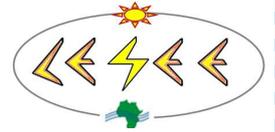




Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement
International Institute for Water and Environmental Engineering
Fondation ZiE



THEME

Analyse exergétique d'un système hybride solaire PV/Diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid)

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DUMASTER SPECIALISE EN GENIE ENERGETIQUE
ET ELECTRIQUE

OPTION: ENERGIES RENOUVELABLES

Présenté et soutenu publiquement en septembre 2011 par

TOKO Donatien

Travaux dirigés par: Dr Yao AZOUMAH

Enseignant-chercheur

UTER GEI

Encadrés par : Madieumbe GAYE

Ingénieur de recherche au LESEE

Jury d'évaluation de stage :

Président du jury : COULIBALY Yézouma

Membres et correcteurs : Yao AZOUMAH

KOTTIN Henri

Promotion [2010/2011]

CITATIONS

"Hier n'est plus, demain n'est pas encore, aujourd'hui est, mets-toi à l'œuvre"

Mère Theresa

"Je t'ai demandé deux choses, ne me les refuse pas avant que je meure :

Eloigne de moi fausseté et mensonge, ne me donne ni indigence ni richesse ; dispense moi seulement ma part de nourriture, car trop bien nourri, je pourrai te renier en disant : « qui est le Seigneur ? » ou, dans la misère, je pourrai voler, profanant ainsi le nom de mon Dieu."

Pr 30, 7-9

DEDICACES

▣ A ma défunte mère MACHIEDOM Joséphine

Maman, bien que ne soit plus de ce monde
j'aimerais que tu saches que je suis arrivé au terme
du projet qui a fait l'objet de notre dernière
conversation. Que ton âme repose en paix.

▣ A mon Père NDEFO Louis

▣ A mon grand frère TAPTUE André Marie

▣ A mon grand frère FOTUE Henry Fiacre

Pour tous vos sacrifices consentis tout au long de
mes études, toutes les prières et bénédictions
prononcées à mon nom et vos vœux ardents de me
voir réussir.

REMERCIEMENTS

J'adresse mes vifs remerciements :

Au **SEIGNEUR DIEU TOUT PUISSANT** de m'avoir donné du zèle pour ce travail.

Au Docteur **Yao AZOUMAH**, d'avoir accepté de superviser ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude et de mon admiration.

A Monsieur **Madieumbe GAYE** d'avoir accepté de m'encadrer pour mes travaux et d'avoir toujours été là en cas de besoin. Ils sont rares les encadreurs doués d'un tel talent et d'une telle rigueur dans le travail.

A Monsieur **Daniel YAMEGUEU** d'avoir suivi de très près l'évolution de ce travail. Puisse l'éternel le pétrir de courage et de dévouement dans sa lourde tâche qui est celle de soutenir les étudiants stagiaires dans leurs travaux.

A tout le personnel du LESEE pour son suivi et son assistance.

A ma fiancée **MOKAM WAFO Mireille** pour ses doux et tendres conseils. Je t'aime profondément mon amour

Au Docteur **TABI Conrad Bertrand** de m'avoir recommandé dans le programme de bourse qui m'a permis faire cette formation

A ma mère spirituelle **METOUNOU Germaine** pour ses prières

A mes frères, sœurs et parents de la famille **FODOUOP** qui n'ont ménagé aucun effort pour l'aboutissement de ce travail. Qu'ils retrouvent ici l'expression de mon affection et de ma gratitude.

A tous mes camarades de classes et à tous ceux qui ont, de près ou de loin, contribué à l'élaboration de ce travail.

A mes amis : **NGANKOU Serge Otis** ; **TAGNE TEBU Serge** ; **Fomkoueng Charles** ; **NANTCHO WILLIAM Maturin**, pour avoir toujours été près de moi pour me soutenir.

RESUME

Les systèmes hybrides PV/diesel sont importants pour l'expansion du marché des systèmes PV. Ils constituent un compromis économiquement acceptable entre les frais d'immobilisation nécessités par les systèmes PV autonomes et les frais d'exploitation et d'entretien des génératrices alimentées aux combustibles fossiles, qui sont tous deux élevés. La cogénération quant à elle permet non seulement de diversifier les sources d'énergie, mais aussi de réaliser d'importantes économies d'énergie et de contribuer efficacement à la lutte contre le changement climatique. Ainsi le travail de recherche présenté dans ce mémoire est une contribution à l'optimisation thermodynamique d'un système PV/diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid) complété par un appoint (capteur solaire). A ces propos, notre travail a consisté à faire une analyse exergetique du système tout en effectuant au préalable un bilan énergétique de celui-ci. A la sortie de cette analyse, les irréversibilités ont été localisées et quantifiés dans certaines parties du système, en suite, les méthodes de réduction de celles-ci pour l'optimisation du système ont été proposées.

Une analyse exergoéconomique nous a permis de calculer le cout de production du kilowattheure d'exergie ; ce calcul nous a montré une réduction du cout spécifique d'exergie produit par le système de cogénération par rapport au système initial d'une part (réduction de 26%), et par rapport à la présence de l'appoint solaire d'autre part (réduction de 4%).

Mots clés : système hybride, cogénération, machine à absorption, analyse exergetique, analyse exergoéconomique.

ABSTRACT

Hybrid systems PV / diesel are important to the expanding market for PV systems. They are an economically acceptable compromise between capital costs required by stand-alone PV systems and the cost of operating and maintaining generators using fossil fuels, which are both high. The cogeneration in turn allows not only diversifying energy sources, but also achieving significant energy savings and effectively contributes to the fight against climate change. Thus the research presented in this paper is a contribution to the thermodynamic optimization of a PV / diesel / biofuel cogeneration (electricity and heat) supplemented by a booster (solar). At this point, our job was to make an exergy analysis of the system while performing an energy balance in advance of it. At the end of this analysis, the

irreversibilities were localized and quantified in some parts of the system, then the methods of reducing them to optimize the system have been proposed.

Exergoeconomic analysis allowed us to calculate the cost of production per kilowatt hour of exergy, it has also shown a reduction in the cost of the cogeneration system from the original system on the one hand (26% reduction), and compared the presence of solar collectors on the other (4% reduction).

Keywords: hybrid system, cogeneration, absorption machine, exergy analysis, exergoeconomic analysis.

LISTE DES ABREVIATIONS

LESSE : Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie

2iE : Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

GE: Groupe Electrogène

PV : Photovoltaïque

NOMENCLATURE

Nomenclature	désignation	unités
\square	Puissance thermique	Watts
\dot{W}_e	Puissance électrique	Watts
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
C_p	Capacité calorifique	J/Kg.°C
T	température	°C
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/Kg
E_x	exergie	Watts
Q	Quantité de chaleur	joules
An	Anergie	joules
W	travail	joules
S	entropie	J/K
h	Enthalpie massique	kJ/kg
I	Irréversibilités (entropie générée)	J/K
PMF	Pression moyenne de frottement	bar
E	efficacité	-

Symbole grec	désignation	unité
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
η	rendement	-
ε	Facteur d'émissivité	-

Indice	désignation
lf	liquide de refroidissement
e	Eau, évaporateur, entrée
ent	entrée
sor	sortie
a	Ambiant, absorbeur
rév	réversible
ex	exergetique
gén	Généré
f	fumée
im	imbrulés
u	utile
g	générateur
c	Condenseur, cout
t	transfert
p	pompage
s	Sortie, soupape
pm	perles mécanique
pf	Perte par frottement

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: résultats de mesure	19
Tableau 2 : Température de la chambre de combustion.....	24
Tableau 3 : formule de calcul pour l'analyse des échangeurs chaleur	28
Tableau 4 : Efficacité et rendement exergetique des échangeurs.....	28
Tableau 5 : rendement exergetique des composants de la machine à absorption.....	41
Tableau 6 : calcule de la densité de flux d'exergie à l'entrée des capteurs solaires (bs).....	43
Tableau 7 : exergies et rendement exergetique des capteurs solaires.....	43
Tableau 8 : hypothèses pour l'analyse exergoéconomique	48
Tableau 9 : Cout du système hybride Solaire PV/diesel de cogénération sur une durée de vie de 20 ans	
Tableau 10 : cout spécifique de l'exergie du système.....	50

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : schéma du prototype Flexy Energy [3].....	6
Figure 2 : la cogénération : électricité/thermique.....	7
Figure 3 : Cogénération par moteur	8
Figure 4 : Schéma général de production de froid à partir de la chaleur.....	10
Figure 5 : Les méthodes de production de froid à partir de la chaleur	10
Figure 6 : Système ouvert échangeant masse, chaleur et travail avec le milieu extérieur [14]......	16
Figure 7 : bilan énergétique du groupe électrogène à 80% de charge.....	19
Figure 8 : Variation du rendement global avec les différentes charges.....	20
Figure 9: différentes pertes dans le moteur rapportées à l'énergie totale.....	20
Figure 10 : schéma de principe du moteur [16].....	21
Figure 11 : Bilan exergetique à 80% de charge.....	24
Figure 12 : Variation du rendement exergetique avec la charge	24
Figure 13 : Evolution des différentes exergeries détruites dans le moteur.....	26
Figure 14: Schéma de conception de l'échangeur de récupération de la chaleur des gaz d'échappement [15].....	27
Figure 15 : schéma de principe de l'échangeur gaz-liquide	27
Figure 16: échangeur liquide/liquide : représentation et schéma de principe	28
Figure 17 : structure d'une machine à absorption	29
Figure 18 : comparaison du COP en fonction de T_g avec les données de Romero et al.....	33
Figure 19: Variation du COP en fonction de T_g pour différentes efficacités de l'échangeur de solution	
Figure 20 : variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c	35
Figure 21: variation du <i>COP</i> en fonction de la température de l'évaporateur T_e	36
Figure 22: variation des quantités de chaleur en fonction de T_g	37
Figure 23 : variation du rendement exergetique en fonction de la température du générateur T_g pour différentes efficacités de l'échangeur de solution.....	38
Figure 24: variation du rendement exergetique en fonction de la température du condenseur (T_c)	39
Figure 25: Variation du rendement exergetique en fonction de la température de l'évaporateur (T_e). ..	40

Figure 26 : capteur solaire plan vitré.....	41
Figure 27 : Puissance apporté par l'appoint solaire en fonction de la température du générateur [15]	42
Figure 28 : rendement exergetique de captation.....	44

SOMMAIRE

CITATIONS	ii
DEDICACES	ii
.....	iii
LISTE DES ABREVIATIONS	vii
NOMENCLATURE.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
LISTE DES FIGURES	ix
I. Introduction Générale	1
I.1 contexte de l'étude	1
I.2 Problématique.....	1
I.3 Objectif de l'étude, méthodologie et organisation du travail	2
I.4 Présentation du cadre de l'étude.....	3
II. Etude bibliographique	4
.....	4
II.1 Les systèmes hybrides PV/diesel.....	4
II.2 La cogénération.....	6
II.3 Méthodes de production de froid à partir de la chaleur.....	9
II.4 Synthèse bibliographique	11
III. Etude sur l'optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques	12
III.1 Les systèmes énergétiques.....	12
III.2 Analyse énergétique des systèmes thermodynamiques	12
III.3 Le second principe de la thermodynamique	13
III.4 Analyse exergetique des systèmes thermodynamiques	13
IV. Analyse exergetique du système hybride solaire PV/Diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid)	15
IV.1 Introduction.....	15
IV.2 Analyse du groupe électrogène.....	15

IV.3 analyse des échangeurs de chaleur	26
IV.4 analyse du groupe à absorption	29
IV.5 Analyse exergetique de l'appoint solaire	41
IV.6 analyse et discussions des résultats	44
.....	48
V.1 Introduction	48
V.2 Hypothèses de calcul [2, 15] :	48
V.3 Méthode de calcul	49
V.4 Résultats de calcul	50
V.5 analyse des résultats	51
<i>Conclusion générale</i>	52
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	53
<i>Annexes</i>	56

I. Introduction Générale

I.1 contexte de l'étude

Face à une constante croissance de la demande en énergie et à une répartition inégale entre les zones géographiques des ressources énergétiques, les Etats se trouvent confrontés à des enjeux majeurs : équilibrer leur bilan énergétique, limiter leur dépendance vis-à-vis des zones politiquement instables, concilier besoins et respect de l'environnement et enfin, préparer l'inévitable épuisement des ressources actuellement exploitées en développant des énergies alternatives. L'électrification des zones rurales est en effet plus difficile, puisqu'il s'agit de populations dispersées et éloignées des centres économiques. Relier ces zones éloignées au réseau électrique est donc encore plus compliqué, encore plus coûteux, de sorte que le taux d'électrification rural est inférieur à 5% dans 17 pays d'Afrique sub-saharienne. Pour faire face à ce souci, la production de l'électricité décentralisée à partir des énergies renouvelables semble être la solution la plus adaptée. Cependant, les coûts des technologies de production encore élevés constituent un véritable frein à son développement. Face à ces enjeux et dans le but de tirer le coût de production de l'électricité vers le bas, le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) a initié en 2009 un concept nouveau qui permettra à terme de produire de l'électricité au moyen de 100% d'énergies renouvelables et sans stockage à partir d'un système hybride solaire PV/ Diesel. Ce concept est appelé « FlexyEnergy » et est destiné aux populations des zones rurales et périurbaines.

I.2 Problématique

Certaines filières des énergies renouvelables, déjà matures, peuvent fournir des composants fiables et économiquement rentables pour l'intégration dans les systèmes d'énergie électrique. Cependant, des améliorations dans la conception et le fonctionnement des Systèmes hybrides sont toujours nécessaires pour rendre plus compétitives ces filières technologiques et permettre leur essor.

En effet, pour améliorer l'efficacité énergétique du prototype Flexy-Energy, le LESEE ambitionne d'utiliser les rejets thermiques au niveau du groupe électrogène pour servir de source chaude à une machine à froid. Rappelons que le rendement d'un groupe électrogène est d'environ 35% et que près de 65% [26] constitue des rejets dont une part importante est sous forme thermique et rejetée dans l'environnement.

Pour concevoir et optimiser un procédé industriel quelconque, les ingénieurs utilisent des méthodes, la plupart du temps découplées, qui font appel à l'efficacité énergétique ou à d'autres grandeurs physiques d'une part et à une étude économique d'autre part. Cette méthodologie est fondamentalement et objectivement délicate à mettre en œuvre car elle conduit, dans de nombreux cas à privilégier soit l'un, soit l'autre des critères : physique ou économique.

Pour les aspects physiques et notamment énergétiques, le seul intérêt des concepteurs va en général à la minimisation de la "consommation" d'énergie. Pour cela, ils font appel au rendement énergétique des systèmes ; Cette démarche découle directement des applications liées au premier principe de la thermodynamique. On sait cependant que le premier principe ne prend en compte que les quantités d'énergie sans aucune référence à la qualité qui y est associée selon le deuxième principe de la thermodynamique. Ainsi, disposer de 1 kWh d'électricité ou de 1 kWh de chaleur n'est pas équivalent, comme avoir 1 kWh de chaleur à température ambiante ou 1 kWh à très haute température. Ces différences trouvent une expression thermodynamique soit à travers l'entropie, soit à travers l'exergie dont l'avantage sur l'entropie est de s'exprimer en unité énergétique (J, Wh, cal, etc...) comme n'importe quel type d'énergie. Associer l'exergie à l'énergie dans les analyses du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'analyse devient nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique surtout lorsque son but final est l'optimisation du système.

I.3 Objectif de l'étude,méthodologie et organisation du travail

I.3.1 Objectif de l'étude

Notre travail consiste à faire l'analyse exergetique du système hybride solaire PV/diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid); il s'agira spécifiquement de :

- ➡ Quantifier les irréversibilités liées aux composantes du prototype hybride solaire PV/diesel
- ➡ Proposer une optimisation de la centrale hybride de production d'électricité et de froid en se basant sur l'analyse exergetique.

I.3.2Méthodologie et organisation du travail

Pour atteindre les objectifs fixés, cinq étapes seront suivies successivement:

- ➡ Etude bibliographique sur les différents composants du système hybride solaire PV/diesel de cogénération (froid et électricité) en dégagant la technologie à utiliser;
- ➡ Etude sur l'optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques
- ➡ Analyse énergétique et exergetique de chaque partie du système à savoir : le groupe électrogène, les échangeurs de chaleur, la machine à absorption et l'appoint solaire.
- ➡ Proposition d'une optimisation du système basée sur l'analyse exergetique
- ➡ Analyse exergoéconomique du système global

I.4 Présentation du cadre de l'étude

Le stage de fin d'étude soumis à notre étude est une initiative du LESEE (Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie) situé sur le site 2iE de Kamboinsé à environ 15 km de Ouagadougou. Il fait partie des six laboratoires de recherche de l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) et dépend de l'Unité Thématique de Recherche et d'Enseignement Génie Energétique et Industrielle (UTER GEI). Créé en novembre 2008, le LESEE est depuis lors dirigé par le docteur Yao AZOUMAH.

L'objectif scientifique du LESEE est de contribuer à l'innovation industrielle dans le domaine du solaire pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique / thermique en Afrique.

Les travaux effectués au laboratoire sont relatifs à quatre grands axes de recherche :

- ➡ Evaluation précise et continue de la ressource solaire et des besoins en énergie en Afrique
- ➡ Etude des centrales solaires à concentration
- ➡ Habitat, architecture bioclimatique et systèmes solaire PV/thermique (basse température)
- ➡ Conception optimale et optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques

L'équipe actuelle de recherche au LESEE est composé de 03 enseignants chercheurs, 04doctorants, 06 ingénieurs chercheurs et de plusieurs stagiaires.

II. Etude bibliographique

II.1 Les systèmes hybrides PV/diesel

II.1.1 Définition

On appelle « centrale PV hybride », la combinaison d'un générateur solaire avec un ou plusieurs générateurs utilisant d'autres sources d'énergie primaire pour la production d'électricité décentralisée en vue de palier aux carences de l'énergie solaire et de réduire son coût d'installation. Il existe plusieurs types de systèmes PV hybrides pour la production d'électricité décentralisée. Le système qui fera l'objet de notre étude est un système hybride PV/diesel sans batterie de stockage.

II.1.2 La nécessité des systèmes hybrides

L'utilisation des groupes électrogènes pour l'électrification rurale pose certains problèmes majeurs [1]

- ✓ coûts élevés de fonctionnement
- ✓ problème d'approvisionnement en carburant (éloignement des fournisseurs de carburants)
- ✓ maintenance compliquée et coûteuse
- ✓ faible durée de vie (environ 5 ans)
- ✓ impossibilité d'une production électrique continue sur 24 heures (ou nécessité de disposer de plusieurs GE)
- ✓ pollution environnementale (nuisance sonore et émission de CO₂)

Pour faire face à ces contraintes une des solutions serait d'hybrider le système de production d'électricité. Nous pouvons alors nous orienter vers les énergies renouvelables tel que l'éolien, la biomasse, la géothermie, le solaire,...

Dans le cas du solaire, les systèmes photovoltaïques (PV) fournissent de l'électricité de manière ininterrompue (sous condition d'ensoleillement bien sûr), sans bruit, ni nuisances environnementales (excepté la présence des accumulateurs électrochimiques difficiles à recycler).

Faciles à installer, ils nécessitent peu de maintenance et font preuve d'une grande fiabilité. Leurs problèmes résident dans le coût d'investissement élevé nécessaire à leur installation et la limitation de la charge électrique à satisfaire.

En associant le groupe électrogène au générateur photovoltaïque, les avantages de chacune des sources d'énergie sont ainsi ajoutés:

- ✓ le système photovoltaïque réduit la consommation en carburant, le temps de fonctionnement et donc de la maintenance du groupe
- ✓ la présence du stockage par batteries réduit la puissance nominale du groupe,
- ✓ la présence du groupe réduit la taille du champ photovoltaïque et la capacité de stockage des batteries, diminuant ainsi le coût du système
- ✓ la fiabilité du système global est augmentée
- ✓ Les puissances et les énergies mises en jeu sont plus importantes et la charge à alimenter plus élevée.

Il existe plusieurs configuration de système hybride solaire PV/ diesel : configuration en série, configuration commutée et configuration parallèle [1]. Ces systèmes possèdent tous un système de stockage. Ce qui augmente d'avantage les couts d'investissements de l'installation, ce que cherche à éviter le concept FlexyEnergy.

II.2.3 FlexyEnergy: un système hybride solaire PV/Groupe électrogène sans stockage

FlexyEnergy est une technologie innovante dans sa conception du système hybride.

Contrairement à la quasi-totalité des autres systèmes [1], le système hybride solaire PV/Groupe électrogène de FlexyEnergy ne possède pas d'accumulateurs d'énergie [2]. Le concept FlexyEnergy est actuellement toujours en phase d'étude et d'expérimentation afin d'optimiser le système (figure 1).

Notre centrale hybride PV/Diesel sans stockage est constitué principalement d'un système photovoltaïque avec la possibilité de couplage soit à un groupe électrogène diesel ou à un réseau électrique. Le champ PV, un groupe électrogène triphasé, un onduleur monophasé, un afficheur électronique Sunny Matrix, un acquiseur de données SunnyWebbox ainsi que le réseau basse tension triphasé 220/380 V et un inverseur de source.

L'avantage de ce concept est la réduction des couts d'investissement et de maintenance du système permettant de réduire d'avantage le cout du kWh.

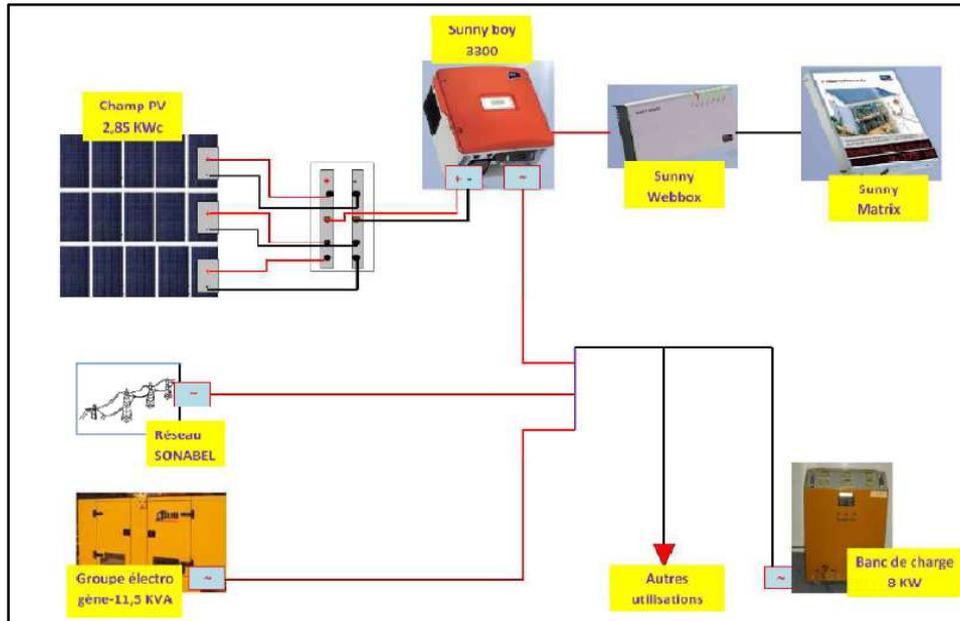


Figure 1 : schéma du prototype FlexyEnergy [3]

Cependant le concept FlexyEnergy n'a pas encore exploité toutes les solutions dans sa course à la réduction des coûts de l'énergie et à l'amélioration du bilan énergétique. En effet nous savons qu'un groupe électrogène possède un rendement de 35% environ pour la production d'électricité, c'est à dire qu'il y a 65% d'énergie non utilisée. Dans ce qui suit, il est présenté une méthode qui consiste à mettre en valeur cette énergie perdue et à l'exploiter à son maximum.

