

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI

**Hybridation des sources d'énergie pour la réduction des
émissions des gaz à effet de serre**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

en vue de l'obtention du grade de maître en sciences appliquées

(M. Sc. A.)

PAR

© **Joseph Pemndje**

Août 2017

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, Université du Québec à Rimouski

Adrian Ilinca, directeur de recherche, Université du Québec à Rimouski

Hussein Ibrahim, examinateur externe, ITMI

Dépôt initial le 7 août 2017

Dépôt final le 25 août 2017

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris l'Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

A ma chère et tendre épouse, Christiane Carole,
A mes enfants, Perrine, Ryan et Marie Emmanuelle,
A mes parents Pierre et Maximilienne.

REMERCIEMENTS

Je rends grâce à Dieu Tout Puissant et Miséricordieux qui m'accompagne tous les jours de ma vie, me donne la force, la santé, l'intelligence et la sagesse pour braver toutes les épreuves qui se dressent devant moi, me relève quand je suis faible et m'ouvre les portes du bonheur et de salut.

Je voudrais adresser mes sincères remerciements à mon directeur de recherche, Professeur Adrian Ilinca, qui a cru en moi en m'accueillant dans son laboratoire et en créant pour moi toutes les conditions optimales pour réaliser ce projet. Merci pour le temps qu'il a bien voulu me consacrer, pour sa patience et ses conseils qui ont contribué à alimenter ma réflexion et redoubler ma motivation pour la réussite de ce travail.

Mes remerciements les plus chaleureux à mes enseignants du département de Génie et à tout le personnel administratif de l'UQAR pour la disponibilité, l'encadrement, l'accompagnement et la promptitude à répondre à toutes mes sollicitations.

Mes remerciements à tous mes collègues de maîtrise pour tous les bons et chaleureux moments passés ensemble durant ces deux années d'études.

Je voudrais dire toute ma gratitude à ma chère et tendre épouse Christiane Carole et à mes trésors Perrine, Ryan et Marie Emmanuelle pour leur indéfectible soutien pendant toutes ces deux années études passées loin d'eux. Merci à mes parents, à mes frères et à mes sœurs pour leur prière pour ma réussite.

Enfin, je voudrais remercier tous ceux et toutes celles qui de près ou de loin ont contribué à la réussite du présent travail

RÉSUMÉ

Le présent travail traite des systèmes hybrides de production d'énergies dans deux des secteurs réputés comme les plus polluants : la production de l'électricité et le transport. Le but recherché est de réduire l'impact de l'énergie fossile trop polluante avec des réserves épuisables et dont les coûts sont de plus en plus élevés. A cet effet, des systèmes hybrides (éolien et photovoltaïque avec un système de stockage bien adapté) et un moteur hybride pneumatique ont été développés et simulés respectivement à l'aide des logiciels Homer et GT-Power. Globalement, nous avons démontré que l'utilisation des systèmes hybrides et l'hybridation pneumatique des moteurs diesel ont amélioré les performances de ces systèmes, réduit la consommation des carburants fossiles et les émissions des particules polluantes dans l'atmosphère.

Mots clés: Système Hybride, Énergie Éolienne, Énergie Photovoltaïque, Homer, Moteur Diesel, Hybridation Pneumatique, Suralimentation, GT-Power, Pollution.

ABSTRACT

This paper studies hybrid energy production systems in two of the most polluting sectors: electricity generation and transportation. The aim is to reduce the impact of fossil energy excessively polluting with exhaustible reserves and increasingly high costs. For this purpose, hybrid systems (wind and photovoltaic systems with a well-adapted storage system) and a hybrid pneumatic motor were developed and simulated using the Homer and GT-Power software respectively. Overall, we have demonstrated that the use of hybrid systems and the pneumatic hybridization of diesel engines have improved the performance of these systems, reduced the consumption of fossil fuels and emissions of pollutant particles into the atmosphere

Keywords: Hybrid System, Wind Energy, Photovoltaic Energy, Homer, Diesel Engine, Pneumatic Hybridization, Supercharging, GT-Power, Pollution

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	IX
RÉSUMÉ.....	XI
ABSTRACT	XIII
TABLE DES MATIÈRES	XV
LISTE DES TABLEAUX	XVII
LISTE DES FIGURES.....	XIX
LISTE DES ACRONYMES ET DES SYMBOLES.....	XXI
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
CHAPITRE 1 IMPACT DE L'UTILISATION DES ENERGIES RENOUVELABLES SUR LE COUT D'ELECTRICITE ET L'ENVIRONNEMENT DANS LE NORD CAMEROUN.....	5
RESUME DU PREMIER ARTICLE.....	5
IMPACT OF USING RENEWABLE ENERGY ON THE COST OF ELECTRICITY AND ENVIRONMENT IN NORTHERN CAMEROON	7
CHAPITRE 2 SIMULATION NUMÉRIQUE SUR GT-POWER DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL FONCTIONNANT EN MODE DE SURALIMENTATION	29
2.1 RESUME DU DEUXIEME ARTICLE.....	29
2.2 SIMULATION NUMERIQUE SUR GT-POWER DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL FONCTIONNANT EN MODE DE SURALIMENTATION	30
CHAPITRE 3 CONCLUSION.....	67
3.1 CONCLUSION ET SYNTHÈSE	67

3.2 TRAVAUX FUTURS.....	68
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	69

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1

Table 1 : The geographical coordinates of the selected localities. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 2. Distribution of average hourly energy consumption of the four loads. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 3. Annual average need of water and storage capacity. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 4. Technical Specifications of devices. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 5. Summary of software inputs – Garoua. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 7. Summary of software inputs – Yagoua. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 6. Summary of software inputs – Maroua. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 8. Summary of software inputs – Kousseri. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 9. Garoua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 10. Maroua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 11. Yagoua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 12. Kousseri optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type. **Erreur ! Signet non défini.**

Table 13. Comparative emission of polluting particles between the two solutions in the four areas of the study. **Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre 2

Tableau 1: Calcul des coefficients pour le transfert de chaleur [36]49

Tableau 2 : Paramètres de base du prototype du moteur étudié54

Tableau 3 : Masse spécifique indiquée des émissions de gaz.....61

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Emissions globales du CO2 dans le monde issues de la combustion des fossiles par secteur d'activités en 2014 [1].....	1
Fig. 1. Example of a small-scale Wind-PV system.....	8
Fig. 2. Map of Northern Cameroon showing the four locations of the study.	9
Fig. 3. Monthly variations of average wind speed at 50 m height.	11
Fig. 4. Daily radiation and clearness index in (a) Garoua; (b) Maroua; (c) Yagoua; and (d) Kousseri.....	12
Fig. 5. Schematic illustration of PV-Wind based energy system.....	16
Fig. 6. Monthly average electric production in the case of the BRF for (a) Garoua; (b) Maroua; (c) Yagoua; and (d) Kousseri.....	22
Figure 1: Concentration moyenne mensuelle en dioxyde de carbone mesurée au volcan Mauna-Loa (Hawaï) [1].	30
Figure 2: Cours du baril de pétrole en dollars (moyennes mensuelles) [4].....	32
Figure 3: Moteur diesel 645E3B[7]	35
Figure 4: Le New Train japonais et sa gestion énergétique [3]	36
Figure 5: Architecture des Green Goats (GG20B) [3]	37
Figure 6: Représentation schématique d'un moteur hybride pneumatique [20]	39

Figure 7: Diagrammes pression-volume mesurés et simulés par I. Vasile [26]. (a): Moteur pneumatique 2-temps et (b): Pompe pneumatique 2-temps.....	41
Figure 8: Mesures de pression réalisée par S Trajkovic [30] dans le port de charge. (a) : Mode pompe pneumatique et (b) : mode moteur pneumatique	42
Figure 9: Mesures de diagrammes p-V réalisées par C Donitz [9]. (a) : Moteur pneumatique 4-temps et (b) : Pompe pneumatique 4-temps	43
Figure 10: Cycles théoriques 4-temps (a): mode pompe pneumatique; (b): mode moteur pneumatique et (c): mode suralimentation [4].....	46
Figure 11: Barré de Saint Venant [5].....	51
Figure 12: Géométrie d'une soupape [38].....	52
Figure 13: Modèle d'un moteur hybride pneumatique sur GT-Power	53
Figure 14 : Profil d'ouverture et de fermeture de la soupape de charge.....	55
Figure 15: Diagramme p-V du moteur en mode combustion pour N=3500 tr/min.....	56
Figure 16: Performances indiquées du moteur en mode combustion conventionnelle	56
Figure 17: Consommation spécifique indiquée du carburant	57
Figure 18: Diagramme p-V en mode moteur hybride. Pression du réservoir: 2.5 bars (a); 3.5 bars (b) et 5 bars (c).	58
Figure 19: Pression moyenne indiquée. (a) Moteur conventionnel ; (b) Mode moteur hybride, Pression du réservoir = 5 bars.....	59
Figure 20: La puissance du moteur à différentes valeurs de la pression	60
Figure 21: La consommation spécifique indiquée du carburant prise à différentes valeurs de la pression d'admission.....	61

LISTE DES ACRONYMES ET DES SYMBOLES

Note : *Une grande partie des acronymes et symboles sont définis dans le texte au fur et à mesure qu'ils apparaissent. Nous donnons ci-après les définitions de ceux qui ne sont pas définis dans le texte.*

ACRONYMES

FTP	Federal test procedure
GES	Gaz à effet de serre
GPL	Gaz de pétrole liquéfié
NASA	National Aeronautics and Space Administration
PME	Pression moyenne effective

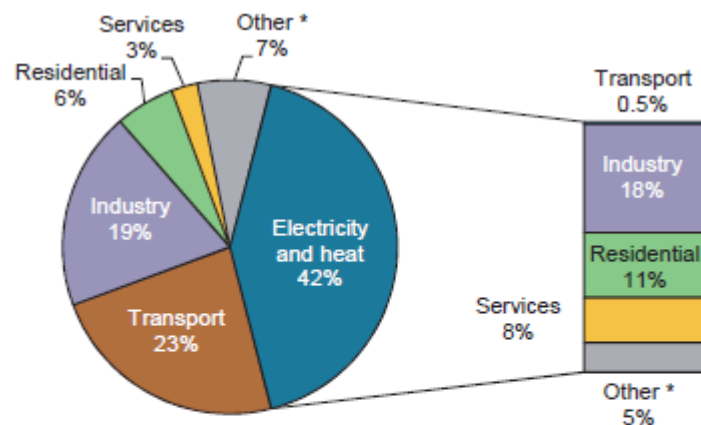
SYMBOLES

A_j	Aire de surface à la frontière j
D	Diamètre du piston
L	Bielle
$M_{\text{véhicule}}$	Masse du véhicule
P	Pression
P_{atm}	Pression atmosphérique
P_0	Pression de la chambre de combustion à la fermeture de la soupape d'admission
P_{sc}	Pression des gaz dans la chambre avant la combustion
R	Constante des gaz parfaits
T	Température
U	Energie interne du système
U_0	Energie interne de l'environnement
V_0	Volume de la chambre de combustion à la fermeture de la soupape d'admission
V_s	Volume de la chambre de combustion au PMB

ζ	Entropie du système
ζ_0	Entropie de l'environnement
γ	Indice adiabatique

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La production et l'utilisation des énergies issues des combustions sont la plus importante source humaine d'émission de polluants atmosphériques : elles comptent pour 85% des émissions de particules et pour la quasi-totalité de celles d'oxydes de soufre et d'azote. Deux secteurs d'activités humaines produisent à elle seule près des deux tiers des émissions globales de CO₂ dans l'atmosphère : le secteur de production de l'électricité et de la chaleur qui compte pour 45% des émissions polluantes et celui des transports qui compte pour 23%. (Figure 1).



Note: Also shows allocation of electricity and heat to end-use sectors.

* Other includes agriculture/forestry, fishing, energy industries other than electricity and heat generation, and other emissions not specified elsewhere.

Figure 1: Emissions globales du CO₂ dans le monde issues de la combustion des fossiles par secteur d'activités en 2014 [1]

Le secteur de l'électricité est unique parmi les secteurs industriels à cause de ses émissions qui contribuent largement à la quasi-totalité des problèmes de qualité de l'air. La production d'électricité est à l'origine d'une grande partie des émissions d'oxydes d'azote et de dioxyde de soufre, qui contribuent au smog, aux pluies acides et à la formation de particules fines. C'est la plus grande source industrielle non réglementée d'émissions de mercure. Les centrales électriques émettent aussi du dioxyde de carbone, un gaz qui contribue au changement climatique. En outre, le secteur a des impacts considérables sur les plans d'eau, les habitats et les espèces. Par exemple, les barrages hydroélectriques et les lignes à haute tension ont une influence majeure sur les cours d'eau et la biodiversité. Les installations qui produisent de l'électricité sont les centrales thermiques au charbon, au mazout et au gaz naturel (énergies renouvelables à faible impact). Ces unités peuvent également produire d'autres formes d'énergie comme de la chaleur et de l'énergie mécanique dans les systèmes de production combinés énergie-chaleur.

Le secteur des transports pèse fortement dans le bilan global des émissions des GES et des substances impliquées dans la pollution atmosphérique. En effet, la quasi-totalité des moyens de transport (automobile, ferroviaire, maritime, aérien...) utilise la combustion des fossiles pour leur propulsion. Par ailleurs, les trois-quarts des émissions de TSP (particules totales en suspension) proviennent de l'usure de la route, des plaquettes de freins et des pneus. Les émissions liées à l'abrasion représentent plus de la moitié des PM10 (particules en suspension de taille inférieure ou égale à 10 μm) et plus du tiers des PM2,5 (particules en suspension de taille inférieure ou égale à 2,5 μm). Les émissions de polluants des transports sont d'autant plus nocives pour la santé que les rejets se produisent surtout en milieu urbain, à proximité des populations. Les particules, notamment les plus fines, sont un indicateur pertinent pour les risques sanitaires du fait de leur nocivité. C'est aussi le cas des émissions d'oxydes d'azote (NOx) parce qu'elles sont fortement corrélées aux émissions de nanoparticules provenant des pots d'échappement.

La volonté de maîtrise de l'amplitude du réchauffement climatique, associée à la sévérité de plus en plus accrue des normes anti-polluantes et l'augmentation des prix des

carburants d'origine fossile ont conduit à des mutations culturelles et technologiques importantes. Ce qui justifie l'intérêt, toujours en progression, de la communauté scientifique mondiale sur cette thématique.

Le présent travail s'inscrit dans cette continuité. Il s'agit d'investiguer et de proposer des solutions qui combinent les systèmes de production d'énergies conventionnelles (fossiles), dont l'efficacité jusqu'à ce jour ne souffre d'aucune contestation malgré le mauvais impact sur l'environnement, et des solutions nouvelles issues des sources renouvelables et/ou non polluantes afin de réduire la part de l'énergie des fossiles tout en boostant le rendement et l'efficacité desdits systèmes. De tels systèmes sont dits hybrides à sources d'énergie renouvelables (SHSER) [2]. De façon générale, on définit un système hybride à sources d'énergie renouvelables comme étant un système électrique, comprenant plus d'une source d'énergie, parmi lesquelles une au moins est renouvelable. Le système hybride peut comprendre un dispositif de stockage. Si cette définition renvoie plus à la production de l'électricité, notons que l'hybridation peut aussi concerner les secteurs du transport tels l'industrie automobile ou encore le ferroviaire pour ne citer que ceux deux-là.

Notre travail se décline en deux parties portant respectivement sur la production de l'électricité et le transport, les deux secteurs les plus polluants tels qu'expliqué plus haut (Figure 1). La première partie détermine et compare le coût de revient l'énergie (COE) de divers systèmes hybrides (Wind-PV) pour quatre installations hors réseau dans les régions du Nord et de l'Extrême Nord du Cameroun en intégrant des sources renouvelables et des systèmes de stockage avec des générateurs diesel modélisés à partir du logiciel HOMER. La deuxième partie porte sur une étude numérique de l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel utilisé dans le ferroviaire. L'étude se base sur le concept de récupération de l'énergie de freinage pour le stocker sous forme d'air comprimé en vue de son utilisation pour suralimenter le moteur. Les simulations ont été réalisées sur le logiciel GT-Power.

CHAPITRE 1

IMPACT DE L'UTILISATION DES ENERGIES RENOUVELABLES SUR LE COUT D'ELECTRICITE ET L'ENVIRONNEMENT DANS LE NORD CAMEROUN

RESUME DU PREMIER ARTICLE

Cet article détermine et compare les coûts de revient de production d'énergie par des systèmes hybrides constitués de sources d'énergie renouvelables et systèmes de stockage combinés à des générateurs diesel dans quatre sites hors réseau situés dans les régions du Nord et de l'Extrême Nord du Cameroun. Une estimation des potentiels énergétiques éolien et solaire photovoltaïque basée sur les données météorologiques fournies par la NASA est également faite. Ainsi, des modèles de systèmes hybrides constitués de panneaux PV, d'éoliennes, de batteries, de convertisseurs et de générateurs diesel ont été réalisés et simulés à l'aide du logiciel HOMER pour fournir de l'énergie dans ces sites. Les paramètres retenus pour l'étude à savoir l'investissement initial, le coût de revient, le taux de pénétration en énergie renouvelable, la consommation du fuel et les émissions des gaz à effet de serre ont été comparés sur une période fonctionnement de 25 ans avec les données résultantes de l'utilisation du diesel uniquement. Il a été démontré l'utilisation des énergies, malgré le fait qu'elle nécessite de gros investissement au départ, est la plus économique, la plus rentable et laisse un faible impact sur l'environnement.

Ce premier article, intitulé « *Impact of Using Renewable Energy on the Cost of Electricity and Environment in Northern Cameroon* », a été rédigé par moi-même sous la supervision du professeur Adrian Ilinca. Il a été accepté pour publication dans sa version finale en mai 2017 par les éditeurs de la revue *Journal of Renewable Energy and*

Environment (JREE) et est actuellement sous presse. En tant que premier auteur, ma contribution à ce travail fut l'essentiel de la recherche sur l'état de l'art, le développement de la méthode, la recherche des données météorologiques, l'exécution des tests de simulation et la rédaction de l'article. Le professeur Adrian Ilinca, second auteur, a fourni l'idée originale, supervisé tout le travail et aidé à la révision de l'article. Théophile Rufin Tene, troisième auteur, a contribué à la collection des données sur les charges au niveau des différents sites au Cameroun sous la supervision du professeur René Tchinda.

