HAL
open science

Etude d'un cycle de Bayton-Joule solaire à l'aide de la Thermodynamique en Vitesse Finie

David Martin

To cite this version:

David Martin. Etude d'un cycle de Bayton-Joule solaire à l'aide de la Thermodynamique en Vitesse Finie. Génie des procédés. 2013. hal-01861036

HAL Id: hal-01861036

https://hal.univ-lorraine.fr/hal-01861036v1

Submitted on 24 Aug 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITÉ DE LORRAINE

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-memoires-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

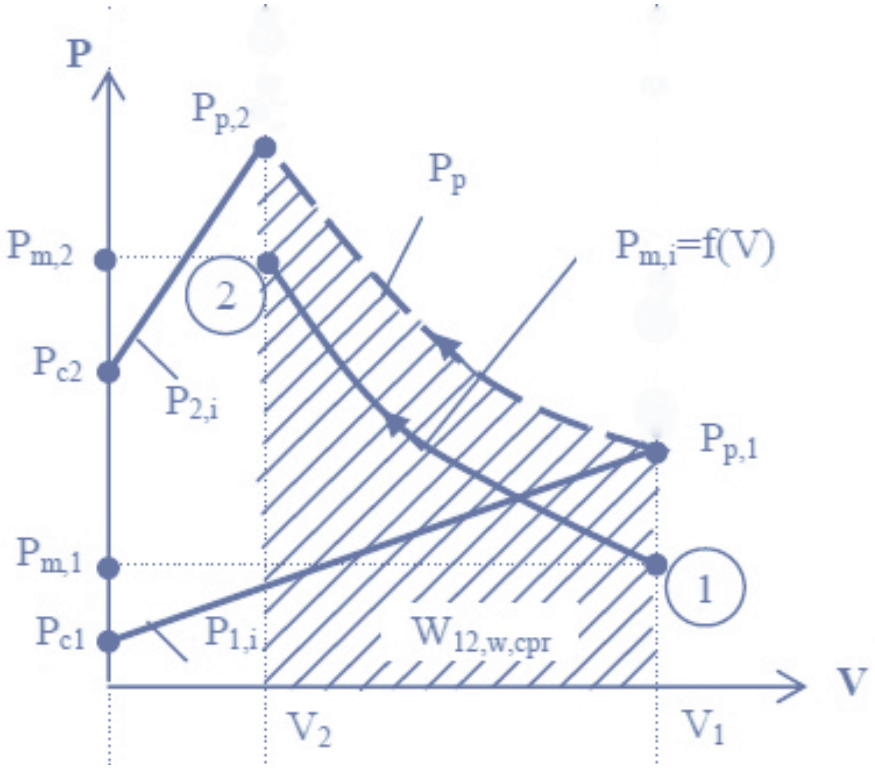
David MARTIN

Encadrants : M.Costea, M.Feidt, S.Petrescu

Soutenu le 5/09/2013

Master Mécanique Energétique Procédés Produits parcours Mécanique des Fluides Energie.

Etude d'un cycle de Brayton-Joule solaire à l'aide de la Thermodynamique à Vitesse Finie



Stage réalisé à :

2. Introduction : 6

3. La concentration solaire : 7

3.1. Inventaire des technologies existantes : 7

3.1.1. Centrales solaires à tour : 7

3.1.2. Centrale solaire à collecteur cylindro-parabolique : 9

3.1.3. Centrale solaire à capteur parabolique : 11

3.1.4. Centrale solaire à réflecteur de Fresnel : 12

3.2. Le choix de concentrateur pour notre étude : 13

4. Utilisation de la thermodynamique irréversible : 14

4.1. Point histoire : 14

4.2. La Thermodynamique à Temps Finis (TTF) : 16

4.3. La Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF) : 17

4.3.1. Expressions des nouveaux termes : 17

4.3.2. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes simples : 21

4.4. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes complexes : 23

4.4.1. Effet de la chute de pression dû au laminage : 23

4.4.2. Effet de la chute de pression dû à la friction entre piston et cylindre : 27

4.4.3. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes complexes : 28

4.4.4. La « méthode direct » : 29

5. Présentation du système étudié : 30

5.1. Quel cycle pour notre étude ? 30

5.2. Le cycle de Brayton-Joule : 31

5.3. Schéma du système : 33

6. Modélisation du cycle : 34

6.1. Etude 1 : température $\boldsymbol{T3}$ fixée: 36

6.1.1. Etude de la compression 1->2 : 37

6.1.2. Etude de la détente 3->4 : 41

6.1.3. Calcul du travail du travail du cycle : 43

6.1.4. Calcul du débit massique à entretenir dans le cycle : 43

6.1.5. Détermination de la chaleur à apporter au fluide dans l'absorbeur : 43

6.2. Etude 2 : efficacité du cycle fixé 44

6.2.1. Détermination de la température en sortie d'absorbeur en fonction du taux de compression : *45*

7. Etude thermique : **50**

7.1. Bilan thermique d'un tube simple : 50

7.1.1. Détermination de $\boldsymbol{QSolAbs}$ *:* *52*

7.1.1. Détermination de $\boldsymbol{QConv, 12}$ *:* *52*

7.1.2. Détermination de $\boldsymbol{QRad, 35}$ *:* *53*

7.1.3. Détermination de $\boldsymbol{QConv, 34}$*:* *53*

7.1.4. Détermination de $\boldsymbol{QCond, 23}$ *:* *54*

7.1.5. Mise en équation des différents termes : *55*

7.2. Bilan thermique d'un tube à vide : 56

7.2.1. Schéma de l'installation : *56*

7.2.2. Détermination de $\boldsymbol{Q3SolAbs}$ *et* $\boldsymbol{Q5SolAbs}$ *:* *58*

7.2.3. Détermination de $\boldsymbol{Qconv, 34}$ *:* *58*

7.2.4. Détermination de $\boldsymbol{Qrad, 34}$ *:* *58*

7.2.5. Détermination de $\boldsymbol{Qconv, 45}$ *:* *59*

7.2.6. Détermination de $\boldsymbol{Qconv, 56}$ *:* *59*

7.2.7. Détermination de $\boldsymbol{Qrad, 57}$ *:* *59*

7.2.8. Mise en équation : *60*

7.3. Calcul de récupération de la chaleur de l'air en fin de détente : 60

8. Dimensionnement de l'installation : **61**

8.1. Dimensionnement des cylindres de compression et de détente : 61

8.2. Dimensionnement de l'absorbeur : 63

8.2.1. Détermination du diamètre de tube : *63*

8.2.2. Détermination de la longueur des tubes absorbeurs : *64*

9. Résultats et exploitations : **65**

9.1. Modélisation du cycle : Etude 1. 66

9.1.1. Etude des températures du cycle : *66*

9.1.2. Etude des travaux de compression et de détente : *69*

9.1.3. Etude du débit massique dans le système : *70*

9.1.4. Etude du rendement de cycle : *71*

9.1.5. Etude de la longueur de tubes : *73*

9.2. Modélisation du cycle : Etude 2. 73

9.3. Partie dimensionnent des cylindres et des tubes absorbeurs : 78

9.3.1. Diamètre des cylindres : *78*
9.3.2. Longueur des tubes absorbeurs : *78*
9.4. Conclusions et critiques : 81
10. Conclusion et ouverture : **82**
11. Bibliographie : **83**

1.

Remerciements :

Je tiens à remercier le Professeur M.Feidt qui m'a permis de participer à cette expérience, Professeur M.Costea et S.Petrescu de m'avoir fait découvrir une ambiance de travail à la fois agréable et sérieuse, et de m'avoir soutenu lors de ce voyage.

2. Introduction :

Depuis plus d'une centaine d'année, nous nous reposons plus que de raison sur nos réserves d'énergies fossiles, qui ne sont pas infinies et dont l'épuisement arrive plus ou moins vite selon les sources, mais arrive. Cette raréfaction des énergies fossiles s'est accompagnée d'une hausse de leur prix. Dans le contexte économique actuel difficile, le problème de l'énergie est donc devenu un enjeu majeur. Ce constat s'est vu accompagné d'une prise de conscience des effets nuisibles qu'une mauvaise utilisation de l'énergie, utilisation abusive qui plus est, pouvait avoir sur l'environnement.

Ce rapport tente de proposer une solution à cette problématique en proposant une installation solaire domestique, fonctionnant sous le cycle de Brayton-Joule, capable de fournir électricité et eau chaude sanitaire à un foyer. Nous utiliserons la concentration solaire afin de fournir la chaleur nécessaire à ce cycle, que nous modéliserons à l'aide de la thermodynamique à vitesse finie, une nouvelle branche de la thermodynamique irréversible mise en place par le Professeur S.Petrescu et son équipe au sein des laboratoires de l'université polytechnique de Bucarest.

L'utilisation de la thermodynamique irréversible est fondamentale aujourd'hui puisqu'elle permet de modéliser au plus proche de la réalité le comportement des machines thermodynamiques, points centrales des alternatives aux énergies fossiles.

Ce rapport décrira le déroulement de notre étude, en commençant par une description des installations qui utilisent la concentration solaire, en décrivant le cycle de Brayton-Joule et la façon dont nous allons l'intégrer dans notre installation. Nous décrirons ensuite les principes de la thermodynamique à vitesse finie et commencerons la modélisation de notre cycle. Viendront ensuite l'étude thermique, le dimensionnement et la présentation des résultats.

3. La concentration solaire :

3.1. Inventaire des technologies existantes :

La concentration solaire est le procédé utilisé pour le fonctionnement des centrales solaires. Ce type de centrale a vu le jour dans les années 80 aux Etats Unies, en Europe, au Moyen Orient et au Japon. Les installations étudiées ont prouvé que l'énergie solaire était fiable et que nous pouvions l'utiliser pour générer de la puissance électrique. Mieux, on considère même aujourd'hui que ces installations ont économiquement le potentiel de concurrencer les énergies fossiles. Nous allons ici donner un aperçu de ce qui se fait dans le domaine de la concentration solaire, en passant en revue les installations les plus répandues et les plus prometteuses.

3.1.1. Centrales solaires à tour :

Pour ce type de centrale, une chaudière est placée en haut d'une tour, point central de l'installation, et sera encerclée par un « champ » d'héliostats. Les héliostats sont les miroirs que l'on aperçoit sur la figure 1, et sont bien plus que de simples miroirs puisqu'ils suivent la course du soleil durant la journée. Ces héliostats vont concentrer les rayons solaires sur la chaudière, où sera chauffé le fluide cyclé qui y circule. Ce fluide alimentera par la suite une turbine, générant ainsi de l'énergie. Le principe de fonctionnement est résumé dans le schéma suivant :

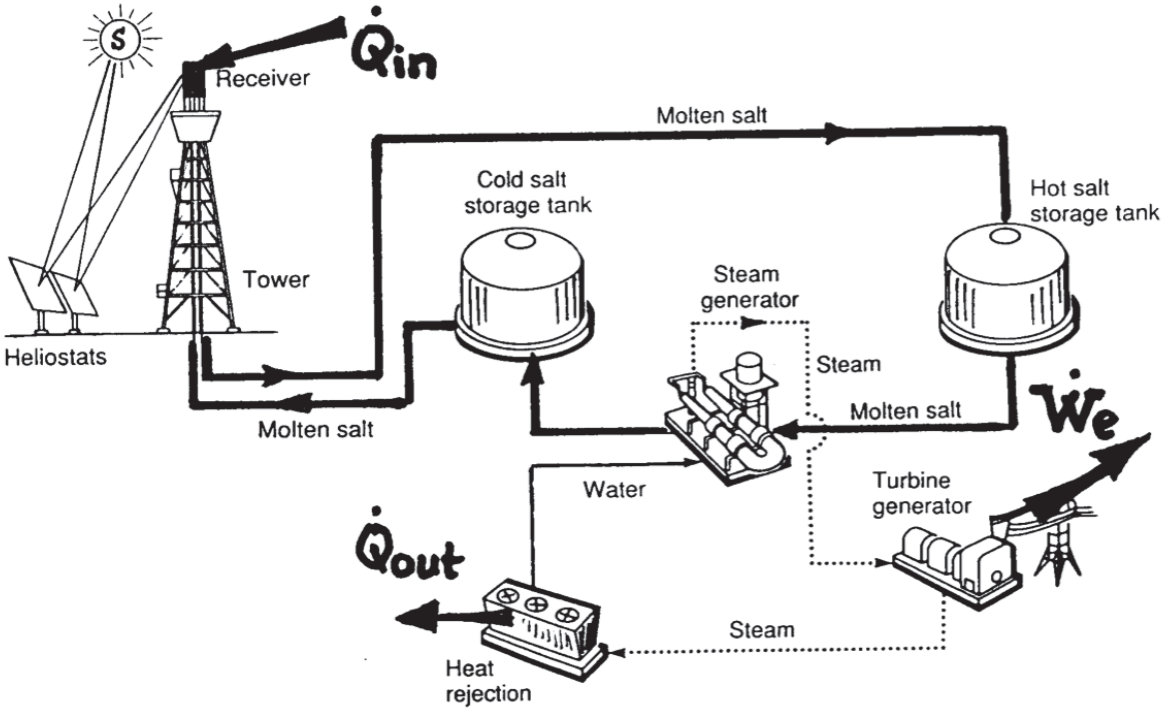


Figure 1 : Schéma de principe d'une centrale solaire à tour, avec stockage en sels fondus. [1]

Comme on le voit ci-dessus, on peut compléter l'installation avec un système de stockage de la chaleur, ici aux sels fondus, afin de permettre à l'installation de fonctionner en période de faible ensoleillement, ou la nuit.

Le premier projet d'envergure pour ce type de centrale fut la centrale pilote « Solar One », situé à Barstow en Californie. Ce pilote, opérationnel de 1982 à 1986, fut transformé en « Solar Two » quand fut agrandi le cercle d'héliostats composant « Solar One », avec des héliostats plus performants.

Figure 3-2 : La centrale solaire à tour « Solar Two »
copyright, U.S. Department of Energy

Les recherches menées sur Solar Two ont montré que l'utilisation de sels fondus était une méthode très efficace et économiquement fiable pour le stockage de l'énergie thermique.

Après le succès des études menées sur ces deux centrales, le site fut fermé en 1999, les responsables jugeant que ce type de technologie était près à la commercialisation.

3.1.2. Centrale solaire à collecteur cylindro-parabolique :

Ce type de centrale utilise des miroirs cylindro-parabolique, concentrant le rayonnement solaire sur un tube horizontal situé à la focale des miroirs. Le fluide caloporteur circulant dans ces tubes est donc chauffé et alimentera une turbine directement ou indirectement (en cédant sa chaleur à un autre fluide, le fluide de travail, qui alimentera lui la turbine), générant ainsi de l'énergie. Les miroirs sont placés de façon à former des rangés, et suivront le mouvement du soleil tout au long de la journée.

Contrairement aux centrales solaires à tour, la concentration est non plus ponctuelle, mais linéaire.

Figure 3-3 : Collecteur cylindro-parabolique de la centrale de Kramer Junction, en Californie.

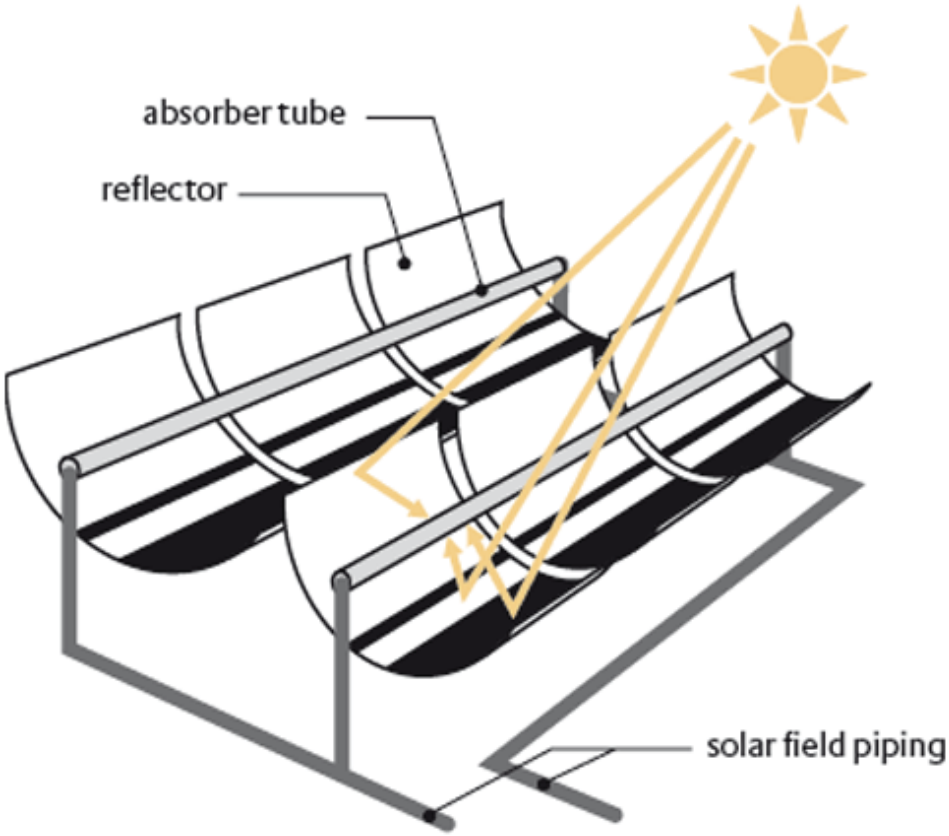


Figure 3-4 : Schéma de principe des collecteur cylindro-parabolique.
www.solarpraxis.de

3.1.3. Centrale solaire à capteur parabolique :

Ce type de centrale utilise un collecteur parabolique, concentrant le rayonnement solaire à la focale du miroir parabolique, ou se situera une enceinte fermée contenant un fluide, qui après etre monté en température alimentera, dans la plupart des cas, un moteur de Stirling.

Le taux de concentration (rapport de la surface utile de captation du rayonnement à la surface éclairée de l'absorbeur) plus important de ce type de collecteur rend les centrales moins encombrantes. Le fait qu'elles utilisent un moteur de Stirling les rend plus autonome. On peut donc installer ces centrales dans des endroits isolés, pas forcement connectés au réseau électrique.

Figure 3-5 : Capteur parabolique avec moteur de Stirling.
DLR/Markus Steur

Une parabole comme celle ci-dessus peut produire de 10 à 25 kW, assez donc pour alimenter un petit village isolé.

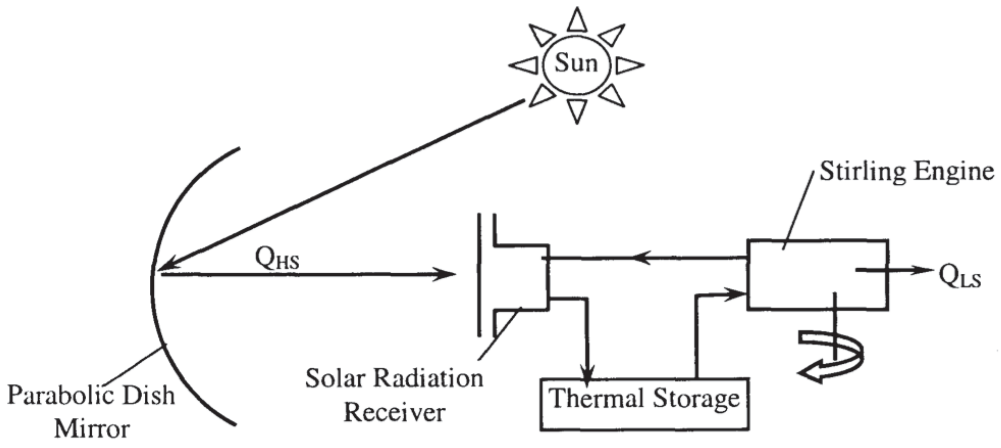


Figure 3-6 : Schéma de principe d'un collecteur parabolique couplé à un moteur de Stirling, avec stockage de l'énergie thermique. [2]

3.1.4. Centrale solaire à réflecteur de Fresnel :

Le profil particulier des miroirs parabolique et cylindro-parabolique les rend très onéreux. Le principe des miroirs de Fresnel est d'utiliser des miroirs plans, meilleur marché, de les disposer sur un axe leur permettant de pivoter afin de suivre le mouvement du soleil et de concentrer le rayonnement sur un tube collecteur. On peut aussi approximer la forme parabolique ou cylindro-parabolique des miroirs vus précédemment avec des miroirs plans, on garde ainsi une efficacité comparable à ces profils tout en rendant l'ensemble moins couteux.

Figure 3-7 : Réflecteur de Fresnel de la centrale solaire de Fresdemo, à Tabernas en Espagne.

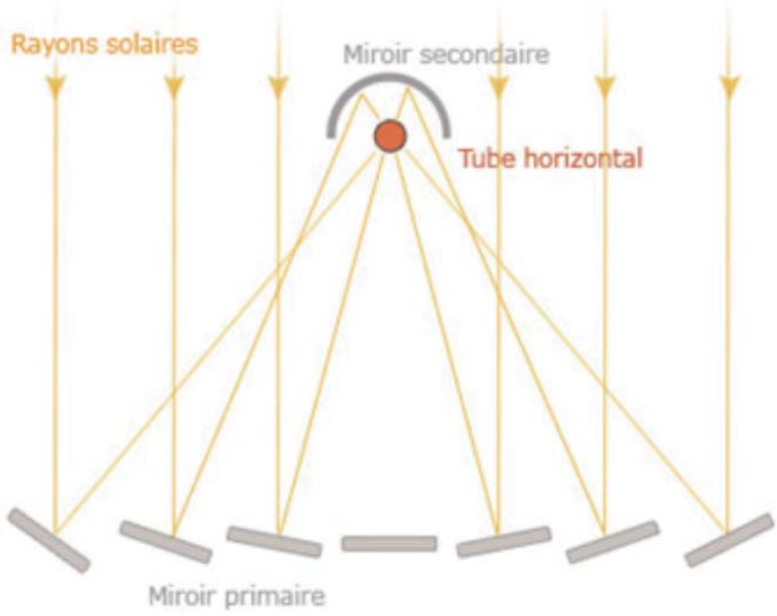


Figure 3-8 : Schéma de principe des réflecteurs de Fresnel.

3.2. Le choix de concentrateur pour notre étude :

L'université de Bucarest avait conçu des miroirs de type cylindro-parabolique entre 1976 et 1982 dans le cadre d'un contrat IPB/CNST/ICPE (Polytechnical Institut of Bucharest/National Department for Science and Technology/Research Institut for the Electrotechnical Industry). Le but de ce contrat était d'éffectuer des recherches sur les collecteurs solaire cylindro-parabolique pour « alimenter » un moteur solaire de 1-10kW [3-7]. Nous avons donc décidé de réaliser notre étude en utilisant ce type de miroirs, dans l'optique de pouvoir utiliser le matériel déjà présent pour des expérimentations futures, en cas de résultats concluants.

On peut noter que ce type de miroirs peut être utilisé à d'autre fin que la production d'électricité grâce à un couplage avec une machine thermodynamique. On peut les utiliser pour des unités de désalination de l'eau de mer, afin de la transformer en eau potable comme c'est le cas à Al-Wagan, aux Emirats Arabes Unies, ou grâce à 675m2 est produit 500m3 d'eau potable par jour [8], à la production d'eau chaude sanitaire ou de chaleur pour l'industrie, à la réfrigération ou la climatisation en couplant les miroirs à des cycles thermodynamiques adaptés.

4. Utilisation de la thermodynamique irréversible :

4.1. Point histoire :

Avant les années 30, l'étude des machines thermiques se faisait à l'aide de la thermodynamique réversible classique. Cet outil permet de modéliser des cycles thermodynamiques parfaits. Les contraintes économiques et écologiques, ainsi que le soucis d'obtenir des résultats s'approchant le plus possible des résultats théoriques préalablement obtenus, ont poussé les chercheurs à développer de nouveaux outils qui permettraient d'obtenir des modélisations non plus de machines thermiques parfaites, mais de machines thermiques « réelles ». Bejan explique ceci en 1982 [9,10] à l'aide de son « triangle de Bejan » :

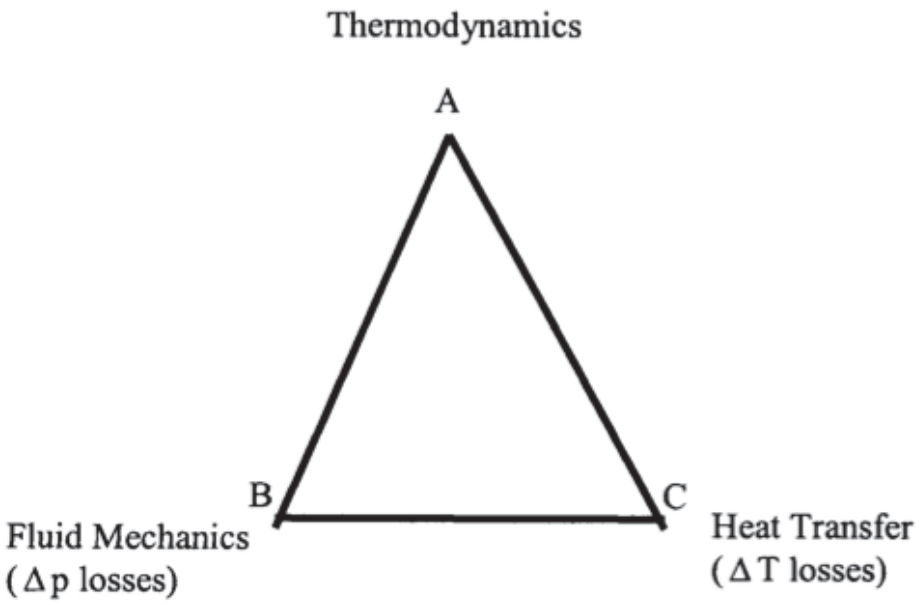


Figure 4-1 : Triangle de Bejan.