II.2 La cogénération

II.2.1 Définition

La cogénération est définie comme la mise en œuvre d'un système produisant à la fois de l'énergie 'noble' (mécanique ou électrique) et de l'énergie « dégradée » (thermique) et dans lequel on valorise au maximum l'énergie thermique (qui peut être la chaleur ou du froid).

Le système de cogénération peut alors avoir comme objectif (figure2): soit la production d'énergie thermique avec un sous-produit qui est l'énergie électrique à valoriser, soit plus généralement la production d'énergie électrique avec valorisation du rejet thermique (cas d'un groupe électrogène). Une conséquence directe de ce fonctionnement est que la cogénération se caractérise par un bon rendement énergétique. On estime que pour fournir les mêmes quantités de chaleur utile et d'électricité d'une cogénération, une installation à système séparés (chaudière à 90% de rendement et centrale électrique à 52,5% de rendement)

consomme 22% de combustible en plus[4]. Les plus modernes des centrales thermiques à gaz ou à vapeur atteignent alors un rendement proche de 95%.

Actuellement, avec des installations classiques, la cogénération permet d'atteindre des rendements énergétiques globaux de 80 à 85%, à comparer à ceux des machines n'utilisant que la seule énergie mécanique qui atteignent 35 à 40% [4].

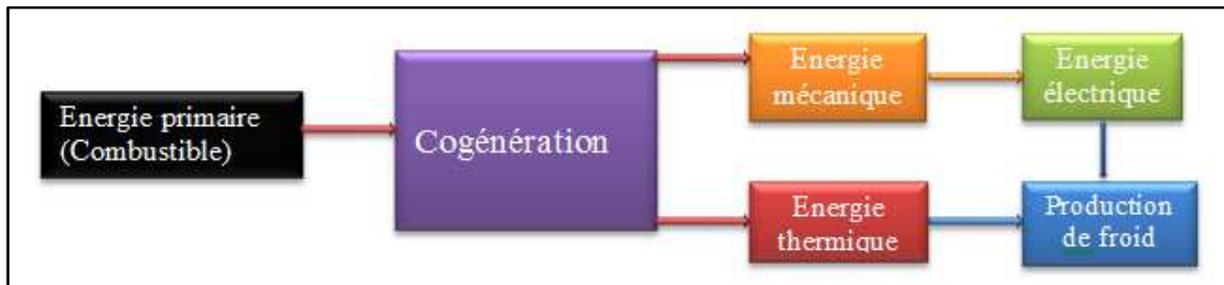


Figure 2 : la cogénération : électricité/thermique

Dans le cas de la figure 2, l'idée de cogénération se base sur le fait que la production électrique dégage une grande quantité de chaleur, habituellement dissipée dans l'environnement. Les techniques de cogénération consistent à récupérer et à valoriser le plus possible cette énergie thermique résiduelle et disponible.

On appelle couramment [5] :

- ✓ Cogénération : la gamme 1 MWe – 250 MWe (industrie, réseaux de chaleur)
- ✓ Mini-cogénération : la gamme 200 – 600 kWe (immeuble)
- ✓ Micro-cogénération: la gamme 5 – 50 kWe (maison individuelle, petit bâtiment).

II.2.2 Les technologies pour la cogénération

Quatre techniques sont utilisées en fonction des besoins d'énergie des utilisateurs (niveaux de température et proportion en chaleur et l'électricité) : les turbines à vapeur, les turbines à combustion ou turbines à gaz (rendement électrique d'environ 25 à 40%), les moteurs alternatifs à combustion interne (rendement électrique d'environ 30 à 45%) et plus récemment les piles à combustible (rendement électrique d'environ 20 à 30%)[4]. Les combustibles utilisés pour alimenter une installation de cogénération peuvent être divers (gaz, fioul, charbon, déchets et hydrogène ou méthanol dans les piles à combustible). La cogénération peut concerner une grande variété de site ayant des besoins d'énergie spécifiques (électricité et chaleur/ froid, nécessité d'une sécurité d'alimentation électrique), ou disposant de ressources énergétiques à valoriser (usine d'incinération d'ordures ménagères). La production

conjointe de chaleur et d'électricité se faisant avec un rendement de (80 à 90%)[4] bien supérieur à celui obtenu avec une production séparée, cela signifie une économie d'énergie qui peut atteindre ou dépasser 30%.

Dans notre étude nous nous focaliserons sur une cogénération applicable au groupe électrogène c'est-à-dire cogénération par moteur à combustion interne car la source d'énergie primaire dans notre système est le groupe électrogène.

II.2.3 Le moteur diesel

Les moteurs diesels sont largement utilisés dans tous les domaines en raison de leur rendement thermique élevé sur une grande plage de puissance, de leur adaptabilité à plusieurs types de combustibles et de leur possibilité d'application à une grande gamme d'installations. La chaleur peut être récupérée sur trois postes : d'une part sur les gaz d'échappement qui sortent chauds (450 à 550°), d'autre part sur l'eau de refroidissement du bloc-moteur et enfin sur le circuit de lubrification. Cette récupération se fait sous forme d'eau chaude (température inférieure à 110°C) ou de vapeur basse pression (pression relative inférieure à 0,5bar). Ces fluides et leur niveau thermique sont souvent difficiles à utiliser dans l'industrie, mais par contre bien adaptées au génie climatique. Cependant les installations à moteur diesel présentent un rendement total faible par rapport aux autres installations. Ceci est dû au faible taux de récupération de l'énergie thermique lié au bon rendement de conversion mécanique.

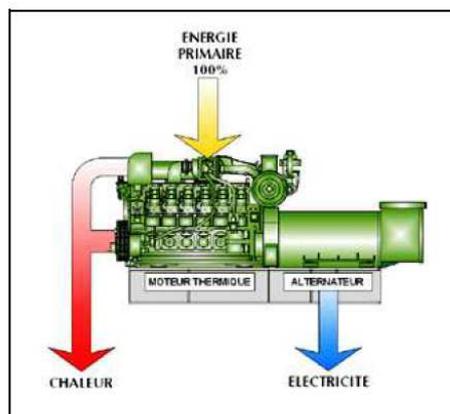


Figure 3 : Cogénération par moteur

II.2.4 Etat de l'art de cogénération à partir de groupe électrogène

Il existe déjà sur le marché des procédés de cogénération à partir de groupe électrogène. Par exemple la société *Dutry Power* [6] ou *Energiestro*[7] offrent leurs services pour ce type d'installation. Ces systèmes de cogénération sont en adéquation avec une politique de

production décentralisée d'énergie. Ils sont donc aussi appropriés pour des applications rurales.

Mais il faut souligner deux points importants pour ces installations. Le premier étant que l'appoint de chaleur est réalisé à partir d'une chaudière à bois, huile ou fioul. Le second point est que les systèmes en vente se limitent à la production de chaleur et n'offrent pas l'option de production de froid.

Le projet peut alors devenir innovant dans ce secteur, car il est capable d'offrir au consommateur un système de cogénération écologique pour la production de froid et d'électricité. Pour cela le groupe électrogène devra être uniquement alimenté à base de biocarburants, et le système de cogénération devra avoir un appoint thermique solaire. Le tout offrant au consommateur l'option de production de froid seulement à base d'énergies renouvelables.

Pour une application en zone rurale en Afrique, le besoin en froid pour le stockage des aliments est primordial par rapport à la production d'eau chaude vu leur secteur d'activité. Ce qui a amené les concepteurs à faire un examen sur les méthodes de production de froid en vue de proposer une méthode convenable à l'application du système.

II.3 Méthodes de production de froid à partir de la chaleur

II.3.1 Généralités

La meilleure valorisation des pertes thermiques d'un système produisant de l'électricité en zone rurale dans un pays sahélien, serait la mise en place d'un système de cogénération avec production de froid. Nous allons maintenant voir comment « il est possible d'obtenir du froid à partir du chaud ».

Actuellement, la technologie nous offre une variété de moyens permettant d'obtenir le froid à partir de la chaleur. Le choix d'un système particulier passe par l'étude d'un ensemble de critères aboutissant au choix du système le plus adapté à l'application envisagée.

II-3-2 La production du froid

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. De même, les applications du froid sont très variées. Parmi les différentes modes de production du froid, il faut retenir [8] :

- ✓ Les systèmes production du froid par les machines à compression mécanique
- ✓ Les systèmes de production du froid à partir de la chaleur

Dans la suite nous allons nous intéresser aux systèmes de production de froid par la chaleur.

La production de froid à partir d'une source énergétique chaude est possible grâce à des procédés thermiques (figure 4) :

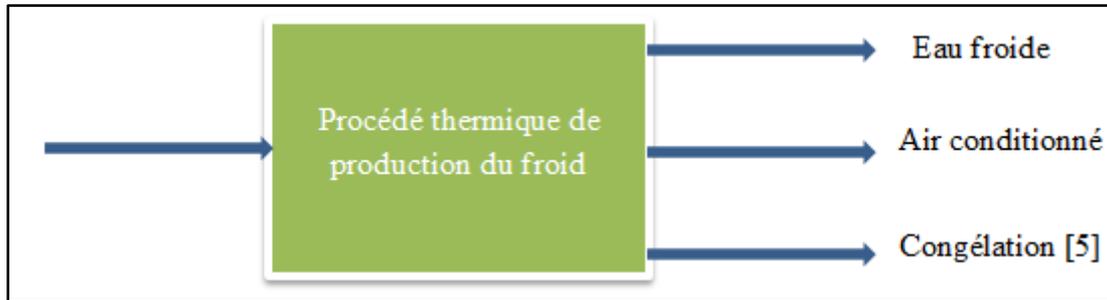


Figure 4 : Schéma général de production de froid à partir de la chaleur

Pour ce type de procédé il n'y a pas de contrainte sur la nature de la source chaude. La chaleur peut provenir d'une installation solaire, géothermique, de biogaz, d'une chaudière, de rejets thermiques d'un moteur...

Généralement l'installation est constituée d'un système de récupération de la chaleur (capteur solaire, échangeur de chaleur, dans notre cas le groupe électrogène), d'un système de production de froid (procédé thermique), d'un système de stockage et de distribution

La figure 5 ci-dessous présente les différents procédés de production de froid à partir de la chaleur.

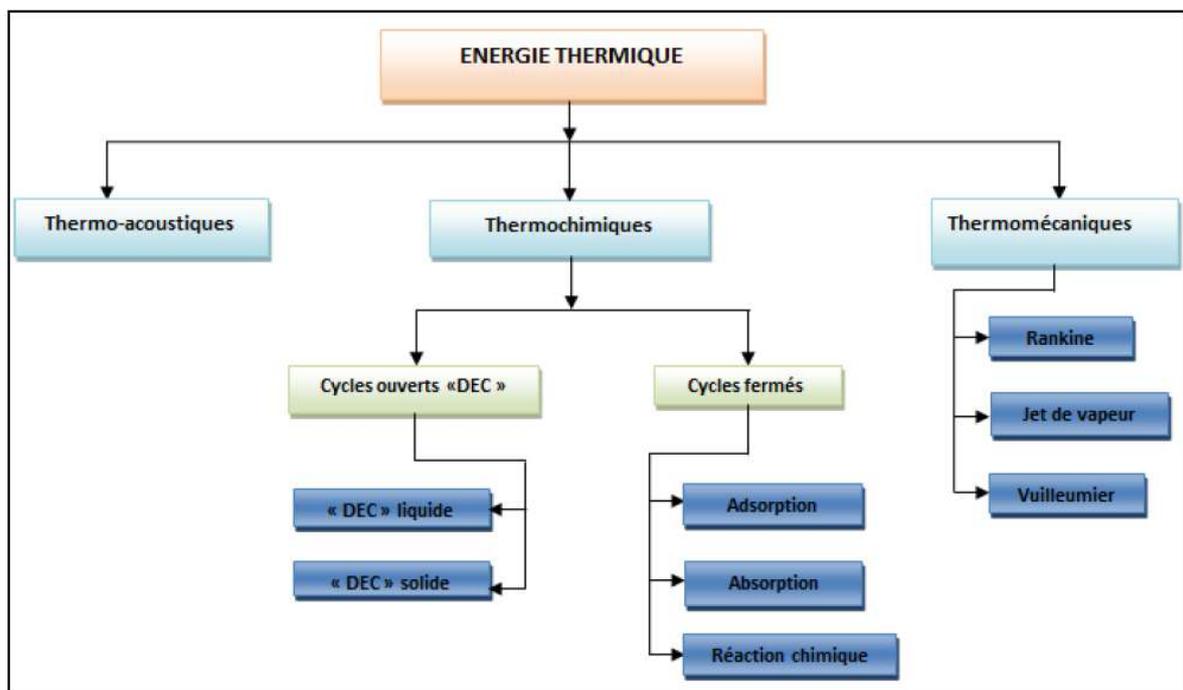


Figure 5 : Les méthodes de production de froid à partir de la chaleur

II.3.3 les technologies des systèmes de production de froid par la chaleur

D'après l'étude sur la climatisation de petite puissance d'Edith VERDURANT [9], nous pouvons classer les procédés pour la production de froid en trois grandes familles de la thermodynamique: les systèmes Thermo-acoustiques, Thermomécaniques et Thermochimiques. Toutes ces technologies ont l'avantage de n'utiliser aucun fluide polluant, certaines suppriment la présence de pièces mécaniques en mouvement et sont silencieuses (Thermo acoustique, Jet de vapeur). Malgré ces points forts, nous devons écarter la plus part de ces technologies [9] :

Le cycle de Rankine n'est retenu que pour les installations de grande puissance. Les cycles à sorption sont donc les plus intéressants pour notre cas d'étude. C'est pour cette raison que le cycle à absorption a été retenu pour la mise sur pied du système.

II.4 Synthèse bibliographique

Notre étude portera donc sur un système de cogénération électricité/thermique à partir des pertes thermiques récupérées au niveau du groupe électrogène et ce pour la production du froid. Le système est constitué des éléments suivants :

- ✓ D'une centrale hybride constituée d'un groupe électrogène et d'un système photovoltaïque.
- ✓ De deux échangeurs de chaleur : un échangeur à plaque (liquide/liquide) qui permet de régulariser le débit du liquide de refroidissement avant son envoie dans la machine froid ; un échangeur gaz/liquide qui permet de récupérer la chaleur au niveau des gaz d'échappement.
- ✓ Une machine à absorption de marque Climatwel10.
- ✓ Un appoint solaire constitué des capteurs solaires plan vitrés

Il sera donc question dans la suite d'effectuer l'analyse énergétique etexergetique de chacune des parties de notre système afin de pouvoir l'optimiser d'une manière efficace.

III. Etude sur l'optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques

L'analyse des performances des diverses technologies conduit de manière classique à calculer leurs bilans énergétiques. En complément, notamment lorsque l'on cherche à optimiser un système, l'établissement de son bilan exergetique présente un grand intérêt, car ce bilan permet de quantifier les irréversibilités.

III.1 Les systèmes énergétiques

Un système énergétique est un système capable de produire ou de consommer de l'énergie. Un système thermodynamique échange de l'énergie avec le milieu extérieur, essentiellement et ce de façon séparée ou simultanée sous forme de chaleur ou de travail. La conversion d'énergie d'une forme à une autre n'est en général pas complète : une partie de l'énergie présente au départ est dégradée sous forme d'énergie cinétique désordonnée (on dit parfois qu'elle est transformée en chaleur). On nomme rendement le quotient de l'énergie obtenue sous la forme désirée par celle fournie à l'entrée du convertisseur.

III.2 Analyse énergétique des systèmes thermodynamiques

La première loi de la thermodynamique, aussi connue sous le nom de « principe de conservation de l'énergie », nous permet d'établir une relation entre les différentes formes d'énergie. Elle stipule que, durant une évolution, l'énergie ne peut être ni produite ni détruite. L'énergie ne peut que changer de forme. Ce principe de conservation est matérialisé par l'équation suivante :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energie totale} \\ \text{entrant} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energie totale} \\ \text{sortante} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{variation de l'énergie} \\ \text{totale du système} \end{array} \right)$$

Soit $E_{in} - E_{out} = \Delta E_{système}$ (III-1)

Cette relation, appelée le « bilan d'énergie », peut être appliquée à tous les systèmes et à toutes les évolutions.

III.3 Le second principe de la thermodynamique

III.3.1 énoncé

- ➡ **L'énoncé de Kelvin-Planck :** *Il est impossible de concevoir une machine décrivant un cycle et qui n'aurait d'autre effet que de produire un travail et d'échanger de la chaleur avec un seul réservoir thermique.*
- ➡ **L'énoncé de Clausius :** *Il est impossible de concevoir une machine décrivant un cycle qui n'aurait d'autre effet que de transmettre de la chaleur d'un milieu à basse température vers un milieu à haute température.*

III.3.2 la qualité de l'énergie

Le travail est une forme d'énergie qui a plus de valeur que la chaleur. Le travail peut être entièrement converti en chaleur, alors que seulement une partie de la chaleur peut être convertie en travail. Lorsque de la chaleur est transmise d'un réservoir à haute température vers un réservoir à basse température, la qualité de l'énergie se dégrade.

Un autre type d'analyse est utilisé pour étudier la qualité de l'énergie : il s'agit de l'analyse exergetique.

III.4 Analyse exergetique des systèmes thermodynamiques

III.4.1 Définition

L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve.

III.4.2 Exergie flux

La transformation réversible en énergie mécanique W d'une quantité de chaleur Q à la température T nécessite l'utilisation d'un moteur de Carnot qui rejette une partie de cette énergie thermique à une source froide. En admettant, ce qui est un point de vue réaliste d'ingénieur, que la source froide dont on peut disposer gratuitement est le milieu ambiant à la température ambiante T_a , la part d'énergie thermique transformable en énergie mécanique est

$$W = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) = \theta Q \quad (\text{III-1})$$

Où θ est le facteur de Carnot.

Ainsi, le contenu exergetique d'une quantité de chaleur échangée Q est :

$$E_{xQ} = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (\text{III-2})$$

La partie complémentaire de l'exergie est appelée anergie (A_{nQ}); c'est la part d'énergie thermique non transformable en énergie noble :

$$Q = E_{xQ} + A_{nQ} \text{ avec } A_{nQ} = Q \frac{T_a}{T} \quad (\text{III-3})$$

III-4-3 le rendement selon le deuxième principe de la thermodynamique

Ce rendement prend en compte le rendement selon le premier principe et le rendement de Carnot (rendement maximal) :

➡ Pour les machines thermiques on a :

$$\eta_{II} = \frac{\eta}{\eta_{rév}} \quad (\text{III-4})$$

➡ Pour les réfrigérateurs et les thermopompes on a :

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rév}} \quad (\text{III-5})$$

Les définitions précédentes du rendement selon la deuxième loi ne s'appliquent qu'aux dispositifs qui produisent ou qui consomment du travail. On peut toutefois proposer une définition plus générale du rendement selon le deuxième principe en termes d'exergie et on l'appellera rendement exergetique ou efficacités thermodynamique de la machine. Soit

$$\eta_{II} = \eta_{ex} = \frac{\text{exergie récupérée}}{\text{exergie fournie}} = 1 - \frac{\text{exergie détruite}}{\text{exergie fournie}} \quad (\text{III-6})$$

III.4.4 Bilan d'exergie dans les systèmes fermés

Les variations d'exergie vont dans le sens opposé aux variations d'entropie. L'exergie peut être détruite, jamais produite [12]. Tout comme le principe d'accroissement de l'entropie, le principe de diminution de l'exergie peut être formulé sous forme de bilan d'exergie selon la formule :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{entrante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{sortante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{détruite} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Variation} \\ \text{l'exergie totale} \\ \text{du système} \end{array} \right) \quad (\text{III-7})$$

Ou encore $E_{x,in} - E_{x,out} - E_{x,détruite} = \Delta E_{x,système}$

Ou, plus explicitement :

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{gén} = E_{x,2} - E_{x,1} \quad (\text{III-8})$$

Rappelons que, dans l'expression précédente, la chaleur ajoutée à un système et le travail par un système sont tous deux des quantités positives. La chaleur dégagée par un système et le travail fait sur un système sont tous deux des quantités négative. Nous allons nous baser sur les deux équations du bilan pour faire l'analyse de notre système.

IV. Analyse exergetique du système hybride solaire PV/Diesel/biocarburant de cogénération (électricité et froid)

IV.1 Introduction

Cette partie consiste à effectuer l'analyse exergetique du système hybride PV/diesel de cogénération (électricité/froid) ; pour mieux localiser les irréversibilités, nous allons effectuer l'analyse de chaque partie du système à savoir :

- Le groupe électrogène (moteur diesel)
- Les échangeurs de chaleur de récupération de chaleur au niveau du groupe électrogène
- La machine à absorption
- L'appoint solaire

La suite de notre travail consistera donc à quantifier les irréversibilités dans ces systèmes afin de pouvoir faire les propositions d'optimisation. Etant donné que l'analyse exergetique est une association du premier et du second principe de la thermodynamique, nous allons pour chaque composant du système commencer par établir un bilan énergétique afin de procéder plus facilement à l'analyse exergetique.

IV.2 Analyse du groupe électrogène

IV.2.1 présentation et modélisation globale du groupe électrogène

Le groupe électrogène utilisé est un groupe diesel SDMO T12K S3L2. C'est un moteur 4 temps, 3 cylindres, avec une chambre de combustion à turbulence [13]. Sa puissance nominale est de 11,5kVA délivrant une tension triphasée de 400/230 V. Il est mis en parallèle avec un champ solaire de 2,85kWp [2]. La consommation spécifique du groupe varie selon la charge.