IMPACT OF USING RENEWABLE ENERGY ON THE COST OF ELECTRICITY AND ENVIRONMENT IN NORTHERN CAMEROON

J. Pemndje^{1a,b}, A. Ilinca^b, T. R. Tene Fongang^a, R. Tchinda^c

^a Local Materials Promotion Authority/MIPROMALO, PO Box: 2396, Nkolbikok, Yaoundé, Cameroon

^b Wind Energy Research Laboratory (WERL), UQAR, 300, allée des Ursulines, Québec, Canada G5L 3A1

^c IUT Fotso Victor of Bandjoun, University of Dschang, P.O. Box 134, Bandjoun, Cameroon

Abstract

This paper determines and compares the cost of energy (COE) of various hybrid systems for several off-grid facilities in North and Far North regions of Cameroon by integrating renewable sources and/or storage with diesel generators. The estimated annual energy production by solar PV systems and wind turbines, based on meteorological data provided by NASA, is also discussed. A hybrid system using photovoltaic panels, wind turbines, diesel generators, batteries and converter was designed using HOMER software to supply electricity to these off-grid facilities. Parameters such as investment, cost of energy, total cost, renewable energy fraction, fuel consumption, and greenhouse gas (GHG) emission have been compared over 25 years operation with the use of diesel generators only. It is shown that the use of renewable energies (wind and photovoltaic), despite the fact that it requires large investments initially, is the most economical, most profitable and least polluting system.

Key words: Hybrid System, Cameroon, Wind Energy, Photovoltaic Energy, Homer.

1. Introduction

Energy is considered as a prime agent in the generation of wealth, a significant factor in the economic development, and as a driving force for industrialization [1]. Cameroon is well known for its reserves of oil and gas, abundance of firewood and for its

¹ Corresponding Author's Email : joseph.pemndje@gmail.com (Joseph Pemndje)

capability to produce hydroelectric energy. It should be recalled that Cameroon has the second-largest hydropower potential in Africa after the Democratic Republic of Congo. Yet, according to statistics from the Ministry of Water resources and Energy of Cameroon, only 5% of these resources are currently developed. Furthermore, fossil fuels are becoming increasingly expensive each year and are not readily available in some remote areas. This causes a low electricity access rate, estimated at 22% [2]. The great gap between supply and demand results in electricity rationing and intermittent power outages across the country.

It is clear that the solutions proposed to date are essentially based on the use of fossil fuels and hydropower. Yet, recent studies have revealed other alternatives [3] through wind power in the northern regions [4, 5] or solar energy [6] for the production of electricity. The present work covers the design of a solar-wind hybrid energy system and energy storage producing usable electricity as a support system and redress in case of failure of the existing network (Fig. 1). The aim is to set up a system with a high penetration of renewable energy sources to replace existing diesel generators, frequently used as the only alternative energy. This project is underway as part of Local Materials Promotion Authority/MIPROMALO activities aimed to contribute to sustainable development in accordance with the Kyoto Protocol [7, 8].



Fig. 2. Example of a small-scale Wind-PV system.

Data collected in four facilities in the North and Far North regions of Cameroon (Fig. 2) was used in this study [9]. There is a research center in Garoua, a small-medium size enterprise (SME) specialized in the production of agricultural equipment in Maroua, a poultry farm in Yagoua and a health center in Kousséri. The Northern part of Cameroon is part of the Sahel region with high potential in solar [6] and wind energies. The annual and monthly mean wind speeds are the highest in the country. For each of these four facilities, hybrid system models were developed to get the most energy according to weather data and at the lowest possible cost.

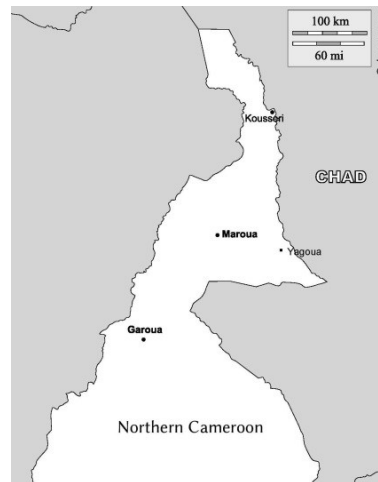


Fig. 3. Map of Northern Cameroon showing the four locations of the study.

Different approaches and/or software solutions have been used to simulate and optimize the performance of hybrid energy production systems such as ARENA, Opt-Quest tool [10-12], Matlab / Simulink [13], Response Surface Metamodels (RSM) [10] or Genetic Algorithms (GA) [14]. In this project we have used HOMER [15, 16] which is a design and analysis software for hybrid systems. It is worth mentioning that Kenfack et al. [17] studied a hybrid PV micro-hydro system at Batocha in Cameroon using HOMER software for design and optimization. Kanase-Patil et al. [18] studied the electrification of seven villages, off the grid in the district of Almora Uttarakhand state, India. Moreover, biomass, solar, hydroelectric sources and wind energy have been examined and analyzed using

LINGO and HOMER software. Bakos [19] studied the feasibility of a hydro-wind hybrid system to electrify remote islands in Greece using the Monte Carlo simulation program. Connolly et al. [20] and Chauhan et al. [21] have made a comparative study of several computer tools for the integration of renewable resources in the different energy systems. HOMER software is one of the most used software for optimization, feasibility and analysis of hybrid power systems.

2. Areas of Study and Meteorological Data

The geographical coordinates of the selected locations are given in Table 1. These are the towns of Garoua, Maroua, Kousseri and Yagoua. All four cities are located in the North of Cameroon. Meteorological data (wind speed, solar radiation, and clearness index) used in this study are those provided by NASA through Homer software [22]. The data represents the monthly average solar values of Global Horizontal Irradiance over a 22-year period (July 1983 – June 2005) and the monthly average wind speed data over a 10-year period (July 1983 – June 1993). Recent work of Kidmo et al. [23-26] in this region has shown that this data has not undergone any significant changes in the last twenty years.

locations	Latitude °N	Longitude °E	Elevation (m)
Garoua	9.3	13.4	332
Maroua	10.6	14.3	394
Yagoua	10.4	15.2	311
Kousseri	12.08	15.03	295

The average monthly wind speeds, measured at 50 m height, vary almost identically during the year in the four locations (Fig. 3). They all reach their maximum values in April. The highest monthly average speed is recorded in Kousseri with 6.04 m/s while the lowest was observed in Garoua with 3.37 m/s [27].

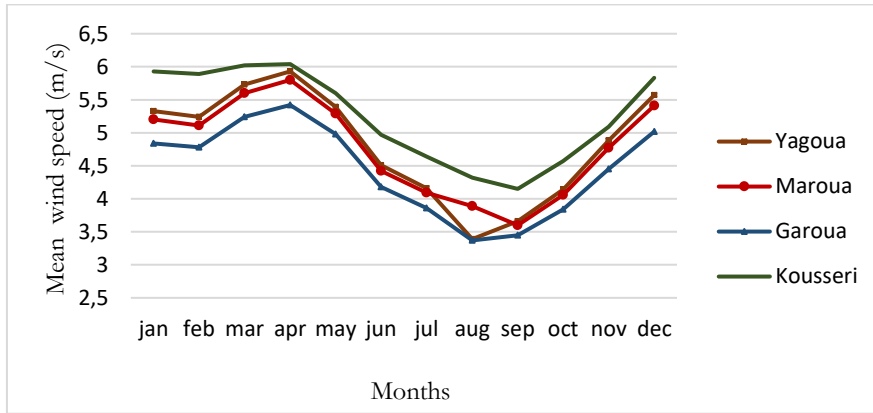
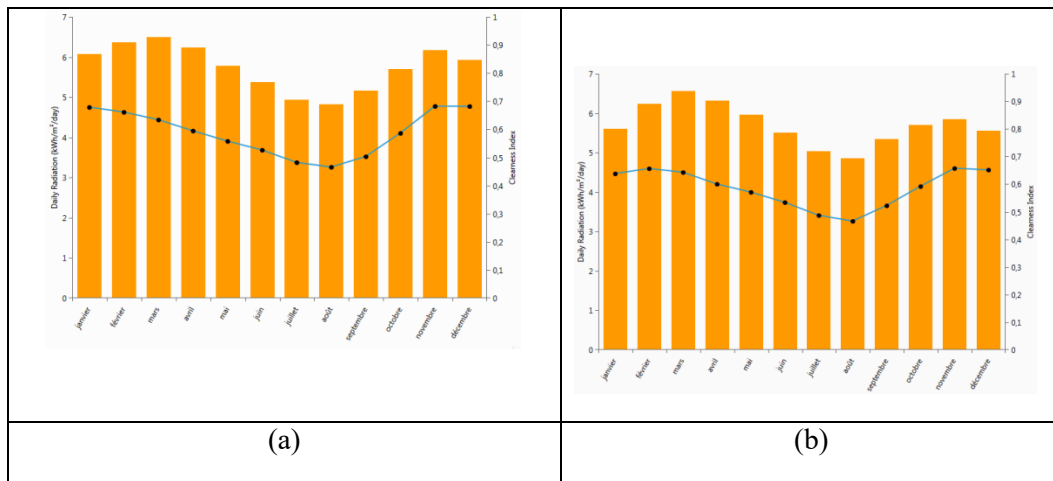


Fig. 4. Monthly variations of average wind speed at 50 m height.

Fig. 4 shows the monthly average daily solar radiation horizontal and clearness indices at the four locations. The greatest value of solar radiation is 6.73 kWh/m²/d in Kousseri during the month of April while the smallest value, 4.83kWh/m²/d, is in Garoua during the month of August. In general, the annual average value in the four locations is above the 5.70 kWh/m²/d.

On a scale from 0 to 1, we see that the monthly average of sky clearness index is around 0.5. This tells us that the sky is always clear. The highest value was observed in Garoua with 0.681, while the lowest value was observed in Garoua and Maroua with 0.465.



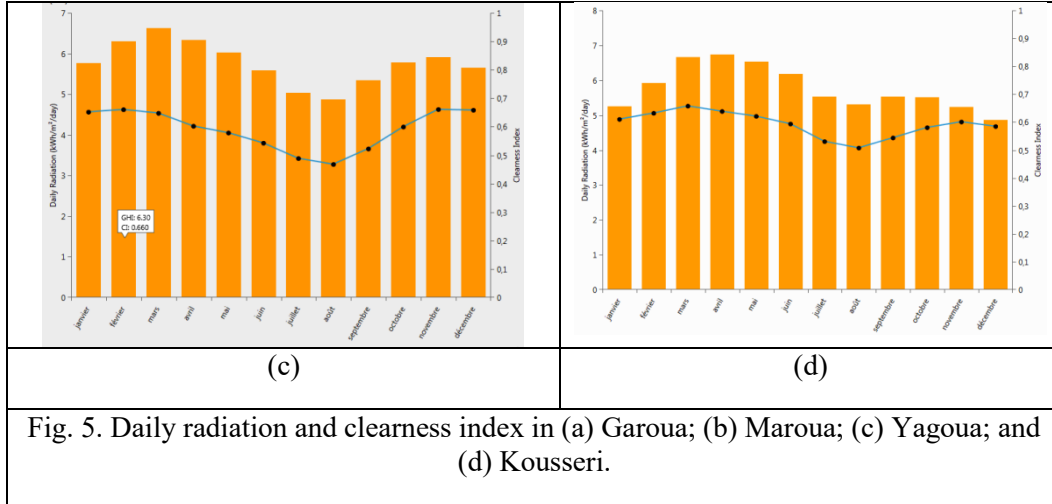


Fig. 5. Daily radiation and clearness index in (a) Garoua; (b) Maroua; (c) Yagoua; and (d) Kousseri.

3. Mathematical Model for Renewable Energy Sources

3.1. Mathematical model of the wind power system

The wind speed is a factor that varies continuously at a given site. It depends on the physical and geographical characteristics (topography, canopy, hydrography, etc.), the weather and the height from the ground. It is crucial to correctly estimate the variations and control the production of wind energy. There are different probability density functions that can be used to statistically describe the wind speed data. The most common is Weibull distribution with its particular case (for a shape factor $k=2$) the Rayleigh distribution. Weibull function is a special case of the generalized gamma distribution with two parameters. Rayleigh distribution is a subset of the Weibull distribution characterized by one parameter. Therefore, Weibull distribution is more flexible while Rayleigh is easier to use if not enough data is available [28, 29]. Weibull distribution is the most used as it provides the best fit on most sites for the monthly measurements of wind speed [28, 30, 31]:

$$f(V, k, c) = \left(\frac{k}{c}\right) \left(\frac{V}{c}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^k\right] \quad (1)$$

Where, $f(V, k, c)$ = the probability of observing the wind speed ; c = scale factor (m/s) and k = shape factor (dimensionless). An acceptable approximation of k is given by the following expression [32]:

$$k = \left(\frac{\sigma}{V_m} \right)^{-1,086} \quad (2)$$

Where, σ is the standard deviation and V_m is the average wind speed (m/s). For values of k between 1.6 and 3.0, the factor c can be calculated within an error of approximately 1% by the following expression [33]:

$$c \cong \frac{2V_m}{\sqrt{\pi}} \quad (3)$$

The output power ($P_{o,we}$) and the capacity factor (C_f) are two important parameters of wind energy conversion system (WECS). ($P_{o,we}$) determines the total amount of produced energy, and the (C_f) is the fraction of the output power over the nominal electric power P_{eR} of the turbine [28, 32, 34]. These two parameters are calculated using the following formulas [28, 32]:

$$P_{o,we} = P_{eR} \left(\frac{e^{\left(\frac{V_c}{c}\right)^k} - e^{\left(\frac{V_r}{c}\right)^k}}{\left(\frac{V_r}{c}\right)^k - \left(\frac{V_c}{c}\right)^k} - e^{\left(\frac{V_f}{c}\right)^k} \right) \quad (4)$$

$$C_f = \frac{P_{o,we}}{P_{eR}} \quad (5)$$

Where, V_c , V_r and V_f are the cut-in wind speed, rated wind speed, and cut-off wind speed, respectively.

The total annual energy production is given by:

$$\bar{E}_{a,we} = 365 \times 24 \times \left(\sum_{V=0}^{V_f} P_{out} \times f(V, k, c) \right) \quad (6)$$

In most situations, the measurement height of wind speeds is different from the height of the hubs installed wind turbines. These speeds may be adjusted using the following relation [4, 28, 32]:

$$\frac{v}{v_0} = \left(\frac{h}{h_0}\right)^\alpha \quad (7)$$

Here, V is the wind speed at the height h of the turbine hub, V_0 is the wind speed at the reference height h_0 and α is the coefficient that characterizes the roughness of the site. It is taken to be 0.20 in most cases [32].

3.2. Mathematical Model of the Solar System

Photovoltaic energy originates from the solar radiation that reaches the surface of the earth. The solar radiation depends on the orientation and inclination of the incident surface, the latitude of the location and degree of pollution, the period of year, the time of day, and the nature of the cloud layers. The total hourly solar radiation I_t over a sloping surface is estimated as [18, 21]:

$$I_t = I_b R_b + I_d R_d + (I_b + I_d) R_r \quad (8)$$

where, I_t is expressed in kWh/m², I_b and I_d are respectively the beam part of solar radiation and the diffused part of solar radiation, both expressed in kWh/m², R_b , R_d and R_r are respectively the tilt factor for beam radiation, the tilt factor for diffused radiation and the tilt factor for reflected radiation.

The power output of a PV system $P_{p,se}$ is calculated from the expression [18, 21]:

$$P_{p,se} = \eta I_t A \quad (9)$$

Where, η is the conversion efficiency of the photovoltaic system and A is the area of the photovoltaic system.

The total annual energy produced by the system is given by the following expression:

$$\bar{E}_{a,se} = \sum_{i=1}^{8760} P_{p,se}(i) \quad (10)$$

4. Loads Definition

It is important to define the electrical loads of the photovoltaic–wind (PV-W) system as they affect the cost, size, and project feasibility. The capacity of the energy

storage component (such as batteries) depends on the number of hours of operation of the PV-W system per day. In this work, the following four loads are considered:

- A research center in Garoua with major laboratory equipment, a water pumping station, computer equipment, air conditioning, lighting, etc.;
- A SME in Maroua specialized in the production of agricultural equipment with several high-power machines, a water pumping station, computer equipment, air conditioning, lighting, etc.;
- A poultry farm in Yagoua with an electric heating system, several medium-power machines, a water pumping station, lighting, etc.;
- A health center in Kousseri with medical equipment, air conditioning, a water pumping station, lighting, etc.

Table 2 shows the average hourly distribution of energy consumption in the four loads. Maroua has the highest load with daily energy consumption of 66.65 kWh; this is the result of the frequent use of high power transformer machines at this location. The lowest charge is that of Kousseri at 35.2 kWh per day. In general, the average hourly energy consumption distribution in a day's work shows that the energy consumption is higher in the intervals of 10 to 12 a.m. and 2 to 4 p.m., which corresponds to the periods of more intense activity.

Table 2. Distribution of average hourly energy consumption of the four loads.

Hours	Garoua (kWh)	Maroua (kWh)	Yagoua (kWh)	Kousseri (kWh)	Hours	Garoua (kWh)	Maroua (kWh)	Yagoua (kWh)	Kousseri (kWh)
0h-1h	0.7	1.1	0.9	0.4	12h-13h	2.2	4.3	2.1	2
1h-2h	0.7	1.1	0.9	0.4	13h-14h	3.1	4.6	2.1	1.9
2h-3h	0.7	1.1	0.9	0.4	14h-15h	3.2	6.7	3	3
3h-4h	0.7	1.1	0.9	0.4	15h-16h	2.9	6.2	2.9	2.9
4h-5h	0.7	1.1	0.9	0.4	16-17h	2.1	5.3	2.6	2.8
5h-6h	0.7	1.1	0.9	0.4	17h-18h	2	4.5	1.6	1.6
6h-7h	0.4	0.7	0.9	0.2	18-19h	1.8	1.7	1.3	1.3
7h-8h	1.6	1.6	2.4	2.3	19h-20h	1.7	1.7	0.9	0.9
8h-9h	2.25	2,25	2.6	2.6	20h-21h	1.5	1,4	0.9	0,6
9h-10h	3	3	3.2	3.1	21h-22h	0.7	1.1	0.9	0.4
10h-11h	4.4	6.5	3.3	3.2	22h-23h	0.7	1.1	0.9	0.4
11h-12h	4.3	6.3	3.5	3.2	23h-24h	0.7	1.1	0.9	0.4
Total						42.6	66.3	41.3	35.1

The water pumping is considered as a deferrable load. Table 3 presents the annual average need of water per day and the storage capacity of each site. The pump used in this study draw 1300 W of electric power and pumps 4.5 m³ per hour. The minimum load ratio for each site is 25%.

Sites	Garoua	Maroua	Yagoua	Kousseri
Annual average (kWh/d)	0.9	1.07	1.13	1.03
Storage capacity (kWh/d)	2.5	2.5	3.75	2.75

5. Technical Specifications of the Hybrid Solar-Wind (PV-W) System

Fig. 5 shows the basic outline of the integrated PV-W with optional diesel generator. The control system is at the heart of the PV-W. It provides communication between the various system components.

