

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI

THÈSE PRÉSENTÉE À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI
COMME EXIGENCE PARTIELLE
AU DOCTORAT EN INGÉNIERIE

PAR
HUSSEIN IBRAHIM

**ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN GÉNÉRATEUR HYBRIDE D'ÉLECTRICITÉ
DE TYPE ÉOLIEN-DIESEL AVEC ÉLÉMENT DE STOCKAGE D'AIR
COMPRIMÉ**

Juin 2010

RÉSUMÉ

Dans la plupart des régions isolées, le générateur diesel est la source principale d'énergie électrique. Pour ces régions, le prix d'extension du réseau électrique est prohibitif et le prix du combustible augmente radicalement avec l'isolement. La baisse continue des prix des générateurs basés sur l'énergie renouvelable et la fiabilité croissante de ces systèmes ont mené à une plus grande utilisation des sources d'énergie renouvelable pour la génération d'énergie électrique dans les régions isolées.

Au Québec, en parallèle avec un essor de l'énergie éolienne, principalement sous forme de grands parcs reliés aux réseaux centraux de distribution, l'alimentation électrique des sites isolés, par des diesels, pose toujours d'immenses défis techniques et financiers. En effet, cette production d'électricité est relativement inefficace, très onéreuse et responsable de l'émission de grandes quantités de gaz à effet de serre (GES). Avec l'explosion des prix du carburant et les coûts élevés de transport, les pertes financières sont ainsi colossales. Ces déficits, 133 millions de dollars par année selon Hydro-Québec¹, reflètent l'écart entre les coûts élevés de production locale d'électricité dans ces régions et le prix uniforme de l'électricité.

Paradoxalement, la plupart de ces communautés sont situées dans des régions possédant une ressource éolienne suffisante pour une exploitation commerciale. L'utilisation du jumelage éolien-diesel (JED) dans ces réseaux autonomes pourrait donc réduire les déficits d'exploitation. Cependant, la rentabilité du JED est atteinte à la condition d'obtenir un taux de pénétration élevé de l'énergie éolienne (TPE)² ce qui est possible uniquement en utilisant des systèmes de stockage. Après une étude approfondie basée sur une analyse critique de toutes les caractéristiques des technologies de stockage d'énergie possible, il a été proposé une solution

¹ Estimation d'Hydro-Québec pour l'année 2009. Ces valeurs augmenteront avec la tendance croissante du prix du pétrole.

² TPP – taux de pénétration en puissance (éolienne) représente le rapport entre la puissance éolienne et la puissance totale consommée par la charge à un instant donné

TPE – taux de pénétration en énergie (éolienne) représente le rapport entre l'énergie annuelle de source éolienne et l'énergie annuelle totale consommée par la charge

qui répond à tous les exigences techniques et financières tout en assurant une fiabilité d'approvisionnement électrique de ces sites. Il s'agit du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC). Cette étude a mené à l'élaboration de deux rapports techniques, un article de revue et cinq articles de conférence. Ces ouvrages présentent un tour d'horizon des technologies de stockage d'énergie en détaillant leurs caractéristiques techniques, leurs avantages et leurs inconvénients. Cette recherche a mené à l'élaboration d'une nouvelle méthode de choix caractérisée par l'indice de performance des technologies de stockage d'énergie où la détermination de cet indice peut être obtenue à partir d'une série de matrices d'aide à la décision.

L'utilisation de l'air comprimé comme agent de stockage d'énergie s'adapte parfaitement autant à la production éolienne qu'aux diesels. En principe, l'air comprimé stocké dans les réservoirs durant les périodes de surplus de production éolienne (forts vents) serait injecté dans les génératrices diesel pour des applications à moyenne échelle (villages, îles, ...) ou bien dans des moteurs à air comprimé pour des applications à petite échelle (stations de télécommunication, postes de frontières, ...) et ceci durant les périodes de faible production éolienne (vents faibles ou nuls). Ce système hybride agirait en temps réel afin de maintenir optimalement l'équilibre entre la puissance générée et consommée en réalisant une diminution remarquable de la consommation en carburant quelque soit le niveau de la puissance appelée.

Une modélisation de chaque système a été réalisée en fonction de sa nature d'application. Pour des utilisations à faible échelle, le cas d'une station de télécommunication, propriété de l'entreprise Bell-Canada, située à Kuujuarapik a été choisi pour l'étude. Le dimensionnement du système hybride éolien-diesel-air comprimé à petite échelle (SHEDACPE) a été basé essentiellement sur le choix de la centrale éolienne où des modèles numériques ont été élaborés pour : (1) calculer la quantité d'énergie éolienne produite et stockée, (2) déterminer la capacité du compresseur utilisé (pression maximale, débit, puissance, nombre d'étages de compression, ...), (3) calculer la taille du réservoir de stockage d'air comprimé et le nombre d'unités de stockage, (4) déterminer le temps de charge et de décharge ainsi que les contraintes mécaniques du réservoir de stockage (épaisseur, limite de rupture, ...), (5) dimensionner la capacité du moteur d'air comprimé utilisé (pression maximale, débit, puissance, nombre

d'étages de détente, ...), (6) élaborer l'algorithme du fonctionnement et du contrôle du système dans sa globalité et enfin (7) réaliser une étude écologique et économique dans le but de déterminer la rentabilité du système et ses avantages environnementaux. Cette étude a permis d'élaborer un article de revue, trois articles de conférence et un rapport technique.

Pour des utilisations à moyenne échelle, le cas d'un village nordique, Tuktoyaktuk, a été choisi pour l'étude. La modélisation du système hybride éolien-diesel-air comprimé à moyenne échelle (SHEDACME) n'a pas pris en compte le choix de l'éolien et le dimensionnement du système de compression et de stockage d'air comprimé étant donné que ce sont les mêmes modèles statistiques et thermodynamiques qui seront utilisés. Par contre, seulement le système de la suralimentation du moteur diesel a été modélisé. Sachant que tous les moteurs diesel utilisés dans les sites isolés sont déjà équipés d'un système de suralimentation par turbocompresseur, les méthodes envisagées pour suralimenter les moteurs diesel par l'air comprimé stocké doivent prendre en considération la présence du turbocompresseur. Plusieurs méthodes possibles de suralimentation des moteurs diesel en utilisant de l'air comprimé stocké ont été répertoriées : (1) l'utilisation d'une turbine à air en série sur l'axe du turbocompresseur, (2) le double étage de suralimentation, (3) l'admission en amont du compresseur, (4) l'admission directe dans le moteur, (5) la suralimentation hyperbar, (6) la suralimentation avec le cycle de LENOIR pressurisé et (7) la suralimentation avec downsizing. Les diverses solutions proposées ont été évaluées afin de pouvoir dégager la technologie candidate la plus performante et adaptable au système éolien-diesel en utilisant les critères suivants : *l'efficacité, la simplicité, l'adaptabilité, le coût et le système de contrôle*. Une fois le choix déterminé, l'analyse thermodynamique a porté sur la résolution des équations de pression et température de l'air aux passages à travers le filtre à air, les échangeurs de chaleur, le compresseur, la chambre de combustion et la turbine à gaz. Il faut ajouter les équations du bilan d'énergie au niveau du vilebrequin du moteur diesel et à l'axe du turbo afin d'être en mesure de déterminer les performances optimales du système. Les résultats obtenus ont été appliqués sur les moteurs diesels utilisés dans le village nordique de Tuktoyaktuk dans le but de quantifier réellement l'économie en carburant obtenue grâce à l'utilisation du SHEDACME et la diminution des émissions de gaz à effet de serre. Cette étude a permis d'élaborer deux articles de revue, quatre articles de conférence et deux rapports techniques.