On considère la chambre de combustion du moteur diesel comme un système ouvert que symbolise la figure 6[14]. Sur un temps dt une masse dm_a de mélange entre dans le système dans l'état P_a, V_a, T_a avec une enthalpie h_a ; une autre masse dm_e de produit sort du système dans l'état P_e, V_e, T_e avec une enthalpie h_e ; le système fournit à l'extérieur le travail dW et les quantités de chaleur dQ issues de diverses sources aux températures T_j . La variation de l'énergie interne du système s'exprime alors par:

$$dU = h_a dm_a - h_e dm_e - dW - \sum_j dQ_j \quad (\text{IV-1})$$

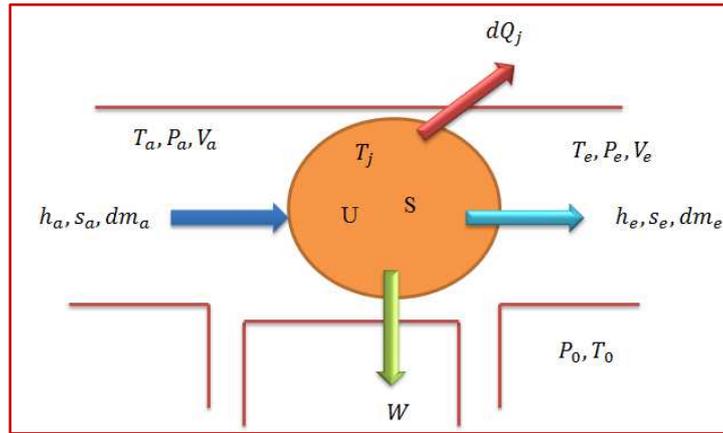


Figure 6 :Système ouvert échangeant masse, chaleur et travail avec le milieu extérieur[14].

Le terme $h_a dm_a$ représente l'énergie entrant dans le moteur. Pour un cycle complet, le bilan Énergétique s'exprime par:

En régime stationnaire et sur un cycle, on aura :

$$h_a m_{cycle} = h_e m_{cycle} + W_{cycle} + (\sum_j Q_j)_{cycle} \quad \text{où :} \quad (IV-2)$$

$h_a m_{cycle}$: L'énergie admise

$h_e m_{cycle}$: Pertes à l'échappement

W_{cycle} : Travail indiqué (travail utile + perte par frottement)

$(\sum_j Q_j)_{cycle}$: Transfert thermique dans l'eau et dans l'huile

En désignant respectivement par s_a et s_e les entropies massiques des fluides entrant et sortant, le bilan entropique du système le plus général représenté sur la figure1 s'exprime par:

$$dS = -\sum_j \frac{dQ_j}{T_j} + s_a dm_a - s_e dm_e + \delta_i S \quad (IV-3)$$

La combinaison des relations (IV-1) et (IV-2) sous la forme (4-1) - T_0 *(4-2) conduit alors à:

$$d(U - T_0 S) = -dW - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j + (h_a - T_0 s_a) dm_a - (h_e - T_0 s_e) dm_e - T_0 \delta_i S \quad (IV-4)$$

L'expression du travail élémentaire fourni par le système à chaque instant pour un système fermé sera alors:

$$dW = -d(U - T_0 S) - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j - T_0 \delta_i S \quad (IV-5)$$

L'équation (IV-7) traduit l'équation du bilan exergetique de notre moteur ;

En résumé, nous pourrons établir le bilan exergetique d'un moteur à l'aide des expressions suivantes (l'indice O désigne l'état de référence):

➡ Exergie instantanée d'un système par rapport à l'état de référence:

$$(U_1 - T_0 S_1) - (U_1 - T_0 S_0) \quad (IV-6)$$

➡ Perte d'exergie liée aux transferts thermiques:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ \quad (IV-7)$$

➡ Exergie liée au transfert de masse :

$$[(h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0)] dm \quad (IV-8)$$

IV.2.2 bilan énergétique du groupe électrogène

IV.2.2.1 méthodes de calcul

➡ *Evaluation de l'énergie totale à l'entrée du moteur*

C'est la quantité d'énergie contenue dans le combustible. Elle est donnée par :

$$\dot{Q}_{entrant} = C * D * PCI_{gazole} \quad (IV-9)$$

C : consommation en gazole du moteur, à 80% de charge C=2.35l/h

D = 840 kg/m³ est la densité du gazole.

$PCI_{gazole} = 12.2 \text{ kWh/kg}$ est le pouvoir calorifique inférieur du gazole

Comme nous l'avons signalé précédemment, les pertes sont localisées principalement au niveau de l'huile, de l'eau de refroidissement et de l'échappement, mais les pertes dans l'huile sont d'office négligeable car elle se dissipe dans le liquide de refroidissement.

➡ *Perte dans le liquide de refroidissement.*

Le refroidissement du moteur est assuré par la circulation d'un liquide caloporteur, généralement indispensable à son bon fonctionnement. En effet pour éviter toute évaporation de l'huile de graissage, la température au-dessous des segments ne doit pas dépasser 200 °C alors que la température de combustion est de l'ordre de 3000 K[14]. De plus les parois des cylindres doivent être correctement refroidies afin de conserver leurs propriétés mécaniques.

La perte thermique dans le liquide de refroidissement composé d'eau à 96% et de glycol à 4% peut s'écrire:

$$\dot{Q}_{lf} = \dot{m}_{lf} * C_{slf} * \Delta T \quad (IV-10)$$

$\dot{m}_{lf} = 0.055 \text{ Kg/s}$ [15] est le débit du liquide de refroidissement

$C_{slf} = 4108.8 \text{ J/Kg.K}$ [15] est la chaleur spécifique du liquide de refroidissement

➡ *Perte à l'échappement.*

La mesure de la température d'échappement pose des problèmes de deux ordres. D'une part, cette température étant très élevée, le transfert thermique entre les gaz d'échappement et les parois est important et d'autre part, l'écoulement étant pulsatif du fait de l'ouverture et de la

fermeture périodique des soupapes, la température instantanée varie très rapidement. Pour obtenir un temps de réponse satisfaisant il faut donc utiliser des thermocouples dont le diamètre ne dépasse pas quelques dizaines de μm et qui sont alors d'une très grande fragilité. La perte à l'échappement est pour ces raisons évaluée à partir des caractéristiques des fumées :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f * C_f * (T_f - T_a) \quad (\text{IV-11})$$

$\dot{m}_f = 0.023 \text{kg/s}$ [15] représentent le débit massique des fumées

$C_f = 1.08 \text{kJ/kg}^\circ\text{C}$ est la chaleur spécifique des fumées

T_f Représente la température des fumées

T_a est la température ambiante

➡ **Perte due au imbrulés.**

Les imbrulés sont essentiellement fonction de la richesse. Leur concentration est peu importante dans le cas de mélanges pauvres (environ 3% de l'énergie totale) mais devient élevée dès que la richesse du mélange dépasse la stœchiométrie.

Matthews et Miao [14] ont étudié le rendement de combustion pour les moteurs à combustion interne. Ils ont trouvé une relation simple entre le rendement de combustion et la richesse qu'ils considèrent comme le seul facteur important dans un moteur bien conçu:

$$\eta = 0.959 + 0.129 * \phi - 0.121 * \phi^2 \text{ pour } 0.5 < \phi < 1.0 \quad (\text{IV-12})$$

$$\eta = 2.594 - 2.173 * \phi + 0.546 * \phi^2 \text{ pour } 1.0 < \phi < 1.5$$

Φ est la richesse du mélange combustible, et représente le pourcentage de carburant dans le mélange combustible. Par exemple pour un mélange riche de 1.1, le surplus de carburant est de 10% ; par contre pour un mélange riche de 0.8, on a un déficit de carburant de 20% par rapport à la stœchiométrie.

Etant donné que les pertes par combustion sont essentiellement dus au imbrulés, les pertes dus aux imbrulés sont données par :

$$p_{im} = 1 - \eta \quad (\text{IV-13})$$

A faible charge, le mélange est enrichi pour faciliter la combustion. A pleine charge la richesse peut être augmentée jusqu'à 1,2 pour que le moteur délivre le maximum de puissance.

La gamme de richesse assurant un bon compromis entre le rendement de la combustion et les performances des moteurs à combustion interne se situe entre 0,8 et 1,2.

➔ **Perte convective et perte par rayonnement du bloc moteur**

Le moteur a une température moyenne supérieure à celle de son environnement. Il existe donc un transfert thermique entre le moteur et le milieu ambiant. Cette perte est difficile à évaluer expérimentalement. Elle a été calculée ici comme le solde du bilan énergétique.

IV.2.2.2 Expérimentation

➔ **Matériel de mesure**

Pour effectuer nos mesures, nous avons utilisé un thermocouple digital de type « K » pouvant mesurer deux températures simultanément.

➔ **Résultats de mesure**

En faisant varier la charge du moteur, nous avons relevé les données qui sont consignées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 1: résultats de mesure

Charge (%)	20	40	60	80	100
Consommation (l/h)	1.1	1.5	2.1	2.35	3.1
Température d'entrée d'eau du radiateur (K)	333.2	342.3	349.3	355	357.5
Température de sortie d'eau dans le radiateur (K)	321	321.9	322	322.53	322.6
ΔT (K)	13.2	20.4	27.3	32.47	34.9
Température à l'échappement (K)	442	486	544	571	598

IV.2.2.3 résultats de calcul

Les résultats de calcul des différentes pertes sont représentés sur les figures ci-après :

➔ **Bilan énergétique à 80% de charge**

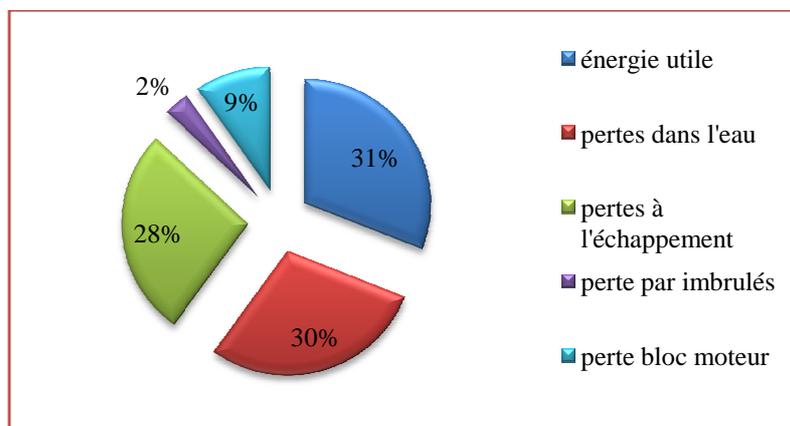


Figure 7 : bilan énergétique du groupe électrogène à 80% de charge

➔ **Représentation des pertes énergétiques en fonction des charges**

a) Rendement global

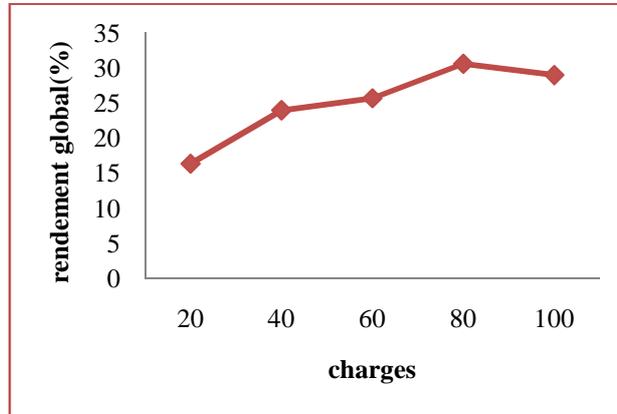


Figure 8 : Variation du rendement global avec les différentes charges

La figure8 nous montre que le rendement global augmente avec la charge et atteint un maximum autour de 80% de charge.

b) Représentation des différentes pertes

L'ensemble des pertes plus le rendement global sont représenté sur la figure ci-dessous :

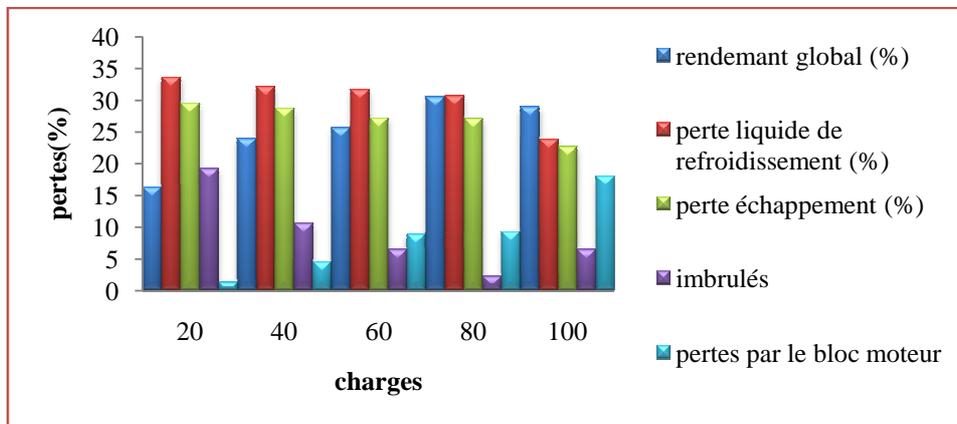


Figure 9: différentes pertes dans le moteur rapportées à l'énergie totale

La figure14 nous permet de constater que les pertes dans le liquide de refroidissement diminuent avec la charge du moteur, et ne varient pas beaucoup avec cette dernière ; Nous faisons les mêmes observations pour les pertes à l'échappement, cela est dû au fait que le rendement augmente avec la charge, étant donné que les plus grandes pertes sont localisées au niveau du liquide de refroidissement et des gaz d'échappement, l'augmentation du rendement implique forcément la diminution des grandes pertes.

Nous remarquons aussi que les pertes dus aux imbrulés décroissent avec la charge et atteint un minimum autour de 80% de charge, la raison est simple, comme nous l'avons signalé plus haut, le mélange combustible est enrichi au départ pour favoriser la combustion et aussi à grande charge pour développer le maximum de puissance.

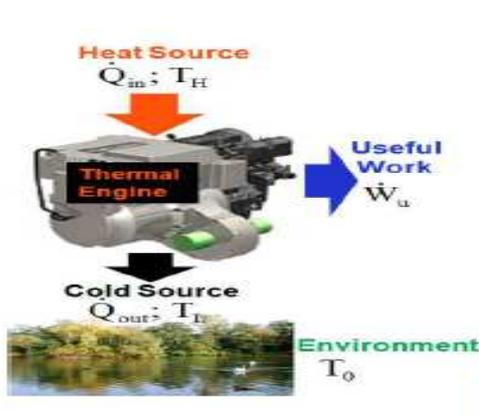
Les pertes du bloc moteursquant à elles augmentent avec la charge, c'est simplement à cause de l'augmentation de la température du bloc moteur avec la charge, on remarque aussi que ces pertes parfois négligées dans les bilans énergétiques, peuvent aller jusqu'à 18% en plein charge.

IV.2.3 bilanexergetique du groupe électrogène

IV.2.3.1 Méthode de calcul

➔ Évaluation de l'exergie à l'entrée du moteur

Nous allons considérer le moteur comme une machine thermique fonctionnant entre deux sources de température T_H et T_L suivant le schéma ci-après :



$$E_{x,en} = \dot{Q}_{en} \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) = \dot{Q}_{en} * \theta_H$$

$$E_{x,sor} = \dot{Q}_{sor} \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) = \dot{Q}_{sor} * \theta_L \quad (IV-14)$$

$$E_{x,u} = \dot{W}_u E_{x,d} = T_0 * \dot{i}$$

$$T_H = T_{chambre_combustion}$$

$$T_L = T_0 = T_{ambiante}$$

\dot{i} = irréversibilité (entronie aénergée)

Figure 10: schéma de principe du moteur [16]

Etant donné qu'il est difficile de mesurer la température de la chambre de combustion, nous avons utilisé une corrélation établit par ENOMOTO Y et al. [17] ; cette corrélation est donnée par [annexe2] :

$$T_c = 100 + 675 * C_s * P_{er,eau} \quad (IV-15)$$

C_s est la consommation spécifique en Kg/h

P_{eau} est la perte due au liquide de refroidissement en %

La méthode d'évaluation de la corrélation pour notre moteur est expliquée en annexe 1

Nous allons par la suite répartir les irréversibilités à certaines parties du moteur, l'objectif étant de localiser les zones où il y a plus de pertes afin de proposer les méthodes d'optimisation si possible. Nous étudierons respectivement dans ce cadre :

- ✓ La perte d'exergie due à la combustion
- ✓ La perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans la chambre de combustion
- ✓ La perte d'exergie par pompage
- ✓ La perte d'exergie à l'échappement
- ✓ Perte d'exergie dans le liquide de refroidissement
- ✓ Les pertes par frottement

➡ **Pertes d'exergie à l'échappement**

Nous allons utiliser la formule de calcul de l'exergie d'un écoulement de fluide donnée par :

$$P_{x,echp}(W) = \dot{m}_f * C_{cf} * \left(T - T_0 - T_0 * \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right) [26] \quad (IV-16)$$

$\dot{m}_f = 0.023 \text{ kg/s}$ représente le débit massique des fumées

$C_f = 1.08 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ est la chaleur spécifique des fumées

➡ **Pertes d'exergie par pompage**

La perte par pompage PMF_p caractérise la perte aérodynamique des gaz traversant le moteur.

Elle se divise en deux parties principales: pertes au niveau des soupapes PMF_s et pertes de transfert complémentaires PMF_t au niveau du papillon essentiellement, du filtre à air, de la ligne d'échappement et des conduits accessoires.

Après une comparaison des résultats obtenus sur plusieurs moteurs diesel, Bishop [18] a proposé une série de formules pour calculer la perte par pompage uniquement à partir de la mesure de la pression dans le collecteur d'admission (**annexe VI**).

$$PMF_p = PMF_t + PMF_s \quad (IV-17)$$

➡ **Les pertes mécaniques**

La perte mécanique est due aux mouvements relatifs entre les organes mobiles. Elle se compose essentiellement des termes suivants:

- ✓ frottement piston / chemise
- ✓ frottement piston I bielle
- ✓ frottement manivelle / bielle

- ✓ frottement paliers/ vilebrequin
- ✓ perte due à l'entraînement de l'arbre à cames
- ✓ usure des pièces (vieillesse de l'appareil)

Bishop [18] a développé une corrélation pour l'évaluation des pertes mécaniques dans le moteur. (**AnnexeVI**)

Etant donné que les pertes mécaniques dépendent beaucoup plus des paramètres mécaniques du moteur, nous allons les considérer indépendantes de la charge.

➡ *Perte dans l'eau de refroidissement*

C'est le contenu exergetique de la chaleur rejeté dans le circuit de refroidissement. Cette énergie est perdue durant la transmission de chaleur à travers le radiateur, elle est donnée par la formule ci-après :

$$P_{eau} = Q \frac{T_0*(T_e-T_s)}{T_e*T_s} \quad (IV-18)$$

Q : Quantité de chaleur transmise

T_0 : Température ambiante

T_e : Température du liquide à l'entrée du radiateur

T_s : Température du liquide à la sortie du radiateur

➡ *Les pertes par combustion*

La perte d'exergie due à la combustion est essentiellement liée à l'irréversibilité de cette réaction aux températures de combustion usuelles.

Dans un moteur diesel la combustion peut être envisagée sous forme isobare comme prédit sur le cycle de diesel (qui est d'ailleurs loin du cycle réel). Elle conduit à des gaz à la température de combustion T_c (température du front de flamme). L'exergie de ces gaz en fin de combustion peut être évaluée en envisageant leur retour à la température ambiante au cours d'une transformation isochore. La perte d'exergie peut donc être donnée par :

$$\dot{E}_{x,pc} = \dot{Q}_e * \frac{T_0}{T_c - T_0} * \ln\left(\frac{T_c}{T_0}\right) \quad [14] \quad (IV-19)$$

T_0 : est la température ambiante

T_c : est la température de combustion (température du front de flamme)

La température du front de flamme étant très difficile à mesurer, nous ne pouvons pas utiliser cette formule pour calculer les pertes par combustion, par contre nous utiliserons le bilan d'exergie.

IV.2.3.2 résultats de calcul

En utilisant les mêmes résultats de mesure comme précédemment nous obtenons les résultats représentés sur les figures ci-dessous :

Tableau 2 : Température de la chambre de combustion

Charge (%)	20	40	60	80	100
Température chambre de combustion	582.75	646.30	650.29	781.87	791.88

➔ Bilan d'exergie à 80% de charge

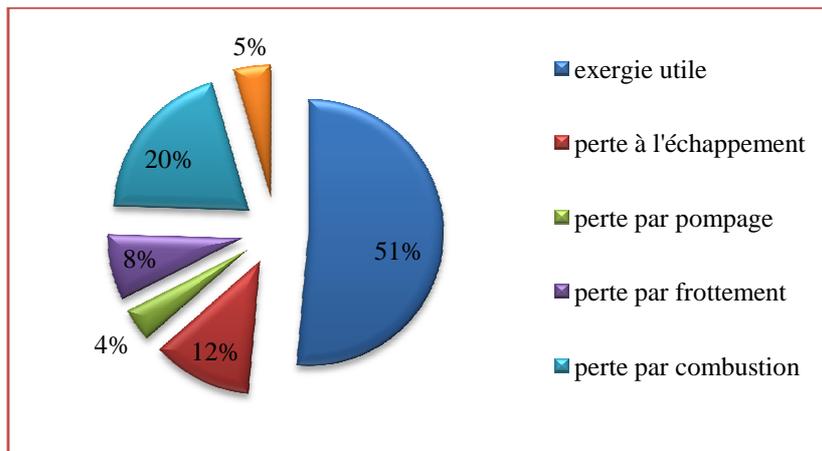


Figure 11 : Bilan exergetique à 80% de charge

➔ Représentation des pertes exergetiques en fonction des charges

a) Le rendement exergetique

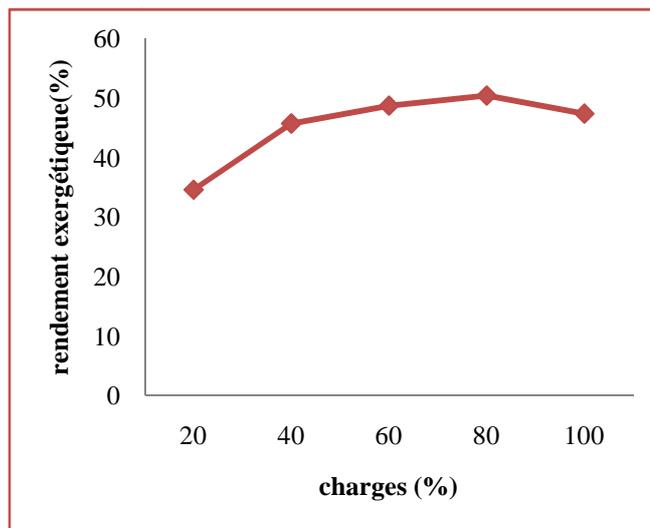


Figure 12 : Variation du rendement exergetique avec la charge

Nous constatons à travers la figure ci-dessus que le rendement exergetique croit avec la charge et atteint un maximum autour de 80% de charge.

b) Différentes exergies détruites dans le moteur

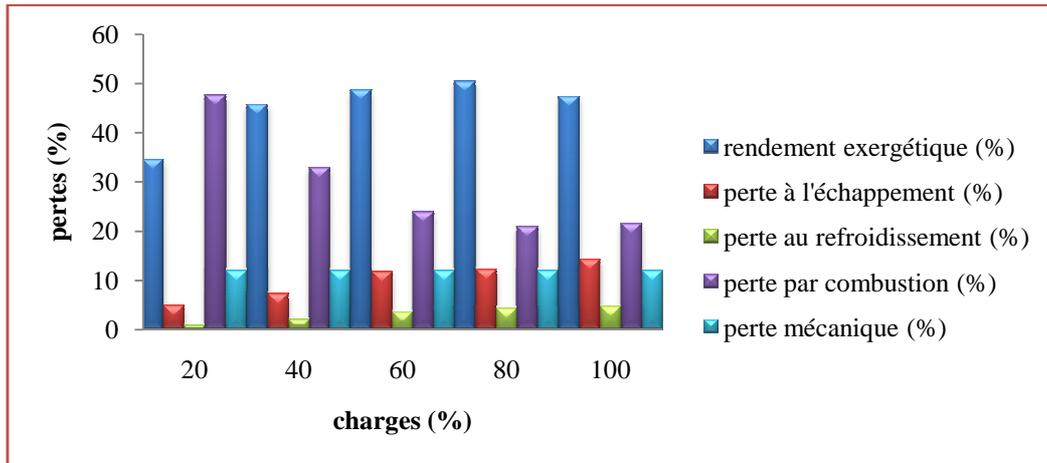


Figure 13 : Evolution des différentes exergies détruites dans le moteur

A travers la figure 18, nous observons respectivement une croissance des pertes exergétique avec la charge au niveau de l'échappement et du liquide de refroidissement, cela est dû au fait que le transfert d'exergie par la chaleur augmente avec la température ; nous pouvons aussi signaler que l'exergie détruite au niveau du radiateur est très faible, simplement par ce que la différence de température à l'entrée et à la sortie de ce dernier est proche de la température ambiante, et à ce niveau le transfert de chaleur est presque réversible.