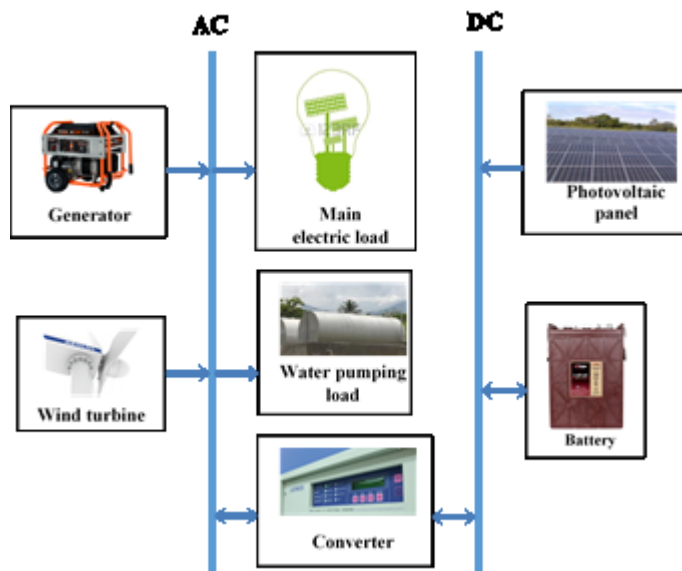


Fig. 6. Schematic illustration of PV-Wind based energy system.

The proposed configuration for HOMER simulation uses a DC and an AC bus as illustrated in Fig. 6. PV solar panels and batteries are connected to the DC bus while diesel generator, wind turbines and loads are connected to AC bus. The size of the different components of the hybrid system with battery storage and backup diesel generator is chosen to (1) maximize the percentage of renewable power in total annual energy (2) provide a significant reduction of the use of the diesel generator and on/off cycling, (3) provide a significant reduction in fuel consumption and GHG emissions compared to diesel operation only, (4) maintain high reliability of electric power supply as required by the load systems [35-38]. The system has been designed so that the batteries provide at least 20 hours of autonomy to full load. The operating capacity power (generators, wind turbine and photovoltaic panels) is always greater than the load. Therefore, the capacity shortage is null. Technical specifications of devices (wind turbines and solar panels) are presented in Table 3. The Aeolos-H 3kW wind turbine selected in the present study has the advantage to operate in low wind speed as it is the case in all sites. To increase system reliability during generator maintenance and to avoid the operation under the minimum load ratio of the generator (25%), we selected two generators of different sizes in each site so that the smallest size can operate at lower load. We model both Load Following (LF) and Cycling Charging (CC) strategies available in Homer software so that the optimal one is chosen for each case [16].

The wind turbine Aeolos-H 3kW		The photovoltaic panel THINK-240	
Power	3 kW	Power class	240 Wp
Type	3 phases permanent magnetic generator	Open circuit voltage (V_{oc})	36.8 V
Rotor diameter	5.0 m	Short circuit current (I_{sc})	8.32 A
Start wind speed	2.5 m/s	Maximum voltage (V_{mp})	30.0 V
Rated wind speed	10 m/s	Maximum current (I_{mp})	7.83 A
Working speed	2.5-45 m/s	Module efficiency (%)	14.8
voltage	220V-240V	Maximum system voltage	600 V
Number of blades	3	Maximum series fuse rating	15A

6. Simulation Results and Discussion

6.1. Presentation of the simulation software HOMER

HOMER is the design and analysis software used in this study to analyze the performance of the hybrid system. Based on an hourly balance between power production and load demand, it explores a large number of technical configurations and compares them based on kWh price, renewable fraction, etc.

For financial analysis, we used 8% interest rate and 2% inflation rate (these values are common for the financial analysis of such type of project; some adjustments may be required at further stage of project development) [39]. The cost of fuel used in the analysis is 1.3\$/liter, the market price in Cameroon starting January 2016 [40].

Technical specifications, prices (given in Canadian dollars), lifetime expectancy and parameters used in HOMER simulation for the four sites are presented in Tables 4 to 7. The information was gathered from web sites or direct communication with equipment manufacturers [41]

Table 5. Summary of software inputs – Garoua.

Item	Capacity (kW)	Capital(\$)	Replacement (\$)	O & M cost (\$/yr)	Size considered (kW)	Quantities considered	Life time
THINK-240 PV	1	5 000	5 000	40	0-5-6-7-7.5		25 years
Aeolos-H 3kW wind turbine	1 (unit)	13 500	13 500	100	0-3	0-1	25 years
Generator (Generac 5kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-5		25 000 h
Generator (Generac 1kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-1		25 000 h
Battery (Trojan L16P)	1(unit)	500	500	0.5		0-20-25-30	
Converter (Leonics)	1	800	800	40	0-5-6		15 years

Table 6. Summary of software inputs – Maroua.

Item	Capacity (kW)	Capital(\$)	Replacement (\$)	O & M cost (\$/yr)	Size considered (kW)	Quantities considered	Life time
THINK-240 PV	1	5 000	5 000	40	0-9-10.5-12		25 years
Aeolos-H 3kW wind turbine	1 (unit)	13 500	13 500	100	0-3	0-1	25 years
Generator (Generac 7kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-7		25 000 h
Generator (Generac 2kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-2		25 000 h
Battery (Trojan L16P)	1(unit)	500	500	0.5		0-35-40-45	
Converter (Leonics)	1	800	800	40	0-5-6-7		15 years

Table 7. Summary of software inputs – Yagoua.

Item	Capacity (kW)	Capital(\$)	Replacement (\$)	O & M cost (\$/yr)	Size considered (kW)	Quantities considered	Life time
THINK-240 PV	1	5 000	5 000	40	0-5-6		25 years
Aeolos-H 3kW wind turbine	1 (unity)	13 500	13 500	100	0-3	0-1	25 years
Generator (Generac 4kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-4		25 000 h
Generator (Generac 1kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-1		25 000 h
Battery (Trojan L16P)	1(unity)	500	500	0.5		0-20-25	
Converter (Leonics)	1	800	800	40	0-4-5		15 years

Table 8. Summary of software inputs – Kousseri.

Item	Capacity (kW)	Capital(\$)	Replacement (\$)	O & M cost (\$/yr)	Size considered (kW)	Quantities considered	Life time
THINK-240 PV	1	5 000	5 000	40	0-4-4.5		25 years
Aeolos-H 3kW wind turbine	1 (unit)	13 500	13 500	100	0-3	0-1	25 years
Generator (Generac 3.5kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-3.5		25 000 h
Generator (Generac 1kW)	1	800	800	0.08 (\$/hr)	0-1		25 000 h
Battery (Trojan L16P)	1(unit)	500	500	0.5		0-20-25	
Converter (Leonics)	1	800	800	40	0-3-4		15 years

6.2 Results analysis

HOMER simulates system configurations with all combinations of the components specified in Tables 5 to 8. Tables 9 to 12 illustrate the best configurations for each site, classified according to the NPC (Net Present Cost) or COE (Cost of Energy). Each line in Tables 9 to 12 represents an alternative solution computed with HOMER. As justified in section 5, we eliminated the solutions where only one generator operates, either higher or lower power. Also, we eliminated all configurations without battery storage when renewable sources are present because the renewable penetration is high enough to cause stability problems (Homer software that recommend this!). In addition to the lowest COE system, two others are of particular interest, the DO (Diesel Only) system, using only generators as energy source without battery storage and BRF (Best Renewable Fraction) system with the highest annual fraction of renewable energy. In Tables 9 to 12, the DO solution corresponds to gray color line (line 9 in Garoua, line 10 in Maroua, line 15 in Yagoua, and line 12 in Kousseri) while BFR solution is in the first line in each table colored in green, being the one with the lowest COE.

Table 9. Garoua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type.













Architecture						Cost						System	
 Think 240 PV	 Aeolos H3kW	 5kW	 1kW	 Trojan L16P	 Loenics	COE (\$)	NPC (\$)	Operating cost (\$)	Initial cost (\$)	Fuel cost (\$)	O&M (\$)	Ren Frac (%)	Total fuel (L)
○ ²	○	○	○	○	○	0.467	93 934	2 718	58 800	1 095	789	86	843
○	○	○	○	○	○	0.489	98 411	3 374	54 800	1 648	782	76	1267
○	○	○	×	○	○	0.491	98 909	3 165	58 800	1 194	1 012	87	918
○	○	○	○	×	○	0.516	103 77	4 446	46 300	2 559	1 528	71	1969
○	×	○	○	○	○	0.518	104 213	4 673	43 800	2 549	1 151	67	1961
○	×	○	○	×	○	0.525	105 747	5 759	31 300	3 614	1 683	56	2780
○	×	○	×	○	○	0.590	118 828	5 672	45 500	2 815	930	59	2165
×	○	○	○	×	×	0.684	137 674	9 118	19 800	6265	2 205	20	4819
×	×	○	○	×	×	0.699	140 685	10 511	48 000	7 547	2 257	0.0	5805
×	○	○	○	○	○	0.736	148 067	8 646	36 300	5 823	1 597	19	4479
×	○	○	×	○	○	0.768	154 614	9 214	35 500	6 076	1 799	17	4674
○	○	○	×	×	○	0.822	165 387	9 274	45 500	5 250	3 024	45	4038
×	×	○	○	○	○	0.833	167 667	11 384	20 500	7 725	1 925	0.0	5942
×	×	○	○	○	○	0.837	168 448	11 383	21 300	7 528	2 304	0.24	5791
○	×	○	×	×	○	0.859	172 958	11 020	30 500	6 377	3 434	32	4905
×	○	○	×	×	×	0.901	181 264	12 552	19 000	8 137	3 290	2.4	6259
×	×	○	×	×	×	0.920	185 241	14 020	4 000	9 261	3 504	0.0	7124

Table 10. Maroua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type.

Architecture						Cost						System	
 Think 240 PV	 Aeolos H3kW	 5kW	 1kW	 Trojan L16P	 Loenics	COE (\$)	NPC (\$)	Operating cost (\$)	Initial cost (\$)	Fuel cost (\$)	O&M (\$)	Ren Frac (%)	Total fuel (L)
○	○	○	○	○	○	0.438	139 817	4 588	80 500	1 893	1 254	84	1456
○	×	○	○	○	○	0.475	151 640	6 601	66 300	3 600	1 626	70	2769
○	○	×	○	○	○	0.506	161 615	6 337	79 700	2 461	1 766	83	1893
○	○	○	○	×	○	0.535	171 003	8 354	63 000	4 988	2 691	64	3837
○	×	○	×	○	○	0.552	176 514	9 717	50 900	6 219	1 835	44	4784
○	×	○	○	×	○	0.555	177 390	9 947	48 800	6 208	2 917	53	4775
○	○	○	×	○	○	0.558	178 280	8 693	65 900	5 109	1 925	56	3930
○	×	×	○	○	○	0.586	187 192	9 537	63 900	4 473	2 573	68	3441
×	○	○	○	×	×	0.678	216 657	15 042	22 200	10 517	3 468	14	9090
×	×	○	○	×	×	0.710	226 772	16 985	7 200	12 104	3 694	0.0	9310
×	○	○	○	○	○	0.715	228 418	14 289	43 700	9 615	2 784	18	7396
×	×	○	○	○	○	0.746	238 290	16 213	28 700	11 391	2 860	0.0	8762
○	×	×	○	×	○	0.776	247 851	15 583	46 400	9 137	4 802	37	7028
×	○	×	○	○	○	0.781	249418	16 037	42 100	10 297	3 494	16	7921
○	○	×	○	×	○	0.90	252 526	14 784	61 400	8 540	4 688	42	6569
×	×	×	○	○	○	0.861	275 259	19 196	27 100	12 906	3 854	0.0	9928

² The corresponding device is taken into account in the architecture³ The corresponding device is not taken into account in the architecture

Table 11: Yagoua optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type













Architecture						Cost						System	
 Think 240 PV	 Aeolos H3kW	 5kW	 1kW	 Trojan L16P	 Loenics	COE (\$)	NPC (\$)	Operating cost (\$)	Initial cost (\$)	Fuel cost (\$)	O&M (\$)	Ren Frac (%)	Total fuel (L)
○	○	○	○	○	○	0.423	84 4817	2678	50 200	1 210	777	84	931
○	○	×	○	○	○	0.431	86 474	2992	47 800	1 538	673	77	1183
○	○	○	×	○	○	0.471	94 521	3490	49 400	1 460	1 044	84	1123
○	×	○	○	○	○	0.507	101 752	5148	35 200	3 151	1 137	57	2424
○	○	○	○	×	○	0.584	117 142	5952	40 200	3 435	1 952	62	2642
○	×	○	×	○	○	0.604	121 260	6526	36 900	3 334	971	51	2565
×	○	○	○	○	○	0.665	133 462	7833	32 200	5 163	1 582	30	3972
×	○	○	×	○	○	0.669	134 180	7950	31 400	5 410	1 364	23	4162
○	×	○	○	×	○	0.679	136 207	8587	25 200	5 053	2 642	45	3887
×	○	○	○	×	×	0.687	137 760	9187	19 000	6 209	2 269	22	4776
○	×	○	×	×	○	0.727	145 935	9401	24 400	5 506	2 876	40	4236
○	○	○		×	○	0.741	148 638	8450	39 400	4 838	2 704	48	3721
×	×	○	○	○	○	0.742	148 825	10182	17 200	7 225	1 758	0.0	5557
×	×	○	×	○	○	0.787	157 845	10941	16 400	7 306	1 444	0.0	5620
×	×	○	○	×	×	0.791	158 745	11970	4 000	8 143	2 832	0.0	6264

Table 12. Kousseri optimization results, in a categorized form, ranking according to the NPC of each system type.

Architecture						Cost						System	
 Think 240 PV	 Aeolos H3kW	 5kW	 1kW	 Trojan L16P	 Loenics	COE (\$)	NPC (\$)	Operating cost (\$)	Initial cost (\$)	Fuel cost (\$)	O&M (\$)	Ren Frac (%)	Total fuel (L)
○	○	○	○	○	○	0.412	70 477	1 948	45 300	712	560	89	548
○	○	○	×	○	○	0.413	70 522	2 168	42 500	954	500	83	734
○	○	×	○	○	○	0.435	74 383	2 312	44 500	823	676	89	633
○	×	○	×	○	○	0.525	89 667	4 871	26 700	3 140	854	46	2415
○	○	○	○	×	○	0.525	89 717	4 271	34 500	2 379	1354	69	1830
○	×	○	○	○	○	0.563	96 161	5 156	29 500	3 243	1018	47	2494
○	×	○	○	×	○	0.591	101 084	6 311	19 500	3 804	1680	46	2925
○	×	×	○	○	○	0.592	101 255	5 551	29 500	3 166	871	46	2435
×	○	○	○	○	○	0.609	104 029	6 608	18 600	4 325	1549	35	3327
×	○	○	○	×	×	0.610	104 227	5 664	31 000	3 445	1115	45	2650
×	○	×	○	○	○	0.610	104 276	5 730	30 200	3 680	963	38	2830
×	×	○	○	×	×	0.706	120 658	9 055	3 600	6 324	1796	0.0	4864
×	×	×	○	○	○	0.750	128 203	8 741	15 200	6 090	1269	0.0	4684
○	○	×	○	×	○	0.767	131 198	7 542	33 700	4034	2235	49	3103
×	×	○	○	○	○	0.781	133 548	9 093	16 000	6117	1554	0.0	4705
○	×	×	○	×	○	0.820	140 186	9 398	18 700	5277	2559	30	4059

The DO solution is the one that is currently being operating at the four sites in absence of main grid electricity (nonexistent network, network failure, load shedding,

power rationing, etc.). The DO solution is the one with the lowest initial capital of \$4 800 in Garoua, \$7,200 in Maroua, \$4,000 in Yagoua, and \$3,600 in Kousseri. However, when considering the operation over 25-year period, it is the most expensive system (\$140, 685 in Garoua, \$226,772 in Maroua, \$158,745 in Yagoua, and \$120,650 in Kousseri), mostly for fuel purchase.

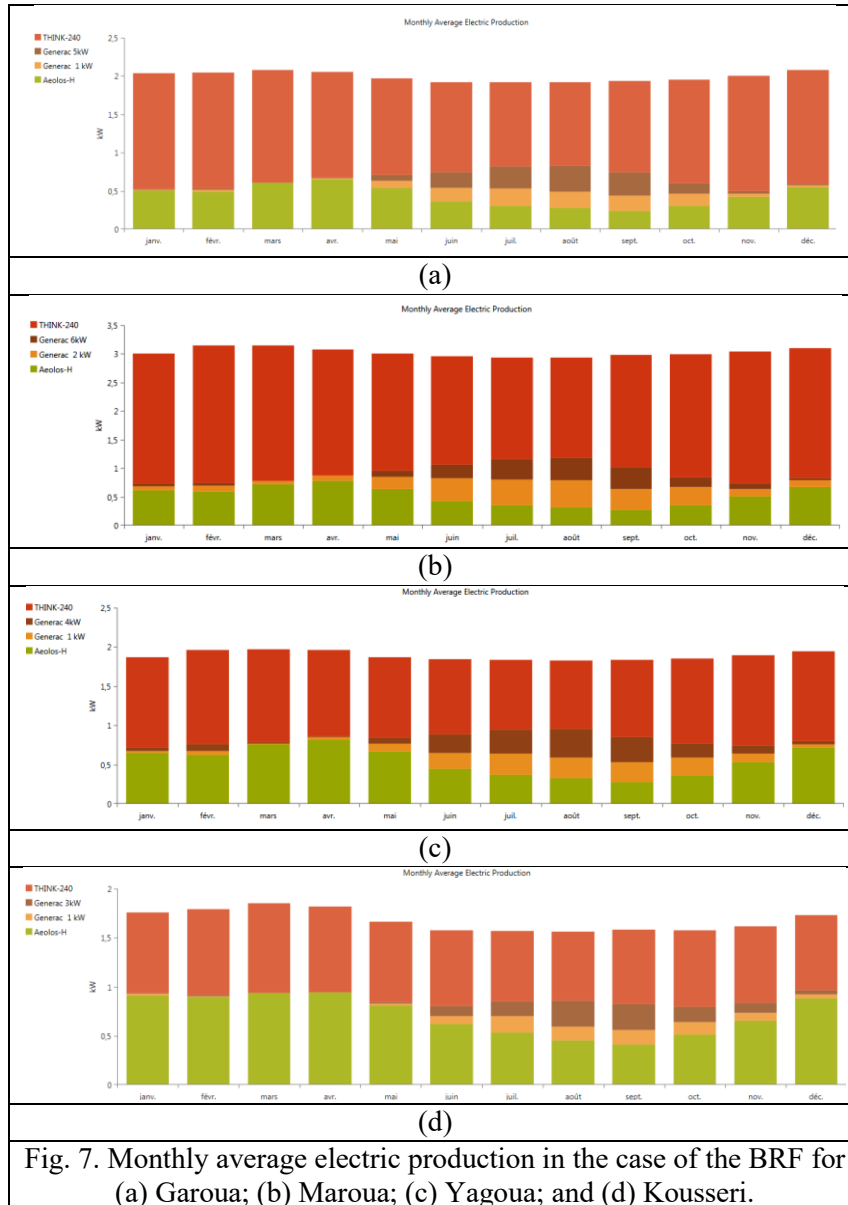


Fig. 7. Monthly average electric production in the case of the BRF for (a) Garoua; (b) Maroua; (c) Yagoua; and (d) Kousseri.