Bejan montre avec cette figure que l'étude de la thermodynamique à elle seule ne suffit pas si l'on veut obtenir des modèles se rapprochant le plus possible de la réalité. Il faudra en effet coupler la thermodynamique à des domaines comme le transfert de chaleur ou la mécanique des fluides. Cette étude couplée mettra en lumière des causes d'irréversibilités, responsable des pertes diverses que l'on peut observer sur des machines thermiques réelles.

Le premier « couplage » décrit par ce triangle a été fait en 1937, bien avant l'étude de Bejan, par un physicien allemand, M.Paul [11], qui voulait connaître l'influence de la vitesse du piston sur les performances d'une transformation de détente adiabatique d'un gaz dans un système piston-cylindre fermé. C'est le début de la thermodynamique à vitesse finie. Les irréversibilités étudiées dans ce cas seront dues aux chutes de pression dans le système (connexion A-B du triangle de Bejan). Les travaux dans ce domaine ne seront repris que dans les années 60 grâce à L.Stoicescu et S.Petrescu. En effet entre 1964 et 1988 ils publièrent des articles [12-22] traitant pour la première fois des interactions mécaniques entre le gaz et le piston dans un système piston-cylindre en considérant que le piston a une vitesse finie. Il sortit de cette étude l'expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie [23].

Le second couplage verra le jour à partir de 1958, Novicov, Alborn, Andressen, Feidt, Lampinen [24-28] mirent en pace une thermodynamique à temps finis, qui avaient comme préoccupation l'optimisation de cycles thermodynamiques basée sur les irréversibilités externes. C'est la connexion entre le coté A et C du triangle de Bejan.

De son coté Bejan mit en place une méthode d'optimisation basée sur la génération d'entropie [9,10] causée par les pertes de pression et le gradient de températures, expliquant que cette connexion entre les cotés B et C de son triangle était nécessaire.

Nous allons dans les parties qui vont suivre faire un descriptif de ce que sont la thermodynamique à temps finis et la thermodynamique à vitesse finie. Pour notre étude nous avons utilisé la thermodynamique à vitesse finie ainsi que la « méthode directe » de S.Petrescu, la partie explicative de cette dernière sera donc plus conséquente.

4.2. La Thermodynamique à Temps Finis (TTF) :

La TTF nécessite que l'on fasse des hypothèses dès le départ sur le système que l'on souhaite étudier. On verra un peu plus tard que ce point soulève plusieurs critiques. Malgré cela la TTF reste un bon outil permettant de combler le vide entre les performances prédites par la thermodynamique réversible et les performances réellement obtenues.

Les hypothèses posées pour les études effectuées grâce à la thermodynamique à temps finis sont en général les suivantes :

- Le fluide de travail est en équilibre interne à tous moments (cycle endoréversible). Cette hypothèse sous entend que le temps de relaxation du fluide de travail est très court à l'échelle du temps du cycle.
- La température du fluide de travail est différente de celle de la source et du puit. $T_{sh} > T_h > T_c > T_{sc}$
- Pas de friction, le travail se transmet du et vers le fluide de travail de façon réversible.

Le fait que les transformations soient considérées comme endoréversibles est la cause des critiques à l'encontre de la TTF. En effet, dans ce cas, ne seront considérées que les irréversibilités externes, laissant complétement de côté les irréversibilités internes, alors que dans le même temps la thermodynamique à vitesse finie va considérer les deux causes d'irréversibilités, internes et externes.

Dans son article [29], P.Salamon fait face à ces critiques en faisant la différence entre deux points de vue, le point de vue ingénieur et le point de vue physique. Pour lui le point de vue physique recherche les limites de ce qu'il est possible de faire tandis que le point de vue ingénieur cherche à déterminer le meilleur dimensionnement, les meilleurs performances possible avec la technologie et les moyens dont nous disposons. P.Salamon rappelle donc que la thermodynamique à temps finis est plus utilisée pour le point de vue physique.

Les recherches actuelles cherchent à réunir Thermodynamique à Temps Finis et Thermodynamique à Vitesse Finie dans une seule et même théorie, afin d'obtenir un outil qui permettrait de se rapprocher encore plus précisément du comportement des machines thermodynamiques réelles.

4.3. La Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF) :

Pour cette partie nous allons rentrer plus précisément dans les détails. Nous reviendrons donc dans un premier temps sur les nouveaux termes qu'il faudra bien assimiler afin de bien comprendre le fonctionnement de cette nouvelle thermodynamique. Nous commencerons donc par nous intéresser à un système dit simple. On appellera système simple un système piston-cylindre fermé, dans le quel la seule cause d'irréversibilité sera la vitesse du piston.

En thermodynamique réversible classique, dans un système piston- cylindre, la pression, P, est uniforme partout dans le cylindre et est égale à la pression exercée sur le piston. Ce n'est plus du tout le cas en thermodynamique irréversible à vitesse finie. Dans ce cas le système ne suit plus une succession d'états d'équilibre, c'est pour cette raison que de nouveaux termes devront être introduits, ces termes seront des termes dits instantanés car ils donneront une information sur l'état du système à un instant donné. Il ne va pas sans dire que l'analyse d'un tel système sera plus compliqué qu'en thermodynamique réversible classique, mais cela permettra d'avoir une description beaucoup plus précise et fidèle des systèmes réels étudiés.

4.3.1. Expressions des nouveaux termes :

Ci-dessous se trouvent les diagrammes P-V relatifs à une transformation de compression et de détente. Au premier coup d'œil la différence avec ce que nous connaissons de la thermodynamique réversible est flagrante.

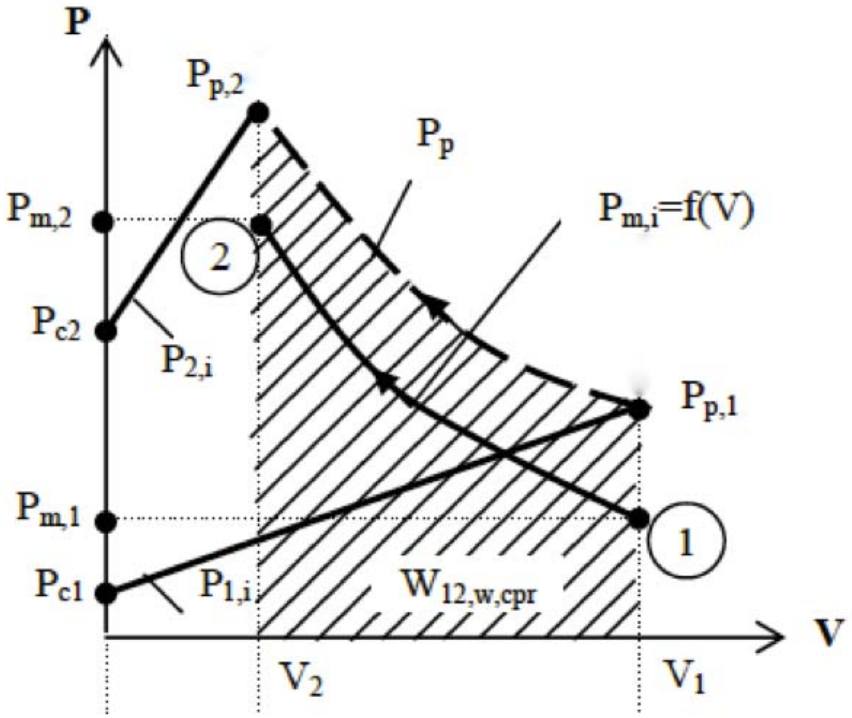


Figure 4-2 : Diagramme P-V d'une transformation de compression irréversible à vitesse finie [30-41].

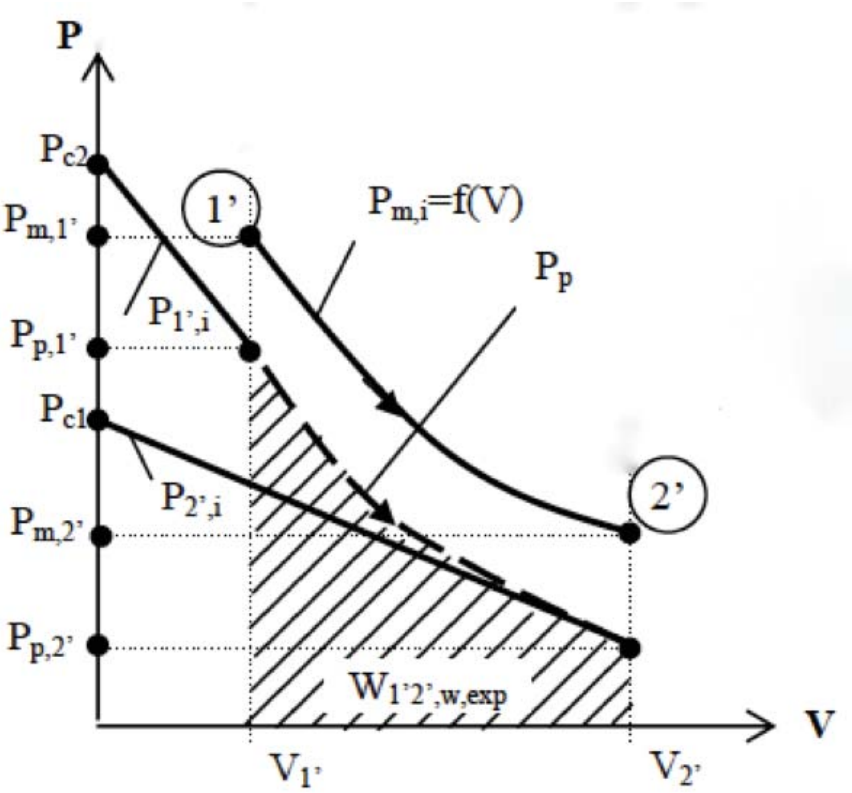


Figure 4-3 : Diagramme P-V d'une transformation de détente irréversible à vitesse finie [30-41].

La pression moyenne instantanée du gaz, $P_{m,gaz}$:

Comme on utilisait la pression moyenne dans le système, P, en thermodynamique réversible, on utilisera la pression moyenne instantanée du gaz en TVF. Ce terme est noté $P_{m,\mathrm{i}}$ sur les diagrammes $P - V$. On voit que les courbes représentant ce terme au cours de la transformation sont différentes selon que l'on soit en compression ou en détente, contrairement au cas irréversible ou ces courbes se superposeraient.

La distribution de pression instantanée du gaz, $P_{gaz,i}$:

Ce terme décrit la distribution de pression instantanée du gaz dans le cylindre, à un instant donné du mouvement du piston à la vitesse w_p. On ne connait pas vraiment l'allure de cette distribution, on supposera qu'elle est linéaire, comme on le voit sur les diagrammes $P - V$, ces termes étant représentés par les courbes $P_{1,i}$, $P_{2,i}$, $P_{1',i}$, $P_{2',i}$.

La pression sur le piston, P_p :

Cette pression est différente de la pression du gaz quel que soit l'endroit ou on prend la pression dans le système. Dans le cas d'une compression, cette pression sera plus importante qu'à n'importe quel point dans le système, et atteindra un minimum en tête de cylindre (le « fond » du cylindre), ce sera l'inverse dans le cas d'une détente dans le cylindre.

Comparaison entre le cas réversible et le cas irréversible avec une vitesse de piston finie :

Pour modéliser une transformation en thermodynamique à vitesse finie, nous n'utiliserons plus la pression d'équilibre à l'état considéré, mais la pression sur le piston à un instant donné. Cette pression s'exprime à l'aide de différents termes instantanés ainsi que de la vitesse du piston.

On voit aussi que dans le cas réversible, les courbes relatives à une compression et une détente se superposent. Le travail nécessaire à la compression et celui créé lors de la détente sont donc égaux. Dans le cadre de la TVF, le travail est représenté par l'aire sous la courbe représentant la pression sur le piston. Ces courbes n'étant pas les mêmes pour une transformation de compression et de détente, le travail pour chacune des deux transformation sera donc différent.

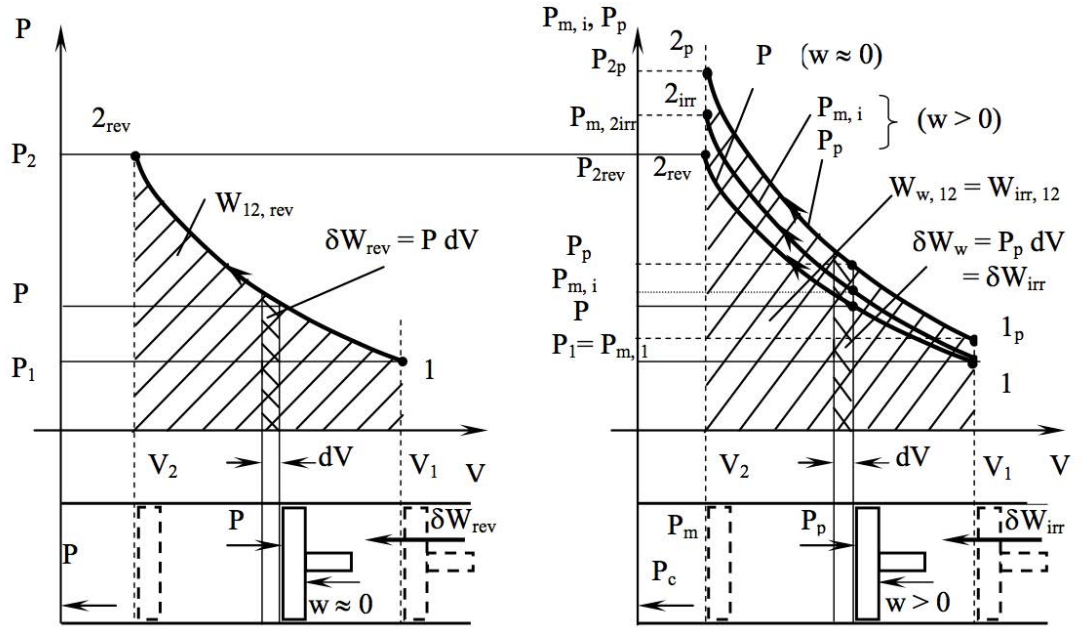


Figure 4-4 : Diagramme P-V représentant une transformation de compression dans le cas réversible (à gauche) et irréversible (à droite) [30-41].

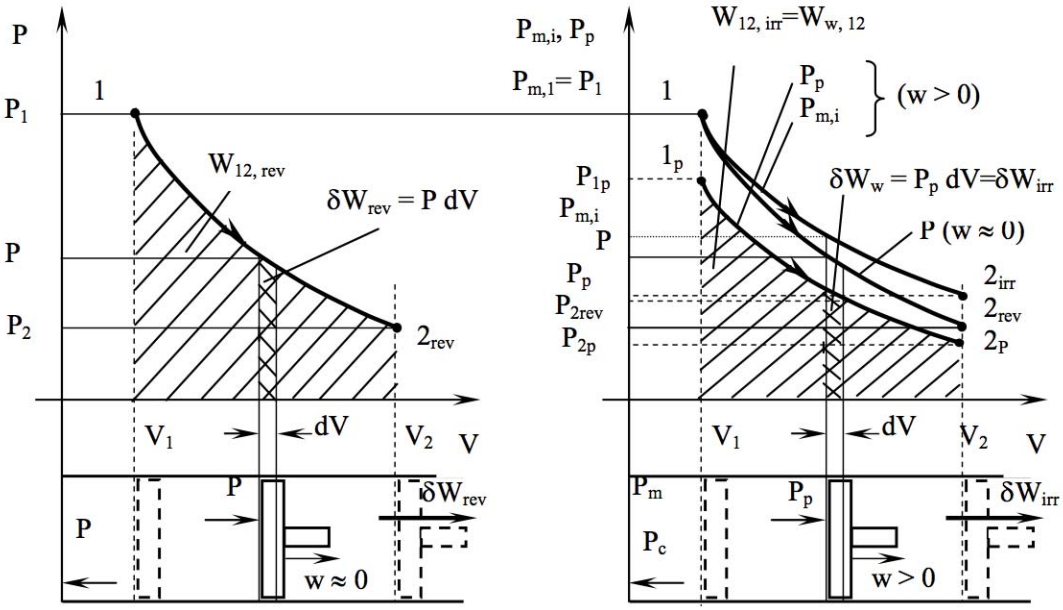


Figure 4-5 : Diagramme P-V représentant une transformation de détente dans le cas réversible (à gauche) et irréversible (à droite) [30-41].

On voit aussi qu'une compression irréversible demandera plus de travail qu'en réversible, et inversement moins de travail sera obtenu suite à une détente irréversible qu'en réversible.

4.3.2. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes simples :

Pour un système piston-cylindre fermé simple, c'est à dire pour lequel on ne tient compte que d'une cause d'irréversibilité, la vitesse finie du piston, la première loi de la thermodynamique à vitesse finie prend la forme suivante :

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - \delta W_{irr}$$

A première vue, cette expression ne diffère pas de l'expression de la première loi de la thermodynamique réversible :

$$dU_{rév} = \delta Q_{rév} - \delta W_{rév}$$

Tous les termes de l'équation irréversibles seront des termes instantanés, c'est la que réside la différence fondamentale entre ces deux équations. Prenons par exemple l'expression de l'énergie interne. En thermodynamique classique l'énergie interne spécifique est uniforme en tout point du système :

$$U = U_{rév} = mu$$

$$dU_{rév} = mc_v . dT$$

$$\Delta U_{rév} = mc_v (T_2 - T_1)$$

En thermodynamique irréversible à vitesse finie, la température n'est pas la même en tout point du système, et à chaque instant durant la transformation. Le terme énergie interne sera donc aussi un terme instantané, $u_{m,i}$, la moyenne de l'énergie interne spécifique instantanée.

$$U_{irr} = \int_{système} u . dm = m . u_{m,i}$$

$$dU_{irr} = m . du_{m,i} = mc_v . dT_{m,i}$$

$$\Delta U_{irr} = (U_2 - U_1)_{irr} = mc_v . (T_{m,2} - T_{m,1})$$

Encore une fois, les équations semblent peu différentes. Rappelons encore une fois le sens des termes qui les constituent. T_1 représente la température d'équilibre à l'état 1, tandis que $T_{m,1}$ représente la température moyenne instantanée à l'état 1.

Expression de δQ_{irr} :

Le transfert de chaleur irréversible est dû à l'existence d'un gradient de température entre le gaz dans notre cylindre et une source externe. En thermodynamique irréversible à vitesse finie on utilisera la moyenne des températures instantanées afin de caractériser le système. Pour un cas comme le nôtre, où la chaleur passe à travers une paroi solide, d'une source externe au gaz à l'intérieur de la paroi, on écrit δQ_{irr} de la façon suivante :

$$\delta Q_{irr} = \dot{Q}.d\tau = U_g.A.\left(T_{m,i} - T_S\right).d\tau$$

Où U_g est le coefficient global de transfert de chaleur, et A la section de transfert, entre la source externe et le gaz. A peut être exprimé comme étant une constante, ou fonction de la position du piston.

Expression de δW_{irr} :

Il a fallu à S.Petrescu et L.Stoicescu 7 ans pour développer 4 modèles décrivant le travail irréversible d'un système fermé piston-cylindre fonctionnant à vitesse finie. Voici les expressions du travail δW_{irr} obtenues avec ces modèles :

- Modèle de la cinétique moléculaire simple [42,43] :

$$\delta W_{irr} = P_{m,i}.\left[1 \pm \frac{aw_p}{c} + \frac{bw_p^2}{c^2} \pm \cdots\right].dV$$

$$a = 2 \quad ; \quad b = 5 \quad ; \quad c = \sqrt{3RT_{m,i}}$$

- Modèle de la cinétique moléculaire avancée [-], basé sur la distribution de Maxwell-Boltzmann [44,45], et le principe de temps de relaxation finis dans le système :

$$\delta W_{irr} = P_{m,i}.\left[1 \pm 2{,}764\frac{w_p}{c} + 3\frac{w_p^2}{c^2} \pm 1{,}283\frac{w_p^3}{c^3} + \cdots\right].dV$$

- L'analyse phénoménologique basé sur la propagation des ondes de pression. Le modèle phénoménologique des interactions entre le piston et le gaz est basé sur l'hypothèse qu'il y a propagation d'une

onde de pression générée par la vitesse finie du piston et la vitesse du son dans le gaz [42 ,43]. En admettant que la vitesse du son peut s'écrire

$$c_s = \sqrt{kRT_{m,i}}$$

Alors on a

$$\delta W_{irr} = P_{m,i}.\left[1 \pm k\left(\frac{w_p}{c_s}\right)\right].dV$$

- Approche de la seconde loi basé sur les travaux de Onsager et Prigogine [46]:

$$\delta W_{irr} = P_{m,i}.\left[1 \pm K_1.w_p\right].dV$$

Où K_1 dépend des propriétés et de la température instantanée moyenne du gaz.

On peut voir que toutes ces expressions ont sensiblement la même forme. On utilisera par la suite l'expression suivante :

$$\delta W_{irr,w} = P_p dV$$

$$\delta W_{irr,w} = P_{m,i}\left(1 \pm \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}}\right).dV$$

4.4. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes complexes :

Après avoir développé cette première loi dans le cas des systèmes simples, nous allons désormais nous baser dessus et ajouter deux nouvelles causes d'irréversibilités, la friction entre le piston et le cylindre et le laminage dû au passage du fluide dans un échangeur de chaleur, dans un régénérateur ou dans les valves d'admission et de refoulement des cylindres du compresseur et du détendeur. Ces irréversibilités vont causer des chutes de pression, nous écrirons dans cette partie les expressions décrivant ces chutes de pression.

4.4.1. Effet de la chute de pression dû au laminage :

Dans cette partie, nous considèrerons qu'un gaz parfait s'écoule à travers un régénérateur.

Rappel sur le rôle du régénérateur : Contrairement à un échangeur de chaleur, le régénérateur fonctionne à un seul flux, alternativement dans un sens puis dans l'autre. L'échange de chaleur se fait par capacité calorifique, la chaleur est « stockée » dans un matériau lorsque le fluide traverse le régénérateur dans un sens, en attendant d'être recéder au fluide, lorsque celui ci parcours le sens inverse. Cela permet si on prend l'exemple d'un moteur de Stirling, de ne pas céder trop de chaleur au compartiment froid du piston, lorsque le fluide quitte le compartiment chaud vers le froid, et inversement pour ne pas trop refroidir le compartiment chaud.

Comme on le voit sur le schéma ci dessous, le régénérateur divise le cylindre en deux parties, et on observe bien une chute de pression lorsque le gaz passe à travers.

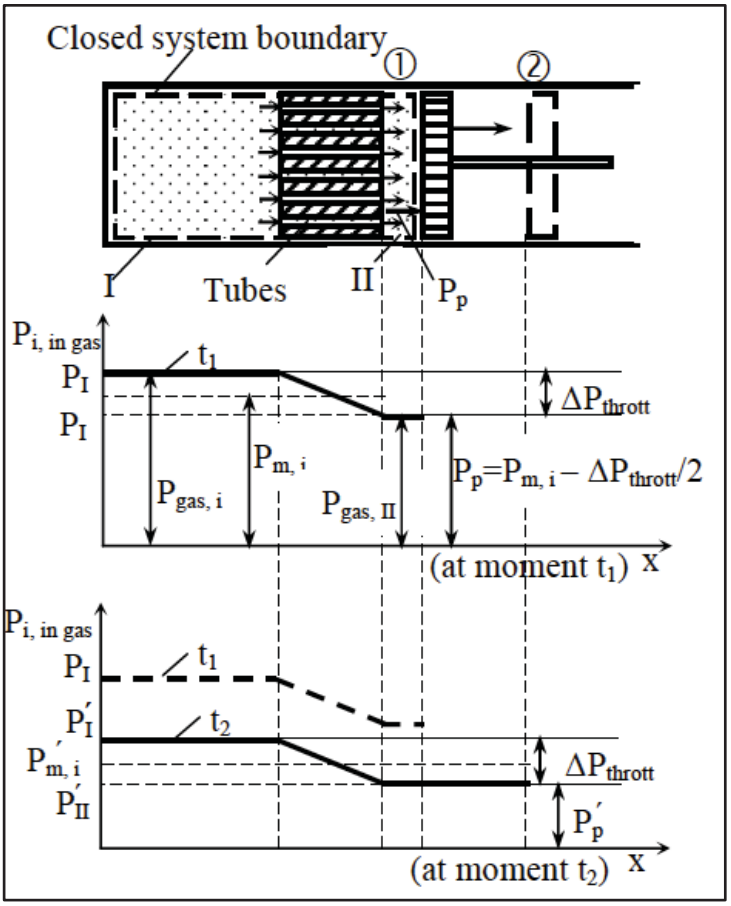


Figure 4-6 : Distribution instantanée de pression d'un gaz dans un cylindre comportant un régénérateur, durant une détente à vitesse de piston finie [23].