Cette même figure nous montre que l'exergie détruite pendant la combustion diminue avec la charge et atteint un minimum autour de 80% de charge, nous pouvons alors conclure que les meilleures combustions se font à haute température.

Nous avons signalé plus haut que les pertes mécaniques ne varient pas sensiblement avec la charge par ce qu'elles sont beaucoup plus liées aux paramètres mécaniques du moteur qui sont constants.

IV.3 analyse des échangeurs de chaleur

Pour récupérer la chaleur au niveau du groupe électrogène, on a utilisé deux échangeurs de chaleur :

- ✓ un échangeur gaz-liquide pour la récupération au niveau de l'échappement
- ✓ un échangeur à plaque (liquide-liquide) pour régulariser le débit d'eau chaude entrant dans la machine à absorption.

Dans ce paragraphe, nous allons donc effectuer l'analyse énergétique et exergétique de ces deux échangeurs selon les données de dimensionnement du système.

IV.3.1 Présentation des échangeurs

IV-3-1-1 l'échangeur gaz-liquide

C'est un échangeur qu'on pourra considérer comme à plaque et fonctionnant à contre-courant, fabriqué localement par ISOMET une société de la place Le schéma suivant montre la configuration de l'échangeur.

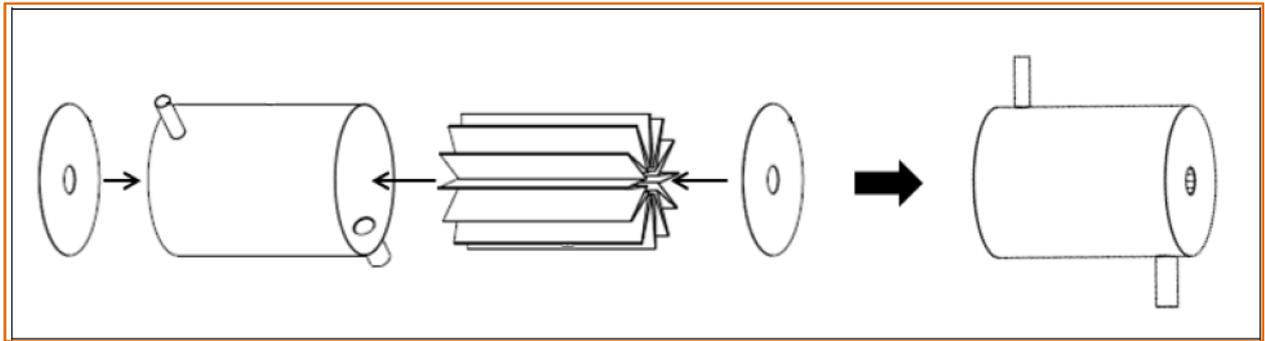


Figure 14: Schéma de conception de l'échangeur de récupération de la chaleur des gaz d'échappement [15]

Le schéma de principe est le suivant :

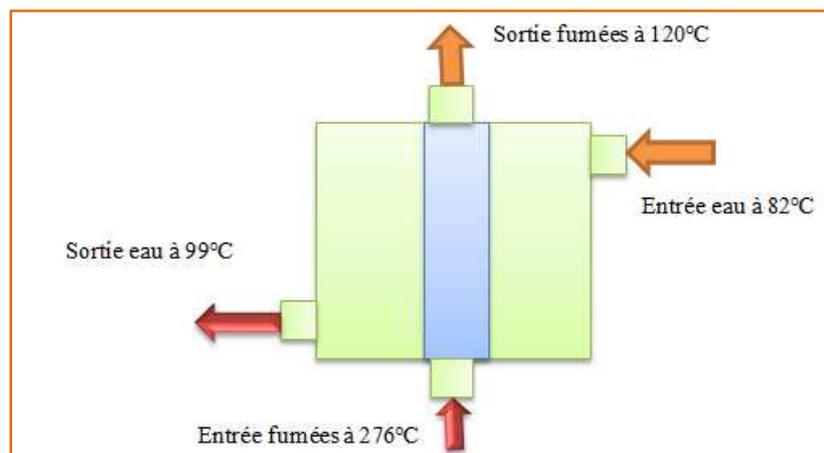


Figure 15 : schéma de principe de l'échangeur gaz-liquide

IV.3.1.2 l'échangeur liquide-liquide

C'est un échangeur à plaque (fonctionnant en contre-courant) brasé fabriqué par : BHE Manufacturing Ronneby, Sweden ; ayant une température de service comprise entre -196°C et 225°C et fonctionnant sous une pression maximale de 32 bars avec un débit maximal $3.6\text{ m}^3/\text{h}$. les analyse énergétique et exergetique nous révéleront ses performances. Il est représenté sur la figure ci-après :

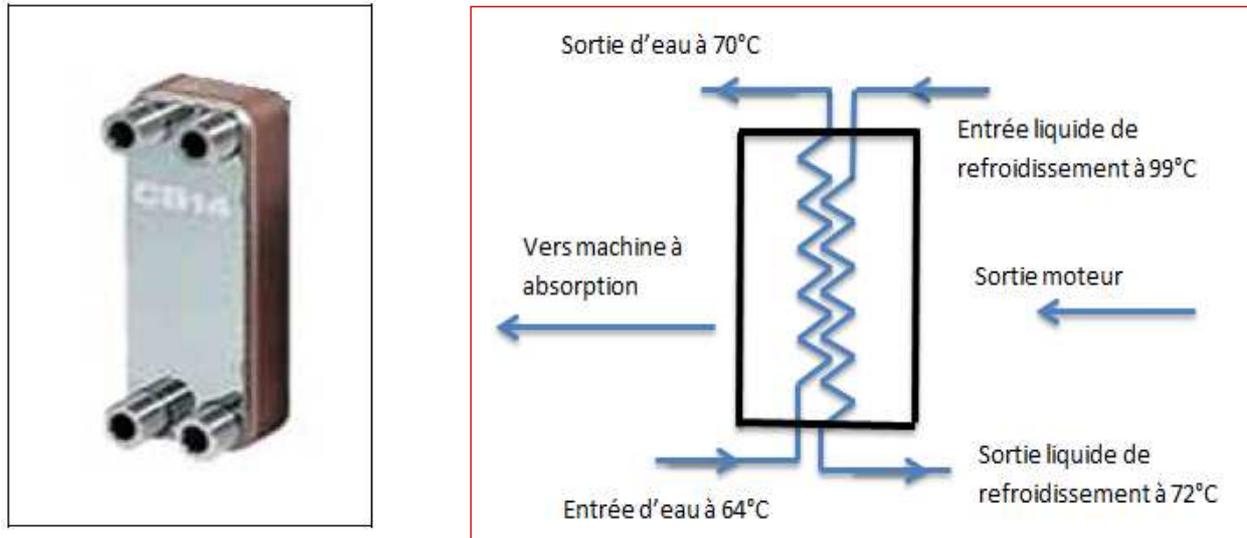


Figure 16: échangeur liquide/liquide : représentation et schéma de principe

IV.3.2 Méthodes de calcul

L'analyse énergétique est exergetique des échangeurs de chaleur consiste à déterminer leur efficacité et leur rendement exergetique respectivement. Ainsi, les formules pour le calcul de ces deux grandeurs sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3 : formule de calcul pour l'analyse des échangeurs chaleur

Type d'échangeur	Efficacité	Rendement exergetique
Echangeur gaz-liquide	$E = \frac{T_{ef} - T_{sf}}{T_{ef} - T_{e,lf}}$	$\eta_{ex} = \frac{\phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{ef}}\right) + \phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{elf}}\right)}{\phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sf}}\right) + \phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{slf}}\right)}$
Echangeur liquide-liquide	$E = \frac{T_{e,lf} - T_{s,lf}}{T_{e,lf} - T_{e,eau}}$	$\eta_{ex} = \frac{\phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,lf}}\right) + \phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,eau}}\right)}{\phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{e,lf}}\right) + \phi * \left(1 - \frac{T_0}{T_{e,eau}}\right)}$

IV-3-2 Résultats de calcul

Les résultats sont donnés dans le tableau suivant:

Tableau 4 : Efficacité et rendement exergetique des échangeurs

Type d'échangeur	Efficacité	Rendement exergetique
Echangeur gaz-liquide	$E = 80\%$	$\eta_{ex} = 68\%$
Echangeur liquide-liquide	$E = 77\%$	$\eta_{ex} = 81\%$

A travers ces résultats nous constatons que l'échangeur gaz-liquide a une efficacité très intéressante, mais que son rendement exergetique est plutôt faible, ce qui traduit les irréversibilités (32%) importantes dans cette échangeur dues beaucoup plus au gaz d'échappement provenant du groupe électrogène. Nous constatons en suite que l'échangeur à plaque est plutôt équilibré en termes d'efficacité et ne génère pas beaucoup d'entropie pendant son fonctionnement, mais notons cependant une baisse d'efficacité de ce dernier lorsque le système fonctionne avec l'appoint solaire.

IV.4 analyse du groupe à absorption

IV.4.1 Description de la machine

ClimateWell10 est une unité de climatisation basée sur la technologie d'absorption, utilisant le couple chlorure de lithium/eau, son fonctionnement est donné en **Annexe II**

La ClimateWell10 peut fonctionner sous trois modes : chargement, chauffage et refroidissement. Le mode de chargement stock l'énergie par le biais d'un sel (chlorure de lithium Li-Cl) qui pourra ensuite être utilisé chaque fois que nécessaire. Un cycle complet de fonctionnement est décrit en **Annexe II**. Le schéma de principe de la machine est représenté sur la suivante :

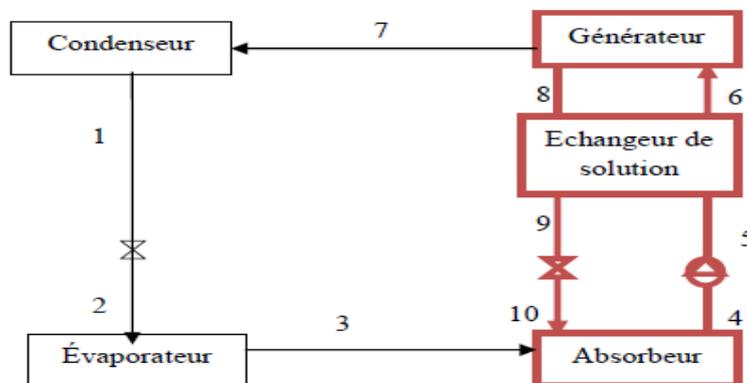


Figure 17 : structure d'une machine à absorption

IV.4.2 Méthode de calcul

IV.4.2.1 conditions et hypothèses de bases

Nous allons effectuer une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à double effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (H₂O/Li-Cl) comme fluide de fonctionnement (les propriétés thermodynamiques de cette solution sont présentées en **annexe IV** en même temps que son fonctionnement en mode production de froid).

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [19].

- ✓ Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
 - ✓ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
 - ✓ Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
 - ✓ Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
 - ✓ Les détenteurs sont supposées isenthalpiques.
 - ✓ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.
 - ✓ Toutes les formules pour le calcul des paramètres utilisés sont données en **annexe III**
- Pendant le fonctionnement de la machine, la loi de conservation d'énergie est toujours donnée par :

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \text{ avec}$$

$$\text{Condenseur : } Q_c = \dot{m}_f * (h_1 - h_7) = \dot{M}_c * C_p * (T_{c,sor} - T_{c,ent})$$

$$\text{Evaporateur : } Q_e = \dot{m}_f * (h_3 - h_2) = \dot{M}_r * C_p * (T_{r,sor} - T_{r,ent}) \quad (\text{IV-20})$$

$$\text{Générateur : } Q_g = \dot{m}_f * h_7 + \dot{m}_g * h_8 - \dot{m}_a * h_6 = \dot{M}_{ch} * L_V$$

$$\text{Absorbeur : } Q_a = \dot{m}_a * h_4 - \dot{m}_f * h_3 - \dot{m}_g * h_{10} = \dot{M}_c * C_p * (T_{a,sor} - T_{a,ent})$$

$$\text{Pompe : } W = \dot{m}_a * (h_5 - h_4)$$

IV-4-2-2 hypothèses de calcul

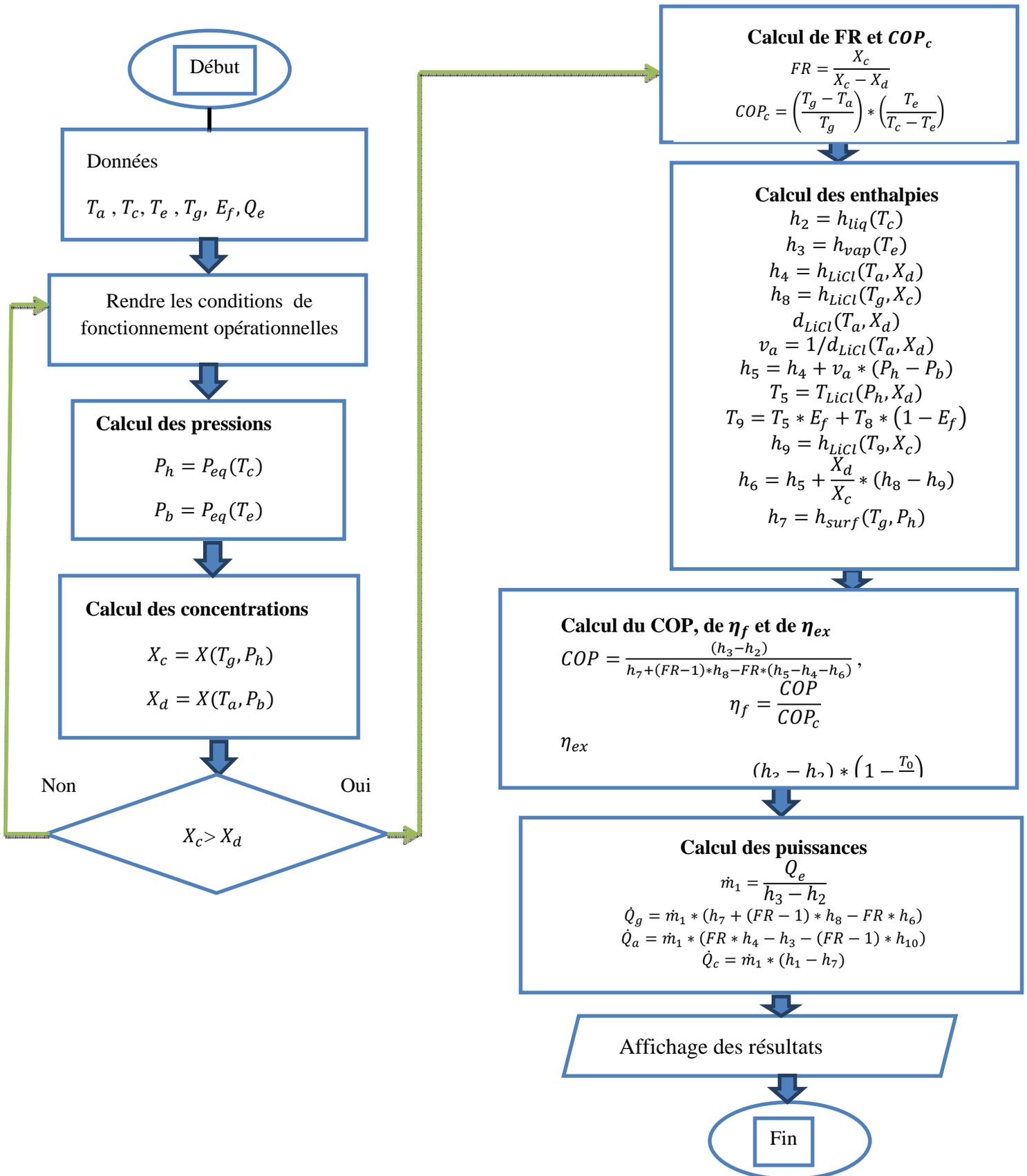
Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté ci-dessus on adopte les hypothèses suivantes :

- ✓ Aux points : 1, 2, 3 et 7, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- ✓ Il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détenteur et au niveau de la pompe de solution.
- ✓ Aux points 4 et 8, la solution est à l'état saturée.
- ✓ Les détenteurs sont adiabatiques.

- ✓ Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Tous les détails de calcul ont été donnés en **annexeV**

IV.4.2.3 Organigramme du programme principal de calcul



IV.4.3 Résultat de calcul

Après la simulation dans Excel nous avons fait sortir les résultats sous forme de figure. Nous avons pour cela ciblé des paramètres principaux nous permettant de faire l'analyse du système ; en ce qui concerne l'analyse énergétique, nous nous sommes basé sur le COP et les différentes puissances et pour l'analyse exergetique, nous avons étudié le rendement exergetique qui représente en même temps l'efficacité du système et ensuite nous avons calculé le rendement exergetique de chaque partie du système.

IV.4.3.1 Validation des résultats

Nos résultats ont été comparés a ceux d'une publication de Romero et al [27].

Romero et al ont étudié une machine à absorption fonctionnant avec le couple (H₂O/LiBr), cette machine en question est équipée d'un échangeur de chaleur dont l'efficacité égale à 70%.

Pour effectuer cette comparaison on a opté pour la représentation de la variation du

COP en fonction de la température de générateur T_g

pour des températures d'évaporation T_e , d'absorption T_a et condensation T_c connus.

Pour $T_a = 30^\circ\text{C}$; $T_c = 30^\circ\text{C}$; $T_e = 2^\circ\text{C}$;on obtient les résultats suivants

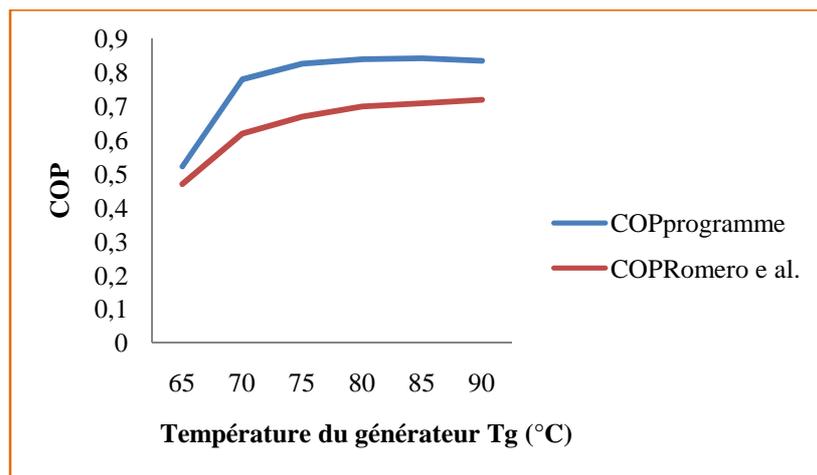


Figure 18 : comparaison du COP en fonction de T_g avec les données de Romero et al.

Nous constatons d'après la figure 18 que l'évolution du COP dans les deux cas a la même allure et que ses valeurs dans le cas de notre étude est légèrement supérieur aux valeurs obtenues par Romero et al. Cela confirme les travaux effectués par **Hui LIU et al. [28]** Ou ils montrent que la capacité de stockage pour la solution aqueuse de LiCl est largement supérieure à celle de la solution aqueuse de LiBr, cette grande capacité de stockage permet de diminuer le temps de charge et d'augmenter le temps de décharge, ce qui a pour conséquence directe l'augmentation du coefficient de performance.

IV.4.3.2 Analyse énergétique

➡ Le coefficient de performance *COP*

✓ L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le *COP*

Pour des températures (T_a , T_e , T_c) connus et une valeur de T_g variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le *COP*. Pour $T_a = 30^\circ\text{C}$; $T_c = 43^\circ\text{C}$; $T_e = 9^\circ\text{C}$; $E_f = (0 - 70)\%$; $T_g = (65 - 95)^\circ\text{C}$ on obtient les résultats suivants :

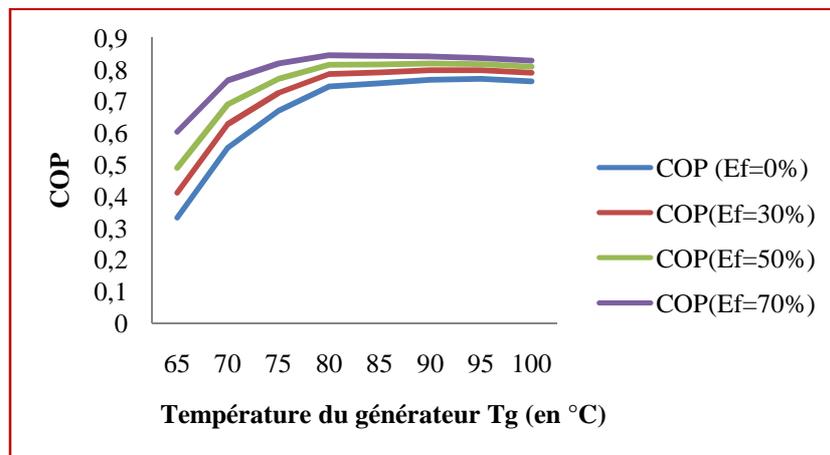


Figure 19: Variation du COP en fonction de T_g pour différentes efficacités de l'échangeur de solution

Comme ils indiquent les résultats représentés sur la (figure 18), plus l'efficacité de l'échangeur de solution est élevée plus la valeur du *COP* augmente.

