfaisantes. Une analyse en profondeur des résultats permet d'affirmer les suivantes conclusions :

- Les travaux obtenus doublent ceux du cycle Rankine avec de l'eau – vapeur comme fluide de travail et du même ordre de grandeur que ceux de l'ammoniac.
- Les rendements sont plus élevés.

- Ainsi, les débits sont beaucoup plus importants que dans les deux cas antérieurs. Les coûts de pompage, dimensions des composants du cycle (turbines, échangeurs, tuileries...) seront influencés.
- Les pressions d'évaporation pour lesquelles le travail optimum a été trouvé (34 – 36 bar) sont très proches du point critique de l'i – C4.
- Pour le cas de l'eau la plus part de la chaleur du fluide géothermal était utilisé dans l'évaporateur. Le i – C4 possède une chaleur latente beaucoup moins importante, effet qui est agrandi du fait d'être proche du point critique (à plus haute pression de vaporisation la chaleur nécessaire pour le changement de phase diminue).
- Le rendement isentropique de la turbine = 1 fait prévoir des réductions du travail produit d'une façon proportionnelle (réduction d'un 20 % pour un rendement isentropique = 0,8).
- La surchauffe est inexistante et pas nécessaire. Dans la détente la vapeur reste toujours sèche même avec un rendement isentropique = 1. Pour l'inefficacité d'une possible surchauffe du fluide de travail une étude parallèle a été faite avec les suivant conclusions comme résultats :
 - 1) Le surchauffage d'un fluide organique, dans ce cas l'iC4, dans un cycle ORC devient inutile et suppose une perte de puissance et de rendement. Les pertes de puissance dans le procédé en surchauffant sont de l'ordre de **9 – 10 %**. Les rendements sont de l'ordre 7% plus bas.
 - 2) Les débits du fluide de travail sont plus hauts en détendant la vapeur saturée (sans surchauffe).
 - 3) La température de surchauffe obtenue dans l'étude était la maximale permit par les contraintes des échangeurs, c'est à dire, une température de 180 °C pour un pincement (pinch) de 5°C dans le surchauffeur.

- 4) La répartition de la chaleur apportée par le fluide géothermal dans les différentes étapes est la suivant :

ECHANGEUR	% ECHANGE
Chauffeur	75,83
Evaporateur	6,72
Sur – chauffeur	17,45
TOTAL	100,00

Tableau 7 ; Distribution des échanges de chaleur dans un cycle ORC avec i-C4 et surchauffe

6.2.2. Pentane.

Le pentane a été choisi comme deuxième fluide organique pour analyser les performances des cycles ORC (Organic Rankine Cycle). Dans la littérature le pentane et l'isopentane sont souvent trouvés comme fluides de travail de ce genre de cycles thermodynamiques. Un mélange binaire entre hydrocarbures est aussi trouvé comme un fluide de travail assez commun mais cette étude est centré dans les caractéristiques des fluides organiques comme fluides purs, un mélange binaire eau – ammoniac est étudié dans le cycle Kalina.

Le pentane est un liquide dans des conditions standard (température d'évaporation = 36 °C) tandis que l'isobutane est un gaz. La détente dans la turbine pourra être faite jusqu'à une pression plus basse avec le pentane, par exemple à 1bar (35,7°C) ou 2bar (57,5°C) que dans le cas précédent. Par contre le pompage (sans tenir en compte un cycle avec le pentane comme fluide supercritique) a comme limite la pression critique ($P_c = 33,7$ bar, $T_c = 196,6$ °C), un peu plus basse que pour l'isobutane (36 bar). De toutes façons la température critique fait impossible un fonctionnement en régime supercritique car elle est plus haute que la température de la source chaude.

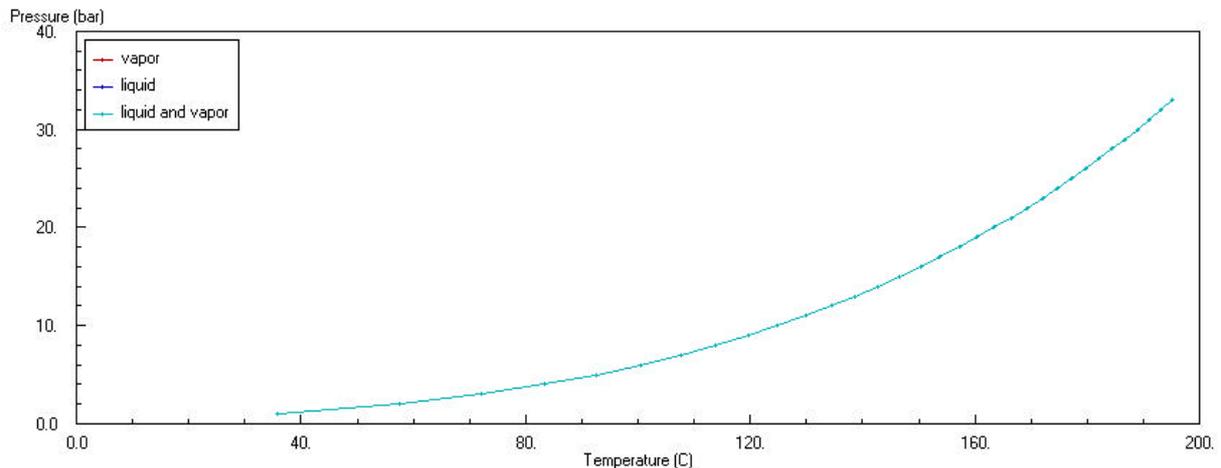


Figure 26 ; Pression d'évaporation du pentane VS température.

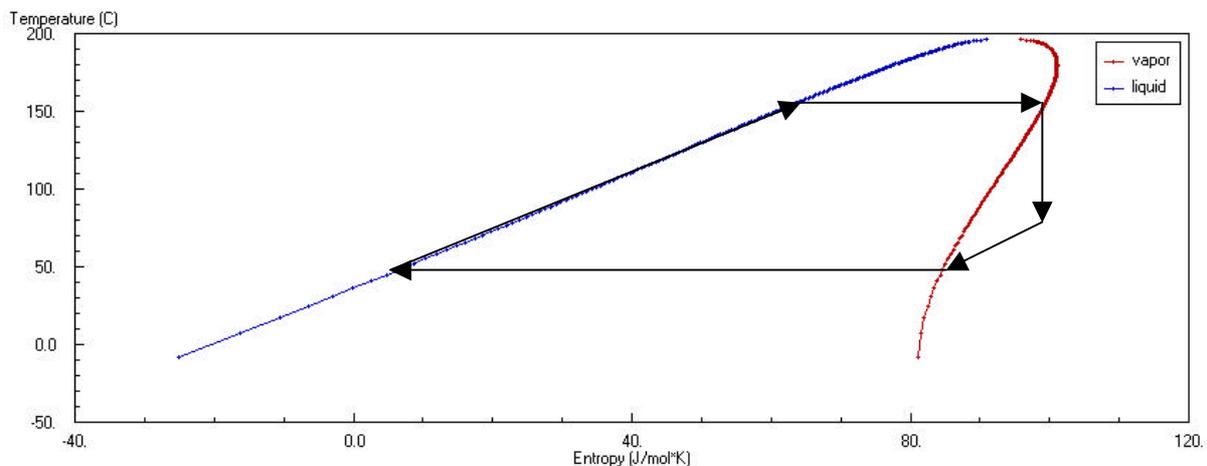


Figure 27 ; Diagramme T – S du pentane.

Le schéma ou flowsheet du procédé ne souffre aucune variation en relation au cycle ORC qui utilise l'isobutane comme fluide de travail. Un tableau comme les précédents montre un résumé des performances obtenues par le pentane.

Tableau 7 ; Résumé des résultats du Cycle ORC ayant du pentane comme fluide de travail.

	PENTANE
<i>TRAVAIL (MW)</i>	8 – 8.4
<i>Rendement (%)</i>	18,5 – 20,5
<i>Débits (kg/s)</i>	70 – 78
<i>HP (bar)</i>	12 – 14
<i>LP (bar)</i>	1 – 2
<i>T_{vap} (°C)</i>	134 – 142
<i>T_{surchauffe} (°C)</i>	NON
<i>T_{re injection} (°C)</i>	82 – 90
<i>Titre de vapeur à l'aval de la turbine</i>	1
<i>Rendement isentropique turbine</i>	1

- Les travaux produits par la turbine sont de l'ordre d'un 7 % inférieur à ceux de l'isobutane. Les rendements restent du même ordre de grandeur, environ 20%. Par contre les débits du iC4 sont un 13 % plus important.
- Comme c'était prévu une fois observées les caractéristiques thermodynamiques du pentane. Les pressions du cycle (haute et basse) ont un rapport proche du 1/3 par rapport à celles de l'isobutane. Dans ce cas le fonctionnement du cycle est plus éloigné du point critique du fluide.
- Une gamme plus vaste de températures d'évaporation par rapport aux limites des températures des sources chaudes et froides permet ce fonctionnement plus éloigné du point critique mais aussi une température d'évaporation plus importante que pour l'isobutane.
- En respectant les avantages nommées des cycles ORC, même avec un rendement isentropique de la turbine de 1, le pentane – gaz reste toujours sèche pendant la détente sans avoir besoin d'une surchauffe. Prévoir donc une baisse des travaux produits et des rendements du cycle en fonction des rendements isentropique de la turbine plus bas.
- La possibilité de surchauffe n'a pas été considérée vue la manque d'intérêt qu'a été montrée dans l'étude précédent du iC4.

6.3. CYCLES HYBRIDES.

La possibilité d'apporter chaleur à partir d'une source non – géothermale et sans les restrictions qui caractérisent le projet de Soultz, c'est à dire, de température suffisamment haute pour surpasser le seuil de 185°C, est ici analysée. La source alternative de chaleur peut être d'origine fossile, solaire... Le fluide choisi est l'eau – vapeur pour répondre à la question d'une comparaison entre les ORC et un cycle hybride.

6.3.1. Chauffer le fluide géothermal en amont du cycle.

L'avantage de cette solution est en principe de permettre un apport de chaleur mieux réparti sur l'ensemble de l'échange. Le fluide géothermal voit sa température augmentée dans un échange juste avant l'entrée dans le cycle thermodynamique proprement dit. Le résultat est de pouvoir considérer un cycle Rankine avec une source chaude de température plus élevée.

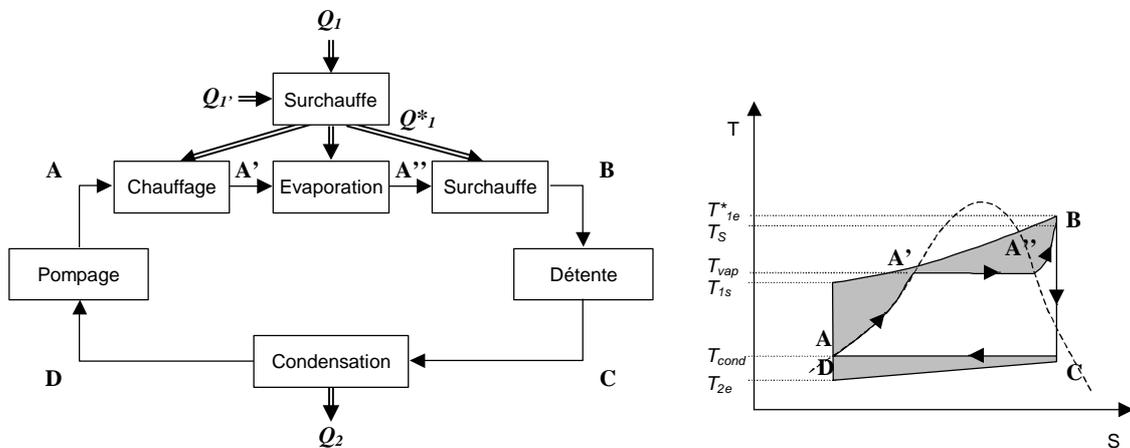


Figure 28 ; Schéma et diagramme $T - S$ du cycle hybride en apportant la chaleur en amont du cycle.