Best Renewable Fraction (BRF) solution is the one that requires the highest initial investment, approximately \$58,800 in Garoua, \$80,500 in Maroua, \$50,200 in Yagoua, and

\$45,300 in Kousseri. However, even with the largest initial investment, this is by far the most economical system with the lowest NPC, up to one and half times less than DO solution. The results show a very high renewable energy penetration rate; more than 80% in all sites (see Tables 9, 10, 11, and 12, column “Renewable Fraction”).

Additional data about BRF operation is illustrated in Fig. 7. Fig. 7 shows the monthly average electricity production from each energy source, wind, solar and diesel, respectively. It appears that PV is the most important source for the four sites with average annual production rate of 67.18% in Garoua, 70.05% in Maroua, 56.36% in Yagoua, and 47.76% in Kousseri. The largest average annual production rate of wind energy is recorded in Kousseri (42.5%), which benefits of the best wind potential of all sites (see Fig. 3).

For the BRF System, the combined contribution of renewable sources and battery storage results in minimal use of diesel generators and translates into significant fuel savings, i.e., annual consumption of 843L in Garoua, 1456L in Maroua, 931L in Yagoua and 548 L in Kousseri over the 25-year operation

In addition to the economic aspects, the use of renewable energy also results in GHG emission reduction. Table 13 provides a comparison between DO and BRF solutions of the pollutant emissions: carbon dioxide, carbon monoxide, unburned hydrocarbons, particular matter, sulfur dioxide, and nitrogen oxides [42]. The reduction of the environmental impact by using BRF compared to DO solution is significant.

Table 13. Comparative emission of polluting particles between the two solutions in the four areas of the study.

Pollutants	Emissions (kg/yr)							
	Garoua		Maroua		Yagoua		Kousseri	
	DO solution	BRF solution	DO solution	BRF solution	DO solution	BRF solution	DO solution	BRF solution
Carbon dioxide	15 288	2 032	23 299	3 512	14 522	2 485	12 464	1 447
Carbon monoxide	37.7	5.02	57.51	8.67	35.8	6.13	30.8	3.57
Unburned hydrocarbon	4.18	0.556	6.37	0.96	3.97	0.679	3.41	0.396
Particular matter	2.84	0.378	4.34	0.65	2.7	0.462	2.32	0.269
Sulfur dioxide	30.7	4.08	46.79	7.05	29.2	4.99	25	2.91
Nitrogen oxides	337	44.8	513.18	77.35	320	54.7	275	31.9

7. Conclusion

The wind speed and solar data from NASA weather database for four sites (Garoua, Maroua, Yagoua and Kousseri) of the North and Far North of Cameroon have been used to study the potential of using renewable sources in addition to diesel generators. The wind energy potential is small but usable if turbines are installed at least at 20 m height. On the other hand, solar energy is abundant in the four sites and use of photovoltaic panels is suitable.

The feasibility of using renewable energy to replace diesel has been explored for specific existing off-grid facilities in each of the four sites (Table 2). The comparison of different configurations of renewable energy and battery storage was done using HOMER software. It is shown that the use of renewable energies presents the lowest cost per kWh of all solutions, i.e., \$0.467 in Garoua, \$0.438 in Maroua, \$0.423 in Yagoua, and \$0.412 in Kousseri. These costs of energy which also include the water supply cost, a rare and expensive commodity in these areas, are highly competitive compared with the one from the national grid considering the many inconveniencies already mentioned [43]. It also presents the minimum environmental impact in terms of GHG emissions with 2642.28 kg/yr in Garoua, 3606.6 kg/yr in Maroua, 2546.97 kg/yr in Yagoua, and 1486.05 in Kousseri of polluting particles emitted i.e., on average seven times less than the use of diesel alone.

Acknowledgements

The authors of this article wish to acknowledge the financial support from the Local Materials Promotion Authority/MIPROMALO, PO Box: 2396, Nkolbikok, Yaoundé, Cameroon and Natural Sciences Research Council of Canada (NSERC).

References

1. Yüksel, I., *Hydropower for sustainable water and energy development*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(1): p. 462-469.
2. *Rapport du groupe de travail « Développement de l'offre énergétique de la zone Franc », Ouagadougou*. 2009.
3. Tchinda, R. and E. Kaptouom, *Situation des énergies nouvelles et renouvelables au Cameroun*. Revue de l'Energie, 1999. **510**(8): p. 653-658.
4. Tchinda, R. and E. Kaptouom, *Wind energy in Adamaoua and North Cameroon provinces*. Energy Conversion and Management, 2003. **44**(6): p. 845-857.
5. Tchinda, R., et al., *Estimation of mean wind energy available in far north Cameroon*. Energy Conversion and Management, 2000. **41**(17): p. 1917-1929.
6. Njomo, D., *Estimation du potentiel énergétique solaire du Cameroun*. . Séminaire Sous régional sur l'énergie solaire du Service du développement., 1986: p. 42-61.
7. Kamseu, E., et al., *Cumulative pore volume, pore size distribution and phases percolation in porous inorganic polymer composites: Relation microstructure and effective thermal conductivity*. Energy and Buildings, 2015. **88**(0): p. 45-56.
8. Tene Fongang, R.T., et al., *Cleaner production of the lightweight insulating composites : Microstructure, pore network and thermal conductivity*. Energy and Buildings, 2015. **107**: p. 113-122.
9. Mandelli, S., et al., *Off-grid systems for rural electrification in developing countries: Definitions, classification and a comprehensive literature review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **58**: p. 1621-1646.
10. Ekren, B.Y. and O. Ekren, *Simulation based size optimization of a PV/wind hybrid energy conversion system with battery storage under various load and auxiliary energy conditions*. Applied Energy, 2009. **86**(9): p. 1387-1394.
11. Ekren, O. and B.Y. Ekren, *Size optimization of a PV/wind hybrid energy conversion system with battery storage using response surface methodology*. Applied Energy, 2008. **85**(11): p. 1086-1101.
12. Hochart, C., et al., *Wind turbine performance under icing conditions*. Wind Energy, 2009(11): p. 319-333.
13. Saheb-Koussa, D., M. Haddadi, and M. Belhamel, *Economic and technical study of a hybrid system (wind-photovoltaic-diesel) for rural electrification in Algeria*. Applied Energy, 2009. **86**(7-8): p. 1024-1030.

14. Yang, H., Z. Wei, and L. Chengzhi, *Optimal design and techno-economic analysis of a hybrid solar–wind power generation system*. Applied Energy, 2009. **86**(2): p. 163-169.
15. Abramson MA, et al. *The NOMAD project*. Software available at <http://www.gerad.ca/nomad>. 2012.
16. Barley CD and W. CB, *Optimal dispatch strategy in remote hybrid power systems*. Solar Energy, 1996. **58**: p. 165-179
17. Kenfack, J., et al., *Microhydro-PV-hybrid system: Sizing a small hydro-PV-hybrid system for rural electrification in developing countries*. Renewable Energy, 2009. **34**(10): p. 2259-2263.
18. Kanase-Patil, A.B., R.P. Saini, and M.P. Sharma, *Sizing of integrated renewable energy system based on load profiles and reliability index for the state of Uttarakhand in India*. Renewable Energy, 2011. **36**(11): p. 2809-2821.
19. Bakos, G.C., *Feasibility study of a hybrid wind/hydro power-system for low-cost electricity production*. Applied Energy, 2002. **72**(3–4): p. 599-608.
20. Connolly, D., et al., *A review of computer tools for analysing the integration of renewable energy into various energy systems*. Applied Energy, 2010. **87**(4): p. 1059-1082.
21. Chauhan, A. and R.P. Saini, *A review on Integrated Renewable Energy System based power generation for stand-alone applications: Configurations, storage options, sizing methodologies and control*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. **38**(0): p. 99-120.
22. Vagliani, R. and A. Ilinca, *Étude et conception des outils aidant à compléter l'utilisation d'AnémoScope* Available from: <http://biblio.uqar.gc.ca/archives/30110643.pdf>, 2009.
23. Kidmo, D.K., et al., *Performance Assessment of Twoparameter Weibull Distribution Methods for Wind Energy Applications in the District of Maroua in Cameroon*. Basic and Applied Research, 2014. **17**(1): p. 39-69.
24. Kidmo, D.K., et al., *Statistical analysis of wind speed distribution based on six Weibull Methods for wind power evaluation in Garoua, Cameroon*. Revue des Energies Renouvelables 2015. **18**(1): p. 105-125.
25. Kidmo, D.K., et al., *'Assessment of wind energy potential for small scale water pumping systems in the north region of Cameroon*. International Journal of Basic and Applied Sciences, 2014. **3**(1): p. 38-46.
26. Kidmo, D.K., et al., *Comparison of Five Numerical Methods for Estimating Weibull Parameters for Wind Energy Applications in the District of Kousseri, Cameroon*. Asian Journal of Natural and Applied Sciences, 2014. **3**(1): p. 72-87
27. Kidmo, D.K., et al., *Statistical analysis of wind speed distribution based on six Weibull Methods for wind power evaluation in Garoua, Cameroon*. Revue des Energies Renouvelables. **18**(1): p. 105-125.

28. Akpinar, E.K. and S. Akpinar, *An assessment on seasonal analysis of wind energy characteristics and wind turbine characteristics*. Energy Conversion and Management, 2005. **46**(11–12): p. 1848-1867.
29. Jonhson, G., *Wing energy systems*. Electronic edition. 2001: Manhattan KS.
30. Akdağ, S.A., H.S. Bagiorgas, and G. Mihalakakou, *Use of two-component Weibull mixtures in the analysis of wind speed in the Eastern Mediterranean*. Applied Energy, 2010. **87**(8): p. 2566-2573.
31. Elliott DL, H.C., Barchet WR, Foote HP, Sandusky WF, *Wind energy resource atlas of the United States*. DOE/CH10094-4. 1987.
32. Ohunakin, O.S., M.S. Adaramola, and O.M. Oyewola, *Wind energy evaluation for electricity generation using WECS in seven selected locations in Nigeria*. Applied Energy, 2011. **88**(9): p. 3197-3206.
33. Boweden G. J., B.P.R., Shestopal V. O., Twidell J.W, *The Weibull distribution function and wind statistics*. Wind Eng. , 1983(7): p. 85–98.
34. Ucar, A. and F. Balo, *Evaluation of wind energy potential and electricity generation at six locations in Turkey*. Applied Energy, 2009. **86**(10): p. 1864-1872.
35. Ibrahim, H. and A. Ilinca, *Techno-Economic Analysis of Different Energy Storage Technologies*. Energy Storage, editor InTech, 2013.
36. Ibrahim, H., A. Ilinca, and J. Perron, *Energy storage systems—Characteristics and comparisons*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. **12**(5): p. 1221-1250.
37. Ibrahim, H., et al., *Study and design of a hybrid wind–diesel-compressed air energy storage system for remote areas*. Applied Energy, 2010. **87**(5): p. 1749-1762.
38. Weis, T.M. and A. Ilinca, *The utility of energy storage to improve the economics of wind–diesel power plants in Canada*. Renewable Energy, 2008. **33**(7): p. 1544-1557.
39. Akinboadea, O.A. and E.C. Kinfacka, *Interest rate reforms, financial deepening and economic growth in Cameroon: an empirical investigation*. Applied Economics, 2013. **45**(25): p. 3574-3586.
40. Trajkovic, S., P. Tunestål, and B. Johansson, *Simulation of a pneumatic hybrid powertrain with VVT in GT-power and comparison with experimental data*. 2009, SAE Technical Paper.
41. Ibrahim, H., et al., *Investigation des générateurs hybrides d'électricité de type éolien-air comprimé*. Numéro spécial CER, 2007.
42. Şahin, Z. and O. Durgun, *Improving of diesel combustion-pollution-fuel economy and performance by gasoline fumigation*. Energy Conversion and Management, 2013. **76**(0): p. 620-633.
43. Oladokun, V.O. and O.C. Asemota, *Unit cost of electricity in Nigeria: A cost model for captive diesel powered generating system*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **52**: p. 35-40.

CHAPITRE 2

SIMULATION NUMÉRIQUE SUR GT-POWER DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL FONCTIONNANT EN MODE DE SURALIMENTATION

2.1 RESUME DU DEUXIEME ARTICLE

Le présent travail s'intéresse à l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel. Un modèle de moteur hybride pneumatique dont les caractéristiques sont proches du moteur 645E3B porté par les locomotives EMD a été développé et simulé avec l'outil GT-Power en mode de suralimentation pneumatique (ou moteur hybride pneumatique). Les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'un moteur de combustion conventionnel. Il a été démontré que le passage au mode moteur hybride pneumatique a amélioré les performances du moteur avec un gain en puissance de l'ordre de 40%, entraîné une baisse de près de la moitié de la consommation spécifique indiquée du carburant et enfin près du quart les émissions polluantes dans la nature.

Ce travail est un projet d'article qui sera soumis très prochainement dans une revue à comité de lecture adaptée au thème traité. Il a été rédigé par moi-même sous la supervision du professeur Adrian Ilinca. En tant que premier auteur, ma contribution à ce travail fut l'essentiel de la recherche sur l'état de l'art, le développement de la méthode, l'exécution des tests de simulation et la rédaction de l'article. Le professeur Adrian Ilinca, second auteur, a fourni l'idée originale, supervisé tout le travail et va aider à la révision de l'article.

[Insérer ici le résumé du deuxième article]

2.2 SIMULATION NUMERIQUE SUR GT-POWER DE L'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL FONCTIONNANT EN MODE DE SURALIMENTATION

1. Introduction

1.1 Contexte

Les préoccupations croissantes en matière d'environnement, conjuguées à la hausse des prix du carburant, ont conduit à la recherche des moyens de transport alternatifs plus propres en termes d'impact sur l'environnement et plus efficaces que les systèmes de propulsion actuels basés essentiellement sur la combustion des fossiles. En effet, toutes les études menées jusqu'à ce jour prouvent que l'augmentation moyenne de la température du globe est consécutive à la concentration mesurée en gaz à effet de serre (GES) émis par l'activité humaine. La concentration en dioxyde de carbone (CO₂) dans l'atmosphère mesurée en continu depuis 1959 au volcan Mauna-Loa (Hawaï) présente une allure croissante et monotone (Figure 1).

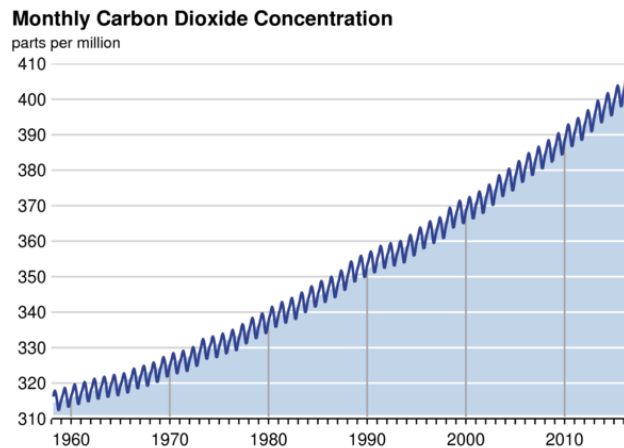


Figure 8: Concentration moyenne mensuelle en dioxyde de carbone mesurée au volcan Mauna-Loa (Hawaï) [1].

Le secteur des transports représente la deuxième source la plus polluante après la production de l'électricité et la chaleur avec une contribution estimée à 23% des émissions

des gaz à effet de serre dans l'atmosphère [2]. À titre d'exemple, selon l'Organisation Internationale des Constructeurs Automobile (OICA), le transport routier (automobiles, bus et camions) est aujourd'hui responsable de 16 % des émissions mondiales de CO₂. Au Canada, Ressources Naturelles Canada a révélé que la consommation du carburant liée au ferroviaire pour l'année 2010 était de 1,9 milliards de litres (diesel et essence) soit une émission de 7.1 Mt CO₂ en terme de GES dont 97.4% pour le transport de marchandises. En France, le transport ferroviaire voyageur émet en moyenne 5.38 gCO₂/(voyageur.km) contre 148 gCO₂/(voyageur.km) pour l'aérien [3]. L'indicateur climatique du ferroviaire devient plus important lorsqu'on élargit le calcul à d'autres pays européens comme l'Allemagne, la Belgique, l'Espagne, l'Italie, le Luxembourg, les Pays-Bas et le Royaume-Uni où il peut alors s'élever à 56 gCO₂/(voyageur.km). Ce chiffre est largement dépassé aux États Unis où, en dehors des lignes de métro ou de tram, le réseau ferré est presque entièrement non électrifié.

L'autre motif militant pour les sources d'énergie alternatives est la hausse des prix du carburant fossile (Figure 2). En effet, le prix du baril de pétrole stable jusqu'aux années 1970, s'envole après le premier choc pétrolier de 1973, où il quadruple son prix. Depuis, il ne cesse d'augmenter au gré des événements géopolitiques et a atteint le seuil symbolique des 130 dollars en février 2008. Même si depuis deux ans le prix du baril a chuté sur le marché mondial, les prix des carburants n'ont pas suivi au niveau de la pompe. Signalons aussi l'épuisement progressif des réserves d'énergies fossiles : le pic de production pétrolière (maximum de production inexorablement suivi par un déclin) devrait intervenir, selon les experts, aux alentours de 2025 en tenant compte des nouvelles découvertes ou en 2035 si l'on prend en compte l'exploitation des pétroles non conventionnels.

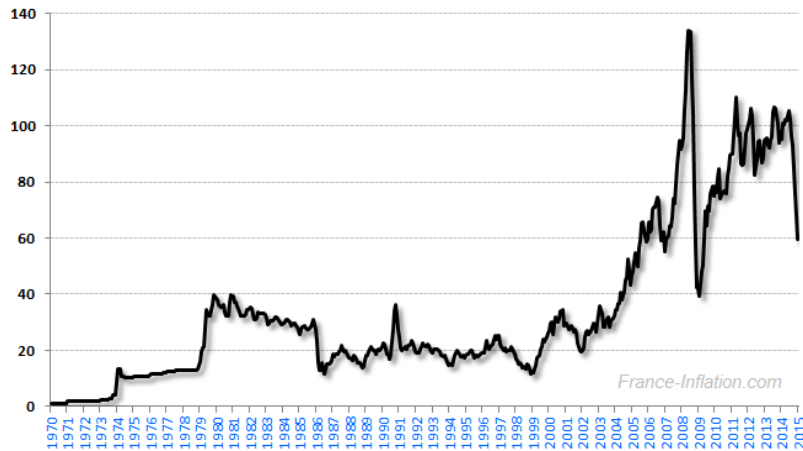


Figure 9: Cours du baril de pétrole en dollars (moyennes mensuelles) [4]

Il n'existe pas une solution unique qui permette de tenir à elle seule ces objectifs ambitieux. L'industrie automobile, pour sa part, propose un ensemble de solutions dont les plus innovantes sont :

- **L'optimisation des moteurs par une meilleure maîtrise de la combustion**

Les voitures émettent moins de CO₂ car des efforts de recherche importants ont été faits en vue d'améliorer l'efficacité de la combustion classique des carburants fossiles dans un moteur. Pour le cas spécifique du moteur diesel, il offre déjà, par son principe de combustion, une consommation en carburant inférieure d'environ 20 à 25 % à celle d'un moteur à essence de même performance. De plus, les moteurs diesel modernes sont équipés de turbocompresseur et peuvent ainsi bénéficier de la technologie "downsizing" qui améliore sensiblement le rendement du moteur (moins de consommation), du fait de la réduction de la cylindrée. A ce stade, accroître la suralimentation offre un potentiel de progrès supplémentaire. Mais le véritable enjeu du moteur diesel sera de respecter les futures normes d'émissions d'oxydes d'azote (NO_x) et de particules (PM), en s'appuyant sur :

- Des systèmes de commande d'injection plus précis et efficaces;
- Une optimisation des chambres de combustion;
- Des systèmes de post-traitement adaptés : pièges à NO_x ou catalyse SCR (*Selective Catalytic Reduction*) avec injection d'un agent réducteur spécifique : l'urée;

- La catalyse 4 voies qui permet d'éliminer simultanément 4 polluants (oxydes d'azote, hydrocarbures imbrûlés, monoxyde de carbone et particules);
- Enfin, de nouveaux procédés de combustion qui permettront de réduire, à la source, les émissions d'oxydes d'azote et de particules, respectivement dans des rapports de 10.