L'augmentation du *COP* est beaucoup plus intéressante pour des températures relativement basses de T_g , pour des valeurs de T_g supérieures à 90°C , cette augmentation devient de plus en plus faible jusqu'à atteindre une valeur constante voir une petite décroissance.

✓ L'effet de (T_c) sur le *COP*

On fixe la température d'évaporation T_e à 9°C et la température de l'absorbeur T_a à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation T_c de $(30 - 43)^\circ\text{C}$ et la température du générateur T_g de $(70 - 80)^\circ\text{C}$ avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

On obtient les résultats suivants :

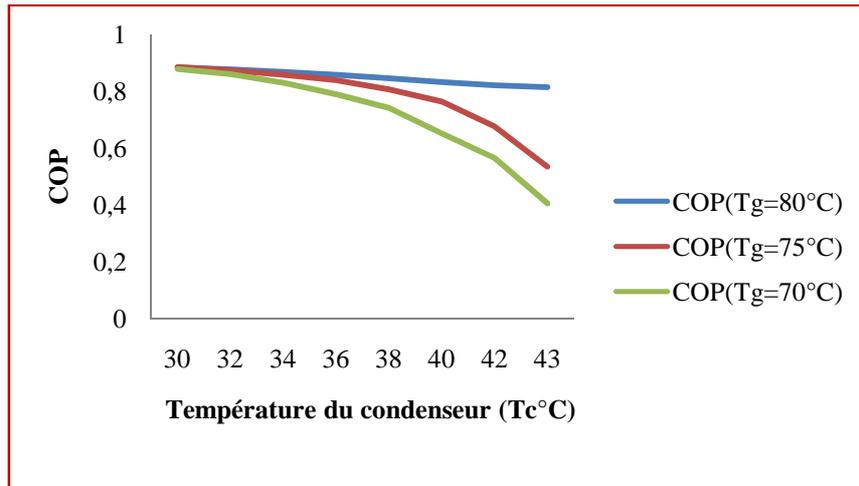


Figure 20 : variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c .

La figure ci-dessus montre que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de la température de condensation T_c . Cette diminution est beaucoup plus importante pour les grandes valeurs de T_c .

Plus les températures de générateur (T_g) sont basse plus le COP est élevé, et plus la chute du COP est médiocre.

Pour une diminution d' (1°C) de T_c de $(43 \text{ à } 42^\circ\text{C})$ et pour des valeurs de (T_e, T_g, T_a, E_f) constantes le taux moyen d'augmentation du COP est de $(0,8\%)$.

✓ L'effet de T_e sur le COP

On fixe la température de condensation T_c à 43°C et la température de l'absorbeur T_a à 38°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation T_e de $(5^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C})$ et la température de générateur T_g de $(80^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C})$ avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

On obtient les résultats suivants :

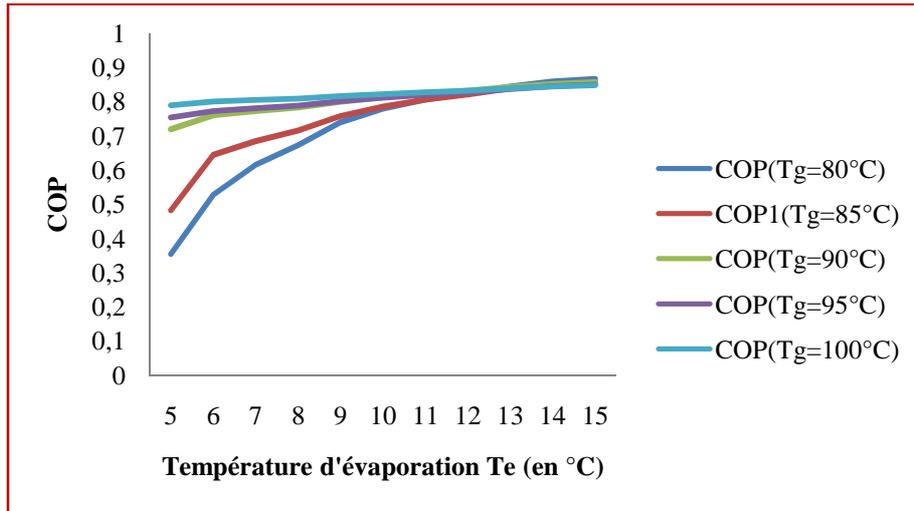


Figure 21: variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e .

On constate que le COP augmente avec l'accroissement de la température d'évaporation, ainsi qu'on confirme la conclusion précédente que la valeur du COP diminue avec l'amplification de la température de condensation.

Pour une augmentation de 7°C de T_e de 5 à 12°C , le taux moyen d'augmentation du COP est de 5.15%. Alors, pour notre machine nous devons maintenir une température d'évaporation le plus élevé possible, mais cette température dépend de l'utilisation du froid qu'on veut produire. Nous avons les mêmes observations en ce qui concerne la variation du COP en fonction de T_a

➡ les quantités de chaleur

✓ Effet de la température T_g sur les quantités de chaleur

Pour des températures (T_a, T_e, T_c, Q_e, E_f) connus et une valeur de T_g variable on va étudier l'effet de la température T_g sur les quantités de chaleur. Pour $T_a = 30^\circ\text{C}$; $T_c = 43^\circ\text{C}$; $T_e = 9^\circ\text{C}$; $Q_e = 5\text{kW}$; $E_f = 70\%$; $T_g = (65 - 95)^\circ\text{C}$ on obtient les résultats suivants :

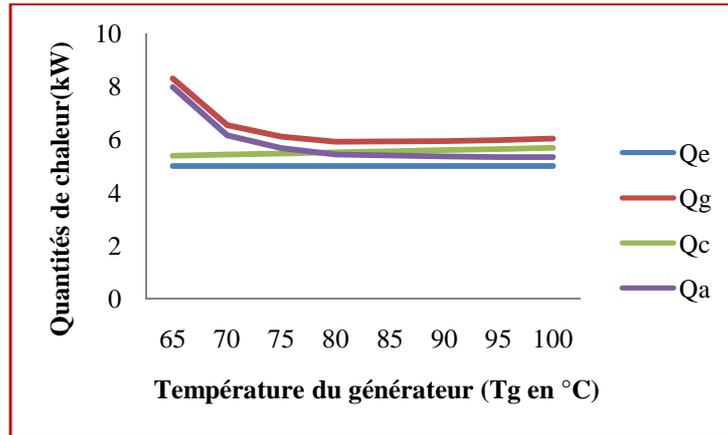


Figure 22: variation des quantités de chaleur en fonction de T_g

Sur la figure 8, on observe une diminution de Q_a pour une augmentation de T_g ; Q_g diminuent lorsque T_g augmente jusqu'à atteindre un minimum autour de $T_g = 80^\circ\text{C}$ et commence à croître avec un taux très faible ; on observe aussi une légère augmentation de Q_c quand T_g augmente.

Pour une diminution de 20°C de T_g de (100 à 80°C) le taux moyen d'augmentation de Q_g est de 1.9% et le taux de diminution de Q_a est de 1.7% et le taux moyen d'augmentation de Q_c est de 2.9%.

Étant donné que Q_e est constante, une diminution de Q_g entraîne une augmentation du COP , nous constatons que la plus faible valeur de Q_g est atteinte pour $T_g = 80^\circ\text{C}$, ce qui confirme l'étude faite précédemment.

IV.4.3.3 Analyse exergétique

Le rendement exergétique ou efficacité globale de la machine.

Dans cette partie, nous avons fait les mêmes considérations que dans le cas l'analyse énergétique

✓ L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le rendement exergétique η_{ex}

Pour $T_a = 30^\circ\text{C}$; $T_c = 43^\circ\text{C}$; $T_e = 9^\circ\text{C}$; $E_f = (0 - 70)\%$; $T_g = (65 - 100)^\circ\text{C}$ on obtient les résultats suivant :

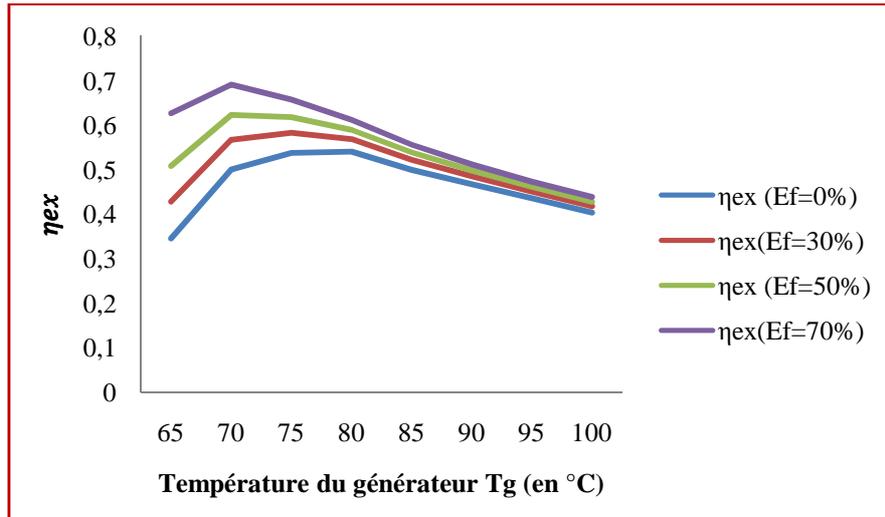


Figure 23 :variation du rendement exergetique en fonction de la température du générateur T_g pour différentes efficacité de l'échangeur de solution

Le rendement exergetique est influencé par l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution, la figure ci-dessus montre qu'on atteint des valeurs de η_{ex} élevé lors de l'augmentation de E_f pour une température du générateur fixe.

Si on fixe E_f , on peut constater que η_{ex} augmente avec l'accroissement de T_g avec un taux moyen de croissance de 12.7% puis commence à diminuer pour les valeurs de T_g au-delà de 80°C avec un taux moyen de 6.8%, cette décroissance se stabilise au-delà de 95°C

✓ Effet de T_c sur le rendement exergetique

Pour $T_a = 30^\circ C$; $T_c = (30 - 43)^\circ C$; $T_e = 9^\circ C$; $E_f = 70\%$; $T_g = (70 - 80)^\circ C$ on obtient les résultats ci-après :

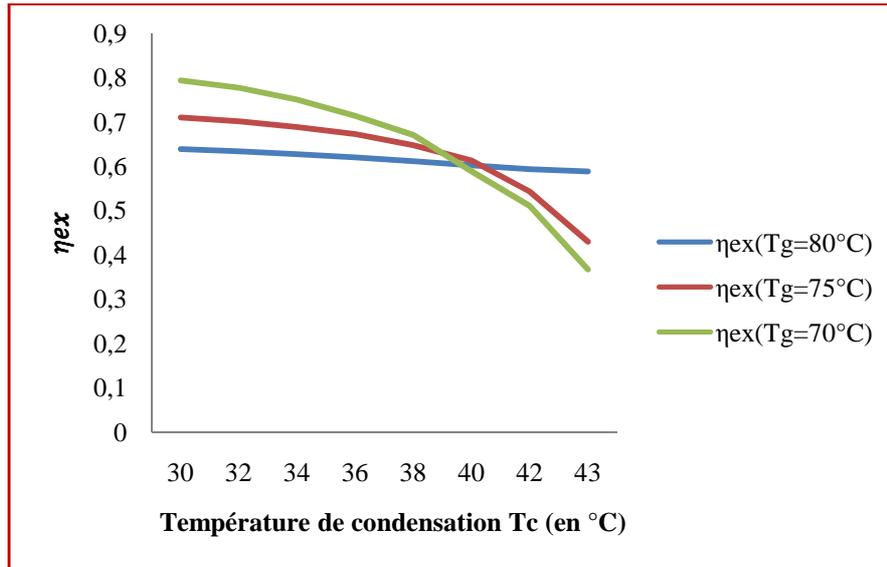


Figure 24: variation du rendement exergetique en fonction de la température du condenseur (T_c).

On peut remarquer que le rendement exergetique η_{ex} prend des valeurs meilleures pour des températures de condensation T_c basses, l'influence de T_c sur le COP semble être la raison de cette augmentation de η_{ex} par rapport à la diminution de T_c .

Pour une diminution d'1°C de T_c de 43 à 42 °C et pour des valeurs de (T_e , T_g , T_a , E_f) constantes le taux moyen d'augmentation du rendement exergetique est de 0,8 %.

Comme dans le cas du coefficient de performance, nous avons les mêmes observations en ce qui concerne la variation de η_{ex} avec la température de l'absorbeur.

✓ Effet de T_e sur le rendement exergetique

Pour $T_a = 38^\circ\text{C}$; $T_c = 43^\circ\text{C}$; $T_e = (5 - 15)^\circ\text{C}$; $E_f = 70\%$; $T_g = (80 - 100)^\circ\text{C}$ on obtient les résultats suivants :

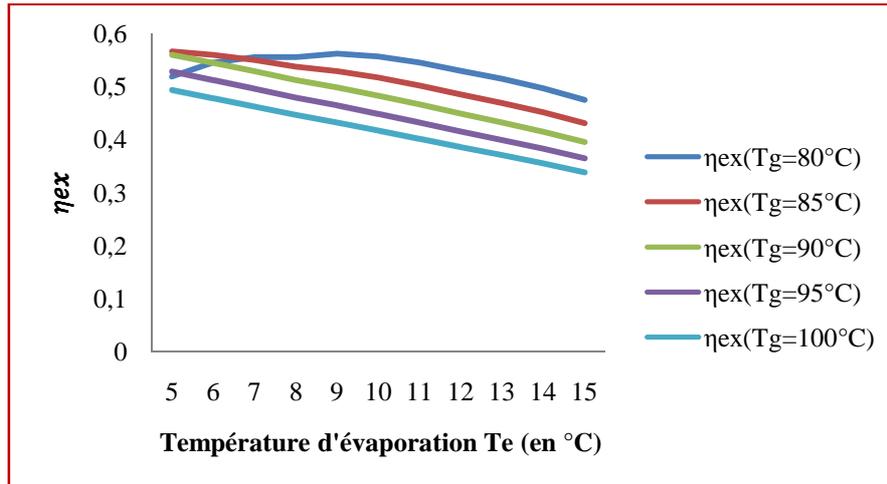


Figure 25: Variation du rendement exergetique en fonction de la température de l'évaporateur (T_e).

La figure ci-dessus indique que l'augmentation de la température d'évaporation T_e a une influence négative sur le rendement exergetique, une chute de η_{ex} est remarquée.

La température T_e a un effet direct sur η_{ex} comme on peut le voir sur la formule de ce dernier, une augmentation de T_e suffit pour baisser η_{ex} .

Nous avons constaté précédemment que l'augmentation de T_c entraîne aussi une diminution de η_{ex} ce qui valide la constatation précédente.

Pour une augmentation de (7°C) de (T_e) de (5 à 12 °C) et pour des valeurs de (T_c , T_g , T_a , E_f) constantes le taux moyen de diminution de η_{ex} est de 21.8%

➡ Le rendement exergetique ou efficacité des différentes partie de la machine.

Le rendement exergetique d'un composant du système est le rapport entre l'exergie qui sort du composant et l'exergie qui y entre. Pour mieux cibler le composant qui génère plus d'irréversibilités, nous allons garder toutes les grandeurs constantes ; ainsi nous fixons $T_a = 38^\circ\text{C}$; $T_c = 43^\circ\text{C}$; $T_e = 9^\circ\text{C}$; $E_f = 70\%$; $T_g = 80^\circ\text{C}$, $T_6 = 71.64^\circ\text{C}$; $Q_e = 5\text{kW}$. Avec ces paramètres, nous obtenons : $Q_g = 5.91\text{kW}$, $Q_c = 5.51\text{kW}$, $Q_a = 5.43\text{kW}$

Les résultats de calcul sont consignés dans le tableau ci-après (les détails de calcul sont donnés en **annexe VIII**) :

Tableau 5 : rendement exergetique des composants de la machine à absorption

Composant	générateur	condenseur	absorbeur	évaporateur	Echangeur de solution
Rendement exergetique (%)	49	20	18.7	73	60

Nous constatons que le plus grand rendement exergetique est celui de l'évaporateur et que les plus faibles se sont celui du condenseur et de l'absorbeur.

IV.5 Analyse exergetique de l'appoint solaire

IV.5.1 description des capteurs solaires

Pour un fonctionnement plus efficace de notre système de production de froid, il s'est avéré nécessaire de dimensionner un système de capteurs solaires qui lui servira d'appoint pendant son fonctionnement. Les concepteurs ont jeté leur dévolu sur les capteurs plan vitré donc les caractéristiques sont données ci-après :



Longueur : 2070 mm
 Largeur : 1120 mm
 Poids : 39 kg
 Surface : 2.2m²
 Teneur en eau : 1,84 litres
 absorbeur en cuivre et
 en aluminium de trésorerie
 Isolation en laine minérale
 rendement de captation 3 / 4

Figure 26 : capteur solaire plan vitré

Etant donné que nous connaissons la puissance maximale récupérable au niveau du groupe électrogène, les données du constructeur (**Annexe VII**) nous permettent de connaître la puissance thermique nécessaire au fonctionnement de la machine froid en fonction de la température au niveau du générateur. Ces données nous permettent de déterminer la puissance thermique à apporter en appoint pour faire fonctionner dans de bonnes conditions la ClimateWell10, par rapport à la puissance disponible au niveau du groupe électrogène.

En fonction de la température d'entrée de notre machine à absorption, nous avons les résultats suivants:

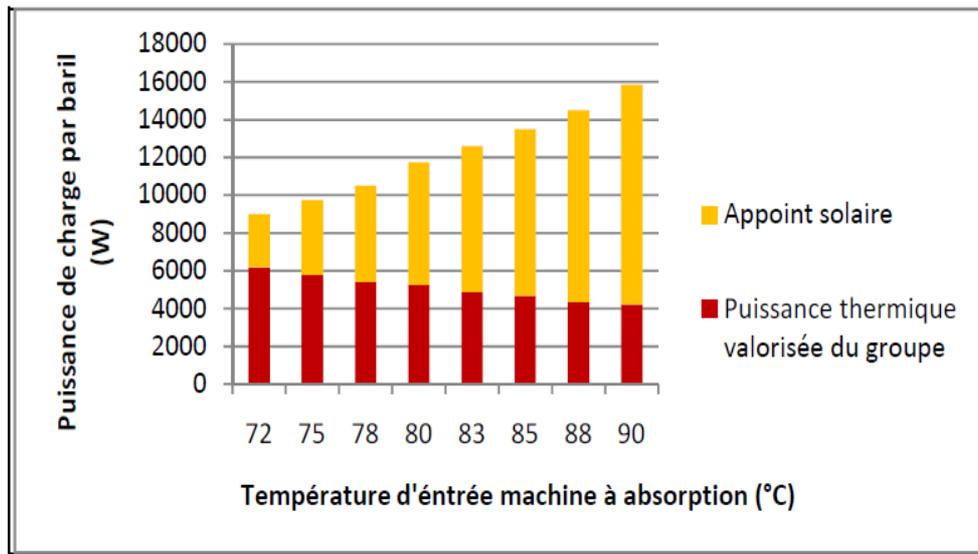


Figure 27 : Puissance apporté par l'appoint solaire en fonction de la température du générateur[15]

IV-5-2 Méthode de calcul du rendement exergetique des capteurs

➔ Evaluation de l'exergie à l'entrée des capteurs solaires

Le soleil peut être considéré comme un corps noir à la température $T_s = 5777$ K. il a été montré que le contenu entropique du rayonnement solaire est donné par [25] :

$$j = X(\varepsilon) * \frac{4*i}{3*T} \quad (IV-18)$$

Où i est le flux émis et X une fonction de l'émissivité ε telle que $X \geq 1$, l'égalité n'étant obtenue que pour les corps noirs. En considérant le rayonnement comme un flux traversant une surface, son exergie est définie par [20] :

$$b = i - T_0 * j \quad (IV-19)$$

Il est supposé que la traversée de l'atmosphère ne modifie pratiquement pas le spectre de lumière issu du soleil et ne provoque pratiquement aucune polarisation. La diffraction qui résulte de cette traversée décompose le rayonnement solaire incident en une composante directe et une composante diffuse :

$$i_s = i_{dr} + i_{df} \quad (IV-20)$$

Ces deux composantes n'ont pas le même contenu entropique. On a :

$$\varepsilon_{dr} = \frac{\pi * i_{dr}}{\sigma T_s^4 * \cos(\theta) * \omega_s} \text{ et } \varepsilon_{df} = \frac{i_{df}}{\sigma T_s^4} \text{ avec } 0.03 \leq \varepsilon_{dr} \leq 0.8 \text{ et } 10^{-6} \leq \varepsilon_{df} \leq 10^{-5} \quad (IV-21)$$

La fonction $X(\varepsilon)$, telle que définie par [20] a été recalculée avec soin sur ces deux gammes et approchée par les fonctions suivantes :

$$X_{dr}(\varepsilon) = 0.973 - 0.275 * \ln \varepsilon + 0.0273 * \varepsilon; \quad X_{df}(\varepsilon) = 0.9659 - 0.2776 * \ln \varepsilon \quad (IV-22)$$

$$\text{Nous pouvons alors calculer } j_s = j_{dr} + j_{df} \text{ et } b_s = b_{dr} + b_{df}. \quad (\text{IV-24})$$

b : Densité de flux d'exergie [W.m^{-2}]

i : Densité de flux radiatif [W.m^{-2}]

j : Densité de flux d'entropie [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]

X : Facteur d'amplification de l'entropie radiative à cause de l'atténuation

La formule suivante nous permet de calculer la surface de captation connaissant la puissance

$$\text{utile des capteurs et le rendement de captation } A_{cpt} = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{cpt} * I_s} \quad (\text{IV-23})$$

$$\text{L'exergie à l'entrée des capteurs est alors donnée par : } E_{xe} = A_{cpt} * b_s \quad (\text{IV-24})$$

En considérant les valeurs de la puissance utile de la figure on obtient les résultats suivants :

➡ évaluation de l'exergie à la sortie des capteurs solaires

Nous avons ici un transfert d'exergie par la chaleur, l'exergie à la sortie est donc donnée par :

$$E_{xs} = \dot{Q}_u * \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (\text{IV-25})$$

IV.5.3 Résultats de calcul

Les résultats de calcul sont donnés dans les tableaux ci-après :

Tableau 6 : calcul de la densité de flux d'exergie à l'entrée des capteurs solaires (b_s)

paramètres	X_{dr}	X_{df}	i_{dr}	i_{df}	j_{dr}	j_{df}	b_{dr}	b_{df}	b_s
valeurs	1.02	2.36	853.58	614.57	0.20	0.46	791.57	488.74	1280.34

Tableau 7 : exergies et rendement exergetique des capteurs solaires

T_g (°C)	72	75	78	80	83	85	88	90
\dot{Q}_u (W)	2500	3700	4000	6000	6300	8000	10000	12000
A_{cpt} (m ²)	3.9	5.80	6.27	9.41	9.88	12.55	15.69	18.82
E_{xe} (W)	5020.93	7430.98	8033.50	12050.25	12652.76	16067	20083.75	24100.50
E_{xs} (W)	268.11	425.28	490.02	764.87	849.43	1117.31	1468.14	1818.18
η_{ex}	0.053	0.057	0.060	0.063	0.067	0.0695	0.0731	0.0754

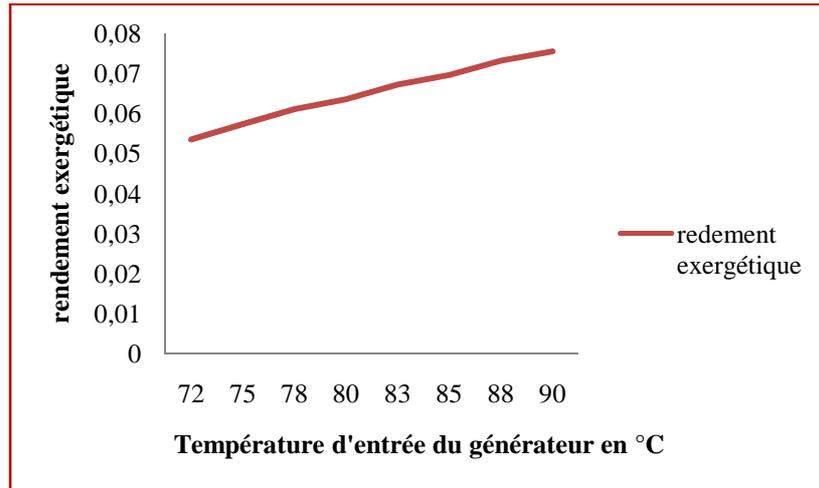


Figure 28 : rendement exergetique de captation

Au cours de cette analyse nous faisons deux remarques pertinentes : premièrement on constate que le rendement exergetique des capteurs solaire est très faible (7% en moyenne) cela est dû au fait qu'on part d'une source de température très élevée (5777K) à une température très faible (353K environ) ; deuxièmement, nous constatons que ce rendement augmente avec la température (on a une augmentation de 7% lorsqu'on augmente la température de la bouilloire de 85 à 90°C).