La Figure 28 représente ce point de façon que la nouvelle chaleur apportée par le fluide géothermal au fluide de travail soit :

$$Q_1 + Q_1' = Q_1^*$$

Avec :

Q_1 = chaleur originale de la source géothermale.

Q_1' = chaleur apportée par la source alternative.

Q_1^* = chaleur transférée par le fluide géothermal au cycle.

- La chaleur hybride introduite dans le procédé a été calculé de la manière suivante :
 1. La chaleur utile totale de l'eau géothermal est :

$$Q_1 = M_{geo} \cdot \overline{C_p}(T, P) \cdot (T_e - T_s)$$

$$M = 100 \text{ kg /s}$$

$$T_e = 185 \text{ °C}$$

$$T_s = 90 \text{ °C}$$

2. Donc cette chaleur suppose un 85 % de l'énergie totale utilisé par le cycle. Si on prend le 15 % restant comme l'autre énergie (solaire, biomasse, fossile...) cela signifie que la température de l'eau géothermal augmente de 185 °C à environ 200 - 205 °C. On va prendre 205 °C plutôt.

Il faut indiquer le risque de ce calcul dans le cas où la température de l'eau géothermal soit supérieure à 90 °C. Dans ce cas, si on suppose que la chaleur hybride reste constant, le pourcentage d'hybridation est plus haut. Pourtant il est possible de parler de deux degrés d'hybridation ; un sur la chaleur utile totale et originale du fluide géothermal et un degré d'hybridation plus variable et dynamique en fonction de la chaleur totale utilisée dans l'échange (qui est naturellement plus bas que la chaleur utile originale).

Les variations du système avec l'apport d'énergie supplémentaire que le cycle hybride propose ont été suivies en fonction de plusieurs paramètres.

6.3.1.1. Variations en fonction de la température de surchauffe.

Pour mieux apprécier les variations on fixe quelques paramètres : Débit = 12 kg/s ; HP = 2 bar ; LP = 0,1 bar.

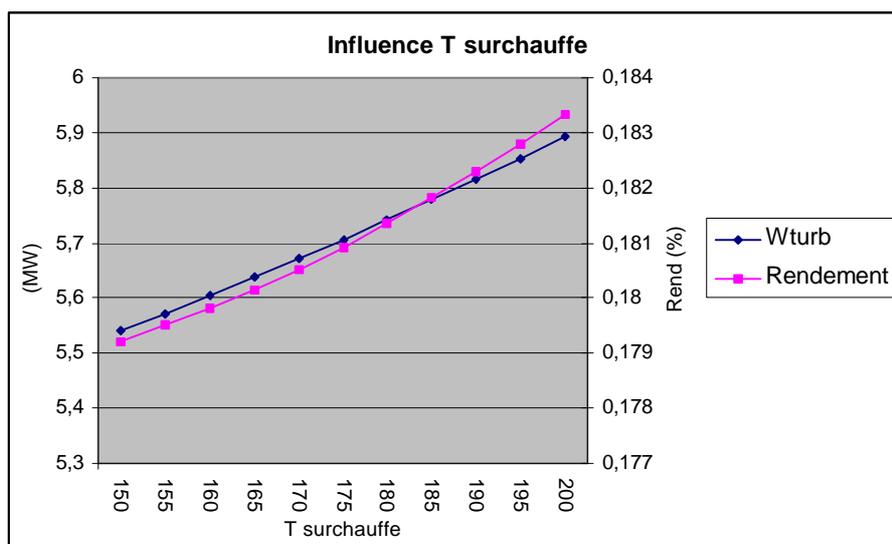


Figure 29 ; Influence de la température de surchauffe

Note importante : les rendements calculés n'ont pas pris en compte la chaleur hybride. Si on tient en compte cette chaleur les rendements seront réduits considérablement selon le degré d'hybridation.

Conclusions :

- A) Le travail produit augmente presque linéairement avec la T surchauffe.
- B) Le rendement croît plus vite pour des T surchauffe plus hautes. C'est peut être dû au titre de vapeur dans la détente de la turbine ; un % de liquide dans les turbines fait descendre considérablement les performances et endommage sérieusement les composants. Le titre de vapeur dans les conditions simulées reste important ; entre 0,89 et 0,92. Ces chiffres seront augmentés avec des rendements isentropiques plus bas, par contre le travail produit sera aussi réduit.
- C) La température de sortie de l'eau géothermal ne descend pas de façon importante (réinjections entre 121 et 125 °C), cela indique que le travail peut être encore augmenté si d'autres conditions sont variées. En tout cas c'est l'inconvénient d'utilisée l'eau comme fluide de travail ; les hautes températures d'évaporation (si on tient en compte la proximité de la source chaude géothermal) pour des basses pressions.
- D) Un accroissement de la température de surchauffe suppose dépenser plus de chaleur dans le surchauffeur. Pourtant cette chaleur pouvait être utilisée à évaporer l'eau à une plus haute pression. L'analyse suivant va vérifier ce point.

6.3.1.2. Variations en fonction de la pression de pompage.

La température de sortie du surchauffeur va être fixée à 175 °C, ce qui signifie une vapeur séchée de 55 °C.

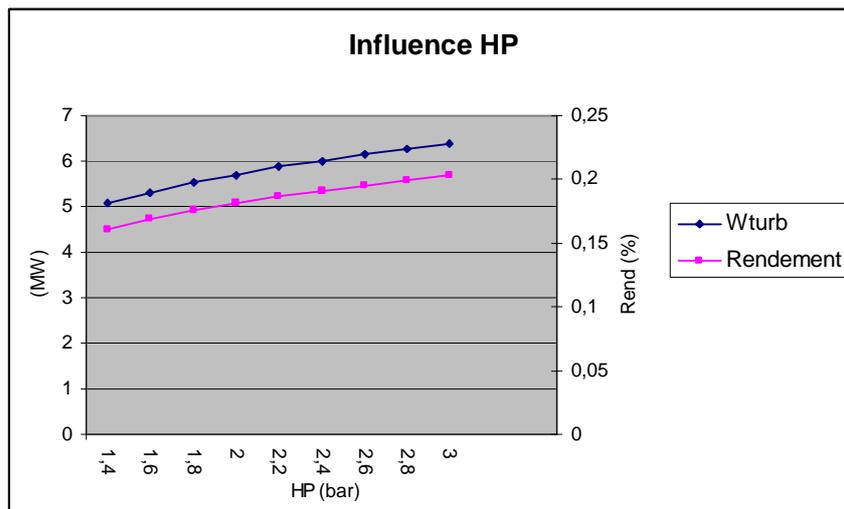


Figure 30 : Influence de la pression de pompage.

Conclusions :

- A) Travail et rendement sont favorisés par l'accroissement de la pression de pompage mais :
- B) Dans les deux dernier cas représentés dans la figure 30, il se produit une erreur, car le pincement dans l'évaporateur (5°C) n'est pas respecté. Donc dans ces conditions, il est impossible de monter à plus haute pression au moins que la température de surchauffe ne soit pas réduite. Mais cette solution reste en tout cas impossible car avec 175°C comme T surchauffe, le titre de vapeur à la sortie de la turbine pour la plus part des pressions ici affichées est trop bas ($<0,9$). Donc, en conclusion, il faut dire que la surchauffe pour le cas de l'eau est nécessaire même avant de favoriser le cycle avec une haute pression de pompage. Une solution pourrait être étudiée ; augmenter la pression de détente.

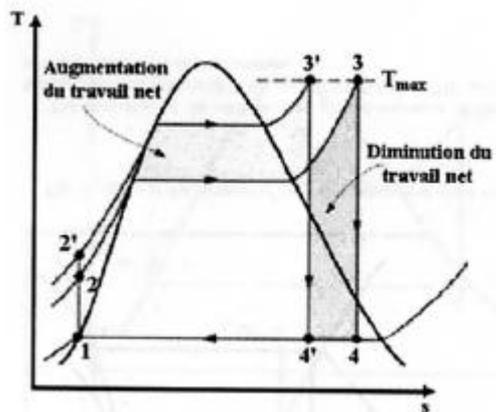


Figure 31 : Pour une même T surchauffe, effet d'augmenter la pression de pompage.

6.3.1.3. Variations en fonction de la pression de détente.

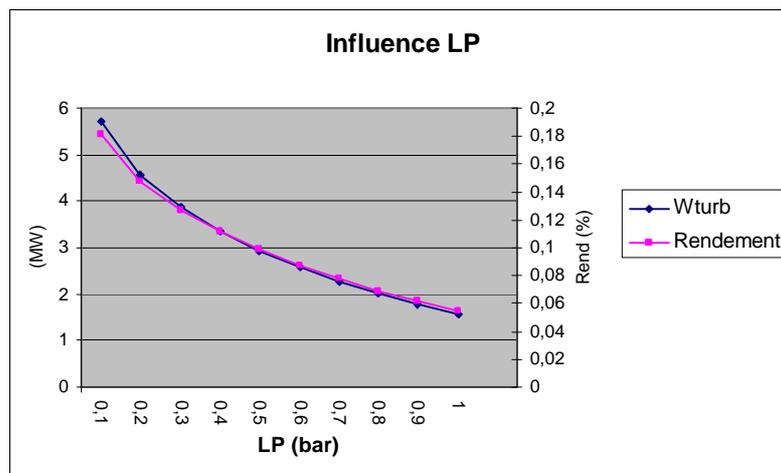


Figure 32 : Influence de la pression de détente.

Conclusions ;

- A) La pression de détente est un facteur qui détermine énormément le rendement et la production de travail du cycle en les décroissant. C'est à cause des caractéristiques de l'eau, l'intervalle entre HP et LP est assez petit donc une réduction de cette intervalle, quelqu'elle soit, a une influence importante dans le reste du procédé. Il reste la contrainte technologique de la basse pression de détente pour laquelle l'eau comme fluide géothermal peut produire assez de travail. Dans l'article « *Experiences in geothermal production via new products development and effective production delocalization* » L. Lazzery, F. Diotti, Ansaldo Energia, Italy une référence est trouvée sur ce point; la troisième unité de la plante géothermal de Gunung Salak, mise au point par Ansaldo (constructeur italien), la turbine à vapeur fait la détente de 6,5 bar à 0,1 bar. Donc il y a des exemples où ces basses pressions sont trouvées, mais il faut considérer que cette unité a une puissance de 55 MW. La taille de la turbine peut être la contrainte...
- B) Des pressions plus basses sont difficiles d'atteindre car ses températures de condensation correspondantes seront trop proches de la température de l'eau de refroidissement (35 °C).

6.3.1.4. Variations en fonction du débit du fluide de travail.

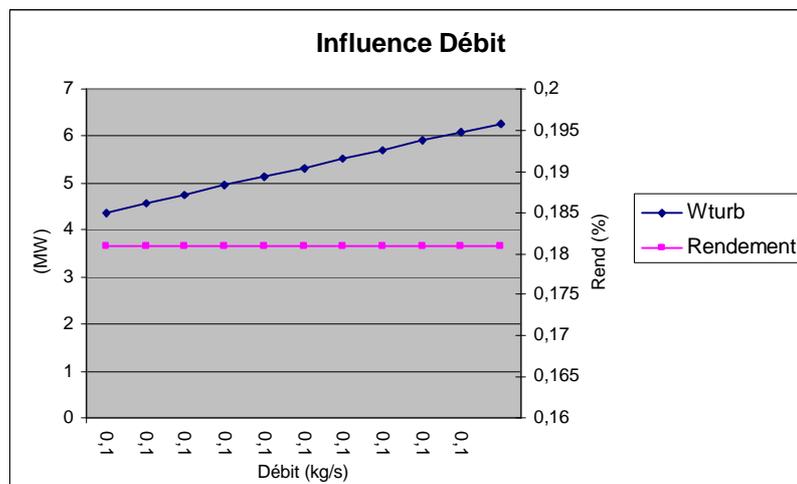


Figure 33 : Influence du débit du fluide de travail.