- **Les nouveaux carburants**

Issus de matières organiques végétales renouvelables, les biocarburants constituent l'une des solutions pour réduire notre consommation de pétrole dans le secteur du transport. Ils peuvent être utilisés dans les véhicules actuels essence (éthanol) ou diesel (biodiesel). Une idée, encore à l'état de développement, serait d'utiliser les micro-algues, dont la production ne présente que des avantages, et dont la croissance par photosynthèse permet de recycler le CO₂. Un carburant décarboné comme l'Hydrogène permet une libération d'énergie thermique (ou électrique dans une pile à combustible) sans aucune production de GES. Enfin, les carburants tels le GPL ou le gaz naturel sont réputés propres lorsqu'ils ne sont pas d'origine fossile mais issus de la récupération ou de la fermentation des déchets.

- **Le downsizing**

La réduction des consommations en carburant (et donc des émissions en GES) est obtenue par la diminution de la cylindrée du moteur, tout en conservant le même niveau de performance en terme de couple et puissance que le moteur initial de taille supérieure, par le biais d'une forte suralimentation. Les pertes par frottement sont alors diminuées et le moteur opère en moyenne à plus forte charge (PME), ce qui augmente son rendement. Par exemple, un petit moteur de 0.8 litre de cylindrée en remplacement d'un moteur à essence de 1.6 litre amène des gains de consommation de 18% [5, 6]

- **L'hybridation**

Le principe général de fonctionnement consiste à combiner un moteur thermique (non inversable) a un second moteur (inversable en générateur) qui utilise une source d'énergie électrique (les batteries d'accumulateurs), électromagnétique (les supraconducteurs), mécanique (volant d'inertie), pneumatique ou hydraulique. Les avantages offerts sont multiples.

Premièrement, lorsque le véhicule est immobile, les deux moteurs sont à l'arrêt, il y a donc suppression de la phase de « ralenti » du moteur thermique. Deuxièmement, en cas de forte accélération, les deux moteurs peuvent fonctionner conjointement. Cette possibilité autorise donc une diminution de la puissance maximale du moteur thermique, qui produit un effet similaire à celui du Downsizing. Enfin, lors d'une phase de décélération/freinage, une part de l'énergie cinétique est récupérée par le moteur/générateur qui recharge ainsi son "réservoir" d'énergie inversable. Cette énergie « gratuite » est alors réutilisable dans les phases motrices ce qui limite les émissions de CO₂.

1.2 Objectifs et méthodologie

Dans notre travail, nous allons particulièrement nous intéresser à l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel utilisé dans le transport ferroviaire : le moteur 645E3B, type turbo chargé porté la locomotive EMD (Figure 3). Il s'agit de simuler le fonctionnement de ce moteur à travers un modèle bâti sur avec l'outil GT-Power. Signalons que GT-Power est un logiciel de simulation utilisé par la plupart des constructeurs automobiles pour prédire les performances des moteurs tels que la puissance, le couple, le débit d'air, le rendement volumétrique, la consommation de carburant, la performance du turbocompresseur et les pertes de pompage, pour ne citer que ceux-là. L'objectif de ce travail est d'analyser le fonctionnement du moteur sous le mode de suralimentation en comparant l'évolution de certains paramètres de base (la pression des gaz dans le cylindre, la puissance, le couple développé et la consommation spécifique du carburant, les émissions de gaz, et le rendement ...) avec le mode moteur de combustion conventionnel afin de dégager les gains, s'il y a lieu, en puissance et les économies sur la consommation du fuel et la réduction des émissions des particules dans l'atmosphère.



Figure 10: Moteur diesel 645E3B[7]

2.1 Hybridation du diesel dans le ferroviaire

Le transport ferroviaire reste globalement, en comparaison à l'automobile et l'aérien, le moyen de transport qui a le moins d'impacts fâcheux sur l'environnement. Néanmoins, sur certains segments de missions tels que les triages, les manœuvres et les dessertes locales, le ferroviaire est plutôt un "mauvais élève". En effet, sur ces missions généralement assurées par des locomotives Diesel, les moteurs thermiques tournent plus de 60% du temps au ralenti [8-10]. Ce mode de fonctionnement est synonyme d'un excès de consommation de fuel, d'émission de polluants et de nuisances sonores [11-14]. L'hybridation de ces engins favorise une économie de fuel et donc une réduction des émissions nocives et des nuisances sonores [8, 10]. Ainsi, la première motivation de l'hybridation ferroviaire est la réduction de la consommation de gasoil et des émissions de CO₂, intersection entre l'économie et l'environnement. C'est pour cela que le cas d'hybridation ferroviaire le plus répandu est l'hybridation des locomotives Diesel.

Le premier engin ferroviaire hybride connu est le New Energy Train (NE@Train) développé par la compagnie japonaise JR-EAST [15, 16]. Son architecture est constituée d'un générateur Diesel de 230 kW associé à un pack de batteries lithium de 10 kW-h capable de 250 kW de puissance de crête (figure 4(a)). L'originalité du NE@Train réside dans sa gestion énergétique. En effet, la gestion énergétique du NE@Train intègre la structure mécanique massive de la locomotive pour son effet inertiel. Ainsi, en fonction de la vitesse, le système de gestion estime l'énergie potentiellement récupérable jusqu'au

prochain arrêt du train. La batterie est alors gérée de façon à réserver de la place à cette énergie potentielle de récupération. En phase d'accélération, il y a un transfert d'énergie des batteries vers la masse roulante. Cette énergie est ensuite restituée aux batteries lors des phases de décélération ou d'arrêt. Le fonctionnement du groupe diesel est calé sur l'énergie totale stockée dans les batteries et la masse roulante.

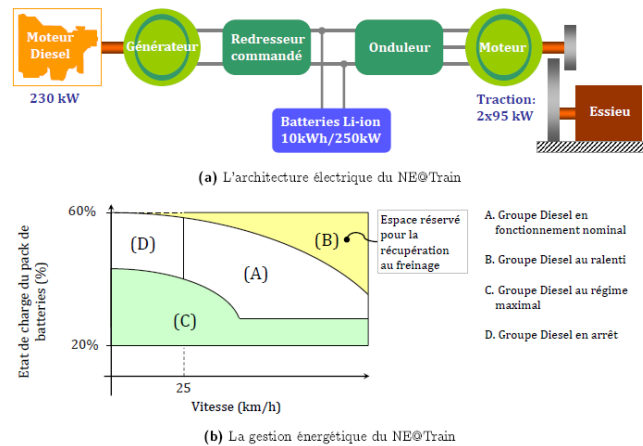


Figure 11: Le New Train japonais et sa gestion énergétique [3]

La Figure 4(b) montre quatre zones de fonctionnement suivant l'état de charge des batteries et la vitesse du train. Globalement l'énergie totale stockée est maintenue entre 20% et 60% de la capacité de stockage des batteries. Lorsque cette énergie évolue entre 40% et 60%, le groupe diesel est à son régime nominal (zone A) ou en arrêt si la vitesse est faible (< 25 km/h, zone D). Au-dessus de 60%, le groupe est mis au ralenti (zone B). En dessous de 40% d'énergie totale stockée, le groupe tourne au régime maximal (zone C).

Malgré ses excellentes performances économiques et environnementales, le NE@Train ne constitue pas un véritable modèle d'hybridation ferroviaire du fait de la puissance du Diesel de 230 kW embarquée est trop élevée pour un besoin en traction de 2x95 kW.

La véritable révolution en matière d'hybridation ferroviaire est venue du Canada avec RailPower qui a développé et produit de façon industrielle des locomotives hybrides Diesel-batteries [17, 18]. Les locomotives hybrides Green Goat, conçues pour des missions de triage sont équipées d'un petit groupe Diesel (200 kW pour le prototype GG20B contre

1500 kW pour une locomotive Diesel équivalente) complété par un grand pack de batteries plomb de dernière technologie à mats de fibres de verre absorbant (1200 Ah sous 600 VDC) pour le prototype GG20B (Figure 5). Le fonctionnement d'une Green Goat est proche de celui d'un véhicule électrique, à la différence que la station de recharge est embarquée sur la locomotive. En effet, la locomotive fonctionne uniquement sur les batteries avec la possibilité de récupération de l'énergie au freinage. Le groupe Diesel tourne, au besoin, seulement pour charger les batteries. Le groupe Diesel est alors réglé avec précision pour obtenir une efficacité optimale. Le niveau de charge des batteries varie entre 65% et 85%, soit un taux de décharge de 20%. Il en résulte un fonctionnement beaucoup plus silencieux, beaucoup plus efficace et beaucoup moins polluant que celui des locomotives de manœuvre Diesel traditionnelles. RailPower annonce une réduction de consommation fuel de 40% à 60%, une réduction des émissions de CO₂ de 40% à 70% et des émissions nocives (NO_x + Particules) de 80% à 90%.

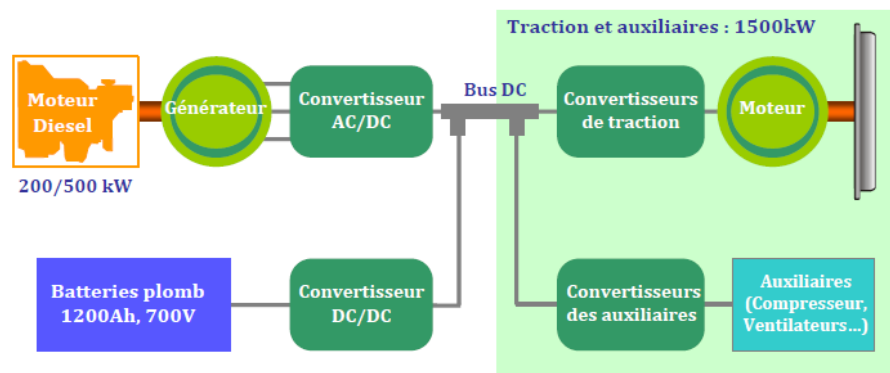


Figure 12: Architecture des Green Goats (GG20B) [3]

La réduction des impacts environnementaux et l'économie de fuel qu'elles permettent de rendre ces locomotives économiquement et écologiquement attractives. Néanmoins, l'utilisation des batteries électrochimiques, dans un contexte de traction pure, expose ces dernières à des pics de puissance répétés et à une multitude de microcycles, ce qui réduit sensiblement leur durée de vie.

Ces deux exemples de réalisations ne constituent pas une liste exhaustive des cas d'hybridation ferroviaire. Plusieurs autres projets ou exemples d'hybridation ferroviaire existent, notamment Les Citadis de Rotterdam et de Nice construits par ALSTOM sont des tramway hybrides Caténaire - Volant d'inertie; le Mitrac Energy Saver mis au point par Bombardier et hybridé par des supercondensateurs; le jeTrain de Bombardier (turbine à gaz/volant d'inertie); le tramway ULEV-TAP (Ultra Low Emission Vehicle) mis au point par ALSTOM et Turbomeca et testé à Karlsruhe (en Allemagne) et l'Avanto Light Rail Vehicle de SIEMENS (Diesel/volant d'inertie) pour ne citer que ceux-là.

Au regard de ce qui précède, il apparaît qu'au-delà de l'amélioration de l'efficacité énergétique du moteur diesel et des considérations environnementales, la difficulté récurrente à surmonter dans tous ces projets d'hybridation ferroviaire est celui du stockage de l'énergie [19] rendu plus complexe du fait de la mobilité des systèmes. Parmi les systèmes de stockage d'énergie les plus performants utilisés jusqu'à ce jour dans les applications ferroviaires ainsi que dans le domaine de transport en général, on trouve : les accumulateurs électrochimiques, les volants d'inertie et enfin les supercondensateurs [10]. L'hybridation pneumatique du moteur diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé n'est presque pas abordée comme solution dans le secteur ferroviaire.

2.2 Le moteur hybride pneumatique

2.2.1 Présentation du concept

Le concept d'un moteur hybride pneumatique est présenté pour la première fois en 1999 par Schechter [20]. Un moteur hybride pneumatique est composé à la base d'un moteur à combustion interne conventionnel (Allumage Commandé ou Allumage par Compression) auquel on ajoute une soupape additionnelle, appelée soupape de charge (Figure 6). Cette soupape de charge est implantée sur la culasse et s'ouvre sur le réservoir d'air à travers un conduit de charge.

L'un des défis majeurs à surmonter dans le moteur hybride porte sur la gestion des soupapes. La soupape de charge doit impérativement être mue par un actuateur entièrement variable afin de mieux maîtriser la variabilité des phasages d'ouverture et de fermeture. Les

soupapes d'admission et d'échappement peuvent être mues soit par des actuateurs variables, soit par des arbres à cames conventionnels [21]. La première configuration autorise des cycles pneumatiques à deux temps ou à quatre temps. Dans la seconde configuration, les cycles pneumatiques sont obligatoirement des cycles à quatre temps. Les cycles à deux-temps sont bien sûr plus intéressants que les cycles à quatre-temps dans le sens où ils doublent le nombre de cycles réalisés dans un temps donné et donc doublent les masses et énergies transférées. Par contre, ils nécessitent l'emploi d'au moins trois actuateurs variables ou des activables par cylindre, ce qui augmente d'une façon importante les coûts d'industrialisation du moteur. Les cycles à quatre-temps présentent donc l'avantage de la faisabilité à moindre coût.

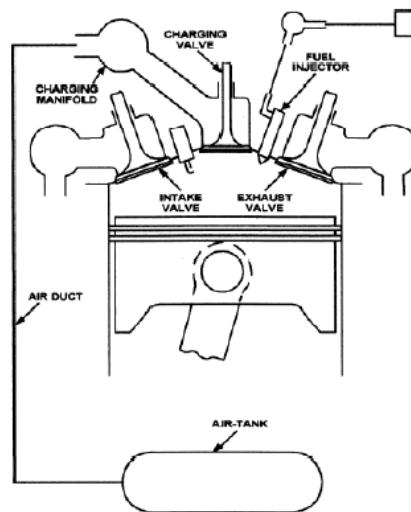


Figure 13: Représentation schématique d'un moteur hybride pneumatique [20]

Depuis son lancement par Schechter en 1999, plusieurs travaux ont été réalisés et ont permis d'enrichir le concept du moteur hybride pneumatique. En 2001, P. Higelin et A. Charlet [22] propose un modèle de cycle réel zéro-dimensionnel (0D) incluant la prise en compte de la restriction de l'écoulement aux soupapes, des échanges de chaleur convectifs aux parois, et des frottements mécaniques. Des résultats des simulations, pour différents phasages d'ouverture et de fermeture de la soupape de charge, sont présentés pour les cycles moteur pneumatique deux-temps, pompe pneumatique deux-temps et mode

suralimenté. Il n'y a pas de validation expérimentale, en outre, le modèle n'inclut pas d'actuateur de soupapes.

En 2003, Ford Motor Compagny et l'Université de Californie collaborent sur un projet portant sur un cycle routier F.T.P urbain et autoroutier, avec une stratégie de gestion de l'énergie causale [23]. Les gains de consommation annoncés sont de respectivement 64% et 12 %. En 2004, M. Anderson et al. [24] propose une modification du concept de base de Schechter en utilisant deux réservoirs pneumatiques : un premier dit à haute pression (75 bars-140 litres), et un second dit à basse pression (5 bars-600 litres) en lieu et place de l'atmosphère. L'idée d'utiliser deux réservoirs pour accroître les capacités de stockage et de restitution d'énergie est assez similaire à ce qui est fait dans le cas d'un véhicule hybride hydraulique [25].

En décembre 2005, I.Vasile et al. [26] présente les premiers résultats expérimentaux connus d'un moteur pneumatique hybride au banc d'essais moteurs (Figure 7). Ils sont produits sur un monocylindre Renault J4S (allumage commandé atmosphérique cylindrée 500 cm³). La culasse du moteur est équipée de 4 soupapes et n'a pas été spécifiquement conçue pour une application à un moteur pneumatique hybride. Une soupape électromagnétique se substitue à l'une des quatre soupapes commandées par came. En conséquence, le moteur doit être modifié pour chaque mode de fonctionnement. Cette étude montre qu'un réservoir de 50 litres répond convenablement au besoin, assurant une économie globale en carburant de 12% par la prise en compte des seuls effets hybridation et « Start-and-Stop ».

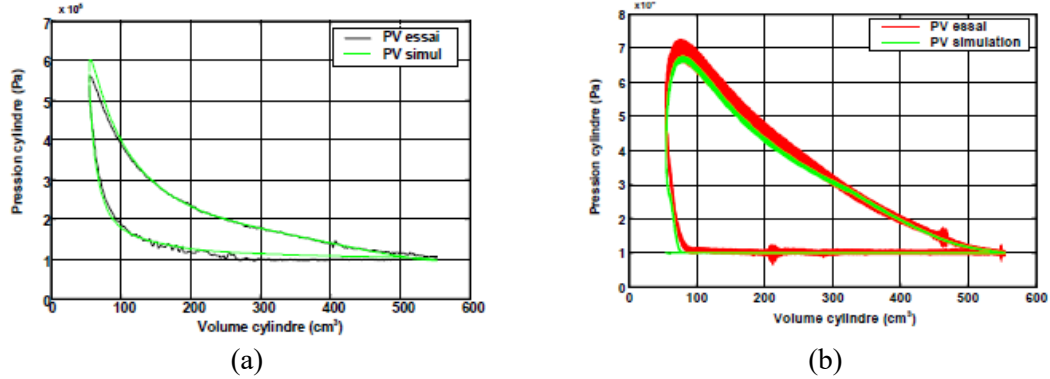


Figure 14: Diagrammes pression-volume mesurés et simulés par I. Vasile [26]. (a): Moteur pneumatique 2-temps et (b): Pompe pneumatique 2-temps

Deux ans après les travaux de I. Vasile et al., S. Strajkovic et al. [27-29] mesure pour la première fois le rendement régénératif d'un moteur hybride pneumatique qu'il définit comme étant le rapport entre l'énergie mécanique produite en mode moteur et celle consommée en mode pneumatique :

$$\eta_{Rég} = \frac{W_i^+}{W_i^-} = \frac{PMI^+}{PMI^-} \quad (1)$$

Pour des régimes de rotation de 600 tr/min et 1200 tr/min, les rendements régénératifs atteignent les valeurs maximales de 32% et 25% respectivement et peuvent aller à 48% grâce à l'amélioration du seul diamètre de soupape. En réalité, le point fondamental de cette étude a été de proposer des mesures de pression dans le port de charge sur un cycle moteur complet (Figure 8).