IV.6 analyse et discussions des résultats

IV.6.1 synthèse de l'analyse global du système

Il était question dans cette partie de faire l'analyse de chaque élément du système, nous avons effectué de proche en proche ces analyses énergétique et exergetique. Au cours de cette analyse nous avons pu dégager les conclusions suivantes :

- Au niveau du groupe électrogène, nous avons constaté au travers de l'analyse énergétique que le plus grand rendement global est obtenu à 80% de charge, de même l'analyse exergetique nous a permis de remarquer aussi que le plus grand rendement exergetique est obtenu à 80% de charge ; nous arrivons donc à la conclusion que le fonctionnement du groupe diesel est optimal à 80% de sa charge nominale ce qui confirme les résultats des travaux antérieurs[21]. Cependant il en ressort de l'analyse exergetique que les plus grandes irréversibilités sont localisées au niveau des conduits d'échappement et pendant la combustion du mélange combustible.

- Au niveau des échangeurs de chaleur, nous avons localisé plus d'irréversibilités au

niveau de l'échangeur gaz-liquide qui permet la récupération de chaleur au niveau de l'échappement cela confirme la dégradation de la qualité de l'énergie avec la baisse de la température. C'est aussi pour cette même raison que l'efficacité de l'échangeur liquide-liquide baisse avec le fonctionnement de l'appoint solaire par-ce qu'il y a augmentation de la température à l'entrée de l'échangeur.

➡ En ce qui concerne la machine à absorption, ses analyses énergétique et exergetique nous ont permis de comprendre que ses performances dépendent beaucoup plus des températures au niveau de la bouilloire (générateur), du condenseur, de l'évaporateur et de l'absorbeur et aussi de l'efficacité de l'échangeur de solution. Une analyse plus poussée nous a permis de constater que le système est plus sensible à la variation de la température du générateur et de l'évaporateur, ce qui est tout à fait normal puisque le COP et le rendement exergetique dépendent directement des caractéristiques de fonctionnement de ces deux grandeurs. Il ressort du rendement exergetique que les irréversibilités sont importantes au niveau de l'absorbeur et du condenseur ce qui n'est pas surprenant car c'est à partir de ces deux échangeurs que les grandes quantités de chaleur sont rejetées à l'extérieur, ce qui rejoint les résultats des travaux de Nolwenn Le Pierrès et al. [22]

➡ Et en prenant le système global, la partie qui présente plus d'irréversibilité est l'appoint solaire, car le rendement exergetique est très faible. Cependant l'analyse énergétique du système avec l'appoint solaire nous donne plutôt des résultats intéressants. Premièrement on augmente le rendement énergétique du système. Deuxièmement il assure la différence de température minimale entre la source chaude et le circuit de refroidissement de la machine froide au travers de l'échangeur liquide-liquide, comme vu précédemment. Enfin il permet, en jouant aussi sur la température de la source chaude, de diminuer le temps de charge d'un baril de la machine froide.

Au vu de toutes ces irréversibilités localisées dans le système, quelles sont les méthodes à adopter pour un fonctionnement optimal du système ?

IV.6.1 Méthodes d'optimisation du système

L'analyse exergetique est un excellent outil d'optimisation thermodynamique d'un système, optimiser efficacement un système thermodynamique revient à améliorer son rendement exergetique en réduisant la destruction d'exergie. La finalité du système global étant de

produire de l'électricité et du froid, nous allons faire les propositions d'optimisation de ces productions.

➡ **Optimisation du système global**

La machine froid fonctionne d'une manière optimale lorsque la température du brouilleur se situe entre 78 et 83°C avec un pic à 80°C, le groupe électrogène fonctionne d'une manière optimale à 80% de sa charge nominale, dans ce cas la plus grande valeur de la température de la bouilloire sera de 70°C, c'est pour cette raison qu'on a prévu l'appoint solaire, surtout que la machine froid ne démarre que pour des température supérieure ou égale à 65°C (annexe3) . Pour optimiser le système, il doit falloir bien dimensionner le système d'appoint solaire pour pouvoir élever la température de la bouilloire.

Pour la plage optimale de la température de la bouilloire (78-83) °C, il faudra que les capteurs délivrent une puissance variante de 4 à 6.3 kW ; étant donné que le soleil est une source d'énergie intermittente, nous proposons la plus grande puissance, ce qui correspond à une surface totale des capteurs d'environ 10m², soit cinq capteurs de 2.2m² chacun.

En plus des propositions ci-dessus, il faudra utiliser des échangeurs de grande efficacité (au moins 75%) si non la chaleur récupérée au niveau du groupe électrogène n'atteindra pas totalement le groupe à absorption.

En tenant compte de ces propositions on pourra améliorer d'une manière efficace le fonctionnement du système, cependant il est important de faire des propositions d'optimisation nécessaire pour certaines parties du système.

➡ **Optimisation de la machine à absorption**

Pour optimiser le fonctionnement de la machine à absorption, il faudra maintenir des faibles températures au niveau de l'absorbeur (environ 30°C) ainsi qu'au niveau du condenseur (35° environ), et pour abaisser ces températures il faudra utiliser une eau de refroidissement de faible température (maximum 33°C).

Nous avons aussi constaté que plus on décharge la machine froid à une température élevée plus le rendement exergétique chute, la plus grande efficacité est obtenue pour une température de décharge de 9°C. Ce qui justifie que la température de 9°C en plus d'être adapté à la conservation des produits permet d'avoir un bon rendement exergétique. Il faudra donc maintenir cette température de 9°C au niveau de l'évaporateur.

Il faudra utiliser un échangeur de solution de grande capacité (minimum 70%).

➡ **Optimisation du moteur diesel**

Il faudra faire fonctionner le groupe électrogène à 80% de sa charge nominale.

Il faudra mettre sur pied des méthodes efficace pour réduire les pertes par frottement ; par exemple en améliorant la lubrification avec des meilleures huiles.

Quand bien même l'analyse exergetique demeure un outil efficace pour l'optimisation des systèmes thermodynamiques, il n'en demeure pas moins vrai que l'analyse exergoéconomique joue un rôle important dans cette optimisation.

Analyse exergoéconomique du système

V.1 Introduction

Comme méthode complexe d'analyse de l'efficacité des installations thermoénergétiques, l'analyse exergoéconomique consiste dans la combinaison de l'analyse économique classique avec l'analyse exergetique. Concrètement, le bilan des coûts s'exprime par des termes qui représentent les coûts des flux exergetiques consommés et les flux exergetiques des produits utiles auxquels on ajoute une série de coûts non-exergetiques, liés aux tranches d'amortissement des installations, des frais d'exploitation et de maintenance. De cette manière on réalise une liaison directe entre les coûts spécifiques des produits utiles, qui représentent des paramètres de performance, et la qualité de ceux-ci, exprimée en exergie.

V.2 Hypothèses de calcul [2, 15] :

V.2.1 cout global de chaque partie du système

✓ Générateur Diesel (DG)

Les hypothèses sur les couts sont consignées dans le tableau ci-dessous

Tableau 8 : hypothèses pour l'analyse exergoéconomique

système	Groupe électrogène	Système PV	Machine à absorption	Capteurs solaire
Investissement (€)	7425	21200	10000	6200
Cout de maintenance annuelle	6% de l'investissement	3% du cout de l'investissement	0.15% du cout d'investissement	3% du cout de l'investissement
Cout du gazole	0.92€/l			
Durée de vie	10 ans	20ans	20ans	20ans

- La consommation du groupe est de 2,35l/ h en fonctionnement nominale et on admet un temps de fonctionnement de 10 heures par jour
- La production du champ PV est estimée à 15kWh/jour en moyenne
- Le groupe froid Climatewell en 10 heures de fonctionnement produit 66 kWh froid.

V.2.2 Coût actualisé du système sur une durée de vie de 20ans

En tenant compte des hypothèses précédentes, nous pouvons dresser le tableau suivant :

Tableau 9 : Cout du système hybride Solaire PV/diesel de cogénération sur une durée de vie de 20 ans

Différents coûts	Générateur diesel	Système PV	Capteur solaire	Machine froid
Investissement initiale (€)	7425	21200	6200	11500
Cout de fonctionnement annuel (€)	8395	0	0	0
Cout de maintenance annuelle (€)	425,65	31,8	9,3	1725
Cout de remplacement(€)	7425	0	0	0
Cout actualisé sur 20 ans (€)	69812.4	21398.2	6258	11607.5

V.3 Méthode de calcul

L'équation générale du bilan des coûts d'exergie est donnée par [23,24] :

$$C_p * P + C_{ef} * E_{x,u}^f = C_{ecb} * E_{x,c}^{P+f} + C_{ecs} * E_{x,cs}^f + Z_{pf} \quad (V-1)$$

C_p , C_{ef} , C_{ecb} , C_{ecs} représentent respectivement les coûts spécifiques d'exergie de la puissance mécanique, de la puissance frigorifique du combustible utilisé au niveau du groupe électrogène et de l'exergie produite par la capteur solaire ; ils sont exprimés en €/kJ

P : Puissance mécanique en kW

$E_{x,u}^f$: Exergie utile du froid (exergie utile des capteurs incluse) en kW

$E_{x,c}^{P+f}$: Exergie du combustible pour la production simultanée de l'électricité et du froid en kW

$E_{x,cs}^f$: Exergie de la chaleur produite par les capteurs solaire pour la production du froid en kW

Z_{pf} : Somme des tranches d'amortissement, d'exploitation et de maintenance pour un système thermoénergétique (ce sont les coûts non-exergetiques). Il s'exprime en €/h

Le coût spécifique de l'exergie du combustible est connu et est donné par :

$$C_{ecb} = \frac{C_{cb}}{e_{cb}} \quad (V-2)$$

C_{cb} : Coût spécifique du combustible en €/kg

e_{cb} : Exergie spécifique du combustible en kJ/kg

De même le coût spécifique de l'exergie des capteurs solaires est connu et est donné par :

$$C_{ecs} = \frac{C_{cs}}{e_{cs}} \quad (V-3)$$

C_{cs} : Coût spécifique des capteurs solaires en €/m²

e_{cs} : Exergie spécifique produite par les capteurs solaires en kJ/m²

➡ Système avec appoint solaire

Sachant que $C_{ef} = C_p$ (l'énergie mécanique étant de l'exergie pure) on obtient : (V-4)

$$C_p = C_{ef} = \frac{C_{ecb} * E_{x,c}^{P+f} + C_{ecs} * E_{x,cs}^f + Z_{pfs}}{P + E_{x,u}^f} \quad (V-5)$$

➔ **Systeme sans appoint solaire**

Lorsque le système fonctionne sans appoint solaire, on a :

$$C_p = C_{ef} = \frac{C_{ecb} * E_{x,c}^{P+f} + Z_{pf}}{P + E_{x,u}^f} \quad (V-6)$$

➔ **Coût spécifique de production d'électricité ou de froid**

Si le système ne produit que de l'énergie mécanique, le coût spécifique de celle-ci est donné par :

$$C_p = \frac{C_{ecb} * E_{x,c}^P + Z_p}{P} \quad (V-8)$$

Si le système produit seulement du froid, ça ne pourra être qu'avec l'appoint solaire car on ne pourra démarrer le groupe électrogène sans produire de l'électricité ; dans ce cas le coût spécifique de l'exergie est donné par :

$$C_{ef} = \frac{C_{ecs} * E_{x,cs}^f + Z_{fs}}{E_{x,u}^f} \quad (V-9)$$

V.4 Résultats de calcul

D'après les hypothèses précédentes et à l'aide des données du tableau 15, nous avons obtenu les résultats ci-après :

$C_{cb} = 1.0952 \text{ €/kg}$, étant donné que e_{cb} (Exergie spécifique du combustible) est égale au PCI du combustible selon certains auteurs [25] on trouve $C_{ecb} = 2.54 * 10^{-5} \text{ €/kJ}$

$$C_{ecs} = 2.38 * 10^{-7} \text{ €/kJ}$$

Selon la configuration du système, nous avons le tableau suivant :

Tableau 10 : cout spécifique de l'exergie du système

configuration	Coûts non exergétiques	Cout de l'exergie ou de la puissance mécanique	
		En €/kWh	En FCFA/kWh
Production du froid et de l'énergie mécanique avec appoint solaire	$Z_{pfs} = 1.20 \text{ €/h}$	$C_p = C_{ef} = 0.23$	151.56
Production du froid et de l'énergie mécanique sans appoint solaire	$Z_{pf} = 1.12 \text{ €/h}$	$C_p = C_{ef} = 0.24$	157.06
Production du froid seul	$Z_f = 0.24 \text{ €/h}$	$C_{ef} = 0.203$	133.81
Production de l'énergie mécanique seule	$Z_p = 0.95 \text{ €/h}$	$C_p = 0.311$	204.56

V.5 analyse des résultats

Au terme de cette analyse, nous faisons des constats suivants :

- ✓ Le cout spécifique de l'exergie du froid ou de la puissance mécanique pour le système de cogénération est légèrement plus élevé (différence de 6.5 FCFA) lorsque le système fonctionne sans appoint solaire, ce qui nous montre l'importance de cet appoint solaire et aussi nécessité de l'exploitation de cette source d'énergie.
- ✓ Le cout spécifique de l'exergie baisse considérablement (de 19 FCFA environ) lorsqu'on fait fonctionner seulement l'appoint solaire pour la production de froid ; ce qui confirme l'importance des énergies renouvelables en général et du solaire en particulier.
- ✓ Le cout spécifique d'exergie pour le fonctionnement du groupe électrogène seul est très élevé par rapport au celui du système de cogénération (environ 53 FCFA), ce qui nous permet de conclure sur l'importance de la cogénération.
- ✓ Les couts spécifiques d'exergie sont dans les mêmes gammes (179 FCFA) que les couts du kilowattheure d'électricité, ce qui confirme le fait que l'énergie électrique est de l'exergie pure.

Conclusion générale

Il était question dans ce travail de quantifier les irréversibilités dans un système hybride PV/diesel/biocarburant de cogénération, en vue de son optimisation thermodynamique se basant sur l'analyse exergetique. L'analyse exergetique détaillée nous a permis de localiser les grandes irréversibilités du système en évaluant le taux de destruction d'exergie (création d'entropie). En se basant sur l'analyse exergetique, nous avons découvert qu'il était possible d'optimiser le système en jouant simplement sur certains paramètres comme les températures au niveau de la machine à absorption et la charge au niveau du groupe électrogène. Ainsi pour une température d'entrée de la machine à absorption de 80°C et pour le fonctionnement du moteur à 80% de sa charge nominale, le système génère moins d'entropie, et son fonctionnement est optimal. Toute fois l'analyse exergoéconomique a révélé quelques aspects importants à prendre en compte pendant le fonctionnement de notre système à savoir :

- Le cout spécifique d'exergie du système fonctionnant avec l'appoint solaire est plus faible que celui du système fonctionnant sans appoint, ce qui renforce le rôle joué par les capteurs solaire (optimisation économique du système)
- Le cout spécifique d'exergie pour le système sans cogénération est plus élevé de 26% par rapport au système avec cogénération et fonctionnant avec l'appoint solaire, et de 22% avec le système fonctionnant sans appoint solaire

Sur ce, en vue de faire fonctionner notre système en améliorant ses performances techniques et économiques, quelques recommandations s'imposent :

- Les échangeurs de chaleurs peuvent être améliorés avec des échangeurs de meilleur qualité et possédant des surfaces d'échanges plus importantes.
- Il sera intéressant d'utiliser des conduits bien isolés pour le transport de l'eau chaude du moteur vers le groupe à absorption.
- Il faudra aussi effectuer une optimisation exergoéconomique afin de pouvoir déterminer avec précision les paramètres à manipuler pour déterminer le cout minimal du kilowattheure d'exergie.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Mediaterrre. Electricité au cœur des défis Africains.[http://www.mediaterrre.org/afriqueouest/ actu, 20101103192040.html](http://www.mediaterrre.org/afriqueouest/actu,20101103192040.html), visité en Mars 2010
- [2]Azoumah Y, Yamegueu D, Ginies P, Coulibaly Y, Girard P. Sustainable electricity generation for rural and peri-urban populations of sub-Saharan Africa: The “flexy-energy” concept. *Energy Policy* 39, pp.131–141, 2011
- [3]Daniel YAMEGUEU. Montage d'un prototype de centrale hybride solaire PV/Groupe électrogène SansBatteries de stockage au 2ie-Kamboinsé :rapport du projet « flexyenergy», Octobre 2009.
- [4]DAMIEN DESCIEUX, modélisation et comparaison thermo-énergétique de système de cogénération, thèse de doctorat. Université Henry Poincaré (2007)
- [5] Ingénieurs et scientifiques de France, La cogénération : des technologies éprouvées etperformantes au développement encore trop limité en France.*Rapport « Filières industrielles stratégiques de l'économie verte »* ,Juin 2010.
- [6]DutryPower.<http://www.dutrypower.be/site-fr/vente/diesel.html> visité en Mars 2011
- [7]Energistro. L'énergie la plus économique pour les sites isolés. http://www.energistro.com/fr/fr_cogeneration.htm. visité en Mars 2011
- [8]Cours sur les techniques frigorifique de M.SEMPORE Jean Francis Enseignant en Froid et Climatisation : octobre 2006
- [9] Edith Verdurand. Etude pour la réalisation d'un prototype de climatisation solaire de petitepuissance au Burkina Faso. Mémoire Université de Perpignan Via Domitia, 2010,p.325
- [10]Stéphane LE PERSON e al.Optimisation des systèmes énergétiques :2009-2010

- [11] L. Borel, Thermodynamique et énergétique, *Presses polytechniques romandes*, 1983.
- R.B. Evans, A proof that essergy is the only consistent measure of potential work, *Thesis Ph.D, Dartmouth College*, 1969.
- [12] R. Gicquel : *Activités pédagogiques avec Thermoptim, méthodologie d'optimisation : analyses quantitatives : bilans énergétiques et exergetiques. octobre 2002*
- [13] SDMO, Manuel d'utilisation et d'entretien des groupes électrogènes, (Aout2004).
- [14] M. Zhecheng LU. Docteur de l'école centrale de Lyon : analyse énergétique et exergetique d'un moteur à allumage commandé, *thèse de doctorat*. Ecole centrale de Lyon (1989).
- [15] Faïçal Mintéli KANDIA, Conception et montage d'un système hybride solaire PV/Diesel de cogénération (électricité et froid), *mémoire de masters* soutenu le 13 juin 2011 à Ouagadougou.
- [16] Yao Azoumah, Efficacité exergetique appliquée à l'optimisation de performances d'un moteur Diesel fonctionnant aux biocarburants : *journée sur l'exergie, 20-03-2008, Paris*.
- [17] ENOMOTO Y, KTAHARA N., et TAKENAKA T., "Thermal Load of a Four Cylinder Gasoline Engine with Caburator", *JSAE Rev.*, Vol. 11, No.1, Jan. 1990.
- [18] Bishop, I. N. : "Effect of Design Variables on Friction and Economy", *SAE Trans.*, vol. 73, pp. 334-358, 1965.
- [19] Warmepumpen, Vulkanverlag, Glaser. Bases thermodynamiques des pompes à chaleur à absorption, H 1987
- [20] Gribik J. A. and Osterle J. F., (1984) The second law efficiency of solar energy conversion, *Trans. ASME J. Solar Energy Engineering*, vol. 106, n° 1, p. 16-21.
- [21] Yamegueu D, Azoumah Y, Py X, Zongo N. Experimental study of electricity generation by solar PV/diesel hybrid systems without battery storage for off-grid areas, *Renewable Energy* 36, pp.1780-1787, 2011

[22] Nolwenn Le Pierrès, LingaiLuo, Analyse exergetique de différents systèmes passifs et actifs de chauffage et de rafraîchissement pour l'habitat, IBPSA France 2006 a La Reunion – 2&3 Novembre 2006

[23] Tănase PANAIT, Krisztina UZUNEANU, Marcel DRĂGAN, Gheorghe CIOCEA, Ioana PANAIT. Analyse exergoéconomique des installations de trigénération, *COFRET'08, Juin 11-13, 2008, Nantes – France*

[24] Panait T., Dragan M., Uzuneanu K., *Exergoeconomic analysis of cogeneration thermoenergetic plants*. WEC Regional Energy Forum – FOREN 2004 b, Neptun, Roumanie.

[25] André LALLEMAND. Énergie, exergie, économie thermo-économie : *Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007*

[26] Yunus A. çengel. Michael A. Boles. Marcel Lacroix : Thermodynamique une approche pragmatique, livre de thermodynamique, 5^eed, McGraw-Hill, 2006.

[27] Romero RJ, Rivera W, Gracia J, Best R. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/ lithium bromide. *Appl Therm Eng* 2001;21:1137–47.