Enfin, un banc d'essais a été réalisé à l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC) afin de pouvoir valider expérimentalement les résultats théoriques obtenus à partir de la modélisation numérique du SHEDACME. Une des conceptions proposées pour la suralimentation des moteurs diesels a été appliquée au moteur utilisé. Les résultats obtenus ont confirmé la validité de l'idée proposée, la suralimentation supplémentaire d'un moteur diesel, et même ont ouvert la porte à d'autres applications dans les applications mobiles (véhicules civils et militaires par exemple). Pour des raisons logistiques et financières, le banc d'essais concernant le SHEDACPE et le système de compression et du stockage d'air comprimé n'a pas été réalisé.

Les résultats, théoriques et expérimentaux, obtenus le long de cette thèse ont démontré le grand potentiel du système hybride éolien-diesel-stockage d'air comprimé pour les deux types d'applications à petite et à moyenne échelle. Cependant, d'autres travaux sont requis : (1) élaborer une stratégie de commande pour les deux systèmes, (2) réaliser une étude plus détaillée dans le cas d'un SHEDACME en prenant en considération le profil de charge d'un village nordique, (3) réaliser une étude économique et écologique plus détaillée en prenant en considération tous les facteurs possibles pouvant influencer sur la rentabilité du système, etc.

ABSTRACT

In most remote areas, the diesel generator is the main source of electrical energy. For these regions, the price of extending the electricity grid is prohibitive and the fuel price increase dramatically with the remoteness. The continue decline of renewable energy prices and their increased reliability led to greater use of renewable energy sources for the electrical generation in remote areas.

In Quebec, in parallel with the rise of wind power, mainly in the form of large parks connected to the central grid of distribution, the power supply by diesel of the remote sites is still an immense technical and financial challenge. Indeed, this electricity production is relatively inefficient, expensive and responsible for the emission of large quantities of greenhouse gases (GHG). With the explosion of the fuel prices and high transport costs, the financial losses are colossal. These deficits, 133 million dollars per year according to Hydro-Québec, reflect the difference between the high costs of local production of electricity in these regions and the uniform price of electricity.

Paradoxically, most of these communities are situated in regions characterized by a sufficient wind resource for a commercial exploitation. The use of wind-diesel hybrid system (WDHS) in these autonomous networks could reduce the operating deficits. However, the profitability of the WDHS is reached at the condition of obtaining a high penetration rate of wind energy (PRWE)³ which is possible only by using storage systems. After a thorough study based on a critical analysis of all the characteristics of the possible energy storage technologies, it was proposed a solution that meets all the technical and financial requirements while ensuring a reliable electricity supply of these sites. It is the wind-diesel hybrid system with compressed air energy storage (WDCAHS). This study led to the elaboration of 2 technical

³ PRWP – Penetration rate of wind power is the ratio between wind power and total power consumed by the load at the given moment

PRWE – Penetration rate of wind energy is the ratio between the annual wind energy and the total annual energy consumed by the load

reports, 1 journal paper and 5 conference papers. These works present an overview of the energy storage technologies by detailing their technical characteristics, their advantages and their disadvantages. This research led to the elaboration of a new method of choice characterized by the performance index of energy storage technologies where the determination of this index can be obtained from a series of decision matrices.

The use of compressed air as the agent of energy storage is perfectly adapted as much to the wind production as to the diesels. In principle, the compressed air stored in the reservoirs during the periods of excess wind power production (strong wind) would be injected into the diesel generators in the case of the medium scale applications (villages, islands, ...) or in the compressed air engines for the small-scale applications (telecommunication stations, border posts, ...) and that during the periods of weak wind power production (low or no wind). This hybrid system would act in real time in order to maintain an optimal balance between the generated and the consumed powers and realize a remarkable decrease of the fuel consumption of diesel engine, whatever the level of the power demand.

A modeling of each system was realized according to its nature of application. For the small scale, the case of a telecommunications station, property of the company Bell-Canada, situated in Kuujjuarapik, was chosen for the study. The design of the wind-diesel-compressed air-small scale hybrid system (WDCASSHS) was essentially based on the choice of the wind plant where numerical models were developed for : (1) calculate the generated and stored amount of wind energy , (2) determine the compressor capacity (pressure, flow, power, number of the compression stages, ...), (3) calculate the size of the compressed air storage tank and the number of the storage units , (4) determine the time of charge and discharge and the mechanical constraints of the storage tank (thickness, burst limit, ...), (5) size the capacity of the used compressed air engine (maximum pressure, flow, power, number of the expansion stages, ...), (6) develop the operation and control algorithm of the system in its entirety and finally (7) realize an environmental and economic study in order to determine the profitability of the system and its environmental benefits. This study concretized in 1 journal paper, 3 conference papers and 1 technical report.

For a medium-scale system, the case of a northern village, Tuktoyaktuk, was chosen for the study. The modeling of the wind-diesel-compressed air medium scale hybrid system (WDCAMSHS) did not take into account the choice of the wind turbine and the sizing of the compression and storage system for the compressed air given that there are the same thermodynamic and statistical models to be used as for the small scale system. On the other hand, only the supercharged system of the diesel engine was modeled. Aware that all diesel engines used in remote sites are already equipped by a turbocharger, the methods envisaged to supercharge the diesel engine by stored compressed air must take into account the presence of this turbocharger. Several possible methods of supercharging diesel engines using stored compressed air have been identified: (1) the use of an air turbine *connected on the turbocharger shaft*, (2) the two stage supercharging, (3) the admission *of compressed air directly in the compressor* (4) the admission directly in the engine (5) the hyperbar supercharging, (6) the *supercharging based on pressurized LENOIR cycle*, (7) the *supercharging with downsizing*. The various solutions were evaluated in order to identify the most efficient candidate technology and the most adaptable for the wind-diesel system by using the following criteria: the efficiency, the simplicity, the adaptability, the cost and the control system. Once the choice is determined, the thermodynamic analysis has focused on solving the equations of pressure and temperature of the air passages through the air filter, the heat exchangers, the compressor, the combustion chamber and the turbine. It is necessary to add the equations of energy balance for the diesel engine crankshaft and the turbocharger shaft to be capable of determining the optimal performances of the system. The obtained model was applied to diesel engines used in the northern village of Tuktoyaktuk in order to quantify the really fuel economy obtained thanks to the use of WDCAMSHS and the decrease of greenhouse gases emissions. This study concretized in 2 journal papers, 4 conference papers and 2 technical reports.