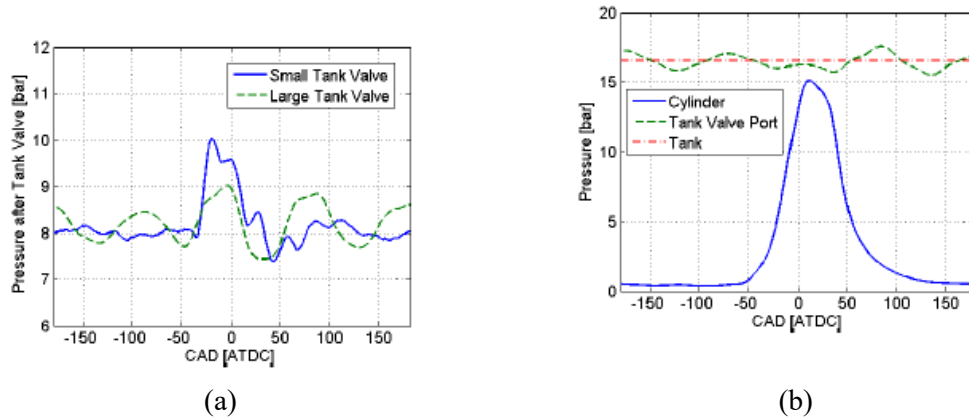


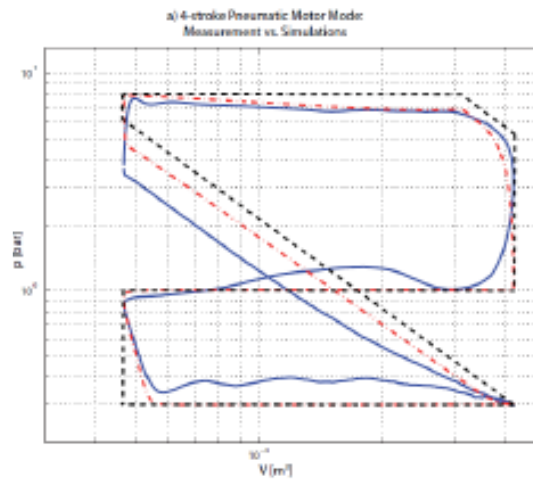
Figure 15: Mesures de pression réalisée par S Trajkovic [30] dans le port de charge. (a) : Mode pompe pneumatique et (b) : mode moteur pneumatique

C. Donitz et al. [9, 31-33] réalise une étude de modélisation et d'optimisation des cycles pneumatiques moteur et pompe, 2-temps et 4-temps. L'efficacité de chacun de ces modes de fonctionnement peut alors être exprimée analytiquement en fonction de la pression réservoir et de la PMI. Les auteurs définissent un rendement pour le mode moteur et un coefficient de performance (COP) pour le mode pompe $\Delta H_{réservoir}$ représente l'enthalpie transférée entre le réservoir et le cylindre.

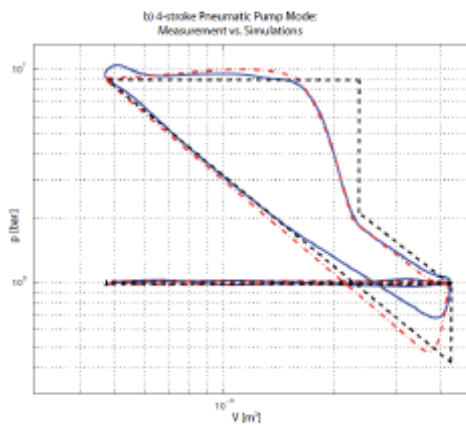
$$\eta_{moteur} = \frac{W_i}{\Delta H_{réservoir}} \quad (2)$$

$$COP_{pompe} = \frac{\Delta H_{réservoir}}{W_i} \quad (3)$$

Ce travail montre que les efficacités ne sont pas affectées par un passage au cycle 4 temps (Figure 9).



(a)



(b)

Figure 16: Mesures de diagrammes p-V réalisées par C Donitz [9]. (a) : Moteur pneumatique 4-temps et (b) : Pompe pneumatique 4-temps

2.2.2 Cycles thermodynamiques des modes opératoires d'un moteur hybride pneumatique

Tous les travaux cités plus haut et bien d'autres donnent à ce jour une meilleure connaissance de tous les modes opératoires du moteur hybride pneumatique : le mode pompe pneumatique, le mode moteur de combustion, le mode moteur pneumatique et le mode suralimentation pneumatique. Les trois derniers modes sont aussi appelés les modes de propulsion. Nous présentons dans la suite les cycles thermodynamiques théoriques

idéalisés, des modes pompe pneumatique, moteur pneumatique et suralimentation pneumatique. Pour les raisons citées précédemment, nous présenterons dans cette section des cycles à quatre-temps.

- **Le mode pompe pneumatique**

Durant ce mode, le moteur fonctionne comme une pompe pneumatique qui convertit l'énergie cinétique du véhicule pendant les phases de freinage en énergie potentielle stockée sous forme d'air comprimé dans un réservoir.

La Figure 10(a) présente le cycle thermodynamique théorique du mode pompe pneumatique. Le cycle commence au point 1 par une admission conventionnelle en air pur. La compression isentropique des gaz commence au point 2 avec la fermeture de la soupape d'admission. Lorsque la pression du cylindre atteint celle du réservoir, la soupape de charge s'ouvre au point 3 et reste ouverte durant le reste de la course du piston jusqu'au point 4. C'est durant la période 3-4 qu'a lieu un transfert de masse d'air et d'enthalpie du moteur vers le réservoir pneumatique à pression constante. Au point 4 la soupape de charge se ferme et commence une détente conventionnelle sur une course entière jusqu'au point 5. À cause de la masse transférée durant la charge pneumatique, la pression atteinte au point 5 est donc inférieure à la pression initiale. La soupape d'échappement s'ouvre au point 5, la pression cylindre rejoint instantanément la pression d'échappement au point 6. On notera que pendant l'évolution 5-6 des gaz présents dans la tubulure d'échappement sont réaspirés dans le cylindre. Le cycle se termine alors pour une course d'échappement conventionnelle jusqu'au point 7.

- **Le mode moteur pneumatique**

Durant ce mode, le moteur fonctionne uniquement grâce à la pression de l'air fourni par le réservoir. Il n'y a pas d'injection de carburant. Le cycle commence au point 1 avec l'admission conventionnelle de l'air pur et une compression isentropique jusqu'au point 4. Cependant, au point 4, la soupape de charge est maintenue ouverte alors que commence la détente. On note une inversion de sens de l'écoulement au niveau de la soupape de charge qui laisse entrer l'air dans le cylindre venant du réservoir ; ce qui contribue à maintenir la

pression constante. Au point 5, la soupape de charge se ferme et le reste de la course du piston est une détente isentropique conventionnelle jusqu'au point 6. À cause de la masse d'air additionnelle présente dans le cylindre, la pression au point 6 est donc supérieure à la pression initiale. La soupape d'échappement s'ouvre et la pression cylindre chute instantanément pour rejoindre la pression d'échappement au point 7. Le cycle se termine alors pour une course d'échappement conventionnelle jusqu'au point 8 (Figure 10(b)).

- **Mode suralimentation pneumatique**

Le cycle est proche d'un cycle quatre temps conventionnel. Le cycle commence par une admission 1-2. Au point 2 la soupape d'admission se ferme et la compression commence jusqu'au point 5 où a lieu la combustion. Peu après la combustion, la soupape de charge s'ouvre. La pression cylindre est alors nettement inférieure à la pression réservoir, et l'air pénètre dans le cylindre. Quand la masse d'air additionnelle désirée est atteinte, la soupape de charge se ferme au point 6. Ceci entraîne le recul du piston vers le bas au point 7. Le reste du cycle demeure un cycle 4 temps conventionnel (figure 10(c)).

Comparé au moteur de combustion conventionnel, le travail produit pendant la mode suralimentation pneumatique provient pour une partie de la détente de l'air comprimé. Ceci a pour conséquence immédiate de réduire la quantité de carburant engagé dans chaque cycle et tout automatiquement la quantité des gaz rejetés dans l'atmosphère. Cependant, il convient de noter que du fait l'apport additionnel de l'air comprimé dans le cylindre, le mélange de gaz rejetés après la combustion est plus riche en oxygène que lors de la combustion conventionnelle. Ceci induit à la formation de plus de particules, et NO_x. L'utilisation des pièges à NO_x ou catalyse SCR est fortement conseillée.

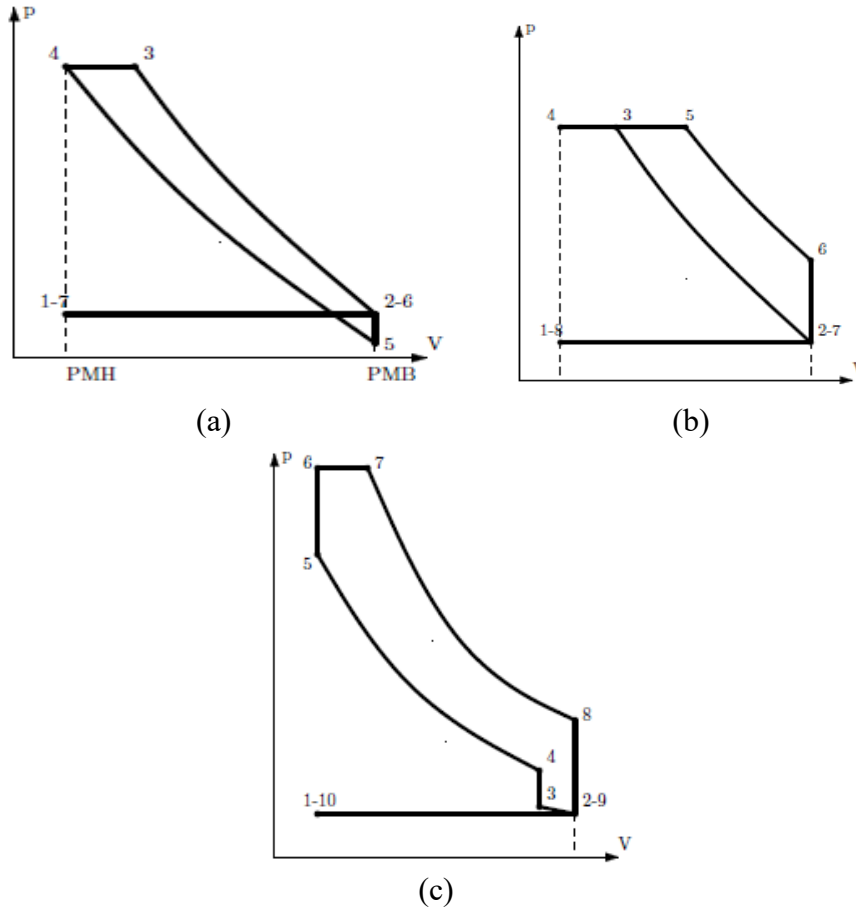


Figure 17: Cycles théoriques 4-temps (a): mode pompe pneumatique; (b): mode moteur pneumatique et (c): mode suralimentation [4]

3 Formulations mathématiques

3.1 Rendement du stockage d'énergie

Partons de la définition globale de l'exergie d'un système. C'est la mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le supersystème (constitué du système et de son milieu ambiant) qui permet au système d'être ramené de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant. Elle est donnée par la relation [34] :

$$\varphi = (U - U_0) + P_{atm}(V - V_0) - T_{atm}(\zeta - \zeta_0) \quad (4)$$

À partir des relations (1) et (4), on peut définir de manière plus explicite le rendement d'un processus de freinage régénératif par [35]:

$$\eta_{Rég, Stocké} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\frac{1}{2} M_{véhicule} (T_2^2 - T_1^2)} \quad (5)$$

Il est important de signaler que l'état d'équilibre inerte, c'est-à-dire même température et même pression du système avec son milieu ambiant, n'est réalisable que le cadre d'un processus réversible. Or, dans le cas du freinage régénératif, l'énergie stockée dans le réservoir sous forme d'air comprimé doit être réutilisée plus tard à travers une détente adiabatique qui ramène le système uniquement à un équilibre de pression et pas à un équilibre thermique avec son environnement. Ceci signifie que la quantité de travail maximal pouvant être produite est le travail isentropique W_{isen} défini par la relation suivante :

$$W_{isen} = \frac{P_{rés} V_{rés} - P_{atm} V_{rés} \sqrt[k]{\frac{P_{rés}}{P_{atm}}}}{\gamma - 1} \quad (6)$$

En tenant compte de ce qui précède, la relation (5) devient :

$$\eta_{Rég, Réalisable} = \frac{W_{isen,2} - W_{isen,1}}{\frac{1}{2} M_{véhicule} (T_2^2 - T_1^2)} \quad (7)$$

Les équations (6) et (7) permettent de mettre en évidence le facteur limitatif de l'énergie réalisable suite au processus de freinage régénératif. En effet, la quantité d'air maximale pouvant être stockée dans un réservoir est donnée par la relation [35] :

$$m_{Rés,max} = \tau \frac{P_{atm} V_{Rés}}{RT_{atm}} M_{air} \quad (8)$$

L'équation (8) montre que pour accroître l'énergie stockée, il faut soit augmenter la capacité de stockage de l'air comprimé soit augmenter le taux de compression τ du cylindre.

3.2 Transfert de masse

Pour modéliser le transfert de masse et le taux d'équivalence φ , nous avons utilisé l'équation de conservation de la masse pour un volume de contrôle équivalent à la chambre de combustion tel que stipulé dans les relations (9) et (10) ci-après[36] :

$$\dot{m} = \dot{m}_{adm} + \dot{m}_{éch} + \dot{m}_{inj} \quad (9)$$

où les indices *adm*, *éch* et *inj* réfèrent respectivement à l'admission de l'air, à l'échappement des gaz et à l'injection du carburant dans la chambre de combustion.

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{m} - (1 + \frac{\varphi}{\varphi_{stc}})\dot{m}_{air}}{m_{air}} \varphi_{stc} \quad (10)$$

où l'indice *air* réfère à l'air frais présent dans la chambre de combustion et l'indice *stc* aux conditions stœchiométriques. Pour résoudre ces deux équations, nous avons besoin de connaître le flux massique au des soupapes d'admission \dot{m}_{adm} et des soupapes d'échappement $\dot{m}_{éch}$ (problème traité à la sous-section 3.4 ci-dessous).

3.3 Transfert de chaleur

Woschni [37] a développé un modèle empirique pour décrire le transfert de chaleur à travers les parois de la chambre de combustion. À la frontière, ce modèle est représenté par l'équation suivante:

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{j=frontière} (\phi_j (T_j - T) A_j) \quad (11)$$

où le coefficient d'échange de chaleur ϕ_j est donné par la relation [36]:

$$\phi_j = 3.26D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} (C_1 \frac{LN}{30} + C_2 \frac{V_S T_0}{V_0 P_0} (P - P_{SC}))^{0.8} \quad (12)$$

Ici C_1 et C_2 sont des constantes définies séparément pour chaque phase du cycle thermodynamique tel que montré dans le tableau 1. Il est important de relever que la température T_j à la frontière a été considérée constante. Les températures de la tête du

cylindre, du piston, la chemise, des soupapes d'admission et d'échappement ont été prises respectivement égales à 400 K, 550 K, 450 K, 400 K et 600 K [38] K .

Tableau 1: Calcul des coefficients pour le transfert de chaleur [36]

	Compression	Combustion	Détente	Échappement
C_1	6.18	2.28	2.28	6.18
C_2	0	$3.24 \cdot 10^{-3}$	0	$3.24 \cdot 10^{-3}$

3.4 La combustion et le taux de combustion

La description précise du processus de combustion dans un moteur Diesel nécessite la connaissance de tous les différents phénomènes qui apparaissent depuis l'injection du carburant jusqu'à la transformation complète en produits de combustion. Ceci implique l'étude des mouvements aérodynamiques dans la chambre de combustion, l'introduction et la vaporisation du carburant ainsi que le délai de l'auto-inflammation et la combustion elle-même. Ces phénomènes ne peuvent être modélisés sans une étude à trois dimensions, ce qui n'est pas l'objet de la présente étude.

Cependant, grâce à la combinaison des deux lois de Wiebe [39], on obtient un modèle de combustion global simplifié. La première loi décrit la « *pre-mixing combustion* » tandis que la seconde décrit la « *diffusion combustion* ». Chacune des lois permet le calcul du taux de combustion suivant la relation :

$$\chi_b = 1 - \exp\left(-w \left(\frac{\theta - \theta_{DI}}{\Delta\theta}\right)^{n+1}\right) \quad (13)$$

où θ_{DI} est l'angle du début d'injection; $\Delta\theta$ est la durée totale de la combustion prise égale 70 degrés de vilebrequin; les paramètres w et n sont constantes ajustables empiriquement et prises égales à 5 et 3 respectivement [36].

L'angle du début de la combustion θ_{DC} est obtenu par la différence entre θ_{DI} et l'angle de retard de l'auto-inflammation θ_{DAI} . Il existe dans la littérature plusieurs équations pour le calcul de θ_{DAI} . Dans la présente étude, nous proposons la formule

empirique développée par Hardenberg et Hase [38] qui calcule θ_{DAI} en fonction de la pression P et de la température T au point mort haut :

$$\theta_{DAI} = (0.36 + 0.22v_p) \exp \left(E_a \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{P} \right)^{0.63} \right) \quad (14)$$

avec θ_{DAI} exprimé en degrés de vilebrequin; v_p représente la vitesse moyenne du piston donnée en m/s; $E_a = 618840 / CN + 25$ où CN est l'indice de cétane du gasoil.