[28] Hui LIU, Nolwenn LE PIERRES, Lingai LUO : Stockage inter-saisonnier d'énergie solaire pour l'habitat – performance du procédé en fonction du couple d'absorption. *Solar Energy*, 61-2 (1997), 97-105.

Annexes

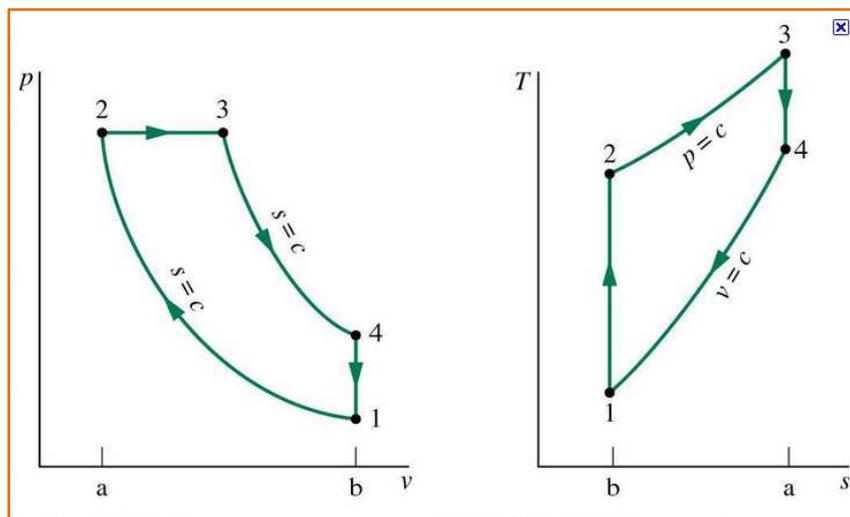
Sommaire des annexes

Annexe I : calcul de la température de la chambre de combustion.....	56
Annexe II : fonctionnement d'un cycle de la machine à absorption.....	59
Annexe III : Analyse thermodynamique de la machine en mode production de froid.....	62
Annexe IV : Étude thermodynamique des propriétés de la solution (H ₂ O/ LiCl).....	64
Annexe V : modélisation de la machine à absorption.....	67
Annexe VI : calcul des pertes par frottement dans le groupe électrogène.....	70
Annexe VII : catalogue de la machine à absorption.....	74
Annexe VIII : détails de calcul des rendements exergetiques des composants de la machine à absorption.....	75
Références bibliographiques des annexes.....	77

Annexe I : calcul de la température de la chambre de combustion

Nous considérons ici le cycle théorique de Diesel caractérisé pas :

- ✓ Une admission isobare (0-1)
- ✓ Une compression adiabatique réversible (1-2)
- ✓ Une combustion isobare (2-3)
- ✓ Une détente adiabatique réversible (3-4)
- ✓ Un échappement isochore (4-1)



Nous considérons que la température T_3 comme la température de la chambre de combustion et T_4 comme la température à l'échappement, l'objectif il donc de déterminer T_3 .

Nous posons les rapports suivant : $\alpha = \frac{V_1}{V_2}$ qui est le taux de compression $\beta = \frac{V_3}{V_2}$ qui est un coefficient quelconque.

$$\text{Le rendement global du moteur est donné par } \eta = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (\text{I-1})$$

$$Q_{2-3} = m * C_p * (T_3 - T_2) \quad \text{Transformation isobare} \quad (\text{I-2})$$

$$Q_{4-1} = m * C_v * (T_4 - T_1) \quad \text{Transformation isochore} \quad (\text{I-3})$$

$$\text{On a donc } \eta = 1 - \frac{m * C_v * (T_4 - T_1)}{m * C_p * (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} * \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\gamma \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (\text{I-4})$$

$$\text{avec } \gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{constante des gaz parfait})$$

Or d'après la transformation (1-2) on a : $T_1 * V_1^{\gamma-1} = T_2 * V_2^{\gamma-1}$ (I-5)

ce qui donne $\frac{T_1}{T_2} = \alpha^{1-\gamma}$ (I-6)

Aussi d'après la transformation (2-3) on a : $\frac{T_3}{T_2} = \beta$ (I-7)

D'après la transformation (4-1) et (1-2) on a : $\frac{T_4}{T_1} = \beta^\gamma$ (I-8)

On a donc finalement : $\eta = 1 + \frac{1-\beta^\gamma}{\alpha^{1-\gamma} * \gamma * (\beta-1)}$ (I-9)

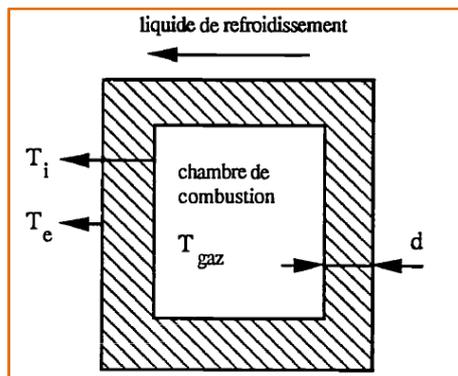
En prenant donc la transformation (3-4), on a : $T_3 = T_4 * \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)^{\gamma-1}$ (I-10)

Pour déterminer les valeurs de : T_3 résous le système suivant en utilisant la méthode de la « valeur cible » dans Excel pour la détermination de β , le rendement global étant connu.

$$\begin{cases} \eta = 1 + \frac{1-\beta^\gamma}{\alpha^{1-\gamma} * \gamma * (\beta-1)} \\ T_3 = T_4 * \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \quad (I-11)$$

Pour notre moteur, $\alpha = 22$ et $\gamma = 1.4$

Mais cette formule ne marche que pour des grands rendements (>28%), au-dessous de cette valeur, on trouve une température de la chambre de combustion inférieure à celle à l'échappement, ce qui n'est pas normale. Nous nous sommes donc tournés vers la corrélation donnée par ENOMOTO Y et al. [1] obtenu en adoptant certaines hypothèses simplificatrices qui permettent une détermination indirecte cette température à partir du bilan énergétique : Ils ont supposé pour cela que la chambre de combustion a une température de surface interne uniforme et qu'elle est refroidie par le liquide de refroidissement à travers des parois homogènes d'épaisseur d, selon le schéma représenté sur la figure ci-après :



Compte tenu de ces hypothèses, le transfert thermique à travers les parois de la chambre s'écrira:

$$Q = K * A * (T_i - T_e) \quad (I-12)$$

Avec Q : flux de chaleur à travers les parois.

K : Conductivité des parois.

A : Surface totale effective.

L'évaluation de ce transfert thermique Q est réalisée dans le cadre du bilan thermique expérimental que nous avons effectué sur le même moteur. La température externe des parois T_e est mesurée avec des thermocouples soudés à la surface extérieure d'une chemise. Les résultats montrent que cette température oscille autour de sa valeur moyenne 100°C pour une consigne d'eau à 85°C avec une amplitude de 5°C . Cette faible variation nous permet de considérer T_e comme constant dans nos essais.

L'évaluation de T_i s'effectue alors à partir de l'expression de la perte à travers les parois, en assimilant celle-ci à la perte dans le liquide de refroidissement rapportée à l'énergie totale cette perte s'exprime par :

$$Pr_{eau} = \frac{K * A * (T_i - T_e)}{C_1 * C_s} \text{ Avec } C_1 = D * PCI * t \quad (I-13)$$

Cette formule nous conduit à :

$$T_i = T_e + C_2 * Pr_{eau} * C_s \text{ avec } C_2 = \frac{K * A}{C_1} \quad (I-14)$$

La connaissance de la température intérieure dans un cas particulier permet la détermination de la constante C_2 . Après une étude bibliographique[1] concernant des moteurs semblables au nôtre, nous avons choisi comme point de référence le point de fonctionnement à 80% de charge pour lequel la température de la surface interne trouvée dans la littérature est de 500°C . La consommation et la perte dans le liquide de refroidissement de notre moteur, pour la même consigne, sont respectivement:

$$C_s = 2.1 \text{ Kg/h Et } Pr_{eau} = 30\%$$

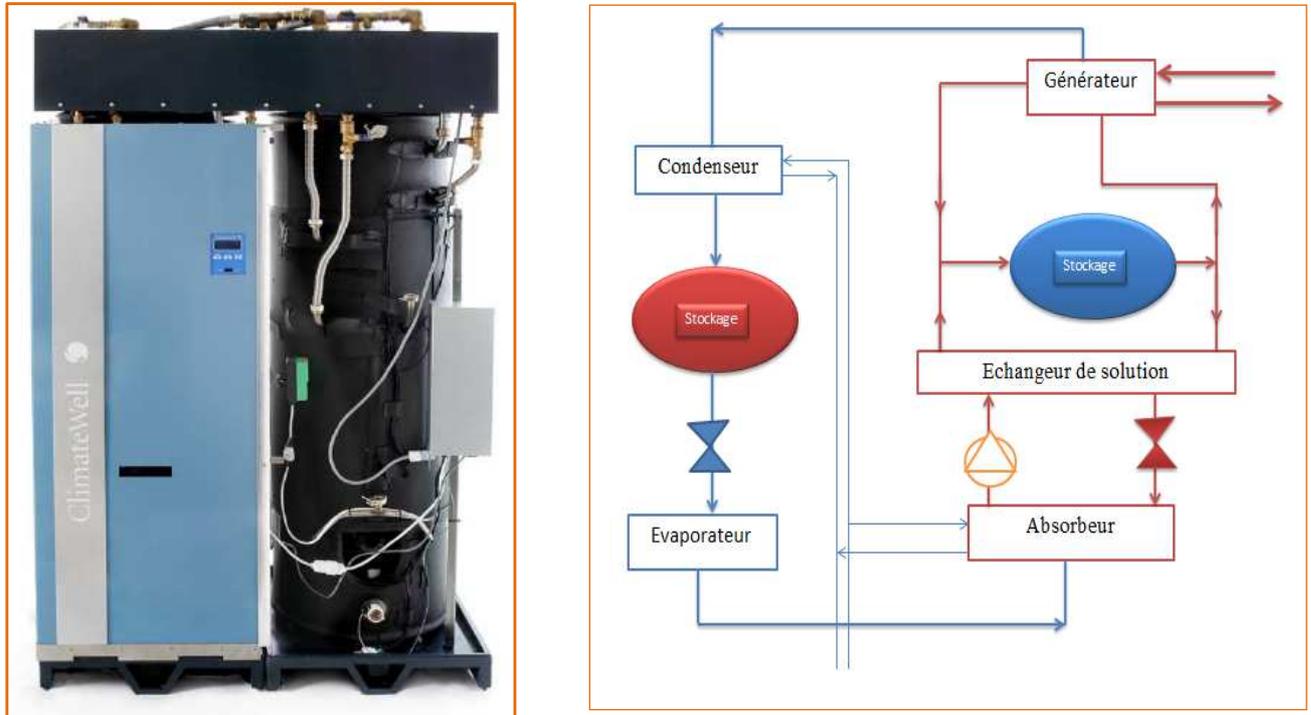
On trouve finalement la température de la chambre de combustion sous la forme :

$$T_c = 100 + 675 * C_s * P_{eau} \quad (I-15)$$

Qui est très cohérent afin les résultats rencontrés dans beaucoup d'articles.

Annexe II : fonctionnement d'un cycle de la machine à absorption

La représentation de la machine est donnée sur la figure ci-dessous :



La climatwel10 : représentation est schéma de principe de fonctionnement

a) Fonctionnement d'un cycle complet de production de froid

Compte tenu du fait que dans les pays subsahariens, nous sommes beaucoup plus intéressés par la production du froid, c'est pour cette raison que nous allons focaliser notre étude à ce mode de fonctionnement.

Un baril du climatewell 10 est composé de quatre échangeurs permettant un transfert d'énergie entre le mélange solvant-frigorigène du cycle d'absorption et trois sources extérieures à la machine. La chaleur est échangée grâce aux trois circuits d'eau chaude, d'eau glacée et d'eau de refroidissement qui matérialisent les trois niveaux de température de la machine tritherme. Le solvant et le frigorigène qui constituent le fluide de travail ont l'un pour l'autre une forte affinité.

Pour examiner comment fonctionne ce système, considérons d'abord le générateur.

On apporte de la chaleur à une solution de frigorigène et de solvant contenue dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en

abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant de la chaleur.

L'ensemble du générateur et du condensateur constitue la partie à haute pression du système. Le frigorigène liquide accumulé dans le condenseur peut ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression, où il s'évapore en effectuant la réfrigération.

Après évaporation du frigorigène dans l'évaporateur et extraction de chaleur du milieu à réfrigérer, le frigorigène pénètre dans l'absorbeur. Dans celui-ci, la vapeur de frigorigène se recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en frigorigène.

Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le frigorigène et la solution. La solution résultante, riche en frigorigène, est recueillie au fond de l'absorbeur et est pompée dans le générateur par une pompe de solution pour y maintenir un niveau requis et une concentration imposés. C'est cette même pompe qui assure la différence de pression requise dans le système.

La nécessité de faire circuler de façon continue, d'une part, la solution pauvre en frigorigène, depuis le générateur à température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part la solution riche en réfrigérant, à contre-courant, suggère l'utilisation du récupérateur. C'est un simple échangeur de chaleur qui minimise les pertes de chaleur associées aux transferts de fluides entre les deux composants.

En l'absence du récupérateur, la charge thermique sur le capteur solaire et/ou du groupe électrogène, et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système. Le système de réfrigération à absorption comprend donc cinq échangeurs de chaleur et une pompe, ainsi que la tuyauterie et la régulation nécessaires.

b) Charge et décharge de la machine à absorption

Le fonctionnement du cycle décrit ci-dessus se décompose en deux phases : une phase de stockage de l'énergie thermique et une phase de déstockage et d'utilisation de l'énergie cette énergie.

Pendant le chargement, la solution pauvre dans le stock 1 est transférée au générateur où elle désorbe de la vapeur grâce à l'énergie thermique disponible au niveau du capteur solaire ou venant du groupe électrogène. La vapeur est transférée au condenseur qui la condense sous forme liquide ; le fluide condensé est alors transféré au réservoir de stockage 2. La solution riche est alors évacuée du générateur vers le stockage de solution.

Au cours de la phase d'utilisation de la chaleur, le fluide dans le stock 2 est transféré à l'évaporateur où il est vaporisé grâce à la chaleur géothermique à faible température.

La vapeur s'écoule vers l'absorbeur. La solution riche dans le réservoir de solution est également transférée à l'absorbeur, où elle absorbe la vapeur venant de l'évaporateur. La chaleur ainsi produite par le phénomène d'absorption est transférable à l'extérieur pour être perdue pour utilisable à des fins de chauffage.

La solution pauvre est alors recirculée vers le stockage de solution 1.

Grâce à ce fonctionnement intermittent, l'énergie solaire est stockée par désorption lorsqu'elle est en excès et peut être utilisée par absorption lorsqu'elle est en déficit par rapport aux besoins du bâtiment. Comme ce stockage ne met pas en jeu de chaleur sensible ou latente (Les réservoirs de stockage restent à température ambiante), mais un stockage sous forme de potentiel thermo-chimique, il n'y a pas de perte de chaleur au cours de stockage. La durée de déstockage est ainsi modulable et peut durer pendant plusieurs heures.

Annexe III : Analyse thermodynamique de la machine en mode production de froid

Soient \dot{m}_f , \dot{m}_a , \dot{m}_g et X_f , X_d , X_c , respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution diluée (solution riche) de la solution concentrée (solution pauvre).

Bien évidemment ces titres massiques du frigorigène sont reliés aux titres massiques d'absorbant

Bilan massique

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$\dot{m}_f + \dot{m}_g - \dot{m}_a = 0 \text{ (Bilan global de la solution)} \quad \text{(III-1)}$$

$$\dot{m}_g * X_c - \dot{m}_a * X_d = 0 \text{ (Bilan du LiCl)} \quad \text{(III-2)}$$

On en déduit une expression de \dot{m}_g et de \dot{m}_a en fonction de \dot{m}_f et des différents titres en frigorigène.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad \text{(III-3)}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad \text{(III-4)}$$

Nous définissons aussi le débit spécifique de solution (Taux De Circulation) par :

$$FR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad \text{(III-5)}$$

La différence ($X_c - X_d$) est appelée la plage de dégazage on la note (ΔX),

Nous rappelons que :

X_c : Le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_d : Le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

Bilan enthalpique

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

On a:

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \quad \text{(III-6)}$$

$$\text{Condenseur : } Q_c = \dot{m}_f * (h_1 - h_7) = \dot{M}_c * C_p * (T_{c,sor} - T_{c,ent}) \quad \text{(III-7)}$$

$$\text{Evaporateur : } Q_e = \dot{m}_f * (h_3 - h_2) = \dot{M}_r * C_p * (T_{r,sor} - T_{r,ent}) \quad \text{(III-8)}$$

$$\text{Générateur : } Q_g = \dot{m}_f * h_7 + \dot{m}_g * h_8 - \dot{m}_a * h_6 = \dot{M}_{ch} * L_V \quad \text{(III-9)}$$

$$\text{Absorbeur : } Q_a = \dot{m}_a * h_4 - \dot{m}_f * h_3 - \dot{m}_g * h_{10} = \dot{M}_c * C_p * (T_{a,sor} - T_{a,ent}) \quad (\text{III-10})$$

$$\text{Pompe : } W = \dot{m}_a * (h_5 - h_4) \quad (\text{III-11})$$

Détermination du coefficient de performance

Le coefficient de performance de la machine à absorption est donné par :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{\dot{m}_f * (h_3 - h_2)}{\dot{m}_f * h_7 + \dot{m}_g * h_8 + \dot{m}_a * (h_5 - h_4 - h_6)} = \frac{\Delta x * (h_3 - h_2)}{\Delta x * h_7 + x_d * h_8 + x_c * (h_5 - h_4 - h_6)} \quad (\text{III-12})$$

Le coefficient de performance de Carnot pour la machine tritherme est donné par :

$$COP_c = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) * \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (\text{III-13})$$

Nous rappelons que le coefficient de performance de Carnot COP_c est le coefficient de performance maximum possible pour un système à absorption.

L'efficacité du système est donné par :

$$\eta_f = \frac{COP}{COP_c} \quad (\text{III-14})$$

II-4 Détermination du rendement exergetique

Le rendement exergetique peut être évalué par :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_e * \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{W_p + Q_g * \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)} \quad (\text{III-15})$$

T_0 : Température ambiante

T_e : Température à l'évaporateur

T_g : Température au niveau du générateur

Annexe IV : Étude thermodynamique des propriétés de la solution (H₂O/ LiCl)

Nous décrivons ici les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du chlorure de lithium.

Dans toutes les corrélations qui suivent on admette que :

Toutes les températures sont données en (°C)

Toutes les enthalpies sont données en (kJ/kg)

Toutes les pressions sont données en (kpa)

Toutes les concentrations sont données en (%) (par rapport au pourcentage de l'absorbant dans la solution)

La densité du mélange est donnée en (Kg/m³)

Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pur

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température, est donnée par la formule expérimentale de Dupré [2] :

$$P_{eq} = P_c * \exp(\alpha) \text{ Avec :} \quad (IV-1)$$

$$\alpha = \frac{T_c}{T_k} * (-7.85823 * T_0 + 1.83991 * T_0^{1.5} - 11.781 * T_0^3 + 22.6705 * T_0^{3.5} - 15.9393 * T_0^4 + 1.77516 * T_0^{7.5}) \quad (IV-2)$$

$$T_0 = 1 - \frac{T_k}{T_c} \quad (IV-3)$$

$$T_c = 647.14^\circ C$$

$$T_k = T + 273.15 \quad (IV-4)$$

$$P_c = 2204 kPa$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau en fonction de la température

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante [3] :

$$h_{liq}(T) = \frac{\psi}{1000} \quad (IV-5)$$

$$\psi = \delta + \frac{T_k}{\gamma} * \beta \quad (IV-6)$$

$$\delta = 1000 * (-1135.481614639 - 5.71756 * 10^{-8} * \theta^{-19} + 2689.81 * \theta + 129.889 * \theta^{4.5} - 137.181 * \theta^5 + 0.968874 * \theta^{54.5}) \quad (IV-7)$$

$$\gamma = 322 * \left(1 + 1.99206 * \tau^{\frac{1}{3}} + 1.10123 * \tau^{\frac{2}{3}} - 0.512506 * \tau^{\frac{5}{3}} - 1.75263 * \tau^{\frac{16}{3}} - 45.4485 * \tau^{4.33} - 6.756115 * 105 * \tau^{110.3} \right) \quad (\text{IV-8})$$

$$\beta = \frac{-P}{T_k} * (\alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 * \tau^{0.5} - 3 * 11.781 * \tau^2 + 3.5 * 22.6705 * \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 * \tau^3 + 7.5 * 1.77516 * \tau^{6.5}) \quad (\text{IV-9})$$

$$\alpha = \frac{647.17}{T_k} * (-7.85823 * \tau + 1.83991 * \tau^{1.5} - 11.781 * \tau^3 + 22.6705 * \tau^{3.5} - 15.9393 * \tau^4 + 1.77516 * \tau^{7.5}) \quad (\text{IV-10})$$

$$P = 22064000 * \exp(\alpha) \quad (\text{IV-11})$$

$$\tau = 1 - \frac{T_k}{647.17} \quad (\text{IV-12})$$

$$\theta = 1 - \tau \quad (\text{IV-13})$$

$$T_k = T + 273.15 \quad (\text{IV-14})$$

On utilise souvent la formule ci-dessous : [4]

$$h_{liq}(T) = C_p * T \text{ avec } C_p = 4.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \quad (\text{IV-15})$$

Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée en fonction de la température

L'enthalpie de la vapeur d'eau est donnée par la formule empirique suivante [5] :

$$h_{vap}(T) = \frac{\psi}{1000} \quad (\text{IV-16})$$

$$\Psi = \delta + \frac{T_k}{\gamma} * \beta \quad (\text{IV-17})$$

Les coefficients sont définie de la même manière que précédemment sauf γ qui sera donné par :

$$\gamma = 322 * e^{\left(-2.02957 * \tau^{\frac{1}{3}} - 2.68781 * \tau^{\frac{2}{3}} - 5.38107 * \tau^3 - 44.6384 * \tau^{\frac{37}{6}} - 64.3486 * \tau^{\frac{71}{6}} \right)} \quad (\text{IV-18})$$

On peut aussi utiliser la formule suivante [4] :

$$h_{vap}(T) = -125397 * 10^{-8} * T^2 + 1.88060937 * T + 2500.559 \quad (\text{IV-19})$$

Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffé $h_{surch}(T, P)$

L'enthalpie de la vapeur surchauffée peut être donnée par la formule ci-dessous :

$$h_{surch}(T, P) = H_1 + C_p * (T_2 - T_3) \quad (\text{IV-20})$$

$$C_p = A_1 + A_2 * (T_2 + T_3) + A_3 * \frac{1 - e^{-\frac{T_3 - T_2}{45}}}{(T_2 - T_3)} \quad (\text{IV-21})$$