On rappel l'expression du travail fourni lors d'une compression à vitesse finie :

$$\delta W_{irr} = P_P . dV$$

Comme nous l'avons vu, la pression sur le piston, P_P, doit être exprimée avec la pression moyenne instantanée, $P_{m,i}$. Ce sera toujours le cas et on exprimera P_P de la façon suivante, dans le cas d'une détente à vitesse finie :

$$P_P = P_{m,i} - \frac{\Delta P_{thr}}{2} = P_{m,i} \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_{thr}}{2P_{m,i}}\right)$$

Dans le cas d'une transformation de compression, nous avons le schéma ci-dessous:

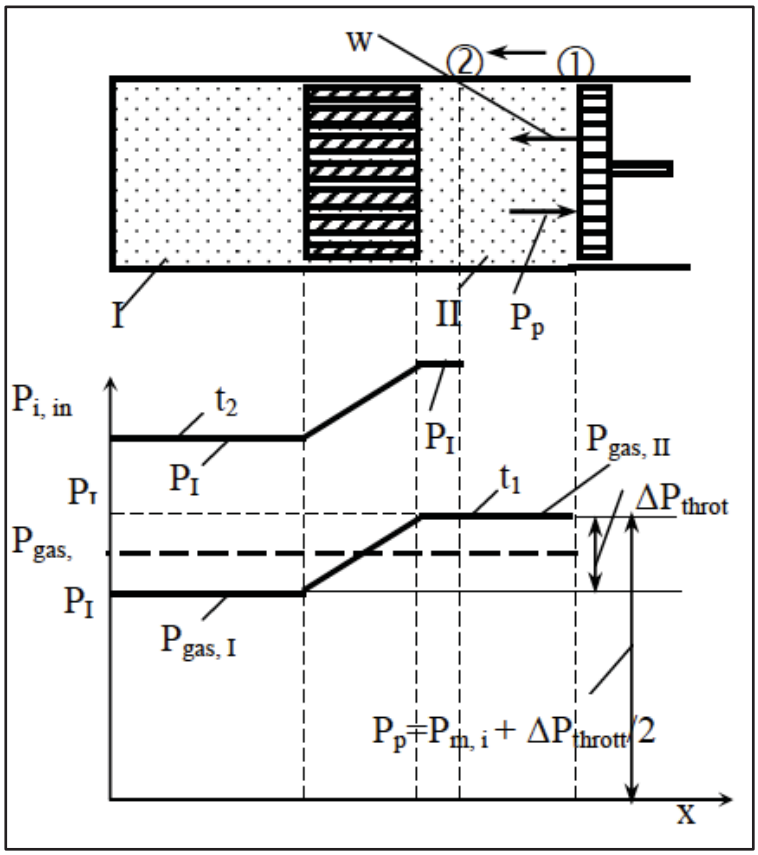


Figure 4-7 : Distribution instantanée de pression d'un gaz dans un cylindre comportant un régénérateur, durant une compression à vitesse de piston finie [23].

On observe toujours une chute de pression lorsque le gaz passe à travers le régénérateur mais cependant l'expression de P_P n'est pas la même :

$$P_P = P_{m,i} + \frac{\Delta P_{thr}}{2} = P_{m,i} \cdot \left(1 + \frac{\Delta P_{thr}}{2P_{m,i}}\right)$$

Selon les besoins et l'utilisation que l'on veut en faire, le régénérateur sera placé à différents endroits dans le cylindre. Cela aura une influence sur l'expression de P_P, on introduit donc un coefficient b permettant d'avoir une équation juste quelque soit la position du régénérateur. Le schéma suivant fait l'état des différents cas :

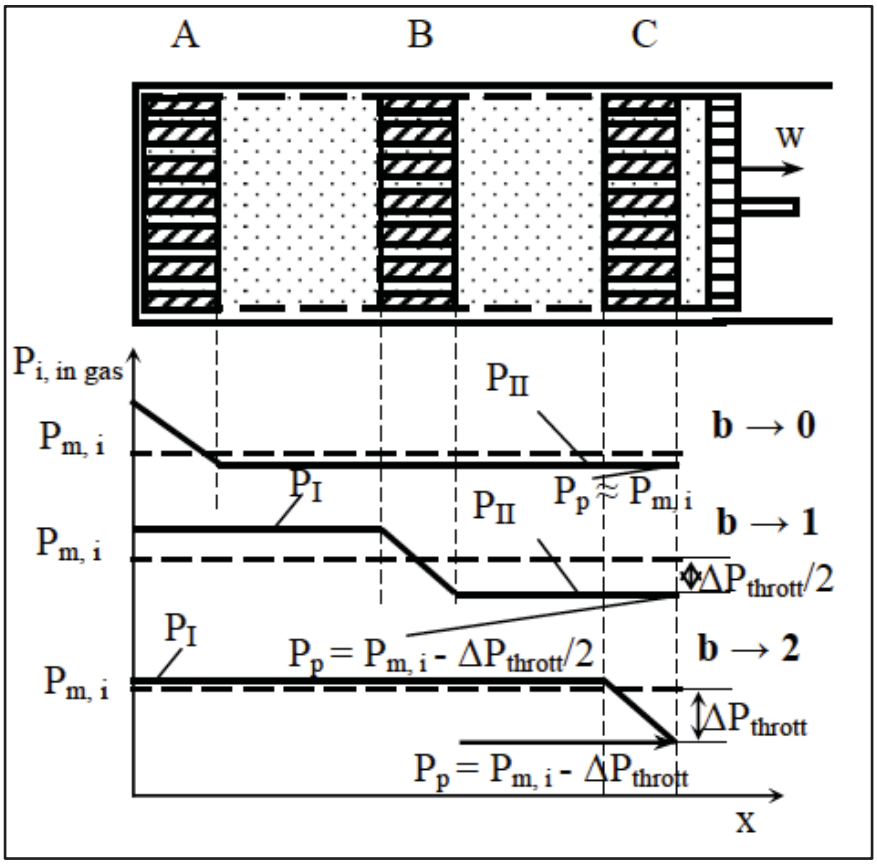


Figure 4-8 : Effet de la position du régénérateur dans le cylindre sur la valeur du coefficient b [23].

On obtient donc l'équation générale suivante :

$$P_P = P_{m,i} \cdot \left(1 \pm \frac{b.\Delta P_{throtts}}{2P_{m,i}}\right)$$

Le signe (+) dans le cas d'une compression et le signe (-) dans le cas d'une détente.

4.4.2. Effet de la chute de pression dû à la friction entre piston et cylindre :

La friction entre piston et cylindre est une source importante d'irréversibilités. Prenons par exemple le cas où un gaz parfait est soumis à une détente adiabatique et où la friction n'est plus négligée, comme c'est le cas dans la figure suivante :

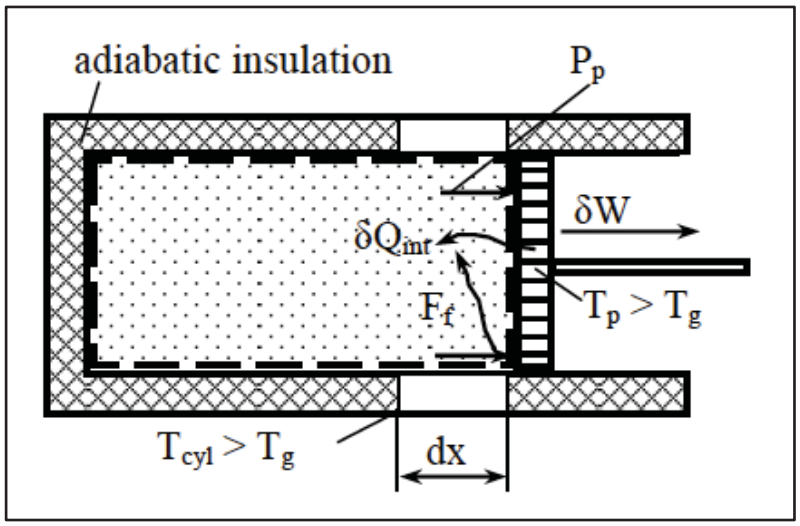


Figure 4-9 : Détente adiabatique avec friction [23].

Le travail mécanique perdu dû à la friction va être dissipé dans le piston et le cylindre, augmentant de cette façon leur énergie interne. Cela va entraîner une augmentation de la température du cylindre et du piston, cette température sera supérieur à celle du gaz. On observera donc un transfert de chaleur entre le piston et le cylindre, et le gaz. On peut écrire l'expression de la chaleur reçue par le gaz :

$$\delta Q_{int,exp} = f\left|\delta W_f\right| > 0$$

$$\delta W_f = \Delta P_f . dV$$

Dans le cas d'une compression on peut voir sur le schéma suivant que la zone du cylindre chauffée par la friction avec le piston n'est plus en contact avec le gaz.

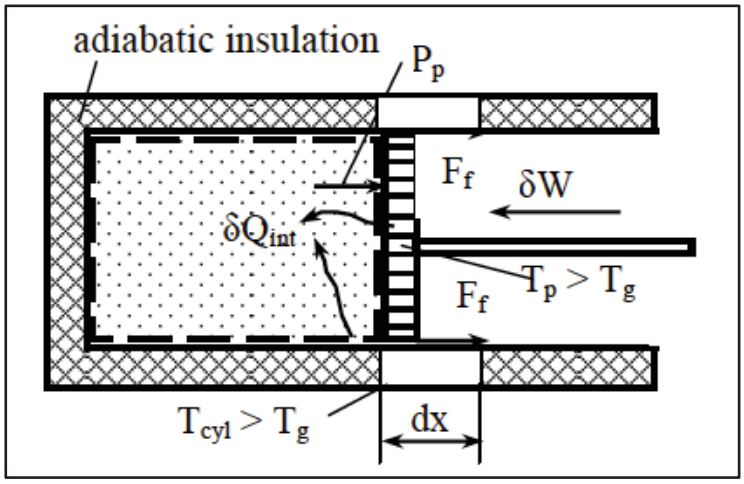


Figure 4-10 : Compression adiabatique avec friction [23].

Nous aurons cependant un transfert de chaleur entre le piston et le gaz, comme dans le cas de la détente.

Dans les deux cas nous avons :

$$dU_g = \pm f.\Delta P_f.dV - P_{m,i}dV$$

$$dU_g = -P_{m,i}\left(1 \pm f.\frac{\Delta P_f}{P_{m,i}}\right)dV$$

Avec (+) pour la compression et (-) pour la détente. Le terme f est un coefficient compris entre 0 et 1 donnant une information sur l'importance de la friction. Lorsqu'il est nul, la chaleur causée par la friction n'est absolument pas transmise au fluide, tandis que lorsqu'il est égal à 1, l'intégralité de la chaleur due à la friction est transmise au fluide.

Nous pouvons désormais écrire l'expression de l'énergie interne pour un cas plus général, où le système échangera du travail et de la chaleur avec l'extérieur, dans le cas ou la friction n'est pas négligée :

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - P_{m,i}\left(1 \pm f.\frac{\Delta P_f}{P_{m,i}}\right)dV$$

4.4.3. Expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes complexes :

A ce stade, nous avons étudié séparément chaque cause d'irréversibilités, nous pouvons désormais écrire l'équation générale les regroupant toutes. On appellera

cette équation la première loi de la thermodynamique des transformations à vitesse finie pour des systèmes complexes :

$$dU_{irr,w,f,thr} = \delta Q_{irr,w,f,thr} - P_{m,i}\left(1 \pm \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}} \pm \frac{b\Delta P_{thr}}{2P_{m,i}} \pm \frac{f\Delta P_f}{P_{m,i}}\right)dV$$

Et l'expression du travail pour une transformation irréversible avec friction et laminage :

$$\delta W_{irr,w,f,thr} = P_{m,i}\left(1 \pm \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}} \pm \frac{b\Delta P_{thr}}{2P_{m,i}} \pm \frac{\Delta P_f}{P_{m,i}}\right)dV$$

On remarque que les parties relatives à la friction sont différentes dans l'expression de l'énergie interne et du travail. L'expression du travail ne comporte pas le coefficient f pour la bonne raison qu'il donne une information sur la chaleur transmise, ou pas, au fluide, cela n'a donc pas sa place dans l'expression du travail. On le rajoute dans l'expression de l'énergie interne car cette chaleur due à la friction n'est pas prise en compte dans le δQ_irr et il serait plus compliqué de le faire. On met donc en place ce coefficient de façon à nous simplifier la tache et de pouvoir voir clairement l'impact de la friction sur les pertes dans le système.

4.4.4. La « méthode direct » :

Mise en place par S.Petrescu [23], cette méthode permet de modéliser et d'optimiser un cycle thermodynamique irréversible. Le principe est assez simple, comme en thermodynamique classique nous allons décomposer le cycle étudié en transformations connues, prendre ces transformations une par une et écrire la première loi de la thermodynamique à vitesse finie relative à chacune d'entre elles. Nous pourrons ainsi écrire les températures de notre cycle en fonction de nos conditions initiales, ce qui nous permettra d'obtenir la puissance, l'efficacité ou tout autre fonction de notre cycle.

Nous avons donc maintenant tout les outils nécessaires à la modélisation d'un cycle thermodynamique à l'aide de la thermodynamique à vitesse finie.

5. Présentation du système étudié :

Comme nous l'avons expliqué en introduction, le but de ce projet est d'étudier un système domestique de génération d'énergie électrique, et si possible d'eau chaude sanitaire, grâce à la concentration solaire. Des études similaires sont menées un peu partout dans le monde, le but étant de déterminer quel cycle thermodynamique est le plus adapté et économiquement viable pour ce type d'installation. M.Costea, S.Petrescu, M.Feidt, I.Dura et N.Boriaru ont, dans le cadre d'une conférence organisé par la Société Française de Thermodynamique, présenté une étude sur ce concept fonctionnant avec un moteur de Stirling [47]. Cette technologie, malgré les très bons résultats obtenus, présente l'inconvénient d'être plus coûteuse en matériel que les autres alternatives qui s'offrent à nous.

5.1. Quel cycle pour notre étude ?

Une étude similaire ayant déjà été menée avec un moteur de Stirling par nos collègues et encadrant durant ce stage [47], nous nous pencherons plus sur le choix d'une turbine à gaz, qui fonctionnera soit sous le cycle de Brayton-Joule soit sous le cycle de Rankine. Nous étions deux étudiants présents en Roumanie pour ce stage, nous avons donc travaillé en collaboration sur ces deux cycles, chacun de nous menant l'étude sur un des deux cycles.

Ce rapport traitera de l'étude du système fonctionnant sous le cycle de Brayton-Joule. Ce cycle fonctionne avec un fluide à l'état gazeux. Selon le fluide utilisé, le cycle sera ouvert ou fermé. Nous avons fait le choix d'utiliser l'air, tout d'abord parce que c'est le fluide le plus accessible. Il sera puisé à température et pression ambiante, nous n'aurons donc pas à nous soucier de son prix. Nous considérerons cet air comme étant un gaz parfait, cela nous facilitera les calculs au moment d'utiliser la première loi de la thermodynamique à vitesse finie.

5.2. Le cycle de Brayton-Joule :

Le cycle de Brayton-Joule est représenté de la façon suivante sur les diagrammes P-V et T-s :

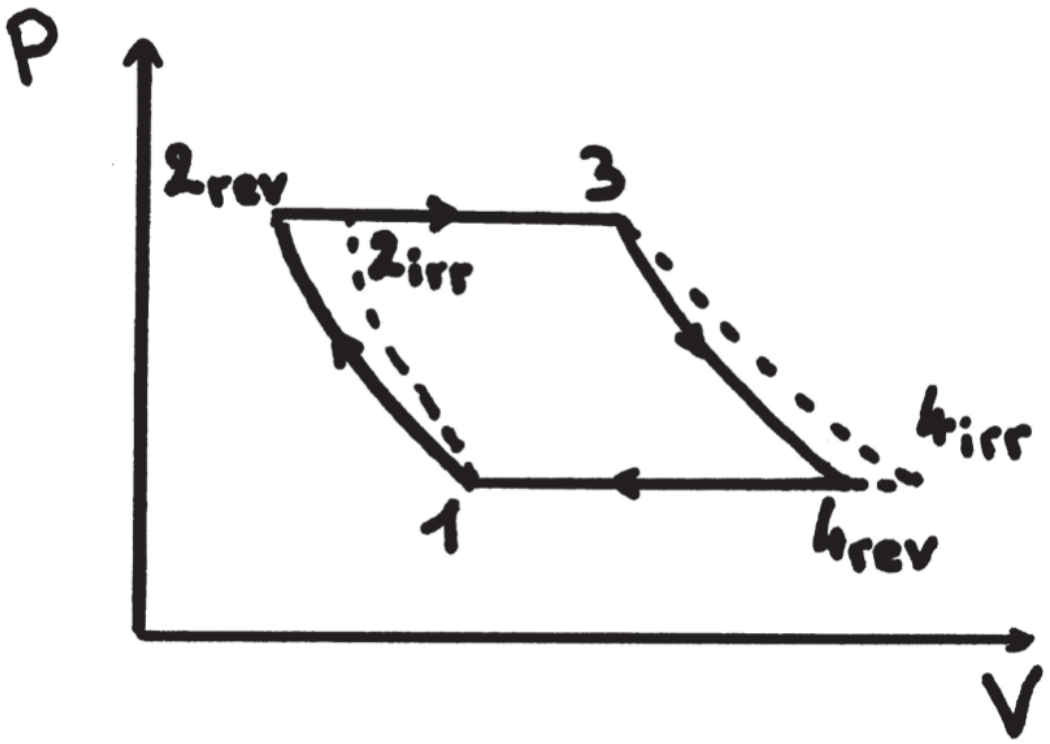


Figure 5-1 : Cycle de Brayton-Joule irréversible représenté en diagramme P-V.

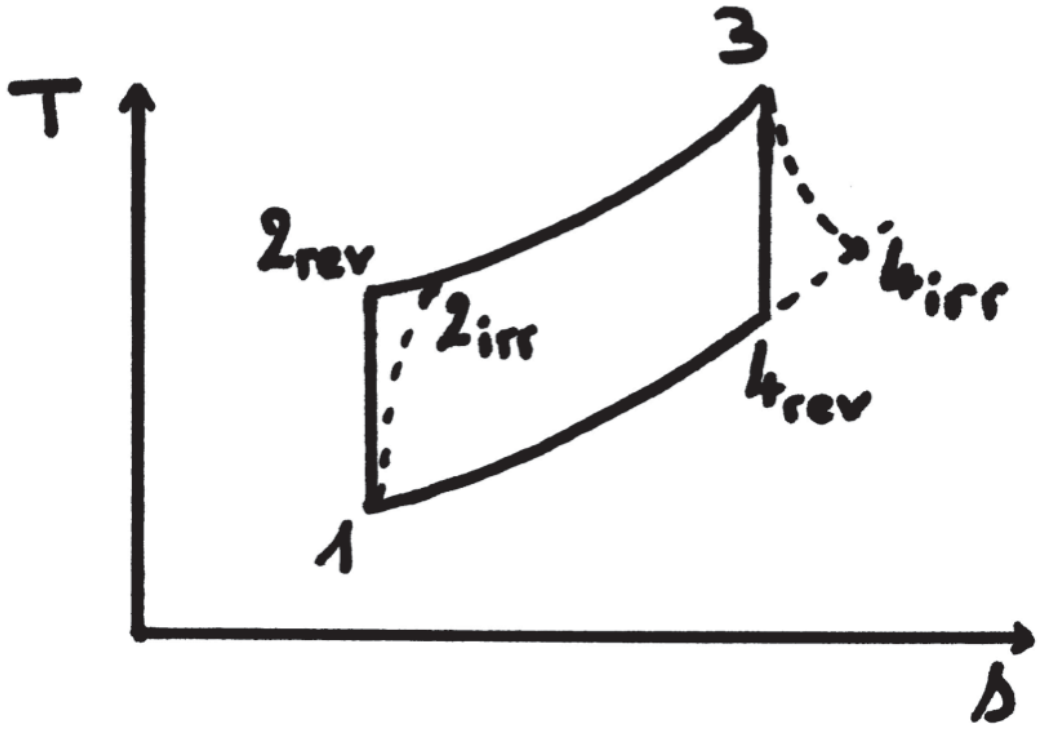


Figure 5-2 : Cycle de Brayton-Joule irréversible représenté en diagramme T-s.

Le cycle de Brayton-Joule est le cycle généralement utilisé dans les turbines à gaz. En fonction du fluide cyclé utilisé, le cycle sera ouvert ou fermé. Nous avons fait le choix de l'air, qui n'étant pas nuisible pour l'environnement, nous autorisera à fonctionner en cycle ouvert. Ce choix nous facilitera la tâche puisque nous n'aurons pas à nous soucier de réintégrer le fluide à une certaine température dans le compresseur.

Le cycle se compose d'une compression adiabatique 1->2, d'une transformation isobare 2->3 où le fluide va récupérer la chaleur d'une source externe. Viens ensuite une détente adiabatique 3->4. La transformation isobare 4->1 n'aura pas lieu ici, puisque nous fonctionnons en cycle ouvert. Nous effectuerons à la place un calcul rapide d'échange de chaleur à un fluide externe au cycle, nous utiliserons la chaleur de notre air cyclé à l'état 4 pour chauffé de l'eau dans un circuit secondaire. Une fois cette chaleur cédée, l'air se trouvera à pression atmosphérique et à une température qui nous permettra de l'évacuer dans l'atmosphère.

5.3. Schéma du système :

Le système étudié ne sera pas vraiment une turbine à gaz, quoique reprenant le même principe que cette dernière. En effet nous voulons effectuer notre étude à l'aide de la thermodynamique à vitesse finie, or nous avons vu précédemment que les recherches menées sur cette branche de la thermodynamique ont été faites sur des systèmes piston cylindre. Notre système suivra donc le schéma suivant :

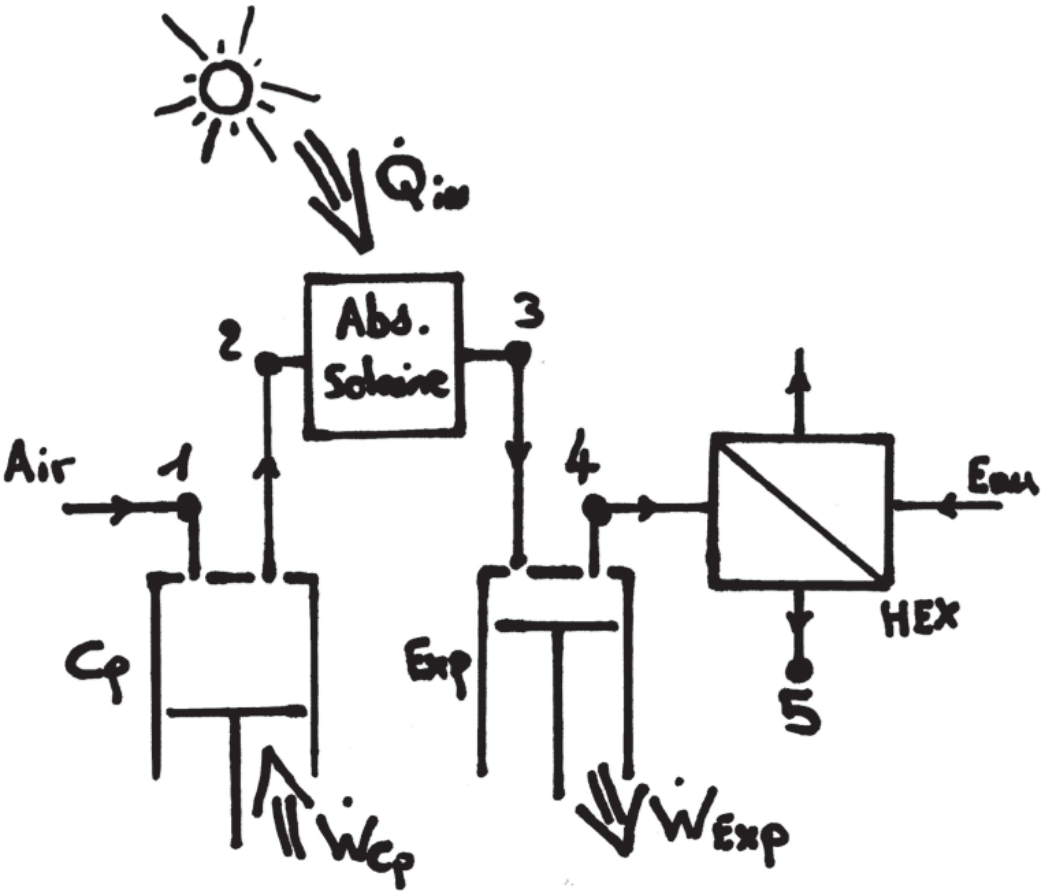


Figure 5-3 : Schéma de notre machine.