3.5 Le flux massique aux soupapes

Le flux massique à chaque soupape est déterminé par l'équation de Barre de Saint-Venant. (Figure 11). L'écoulement est supposé stationnaire et est principalement gouverné par le rapport de pression r_p qui existe entre l'amont (indice u) et l'aval (indice d) au col (indice t) :

$$r_p = \frac{P_d}{P_u} \leq 1 \quad (15)$$

L'écoulement peut être soit subsonique, soit sonique au col, et ceci en fonction du rapport de pression existant. On définit alors le rapport de pression critique r_c :

$$r_c = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (16)$$

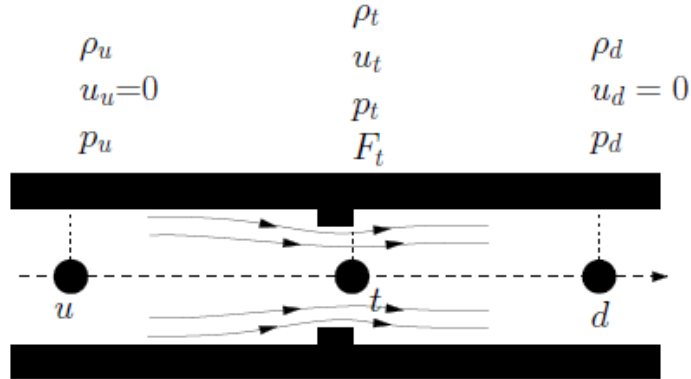


Figure 18: Barré de Saint Venant [5]

Les équations (13) et (14) permettent de déterminer le flux massique au col, respectivement dans le cas d'un écoulement subsonique ($r_p > r_c$) et sonique ($r_p \leq r_c$) :

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{r_p > r_c} = C_d F_t \frac{P_u}{\sqrt{r T_u}} \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (17)$$

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{r_p \leq r_c} = C_d F_t \frac{P_u}{\sqrt{r T_u}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (18)$$

C_d est le coefficient de décharge (ou coefficient de débit). Il est défini comme le rapport entre la section réellement utilisée ($F_{t,réel}$) et la section géométrique offerte à l'écoulement au col (F_t) :

$$C_d = \frac{F_{t,réel}}{F_t} \quad (19)$$

Dans la pratique, le coefficient de décharge inclut également la prise en compte du frottement à la traversée du col. Dans le cas d'une soupape, il est déterminé

expérimentalement sur une soufflerie de culasse en régime stationnaire. Il dépend de la levée de soupape.

À partir de la connaissance de la levée de la soupape et de la géométrie du port correspondant, la section géométrique F_t à la soupape est déterminée en utilisant les notations définies à la (Figure 12) Trois niveaux différents sont définis en fonction de la levée de soupape selon Heywood [38]. β est l'angle d'inclinaison du siège, L_v est la levée, D_v est le diamètre de tête de la soupape, w est l'épaisseur du siège, D_s est le diamètre minimal du port et D est le diamètre intérieur du siège.

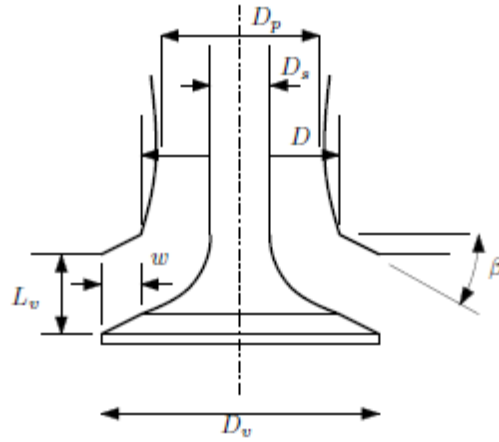


Figure 19: Géométrie d'une soupape [38]

- **Premier niveau : faible ouverture.** Si $\frac{\omega}{\sin\beta\cos\beta} > L_v > 0$ alors :

$$F_v = \pi L_v \cos\beta \left(D_v - 2\omega + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (20)$$

- **Second niveau : levée intermédiaire** Si $\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} - \omega^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \omega \tan\beta \geq L_v > \frac{\omega}{\sin\beta\cos\beta}$ alors :

$$F_v = \pi D_m \left((L_v - \omega \tan\beta)^2 + \omega^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

avec D_p le diamètre du port et $D_m = D_v - \omega$, le diamètre moyen du port.

- **Troisième niveau : levée importante.** Si $L_v > \left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} - \omega^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \omega \tan\beta$ alors :

$$F_v = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (22)$$

4 Modélisation d'un moteur hybride pneumatique sur GT-Power

Le prototype objet de notre étude est le moteur diesel 645E3B (Figure 3) porté par les locomotives EMD F40-PH-2 utilisées par la compagnie Tshiuetin Inc pour le transport des minerais sur la Côte-Nord du Québec, au Canada. Le modèle de simulation (Figure 13) construit sur GT-Power est constitué de six cylindres avec injection directe du fuel. Le moteur est à la base un moteur de combustion à 4-temps. L'objet InAmbient décrit les conditions limites (la pression, de la température et la composition de l'air) de l'environnement final. Nous avons supposé le moteur non turbochargé dans le cadre de cette étude. De cet fait, la pression de l'environnement a été prise égale à 1 bar, la température à 300 k et l'air constitué du mélange oxygène et azote dans les proportions respectives de 1/5 et 4/5. Les deux sorties du moteur (portant les numéros 40 et 51) sont destinées à alimenter deux générateurs, l'un pour la traction de la locomotive et l'autre les besoins auxiliaires (compresseur, ventilateurs, éclairage...). Le Tableau 2 présente quelques caractéristiques géométriques du moteur.

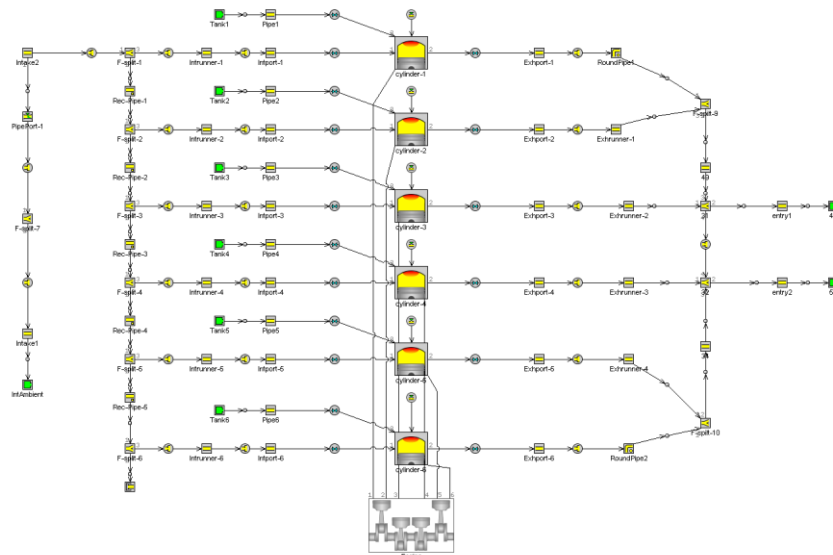


Figure 20: Modèle d'un moteur hybride pneumatique sur GT-Power

L'hybridation du moteur consiste à l'ajout d'une soupape de charge (six au total) à chaque cylindre au moteur conventionnel de combustion interne afin d'y connecter directement le réservoir d'air comprimé. Les soupapes de charge jouent un rôle hautement important dans le fonctionnement d'un moteur hybride pneumatique car en fonctionnement de leur ouverture et fermeture, il détermine le mode du moteur .

Tableau 2 : Paramètres de base du prototype du moteur étudié

Paramètres	Valeurs attribuées
Alésage	100 mm
Course du piston	100 mm
Longueur de la bielle	220 mm
Taux de compression	16.5
Vitesse maximale	5500 tr/min
Ouverture soupape d'admission	351°(CA)
Fermeture soupape d'admission	-96°(CA)
Ouverture soupape d'échappement	125 °(CA)
fermeture soupape d'échappement	398 °(CA)

La Figure 14 décrit le processus d'ouverture et de fermeture de la soupape de charge. Celle-ci survient quelques degrés d'angle de l'arbre à cames après la combustion. Le volume du réservoir est déterminé en fonction des limites de l'espace disponible sur la locomotive et en tenant compte des conditions de sécurité rattachées. Leur étude ne fait pas l'objet du présent travail. Par ailleurs, il convient de préciser que l'air comprimé du réservoir est obtenu à partir de la régénération de l'énergie de freinage pendant la phase de fonctionnement du moteur en mode pompe pneumatique. Ce mode de fonctionnement ainsi que le moteur pneumatique ont été suffisamment abordés par les travaux antérieurs dont une partie est présentée à la sous-section 2.2 de notre travail.

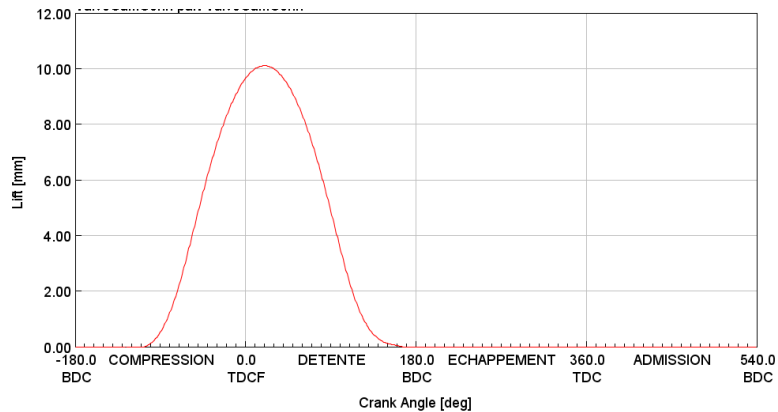


Figure 21 : Profil d'ouverture et de fermeture de la soupape de charge

Rappelons que l'objectif de ce travail est d'analyser le fonctionnement du moteur sous le mode de suralimentation en comparant l'évolution de certains paramètres de base (la pression, des gaz dans le cylindre la puissance, le couple développé et la consommation spécifique du carburant, les émissions de gaz, et le rendement ...) avec le mode moteur de combustion conventionnel afin de dégager les gains, s'il y a lieu, en puissance et les économies sur la consommation du fuel et la réduction des émissions des particules dans l'atmosphère.

5 Résultats de la simulation et discussion

Pour valider notre modèle, nous avons fait fonctionner notre moteur en mode combustion conventionnelle sous pression atmosphérique ($p = 1 \text{ bar}$).

La Figure 15 illustre le diagramme typique p - V d'un moteur de combustion conventionnel. Dans cette figure, on note que les pertes dues aux transvasements (admission et échappement) de l'air sont négligeables. En se rappelant que le travail disponible au cours du cycle est représenté par l'aire de la surface du cycle, on constate que cette aire présente un taux de détente effectif très faible sur les zones de haute et basse pressions.

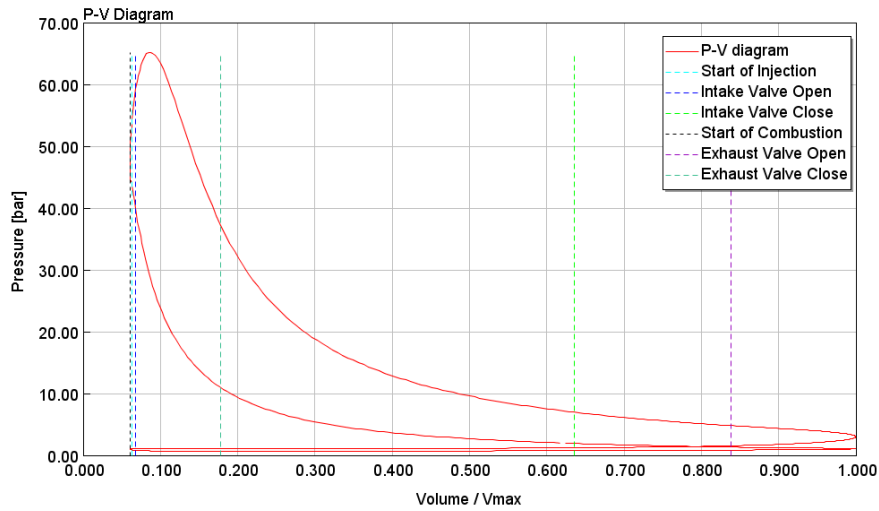


Figure 22: Diagramme p-V du moteur en mode combustion pour $N=3500$ tr/min

Un moyen de remédier à cela consiste à accroître la cylindrée avec le risque cependant de réduire les performances spécifiques du moteur (puissance volumique et massique, coût au kilowatt). On peut aussi accroître le taux de détente effectif à partir des zones de haute pression avec l'ajout de l'air comprimé dans le cylindre au moment où s'amorce la détente. D'où la suralimentation du moteur par ajout air comprimé ou suralimentation pneumatique.

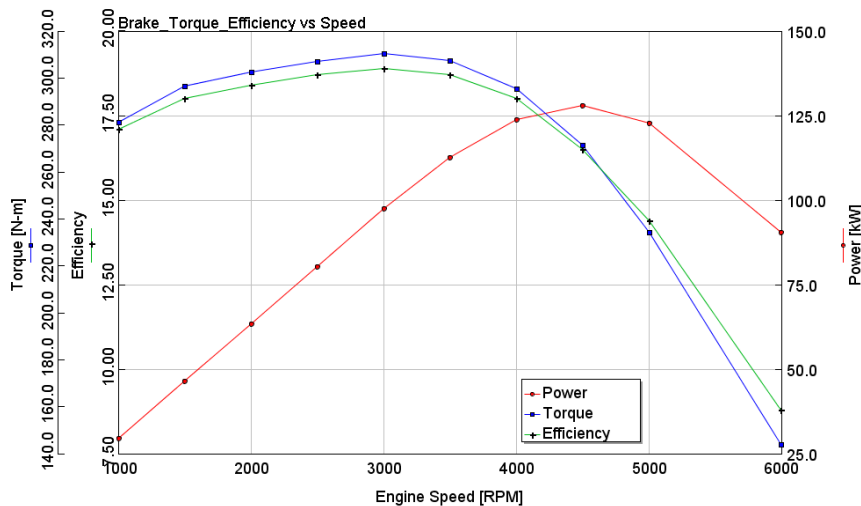


Figure 23: Performances indiquées du moteur en mode combustion conventionnelle

La Figure 16 résume les performances du moteur fonctionnant en mode combustion conventionnelle. Pour des petites valeurs de la vitesse ($N \geq 3000$ tr/min pour la puissance et le rendement, et $N \geq 5000$ tr/min), ces paramètres croissent proportionnellement par rapport à la vitesse.

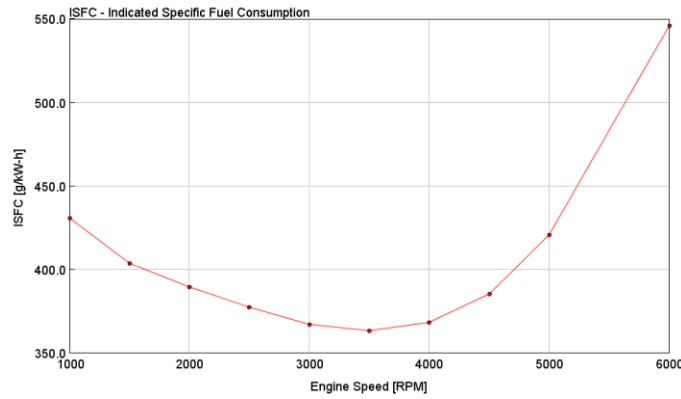
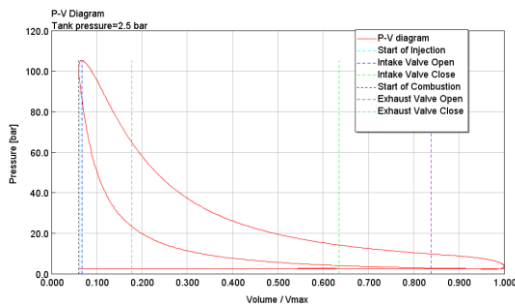
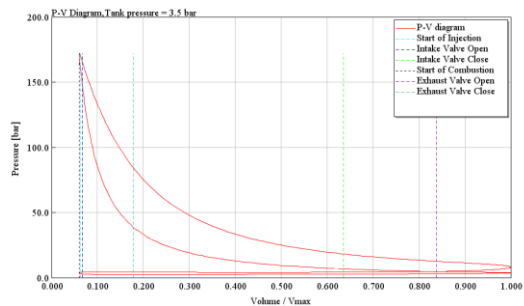


Figure 24: Consommation spécifique indiquée du carburant

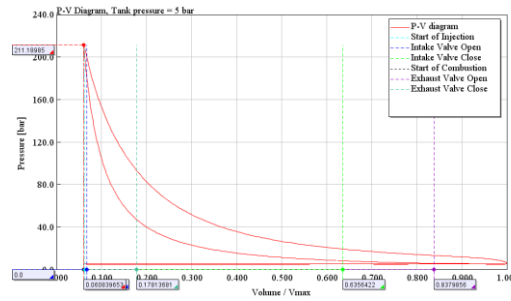
Au-delà de ces valeurs, les performances du moteur décroissent. La consommation du carburant devient plus importante pour un faible rendement tel que présenté à la Figure 17 avec la consommation spécifique indiquée du carburant. Les résultats présentés ci-dessus sont conformes à ceux de Li D et al.[40], ce qui permet de valider notre modèle.



(a)



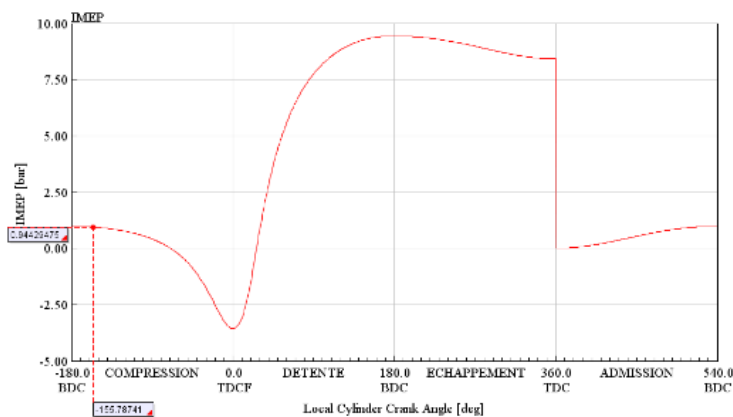
(b)



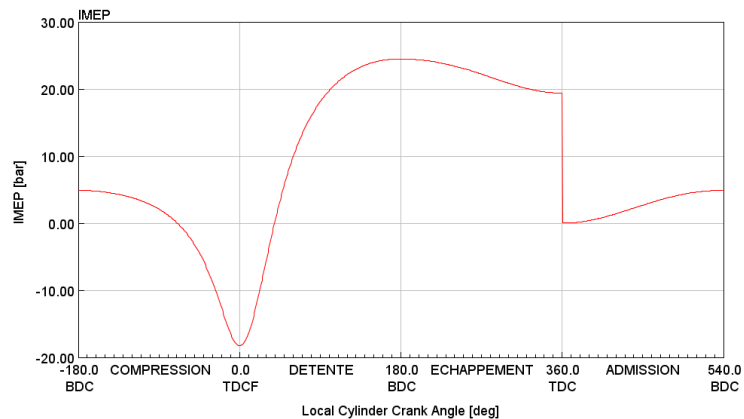
(c)

Figure 25: Diagramme p-V en mode moteur hybride. Pression du réservoir: 2.5 bars (a); 3.5 bars (b) et 5 bars (c).