Finally, a prototype test bench was realized at the Université du Québec à Chicoutimi (UQAC) to validate experimentally the theoretical results obtained from numerical modeling of WDCAMSHS. One of the proposed designs for supercharged diesel engines was applied. The obtained results confirmed the validity of the proposed idea, the additional supercharging of diesel engine, and even opened the possibilities for other applications in automobile

industry (civil and military vehicles). For logistical and financial reasons, the prototype for the small scale system, the compression and storage system was not realized.

The results, theoretical and experimental, obtained during this thesis have demonstrated the great potential of wind-diesel-compressed air energy storage system for both types of applications: small and medium scale. However, there is a lot of improvement to be made in the future work: (1) elaborate a strategy of command for the 2 systems, (2) realize a study more detailed in the case of a WDCAMSHS by considering the load profile of the northern village, (3) realize a more detailed economic and ecological study, taking into consideration all factors that may affect the profitability of the system, etc.

REMERCIEMENTS

Certains croient qu'il est inutile de remercier Dieu puisqu'il fait toujours selon sa volonté et non la nôtre. Pourtant, que sa volonté rencontre la nôtre ou pas, il y a toujours lieu de remerciements. Je vous remercie, ALLAH, pour votre bonté et votre amour envers moi, et le courage que vous me donnez pour pouvoir réaliser tous mes objectifs.

Le travail de cette thèse a été effectué au sein du Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne (LREE) à l'Université du Québec à Rimouski (UQAR) qu'ainsi au Laboratoire International des Matériaux Antigivre (LIMA) à l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC).

Ce travail n'aurait pu être mené à bien sans le soutien de nombreuses personnes à qui je souhaite témoigner ma reconnaissance de m'avoir accompagné durant cette période et que je désire remercier pour leur soutien et d'être activement intervenues dans le déroulement de ces travaux de thèse. Je tiens aussi à m'excuser d'avance auprès de celles que j'aurais omis de citer.

J'adresse mes vifs remerciements à mon directeur Adrian ILINCA, professeur à l'UQAR et directeur du LREE, pour m'avoir accepté pour le doctorat, pour sa direction attentive et sa disponibilité malgré ses diverses occupations, son appui scientifique, pour sa patience qu'il avait démontrée en attendant mon arrivée au Québec près de deux ans et pour la confiance qu'il a placée en moi en me donnant cette opportunité de travailler sur un sujet innovant et d'actualité.

J'exprime également ma reconnaissance à mon co-directeur Jean PERRON, professeur à l'UQAC et directeur de LIMA, pour son encadrement et son soutien tout au long de ce travail ainsi que pour les discussions enrichissantes, ses remarques constructives et ses grandes contributions à la réalisation d'un très beau banc d'essais au sein de son laboratoire.

Le long de quatre ans de recherche entre l'UQAR et l'UQAC, il n'était pas difficile de constater que mes directeurs forment une équipe complémentaire, scientifiquement et humainement. Je les félicite alors pour cette collaboration fructueuse et je me félicite aussi d'avoir cette chance, si rare, de travailler avec les deux. En avance pour toujours !!!

Parfois, des passages pour certaines personnes restent gravés dans le mémoire pour toujours. Une admiration et un remerciement tout particulier pour Dr. Rafic YOUNES, professeur à la Faculté de Génie à l'Université Libanaise. Pour un court séjour de 3 semaines au mois d'octobre 2006 à l'UQAR et grâce à son dynamisme, sa perfectionisme, son enthousiasme pour la recherche et sa profonde implication et sa riche expertise dans le domaine énergétique, il a réussi à m'aider de réorienter complètement le projet d'une manière croissante et de démarrer une série des autres petits projets dérivants de ma thèse. J'apprécie aussi son aide précieuse en terme de modélisation numérique où les nombreux échanges que nous avons eus autour de la simulation ont pleinement contribué à donner à ces travaux cette finalité.

Il est difficile de mener à bien un travail aussi dense qu'une thèse sans un ensemble de personnes n'apparaissant généralement pas dans les documents officiels. J'adresse un merci très chaleureux aux artistes techniques du LIMA, toujours modestes, Martin TRUCHON et Carol MERCIER pour leur travail extraordinaire et leur disponibilité. Sans eux, le moteur diesel serait encore dans sa caisse et n'aurait jamais pu voir la lumière et se transformer en un chef d'œuvre dont on parle partout à l'UQAC, à l'UQAR et encore aussi, au LIBAN. Chapeau bas !!

Pendant cette période, quelques rencontres ont apporté leur lot de bonheur dans les moments fastes et de réconfort dans les moments difficiles. Une sincère pensée et un grand merci à Dr. Mazen GHANDOUR, professeur à la Faculté de Génie à l'Université Libanaise. Pendant son séjour au mois d'août 2008 à Rimouski, dans le cadre de sa mission scientifique, il m'a fait rire pour une année complète.

Merci également à mes collègues et mes amis, étudiants de maîtrise et doctorat du LREE de l'UQAR et du LIMA de l'UQAC, pour les bons moments passés ensembles.

Je tiens à remercier toute l'équipe du LIMA pour leur gentillesse, leur accueil et la bonne ambiance qu'ils savent entretenir au laboratoire.

J'adresse mes remerciements aussi à l'ensemble du département des Mathématiques, Informatiques et Génie à l'UQAR pour leurs contributions à la mise en service un bureau et les outils informatiques nécessaires.

Je tiens à remercier tous les étudiants et étudiantes qui ont travaillé sur les projets enfants de ce grand-père projet surtout Maryelle ADOMOU, Jean-Sébastien SAVARD, Tammam BASBOUS, Hakim CHABOUR et Marwa EL-HAJJ.

La famille doit aussi endosser sa part de responsabilité dans l'accomplissement de ces travaux et à qui je dédie cette thèse. Je ne peux passer sous silence le soutien permanent de toute ma famille, mes parents, au Liban et en Bulgarie, qui attendent la fin de mon doctorat depuis le commencement mais qui n'ont cessé de me soutenir et de m'encourager tout au long du chemin, qui m'ont fait et me font toujours confiance, qui m'aident du mieux qu'ils le peuvent. Merci à mes frères, mes sœurs, mes neveux et mes nièces qui me manquent beaucoup et qui sont repartis presque dans tous les pays, France, Liban, Koweït, Canada et États-Unis. Merci de m'avoir supporté le long de toute cette période et merci à vous d'avoir été et d'être là, tout simplement.