Conclusions :

- A) Le travail produit augmente presque linéairement avec le débit.
- B) Le rendement reste constant.
- C) Donc la chaleur transférée du fluide géothermal au fluide de travail du cycle doit augmenter aussi linéairement.
- D) Cela peut – être discutable. le travail produit par la turbine dépend directement du débit :

$$W \propto M_{\text{workingfluid}} \cdot h_{\text{isen}}$$

Mais pour une turbine donnée, le rendement varie en fonction de plusieurs variables, entre eux, le débit. Donc il faut attendre que pour une même turbine, le rendement ne soit pas constant et que le travail produit ne soit pas linéaire.

En plus, la chaleur transférée dans les échangeurs peut aussi varier en fonction du débit (vitesse, Reynolds, coefficient de transfert...).

- E) L'accroissement du débit est lié à une descente de la température de sortie du fluide géothermal dû à la quantité de chaleur qui a été augmentée.

6.3.1.5. Variations en fonction du rendement isentropique de la turbine.

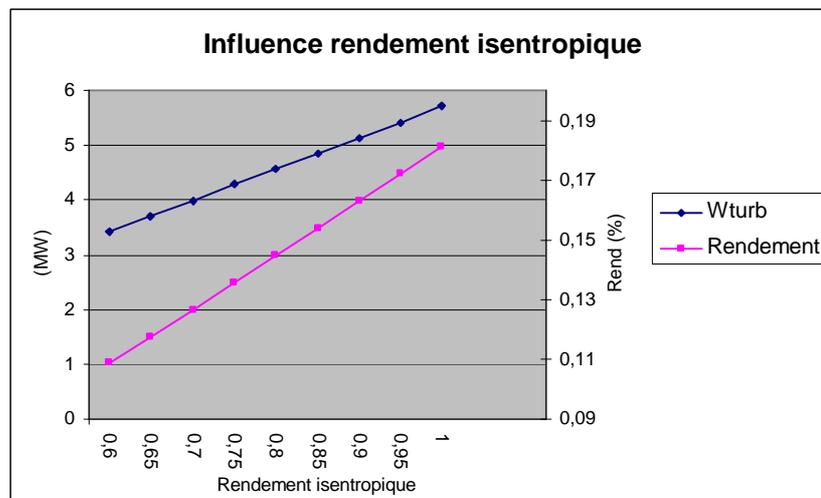


Figure 34 : Influence du rendement isentropique de la turbine.

Conclusions : Ce facteur a deux effets opposés.

- A) C'est positif pour le travail produit et le rendement. Ils augmentent de façon linéaire, au moins dans la zone diphasique (l'accroissement d'enthalpie dans le changement d'état se produit de façon constant).
- B) Par contre, un rendement isentropique plus bas peut devenir un avantage pour ne pas produire trop de liquide dans la turbine.

6.3.1.6. Variations en fonction du degré d'hybridation.

Avec la spécification de T de surchauffe = 175 °C, cette étude perd son intérêt car l'augmentation d'énergie disponible dans la source chaude n'est pas suivie d'un accroissement de température ou de pression à l'amont de la turbine ou du débit du fluide de travail. Par contre en regardant la T sortie de l'eau géothermale, c'est possible d'observer que plus de travail pourrait être produit. A une température plus haute, plus de chaleur qui n'a pas été utilisée.

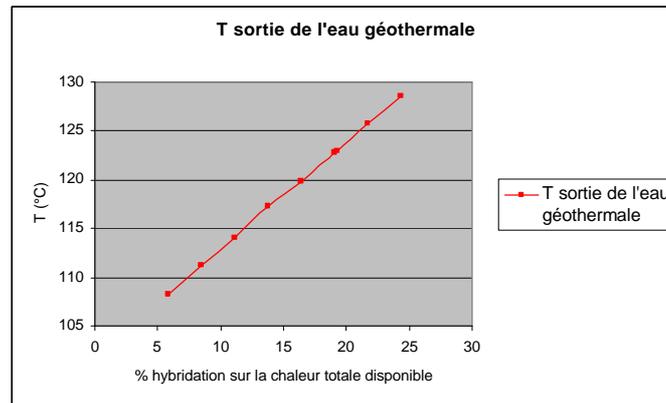


Figure 35 : Influence du % d'hybridation sur la température de sortie de l'eau géothermale.

6.3.2. Surchauffe du fluide de travail en amont de la turbine.

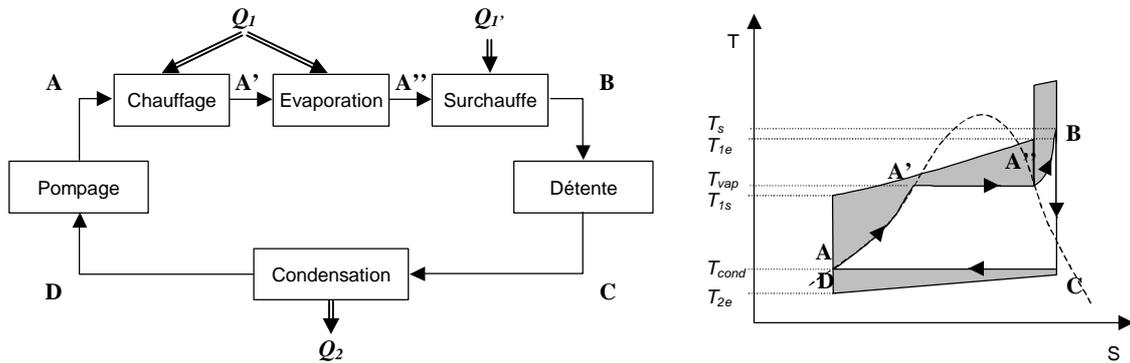


Figure 36. Schéma de principe et diagramme entropique du cycle.

L'objectif est de calculer au premier ordre le travail maximal pouvant être produit et d'évaluer la part de la source thermique annexe dans le bilan énergétique du système.

Une première considération est importante ici : le fluide géothermale dans cette configuration ne surchauffe pas le fluide de travail, donc le procédé a un échangeur de moins et la contrainte de T de surchauffe décrite dans le cas antérieur disparaît puisque la chaleur « hybride » apportée va être celle qui va définir la température haute du cycle. Donc l'influence de la température de surchauffe est lié au degré d'hybridation.

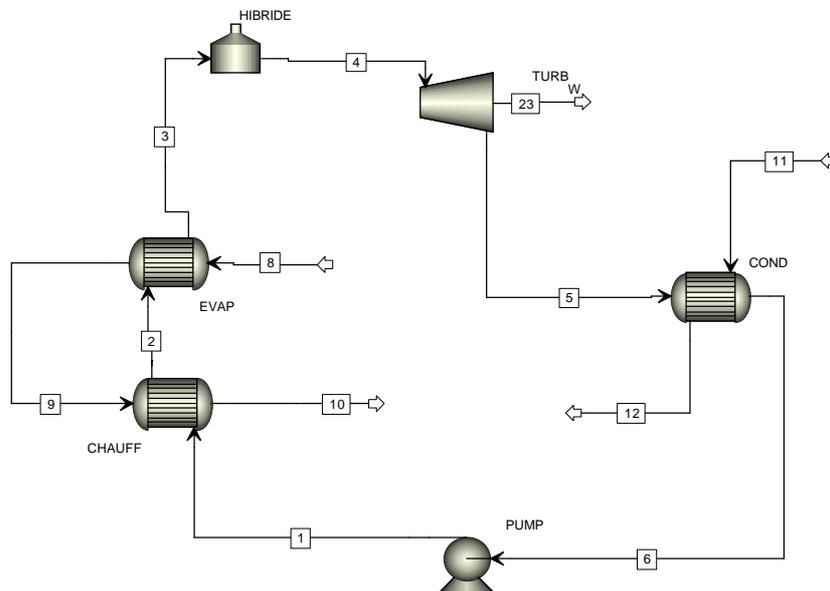


Figure 37. Flowsheet du cycle.

L'**hybridation** pour l'étude de ce cas va être une chaleur constant apportée de **5,9 MW** (degré d'hybridation d'environ 10 à 20 % selon la chaleur transmise par l'eau géothermale). Comme dans le cas antérieur l'étude des résultats est fait en évaluant les variations des performances du système en fonction de plusieurs paramètres.

6.3.2.1. Variations en fonction de la pression de pompage.

Une différence entre le cas de surchauffe en amont du cycle et celui de surchauffe en amont de la turbine est la pression de pompage. Avec la configuration du procédé définie, la surchauffe en amont du cycle va permettre d'atteindre des pressions de pompage plus hautes. Par contre la surchauffe en amont de la turbine permet d'atteindre des températures de surchauffe beaucoup plus importantes.

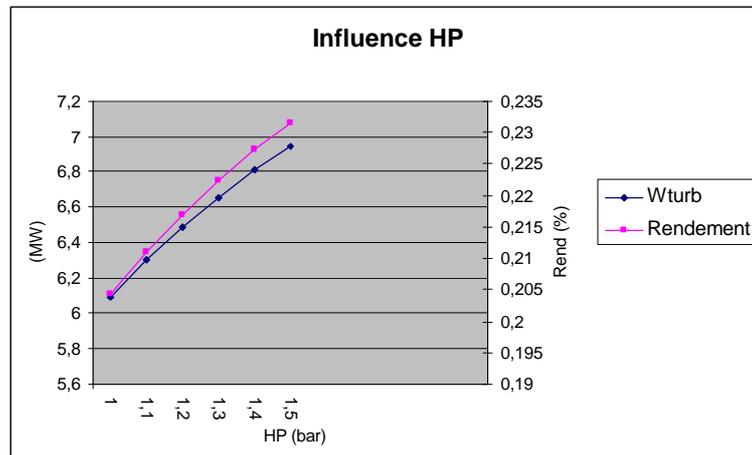


Figure 38 : Influence de la pression de pompage.

Conclusions :

- A) Meilleures rendements et plus de travail que pour les cas de surchauffe en amont du cycle.
- B) Température de sortie de l'eau géothermale plus basse (105 – 106°C) ; plus de chaleur récupérée.
- C) Dans le point de pression de pompage de 1,5 bar, le chauffeur n'arrive pas à atteindre l'état de liquide saturé ($T_2 > T_{vap}$). Donc, dans l'évaporateur il se produit aussi un chauffage jusqu'au changement de phase. Ce fait est de plus en plus important pour des pressions de pompage de plus en plus hautes.

6.3.2.2. Variations en fonction de la pression de détente.

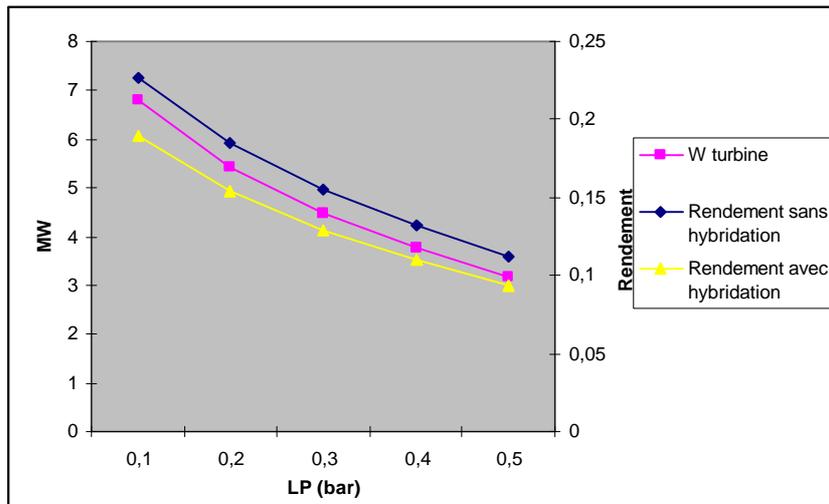


Figure 39 : Influence de la pression de détente.

Conclusions :

- A) L'influence du degré de détente de la turbine a une énorme influence dans la production de travail et les rendements. Graphiquement une diminution de LP se traduit en une baisse de l'aire du cycle dans le diagramme T – S tandis que les sources chaude et froide restent invariables, c'est à dire, mauvaise performance générale du cycle sans optimiser (s'approcher au températures de sources) les transferts de chaleur.
- B) La température de détente pour les LP à partir de 0,2 bar est considérable. Pas d'optimisation et possibles problèmes de refroidissement dans le circuit de réfrigération.