Comme nous pouvons le voir, contrairement à ce que l'on peut trouver dans une turbine à gaz classique, ici les transformations de compression et de détente seront assurées dans des cylindres, à l'aide de pistons. L'air sera prélevé de l'ambiant et compressé dans le cylindre compresseur (Cp sur le schéma). Il sera ensuite envoyé vers notre échangeur de chaleur, qui sera ici un absorbeur solaire. Il y recevra le rayonnement solaire concentré par nos miroirs cylindro-paraboliques. Une fois chauffé, l'air sera envoyé dans le cylindre détendeur (Exp sur le schéma) afin qu'il nous fournisse le travail mécanique qui sera converti en énergie électrique et qui alimentera notre habitation, ou notre secteur si il s'avère que ce type d'installation ne permette pas de remplir son rôle pour une habitation individuelle dans des conditions de fonctionnement raisonnables et réalisables, sans perdre de vue le coté encombrement de l'installation.

Le point très intéressant d'une installation domestique comme celle-ci est la possibilité d'y installer une unité de cogénération permettant de récupérer et d'utiliser la chaleur du fluide en fin de détente, par exemple pour fournir notre foyer en eau chaude sanitaire. Ce point nous permettra d'obtenir des rendements très intéressants comparé aux rendements des grosses installations industrielles qui ne récupèrent pas toujours cette chaleur, bien souvent pour des raisons d'éloignements avec toute autre structure susceptible d'utiliser le fluide calorifique chaud, la vapeur ou par exemple l'eau chaude sanitaire qui seraient produits grâce à cette chaleur récupérée.

Le système est maintenant connu, nous allons désormais pouvoir le modéliser.

6. Modélisation du cycle :

Nous pouvons voir l'étude de deux façons différentes. Une première approche consisterait à fixer la surface de miroirs utilisée et d'en déterminer la puissance mécanique, et ensuite électrique, que nous pourrions en tirer. La deuxième approche consisterait à fixer la puissance que nous voulons obtenir et de faire l'étude du cycle pour déterminer la surface de miroirs nécessaire à l'obtention de cette puissance.

Lors de ce stage nous avons choisi de fixer la puissance du cycle. Le but maintenant est de fixé le moins de paramètres possible, il nous faudra faire des choix quant à ceux que nous allons fixer. L'étude se déroulera en deux parties, dans une première nous fixerons l'efficacité du cycle et en déterminerons la température, T_3, du fluide en sortie d'absorbeur solaire. Pour la deuxième nous fixerons cette température de sortie d'absorbeur et suivront le déroulement de l'étude pour déterminer l'efficacité du cycle et donc le rendement global de notre installation.

Après avoir modéliser notre cycle nous décrirons le raisonnement suivant pour la partie thermique, concentration solaire, afin de dimensionner notre absorbeur solaire et d'en tirer la surface de nos miroirs.

Pour les deux parties les paramètres suivant seront fixés :

P_1 (Pa) =	100000	**T_1 (K) =**	298
k=	1,35	**h_1 ($J.kg^{-1}$) =**	328736,5714
R ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) =	286	**f =**	0,5
Puissance (kW)=	3,333		

La puissance fixée ici sera en fait la puissance mécanique de notre cycle. En admettant que nous utilisons un alternateur dont le rendement est égal à 90%, nous aurons au final une puissance électrique de 3kW.

Il nous faudra aussi poser des hypothèses afin d'exprimer les termes de pression et de température instantanés dont nous avons besoin pour l'écriture de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie. Nous allons écrire la pression et la température moyenne instantanée relative à la transformation de compression 1->2 :

$$T_{m,1\to2} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$P_{m,1\to2} = \frac{P_1 + P_2}{2} = \frac{P_1}{2} * \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{P_1}{2} * \left(1 + \lambda_p\right)$$

avec

$$\lambda_p = \frac{P_2}{P_1}$$

Pour ce qui est de l'expression de la pression instantanée, nous connaissons désormais tous les termes. Ce n'est pas le cas de l'expression de la température instantanée, qui est en fonction de T_2 que nous cherchons justement à exprimer. Nous allons donc utiliser l'équation des gaz parfait relative à une transformation adiabatique :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Le terme de température instantanée devient donc :

$$T_{m,1\to2} = \frac{T_1}{2}.(1 + \lambda_p^{\frac{k-1}{k}})$$

Nous faisons de même pour les termes instantanés relatifs à la transformation de détente 3->4 :

$$P_{m,3\to4} = \frac{P_1 + P_2}{2} = \frac{P_1}{2}(1 + \lambda_p)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{m,3\to4} = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{T_3}{2}\left(1 + \frac{T_4}{T_3}\right) = \frac{T_3}{2}\left(1 + \left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)$$

Nous pouvons désormais commencer les deux études de modélisation.

6.1. Etude 1 : température T_3 fixée:

Nous n'allons pas fixé tout de suite cette température, nous considérerons seulement qu'elle est connue. De cette façon nous avons des expressions analytiques tout le long de l'étude. Nous allons donc commencer par faire l'étude des transformations de compression et de détente à l'aide de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie.

6.1.1. Etude de la compression 1->2 :

Il s'agit d'une compression adiabatique durant lequel on va amener l'air d'une pression P_1 et d'une température T_1 à une pression haute P_2 et une température T_2. On écrit la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour cette transformation :

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - \delta W_{irr}.dV$$

La transformation étant adiabatique, on a :

$$\delta Q_{irr} = 0$$

On exprime le travail en fonction de la pression sur le piston :

$$\delta W_{irr} = P_p.dV$$

Et la pression sur le piston en fonction des différentes causes d'irréversibilités :

$$P_p = P_{m,1\to2}.B_{irr}$$

Le terme B_{irr} de l'équation précédente représente les différentes causes d'irréversibilités. Nous allons l'exprimer en fonction de chacune des causes d'irréversibilités, en commençant par le cas d'un système simple, puis en ajoutant un à un la friction puis le laminage. De cette façon nous pourrons voir clairement l'influence de chacune de ces causes d'irréversibilités. Pour ne pas se perdre nous utiliserons des indices afin de toujours savoir dans quel cas nous nous trouvons :

w : pour les pertes de pression dues à la vitesse finie du piston.

f : pour les pertes de pression dues à la friction.

thr : pour les pertes de pression dues au laminage (throttling en anglais).

Pour chaque cas on a donc les termes suivants :

$$B_{Ad,1\to2,w} = 1 + \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,1\to2}}}$$

$$B_{Ad,1\to2,w,f} = 1 + \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,1\to2}}} + \frac{f\Delta P_f}{P_{m,1\to2}}$$

$$B_{Ad,1\to2,w,f,thr} = 1 + \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,1\to2}}} + \frac{f\Delta P_f}{P_{m,1\to2}} + \frac{\Delta P_{thr}}{P_{m,1\to2}}$$

Il nous faut maintenant exprimer les termes de perte de pression, ΔP_f et ΔP_{thr}, au risque de ne pas pouvoir aller plus loin dans l'étude. Les termes ΔP_f et ΔP_{thr} représentent la chute de pression due respectivement à la friction et au laminage. Dans le cours de S.Petrescu [48], on trouve les travaux d'Heywood [49] nous montrant qu'il est possible d'exprimer ces termes de chutes de pression de façon empirique en fonction de la vitesse du piston. Nous utiliserons donc ces expressions :

$$\Delta P_f = 0{,}97 + 0{,}45 * \frac{w_p}{100z} \text{ [bar]}$$

$$\Delta P_{thr} = 0{,}45 * \left(\frac{w_p}{100z}\right)^2 \text{ [bar]}$$

Avec z la course du piston.

Il y a cependant une hypothèse à faire concernant ces formules. En effet elles représenteraient les chutes de pression sur l'ensemble du cycle. Il nous faudra donc leur attribuer un coefficient afin de les intégrer dans les équations traitant chaque transformation afin d'avoir une valeur de perte de pression ΔP_f et ΔP_{th} cohérent pour chaque transformation. Je vais donc émettre l'hypothèse que les pertes de pression dues à la friction et au laminage sont les mêmes dans les 3 modules de mon cycle (compresseur, détendeur et collecteur solaire).

Concernant la course du piston on admettra qu'elle est de 7cm.

On peut désormais appliquer la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour notre compression adiabatique :

$$dU_{irr} = -P_{m,1\to2}.\, B_{Ad,1\to2}.dV$$

$$mc_v dT = -\frac{mRT}{V} B_{Ad,1\to2}\text{dV}$$

$$\frac{1}{B_{Ad,1\to2}(k-1)}.\frac{dT}{T} = -\frac{dV}{V}$$

On intègre cette expression entre les points 1 et 2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{B_{Ad,1\to2}(k-1)}{B_{Ad,1\to2}(k-1)+1}}$$

$$T_{2,Ad,w} = T_1.\left(\lambda_p\right)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)+1}}$$

$$T_{2,Ad,w,f} = T_1.\left(\lambda_p\right)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w,f}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w,f}(k-1)+1}}$$

$$T_{2,Ad,w,f,thr} = T_1.\left(\lambda_p\right)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w,f,thr}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w,f,thr}(k-1)+1}}$$

On peut vérifier que jusque là la théorie utiliser est cohérente, en se mettant dans les conditions « réversibles » (vitesse du piston nulle) et voir si on retrouve bien l'expression obtenue pour une transformation adiabatique à l'aide de l'équation des gaz parfaits, que nous connaissons. On reprend l'expression de la température à l'état 2, $T_{2,Ad,w}$:

$$T_{2,Ad,w} = T_1.\left(\lambda_p\right)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)+1}}$$

avec

$$B_{Ad,1\to2,w} = 1 + \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,1\to2}}}$$

Si nous sommes en thermodynamique réversible, la vitesse du piston est nulle, notre terme irréversibilités devient :

$$B_{Ad,1\to2,w} = 1$$

Et on retrouve bien l'expression normalement obtenue en thermodynamique réversible :

$$T_2 = T_1.\left(\lambda_p\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Nous continuerons l'étude sans détailler les différents termes, les expressions étant beaucoup trop lourdes. A titre d'exemple voici l'expression analytique de la température au point 2 :

$$T_{2,Ad,w,f,thr} = T_1.(\lambda_p)^{\frac{\left(1+\frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3R\frac{T_1}{2}.(1+\lambda_p^{\frac{k-1}{k}})}}+\frac{f.\frac{10^5}{3}\left(0,97+0,45.\frac{w_p}{100z}\right)}{\frac{P_1}{2}.(1+\lambda_p)}+\frac{\frac{10^5}{3}\left(0,45.\left(\frac{w_p}{100z}\right)^2\right)}{\frac{P_1}{2}.(1+\lambda_p)}\right)^{(k-1)}}{\left(1+\frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3R\frac{T_1}{2}.\left(1+\lambda_p^{\frac{k-1}{k}}\right)}}+\frac{f.\frac{10^5}{3}\left(0,97+0,45.\frac{w_p}{100z}\right)}{\frac{P_1}{2}.(1+\lambda_p)}+\frac{\frac{10^5}{3}\left(0,45.\left(\frac{w_p}{100z}\right)^2\right)}{\frac{P_1}{2}.(1+\lambda_p)}\right)^{(k-1)+1}}$$

On remarque que nous avons deux variables dans cette équation, le taux de compression λ_p et la vitesse du piston w_p . L'étude étant effectuée en thermodynamique à vitesse finie nos résultats seront fonctions de la vitesse du piston. Pour ce qui est du taux de compression nous avons fait le choix de ne pas le fixer car c'est une grandeur très importante dans notre cycle, nous aurons donc la possibilité d'étudier son influence sur nos résultats.

Les expressions de températures vont nous permettre d'obtenir les valeurs d'enthalpie du point 2, et ensuite le travail de la transformation 1->2 :

$$h_{2,Ad,w} = R.\frac{k}{k-1}\ .T_{2,Ad,w}$$

$$h_{2,Ad,w,f} = R.\frac{k}{k-1}\ .T_{2,Ad,w,f}$$

$$h_{2,Ad,w,f,thr} = R.\frac{k}{k-1}\ .T_{2,Ad,w,f,th}$$

$$w_{Cp,Ad,1\rightarrow 2,w} = h_1 - h_{2,Ad,w}$$

$$w_{Cp,Ad,1\rightarrow 2,w,f} = h_1 - h_{2,Ad,w,f}$$

$$w_{Cp,Ad,1\rightarrow 2,w,f,thr} = h_1 - h_{2,Ad,w,f,th}$$

Le travail ainsi exprimé nous permettra d'obtenir le travail du cycle, une fois que nous aurons modélisé la détente en suivant le même déroulement que cette partie.

6.1.2. Etude de la détente 3->4 :

L'air vient d'être chauffé dans l'absorbeur (nous verrons cette partie plus tard), il est à la pression haute P_2 et à la température T_3 que nous connaissons. Nous allons utiliser les termes de pression et de température instantanés obtenus grâce aux hypothèses vues au début de ce chapitre et nous allons suivre le même déroulement que pour la compression. Nous allons commencer par écrire la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour une transformation adiabatique :

$$dU_{irr} = -\delta W_{irr}.dV$$

On exprime le travail en fonction de la pression sur le piston :

$$\delta W_{irr} = P_p.dV$$

Et la pression sur le piston en fonction des différentes causes d'irréversibilités :

$$P_p = P_{m,3\to4}.B_{irr}$$

On écrit le terme contenant les irréversibilités pour une détente :

$$B_{Ad,3\to4,w} = 1 - \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,3\to4}}}$$

$$B_{Ad,3\to4,w,f} = 1 - \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,3\to4}}} - \frac{f\Delta P_f}{P_{m,3\to4}}$$

$$B_{Ad,3\to4,w,f,thr} = 1 - \frac{\sqrt{3k}.w_p}{\sqrt{3RT_{m,3\to4}}} - \frac{f\Delta P_f}{P_{m,3\to4}} - \frac{\Delta P_{th}}{P_{m,3\to4}}$$

On peut maintenant utiliser l'expression de la première loi de la thermodynamique à vitesse finie afin d'obtenir l'expression la température en fin de détente, T_4.

$$dU_{irr} = -P_{m,3\to4}.B_{Ad,3\to4}.dV$$

$$mc_v dT = -\frac{mRT}{V}B_{Ad,3\to4}\mathrm{dV}$$

Avec $c_v = \frac{R}{k-1}$ et $c_p = \frac{k.R}{k-1}$

$$\frac{1}{B_{Ad,3\to4}(k-1)}.\frac{dT}{T} = -\frac{dV}{V}$$

On intègre cette expression entre les points 3 et 4:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4}(k-1)}{B_{Ad,3\to4}(k-1)+1}}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4}(k-1)}{B_{Ad,3\to4}(k-1)+1}}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4}(k-1)}{B_{Ad,3\to4}(k-1)+1}}$$

On obtient alors les expressions suivantes :

$$T_{4,Ad,w} = T_3.\left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w}(k-1)+1}}$$

$$T_{4,Ad,w,f} = T_3.\left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w,f}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w,f}(k-1)+1}}$$

$$T_{4,Ad,w,f,thr} = T_3.\left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w,f,thr}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w,f,thr}(k-1)+1}}$$

Avec lesquelles nous allons écrire l'expressions de l'enthalpie au point 4 :

$$h_{4,Ad,w} = R.\frac{k}{k-1}.T_{4,Ad,w}$$

$$h_{4,Ad,w,f} = R.\frac{k}{k-1}.T_{4,Ad,w,f}$$

$$h_{4,Ad,w,f,thr} = R.\frac{k}{k-1}.T_{4,Ad,w,f,thr}$$

Et ainsi obtenir le travail de la transformation 3->4 :

$$w_{Exp,Ad,3\to4,w} = h_3 - h_{4,Ad,w}$$

$$w_{Exp,Ad,3\to4,w,f} = h_3 - h_{4,Ad,w,f}$$

$$w_{Exp,Ad,3\to4,w,f,thr} = h_3 - h_{4,Ad,w,f,thr}$$

L'enthalpie du point 3 est connue étant donné que nous connaissons sa température.

6.1.3. Calcul du travail du travail du cycle :

Le travail de compression et le travail de détente obtenus vont nous permettre d'obtenir le travail du cycle :

$$w_{cycle\ B.J,w} = w_{Exp,Ad,w} - \left|w_{Cp,Ad,w}\right|$$

$$w_{cycle\ B.J,w,f} = w_{Exp,Ad,w,f} - \left|w_{Cp,Ad,w,f}\right|$$

$$w_{cycle\ B.J,w,f,thr} = w_{Exp,Ad,w,f,thr} - \left|w_{Cp,Ad,w,f,thr}\right|$$

6.1.4. Calcul du débit massique à entretenir dans le cycle :

Le travail du cycle obtenu précédemment va nous permettre d'obtenir le débit massique qu'il faudra maintenir dans notre cycle afin d'obtenir la puissance désirée. Pour ce calcul nous avons besoin de la valeur de puissance que nous avons fixé (3,333kW).

$$\dot{m}_w = \frac{Puissance}{w_{cycle\ B.J,w}}$$

$$\dot{m}_{w,f} = \frac{Puissance}{w_{cycle\ B.J,w,f}}$$

$$\dot{m}_{w,f,thr} = \frac{Puissance}{w_{cycle\ B.J,w,f,thr}}$$

6.1.5. Détermination de la chaleur à apporter au fluide dans l'absorbeur :

Nous allons désormais nous intéresser à la transformation 2->3, se passant dans l'absorbeur solaire, où nous allons déterminer la quantité de chaleur à apporter au fluide afin de le faire passer de T_2 à T_3 :

$$\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w} = \dot{m}_w.\left(h_{2,Ad,w} - h_3\right)$$

$$\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w,f} = \dot{m}_{w,f}.\left(h_{2,Ad,w,f} - h_3\right)$$

$$\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w,f,thr} = \dot{m}_{w,f,thr}.\left(h_{2,Ad,w,f,thr} - h_3\right)$$

Plus la vitesse du piston augmente, plus les irréversibilités sont importantes, il faudra donc augmenter le débit afin d'obtenir la puissance souhaitée. Pour parer les irréversibilités il faudra aussi fournir plus de chaleur au fluide dans l'absorbeur.

Nous pouvons grâce à la chaleur apportées au fluide déterminer le rendement de notre cycle en fonction de la vitesse du piston pour chaque causes d'irréversibilités :

$$\eta_{B.J,w} = \frac{Puissance}{\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w}}$$

$$\eta_{B.J,w,f} = \frac{Puissance}{\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w,f}}$$

$$\eta_{B.J,w,f,thr} = \frac{Puissance}{\dot{Q}_{2\rightarrow 3,w,f,thr}}$$

Nous avons donc toutes les températures de notre cycle en fonction de la vitesse du piston, pour chaque cause d'irréversibilités, la chaleur à fournir au fluide ainsi que le débit, nous avons donc tout ce qu'il nous faut pour commencer la partie thermique solaire et dimensionnement de l'absorbeur. Nous verrons la méthode suivie pour ce point une fois que nous aurons vu la deuxième étude de modélisation du cycle, la partie thermique étant la même pour les deux études suivies. Les différents résultats de la partie modélisation que nous venons de voir se trouveront dans la dernière partie de ce rapport.

6.2. Etude 2 : efficacité du cycle fixé.

Cette étude diffèrera de la précédente en ce qui concerne les variables de nos équations. Précédemment nous avions la vitesse du piston et le taux de compression du système. Ici nous aurons seulement la vitesse du piston, mais l'étude sera faite pour différentes valeurs d'efficacité.

Le but ici est de rester modeste quant aux valeurs d'efficacité auxquelles nous pouvons prétendre. Nous réalisons nos calculs avec les matériaux les plus basiques, nos miroirs par exemple seront de simple miroirs, ne possédant pas de revêtement

spécial, avec au taux de concentration ni faible, ni élevé. Les transformations de compression et de détente sont effectuées dans des cylindres, système avec lequel les pertes sont loin d'être négligeables. Toutes ces raisons nous poussent à ne pas viser trop haut. Nos rendements de cycle seront certes faibles mais nous pourront grandement les améliorer grâce à l'unité de cogénération. De futures études pourront se pencher sur des points précis du système et ainsi améliorer son efficacité.

6.2.1. Détermination de la température en sortie d'absorbeur en fonction du taux de compression :

Le calcul donnant les températures en fin de compression et en fin de détente reste les mêmes que dans la partie précédente, à savoir :

$$T_{2,Ad,w} = T_1 . (\lambda_p)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w}(k-1)+1}}$$

$$T_{2,Ad,w,f} = T_1 . (\lambda_p)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w,f}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w,f}(k-1)+1}}$$

$$T_{2,Ad,w,f,thr} = T_1 . (\lambda_p)^{\frac{B_{Ad,1\to2,w,f,thr}(k-1)}{B_{Ad,1\to2,w,f,thr}(k-1)+1}}$$

$$T_{4,Ad,w} = T_3 . \left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w}(k-1)+1}}$$

$$T_{4,Ad,w,f} = T_3 . \left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w,f}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w,f}(k-1)+1}}$$

$$T_{4,Ad,w,f,thr} = T_3 . \left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4,w,f,thr}(k-1)}{B_{Ad,3\to4,w,f,thr}(k-1)+1}}$$

Cependant pour cette étude nous ne connaissons pas T_3, il va donc falloir le déterminer.

Nous connaissons η_{cycle}, l'efficacité de notre cycle, que nous pouvons exprimer de la façon suivante :

$$\eta_{cycle} = \frac{w_{cycle}}{q_{23}}$$

avec w_{cycle} le travail spécifique de notre cycle, en J.kg^{-1}, et q_{23} la chaleur spécifique à fournir au fluide dans l'absorbeur, en J.kg^{-1}.

Le travail spécifique du cycle est la différence entre le travail spécifique de la détente et le travail spécifique de la compression. On peut l'écrire de la façon suivante :

$$w_{cycle} = \frac{k}{k-1}.R.T_3.\left(1-\left(\frac{1}{\lambda_p}\right)^{\frac{B_{Ad,3\to4}(k-1)}{B_{Ad,3\to4}(k-1)+1}}\right) - \frac{k}{k-1}.R.T_1.\left(\lambda_p^{\frac{B_{Ad,1\to2}(k-1)}{B_{Ad,1\to2}(k-1)+1}} - 1\right)$$

Et

$$q_{23} = \frac{k}{k-1}.R.\left(T_3 - T_1.(\lambda_p)^{\frac{B_{Ad,1\to2}(k-1)}{B_{Ad,1\to2}(k-1)+1}}\right)$$

L'efficacité étant connue nous pouvons grâce à cette équation exprimer T_3 en fonction de λ_p, nous tracerons cette courbe afin de pouvoir étudier son allure, pour chaque cause d'irréversibilités :

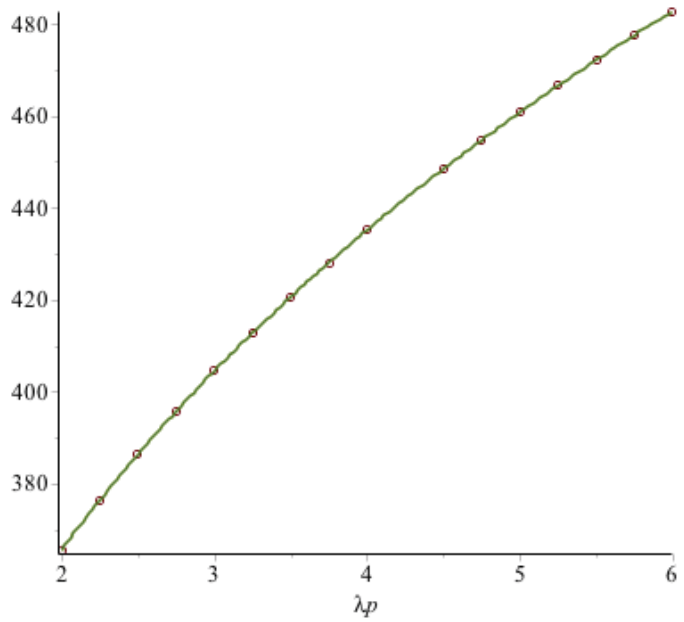


Figure 6-1 : Courbe représentant la température T_3 (K) en fonction du taux de compression, pour le cas où la seule cause d'irréversibilités est la vitesse du piston.

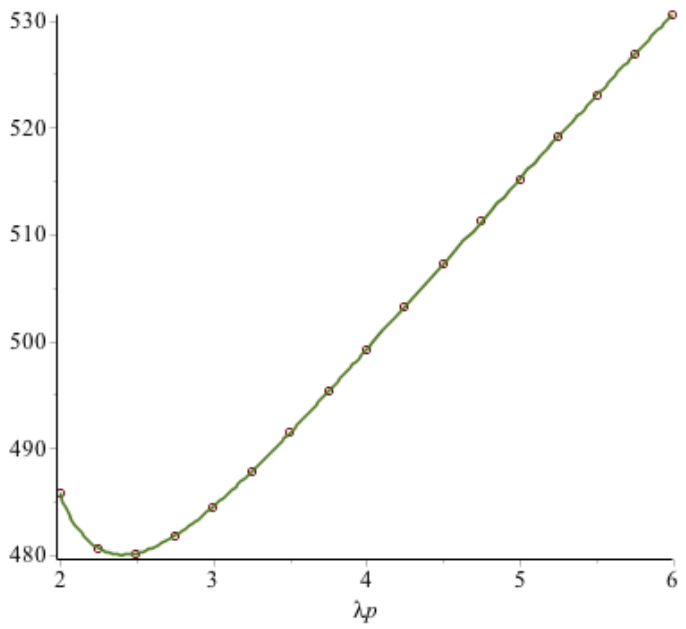


Figure 6-2 : Courbe représentant la température T_3 (K) en fonction du taux de compression, pour le cas où les causes d'irréversibilités sont la vitesse du piston et la friction.