Je ne saurais terminer ces remerciements sans évoquer mon épouse Mariya pour sa patience, sa compréhension ainsi que son soutien moral, sentimental tout au long de mon doctorat surtout durant la période de la rédaction. Mariya, ma moitié douce, mon cœur qui bat dans cette vie, je m'excuse pour tout ce que tu avais enduré et subi à cause de mon doctorat et merci d'être passé par mon chemin et m'avoir fait comprendre et découvrir le côté humain en moi.

Pour mon cher trésor, ma fille Kawthar, née deux semaines après la soutenance, j'adresse mes excuses pour toutes les soirées que j'ai du passer loin de toi à cause de mon doctorat. Kawthar, mon âme, quand tu grandiras, tu comprendras que tout ce que j'ai fait n'était que pour assurer ton bonheur et garantir une bonne vie de qualité pour toi.

Enfin, que toutes les personnes qui ont contribué à l'élaboration de ce projet, trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Hussein IBRAHIM

DÉDICACE

Je dédie ce mémoire

À mes parents,

« et ton seigneur a décrété : "n'adorez que Lui; et (marquez) de la bonté envers les pères et mères : si l'un des d'eux ou tous deux doivent atteindre la vieillesse auprès de toi; alors ne leur dis point : « Fi! » et ne les brusque pas, mais adresse-leur des paroles respectueuses et par miséricorde, abaisse pour eux l'aile de l'humanité; et dis « Ô mon Seigneur, fais-leur; à tous deux; miséricorde comme ils m'ont élevé tout petit". Sourate du Coran (17; 23-24)

Je remercie le Bon Dieu pour m'avoir assuré un encadrement paternel aussi exceptionnel. Merci pour votre inestimable soutien, pour tous les sacrifices que vous avez faits afin d'atteindre le chemin de la réussite et du succès. Au cours de ma vie, vous me marquez à jamais aussi bien par votre tendresse que par votre présence.

Hussein

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	II
ABSTRACT.....	VI
REMERCIEMENTS	X
DÉDICACE.....	XIII
TABLE DES MATIÈRES.....	XIV
LISTE DES FIGURES.....	XXIII
LISTE DES TABLEAUX.....	XXXVI
NOMENCLATURE	XXXVIII
LISTE DES ABRÉVIATIONS	XXXVIII
LISTE DES SYMBOLES	XL
LISTE DES SYMBOLES GRECS	LII
LISTE DES INDICES	LV
CHAPITRE I.....	1
PROBLÉMATIQUES DES SITES ISOLÉS AU QUÉBEC ET CANADA – SOLUTIONS POSSIBLES	1
1. INTRODUCTION	1
2. PROBLÉMATIQUES DE LA PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ PAR DES GROUPES ÉLECTROGÈNES DIESELS.....	4
3. SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL (SHED)	8
3.1. Description du SHED.....	8
3.2. Composantes d'un SHED.....	10
3.2.1. Groupe électrogène diesel.....	10
3.2.2. La ressource renouvelable éolienne : actualité et croissance.....	11
3.3. Mission et importance de l'hybridation entre l'éolien et le diesel	14
3.4. Classification du système hybride éolien-diesel (SHED).....	16
3.5. Régimes de fonctionnement d'un système hybride éolien-diesel	17
4. PROBLÉMATIQUE DE LA PRODUCTION DE L'ÉLECTRICITÉ PAR UN SHED.....	20
5. OBJECTIFS.....	24
5.1. Objectif principal.....	24

5.2. Objectifs secondaires.....	24
6. MÉTHODOLOGIE.....	25
7. ORIGINALITÉS DE LA THÈSE.....	27
8. PLAN DE TRAVAIL	28
CHAPITRE II	31
VALIDATION DU CHOIX D'AIR COMPRIMÉ COMME AGENT DE STOCKAGE D'ÉNERGIE POUR UN SHEDHP.....	31
1. DÉFINITION DU STOCKAGE D'ÉNERGIE.....	31
2. REVUE DES DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES DE STOCKAGE D'ÉNERGIE.....	32
2.1. <i>Stockage sous forme d'énergie gravitaire (Pumped Hydro Energy Storage, PHES)</i>	33
2.2. <i>Stockage sous forme d'énergie thermique</i>	34
2.2.1. Stockage thermique par chaleur latente	34
2.2.2. Stockage thermique par chaleur sensible	35
2.2.3. Stockage thermique à haute température dans des réfractaires	36
2.2.4. Stockage thermique à haute température de type THESE	37
2.3. <i>Stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (Compressed Air Energy storage, CAES)</i>	40
2.4. <i>Stockage d'énergie dans des batteries redox (à circulation électrolyte : flow batteries)</i>	42
2.5. <i>Stockage sous forme d'hydrogène (Piles à combustible : Proton Exchange Membrane : PEM)</i>	43
2.6. <i>Stockage d'énergie dans des batteries électrochimiques</i>	44
2.7. <i>Stockage sous forme d'énergie cinétique (Accumulateur à volant d'inertie : Flywheel Energy Storage : FES)</i>	46
2.8. <i>Stockage d'énergie dans des inductances supraconductrices (SMES : Superconducting Magnetic Energy Storage)</i>	48
2.9. <i>Stockage d'énergie dans des super-condensateurs</i>	49
3. CRITÈRES DE CHOIX	50
3.1. <i>Capacité de stockage</i>	50
3.2. <i>Puissance disponible</i>	51
3.3. <i>Taux de transmission de puissance</i>	51
3.4. <i>Temps de décharge ou constante de temps</i>	51
3.5. <i>Rendement</i>	52
3.6. <i>Profondeur de décharge</i>	53
3.7. <i>Cyclabilité</i>	53
3.8. <i>Autonomie</i>	54
2.9. <i>Coûts</i>	55
3.10. <i>Domaines de faisabilité et adaptation à la source de production</i>	55