6.3.2.3. Variations en fonction du débit du fluide de travail.

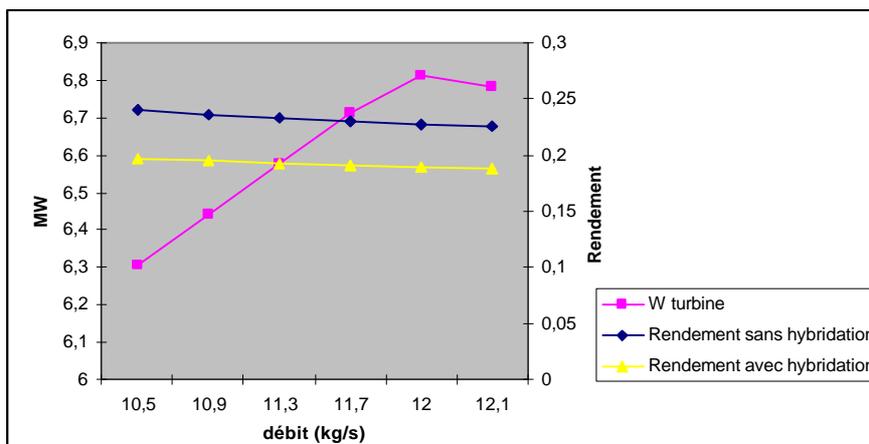


Figure 40 : Influence du débit du fluide de travail.

Conclusions :

- A) Le travail produit augmente avec le débit sauf à partir d'une valeur de 12 kg/s. C'est à partir de ce point que la contrainte du pincement dans l'évaporateur fait qu'à sa sortie ne sort pas de la vapeur sèche (titre ≥ 1). C'est aussi le point à partir lequel la vapeur dans la détente de la turbine est humide et pas sèche.
- B) Les rendements baissent avec l'accroissement du débit.

6.3.2.4. Variations en fonction du rendement isentropique de la turbine.

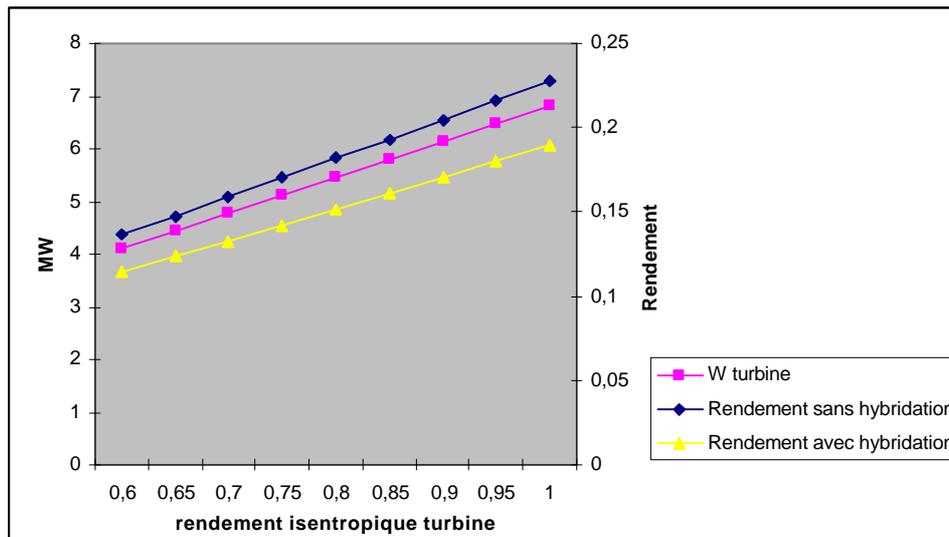


Figure 41 : Influence du rendement isentropique de la turbine.

Conclusions :

- A) Evidemment les rendements et le travail sont favorisés par un haut rendement de la turbine.
- B) Par contre, un rendement isentropique différent de l'unité peut permettre d'éviter dans certaines conditions la zone diphasique.
- C) La température de détente diminue avec une hausse du rendement. Les isothermes dans la zone de la vapeur du diagramme T – S sont des courbes avec une pente positive.

6.3.2.5. Variations en fonction du degré d'hybridation.

Q (MW)	% hybridation sur la chaleur totale disponible	% hybridation sur la chaleur utilisée
2	4,6512	6,256
3	6,8182	9,099
4	8,8889	11,78
5	10,87	14,3
5,9	12,58	16,45
6	12,766	16,68
7	14,583	18,93
8	16,327	21,07
9	18	23,1
10	19,608	25,02

Tableau 8 ; relation entre chaleur « hybride » apportée et % hybridation du système.

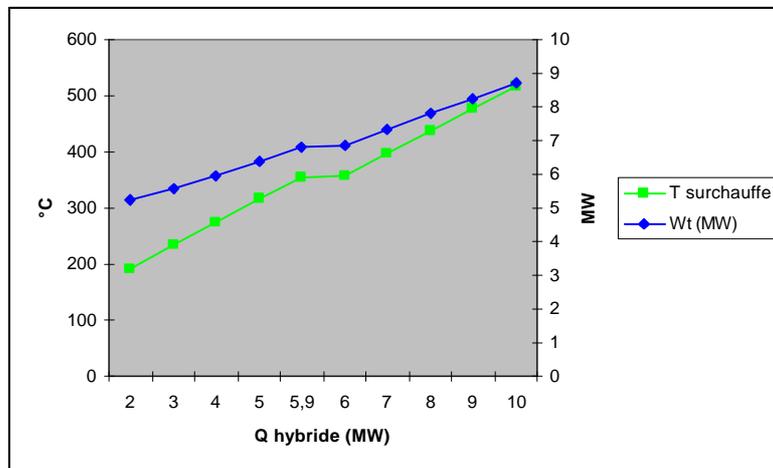


Figure 42 : Influence de la chaleur hybride apportée au système.

Conclusions :

- A) Evidemment un % d'hybridation plus haut suppose une T surchauffe plus haute et favorise la production de travail du système.

6.3.3. Conclusions finales et comparaisons avec les cycles ORC.

1) Comparaison entre Surchauffe en amont du cycle et en amont de la turbine.

Les cas de surchauffe en amont de la turbine présente des conditions beaucoup plus favorables que celui de surchauffe en amont du cycle. Le premier permet de surchauffer la vapeur à une grande température mais par contre la pression de pompage (HP) se voit réduite. Les résultats indiquent que cette réduction est négligeable en comparaison aux avantages d'avoir une vapeur sèche à une haute température. Le tableau qui suit souligne cette différence.

Tableau 9 ; Comparaison entre solutions de cycle hybride.

	Amont cycle	Amont turbine
Débit (kg/s)	13,2	12
HP (bar)	2	1,4
LP (bar)	0,1	0,1
Ts eau géo (°C)	114,5	105,95
% vap détente	1	0,99534
Tsurch (°C)	175	316,69
% hybridation (sur la chaleur utilisée)	18,56	14,3
W turbine (MW)	6,28	6,4
Rendement (%)	14,7	18,3

L'un des meilleurs résultats pour le cas de surchauffe à l'amont du cycle ne peut pas rivaliser contre un à l'amont de la turbine. Souligner que le % hybridation est supérieur même mais le rendement reste plus haut dans la surchauffe en amont de la turbine.

L'avantage du premier cas est principalement de permettre augmenter la HP ou le débit puisque l'eau géothermale sera à une plus haute température. Voir que dans cette exemple comparative le débit est un 10 % plus grand que dans le deuxième cas et que la HP est un 42 % plus élevée.

Mais l'avantage de surchauffe la vapeur d'eau à hautes températures reste beaucoup plus intéressant. La température en amont de la turbine est de 316,7, soit un 80 % plus haute que pour le premier cas. Les résultats sont : avec un 23 % moins de chaleur hybride sur la chaleur totale utilisée, on obtient 0,12 MW plus (soit un 2% plus) et un rendement de l'ordre de 27% sur le premier cas.

De plus, le cas pour l'amont de la turbine peut être optimisé plus que celui du premier cas car les conditions pour chaque point sont différentes. Si on compare le W produit et le rendement du cycle en fonction du % hybridation nous aurions un idée plus proche des avantages du deuxième cas mais pur la surchauffe en amont du cycle, l'apport de chaleur extérieur a pour avantage augmenter le débit ou augmenter la HP et se sont des variables fixées dans le procédé que ASPEN demande.

2) Comparaison avec les cycles ORC.

Les installations hybrides, principalement celle de surchauffe en amont de la turbine s'avouent comme une bonne solution mais qui reste par au – dessous des ORC en question des performances et travail produit. Par contre cette solution présente d'autres avantages comme la simplicité du fluide (totale connaissance du fluide et des possibilités technologiques) ou une température de rejet de l'eau géothermale nettement plus haute (sans oublier que pour les ORC la contrainte de rejet était de 80 °C tandis qu'on vérité est de 90°C).

Si on sépare les résultats obtenus en recherche des meilleures conditions de travail pour le cas de surchauffe en amont de la turbine et on le compare avec ceux des ORC, le résultat est :

Tableau 10 ; Comparaison entre les fluides étudiés.

FLUIDE	TRAVAIL (MW)	RENDEMENT	DEBITS (kg/s)	HP (bar)	LP (bar)
ISOBUTANE	8,8 – 9,1	0,195 – 0,205	84 – 86	34 – 36	5 – 6
PENTANE	8 – 8,4	0,185 – 0,205	70 – 78	12 – 14	1 - 2
EAU	4,7 – 5,3	0,14 – 0,17	10 – 12	1,1 – 1,9	0,3 – 0,1
EAU - HYBRIDE AMONT TURBINE	6,9 - 6,2	0,2 - 0,17	10,5 – 12	1,4 – 2	0,1 - 0,3

Note : Rendements isentropiques = 1 pour tous les cas. Degrée d'hybridation de ? 17% sur la chaleur totale utilisée.

Le choix donc de l'installation au niveau énergétique est favorable aux fluides organiques. Il existe aussi l'option de faire un procédé hybride ORC, même s'il a été démontré que la surchauffe du fluide organique n'apporte pas des bénéfices, un plus de chaleur peu servir à augmenter le débit du fluide travail par exemple.

6.4. CYCLE KALINA

Le cycle Kalina décrit dans le chapitre 3.3.3 possède une technologie innovante et le retour d'expérience est encore insuffisant pour pouvoir prévoir le développement dans un futur de ce type de solution pour les ressources à basses températures comme la récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'une chaudière ou turbine à combustion, ou comme une source géothermale, notre cas.

La modélisation et simulation ont été faites pour deux configurations très différentes du cycle. Elles sont décrites aussi dans le chapitre 3.3.3. Il s'agit de la configuration KCS11 pour des « hautes températures » (sources chaudes à partir de 150°C) et de la configuration KCS34 pour des températures plus basses qui dispose d'un séparateur en amont de la turbine.

6.4.1. Cycle Kalina KCS11 pour hautes températures.

La configuration du cycle ne se différencie pas d'un cycle normal à vapeur avec surchauffe car dans le KCS 11 il n'y a pas de séparation eau – ammoniaque. Le mélange est évaporé puis surchauffé et détendu dans la turbine. Ce procédé est décrit dans l'article « *Kalina Cycle Concepts for Low Temperature Geothermal* », Henry A. Mlczak, Exergy, Inc. Dans l'analyse des performances de ce cycle il est souhaitable l'inclusion d'un récupérateur de chaleur en aval de la turbine car la température de sortie du mélange est encore haute.