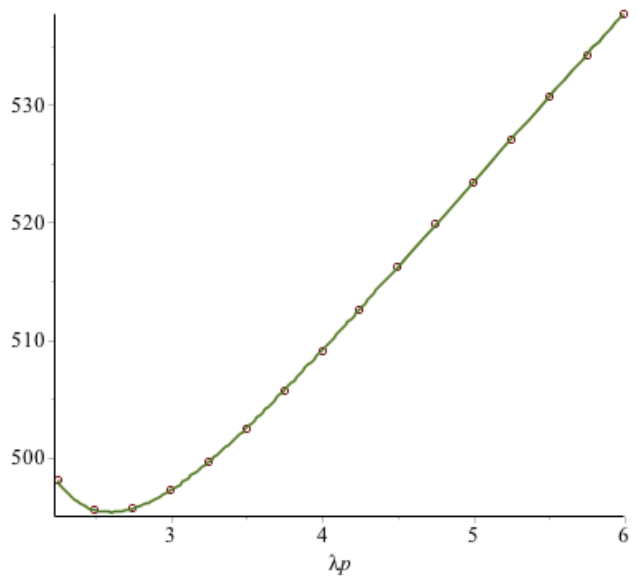


Figure 6-3 : Courbe représentant la température T_3 (K) en fonction du taux de compression, pour le cas où les causes d'irréversibilités sont la vitesse du piston, la friction et le laminage.

Ces courbes représentent les résultats obtenus en prenant les paramètres suivants :

$$w_p = 3\ m.s^{-1}$$

$$\eta_{cycle} = 0{,}056$$

Ce ne sont qu'une partie des résultats obtenus, ces calculs ayant été effectués pour différentes valeurs d'efficacité et pour chaque valeur d'efficacité, pour différentes valeurs de vitesse de piston.

On remarque sur ces courbes qu'il existe un minimum de température pour les cas où on considère la friction et le laminage. Nous allons alors pour chaque série de calcul relevé cette température minimum ainsi que la valeur de taux de compression correspondant. Ces valeurs seront la base de tous nos calculs pour cette étude. Nous ne tiendrons pas en compte le cas où la seule cause d'irréversibilités est la vitesse du piston, puisque dans ce cas aucun minimum n'est visible, nous ne pourrons pas comparer les résultats obtenus.

Avec les valeurs de taux de compression et de température T_3 nous calculerons ensuite la température en fin de compression, le terme exprimant les irréversibilités pour la détente, avec quoi nous pourrons avoir la température en fin de détente.

Une fois toutes les températures connues, nous calculerons les valeur de travail spécifique de cycle, w_{cycle}, de la chaleur spécifique, q_{23}, afin de pouvoir calculer l'efficacité du cycle dite « expérimentale ». Nous comparerons cette valeur avec la valeur initialement fixée afin d'avoir une idée de l'éventuelle erreur sur la méthode et les calculs. Les valeurs sont placées dans des tableaux comme celui-ci :

$\eta_{machine,fixé}$	0,056					
Puissance électrique fourni (kW)	3					
η_{EG}	0,9					
$Q_{2->3,w,f,th}$ **(kW) =**	59,52381					
w_p **(m.s^{-1}) =**	0	1	2	3	3,5	4
λp_{opt}	2,17046	2,26622	2,40765	2,60036	2,72176	2,85919
$\eta_{machine,max}$	0,18201	0,19112	0,20372	0,21945	0,22863	0,23842
$T_{3,w,f,thr}$ **(K)**	450,95671	462,56671	477,46237	495,33838	505,25814	515,86010
$B_{ad,3->4,w,f,thr}$=	0,89802	0,88921	0,87872	0,86722	0,86145	0,85573
$T_{4,Ad,w,f,thr}$ **(K) =**	374,67193	380,92710	388,31489	396,51647	400,65966	404,92853
$B_{ad,1->2,w,f,thr}$=	1,10198	1,11119	1,12214	1,13415	1,14018	1,14618
$T_{2,Ad,w,f,thr}$ **(K) =**	369,73628	374,71941	381,78961	390,97614	396,50720	402,57062
$w_{cycle,w,f,thr}$ **(kJ.kg^{-1}) =**	5,01764	5,42769	5,91049	6,44872	6,71955	7,01704
$q_{23,w,f,thr}$ **(kJ/kg)**	89,59774	96,90813	105,54072	115,12646	119,96782	124,97448
$\eta_{machine,exp}$	0,056002	0,056009	0,056002	0,056014	0,056011	0,056148
Erreur sur η (%)	0,00%	-0,02%	0,00%	-0,03%	-0,02%	-0,26%

Figure 6-4 : Tableau de résultat pour la modélisation du cycle, validation de la méthode.

L'erreur est inférieure à 1% pour chaque série de calcul, nous pouvons valider la méthode.

On peut désormais calculer le débit de fluide cyclé dans notre machine pour chaque fonctionnement :

$$\dot{m} = \frac{Q_{2\to3}}{q_{23}} \left[\frac{kW}{kJ.kg^{-1}}\right]$$

Nous obtenons $Q_{2\to3}$, la chaleur à fournir au fluide de la façon suivante :

$$\eta_{cycle} = \frac{Puissance}{Q_{2\to3}}$$

$$Puissance = \frac{Puissance\ électrique}{\eta_{EG}}$$

$$Puissance = \frac{3}{0{,}9}$$

η_{EG} étant le rendement de l'alternateur transformant l'énergie mécanique de notre cycle en énergie électrique.

Nous avons donc maintenant toutes les températures, l'efficacité (qui était fixée) ainsi que le débit dans le cycle. Nous avons donc tout ce qu'il nous faut pour commencer l'étude thermique et le dimensionnement de l'installation.

7. Etude thermique :

Nous avons modélisé notre cycle de deux façons différentes, malgré cela il nous manque toujours quelques informations afin de pouvoir dimensionner tous les constituants de notre installation. Nous devons encore faire l'étude thermique de l'absorbeur solaire afin de déterminer les températures des différentes parois de notre ou nos tubes absorbeur, selon ce qu'on aura décidé. Ces températures nous permettront de déterminer la chaleur reçue et perdue dans notre absorbeur, avec lesquelles nous pourrons déterminer le rendement de notre système absorbeur, nécessaire au dimensionnement de ce dernier.

Dans cette partie nous allons utiliser des indices qui ne seront valables seulement pour cette partie, et qui n'ont rien à voir avec ce que nous avons vu précédemment.

7.1. Bilan thermique d'un tube simple :

L'absorbeur solaire est tout simplement un ou plusieurs tubes placés à la focale des miroirs cylindro-paraboliques. Comme dit précédemment nous privilégions les cas les plus simple dans tout ce que nous entreprenons, notre tube absorbeur sera donc un tube simple en cuivre, linéaire de longueur L. Les éventuels changement dans la disposition se feront en fonction des résultats obtenus.

La figure ci-dessous présente notre système :

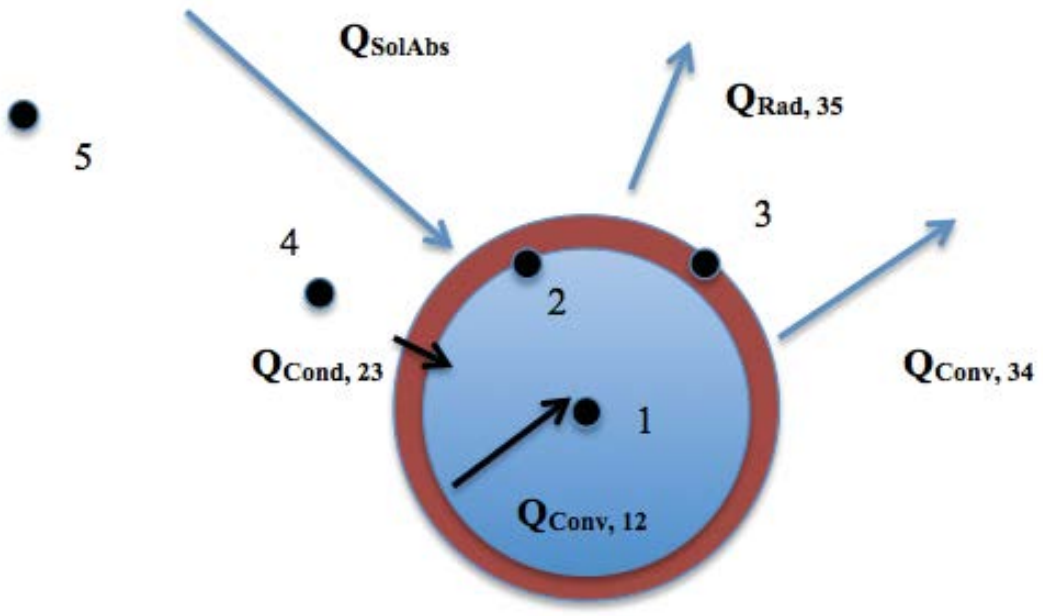


Figure 7-1 : Vue en coupe du tube absorbeur :

Avec :

1 : Fluide

2 : Paroi interne

3 : Paroi Externe

4 : Environnement proche

5 : Ciel

Le rayonnement solaire arrive sur le tube absorbeur. Une partie est absorbé et transmis vers l'intérieur du tube par conduction, et ensuite transmis au fluide par convection. Une autre partie du rayonnement absorbé est perdu à l'environnement, par convection et radiation. Ce qui peut se traduire grâce aux trois équations suivantes

$$Q_{Cond,23} = Q_{Conv,12}$$
$$Q_{SolAbs} = Q_{Rad,35} + Q_{Conv,34} + Q_{Cond,23}$$
$$Q_{Pertes} = Q_{Rad,35} + Q_{Conv,34}$$

Nous allons maintenant exprimé chacun de ces termes afin de remonter jusqu'au terme relatif à la convection à l'intérieur du tube, qui nous permettra d'avoir la surface d'échange nécessaire. Tous les termes seront exprimés en W/m.

7.1.1. Détermination de Q_{SolAbs} :

Ce terme est fonction du rayonnement solaire reçu par le concentrateur solaire, un miroir cylindro-parabolique, de son facteur de concentration, du rendement optique de ces miroirs et de l'absorbance de notre tube absorbeur. Nous considérons pour l'instant que notre tube a une longueur de 1m.

$$Q_{SolAbs} = E_0 * \eta_0 * C * \alpha_{abs} * \left(\frac{\pi * D_3}{2}\right)$$

Avec

$E_0 = 800\ W.m^{-2}$: le rayonnement reçu par les miroirs

$\eta_0 = 0{,}82$: le rendement optique à l'absorbeur, fonction de différents paramètres tels que l'ombre sur les miroirs, les erreurs d'alignement des miroirs, la propreté des miroirs et un terme comprenant des erreurs difficilement quantifiables.

$C = 20$: rapport de la surface utile de captation du rayonnement à la surface éclairée de l'absorbeur.

$\alpha_{Abs} = 0{,}5$: absorbance de nos tubes.

Ici la surface (il s'agit de la surface d'un mètre de tube) est divisé par deux puisque seulement la moitié de la surface totale recevra le rayonnement solaire concentré.

7.1.1. Détermination de $Q_{Conv,12}$:

Ce terme représente l'échange de chaleur par convection entre la paroi interne et le fluide.

$$Q_{Conv,12} = h_{int} * \pi * D_2 * (T_2 - T_1)$$

Le coefficient de convection interne est calculé grâce aux corrélations de Colburn [50]:

$$Nu = 0{,}023 * \mathrm{Re}^{0,8} * Pr^{\frac{1}{3}}$$

Valable pour :

$$\frac{L}{D_2} > 60\,;\, 10^4 < Re < 1{,}2 * 10^5; 0{,}7 < Pr < 120$$

7.1.2. Détermination de $Q_{Rad,35}$:

Ce terme représente les pertes de chaleurs radiatives de notre système :

$$Q_{Rad,35} = \sigma * \varepsilon * \pi * D_3 * (T_5^4 - T_3^4)$$

$\sigma = 5{,}67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$ la constante de Stefan.

$\varepsilon = 0{,}027$: l'émissivité de l'absorbeur

T_5: la température du ciel. Dans la littérature on trouve qu'elle est de 8°C inférieur à la température atmosphérique [51].

7.1.3. Détermination de $Q_{Conv,34}$:

Ce terme représente la part du rayonnement solaire absorbée par le tube mais perdu à l'environnement par convection. Nous considérerons deux cas, un cas où la convection sera naturelle car le vent sera négligé, un autre cas ou nous considérerons la vitesse du vent. Nous verrons quelle influence le facteur vent peut avoir sur nos résultats.

Vent négligé :

Nous sommes dans le cas d'un échange de chaleur par convection naturelle autour d'un cylindre.

$$Q_{Conv,34} = h_{ext} * \pi * D_3 * (T_4 - T_3)$$

Dans ce cas nous poserons $h_{ext} = 7\ W.m^{-2}.K^{-1}$. Cette valeur respecte l'ordre de grandeur d'un coefficient de convection pour un cas de convection naturelle, elle est couramment utilisée dans le bâtiment.

Vitesse du vent non nulle :

Dans ce cas nous ne sommes plus dans le cas d'un échange de chaleur par convection naturelle. Nous sommes dans le cas de convection forcée autour d'un cylindre. Nous ferons l'hypothèse que la direction du vent est normale à celle de l'écoulement. Cette hypothèse ne sera que très rarement vrai, cela na pas d'importance, le but ici étant de montrer l'influence du vent.

$$Q_{Conv,34} = h_{ext} * \pi * D_3 * (T_4 - T_3)$$

T_4 est la température extérieure, nous la fixerons égale à 25°C.

Pour le calcul du coefficient de convection, nous utilisons la corrélation de Zhukauskas [50] :

$$Nu = C * Re^m Pr^n$$

Re	C	m
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
1000-200000	0,26	0,6
200000-1000000	0,076	0,7

Avec $n = 0{,}37\ pour\ Pr \leq 10\ ; n = 0{,}36\ pour\ Pr > 10$

Cette corrélation est valide pour :

$$0{,}7 < Pr < 500\ ; 1 < Re < 10^6$$

7.1.4. Détermination de $Q_{Cond,23}$:

Ce terme représente la part du rayonnement solaire qui va être transmis à l'intérieur du tube par conduction à travers la paroi.

$$Q_{Cond,23} = \frac{2 * \pi * \lambda_{cui} * (T_3 - T_2)}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}$$

Avec λ_{cui} la conductivité thermique du cuivre exprimé en $W.m^{-1}.K^{-1}$.

7.1.5. Mise en équation des différents termes :

Le but de cette étude est de déterminer la température de la paroi interne du tube, T_2, et de la paroi externe, T_3. Nous avons deux inconnues pour deux équations, malgré cela nous n'avons pas réussi à résoudre cela à l'aide du logiciel Maple. Nous avons donc effectué une boucle sous excel. Dans un premier temps nous avons fait une hypothèse sur T_2, en fixant une valeur nous même. Nous calculons ensuite la température T_3 grâce à l'équation :

$$Q_{Cond,23} = Q_{Conv,12}$$

$$\frac{2 * \pi * \lambda_{cui} * (T_3 - T_2)}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} = h_{int} * \pi * D_2 * (T_2 - T_1)$$

T_1 étant connue puisque c'est la température du fluide dans l'absorbeur, nous admettrons que c'est la moyenne entre la température d'entrée et de sortie de l'absorbeur, que nous avons calculé dans la partie modélisation. Grâce à la température T_3 que nous venons d'obtenir nous calculons :

$$Q_{Conv,34} = h_{ext} * \pi * D_3 * (T_4 - T_3)$$

$$Q_{Rad,35} = \sigma * \varepsilon * \pi * D_3 * (T_5^4 - T_3^4)$$

Nous reprenons ensuite le système d'équation

$$Q_{Cond,23} = Q_{Conv,12}$$
$$Q_{SolAbs} = Q_{Rad,35} + Q_{Conv,34} + Q_{Cond,23}$$

Et ainsi calculons une nouvelle valeur de $Q_{Conv,12}$:

$$Q_{Conv,12} = Q_{SolAbs} - Q_{Rad,35} - Q_{Conv,34}$$

Ce qui nous permettra d'avoir une nouvelle valeur de T_2 :

$$T_2 = \frac{Q_{Conv,12}}{h_{int} * \pi * D_2} + T_1$$

Nous recommencerons ensuite tout ce raisonnement en utilisant la valeur de T_2 que nous venons d'obtenir, et arrêterons nos calculs une fois que la valeur utilisée en début de calcul soit sensiblement égale à celle obtenue en fin de calcul.

Une fois toutes ces températures connues nous les utiliserons pour avoir les valeurs des chaleurs échangées par conduction, convection et radiation, qui nous permettront de déterminer le rendement de notre système concentrateur de chaleur. L'expression de ce rendement sera vue dans la partie dimensionnement, elle nous permettra d'obtenir la longueur de nos tubes absorbeurs.

7.2. Bilan thermique d'un tube à vide :

Nous verrons dans la partie résultat que, comme nous l'avions prévu, le vent a une influence énorme sur le transfert thermique. L'utilisation d'un tube simple suffit largement en l'absence de vent, or le vent sera plus ou moins présent partout où l'on pourra utiliser notre installation. Il nous faut donc pallier à ce problème, et l'utilisation d'un tube à vide semble être une solution viable.

Pour cette partie nous nous inspirons des travaux de R.Forristall [51].

7.2.1. Schéma de l'installation :

Le principe du tube à vide consiste à faire passer notre tube en cuivre à l'intérieur d'un tube en verre, de cette façon nous diminuons grandement les pertes thermique par convection, qu'il y ait du vent ou pas, et par radiation, la température de la paroi externe du tube en verre étant très inférieure à celle du tube en cuivre.

Le schéma d'un tel système est le suivant :

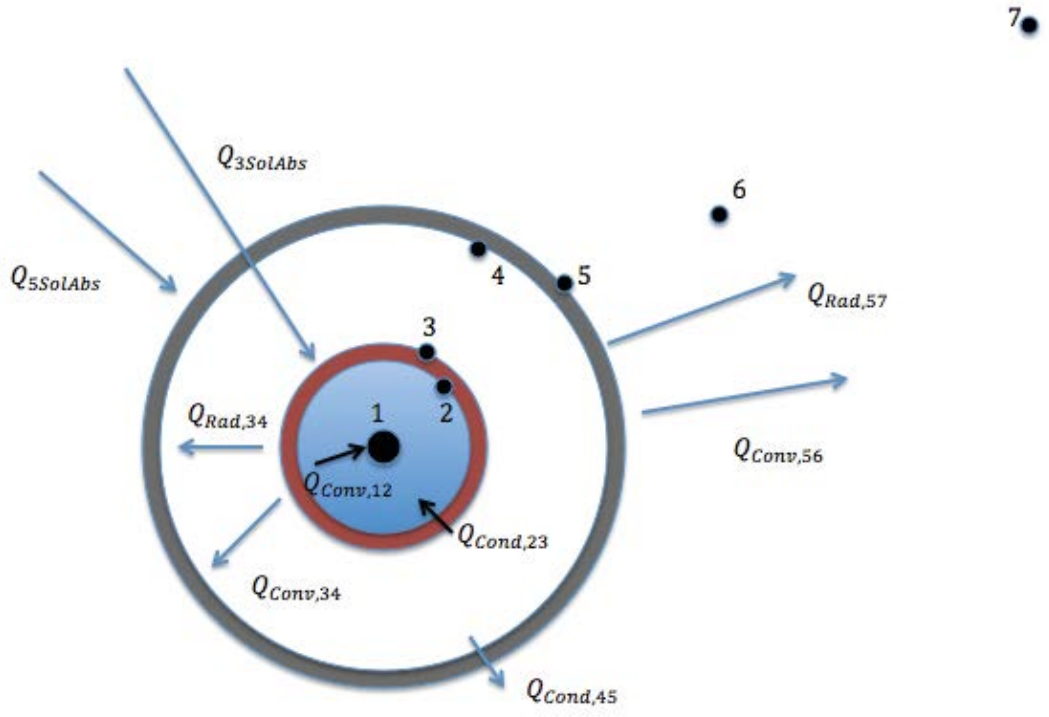


Figure 7-2 : Schéma en coupe du tube à vide.

1 : Fluide

2 : Paroi interne de l'absorbeur en cuivre

3 : Paroi Externe de l'absorbeur en cuivre

4 : Paroi interne de l'enveloppe en verre

5 : Paroi externe de l'enveloppe en verre

6 : Environnement extérieur

7 : Ciel

Nous allons écrire le bilan thermique sur ce système :

$$Q_{conv,12} = Q_{cond,23}$$

$$Q_{3SolAbs} = Q_{conv,34} + Q_{rad,34} + Q_{cond,23}$$

$$Q_{conv,34} + Q_{rad,34} = Q_{cond,45}$$

$$Q_{cond,45} + Q_{5SolAbs} = Q_{conv,56} + Q_{rad,57}$$

Les expressions de $Q_{conv,12}$ et de $Q_{cond,23}$ restent inchangées, nous allons exprimer les expressions restantes.

7.2.2. Détermination de $Q_{3SolAbs}$ et $Q_{5SolAbs}$:

Ces termes représentent le rayonnement solaire concentré reçu par l'enveloppe en verre et par le tube absorbeur en cuivre.

$$Q_{5SolAbs} = E_0 * \eta_0 * C * \alpha_{env} * \left(\frac{\pi * D_5}{2}\right)$$

Avec $\alpha_{env} = 0{,}1$: l'absorbance de l'enveloppe en verre.

$$Q_{3SolAbs} = E_0 * \eta_0 * C * \alpha_{abs} * \tau_{env} * \left(\frac{\pi * D_3}{2}\right)$$

Avec $\tau_{env} = 0{,}75$: la transmittance de l'enveloppe en verre.

7.2.3. Détermination de $Q_{conv,34}$:

Pour plus d'efficacité il faudra mettre l'espace entre l'enveloppe et le tube absorbeur sous vide, ce ne sera pas le cas ici, tout du moins la pression n'y sera pas assez basse pour que le transfert de chaleur nécessite une nouvelle méthode de calcul. Nous serons donc dans le cas d'un transfert de chaleur par convection naturelle :

$$Q_{Conv,34} = h_{34} * \pi * D_3 * (T_3 - T_4)$$

h_{34} sera pris égal à $7\ W.m^{-2}.K^{-1}$ comme nous l'avions expliqué dans l'étude du tube simple.

7.2.4. Détermination de $Q_{rad,34}$:

Ce terme représente le transfert de chaleur radiatif entre e tube absorbeur et l'enveloppe en verre, nous l'exprimeront grâce à l'équation de Incropera et De Witt [50] :

$$Q_{rad,34} = \frac{\sigma * \pi * D_3 * (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{(1 - \epsilon_4) * D_3}{\epsilon_4 * D_4}}$$

Avec $\epsilon_3 = 0{,}027$: émissivité du tube absorbeur ; $\epsilon_4 = 0{,}92$: émissivité de l'enveloppe en verre.

7.2.5. Détermination de $Q_{conv,45}$:

Cette expression sera similaire à celle représentant le transfert de chaleur par conduction à travers les parois du tube absorbeur :

$$Q_{conv,45} = \frac{2 * \pi * \lambda_{verre} * (T_4 - T_5)}{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)}$$

Avec $\lambda_{verre} = 1\ W.m^{-1}.K^{-1}$: la conductivité thermique du verre.

7.2.6. Détermination de $Q_{conv,56}$:

Nous considérerons encore une fois le cas avec la vitesse du vent nulle et ensuite en considérant le vent. Nous pourrons donc comparer correctement les résultats obtenus avec ceux du tube absorbeur simple.

$$Q_{conv,56} = h_{56} * \pi * D_5 * (T_5 - T_6)$$

Le coefficient de convection sera calculé de la même façon que dans la partie traitant du tube absorbeur simple.

7.2.7. Détermination de $Q_{rad,57}$:

Nous reprenons le terme exprimé pour le cas du tube absorbeur simple :

$$Q_{rad,57} = \sigma * D_5 * \pi * \epsilon_5 * (T_5^4 - T_7^4)$$

Avec T_7 la température du ciel. ϵ_5 représente l'émissivité de la paroi extérieur de l'enveloppe en verre, nous considérerons qu'elle est égale à ϵ_4, l'émissivité de la paroi interne de l'enveloppe. Nous considérerons que nous n'avons pas de revêtement spécial sur aucune des deux parois.

7.2.8. Mise en équation :

Nous avons un système de quatre équations, avec quatre inconnues : T_2, T_3, T_4, T_5. Nous allons créer une procédure sur maple qui résoudra ce système et nous permettra d'avoir, pour chaque cas de l'étude 2 de la partie modélisation, la chaleur échangée par conduction, convection et radiation pour l'étude de notre tube à vide. Nous utiliserons ces expressions pour déterminer le rendement de notre système concentrateur et pourrons ensuite dimensionner notre absorbeur. Ces résultats seront présenter dans la dernière partie de ce rapport.