3.11. Densité massique et volumique d'énergie	56
3.12. Autodécharge.....	56
3.13. Équipements de contrôle et de surveillance.....	56
3.14. Contraintes opérationnelles.....	56
3.15. Fiabilité	56
3.16. Aspect écologique	57
3.17. Autres caractéristiques.....	57
4. COMPARAISONS ENTRE LES DIFFÉRENTES TECHNIQUES DE STOCKAGE	57
4.1. Généralités	57
4.2. Synthèse générale.....	61
4.3. Synthèse particulière concernant le type de stockage associé au SHED.....	63
5. VALIDATION DU CHOIX DU STOCKAGE D'ÉNERGIE SOUS FORME D'AIR COMPRIMÉ PAR LA MÉTHODE DE L'INDICE DE PERFORMANCE	69
5.1. Indice de performance	69
5.2. Détermination de l'indice de performance.....	69
6. CONCLUSION.....	75
CHAPITRE III.....	76
MODÉLISATION ET DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ À PETITE ÉCHELLE (SHEDACPE).....	76
1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT - APPLICATION.....	76
2. CARACTÉRISTIQUES DE LA STATION CHOISIE	78
3. CARACTÉRISTIQUES DU SITE DE KUUIJUARA PIK	80
4. CHOIX DE L'ÉOLIENNE	82
4.1. La courbe de puissance.....	83
4.2. La quantité d'énergie annuelle pouvant être produite	83
4.3. Le coefficient de puissance.....	87
5. DISPATCHABILITÉ ENTRE LES DIFFÉRENTS COMPOSANTS DU SHEDACPE	89
6. CHOIX ET DIMENSIONNEMENT DE LA CHAÎNE DE COMPRESSION	90
6.1. Type du compresseur.....	90
6.2. Physique du processus de compression d'air.....	92
6.3. Dimensionnement du compresseur.....	93
7. TYPES ET PUISSANCE DE LA MACHINE À AIR COMPRIMÉ	97
7.1. Batterie oléopneumatique.....	97
7.2. Moteur à comprimé	99

7.2.1. Types des moteurs à comprimé.....	99
7.2.2. Puissance du moteur à air comprimé.....	101
8. MODÉLISATION DU MOTEUR À AIR COMPRIMÉ.....	101
8.1. Moteur à palettes	102
8.1.1. Modèles à pression nominale constante.....	102
8.1.2. Modèles à pression nominale variable.....	104
8.1.3. Évaluation de l'efficacité de la conversion d'énergie pneumatique-mécanique	107
8.2. Moteur à piston	112
8.2.1. Mode du fonctionnement	112
8.2.2. Cycle de l'air comprimé dans un MAC à piston	113
8.2.3. Calcul du travail développé par le moteur	114
8.2.4. Calcul du rendement du moteur à air comprimé de type « à piston »	118
9. RÉSERVOIRS	120
9.1. Modes du stockage d'air comprimé.....	120
9.2. Différentes types des réservoirs pour stocker l'air comprimé	121
9.3. Densité d'énergie stockée dans les réservoirs	124
9.4. Contraintes mécaniques qui régissent le choix des réservoirs.....	129
9.5. Dimensionnement des réservoirs de stockage d'air comprimé.....	132
9.5.1. Méthode 1.....	132
9.5.2. Méthode 2.....	134
9.5.2.1. Temps de charge	135
9.5.2.2. Temps de décharge.....	139
9.5.2.3. Volume et nombre d'unités du stockage d'air comprimé	141
10. PROFILS ÉNERGÉTIQUES DES DIFFÉRENTS COMPOSANTS DU SHEDACPE.....	143
11. STRATÉGIE DE CONTRÔLE.....	146
12. CONCLUSIONS.....	150
CHAPITRE IV	151
MODÉLISATION DU SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN- DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ À MOYENNE ÉCHELLE (SHEDACME).....	151
1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	151
2. POURQUOI SURALIMENTER D'AVANTAGE LE GROUPE ÉLECTROGÈNE DIESEL ?.....	152
3. DIFFÉRENTES MÉTHODES DE SURALIMENTATION SUPPLÉMENTAIRE PAR L'AIR COMPRIMÉ STOCKÉ	156
3.1. Système 1 : Utilisation d'une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur	156

3.2. Système 2 : Double étage de suralimentation	158
3.3. Système 3 : Admission en amont du compresseur.....	159
3.4. Système 4 : Admission directe dans le moteur.....	160
3.5. Système 5 : Suralimentation hyperbar.....	161
3.6. Système 6 : Suralimentation avec le cycle de LENOIR pressurisé.....	162
3.7. Système 7 : Suralimentation avec downsizing.....	163
4. CYCLE DU MOTEUR AVEC LA SURALIMENTATION PNEUMATIQUE SUPPLÉMENTAIRE	164
5. AVANTAGES TECHNIQUES DE LA SURALIMENTATION PNEUMATIQUE SUPPLÉMENTAIRE	166
6. COMPARAISON ENTRE LES MÉTHODES DE SURALIMENTATION PROPOSÉES.....	168
7. CONCEPTION D'UN SYSTÈME STOCKEUR-ÉCHANGEUR DE CHALEUR POUR LE SHEDACME.....	171
7.1. Chargement	172
7.1.1. Chargement direct	172
7.1.2. Chargement indirect.....	172
7.1.3. Chargement détourné	173
7.1.4. Chargement avec une pompe à chaleur	173
7.1.5. Chargement avec dissipation	174
7.1.6. Chargement avec stockage de chaleur et dissipation.....	175
7.2. Déchargement	176
7.2.1. Déchargement direct en série	177
7.2.2. Déchargement direct en parallèle.....	177
7.2.3. Déchargement avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique	178
7.2.4. Matériaux à changement de phase (MCP) inclus dans le réservoir d'air comprimé	178
7.2.5. Déchargement indirect avec un circuit caloporteur	180
7.2.6. Déchargement avec deux circuits caloporteurs.....	180
7.2.7. Déchargement avec pompe à chaleur.....	180
7.2.8. Déchargement sans réservoir de stockage de chaleur.....	182
7.3. Configurations mixtes.....	183
7.3.1. Configuration mixte 1 : Direct et série.....	183
7.3.2. Configuration mixte 2 : Direct et parallèle	184
7.3.3. Configuration mixte 3 : Direct avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage de chaleur.....	184
7.3.4. Configuration mixte 4 : Réservoir d'air comprimé et MCP jumelés.....	186