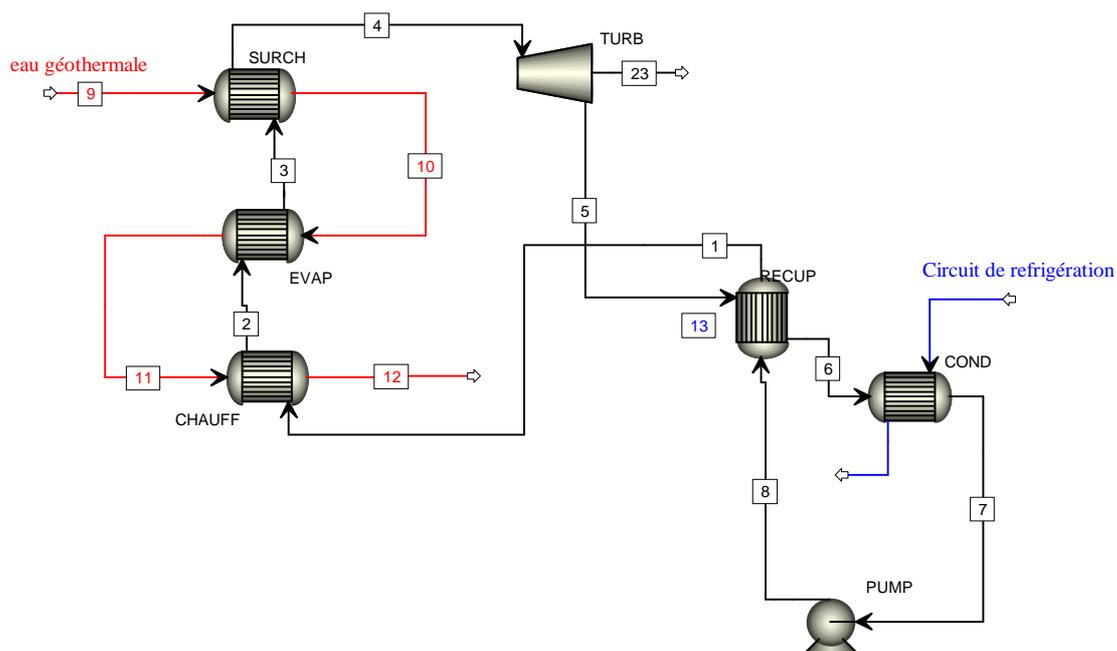


Figure 43 ; Flowsheet du cycle Kalina KCS11 avec un récupérateur en aval de la turbine.

Avec cette configuration et un fonctionnement normal du cycle un problème est rencontré. La condensation de la courante 5 commence dans le récupérateur tandis que le chauffeur perd de plus en plus d'utilité. La solution proposée est d'accepter une certaine condensation dans le récupérateur et éliminer le chauffeur en utilisant comme nouvelle spécification pour le récupérateur celle d'avoir du liquide saturé à sa sortie (ligne 1). Une deuxième contrainte est aussi proposée ; un saut de 5°C, qui correspond avec le pincement (« pinch »), entre les températures de sortie des deux fluides.

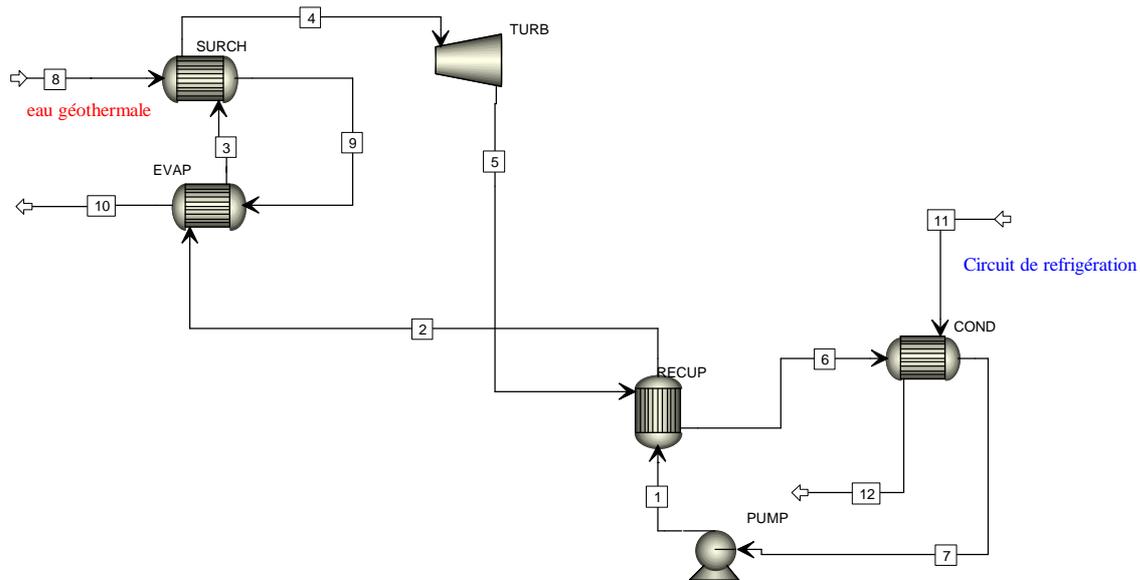


Figure 44 ; Nouvelle configuration du cycle Kalina KCS11 avec récupérateur (chauffeur éliminé).

Les améliorations sont les suivantes :

- Récupération de plus de chaleur
- Elimination d'un composant.
- T sortie de l'eau géothermale plus haute = économiser chaleur source chaude.
- Moins de chaleur à éliminer dans le condenseur.

L'analyse du cycle est fait en fonction de différent paramètre pour trouver un point de fonctionnement qui maximise la quantité de travail produit. La composition du mélange dans est autour le 84% selon la bibliographie.

6.4.1.1. Variations en fonction du débit du fluide de travail.

Les appréciations obtenues dans cette étude on permit de montrer les meilleures conditions de fonctionnement du récupérateur :

Tableau 11 : Comparaison des modes de fonctionnement du récupérateur avec le débit du fluide de travail comme variable.

Cas	Débit (kg/s)	T surchauffe (°C)	T sortie eau géothermale (°C)	W (MW)	% W augmenté	Rendement (%)
Sans récupérateur	20	25	90	2,1	-	6
Avec récupérateur contrainte 1	22	25	90	2,3	9,5	7
Avec récupérateur contrainte 2	29	25	90	3	42,9	9,2

Contrainte 1 : récupération jusqu'à la température de condensation du fluide froid.

Contrainte 2 : différence des températures de sortie des deux fluides dans le récupérateur = 5 °C.

$$\text{Rendement défini comme } \frac{W_{\text{produit}}}{Q_{\text{pompe}} + Q_{\text{évaporateur}} + Q_{\text{surchauffeur}}}$$

A partir de maintenant la contrainte 2 est celle qui va être utilisée dans les études suivantes.

6.4.1.2. Variations en fonction de la pression de pompage.

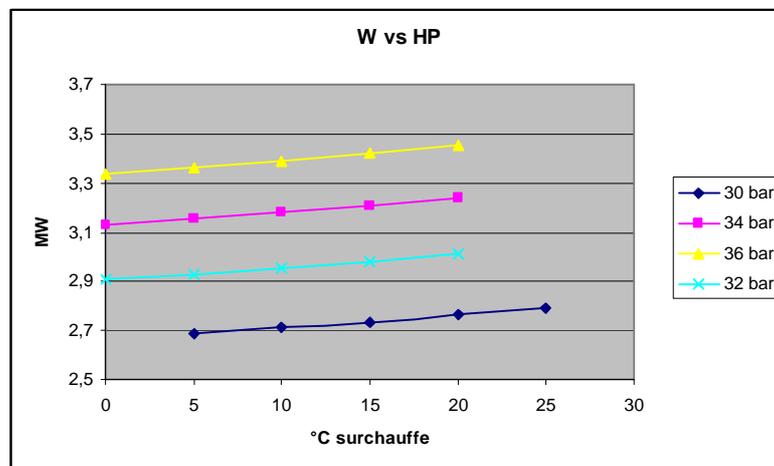


Figure 45 ; Travail en fonction de la pression de pompage et la surchauffe.

Dans tous les cas la température de ré – injection de l’eau géothermale est supérieur à 90°C. Donc on peut apprécier qu’une augmentation de la pression de pompage est satisfaisant vue la production de travail. Ainsi le rendement aussi augmente.

6.4.1.3. Variations en fonction de la composition.

Une autre étude plus rigoureuse est fait pour ce point dans le chapitre 5.4.3 donc seulement noter que dans des conditions déterminées le travail produit et les rendements descendent avec un accroissement de la composition en ammoniacque. C’est dû à que la température d’évaporation du mélange descend aussi, donc l’avantage d’augmenter le % d’ammoniacque est plutôt de permettre d’augmenter la pression de pompage.

Une augmentation des deux, c’est à dire, de la pression de pompage et de la composition du mélange permet d’augmenter le rendement et le travail produit dans le cycle mais suppose aussi une perte d’efficacité dans le transfert de chaleur puisque le mélange s’approche aux propriétés d’un fluide pure. Pour vérifier ce fait un étude sensibilité sur les surfaces des échangeurs a été réalisé, en partant de l’idée qu’un transfert moins important donnera lieu a des surfaces plus grandes. Les figures suivantes représentent les surfaces et les chaleurs échangées du condenseur et de l’évaporateur. On a choisi ces deux échangeurs puisque la chaleur totale échangée reste plus constant que dans les autres et fait plus visible la variation de surface.

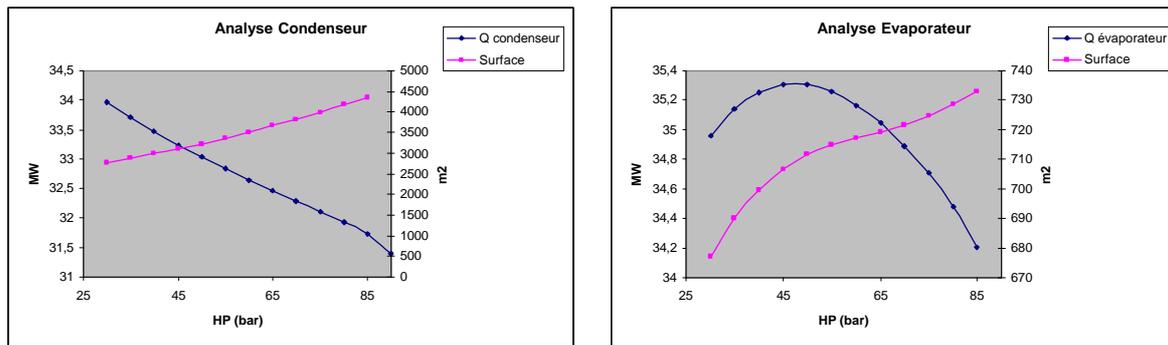


Figure 46 ; Analyse des efficacités du condenseur et évaporateur.

Donc pour un changement de HP de 30 bar à 80 bar pour un fluide plus riche en ammoniac (95%), la chaleur éliminée par l'échangeur se réduit de l'ordre du 6 % lorsque la surface augmente environ un 55 %. Dans le cas de l'évaporateur, la chaleur échangée souffre une variation maximale d'un 3 % tandis que la surface change d'un 8 %.

6.4.1.4. Conclusions.

Le cycle KCS 11 ne paraît pas profiter complètement de toutes les avantages qu'un mélange eau – ammoniacque peut donner. C'est vrai que l'échange de chaleur est plus performant dans le cas du mélange et que la température pendant le changement de phase ne reste pas constante comme dans les cas d'un fluide pure, mais le travail produit finalement est inférieur a celui d'autres cas étudiés.

La composition du mélange est une variable critique car elle permet de jouer avec d'autres variables. Par exemple ; une augmentation de la richesse du mélange en ammoniacque fait descendre principalement la température d'évaporation. Donc pour les mêmes conditions (débit, HP, BP, °C surchauffe) la chaleur échange par l'eau géothermale a diminuée ainsi que le travail produit comme il est possible d'apprécier dans la première figure de la troisième étude.

Par contre, cette chaleur rémanente peut être utilisée pour améliorer les performances et le travail produit on changeant les conditions : débit, HP, °C surchauffe. L'option plus intéressante est d'augmenter la HP. Cela donne comme résultat un travail nettement supérieur, mais une étude de sensibilité fait sur les surfaces des échangeurs montre un échange moins efficace.

L'augmentation de HP avec des mélanges plus riches en ammoniacque a comme conséquence aussi la perte d'importance du récupérateur dans l'ensemble du cycle, dû a un rapprochement des températures du fluide froid et chaud.