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 * 10^{-2} * PP + 7.5175370 * 10^{-4} * PP^2 \quad (\text{IV-22})$$

$$A_2 = 3.383117 * 10^{-4} - 1.975736 * 10^{-5} * PP - 2.874090 * 10^{-7} * PP^2 \quad (IV-23)$$

$$A_3 = 1.707820 * 10^3 - 1.6994196 * 10 * T_3 + 6.2746295 * 10^{-2} * T_3^2 - 1.0284259 * 10^{-4} * T_3^3 - 6.4561298 * 10^{-8} * T_3^4 \quad (IV-24)$$

$$T_2 = T + 273.15 \quad (IV-25)$$

$$T_3 = T_1 + 273.15 \quad (IV-26)$$

$$T_1 = T_{eq}(P) \quad (IV-27)$$

$$H_1 = h_{vap}(T) \quad (IV-28)$$

$$PP = \frac{P}{1000} \quad (IV-29)$$

Calcul de l'enthalpie du mélange (H₂O/LiCl) h (T, X)

Pour établir la relation entre l'enthalpie, la température et la concentration Nous avons la corrélation suivante [5] :

$$h = [A_0 + A_1 * X + A_2 * X^2 + T_F * (B_0 + B_1 * X + B_2 * X^2)] * 3.326 \quad (IV-30)$$

$$T_F = \frac{9}{5} * T + 32 \quad (IV-31)$$

Avec :

i	A	B
0	-33.1054264	1.0090734
1	0.13000636	-0.01377507
2	0.00097096	0.000085131

Le coefficient (A, B) pour le calcul de h (T, X)

On peut aussi utiliser la formule suivante [6] :

$$h(X, T) = h_0 * \left(1 + \left(\frac{\xi}{H_1}\right)^{H_2}\right)^{H_3} \quad (IV-32)$$

$$h_0 = H_5 + H_6 * \theta \quad (IV-33)$$

$$\theta = \frac{T}{647.14} ; \xi = \frac{X}{H_4 - X} \quad (IV-34)$$

$$H_1 = 0.845; H_2 = -1.965; H_3 = -2.265; H_4 = 0.6; H_5 = 169.105; H_6 = 457.850$$

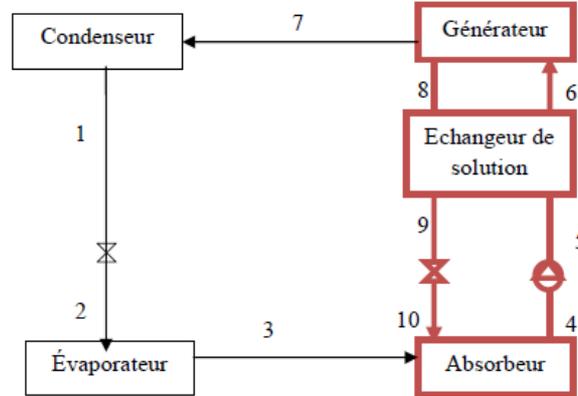
Calcul de la densité du mélange (H₂O/LiCl) d_{LiCl} (T, X)

La densité du mélange peut être calculée par l'équation donnée par [6] :

$$d_{LiCl} = \frac{1145.36 + 470.84 * X + 1374.79 * X^2}{100} - (33.3393 + 0.571749 * X) * \frac{T + 273.15}{100} \quad (IV-35)$$

Annexe V : modélisation de la machine à absorption

Le schéma de principe simplifié de la machine est donné par la figure ci-après :



Structure d'une machine à absorption

Bilan massique et enthalpique des composants de la machine à absorption

Analyse du générateur

Au niveau du générateur, on a :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (\text{V-1})$$

$$\dot{m}_6 * X_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 * X_8 \quad (\text{V-2})$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_8 * h_8 - \dot{m}_6 * h_6 \text{ Avec :} \quad (\text{V-3})$$

h_7 : enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur (T_7) et à la haute pression (P_h)

h_6 : enthalpie du liquide de la solution riche à la température (T_6) et à la haute pression (P_h)

h_8 : enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur (T_g) et à la haute pression (P_h).

Analyse du Condenseur

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 \quad (\text{V-4})$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 * (h_7 - h_1) \text{ avec} \quad (\text{V-5})$$

h_1 : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (T_c) et à la haute pression (P_h)

Analyse de l'évaporateur

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}_7 \quad (\text{V-6})$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 * (h_3 - h_2) \quad (V-7)$$

h_3 : enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température (T_e) et la basse pression (P_b)

h_2 : enthalpie liquide à la température (T_2) et à la basse pression (P_b).

Analyse de l'absorbeur

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (V-8)$$

$$\dot{m}_{10} * X_{10} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 * X_4 \quad (V-9)$$

$$Q_a = \dot{m}_4 * h_4 - \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_{10} * h_{10} \quad (V-10)$$

h_4 : enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur (T_4) et à la basse pression (P_b) et à la concentration riche (X_d).

h_{10} : enthalpie du liquide de la solution à la température (T_{10}) à la basse pression (P_b) et à la concentration pauvre(X_c).

Pompe de solution

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (V-11)$$

$$W_p = \dot{m}_6 * (h_5 - h_4) = v_a * (P_5 - P_4) \quad (V-12)$$

h_5 : Enthalpie du liquide de la solution à la température (T_5) et à la haute pression (P_h) et à la concentration riche (X_d).

v_a : Volume spécifique de la solution riche en frigorigène

Echangeur de solution

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 ; \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (V-13)$$

$$T_9 = T_5 * E_f + T_8 * (1 - E_f) \quad (V-14)$$

$$h_6 = h_5 + \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_5} * (h_8 - h_9) \quad (V-15)$$

h_9 enthalpie du liquide de la solution à la température (T_9) à la haute pression (P_h) et à la concentration pauvre(X_c).

Après cette analyse on peut établir les deux bilans massiques suivants au niveau de l'absorbeur

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \Leftrightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_6 \quad (V-16)$$

$$\dot{m}_{10} * X_{10} = \dot{m}_4 * X_4 \Leftrightarrow \dot{m}_{10} * X_{10} = \dot{m}_6 * X_4 \quad (V-17)$$

On obtient donc :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \frac{X_4}{X_{10}-X_4} \quad (\text{V-18})$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 \frac{X_{10}}{X_{10}-X_4} \quad (\text{V-19})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$FR = \frac{X_{10}}{X_{10}-X_4} = \frac{X_c}{X_c-X_d} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \quad (\text{V-20})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g+W_p} = \frac{\dot{m}_1*(h_3-h_2)}{\dot{m}_1*h_7+\dot{m}_8*h_8+\dot{m}_6*(h_5-h_4-h_6)} = \frac{(h_3-h_2)}{h_7+(FR-1)*h_8-FR*(h_5-h_4-h_6)} \quad (\text{V-21})$$

L'efficacité du système η_f s'écrit :

$$\eta_f = \frac{COP}{COP_c} = \frac{(h_3-h_2)}{h_7+(FR-1)*h_8-FR*(h_5-h_4-h_6)} \cdot \frac{\left(\frac{T_g-T_d}{T_g}\right)*\left(\frac{T_e}{T_c-T_e}\right)}{\quad} \quad (\text{V-22})$$

Le rendement exergetique (ζ) peut être exprimé comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_e*\left(1-\frac{T_0}{T_e}\right)}{W_p+Q_g*\left(1-\frac{T_0}{T_g}\right)} = \frac{(h_3-h_2)*\left(1-\frac{T_0}{T_e}\right)}{(h_7+(FR-1)*h_8-FR*h_6)*\left(1-\frac{T_0}{T_g}\right)+FR*(h_5-h_4)} \quad (\text{V-23})$$

La figure ci-dessous représente le diagramme d'olfman pour la solution aqueuse de chlorure de lithium

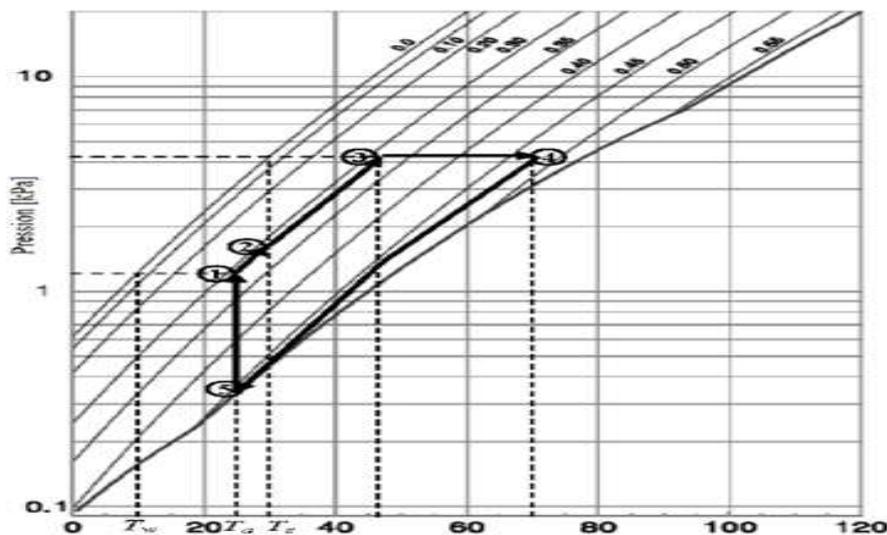


Diagramme d'olfman pour le LiCl [7]

Annexe VI : calcul des pertes par frottement dans le groupe électrogène

Pertes d'exergie par pompage

La perte par pompage PMF_p caractérise la perte aérodynamique des gaz traversant le moteur.

Elle se divise en deux parties principales: pertes au niveau des soupapes PMF_s et pertes de transfert complémentaires PMF_t au niveau du papillon essentiellement, du filtre à air, de la ligne d'échappement et des conduits accessoires.

Après une comparaison des résultats obtenus sur plusieurs moteurs diesel, Bishop a proposé une série de formules pour calculer la perte par pompage uniquement à partir de la mesure de la pression dans le collecteur d'admission.

Il a tout d'abord proposé la relation suivante entre cette pression à l'admission P_{at} et la contrepression à l'échappement P_{er} :

$$P_{er} = P_{er'} * \left[0.33 * (P_{ta} - 0.1 * P_a) * \left(\frac{N}{1000} \right) \right]^2 \quad (VI-1)$$

Avec

$P_{er'}$: Contre pression en pleine charge à l'échappement

P_a : Pression atmosphérique

De cette expression peuvent se déduire la pression à l'échappement P_e puis les pertes de Transfert complémentaires : $PMF_t = P_e - P_{ta}$ (VI-2)

La perte au niveau des soupapes se calcule par la corrélation suivante:

$$PMF_s(\text{bar}) = 3.085 * 10^{-6} * ((P_{ta} - 0.1 * P_a))^{0.5} * N^{1.7} * F^{-1.28} \quad (VI-3)$$

$$F = \frac{n_{iv} * n_c * D_{iv}^2}{V_d} (m^{-1}) \quad (VI-4)$$

n_{iv} : Nombre de soupape d'admission par cylindre.

n_c : Nombre de cylindre

D_{iv} : Diamètre de la soupape d'admission

V_d : Cylindrée du moteur

Les pertes totales par pompage sont donc données par :

$$PMF_p = PMF_t + PMF_s \quad (VI-5)$$

Pour trouver l'exergie détruite au niveau de la pompe, nous utilisons la formule suivante :

$$P_{Pm} = PMF_p * \dot{V}_d \quad (\text{W}) \quad (VI-6)$$

$$\dot{V}_d = \frac{\pi a^2}{4} v_p \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (VI-7)$$

$v_p = 4.6 \text{ m/s}$ représente la vitesse moyenne du piston

$a = 78\text{mm}$ représente l'alésage du moteur

PMF_p : Perte de pression par pompage, en pascal (pa)

Puisque la vitesse de rotation est constante, nous allons considérer que cette perte ne varie pas avec la charge, car la mesure de la pression est très délicate.

Les pertes mécaniques

Bishop [18] a développé une corrélation pour l'évaluation des pertes dues à l'entraînement de l'arbre à cames et la pression moyenne correspondante s'écrit:

$$PMF_{c\grave{a}me}(bar) = \frac{120 * \left(1 - 0.133 * \left(\frac{N}{3000}\right)\right) n_{iv} D_{iv}^{1.75}}{B L_a^2} \quad (VI-8)$$

L_a : Alésage en millimètres

n_{iv} : Nombre de soupape d'admission par cylindre

D_{iv} : Diamètre de la soupape d'admission

B : Course en millimètre

Il faut préciser que le frottement des coussinets du système d'arbre à cames n'est pas inclus dans la corrélation ci-dessus. Il est pris en compte dans la corrélation du frottement des coussinets du vilebrequin.

Le frottement piston/chemise comprend essentiellement le frottement segment/chemise (terme prépondérant) et le frottement jupe du piston/chemise.

Selon Bishop, le frottement segments/chemise est de type non-visqueux en raison de la disparition du film d'huile. Il dépend de la tension des segments et de la pression des gaz derrière les segments d'étanchéité.

La corrélation qu'il a proposé pour représenter ce frottement non-visqueux est proportionnelle au rapport course/alésage, soit:

$$PMF_{non-visqueux} = C * \left(\frac{B}{L_a}\right) \text{Où } C \text{ est une valeur qui se compose des deux termes, l'un dû à}$$

la tension des segments qui est constant, l'autre dû à la pression des gaz derrière les segments d'étanchéité qui est proportionnel à la charge du moteur.

Le frottement jupe du piston/chemise est du type visqueux en condition de lubrification hydrodynamique. Il est corrélé par:

$$PMF_{hydrodynamique} = \frac{S_{pis} * A_p}{B * L_a^2} \quad (VI-9)$$

S_{pis} : vitesse moyenne du piston

A_p : Surface de contact effective entre la jupe du piston et la chemise.

Bishop propose également la corrélation suivante pour calculer le frottement du vilebrequin sur ses coussinets:

$$PMF_{coussinet} = 0.414 * \left(\frac{L_a}{B}\right) * \left(\frac{N}{1000}\right) * K \quad (VI-10)$$

$$K = \frac{D_{mb}^2 * L_{mb} + D_{rb}^2 * \frac{L_{rb}}{m} + D_{as}^2 * L_{as}}{L_a^3} \quad (VI-11)$$

D_{mb} : Diamètre du coussinet principal

L_{mb} : Longueur totale des coussinets divisée par le nombre de cylindre

D_{rb} : Diamètre du coussinet bielle/manivelle

L_{rb} : Longueur du coussinet bielle/manivelle

m : Nombre de cylindres pour chaque coussinet bielle/manivelle

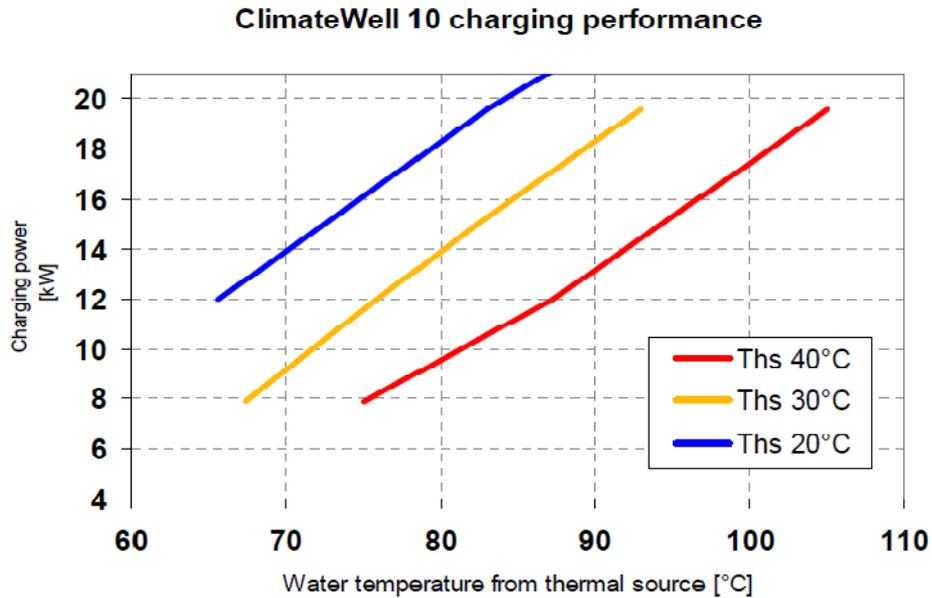
D_{as} : Diamètre du coussinet d'accessoires

L_{as} : Longueur totale des coussinets d'accessoires divisée par le nombre de cylindre

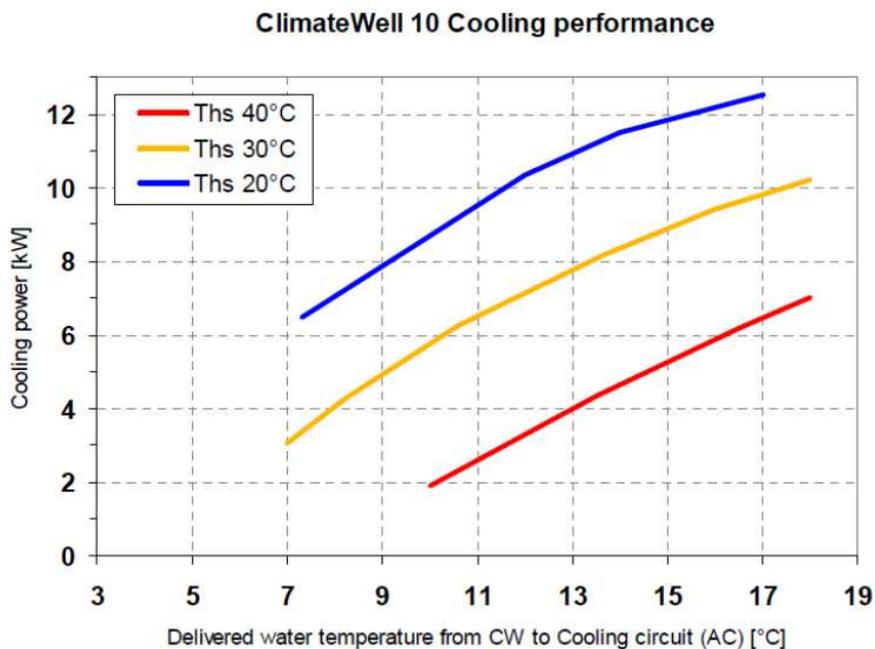
N : vitesse de rotation

Pour un moteur à allumage commandé, $K = 0.14$ et pour un moteur Diesel $K = 0.29$.

Annexe VII : catalogue fournisseur climatewell10



Puissance de chargement en fonction de la température de la source chaude



Puissance froid en fonction de la température froide de sortie

Annexe VIII : détails de calcul des rendements exergetiques des composants de la machine à absorption

➡ Efficacité du générateur

$$\text{Exergie entrée générateur : } E_{exge} = Q_g * \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{en,eau}}\right) \right] \quad (\text{VIII-1})$$

$$\text{Application numérique } E_{exge} = 5.91 * \left[\left(1 - \frac{308}{344.64}\right) + \left(1 - \frac{308}{353}\right) \right] = 1.38 \text{ kW} \quad (\text{VIII-2})$$

$$E_{exge} = 1.38 \text{ kW}$$

$$\text{Exergie à la sortie du générateur : } E_{exgs} = Q_g * \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (\text{VIII-3})$$

$$\text{Application numérique } E_{exgs} = 5.91 * \left(1 - \frac{308}{348}\right) = 0.67 \text{ kW} \quad (\text{VIII-4})$$

Le rendement exergetique est donc égal à 49%

➡ Efficacité du condenseur

$$\text{Exergie entrée condenseur : } E_{exce} = Q_c * \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{en,eaur}}\right) \right] \quad (\text{VIII-5})$$

$$\text{Application numérique } E_{exce} = 5.51 * \left[\left(1 - \frac{308}{308}\right) + \left(1 - \frac{308}{353}\right) \right] = 0.70 \text{ kW} \quad (\text{VIII-6})$$

$$E_{exce} = 0.70 \text{ kW}$$

$$\text{Exergie à la sortie du condenseur : } E_{exgs} = Q_c * \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{VIII-7})$$

$$\text{Application numérique } E_{excs} = 5.51 * \left(1 - \frac{308}{316}\right) = 0.14 \text{ kW} \quad (\text{VIII-8})$$

$$E_{excs} = 0.14 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est donc égal à 20%

➡ Efficacité de l'absorbeur

$$\text{Exergie entrée de l'absorbeur : } E_{exce} = Q_a * \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{en,eaur}}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \right] \quad (\text{VIII-9})$$

$$\text{Application numérique } E_{exce} = 5.43 * \left[\left(1 - \frac{308}{308}\right) + \left(1 - \frac{308}{318}\right) - \left(1 - \frac{308}{302}\right) \right] = 0.28 \text{ kW} \quad (\text{VIII-10})$$

$$E_{exce} = 0.28 \text{ kW}$$

$$\text{Exergie à la sortie de l'absorbeur : } E_{exgs} = Q_a * \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \quad (\text{VIII-11})$$

$$\text{Application numérique } E_{excs} = 5.43 * \left(1 - \frac{308}{311}\right) = 0.05 \text{ kW} \quad (\text{VIII-12})$$

$$E_{excs} = 0.05 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est donc égal à 18.7 %

■ **Efficacité de l'évaporateur**

$$\text{Exergie entrée de l'évaporateur : } E_{exce} = Q_e * \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{en,eaue}} \right) \right] \quad (\text{VIII-13})$$

$$\text{Application numérique } E_{exge} = 5 * \left[\left(1 - \frac{308}{316} \right) - \left(1 - \frac{308}{280} \right) \right] = 0.63 \text{ kW} \quad (\text{VIII-14})$$

$$E_{exge} = 0.26 \text{ kW}$$

$$\text{Exergie à la sortie de l'évaporateur : } E_{exgs} = -Q_e * \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (\text{VIII-15})$$

$$\text{Application numérique } E_{excs} = -5 * \left(1 - \frac{308}{282} \right) = 0.46 \text{ kW} \quad (\text{VIII-16})$$

$$E_{excs} = 0.46 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est donc égal à 73 %

Références bibliographiques des annexes

- [1]-ENOMOTO Y, KTAHARA N., et TAKENAKA T., ti Thermal Load of a Four Cylinder Gasoline Engine with Caburator", JSAE Rev., Vol. 11, No.1, Jan. 1990.
- [2] J. Patek, J. Klomfar. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 566–578
- [3] Jean Castaing-Lasvignottes Aspects thermodynamiques et thermo-économique des systèmes à absorption liquides, conservation national des arts et métier Institut Français du froid industriel (2001)
- [4] Rogers GFC, Mayhew YR. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.
- [5] ASHRAE, Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1997.
- [6] Manuel R., Aqueous solutions of lithium and calcium chlorides, M. Conde engineering. Zurich-Switzerland (2009)
- [7] Hui LIU, Nolwenn LE PIERRES, Lingai LUO : Stockage inter-saisonnier d'énergie solaire pour l'habitat – performance du procédé en fonction du couple d'absorption. *Solar Energy*, 61-2 (1997), 97-105.