7.3. Calcul de récupération de la chaleur de l'air en fin de détente :

En fin de détente, notre air a encore une température assez élevée, il serait donc dommage de ne pas récupérer cette chaleur. Nous allons donc envoyer le fluide dans un échangeur de chaleur ou il cèdera sa chaleur à de l'eau, puisé au réseau, afin de pouvoir en faire de l'eau chaude sanitaire pour notre habitation. Cette méthode est vraiment très adaptée à notre installation, puisque le but ici était de rendre un foyer indépendant au niveau énergie électrique, le fait de lui fournir en plus de ca de l'eau chaude ne fait que rendre notre système plus attrayant.

Sans cette unité de cogénération, le rendement de notre cycle serait :

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{cycle}}{Q_{2\to3}}$$

Pur avoir le nouveau rendement, prenant en compte la récupération de chaleur, il faut calculer la quantité de chaleur cédée par notre fluide cyclé. Nous considérons que l'eau est à 20°C au réseau, et sera considéré comme eau chaude sanitaire une fois à 70°C. Notre air entrera donc dans l'échangeur à la température T_4, en sortie de détente, et en sortira à 80°C. Le rendement deviendra donc :

$$\eta_{cycle,cogé} = \frac{P_{cycle} + Q_{air,cédée}}{Q_{2\to3}}$$

$$Q_{air,cédée} = \dot{m} * \frac{k}{k-1} * R * (T_4 - 80)$$

On admettra que l'efficacité de notre échangeur est de 95%, de cette façon grâce à la chaleur cédée par l'air nous pourrons avoir le débit d'eau chaude sanitaire que nous pourrons fournir grâce à notre installation.

8. Dimensionnement de l'installation :

Au point où nous en sommes nous ne savons pas encore si notre installation vaut le coup d'être réalisée ou pas. La seule indication que nous avons concerne le débit, nous écarterons certains régimes de fonctionnement si le débit correspondant est trop élevé, ou au contraire trop faible.

Nous allons suivre le déroulement de l'étude jusqu'au bout pour tous les cas, même si les premiers calculs de dimensionnement donnent des résultats trop important pour le type d'installation qui est le nôtre. Un résultats donnant des dimensions incohérentes en début d'étude n'amènera pas forcément un résultat final incohérent, ce sera peut être à nous de faire des compromis sur tel ou tel point pour obtenir un type de fonctionnement correspondant au mieux à ce que nous voulons. Comme souvent dans ce genre d'étude nous ne trouverons pas un système de fonctionnement où tous les paramètres sont optimisés.

Nous allons commencer par dimensionner les cylindres nous permettant de comprimer et de détendre le fluide.

8.1. Dimensionnement des cylindres de compression et de détente :

Quelle que soit l'étude, le calcul de dimensionnement des cylindres sera le même. Nous allons détailler les formules ici, et les résultats seront présentés dans la dernière partie.

Nous connaissons le débit massique dans notre cycle, ce débit est conservé en tout point, nous allons donc l'exprimer en fonction des paramètres du compresseur puis du détendeur, de là nous pourrons déterminer leur diamètre.

$$\dot{m} = V_{asp}.Nr.\rho$$

Avec V_{asp} le volume aspiré par les cylindres, Nr le nombre de tour par seconde de la roue entrainant les pistons et ρ la masse volumique du fluide lors de la compression ou de la détente, selon le cas.

On a :

$$V_{asp} = \frac{\left(\pi.D_{cyl}^2\right)}{4}.z$$

$$Nr\ [tour.s^{-1}] = \frac{w_p}{2.z}$$

et

$$\rho_{12} = \frac{\frac{P_1}{RT_1} + \frac{P_2}{RT_2}}{2}$$

$$\rho_{34} = \frac{\frac{P_2}{RT_3} + \frac{P_1}{RT_4}}{2}$$

Nous aurons donc :

$$D_{cyl,Cp} = \sqrt{\frac{8.\dot{m}}{\pi.w_p.\rho_{12}}}$$

$$D_{cyl,Exp} = \sqrt{\frac{8.\dot{m}}{\pi.w_p.\rho_{34}}}$$

Nous avons assumé dans la partie modélisation que z, la course du piston était égale à 7cm. Nous n'avons en fait pas posé cette valeur au hasard. Nous avons utilisé l'expression du nombre de tour par seconde de la roue entraînant le piston du compresseur en fonction de la vitesse du piston [48] :

$$Nr\ [tour.s^{-1}] = \frac{w_p}{2.z}$$

Les compresseurs ont des seuils de vitesse de rotation au dessus desquels ils doivent fonctionner. Nous avons émis l'hypothèse que le compresseur utilisé devait fonctionner au dessus de 1500 tours/min. Pour la vitesse de piston nous avons pris la valeur centrale des valeurs prises pour les expériences, à savoir 3,5m/s. Nous pouvons désormais déterminer la course du piston :

$$z = \frac{w_p}{2.Nr} = 7cm$$

Cette valeur ne sera pas changée tout au long de l'étude mais pourra être sujette à une optimisation lors d'études futures.

8.2. Dimensionnement de l'absorbeur :

Nous allons effectuer les calculs pour un tube linéaire, dont nous déterminerons la longueur. Le raisonnement sera le même pour le cas du tube simple et pour le tube à vide. En fonction des résultats obtenus nous déciderons, ou pas, de changer la disposition des tubes. Si nous jugeons la longueur des tubes trop importante nous pourrons faire le choix d'utiliser un tube en serpentin. Ce choix devra aussi être fait en fonction du débit. Le débit étant fixé, il permettra de déterminer le diamètre de notre tube absorbeur, ou la vitesse du gaz dans ce même tube. Ces deux termes ne pouvant pas être déterminer si l'un des deux n'a pas été fixé il nous faudra faire des choix.

8.2.1. Détermination du diamètre de tube :

Nous utilisons ici la formule donnant le débit en fonctions des paramètres de l'absorbeur :

$$\dot{m} = w_{gaz} * \frac{\pi * D_{abs}^2}{4} * \rho_{23}$$

ρ_{23} étant la masse volumique de notre fluide moyen dans l'absorbeur.

Nous allons fixer la vitesse du gaz dans l'absorbeur de façon à ce qu'elle soit à peu près égale à la vitesse du piston.

Nous aurons donc le diamètre de notre tube absorbeur en fonction de la vitesse du piston, pour différentes causes d'irréversibilités, le débit étant exprimé en fonction de ces paramètres.

$$D_{abs} = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}}{\pi * w_{gaz} * \rho_{23}}}$$

En fonction du résultat obtenu nous déciderons de faire circuler notre fluide non plus dans un seul tube absorbeur, mais dans plusieurs tubes.

Les modules de miroirs que nous avons à notre disposition ont des dimensions et un taux de concentration fixes (5m x 5m ; C=20), la largeur de notre absorbeur est donc connue $\left(\frac{5}{20} = 0{,}25m\right)$, il faudra donc faire attention à ce que la somme des diamètres de tubes de dépassent pas cette valeur.

8.2.2. Détermination de la longueur des tubes absorbeurs :

Afin de déterminer la longueur de nos tubes absorbeurs, nous allons nous inspirer de la formule que S.Petrescu a utilisé pour ces calculs de performances d'un moteur de Stirling solaire. [23].

$$P_{élec} = E_0 * \eta_0 * \eta_{abs} * \eta_{cycle} * \eta_{EG} * A_{mir}$$

Avec η_{abs} : l'efficacité de notre absorbeur, que nous calculerons à l'aide des termes calculés dans la partie thermique.

η_{EG} : L'efficacité du générateur électrique, fixé à 90%.

A_{mir} : la surface des miroirs. Un module de miroirs ayant les dimensions suivantes : 5m x 5m.

On aura donc la longueur des tubes :

$$L_{tubes} = \frac{P_{élec}}{5 * E_0 * \eta_0 * \eta_{abs} * \eta_{cycle} * \eta_{EG}}$$

Calcul de η_{abs} :

Il s'agit du rendement de notre système absorbeur, ce sera le rapport entre la chaleur utile reçue par l'absorbeur sur la chaleur totale reçue. Nous exprimerons

cela grâce aux valeurs obtenues lors de la partie thermique, cela nous donnera cette expression pour le tube simple :

$$\eta_{abs} = \frac{Q_{conv,12}}{Q_{conv,12} + Q_{rad,35} + Q_{conv34}}$$

Et pour le tube à vide :

$$\eta_{abs} = \frac{Q_{conv,12}}{Q_{3SolAbs} + Q_{5SolAbs}}$$

Nous avons désormais résumé toutes les étapes des calculs effectués, nous allons dans la partie qui suit présenter les résultats obtenus et les commenter.

9. Résultats et exploitations :

Dans cette partie nous allons présenter tous les résultats, mis en forme, obtenus lors de l'étude. Les parties qui précèdent permettent de bien suivre le déroulement. Nous commenterons au maximum les résultats obtenus et les critiquerons, le but étant d'être une base efficace à des études futures visant à améliorer notre installation.

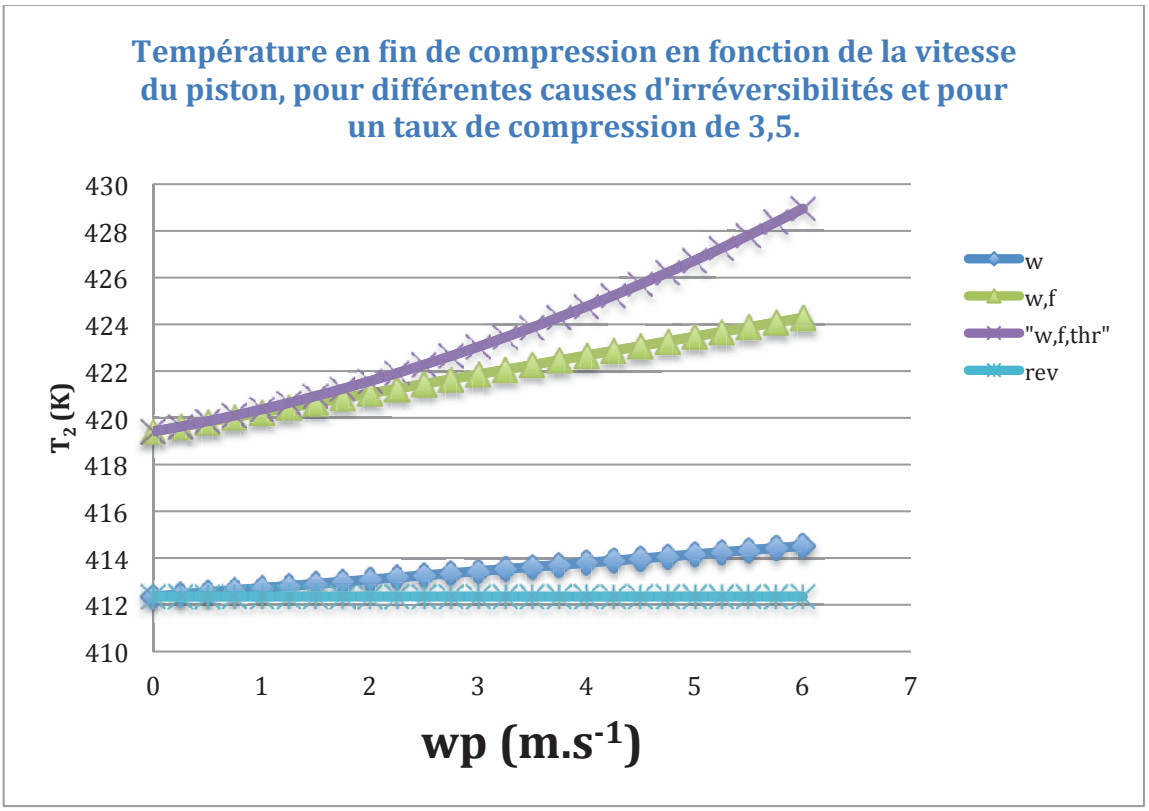
Grâce aux résultats de la partie modélisation nous validerons le choix que nous avons fait de travailler en thermodynamique à vitesse finie, en montrant que l'écart avec les résultats obtenus en réversible est non négligeable. Nous présenterons ensuite les résultats de l'étude de dimensionnement, qui nous permettra de faire des choix quant au fonctionnement de notre installation.

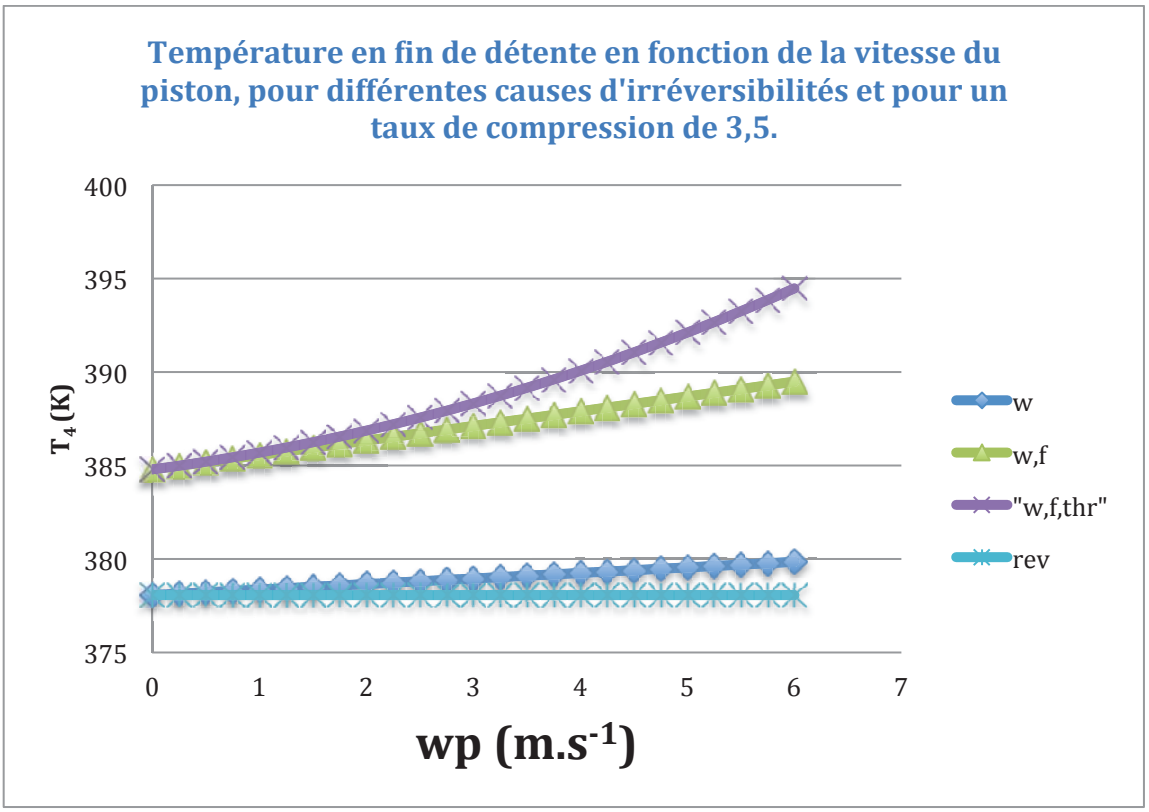
Les résultats de l'étude 1 de la partie modélisation seront présentés dans le but de montrer l'influence des différents paramètres ainsi que des différentes causes d'irréversibilités. Cette étude est réalisée dans le but de faire une étude de sensibilité plus que pour réellement dimensionner l'installation. Le dimensionnement ainsi que les décisions prises seront fait en fonction des résultats de l'étude 2 de modélisation.

9.1. Modélisation du cycle : Etude 1.

9.1.1. Etude des températures du cycle :

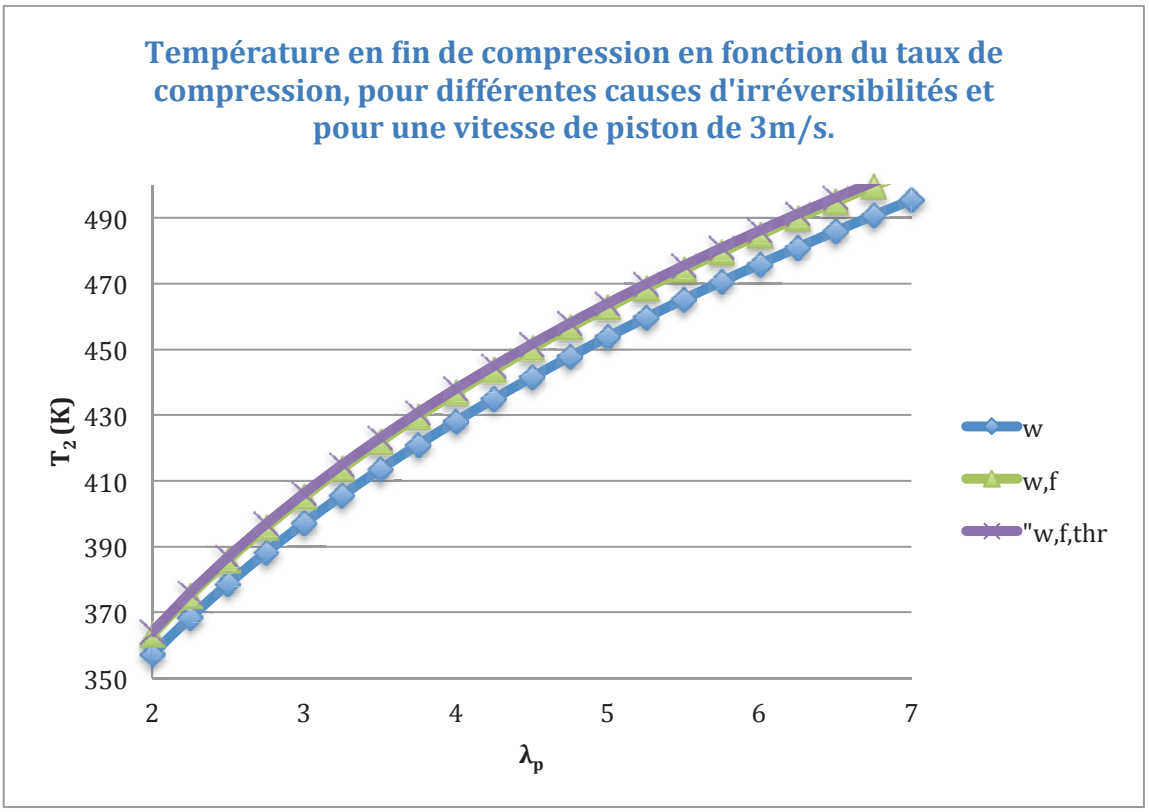
Pour cette étude de modélisation, T_1 et T_3 sont fixées. Nous commencerons cette partie en plaçant dans un graphique les valeurs de température de fin de compression et de détente, en fonction de la vitesse du piston, pour différentes causes d'irréversibilités et pour une valeur donnée de taux de compression.

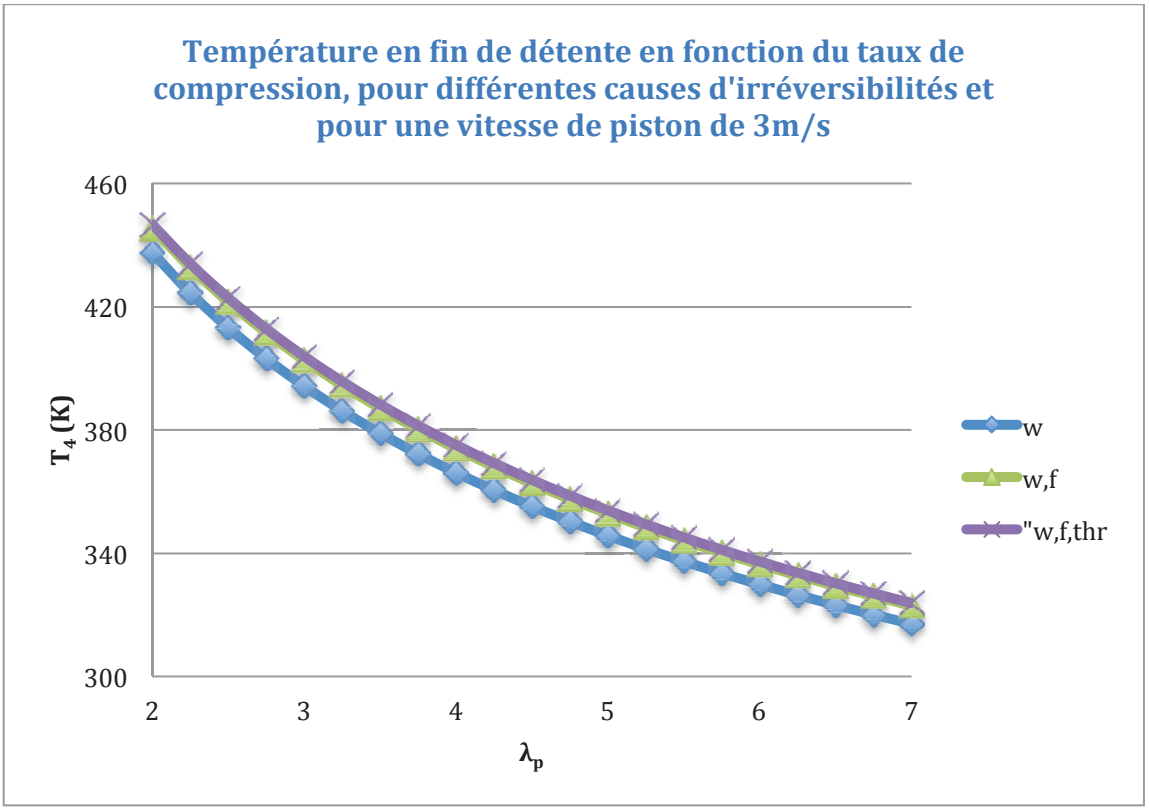




Nous pouvons déjà valider le choix de la thermodynamique à vitesse finie, puisque nous voyons que pour une vitesse de piston de 6m/s, nous avons un écart de plus de 15°C entre les valeurs réversibles et celle où l'on a considéré toutes les causes d'irréversibilités. Nous notons aussi l'importance de la friction dans les valeurs de températures, si nous voulons intervenir sur les performances de notre installation, ce sera un paramètre qu'il ne faudra pas négliger.

Nous montrons maintenant l'influence du taux de compression sur ces valeurs de températures, en prenant pour chaque cause d'irréversibilités les valeurs de température pour une vitesse de piston de 3m/s.