6.4.2. Cycle Kalina KCS34.

La méthode de calcul des propriétés physiques pour le mélange eau – ammoniac prend ici une dimension de choix critique pour développer une simulation du système correcte. Pour le cas du cycle KCS 11, cette différence n'est pas trop importante car la vaporisation et la condensation du mélange se fait avec un pourcentage de NH_3 fixe, de plus que les alentours des hauts pourcentages sont ceux qui ont moins de différence entre les deux méthodes de calcul des propriétés (Peng – Robinson et Redlich – Kwong – Soave).

Par contre, dans le cas du cycle KCS 34, le séparateur dévide la courant initial de 84% d'ammoniaque en deux courants données par les courbes d'équilibre des phases à une pression et une température donnée. La méthode de calcul des propriétés devient ici d'une importance extrême car les déviations dans les compositions des mélanges de sortie sont très variables.

La Figure 47 représente la configuration du cycle Kalina KCS34. La principale différence par rapport au KCS11 est l'introduction d'un séparateur à l'amont de la turbine pour séparer les deux phases physiques (gaz – liquide) de la courant 3 qui possède un mélange eau – ammoniac de 84% approx. de richesse en poids. La phase gaz plus riche en ammoniac (environ 95%) est dirigée vers la turbine. La phase liquide bypass la turbine et possède un mélange moins riche en ammoniac (environ 42%).

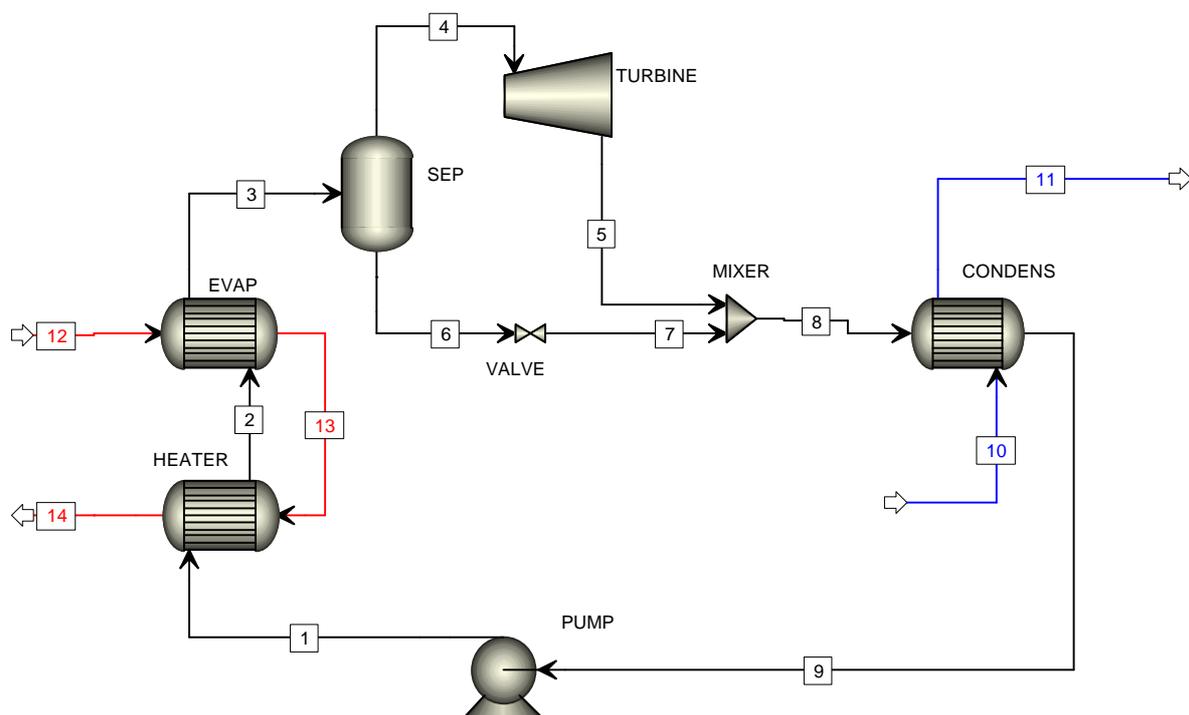


Figure 47 ; Flowsheet du cycle Kalina KCS 34 (sans récupérateurs).

Spécifications initiales:

- Pourcentage du mélange NH₃ – eau = 84% en poids NH₃.
- HP = 31 bar.
- LP = 15 bar.
- Le « Heater » chauffe jusqu'à saturation.
- Evaporateur chauffe jusqu'à 110 °C (on n'arrive pas à la vapeur saturée).
- Conditions dans le séparateur : 110°C (T3) et 31 bar.
- Valve adiabatique (adiabatique flash).
- Rendement isentropique de la turbine = 0,8.
- Pinch ou pincement dans les échangeurs de chaleur de 5 °C.
- Température de sortie minimale de l'eau géothermale = 90 °C.
- Température de réfrigération 35°C

Les études de sensibilités sont faites en cherchant les tendances vers un fonctionnement optimal qui produit un travail maximum en variant quelques paramètres.

6.4.2.1. Variations en fonction du débit de travail.

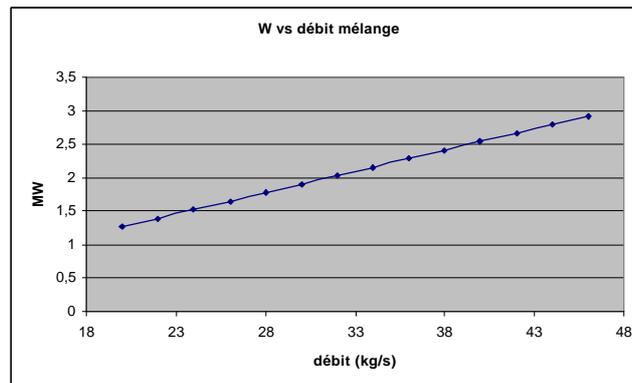


Figure 48 ; Travail en fonction du débit de travail.

L'augmentation du travail produit par la turbine a une corrélation linéaire avec le débit du fluide de travail.

6.4.2.2. Variations en fonction de la température de séparation du mélange.

Si on fait varier la température de séparation avec des conditions fixées les suivants changements ont lieu:

- Le % de vapeur dans le séparateur est plus grand, donc le rapport débit (4)/ débit (6) augmente aussi.
- Comme conséquence le débit (4) est moins riche en NH₃.
- On chauffe plus, donc le débit maximum de mélange possible sans violée la contrainte de température de sortie de l'eau géothermale de 90°C descend.

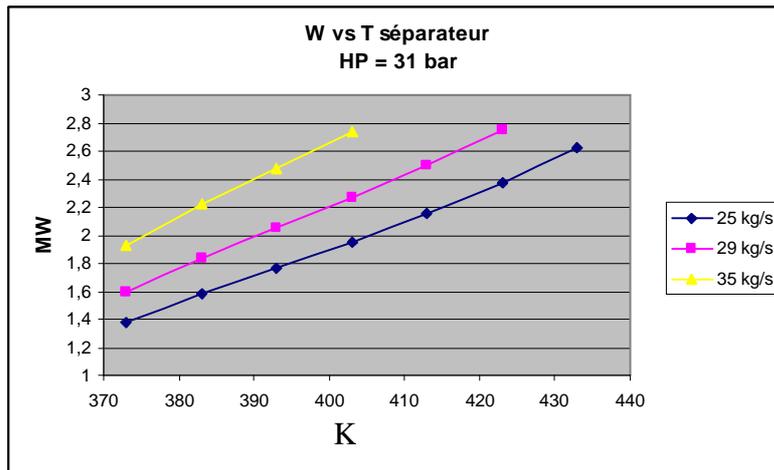


Figure 49 ; Travail en fonction de la température de séparation.

L'augmentation de travail qu'on produit en augmentant la température du séparateur est contrariée dû à la diminution du débit totale du mélange.

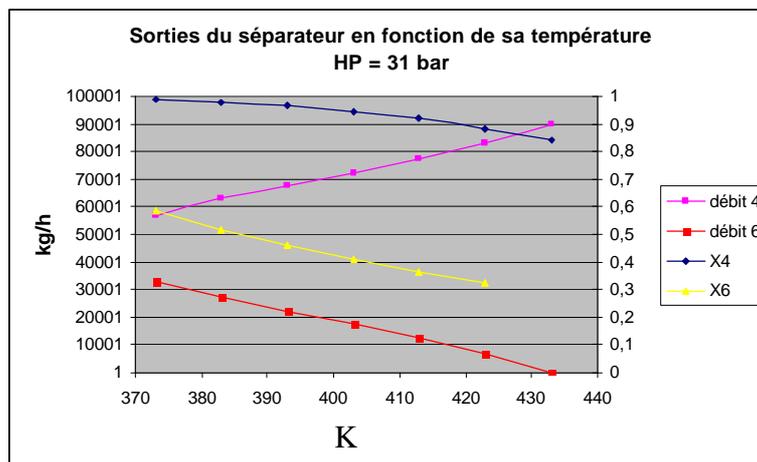


Figure 50 ; Changements dans les débits et ses compositions à la sortie du séparateur en fonction de la température du séparateur.

La température choisie comme condition de départ semble basse. Il paraît que la meilleure façon d'optimiser la chaleur pour produire plus de travail est d'augmenter la pression.

6.4.2.3. Variations en fonction de la pression de pompage (HP).

Dans cette étude on ne peut pas laisser la température du séparateur constante car en augmentant la pression, l'équilibre dans le séparateur change. Une bonne solution est de maintenir une fraction de vapeur constante à l'entrée du séparateur indépendamment de la pression (HP). On prend la même que dans les études précédentes ; un titre de vapeur de 0,705 sur le totale du mélange et on fait varier la HP.

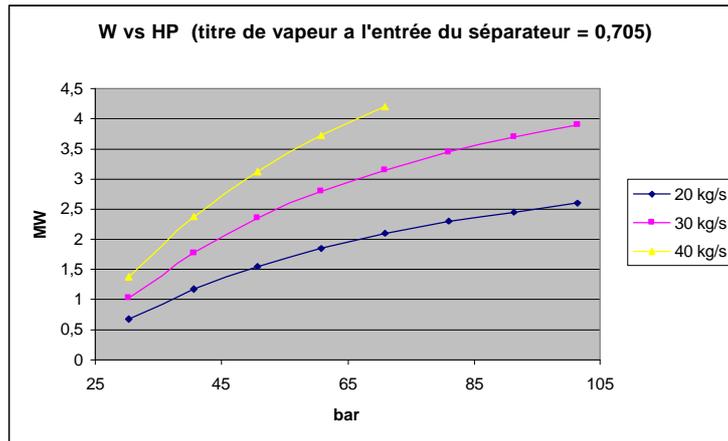


Figure 51 ; Travail en fonction de la pression de pompage.

Une autre étude intéressante sur la HP pourrait être l'influence que le titre de vapeur à la sortie de l'évaporateur (et à l'entrée du séparateur) a sur le reste des variables. En réalité elle est similaire à la température de séparation mais l'utilisation du titre de vapeur donne toute de suite une vision physique et évite la nécessité de regarder les courbes d'équilibre.

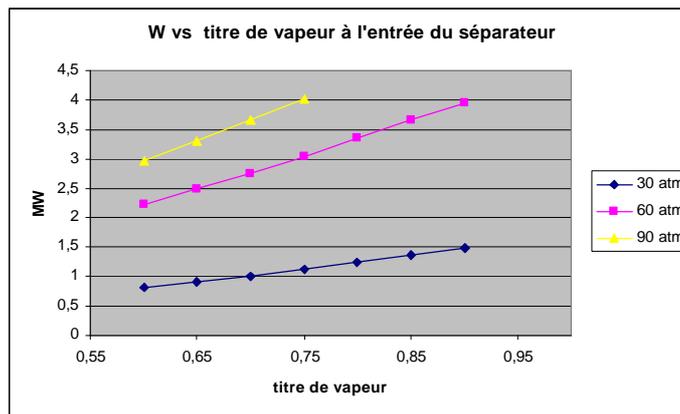


Figure 52 ; Travail produit en fonction du titre de vapeur à l'entrée du séparateur.