7.3.5. Configuration mixte 5 : Indirecte et série à deux circuits caloporteurs	186
7.3.6. Configuration mixte 6 : Indirecte et série avec un circuit caloporteur	186
7.3.7. Configuration mixte 7 : Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs.....	188
7.3.8. Configuration mixte 8 : Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur.....	188
7.3.9. Configuration mixte 9 : Pompe à chaleur	189
7.3.10. Configuration mixte 10 : Pompe à chaleur avec déchargement direct.....	190
7.3.11. Configuration mixte 11 : Dissipation de la chaleur.....	190
7.4. Choix d'une configuration	192
8. MODÉLISATION DU SYSTÈME SHEDACME	194
8.1. Modélisation du système 3 : Démonstration de l'économie réalisée par la suralimentation supplémentaire par l'air comprimé stocké (CAES)	195
8.1.1. Découpage fonctionnel du système.....	195
8.1.2. Hypothèses de l'étude	195
8.1.3. Modèle du filtre à air	196
8.1.4. Modèle du compresseur	197
8.1.5. Modèle de l'échangeur	200
8.1.6. Modèle de l'admission	200
8.1.7. Modèle du moteur diesel.....	201
8.1.8. Modélisation de l'échappement.....	208
8.1.9. Modèle de la turbine	210
8.1.10. Équations d'équilibre du système.....	215
8.1.10.1. Cas du moteur Diesel fonctionnant sans CAES.....	215
8.1.10.2. Cas du moteur Diesel fonctionnant avec CAES	216
8.1.11. Analyse des résultats de la modélisation du système 3	216
8.2. Modélisation du système 1 : Suralimentation hybride avec turbine à air en série avec le turbocompresseur	221
8.2.1. Découpage fonctionnel du système.....	221
8.2.2. Modèle du compresseur	222
8.2.3. Modèle de la turbine à air.....	224
8.2.4. Modélisation du couplage statique entre les turbines et le compresseur.....	225
8.2.5. Optimisation	225
8.2.5.1. Formulation du problème	225
8.2.5.2. Méthode de résolution	228
8.2.5.3. Résultats et discussion	230
9. VOIES POTENTIELLES POUR OBTENIR DES GAINS SUPPLÉMENTAIRES	236
9.1. Système hybride éolien-deux diesels sans stockage d'air comprimé.....	236

9.2. Système hybride éolien-deux diesels avec stockage d'air comprimé	239
9.3. Fonctionnement du moteur diesel en moteur à air comprimé	242
10. STRATÉGIE DE FONCTIONNEMENT PROPOSÉE POUR LE SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN- DIESEL-STOCKAGE D'ÉNERGIE SOUS FORME D'AIR COMPRIMÉ.....	246
10.1. Rappel des contraintes.....	246
10.2. Stratégie proposée.....	247
10.2.1. Cas où la puissance éolienne est nulle.....	247
10.2.1.1. Cas où la puissance de charge est inférieure à 30% de la puissance nominale du diesel...	247
10.2.1.2. Cas où la puissance de charge est supérieure à 30% de la puissance nominale du diesel	247
10.2.2. Cas où la puissance éolienne est non nulle mais inférieure à celle de la charge	249
10.2.2.1. Cas où la puissance de charge est inférieure à 30% de la puissance nominale du diesel...	249
10.2.2.2. Cas où la puissance de charge est supérieure à 30% de la puissance nominale du diesel	249
10.2.3. Cas où la puissance éolienne est supérieure à celle de la charge.....	251
11. APPLICATION SUR L'EXEMPLE DU SITE DE TUKTOYAKTUK	254
11.1. Caractéristiques du site de Tuktoyaktuk.....	254
11.2. Profils énergétiques des différents composants du SHEDACME.....	256
11.3. Fréquence d'opération du diesel selon le mode de suralimentation	257
11.4. Fréquence d'opération de la centrale diesel.....	258
11.5. Fréquence d'opération des deux moteurs diesels	259
11.6. Analyse du fonctionnement du SHEDACME pour l'électrification du site de Tuktoyaktuk..	260
11.6.1. Comparaison de la consommation du carburant.....	260
11.6.2. Comparaison selon la durée de fonctionnement de chacun de deux moteurs.	262
CHAPITRE V.....	264
BANC D'ESSAIS D'UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ PAR L'AIR COMPRIMÉ STOCKÉ	264
1. DESCRIPTION GLOBALE DU BANC D'ESSAIS.....	264
2. MESURES DES GRANDEURS MÉCANIQUES ET THERMIQUES	269
2.1. Mesure de température.....	279
2.2. Mesure de pression	279
2.3. Mesure et montage du capteur de pression dans la chambre de combustion du moteur diesel.....	280
2.3.1. Spécificité de la ligne de mesure de pression.....	280
2.3.2. Synchronisation de l'acquisition de pression.....	281

2.4. Mesure des débits	283
2.4.1. Détermination du débit réel à l'aide d'un tube de Pitot.....	284
2.4.2. Détermination du débit à l'aide d'un rotamètre.....	285
3. MESURE DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE PAR LE MOTEUR DIESEL.....	286
3. 1. Principe d'utilisation des freins	286
3.2. Frein électrique : génératrice.....	286
4. CATÉGORIES DES ESSAIS	289
4.1. Catégories 1 et 2 : Moteur diesel en mode atmosphérique/ suralimenté par turbocompresseur – Contrôle automatique d'injection du carburant	290
4.2. Catégorie 3 : Moteur diesel avec suralimentation par l'air comprimé du réseau - Contrôleur manuel de l'injection du carburant.....	291
5. RÉSULTATS ET DISCUSSION	293
5.1. Fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation par air comprimé du réseau.....	293
5.2. Fonctionnement avec turbocompresseur et sans suralimentation par air comprimé du réseau	297
5.3. Fonctionnement avec suralimentation par l'air comprimé du réseau et sans turbocompresseur.....	310
5.3.1. Température et débit d'air comprimé à l'admission du moteur	310
5.3.2. Comparaisons selon la consommation du carburant	312
5.3.3. Comparaisons selon la pression maximale dans le cylindre et la température des gaz d'échappements.....	316
5.3.4. Comparaisons selon le rapport air/fuel	319
5.3.5. Comparaisons selon le rendement indiqué.....	320
CHAPITRE VI	326
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	326
1. CONCLUSIONS.....	326
2. PERSPECTIVES ET TRAVAUX FUTURS	329
ANNEXE I	333
MATRICES DE DÉCISION DU CHOIX DU SYSTÈME DE STOCKAGE D'ÉNERGIE ADAPTABLE AU SHEDAC	333
ANNEXE II.....	342
MATRICES DE DÉCISION DU CHOIX DU SYSTÈME DE SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL.....	342
ANNEXE III	345

CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DIESEL ET DU TURBOCOMPRESSEUR	345
1. CARACTÉRISTIQUES COMPLÈTES DE LA GÉNÉRATRICE KCG-5000DES.....	345
2. CARACTÉRISTIQUES DU TURBOCOMPRESSEUR GARRETT GT1241-756068.....	346
RÉFÉRENCES	348