Par la suite, nous avons simulé le fonctionnement du moteur en mode suralimentation pneumatique (ou mode moteur hybride) en y injectant directement de l'air comprimé, respectivement 2.5 bars, 3.5 bars et 5 bars, dans le cylindre suivant le dispositif présenté plus haut (section 4). Les diagrammes p-V (Figure 18), pris à ces différentes pressions, montrent une amélioration des effets soulevés précédemment lorsqu'on passe au mode moteur hybride. En effet, l'ajout de l'air comprimé venant du réservoir de stockage entraîne une hausse de pression dans le cylindre. Ceci se traduit sur les diagrammes p-V de la Figure 18 par une augmentation de l'aire de la surface du cycle, donc du travail indiqué disponible dans le cylindre. En outre, les pertes dues aux transvasements restent négligeables.



(a)



(b)

Figure 26: Pression moyenne indiquée. (a) Moteur conventionnel ; (b) Mode moteur hybride, Pression du réservoir = 5 bars

La Figure 19 nous donne la pression moyenne indiquée (IMEP) pour le cas d'un moteur conventionnel (Figure 19 (a)) et en mode moteur hybride (Figure 19 (b)). C'est la pression qui, si elle était appliquée de façon constante sur le piston pendant toute sa course motrice, permettrait d'obtenir un travail identique à celui qui est réellement créé. IMEP est comptée négativement lors que le piston qui exerce une pression sur les gaz (pendant la compression et l'échappement) et positivement lorsque le piston subit la pression des gaz (pendant la détente et l'admission des gaz). Dans les deux cas, l'IMEP chute à sa valeur minimale à la combustion, mais remonte rapidement à sa valeur maximale pendant la détente. Il est intéressant de remarquer que cette valeur maximale de 9.42 bars dans le cas d'un moteur conventionnel passe à 24.42 bars lorsque le moteur est suralimenté avec de l'air comprimé à 5 bars.

La Figure 20 présente une comparaison des puissances du moteur fonctionnant en mode conventionnel (pression atmosphérique) et en mode moteur hybride pour différentes valeurs de pression de l'air comprimé. Pour la plage de vitesse retenue (de 1000 tr/min à 6000 tr/min), on a fait le constat plus haut que la puissance du moteur conventionnel croît avec la vitesse jusqu'à 3500 tr/min et puis commence à décroître. Cependant, en passant au mode de suralimentation, la puissance croît de façon monotone avec la vitesse. Par ailleurs,

on remarque que la puissance est proportionnelle à la pression de suralimentation ce qui justifie bien l'amélioration des performances est due à l'ajout de l'air comprimé dans le cylindre. A ce niveau, au vu du gain de puissance obtenue plus particulièrement pour les grandes valeurs de la vitesse, on peut conclure que la suralimentation pneumatique est plus bénéfique pour les phases d'accélération (démarrage, montée des pentes...). L'énergie stockée lors des phases de décélération sous forme de gaz comprimé est réinjectée dans le système ce qui a pour conséquence directe de diminuer la consommation du carburant (Figure 21) et par ricochet une réduction des émissions des gaz dans l'atmosphère (Tableau 3).

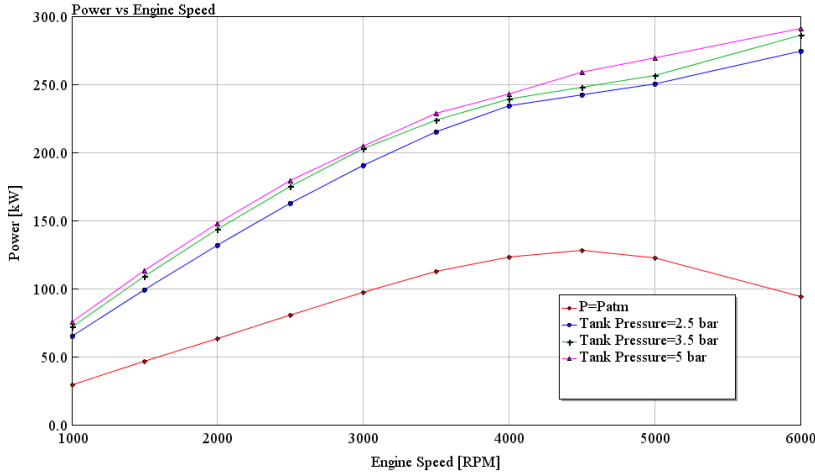


Figure 27: La puissance du moteur à différentes valeurs de la pression

La Figure 21 présente une comparaison de la consommation spécifique indiquée du carburant (ISFC) du moteur fonctionnant en mode conventionnel et en mode moteur hybride pour différentes valeurs de la pression de l'air comprimé. On note une baisse drastique de l'ISFC due à l'ajout de l'air comprimé dans le cylindre qui passe d'une moyenne de 405.92 g/kW-h pour le moteur conventionnel à 202.38 g/kW-h pour le moteur hybride à la pression de 5 bars. Par ailleurs, avec le moteur conventionnel, on a remarqué que l'ISFC croît pour les grandes valeurs de la vitesse ($N \geq 3500$ tr/min) alors que la puissance décroît. En passant au mode moteur hybride, on a constaté que l'ISFC varie très peu en fonction de la vitesse tandis que la puissance avait une croissance monotone.

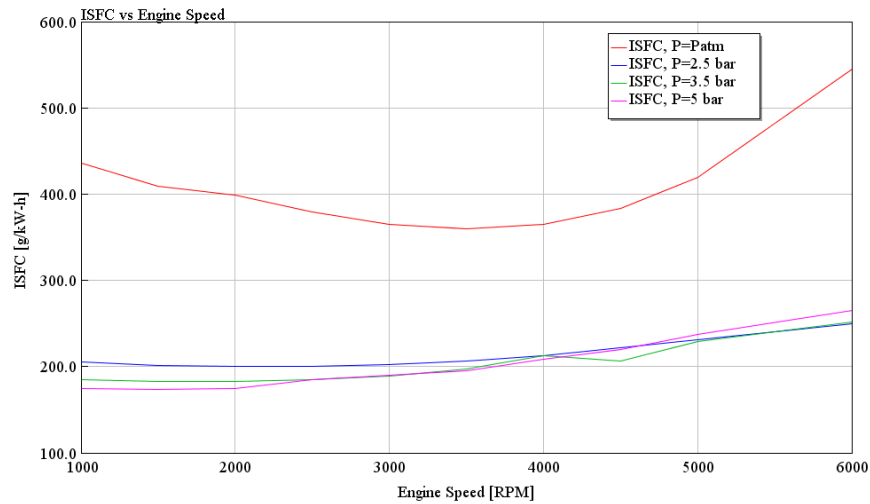


Figure 28: La consommation spécifique indiquée du carburant prise à différentes valeurs de la pression d'admission

Tableau 3 : Masse spécifique indiquée des émissions de gaz

Vitesse (tr/min)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	6000	
P=Patm	CO (g/kW-h)	695.4	648.3	632.0	581.3	319.2	516.6	520.9	563.8	653.7	959.3
	CO ₂ (g/kW-h)	299.4	287.2	280.8	297.8	538.1	336.6	346.3	340.4	313.9	235.3
P=2.5 bar	CO ₂ (g/kW-h)	657.8	642.3	638.5	639.4	645.3	659.2	680.1	707.7	736.9	798.8
P=3.5 bar	CO ₂ (g/kW-h)	592.0	583.2	583.7	590.4	606.7	629.1	679.1	660.3	731.5	805.0
P=5 bar	CO ₂ (g/kW-h)	559.0	554.0	557.1	567.8	589.3	623.0	655.9	702.1	759.3	848.5

L'analyse des masses spécifiques indiquées des émissions de gaz dont le résumé est présenté au Tableau 3 a montré que celles-ci étaient constituées majoritairement du monoxyde de carbone CO et du dioxyde de carbone CO₂. On a aussi noté la présence de quelques traces des autres particules (de l'ordre de centième pour mille) : NO_x, reste d'hydrocarbure non brûlé et suies. Le CO apparaît uniquement pendant la phase de fonctionnement du moteur en mode conventionnel et est inexistant quand on passe au mode

moteur hybride. Sachant que la présence du CO résulte d'une combustion incomplète du fait de l'insuffisance de l'oxygène, l'ajout de l'air comprimé dans le cylindre contribue à apporter l'oxygène nécessaire pour la combustion complète du carburant. Le CO₂ étant directement assimilable par les plantes lors de la fonction chlorophyllienne, il est moins néfaste pour l'environnement que le CO et les particules. Signalons aussi la diminution de la masse spécifique indiquée des émissions de gaz. En effet, lorsque le moteur à 3500 tr/min par exemple, la masse spécifique des émissions de gaz est passée de 853.2 g/kW-h (total des émissions) pour le fonctionnement en mode conventionnel à 623.0 g/kW-h en mode moteur hybride avec de l'air comprimé à 5 bars.

6 Conclusion et perspectives

Au terme de ce travail, nous avons analysé les performances d'un moteur hybride pneumatique fonctionnant en mode suralimenté. A cet effet, nous avons développé sur GT-Power un modèle dont les caractéristiques sont celles d'un moteur 645E3B porté par les locomotives EMD F40-PH-2. La validation du modèle s'est fait en rapprochant les résultats obtenus en mode conventionnel avec ceux des études antérieures. L'hybridation pneumatique a permis d'améliorer les performances du moteur. Ainsi, la puissance décroissante pour les grandes valeurs de la vitesse en mode conventionnel connaît une croissance presque monotone sur la plage de vitesse de l'étude. La consommation spécifique indiquée du carburant est passée de 405,92 g/kW-h à 202.38 g/kW-h en mode moteur hybride; ce qui dénote une baisse de consommation de carburant pour les mêmes quantités de travail disponible. Et enfin, signalons la réduction des émissions des GES dans l'atmosphère en quantité, d'une part, avec des valeurs spécifiques qui passent de 853.2 g/kW-h à 623.0 g/kW-h en mode moteur hybride avec de l'air comprimé à 5 bars et en qualité, d'autre part, moins de CO, NO_x et C_xH_y (plus nocif à l'environnement) et plus de CO₂ (facilement assimilable par les plantes pour la fonction chlorophyllienne).

La présente étude a porté principalement sur l'utilisation de l'air comprimé (déstockage) afin de suralimenter un moteur diesel. Il serait intéressant de pousser plus loin

dans l'avenir en étudiant le processus de production et de stockage de cet air comprimé intimement lié au système de freinage de la locomotive.

Références bibliographiques

1. www.scrippsco2.ucsd.edu. [cited 2017].
2. Quadrelli, R. and S. Peterson, *The energy–climate challenge: Recent trends in CO2 emissions from fuel combustion*. Energy Policy, 2007. **35**(11): p. 5938-5952.
3. Akli, C.R., *Conception systémique d'une locomotive hybride autonome: application à la locomotive hybride de démonstration et d'investigations en énergétique LhyDIE développée par la SNCF*. 2008, Université de Toulouse.
4. www.france-inflation.com. [cited 2017].
5. Brejaud, P., *Etude théorique et expérimentale d'un nouveau concept de moteur hybride thermique-pneumatique*. 2011, Université d'Orléans.
6. Leduc, P., et al., *Downsizing of gasoline engine: an efficient way to reduce CO2 emissions*. Oil & gas science and technology, 2003. **58**(1): p. 115-127.
7. www.progressrail.com. [cited 2017].
8. Dimitrova, Z. and F. Maréchal, *Gasoline hybrid pneumatic engine for efficient vehicle powertrain hybridization*. Applied Energy, 2015. **151**: p. 168-177.
9. Dönitz, C., et al., *Modelling and optimizing two-and four-stroke hybrid pneumatic engines*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009. **223**(2): p. 255-280.
10. Ibrahim, H., A. Ilinca, and J. Perron, *Energy storage systems—Characteristics and comparisons*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. **12**(5): p. 1221-1250.
11. Filipi, Z., *16-Hydraulic and pneumatic hybrid powertrains for improved fuel economy in vehicles*. 2014.
12. Guzzella, L., et al., *The pneumatic hybridization concept for downsizing and supercharging gasoline engines*. MTZ worldwide, 2010. **71**(1): p. 38-44.
13. Higelin, P., A. Charlet, and Y. Chamailard, *Thermodynamic simulation of a hybrid pneumatic-combustion engine concept*. International Journal of Thermodynamics, 2002. **5**(1): p. 1-11.
14. Huang, K.D. and S.-C. Tzeng, *Development of a hybrid pneumatic-power vehicle*. Applied Energy, 2005. **80**(1): p. 47-59.
15. Jaafar, A., et al. *Sizing of a hybrid locomotive based on accumulators and ultracapacitors*. in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE*. 2010. IEEE.
16. Osawa, M., *The NE Train*. Rail International-English Edition, 2004. **35**(4): p. 16-23.
17. Cousineau, R., *Development of a hybrid switcher locomotive the railpower green goat*. IEEE instrumentation & measurement magazine, 2006. **9**(1): p. 25-29.
18. Donnelly, F.W., R.L. Cousineau, and R.N.M. Horsley. *Hybrid technology for the rail industry*. in *Rail Conference, 2004. Proceedings of the 2004 ASME/IEEE Joint*. 2004. IEEE.

19. Abdallah, N., *Etude de développement d'un concept de locomotive hybride à chaîne de traction électrique autonome propre et durable*. 2009, Université de Technologie de Belfort-Montbeliard.
20. Schechter, M.M., *New cycles for automobile engines*. 1999, SAE Technical Paper.
21. Cope, D., et al., *Fully flexible electromagnetic valve actuator: design, modeling, and measurements*. 2008, SAE Technical Paper.
22. HIGELIN, P. and A. CHARLET, *Thermodynamic Cycles for a New Hybrid Pneumatic-Combustion Engine Concept*. 2001, SAE Technical Paper.
23. Tai, C., et al., *Using camless valvetrain for air hybrid optimization*. 2003, SAE Technical Paper.
24. Andersson, M., B. Johansson, and A. Hultqvist, *An air hybrid for high power absorption and discharge*. 2005, SAE Technical Paper.
25. Filipi, Z. and Y. Kim, *Hydraulic hybrid propulsion for heavy vehicles: Combining the simulation and engine-in-the-loop techniques to maximize the fuel economy and emission benefits*. Oil & Gas Science and Technology-*Revue de l'Institut Français du Pétrole*, 2010. **65**(1): p. 155-178.
26. Vasile, I., *Etude théorique et expérimentale d'un moteur hybride thermo-pneumatique*. 2005, Université d'Orléans.
27. Trajkovic, S., P. Tunestal, and B. Johansson, *Vehicle driving cycle simulation of a pneumatic hybrid bus based on experimental engine measurements*. 2010, SAE Technical Paper.
28. Trajkovic, S., P. Tunestål, and B. Johansson, *Investigation of different valve geometries and valve timing strategies and their effect on regenerative efficiency for a pneumatic hybrid with variable valve actuation*. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2008. **1**(2008-01-1715): p. 1206-1223.
29. Trajkovic, S., et al., *Introductory study of variable valve actuation for pneumatic hybridization*. 2007, SAE Technical Paper.
30. Trajkovic, S., P. Tunestål, and B. Johansson, *Simulation of a pneumatic hybrid powertrain with VVT in GT-power and comparison with experimental data*. 2009, SAE Technical Paper.
31. Dönitz, C., et al., *Pneumatic hybrid internal combustion engine on the basis of fixed camshafts*. 2014, Google Patents.
32. Donitz, C., et al. *Dynamic programming for hybrid pneumatic vehicles*. in *American Control Conference, 2009. ACC'09*. 2009. IEEE.
33. Dönitz, C., et al., *Realizing a concept for high efficiency and excellent driveability: the downsized and supercharged hybrid pneumatic engine*. 2009, SAE Technical Paper.
34. Cengel, Y.A. and M.A. Boles, *Thermodynamics: an engineering approach*. Sea, 2002. **1000**: p. 8862.
35. Fazeli, A., *Development of a novel air hybrid engine*. 2011, University of Waterloo.
36. Basbous, T., et al., *Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation*. Energy, 2012. **38**(1): p. 264-275.
37. Woschni, G., *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. 1967, SAE Technical paper.

38. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. Vol. 930. 1988: McGraw-hill New York.
39. Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. 2012: Palgrave Macmillan.
40. Li, D., et al., *Simulation and analysis of a hybrid pneumatic engine based on in-cylinder waste heat recovery*. 2014, SAE Technical Paper.

CHAPITRE 3

CONCLUSION

3.1 CONCLUSION ET SYNTHESE

Le trait d'union entre les deux parties de notre travail est la réduction des émissions des particules dans l'atmosphère, thème porté par la volonté de maîtrise de l'amplitude du réchauffement climatique de la planète. Il s'agit dans ce travail de concevoir et de simuler le fonctionnement des systèmes hybrides de production d'énergies c'est-à-dire capables de combiner les sources de production d'énergie conventionnelles (fossiles) avec des sources renouvelables. Le but était de réduire la part de l'énergie fossile très polluantes et de plus en plus dispendieuse tout en boostant les performances de ces systèmes.

Dans la première partie, des modèles de systèmes hybrides Wind-PV combinés à des générateurs de diesel avec des systèmes de stockage d'énergie adéquats, développés et simulés sur HOMER ont permis de montrer que l'utilisation des énergies, malgré le fait qu'elle nécessite de gros investissement au départ, est la plus économique, la plus rentable et laisse un faible impact sur l'environnement

La deuxième partie a été consacrée à l'étude d'un moteur hybride pneumatique avec des caractéristiques étaient proches celles d'un moteur de locomotive fonctionnant en mode suralimentation. En comparant les résultats obtenus par simulations à l'aide de l'outil GT-Power avec le moteur de combustion conventionnel, il a été démontré que la suralimentation pneumatique a amélioré les performances du moteur. En outre, la consommation spécifique indiquée du carburant a été réduit de moitié et les émissions des gaz d'un quart.

Au regard des résultats obtenus, on peut dire sans grand risque de se tromper que les objectifs fixés au début de cette étude ont été atteints.

3.2 TRAVAUX FUTURS

Le premier chapitre représente un bon exemple d'étude de faisabilité technoéconomique visant à déterminer la rentabilité d'un système hybride en fonction du site géographique avec le cas spécifique du Nord Cameroun. Se rapprocher des autorités de ce pays pour la mise en œuvre serait la meilleure suite à donner à cette. Pour ce concerne la deuxième partie, notre étude a uniquement porté sur l'utilisation de l'air comprimé (le déstockage) par injection directe dans le cylindre pour suralimenter le moteur. Il serait intéressant dans l'avenir d'étudier le processus de production et de conservation de cet air comprimé intimement lié au système de freinage de la locomotive. En outre, l'étude ayant uniquement consisté à une simulation numérique, on pourrait penser à un banc d'essai afin et comparer les différents résultats.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] R. Quadrelli and S. Peterson, "The energy–climate challenge: Recent trends in CO2 emissions from fuel combustion," *Energy Policy*, vol. 35, pp. 5938-5952, 2007/11/01/ 2007.
- [2] V. Lazarov, G. Notton, Z. Zarkov, and I. Bochev, "Hybrid power systems with renewable energy sources–types, structures, trends for research and development," in *Proceedings of International Conference ELMA2005, Sofia, Bulgaria, 2005*, pp. 515-520.