Il paraît selon cette figure que les variations sont autant plus prononcées pour des plus hautes pressions (HP). Probablement c'est dû aux caractéristiques de la courbe d'équilibre du mélange :

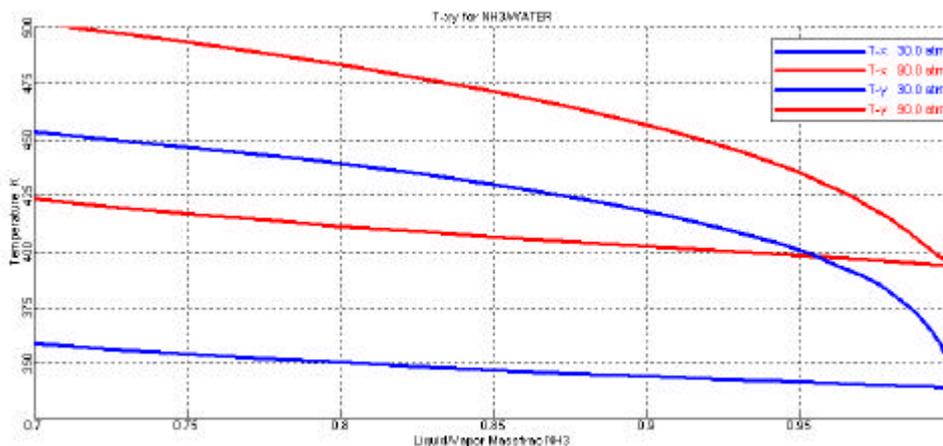


Figure 53 ; Courbes d'équilibre pour des mélanges en haut % d'ammoniac.

Comme on peut mieux apprécier dans ce détail des courbes obtenu avec ASPEN (méthode RK – SOAVE) pour des pressions plus hautes la zone diphasée est de plus en plus étroite, c'est à dire, les courbes de vapeur et liquide saturés se rapprochent.

6.4.2.4. Conclusions.

Pour des sources à basses – moyennes température comme c'est notre cas, le cycle KCS34 présente des performances supérieures aux cycle KCS11. D'abord il profite des bénéfices des échanges de chaleurs d'un fluide binaire mais aussi la séparation permet de faire une détente avec un fluide plus riche en ammoniac ceux qui permet d'utiliser des pressions de pompage (HP ou haute pression du cycle) plus importantes. Ceci comme l'étude de sensibilité a montré est un facteur critique pour produire plus de travail.

L'installation du séparateur permet de profiter des principales avantages d'un cycle Kalina :

- Meilleure transfert de chaleur.
- Température de changement de phase variable, ce qui permet un rendement entropique supérieur.
- Détendre un mélange de haut pourcentage d'ammoniac (environ 95%) permet une pression à la sortie de la turbine plus basse puisque la température de condensation de ce mélange est plus basse aussi. On a donc un ratio $\frac{P_2}{P_1}$ dans la turbine plus important qui se verra traduit en une augmentation du travail produit.

L'absence des récupérateur dans l'étude ne fait qu'augmenter les possibles avantages du cycle KCS34 sur le cycle KCS11. Deux récupérateurs sont censés d'être installés dans le cycle ; un à l'aval de la turbine et un dans la sortie du flux de liquide du séparateur (ligne 6 dans le flowsheet). Donc il faut prévoir des performances plus importantes encore pour ces nouvelles configurations.

6.4.3. Cycle Kalina en fonction de la composition du mélange.

6.4.3.1. Objectif.

Faire varier les conditions de fonctionnement du cycle en fonction de la composition du mélange pour trouver la tendance sur la production de travail.

6.4.3.2. Méthodologie.

Les résultats obtenus par le moment pour un cycle de production d'électricité du type Kalina s'éloignent des résultats obtenus pour les deux composants du mélange en état pure, c'est à dire : l'eau et l'ammoniaque.

Il s'agit donc de simuler des cycles avec des mélanges qui ont une composition très proches de l'eau et de l'ammoniaque en état pure pour valider le modèle et la méthode de calcul qui ont été utilisé jusqu'au moment. Il est aussi intéressant de simuler plusieurs mélanges à différentes compositions intermédiaires.

La difficulté de cette simulation se trouve dans les propres caractéristiques physiques et chimiques du mélange. La composition fait varier les températures de bulle et de rosée. Donc un cycle avec des conditions de fonctionnement constantes peut devenir instable. Il faut chercher un compromis principalement entre débit de fluide de travail et pressions de travail, sans oublier plusieurs contraintes comme les limites thermiques dans les sources chaude et froide ou la formation des gouttelettes dans la turbine.

Le cycle choisi est le KCS 11 (sans séparateur), qui est équivalent aux cycles dans lesquels l'ammoniaque, les ORC, et l'eau ont été modélisés.

6.4.3.3. Conclusions.

Si on réuni tous les résultats obtenus, la figure qui décrit la tendance de production de travail en fonction de la composition, en variant les pressions et le débit de fluide de travail ayant comme objectif maximiser la production de travail, est la suivante :

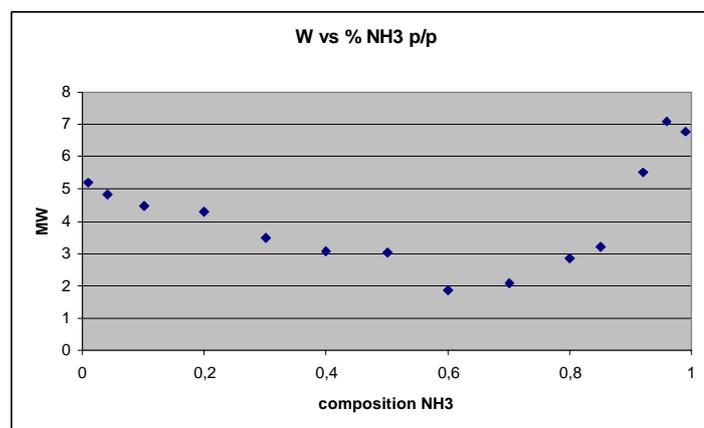


Figure 54 ; Travail VS composition du mélange

Ainsi les autres variables importantes étudiées ont aussi sa courbe de variation en fonction de la composition.

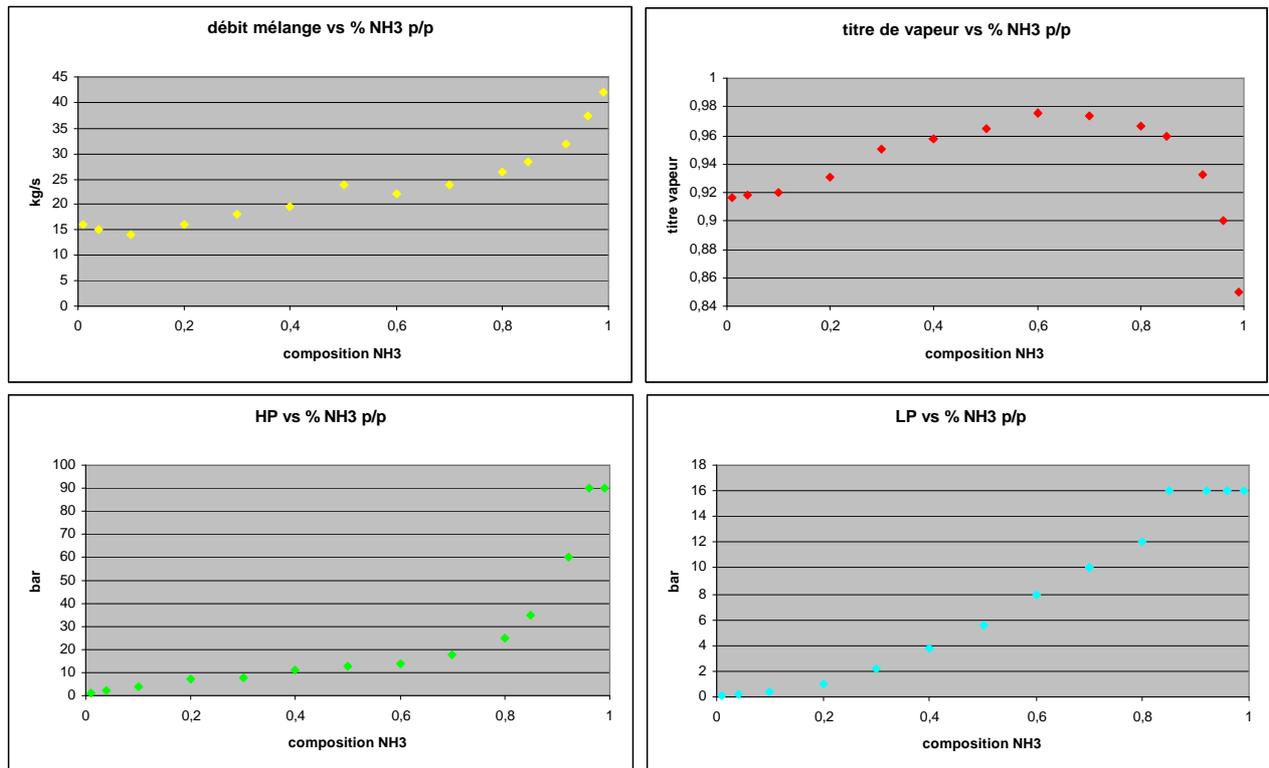


Figure 55 ; Plusieurs variables en fonction de la composition du mélange.

- 1) **LP & HP** : Comme le diagramme T-x-y montre, les températures de bulle et de rosée pour une même pression descendent à mesure que la composition en NH₃ est de plus en plus haute. Les conséquences sont que pour des concentrations importantes de NH₃ dans le mélange, il est possible d'augmenter la HP car la température de notre source chaude (185°C) permet d'évaporer le mélange à cette pression. Par contre, la température de l'eau de refroidissement (35°C) oblige à augmenter aussi la LP.
- 2) **Débit mélange** : Avec des variations incertaines dans des concentrations autour 50%, il est clair que l'ammoniac ou les conditions d'un cycle plus « ammoniacale » permettent des débits de mélange plus importants. C'est peut-être dû aux conditions thermodynamiques du NH₃ ; chaleur latente moins importante que l'eau..., ou aux coefficients de transfert de chaleur. Le débit peut devenir un paramètre important dans le dimensionnement : quantité de fluide, dimension des composants et tuileries, coût de pompage, ré position des fuites et purges, etc....

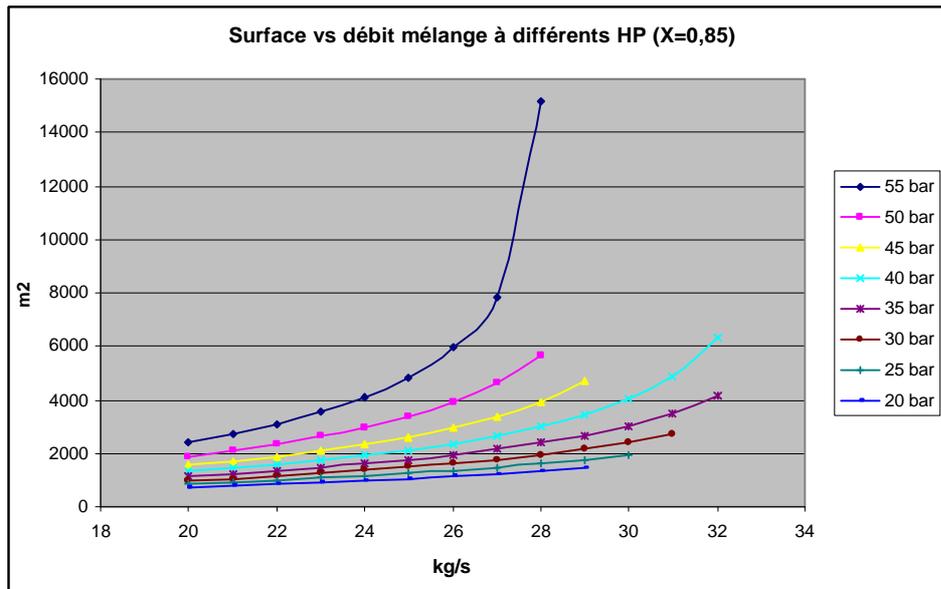


Figure 56 ; Variations des surfaces des échangeurs du cycle en fonction du débit du mélange.