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Carte des communautés éloignées du Canada [10]	2
Figure 1-2 : Puissance électrique installée dans les communautés éloignées au Canada par régions [10]	3
Figure 1-3 : Consommations des groupes diesel ZA40S à Cap-aux-Meules [15]	5
Figure 1-4 : Schéma d'un système hybride éolien-diesel (SHED) installé à Alaska [21]	9
Figure 1-5 : Architecture des systèmes hybrides d'énergie (SHE) [22]	10
Figure 1-6 : Configuration du générateur diesel [22]	11
Figure 1-7 : Puissance mondiale éolienne installée à la fin de l'année 2008 [24]	12
Figure 1-8 : Répartition des projets éoliens réalisés au Canada jusqu'au 2008 [26]	13
Figure 1-9 : Capacité totale de l'énergie éolienne installée au Canada entre les années 2000 et 2008 (moyenne annuelle de croissance = 35%) [25]	13
Figure 1-10 : Variation de l'énergie couverte par un SHED et la consommation du diesel en fonction de la vitesse du vent [33]	18
Figure 1-11 : Schéma d'un système de contrôle d'un système hybride éolien-diesel (SHED) ...	19
Figure 2-1 : Amélioration de la qualité de l'énergie électrique et élimination des centrales de crête [52]	31
Figure 2-2 : Schéma du principe du stockage hydraulique par pompage-turbinage [56]	34
Figure 2-3 : Stockage d'énergie sous forme de chaleur sensible dans une centrale de production d'électricité [59]	36
Figure 2-4 : Stockage de la chaleur à haute température avec turbine [61]	37
Figure 2- 5 : Schéma d'une installation THESE en mode stockage d'énergie [62]	38
Figure 2- 6 : Schéma d'une installation THESE en mode déstockage d'énergie [62]	39
Figure 2-7 : Schéma de principe d'une installation de stockage à air comprimé	41
Figure 2-8 : Schéma de principe de la batterie redox de type Vanadium-redox (à gauche) [56] et la modularité du système de stockage avec des batteries-redox (à droite) [65]	42
Figure 2-9 : À gauche : Schéma de principe d'une PEMFC alimentée en H ₂ À droite : Électrolyseur et réservoir de stockage d'hydrogène	44

Figure 2-10 : Principe d'un accumulateur électrochimique (à gauche) [56] et Matrices des batteries montées en série et parallèle (à droite).....	45
Figure 2-11 : Répartition des différentes technologies d'accumulateurs électrochimiques selon leurs densités d'énergie [68].....	46
Figure 2-12 : À gauche : Accumulateur à volant d'inertie. À droite : Matrice des volants d'inertie [70].....	47
Figure 2-13 : À gauche : Principaux éléments d'un dispositif de stockage d'énergie magnétique par bobine supraconductrice [56]. À droite : Prototype d'un SMES [71]	48
Figure 2-14 : À gauche : Supercondensateur de 2500 farades [72]. À droite : Banc des supercondensateurs mis en série [73].	50
Figure 2-15 : Courbes de rendement d'un accumulateur au Plomb 48V – 310Ah (15 kWh pour une décharge en 10 h) paramétrées en puissance [76].....	52
Figure 2- 16 : Évolution du nombre de cycles en fonction de la profondeur de décharge pour des accumulateurs électrochimiques (Ni/Cd (à gauche), Plombe/acide (à droite))	53
Figure 2-17 : Comparaison des technologies de stockage en fonction de l'autonomie [79].....	54
Figure 2- 18 : Domaines d'applications en fonction de la puissance demandée et temps de décharge [52]	58
Figure 2-19 : Comparaison entre les densités massique et volumique d'énergie stockée pour des applications à petite échelle [52]	59
Figure 2-20 : Comparaison entre l'efficacité énergétique et la durée de vie définie par le nombre des cycles [52].....	59
Figure 2-21 : Comparaison entre les coûts d'investissement par unité de puissance ou par unité d'énergie [52]	60
Figure 2-22 : Comparaison selon les coûts d'investissement calculés par cycle de charge/décharge [52].....	60
Figure 2-23 : Comparaison selon le coût de la puissance installée en fonction du temps de décharge [80]	61
Figure 2- 24 : Répartition des critères dans la matrice de décision	70
Figure 2-25 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage	72

Figure 2-26 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage	72
Figure 2-27 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage	73
Figure 2- 28 : Indice de performance global comparé à l'indice de performance élémentaire du critère de l'efficacité.....	75
Figure 3-1 : Système de SHEDAC à petite échelle [82].....	78
Figure 3-2 : Station Bell-Canada au Kuujjuarapik [84]	79
Figure 3-3 : Données du vent au Kuujjuarapik pour le mois avril 2005	81
Figure 3-4 : Fréquence de la vitesse de vent mesurée en avril 2005 sur le site de Kuujjuarapik ainsi que la distribution de Weibull.....	82
Figure 3-5 : Courbes de puissance des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW avec une, deux et trois machines	84
Figure 3-6 : Distribution de Weibull, courbes de puissance et énergie annuelle produite à partir des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW sur le site de Kuujjuarapik.....	86
Figure 3-7 : Écoulement de l'air à travers la surface balayée par l'éolienne	87
Figure 3-8 : Coefficients de puissance des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW.....	88
Figure 3-9 : Courbes de puissance réelle et simulée de l'éolienne PGE.....	89
Figure 3-10 : Schéma d'un compresseur multi-étagé «en série».....	91
Figure 3-11 : Schéma d'un compresseur multi-étagé «en étoile»	91
Figure 3-12 : Diagramme P-V d'un cycle ouvert des gaz pour une machine volumétrique [96]	92
Figure 3-13 : Variation de l'énergie de compression en fonction du nombre d'étages et du taux de compression	95
Figure 3- 14 : Variation du débit volumique en fonction du nombre d'étages et du taux de compression	96
Figure 3-15 : Variation du débit volumique en fonction de la vitesse du vent et du taux de compression du compresseur	97
Figure 3-16 : Schéma de principe de deux types de batteries oléopneumatiques : cycle ouvert BOP-A (à gauche) et cycle fermé BOP-B (à droite) [55].....	98

Figure 3-17 : Schémas d'un MAC à palettes [97], [98]	99
Figure 3-18 : Schema des moteurs à air comprimé de type à piston [96].....	99
Figure 3-19 : Schéma d'un geretor (à gauche) [98] et les courbes de performance d'un MAC (à droite) [97]	100
Figure 3-20 : Caractéristiques réelles du moteur LZL35 à pression nominale de 6 bars	102
Figure 3-21 : Caractéristiques modélisées du moteur LZL35 à pression nominale de 7 bars..	103
Figure 3-22 : Puissance d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable	105
Figure 3-23 : Couple d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable.....	106
Figure 3-24 : Consommation d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable	106
Figure 3-25 : Schéma de principe de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique [96]	107
Figure 3-26 : Rendement de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable	111
Figure 3-27 : Schéma de principe d'un moteur à air comprimé de type à piston (à gauche) et diagramme P-V idéalisé du cycle de l'air comprimé.....	112
Figure 3-28 : Schéma d'un MAC à piston fabriqué par l'entreprise MDI [83].....	113
Figure 3-29 : Travail développé par un MAC à piston avant régulation en fonction de la pression d'admission et de la cylindrée (C_v en cm^3).....	116
Figure 3-30 : Débit massique consommé par un MAC à piston avant régulation en fonction de la pression d'admission et de la cylindrée (C_v en cm^3).....	117
Figure 3-31 : Variations du rendement d'un MAC à piston.....	119
Figure 3-32 : Différentes types de réservoirs de stockage d'air comprimé [56]	121
Figure 3-33 : Différentes types de réservoirs de stockage d'air comprimé : canalisations souterraines (en haut) [104], Sphères métalliques (bas, à gauche) [105] et réservoirs à haute pression (bas, à droite) [106]	123
Figure 3-34 : Variation de la densité d'énergie en fonction du nombre d'étages et de la pression de stockage.....	124
Figure 3-35 : Effet de la pression minimale d'opération sur la densité volumique d'énergie pour un cycle ouvert de stockage pneumatique.....	125