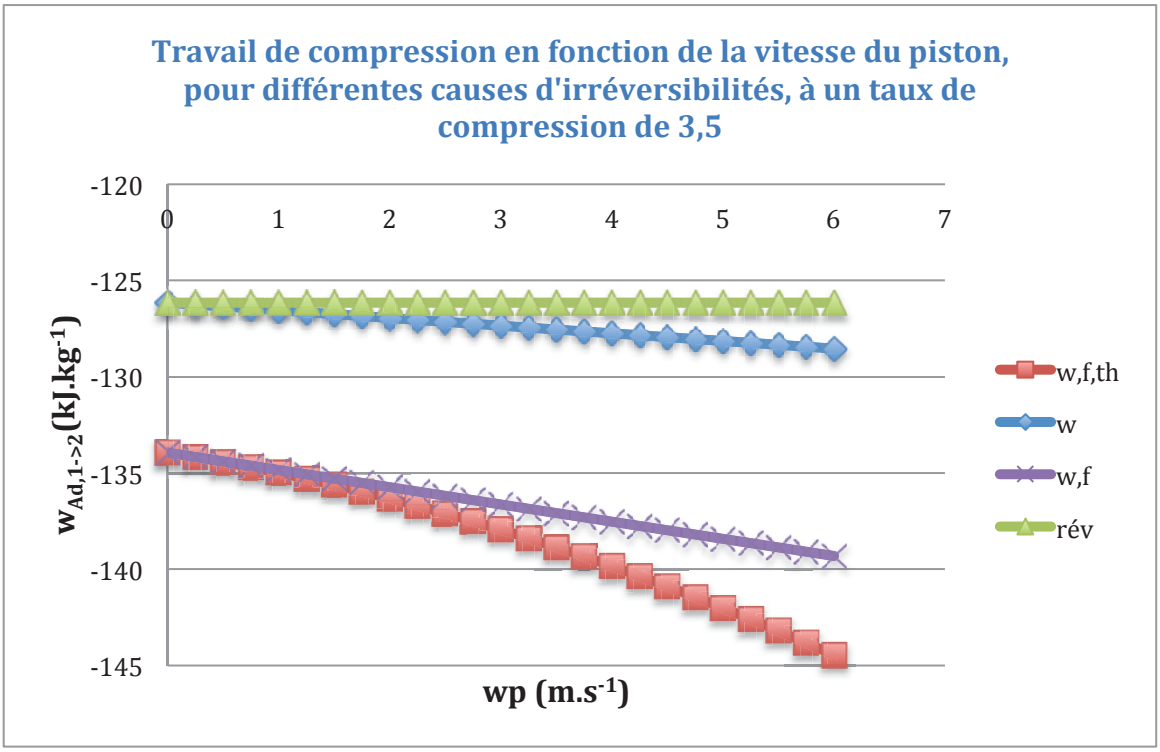


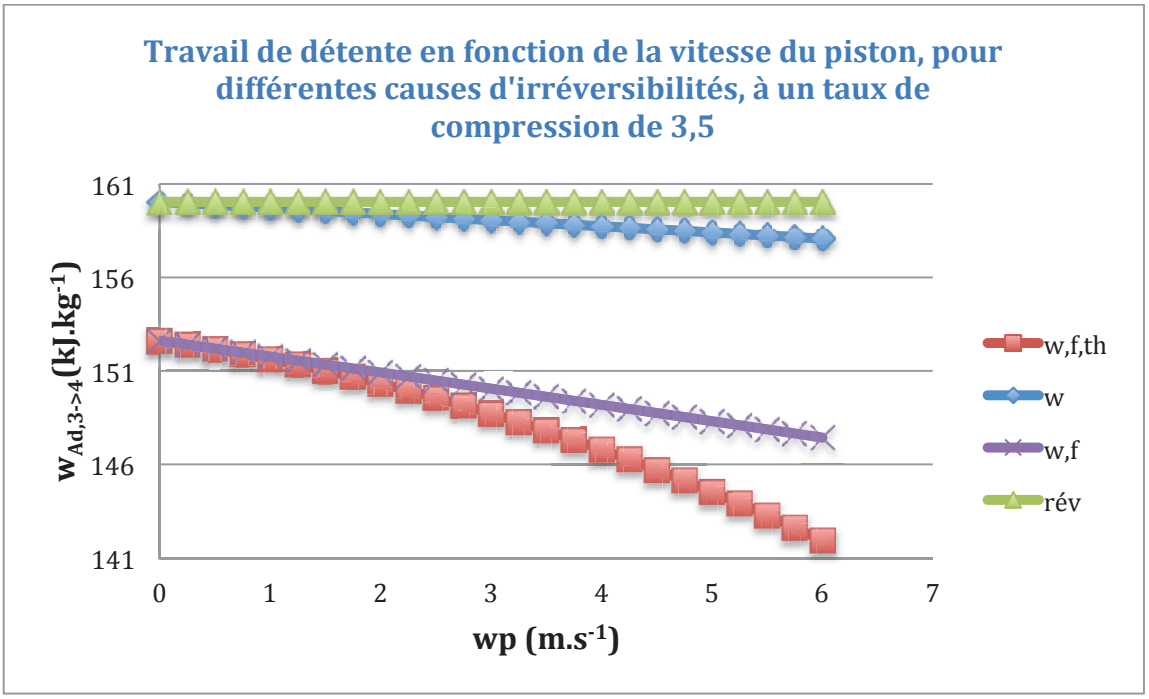


Comme nous pouvions l'attendre, la température augmente avec le taux de compression durant la compression, et inversement durant la détente.

9.1.2. Etude des travaux de compression et de détente :

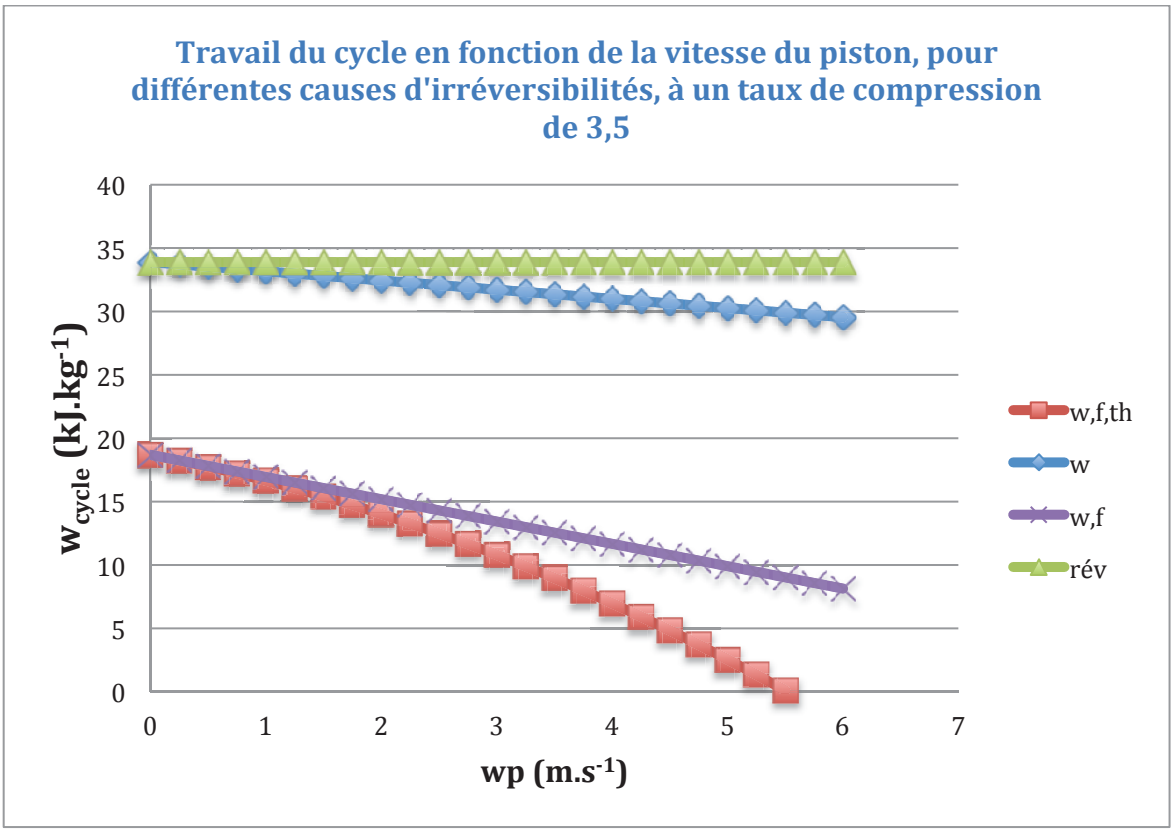
Dans cette partie nous allons étudier l'influence des irréversibilités sur le travail de compression et de détente :





Comme nous le voyions sur les schémas du cycle de Brayton-Joule, il faudra fournir plus de travail au compresseur, et moins de travail sera obtenu lors de la détente, pour le cas irréversible. On note aussi l'écart des valeurs irréversibles avec celle obtenu en fonctionnement réversible, montrant encore une fois la nécessité d'utilisé la thermodynamique irréversible pour modéliser au mieux le comportement d'une machine thermique.

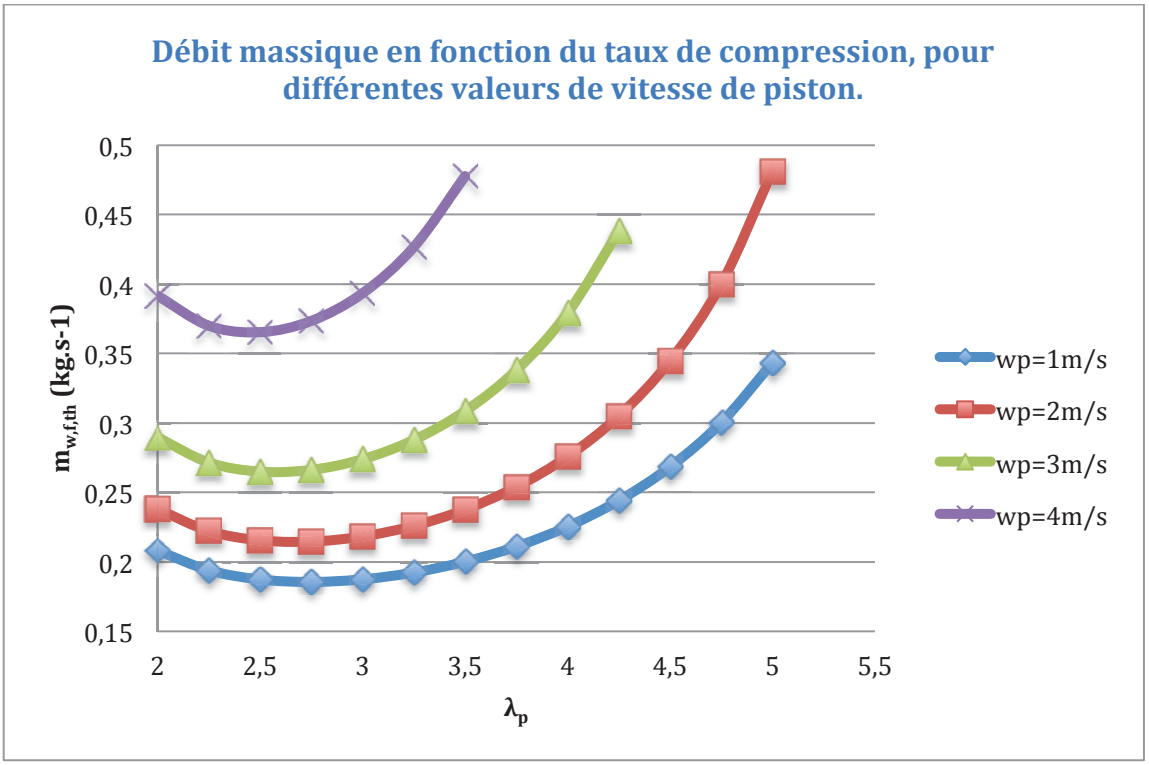
On peut appuyer cette conclusion avec l'expression du travail du cycle. Le cycle fournira nettement moins de travail que ce qu'on aurait prévu si l'étude n'avait pas été faite en irréversible.



9.1.3. Etude du débit massique dans le système :

L'étude des résultats de débit massique en fonction de la vitesse de piston pour différentes causes d'irréversibilités mène aux mêmes observations que pour la température et le travail, l'allure des courbes est la même. Plus on considère de causes d'irréversibilités plus on devra maintenir un débit important dans le cycle, afin de compenser les irréversibilités par une quantité plus importante de fluide cyclé. Ce qu'il est très intéressant de noter cependant est qu'il existe une valeur de

taux de compression pour laquelle le débit est minimum, comme on peut le voir sur le graphique suivant :

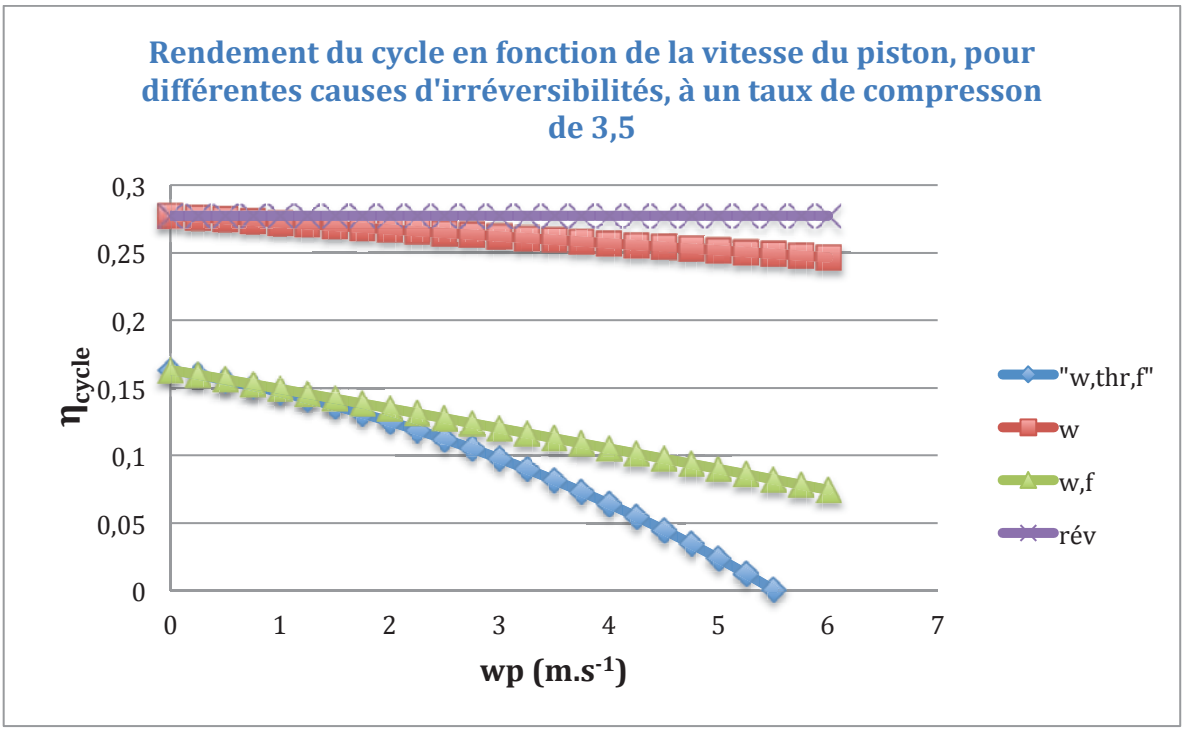


Dans ce cas nous avons fixé T_3 égale à 250°C, on peut voir que pour cette température il n'est pas judicieux d'avoir un taux de compression supérieur à 3. On remarque aussi que les valeurs de débit sont un peu élevées, cela nous posera problème au moment de déterminer le diamètre des tubes absorbeurs. Cela vient du choix du fluide, si il est le plus pratique à utiliser, l'air n'est peut être pas le plus adapté.

La chaleur à apporter au fluide étant proportionnelle au débit dans le cycle, nous observerons les mêmes minimums dans les résultats. Le débit est un paramètre fondamental dans cette installation, il faudrait prendre le temps de poursuivre l'étude afin de faire le meilleurs choix quant au fluide à utiliser.

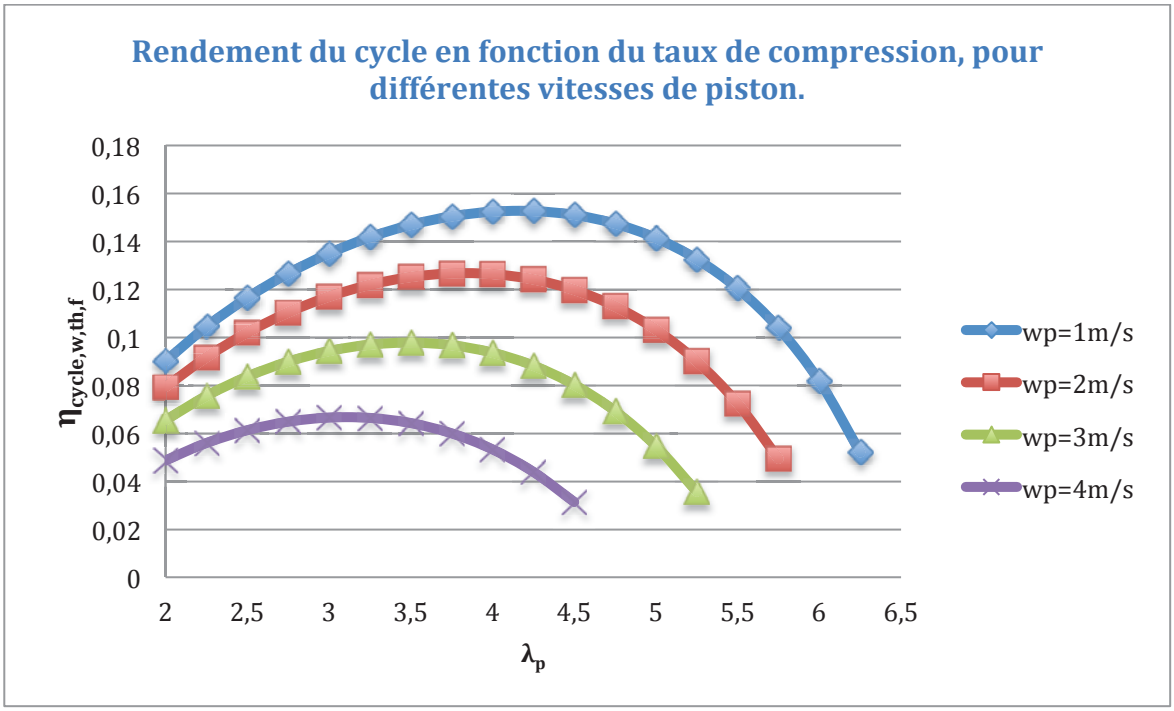
9.1.4. Etude du rendement de cycle :

Dans cette partie nous allons étudier l'évolution du rendement de cycle en fonction de la vitesse du piston pour différentes causes d'irréversibilités.



Il est important de montrer que le rendement irréversible et le travail du cycle deviennent nuls pour les mêmes valeurs de vitesse de piston, ce qui valide nos calculs. Encore une fois nous montrons l'importance de travailler en irréversible.

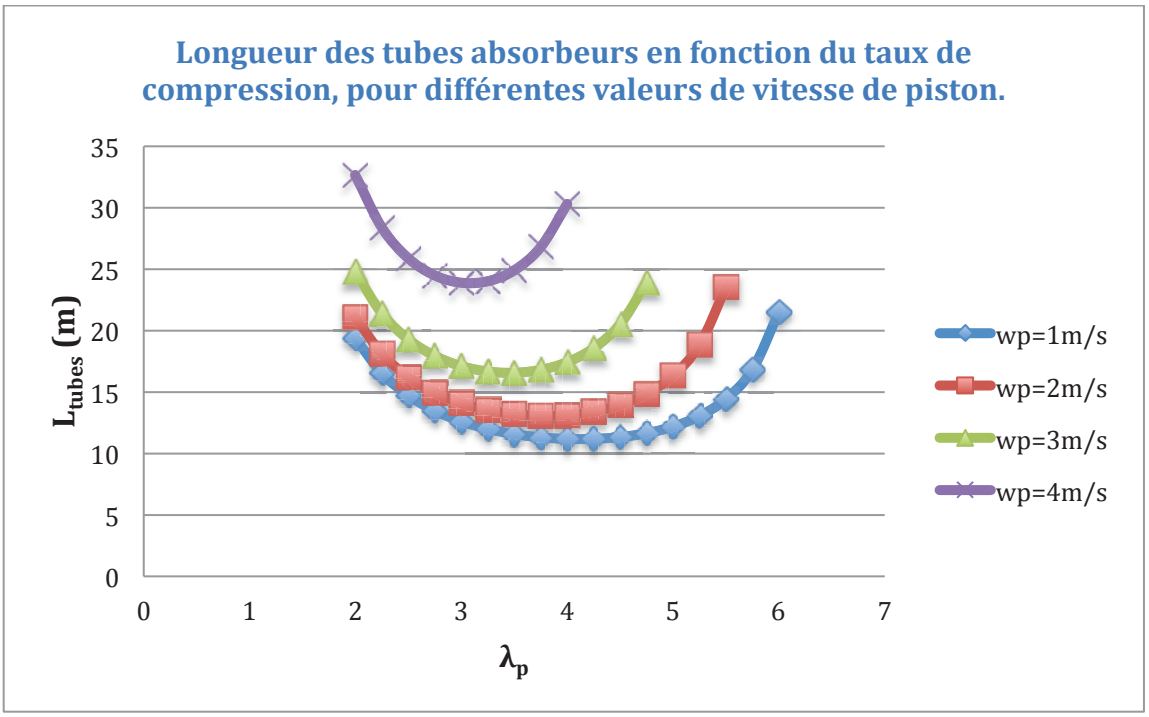
En traçant ce même rendement en fonction du taux de compression, nous observons un maximum de rendement :



Nous notons toutefois que comme nous l'avions mentionné, les valeurs optimales des différents paramètres du système ne concordent pas forcément. C'est le cas pour notre installation, où pour une valeur minimal de débit massique, nous n'aurons pas l'optimum de rendement. Il faudra faire des choix. A ce moment de l'étude nous privilégierons le minimum de débit, qui nous donnera des diamètres de tubes absorbeurs raisonnables.

9.1.5. Etude de la longueur de tubes :

Pour les résultats de longueur de tubes, nous observons un minimum de longueur, et donc de surface de miroirs, pour une valeurs de taux de compression.



Nous remarquons que ni le débit, ni le rendement, ni la longueur des tubes ne sont optimales pour un même taux de compression. L'importance de ce genre d'étude tient justement du fait que des compromis doivent être fait.

9.2. Modélisation du cycle : Etude 2.

Nous avons vu les résultats de l'étude 1, qui tendaient plus à mettre en avant la puissance de la thermodynamique à vitesse finie, ainsi que la nécessité de travailler en irréversible. Dans cette partie, nous présenterons les résultats de l'étude 2, avec

lesquels nous allons pouvoir juger de la faisabilité de notre installation. En fixant une valeur d'efficacité, on reste prudent et modeste par rapport à nos attentes, nous pourrons voir jusqu'où nous pouvons aller niveau rendement.

Comme nous l'avions montré dans la partie modélisation, nous avons réussi à calculer les températures des différents points de notre cycle ainsi que les valeur optimal de taux de compression associé pour une efficacité fixée. Ces valeurs de températures nous avaient permis de recalculer des valeurs « expérimentales » de rendement, à chaque fois avec une marge d'erreur inférieur au pourcentage. Nous ne présenterons pas ces résultats, mais les calculs qui en découle, comme la température du fluide dans l'échangeur, les diamètres de tubes, le nombre de tubes ainsi que les résultats liés à la cogénération. Nous ne présenterons ici que les résultats concernant le cas où toutes les causes d'irréversibilité sont considérées, le cas se rapprochant le plus du cas réel.

Les résultats sont présentés sous forme de tableaux, chaque tableau représentant une valeur d'efficacité fixée :

$\eta_{machine,fixé}$	0,056							
w_{fluide} (m.s-1)	3	4	5	6	6,5	7	8	9
$T_{m,23,w,f,thr}$ (K)	410,35	418,64	429,63	443,16	450,88	459,22	477,88	497,32
$\rho_{m,23,w,f,thr}$ (kg.m^{-3})	1,85	1,89	1,96	2,05	2,11	2,18	2,36	2,53
$D_{TubeAbsUniq,w,f,thr}$ (m)	0,39	0,32	0,27	0,23	0,21	0,20	0,17	0,14
N_{tube}	5							
$D_{TubeAbs,w,f,thr}$ (m)	0,17	0,14	0,12	0,10	0,10	0,09	0,08	0,06

$Q_{air,Cogé}$ (kW)	15,77	18,82	21,88	24,73	26,00	27,21	28,92	31,04
$\eta_{Cogé}$	31,54%	36,66%	41,80%	46,59%	48,73%	50,74%	53,63%	57,18%
$Débit_{EauChaudeSanitaire}$ (L/h)	258,1	307,9	358,0	404,7	425,5	445,1	473,2	507,8

$\eta_{machine,fixé}$	0,07							
w_{fluide} (m.s-1)	3	4	5	6	6,5	7	8	9
$T_{m,23,w,f,thr}$ (K)	420,4	428,9	440,0	453,4	461,4	468,6	496,2	512,8
$\rho_{m,23,w,f,thr}$ (kg.m^{-3})	2,00	2,05	2,13	2,22	2,30	2,32	2,85	2,96
$D_{TubeAbsUniq,w,f,thr}$ (m)	0,34	0,28	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,13
N_{tube}	5							
$D_{TubeAbs,w,f,thr}$ (m)	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06

$Q_{air,Cogé}$ (kW)	11,67	14,06	16,50	18,93	19,73	21,30	19,50	21,98
$\eta_{Cogé}$	30,80%	35,82%	40,94%	46,05%	47,73%	51,03%	47,25%	52,45%
$Débit_{EauChaudeSanitaire}$ (L/h)	190,9	230,0	269,9	309,7	322,8	348,5	319,1	359,6

$\eta_{machine,fixé}$	0,08							
w_{fluide} (m.s-1)	3	4	5	6	6,5	7	8	9
$T_{m,23,w,f,thr}$ (K)	427,2	435,8	447,2	461,1	468,1	476,8	492,4	513,8
$\rho_{m,23,w,f,thr}$ (kg.m^{-3})	2,11	2,17	2,25	2,36	2,40	2,50	2,60	2,86
$D_{TubeAbsUniq,w,f,thr}$ (m)	0,31	0,25	0,21	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12
N_{tube}	5							
$D_{TubeAbs,w,f,thr}$ (m)	0,14	0,11	0,10	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05

$Q_{air,Cogé}$ (kW)	9,61	11,71	13,72	15,73	16,86	17,49	19,40	20,31
$\eta_{Cogé}$	30,26%	35,29%	40,12%	44,96%	47,66%	49,19%	53,77%	55,93%
$Débit_{EauChaudeSanitaire}$ (L/h)	157,2	191,5	224,4	257,4	275,8	286,2	317,5	332,2

$\eta_{machine,fixé}$	0,09							
w_{fluide} (m.s-1)	3	4	5	6	6,5	7	8	9
$T_{m,23,w,f,thr}$ (K)	433,5	442,5	453,9	466,4	475,4	482,8	495,9	517,3
$\rho_{m,23,w,f,thr}$ (kg.m^{-3})	2,21	2,28	2,37	2,43	2,55	2,60	2,56	2,63
$D_{TubeAbsUniq,w,f,thr}$ (m)	0,28	0,23	0,20	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11
N_{tube}	4							
$D_{TubeAbs,w,f,thr}$ (m)	0,14	0,12	0,10	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05

$Q_{air,Cogé}$ (kW)	8,20	9,91	11,77	14,04	14,27	15,27	18,04	19,95
$\eta_{Cogé}$	30,23%	34,86%	39,89%	46,02%	46,62%	49,34%	56,81%	61,97%
$Débit_{EauChaudeSanitaire}$ (L/h)	134,1	162,1	192,6	229,8	233,4	249,9	295,2	326,4

$\eta_{machine,fixé}$	0,1							
w_{fluide} (m.s-1)	3	4	5	6	6,5	7	8	9
$T_{m,23,w,f,thr}$ (K)	439,9	448,9	463,1	474,2	481,0	483,9	501,1	524,2
$\rho_{m,23,w,f,thr}$ (kg.m^{-3})	2,32	2,40	2,59	2,60	2,62	2,46	2,56	2,90
$D_{TubeAbsUniq,w,f,thr}$ (m)	0,26	0,22	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10
N_{tube}	5							
$D_{TubeAbs,w,f,thr}$ (m)	0,12	0,10	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05

$Q_{air,Cogé}$ (kW)	7,08	8,36	9,06	11,71	12,96	15,21	16,64	16,71
$\eta_{Cogé}$	30,23%	34,08%	36,18%	44,12%	47,88%	54,63%	58,92%	59,14%
$Débit_{EauChaudeSanitaire}$ (L/h)	115,7	136,7	148,2	191,5	212,0	248,8	272,3	273,5

Comme on peut voir, une meilleure efficacité amènera de meilleures valeurs de débit, mais au contraire ne nous permettra pas d'avoir de bonnes valeurs de rendement avec cogénération. Cependant ces valeurs de rendements sont trompeuses, étant donné que les dimensions du système dans ces conditions sont beaucoup trop importantes pour être réalisable. Dans ce cas le système n'est juste pas assez efficace pour fournir les 3kW électrique que nous demandons. Cette unité de cogénération nous permet quand même de passer d'un rendement de, au mieux 10%, à au moins 30%. Ce n'est pas négligeable et cela nous permet d'être compétitif par rapport à ce qui se fait à plus grande échelle et avec de meilleurs technologie.