- 3) **Titre de vapeur** : le titre de vapeur à l'aval de la turbine souffre une croissance initiale pour après redescendre avec des hauts % en NH₃. Il paraît que le mélange favorise la forme de la courbe de vapeur dans la détente. De toutes façon par simplicité on a considéré un cycle sans surchauffe, de plus que ça sert seulement à augmenter le titre de vapeur car l'influence sur le travail produit est petite est le transfert (vapeur – eau géothermale liquide) est de très mauvaise qualité.
- 4) **Température de sortie de l'eau géothermale (T10)** : Pour les hautes – moyennes concentrations de NH₃ toute la chaleur disponible (contrainte T10>90°C) est utilisée. Par contre pour des basses concentrations la température de sortie est >90°C donc on a un % de chaleur pas récupérée mais d'un coté il peut – être raisonnable de re – injectée l'eau géothermale à une température un peut supérieur de la limite. D'autre part si on veut inévitablement utiliser cette chaleur, des utilités, récupérateurs... peuvent être installés.

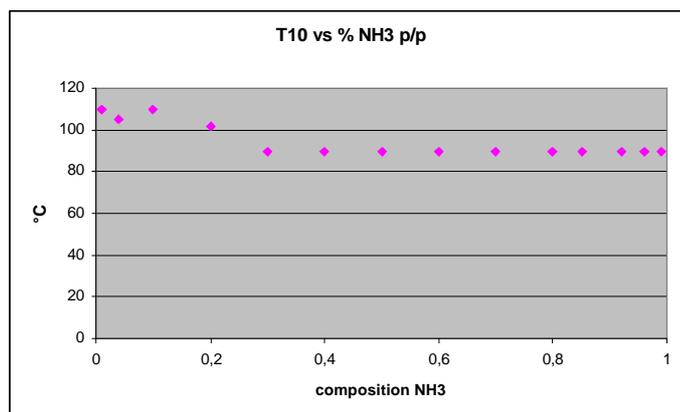


Figure 57 ; Variation la température de sortie du fluide géothermale en fonction du débit du mélange

- 5) **Travail produit** : Les résultats sont assez surprenants. Le cycle fonctionne mieux avec des fluides purs (ou presque) qu'avec un mélange typique Kalina (80%). Les avantages des ces mélanges pourraient se trouver dans un cycle avec séparation – absorption.

7. CONCLUSIONS.

- 1) La variable à maximiser pendant tout les analyses et études de sensibilités est le travail produit. Le rendement du cycle a été aussi un paramètre tenu en compte mais l'objectif initial décrit dans le cahier de charge était le choix d'un cycle et d'un fluide qui produit plus de travail.
- 2) Il faut prévoir des réductions dans les travaux et performances dues au rendement de la turbine, variations des conditions dans le temps... Le projet Soultz est un prototype. Son caractère expérimental laisse une marge d'incertitude dans l'évolution des conditions en exploitation. Par conséquent il manque à la comparaison des différents fluides une appréciation du comportement du cycle en fonction de ces changements. Peut – être un fluide ou un cycle déterminé peut suivre ces variations (qui peuvent être temporelles) mieux et devenir le plus intéressant en prenant en compte toute la durée de vie de l'installation.
- 3) Les ORC offrent des bonnes performances et leur prestation est validée sur de nombreux sites existants. La technologie ORC est en pratique maîtrisée par une unique entreprise (+ 2 autres entreprises développant des prototypes). Il s'agit de Ormat, leader mondial dans l'installation d'unités de production électriques ayant un fluide organique comme fluide de travail.
- 4) Kalina ne montre pas un meilleur résultat que les autres options pour le moment. La technologie Kalina est encore en développement (Húsavik en Islande comme seule référence appliquée à la géothermie) et manque d'un retour d'expériences valable.
- 5) Le modèle du cycle Kalina étant le plus compliqué, ses résultats ont été validés par comparaison avec la littérature. Des simulations avec des conditions des cycles déjà étudiées dans des articles de la bibliographie (Húsavik aussi) ont données des résultats satisfaisants avec un marge d'erreur bas.
- 6) Entre les modèles Kalina étudiés, le KCS34 (avec séparateur) produit des travaux plus importants.

L'ammoniac se présente comme un bon fluide de travail avec des performances intéressantes mais il présente des contraintes au niveau environnemental.

Tableau 12 ; Résumé des résultats.

FLUIDE	TRAVAIL (MW)	RENDEMENT	DEBITS (kg/s)	HP (bar)	LP (bar)
ISOBUTANE	8,8 – 9,1	0,195 – 0,205	84 – 86	34 – 36	5 – 6
PENTANE	8 – 8,4	0,195 – 0,205	70 – 78	12 – 14	1 – 2
NH3	7 – 8	-	100	90 – 100	16
EAU	4,7 – 5,3	0,14 – 0,17	10 – 16	1,1 – 1,9	0,3 – 0,08
KALINA	3 – 8 (selon %)	-	15 – 40	2 – 90	16 – 1
EAU - HYBRIDE AMONT TURBINE	6,2 – 6,9	0,2 – 0,17	10,5 – 16	1,3 – 2	0,1 – 0,3

8. BIBLIOGRAPHIE.

Muluken Tessema Abisa, 2002. *Geothermal binary plant operation and maintenance systems with Savrtsengi power plant as a case study*. Geothermal Training Programme. The United Nations University. Reykjavik. Iceland.

L. Lazzeri, F. Diotti, 1994. *Experiences in geothermal production via new products development and effective production delocalization*. Ansaldo Energy, Italy.

K. Z. Iqbal, L. W. Fish, and K. E. Starling, 1977. *Development of a geothermal binary cycle simulator*. School of Chemical Engineering and Materials Science, The University of Oklahoma, Norman, Oklahoma.

G. Tamm, D. Y. Goswami, S. Lu, A. A. Hasan, 2003. *Theoretical and experimental investigation of an ammonia – water power and refrigeration thermodynamic cycle*. Departement of Mechanical Engineering. University of Florida & Birzeit Univesity.

Observ'ER. *Journey to the Center of the Earth*. Paru en 1999 dans la revue Systèmes Solaires. Réalisé par Observ'ER dans le cadre du projet « EurObserv'ER ».

M. Barhoumi, A. Snoussi, N. Ben Ezzine, K. Mejbri, A. Bellagi, 2003. *Modelling of the thermodynamic properties of the ammonia / water mixture*. Unité de Recherche Thermique et Thermodynamique des Procédés Industriels, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir. Tunisie.

Lucien Y. Bronicki, 2004. *Implementing New Power Plant Technologies. Technical and Economical Aspects*. ORMAT.

José A Borgert, José A. Velasquez, 2004. *Exergoeconomic optimisation of a Kalina cycle for power generation*. Departamento de Engenharia Mecanica. Pontificia Universidade Catolica do Parana.

Silke Köhler, Ali Saadar, 2003. *Thermodynamic Modeling of Binary Cycles Looking for Best Case Scenarios*. GFZ – Potsdam, Section Geothermics. International Geothermal Conference, Reykjavik, Sept. 2003.

C. Dejfors, E. Thorin and G. Svedberg, 1998. *Ammonia – Water power cycles for direct – fired cogeneration applications*. Departement of Chemical Engineering and Technology / Energy Processes, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.

Application of the Kalina Cycle to Waste Heat Recovery in Hawaii. Prepared for : State of Hawaii- Departement of Business, Economic Development and Tourism (DBEDT). Prepared by : OCEES International Inc.

Silke Köhler, Ali Saadar, Suzanne Hurter, Ute Trautwein and Ernst Huengen, GFZ Potsdam. *An Integrated Geosciences and Engineering Approach to put low Permeability Aquifers to use*. International Summer School on Direct Application of Geothermal Energy, 2003.

Göran Wall, Univ. College of Eskilstuna/Västerås, Sweden. Chia-Chin Cuang and Masaru Ishida, Tokyo Institute of Technology, Japan. *Exergy Study of the Kalina Cycle*, 1989.

O. M. Ibrahim, S. A. Klein, 1995. Absortion Power Cycles. Univ. Of Rhode Island & Univ. Of Wisconsin – Madison.

M. Celebi, L. Henckes, 2004. Simulation and Technical analysis of Rankine Cycle Based Units for dCHP and Geothermics. European Institute for Energy Research.

Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance. Pall Valdimarsson, Univ. Of Iceland. Larus Eliasson. International Geothermal Conference, Reykjavik 2003.

Kalina Cycle Description and Applications. Innovative Energy Systems Workshop, 2003.

Khan Zafar Iqbal, Larry W. Fish, Kenneth E. Starling, 1976. Advantages of using mixtures as working fluids in geothermal binary cycles. School of Chelical Engineering and Material Science, Univ. of Oklahoma.

Haile Kebede, 2002. Study of Geothermal power plant electrical and control systems with emphasis on reability aspects. Geothermal Training Programme. The United Nations University. Reykjavik. Iceland.

K. Gawlik, V. Hassani, 1998. Advanced Binary Cycles : Optimum Working Fluids. Geothermal Resources Council 1998.

Malcolm A Grant, Tony Mahon & Peter Reimann. Extending the operating life of a geothermal project. DesignPower/GENZL, Auckland, New Zealand.

Electric Power Situation in New Zealand. Tracy D Mills of DesignPower GENZL, 1997.

Moshe Taghaddose, Renewable Energy Organization of Iran. Thermodynamic Modeling for Combined ORC (Organic Rankine Cycle) and Single-Flash Geothermal Power Plants. Porocceedings World Geothermal Congress 2005.

Technology Assessments of Advanced Power Generation Systems II – Kalina Bottoming Cycle. Mechanical Technology Incorporated. Latham, New York. 1986.

Isobutane geothermal binary cycle sensitivity analysis, K.Z.Iqbal et al., Univ. of Oklahoma, 1977.

Henry A. Mlcak, Exergy Inc. Kalina Cycle Concepts for Low Temperature Geothermal. Geothermal Resources Council Transactions 2002.

N. Albrieux, 2005. Etude Préliminaire du Cycle de Surface pour le Projet Soultz. Document interne EDF R&D.

David Velazquez Alonso, Rocio Gonzalez Falcon. Documentos asignatura Tecnologia Energética. Departamento de Termotecnia, ESI. Univ. de Sevilla, 2005.

Operating Experience with Kalina Power Plants, R.Maack et al., VDI-Breichte nr.1703, 2002.

Arbeitsmittel für ORC Anlagen, K.Strauss et al., VDI-Breichte nr.1703, 2002.

Geothermisch angetriebene Kraftwerke – Systembetrachtung und Prozessvergleich, S.Khöler, VDI-Breichte nr.1703, 2002.

Case Histories of Small Scale Geothermal Power Plants. Daniel N. Schochet. ORMAT International, Inc. Proceedings World Geothermal Congress 2000.

Advanced Power Plants for use with Hot Dry Rock (HDR) and Enhanced Geothermal Technology. Moshe Grassiani and Zvi Krieger. ORMAT International, Inc. Proceedings World Geothermal Congress 2000.

Advanced Power Cycles with Mixtures as the Working Fluid. Maria Jonsson. Doctoral Tesis. Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden, 2003.

N. Albrieux, EDF R&D – 2000 (Réf. : HP-42/00/014).

N. Albrieux, EDF R&D – 2005 (Réf. : HP-42/05/015/A).

Site du Projet Soultz : www.soultz.net

Site de l'ADEME et du BRGM : www.geothermie-perspectives.fr

Site de la Banque Mondiale : www.worldbank.org/html/fpd/energy/geothermal/

Site de l'EGEC : www.geothermie.de/egec_geothernet/menu/frameset.htm

Site de l'Association Internationale de la Géothermie (IGA) : iga.igg.cnr.it

Site du World Energy Council :

www.worldenergy.org/wecgeis/publications/reports/ser/geo/geo.asp