Nous voyons donc d'après ces tableaux que l'efficacité de notre cycle devra être au moins de 0,09, et que nous devrons fonctionner avec une vitesse de piston élevée, entrainant le fluide à 9m/s dans notre installation. Nous verrons plus tard que ce n'est pas dans ces conditions que la surface de miroirs sera la plus basse, mais c'est un compromis à faire si on veut que notre installation fonctionne au mieux (une vitesse plus basse entrainerait des diamètres de tubes plus importants, et la totalité de la surface de tube ne recevrais pas le rayonnement solaire concentré).

9.3. Partie dimensionnent des cylindres et des tubes absorbeurs :

Dans cette partie nous allons nous intéresser la longueur des tubes absorbeurs et des cylindres de notre installation. Nous nous focaliserons sur les résultats relatifs aux valeurs d'efficacité nous ayant donné des résultats favorables jusque la. Nous nous intéresserons donc plus particulièrement au cas ou l'efficacité est fixée à 0,09.

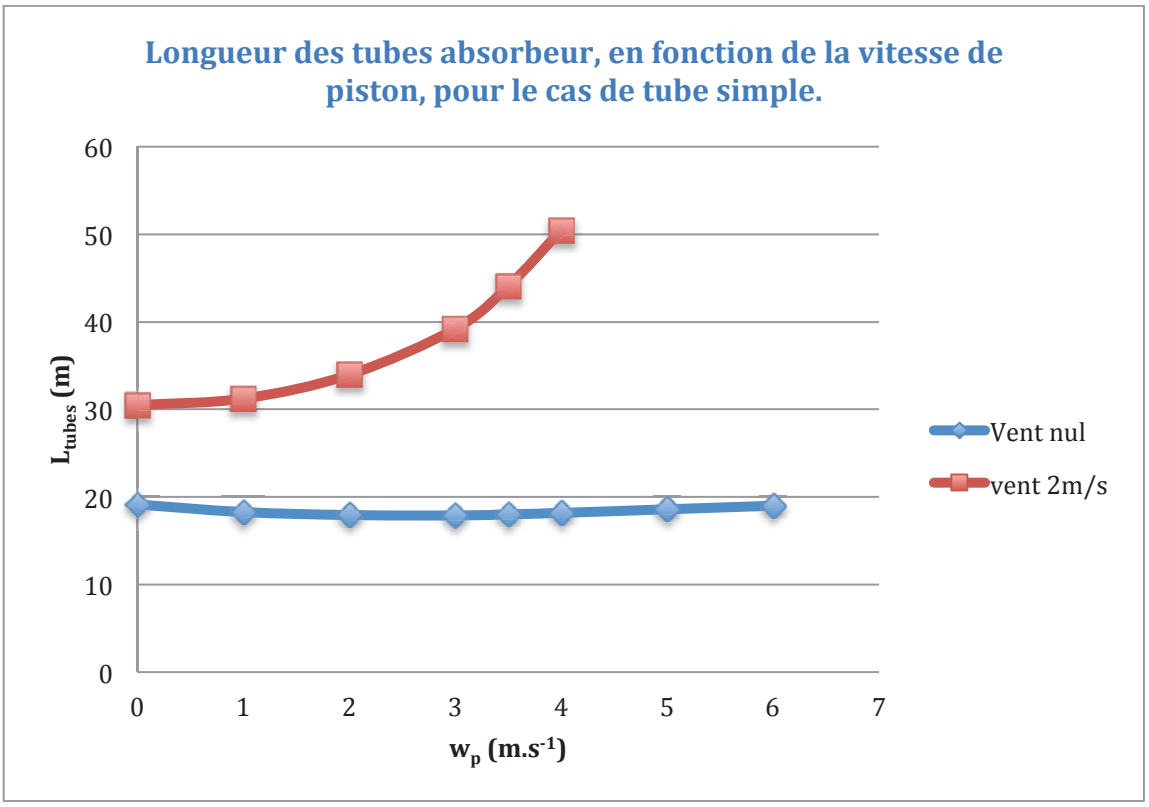
9.3.1. Diamètre des cylindres :

w_p ($m.s^{-1}$) =	0	1	2	3	3,5	4	5	6
$D_{cylindre,Cp,w,f,thr}$ (m)		0,73385	0,49088	0,37478	0,33914	0,30656	0,25247	0,20964
$D_{cylindre,Exp,w,f,thr}$ (m)		0,81371	0,54779	0,42236	0,38200	0,34695	0,29098	0,24580

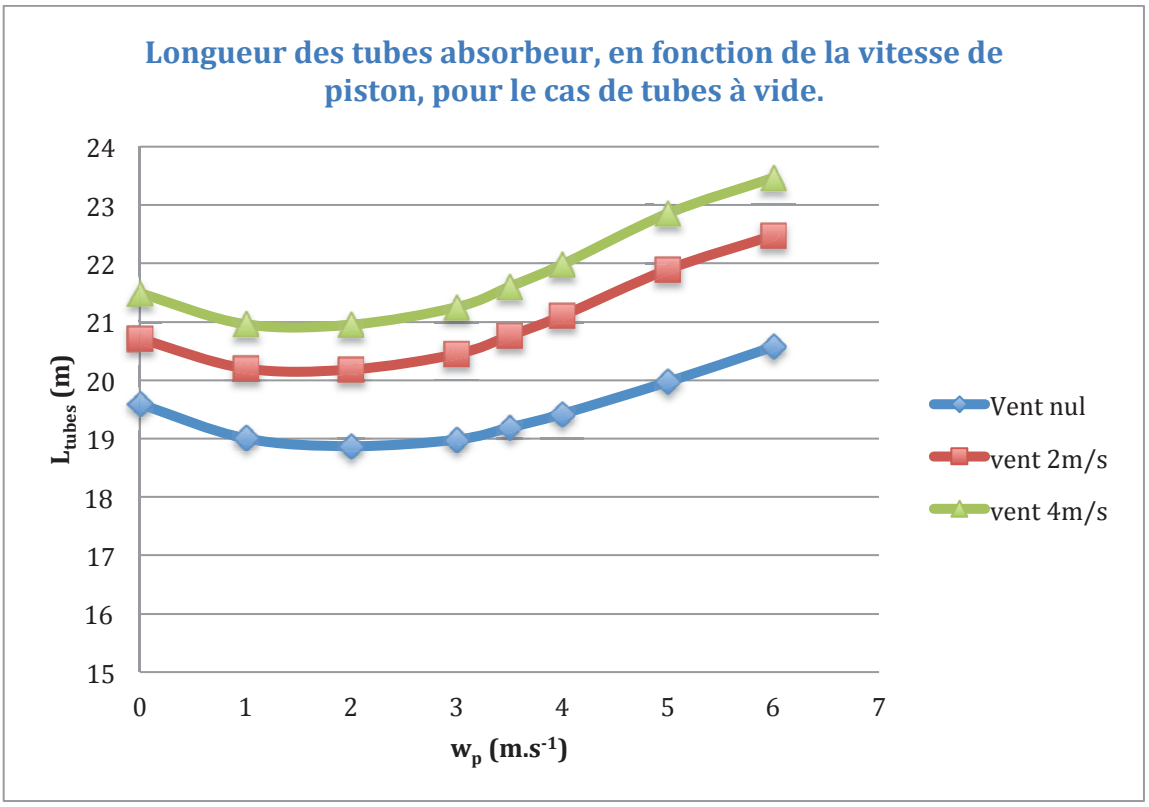
Si on considère le cas où la vitesse de piston est maximum, à 6m/s (pour laquelle la vitesse du fluide est de 9m/s), les valeurs sont un peu trop grandes, mais reste raisonnable et envisageable. Ce sera, au même titre que les diamètres de tubes, le paramètre qui ne nous laissera pas libre de fonctionner comme on le veut.

9.3.2. Longueur des tubes absorbeurs :

Nous avions commencé l'étude avec un tube simple, qui donnait des résultats tout à fait satisfaisant lorsque le vent était négligé. Seulement le vent favorise les pertes thermiques par convection, et dans le cas du tube simple, nous allons voir que cela a une grande influence sur les résultats. Le graphique ci dessous le prouve.



On peut voir qu'au mieux, nous avons une différence de 10m sur nos résultats, ce qui équivaut à 50m² de miroirs (la longueur totale des miroirs étant la longueur des tubes, leur largeur étant de 5m). Et cet écart croit très rapidement. Le facteur vent ne peut donc pas être négligé. Heureusement pour nous un système a été mis en place afin de plus ou moins annuler ces pertes de chaleurs par convection. Il s'agit des tubes à vide vus dans la partie thermique, nous allons calculer la longueur de ces tubes à vide pour le cas ou le vent est négligé, et ensuite pour deux vitesses de vent différentes.



On peut voir que l'écart dû au vent est désormais moindre, et que le cas sans vent s'approche très fortement du même cas pour un tube simple. Cela peut donc valoir le coût d'installer ce genre de matériel sur notre installation, à moins d'être absolument sur que nous ne nous trouverons jamais en présence de vent, ce qui semble compliqué.

On voit donc que dans notre cas, à une vitesse de piston de 6m/s, nous avons une longueur de tube variant entre 21,5m et 23,5m, ce qui équivaut à 107,5m^2 et 117,5m^2 de miroirs. Pr.Petrescu nous avait donné un ordre de grandeur de 100m2 pour ce genre de système, si on voulait être compétitif, tout en nous mettant en garde que si nous avions des résultats en dessous de cette valeur, « c'était peut être trop beau pour être vrai ».

9.4. Conclusions et critiques :

Pour conclure sur cette partie dimensionnement, nous avons montré que ce type d'installation domestique était réalisable et fiable d'un point de vue performance, à condition d'avoir mené une étude préalable sérieuse afin de se mettre dans une situation de fonctionnement permettant ces performances. Notre surface de miroirs est correcte par rapport à nos ambitions, et notre unité de cogénération nous permet de gonfler un peu notre rendement, nous permettant de pouvoir espérer des résultats meilleurs et beaucoup plus attractifs en cas d'étude plus approfondie.

10. Conclusion et ouverture :

Ce projet nous a permis de montrer la faisabilité d'une installation domestique utilisant la concentration solaire comme source d'énergie, afin de produire électricité et eau chaude sanitaire à une maison individuelle. Nous avons montré l'importance fondamentale qu'avait la thermodynamique irréversible dans les études de dimensionnement et de modélisation de machine thermique, puisqu'elle nous a permis d'obtenir des écarts conséquents avec les valeurs que nous aurions obtenu en utilisant la thermodynamique réversible.

Nous avons montré qu'une solution au problème de l'énergie ne nécessitait pas forcément de grands moyens financiers ainsi que technique puisque nous nous sommes efforcé de rester les plus simples possible dans tous les choix matériels que nous avons fait. L'utilisation de cylindre confirme cet aspect. De plus nous avons mis en évidence la nécessité d'une étude approfondie et personnalisée, les optimums des différents paramètres ne permettant pas un fonctionnement optimum unique, il faudra faire en fonction des besoins et des contraintes de chacun.

Notre système fonctionne grâce à l'énergie solaire et permet à un logement individuel de fonctionner de manière autonome énergétiquement durant la journée. Une étude supplémentaire, sur le stockage thermique pour que l'installation puisse fonctionner une partie de la nuit ou puisse pallier aux changements météorologique durant la journée, sur le choix du fluide qui permettrait ensuite de minimiser les dimensions des constituants de l'installation, sur les différents matériaux et différentes technologies à utiliser au niveau de l'absorbeur et des miroirs afin de profiter au maximum et le plus efficacement possible du rayonnement solaire, permettrait à ce type d'installation de devenir vraiment compétitive sur le marché de l'énergie et ainsi de fournir une solution plus que viable aux problématiques économiques et environnementales actuelles.

11. Bibliographie :

[1] Petrescu.V, Cotarta.A,Visan.T, *Calorimetrie method for determination of storage energiy in molten systems (in the domain of temperatures 373-1073K),* Energetica,36/1988, Nr.4, pp.182-188.

[2] S.Petrescu, J.Zaiser, C.Harman, V.Petrescu, M.Costea, C.Petre, T.Florea, T.V.Florea, *Advanced Energy Conversion*, MECH 422/622-volume II.

[3] Danescu.A, Petrescu.S, Bucurenciu.S, *Utilizarea ernergei solare (« The Utilization of Solar Energy »)*, Editura Tehnica Bucuresti, 1982.

[4]Petrescu.S,Danescu.A, Baran.N, Dimitriu.S, *Experimental Researches Concerning the Use of Solar Energyin the Generation of Electricity*, Proceedings of the 2nd International Solar Forumin Conjunction withthe 17th Annual Meeting of COMPLES,12-14 July,1978, Hamburg, FRG.

[5] Petrescu.S, Danescu.A, Bucurenciu.S, *1kW Solar Power Plant with Cylindrical Parabolic Cconcentrators of 100m* ^{2}, Proceedings of International Solar Week, 4-8 May, 1981. Istambul, Turkey.

[6] Petrescu.S, Danescu.A, Baran.N, *Combined Solar Power Plants for Irrigation and Greenhouses using Modular Cylindrical Parabolic Concentrators*, Proceedings of « Energy Conservation and Use of Renewable Energies in the Bio-Industries », edited by F.Vogt, Pergamon Press, Oxford and New York, 1981.

[7] Petrescu.S, Danescu.A, Chiriac.F, Kotovscki.K, *Solar Absorbtion Refrigeration*, Proceedings of the Second International Seminar on Energy Conservation,and Use of Renewable Energies in the Bio-Industries, held at Trinity College, Oxford, 6-10 Sept. 1982, Editor Vogt.F, Pergamon Press, Oxford, 1982.

[8] Hanafi.A, *Design and Performance of Solar MSF Desalination Systems*, Desalination, no.82, pp.275-211, 1991.

[9] Bejan.A, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, WIley, NY, 1982.

[10] Bejan.A, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, NY, 1988.

[11] Paul.M, *Uber die Abhangigkeit der Entropievermehrung quasiadiabatische Arbeitsprozesse von der Temperatur und Dehnungsgeschwindigkeit*, Ann. D. Phys. 5, 29, S.179, 1937.

[12] Petrescu.S, *The determination of the expression of the work in a process with finite speed using the phenomenological thermodynamics of irreversible processes*, Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh., vol. 19, no. 2,1969.

[13] Petrescu.S, Stoicescu.L, *The first law of thermodynamics for technical processes with finite constant speed closed systems*, Polytech. Inst. Buchar. Bull., vol. XXVI, 1964.

[14] Petrescu.S, *Contributions of the study of interactions and proves of nonequilibrium in thermal machines*, Ph Thesis, 1969.

[15] Petrescu.S, *Kinetical considerations regarding the pressure on a piston withfinite speed*, Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh., vol. 1, no. 1, 1971.

[16] Petrescu.S, *Experimental study of the gas-piston interaction with finite speed in the case of an open system*, Stud. Si Cercet. Mec. Apl., vol. 31, no. 5, 1974.

[17] Petrescu.S, Stanescu.G, Iordache.R, Dobrovicescu.A, *The first law of thermodynamics for closed systems considering the irreversibilities generated by the friction piston - cylinder, the throttling of the working medium and the finite speed of the mechanical interaction*, ECOS 92 Zaragoza Spain, 1992.

[18] Petrescu.S, *Study for the gas-gas interaction with finite speed for flow processes*, Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh., vol. 221, no. 1, 1971.

[19] Petrescu.S and Petrescu.V, *Methods and models in engineering thermodynamics*, Editure Tehnica. Bucharest, Romania, 1988.

[20] Stoicescu.L, Petrescu.S, *Thermodynamic state transformations developing with constant finite speed*, Polytech. Inst. Buchar. Bull., vol. XXVI, no. 6, 1964.

[21] Stoicescu.L, Petrescu.S, *Thermodynamics state changes displayed with variable finite speed*, Polytech. Inst. Buchar. Bull., vol. XXVII, no. 1, 1965.

[22] Stoicescu.L, Petrescu.S, *Cycles with finite speed*, Polytech. Inst. Buchar. Bull., vol. XXVII, no. 2, 1964.

[23] Petrescu.S, Costea.M, *Development of Thermodynamics with Finite Speed and Direct Method*, Academia de Stiinte Tehnice din Romania, Editura AGIR.

[24] Novikov.I, *The efficiency of atomic power station (a review)*, J Nucl.Energy 2, vol. 7, pp. 125 – 128, 1958.

[25] Curzon.F.L, Ahlborn.B, *Efficiency of a carnot engine at maximum power output*, J Phys, vol. 43, pp. 22–24, 1975.

[26] Andersen.B, *Finite-time thermodynamics*, Physics laboratory II. University of Copenhagen, 1983.

[27] Feidt.M, *Thermodynamique et optimisation energétique*, Technique et documentation Lavoisier. Paris, 1987.

[28] Lampinnen.M, Vuorosalo.J, *Heat Accumulation functions and optimization of heat engines,* J Apll Phys, no. 69, Jan. 1991.

[29] Salamon.P, *Physics versus engineering of finite-time thermodynamics models and optimizations*.

[30] Petrescu.S, Harman.C, Costea.M, Petre.C, Dobre.C, *Irreversible Finite Speed Thermodynamics (FST) in Simple Closed Systems*. I. Fundamentals Concepts, Revista Termotehnica, Editura AGIR, Bucuresti, Romania, 1, 2010.

[31] Ibrahim.O.M, Klein.S.A, Mitchell.J.W.J, *Of Engineering Gas Turbine Power*, 113, 514, 1991.

[32] Stanescu.G (Adviser :Petrescu.S), *The Study of the Mecanism of Irreversibility Generation in Order to Improve the Performances of Thermal Machines and Devices*, Ph.D. Thesis, U.P.B, Bucharest,1993.

[33] Petrescu.S, Feidt.M, Harman.C, Costea.M, *Optimization of the Irreversible Carnot CycleEngine for Maximum Efficiency and Maximum Power trough Use of Finite Speed Thermodynamics Analysis*, ECOS'2002 Conference, Ed. by G.Tsatsaronis et al. Berlin, Germany, Vol II, p. 1361-1368, 2002.

[34] Petrescu.S, Harman.C, Costea.M, Feidt.M, *Thermodynamics with Finite Speed versus Thermodynamics in Finite Time in the Optimization of Carnot Cycle*.

Procof the 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Hawaii, USA, March16-20, 2003.

[35] Petrescu.S, Costea.M, Harman.C, Florea.T, *Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed,* International Journalof Energy Research, Vol.26, 589-609, 2002.

[36] Culen.B, McGovern.J, Petrescu.S, Feidt.M, *Preliminary Modelling Results for Otto-Stirling Hybrid Cycle*, ECOS 2009, Foz de Iguasu, Parana, Brazil. PP. 2091-2100, August 31-September 3, 2009.

[37] Costea.M, Petrescu.S, Harman.C, *The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance*, Energy Conversion & Management, Vol.40, pp.1723-1731, 1999.

[38] Petrescu.S et al, *A Scheme of Computation, Analysis, Design and Optimization of Solar Stirling Engines*, The 16th ECOS'03, Copenhaga, Ed N.Houbak et al., Vol.I, p.1255-1262, 30 June – 2July, 2003.

[39] McGovern.J, Cullen.B, Feidt.Mn Petrescu.S, *Validation of a Simulation Model for a Combined Otto and Stirling Cycle Power Plant*, Proc of ASME 2010, 4th Int.Conf. on Energy Sustainability, ES2010, May 17-22, Phoenix, Arizona, USA, 2010.

[40] Petrescu.S, Tratat de Inginerie Termica. *Pincipiile Termodinamicii. (Treatise on Engineering Therodynamics. The Principles of Thermodynamics).* Editura AGIR, Bucuresti, Romania, 2007.

[41] Petrescu.S, *The Development of Thermodynamics with Finite Speedand the Direct Method*, Tomul LVI, Fasc 3a, COFFRET 2010, 5-7Mai, Iasi, Romania, 2010.

[42] Stoicescu, L., Petrescu, S., *The First Law of Thermo- dynamics for Processes with Finite Speed*, *in Closed Systems*, Bulletin I.P.B., Bucharest, Vol. XXVI, No. 5, pp. 87-108, 1964.

[43] Petrescu, S., *Contribution to the study of thermo- dynamically non-equilibrium interactions and processes in thermal machines*, Ph.D. Thesis, I.P.B., Bucharest, 1969. (Adviser: Prof. L. Stoicescu).

[44] Petrescu, S., *Kinetically Consideration Regarding the Pressure on a Movable Piston*, Studii si Cercetari de Energetica si Electrotehnica, Academia Romana, Tom 21, No.1, pp. 93-107, 1971.

[45] Stoicescu, L., Petrescu, S., Marinescu, M., *Determinarea pe cale statistica a expresiei lucrului mecanic pentru unele pro- cese termodinamice cu viteza finita* (Statistical determination of the work in some irreversible processes with finite speed), Sesiunea Stiintifica din IPB, 1-3 noiembrie 1968.

[46] Petrescu, S., *An Expression for Work in Processes with Finite Speed based on Linear Irreversible Thermodyna- mics*, Studii si Cercetari de Energetica si Electrotehnica, Academia Romana, Tom.19, No.2, pp. 249-254, 1969.

[47] Costea.M, Petrescu.S, Feidt.M, Dura.I, Boriaru.N, *Microcentrale solaire à moteur de Stirling et miroir de Fresnel, stockage thermique en huile et électrochimique en hydrogene.* SFT, 2013.

[48] S.Petrescu, J.Zaiser, C.Harman, V.Petrescu, M.Costea, C.Petre, T.Florea, T.V.Florea, *Advanced Energy Conversion*, MECH 422/622-volume II.

[49] John B. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc. New York 1988.

[50] Incropera, F.; DeWitt, D. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Third Edition. New York, NY: John Wiley and Sons,1990.

[51] R.Forristall, *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*, NREL/TP-550-34169, 2003.

Study of a solar Brayton-Joule cycle with the finite speed thermodynamic.

Résumé :

La recherche de sources d'énergies autre que les énergies fossiles est un enjeu majeur dans le contexte économique et environnemental actuel. Ce projet a pour but de proposer une solution à cette problématique, d'en vérifier la faisabilité et de faire une étude de sensibilité des différents paramètres.

Le système proposé est une machine thermique fonctionnant sous le cycle de Brayton-Joule, combiné avec une installations de miroirs cylindro-parabolique assurant la concentration du rayonnement solaire et ainsi l'apport en chaleur dans le système. Nous réaliserons l'étude en thermodynamique à vitesse finie, une branche de la thermodynamique irréversible, qui nous permettra de modéliser notre cycle en se rapprochant le plus possible des conditions réelles.

Abstract :

Research in energy sources other than hydrocarbon is a major stake in the economical and environmental context nowadays. This project suggests a solution to this issue and offer to verify its feasibility and to make a parameter variation study.

The following system is a thermal engine using the Brayton-Joule cycle, combined with parabolic trough mirrors that provide the system with concentrated solar heat. This study will be realized with finite speed thermodynamic, a new field of the irreversible thermodynamic, that will allow us to compute the system as close as we can from its real behavior.

Mots clés :

Thermodynamique à vitesse finie, Brayton-Joule solaire, Thermodynamique irréversible, Méthode directe, concentration solaire, miroirs cylindro-paraboliques.