Figure 3-36 : Effet de la pression minimale d'opération sur la densité volumique d'énergie pour un cycle ouvert de stockage pneumatique.....	126
Figure 3-37 : Variation du facteur d'utilisation de pression en fonction de la pression minimale d'opération.....	127
Figure 3-38 : Variation du facteur d'énergie en fonction de l'inverse du taux de compression	128
Figure 3-39 : Variation du rapport (masse du réservoir / énergie stockée) en fonction du taux de compression pour différentes propriétés des matériaux	131
Figure 3-40 : Consommation du MAC en fonction de la pression de stockage (2-50 bars)	133
Figure 3-41 : Consommation du MAC en fonction de la pression de stockage (50-300 bars)..	133
Figure 3-42 : Variation du volume du réservoir en fonction de la pression maximale de stockage et de l'autonomie	134
Figure 3-43 : Variation du temps de charge en fonction du taux de compression et du nombre d'étages pour un compresseur de 5 kW de puissance	136
Figure 3-44 : Variation du temps de charge en fonction du taux de compression et de la puissance consommée par un compresseur de 5 étages	137
Figure 3-45 : Variation du volume d'air produit en fonction du nombre d'étages et de la puissance consommée par le compresseur	138
Figure 3-46 : Variation de la pression du réservoir (300L) en fonction de la pression maximale de stockage et du temps de décharge.....	140
Figure 3-47 : Variation de la pression du réservoir (300L) en fonction du temps de décharge et du nombre d'étages	140
Figure 3-48 : Nombre des réservoirs d'air comprimé remplis et consommés le long du mois avril 2005.....	142
Figure 3-49 : Régimes de fonctionnement des systèmes étudiés durant les jours 4-5 avril 2005	144
Figure 3-50 : Régimes de fonctionnement des systèmes étudiés durant les jours 4-5 avril 2005	144
Figure 3-51 : Heures du fonctionnement de la GD selon le système adopté.....	145

Figure 3-52 : Litres du carburant évités par la GD selon le système adopté	145
Figure 3-53 : Logigramme de contrôle du SHEDACPE obtenu à partir de l'algorithme présenté ci-après	149
Figure 4-1 : Schéma de principe d'un système JEDSAC à moyenne échelle [50].....	152
Figure 4-2 : Variation du rendement indiqué pour deux moteurs diesel, atmosphérique et suralimenté [111], [112].....	154
Figure 4-3 : Potentiel d'augmentation du rendement indiqué grâce à la suralimentation supplémentaire d'un moteur diesel [111], [112]	154
Figure 4-4 : Cycles théorique et réel d'un moteur diesel représentés sur un diagramme P-V..	155
Figure 4-5 : Schéma de principe de la suralimentation par une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur [50].....	157
Figure 4-6 : Schéma de principe de la suralimentation bi-étagée [50].....	159
Figure 4-7 : Schéma de principe de l'admission en amont du compresseur [50], [114]	160
Figure 4-8 : Schéma de principe de l'admission direct dans le moteur [114], [115].....	161
Figure 4-9 : Schéma de principe de la suralimentation hyperbar [50], [114].....	162
Figure 4-10 : Schéma de principe de la suralimentation avec cycle de Lenoir pressurisé [50].....	163
Figure 4-11 : Avantages de la suralimentation supplémentaire associée à un downsizing [112]	164
Figure 4-12 : Cycles thermodynamiques du système 4 (a) et des autres systèmes (b) [115].....	165
Figure 4-13 : Variation du travail mécanique d'un moteur diesel suralimenté par rapport à un moteur non suralimenté [119].....	168
Figure 4-14 : Comparaison des indices de performance élémentaires des 7 systèmes selon les critères de choix [120].....	170
Figure 4-15 : Indice de performance global [120].....	170
Figure 4-16 : Chargement avec une configuration directe [120].....	172
Figure 4-17 : Chargement avec une configuration indirecte [120]	173
Figure 4-18 : Chargement avec une configuration détournée [120].....	174
Figure 4-19 : Chargement avec une pompe à chaleur [120].....	174
Figure 4-20 : Chargement avec dissipation [120]	175

Figure 4-21 : Chargement avec stockage de chaleur et dissipation [120]	176
Figure 4-22 : Déchargement d'une configuration directe en série [120]	177
Figure 4-23 : Déchargement d'une configuration directe en parallèle [120]	178
Figure 4-24 : Déchargement avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique [120]	179
Figure 4-25 : MCP inclus dans le réservoir d'air comprimé [120]	179
Figure 4-26 : Déchargement indirect avec un circuit caloporteur [120]	180
Figure 4-27 : Déchargement indirect avec deux circuits caloporteurs en séries [120]	181
Figure 4-28 : Déchargement indirect avec deux circuits caloporteurs en parallèle [120]	181
Figure 4-29 : Déchargement avec pompe à chaleur [120]	182
Figure 4-30 : Déchargement sans réservoir de stockage de chaleur [120]	182
Figure 4-31 : Configuration mixte 1 – Direct et série [120]	183
Figure 4-32 : Configuration mixte 2 – Direct et parallèle [120]	184
Figure 4-33 : Configuration mixte 3 - Direct avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique [120]	185
Figure 4-34 : Configuration mixte 4 – Réservoir d'air comprimé et de MCP jumelé [120]	185
Figure 4-35 : Configuration mixte 5 – Indirecte et série à deux circuits caloporteurs [120]	187
Figure 4-36 : Configuration mixte 6 – Indirecte et série avec un circuit caloporteur [120]	187
Figure 4-37 : Configuration mixte 7 – Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs [120]	188
Figure 4-38 : Configuration mixte 8 – Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur [120]	189
Figure 4-39 : Configuration mixte 9 – Pompe à chaleur [120]	190
Figure 4-40 : Configuration mixte 10 – Pompe à chaleur avec déchargement direct [120]	191
Figure 4-41 : Configuration mixte 11 – Dissipation de la chaleur [120]	191
Figure 4-42 : Comparaison des indices de performance élémentaires des 11 systèmes mixtes	193
Figure 4-43 : Indice de performance global comparé à l'indice de performance élémentaire du critère de la simplicité [122]	193
Figure 4-44 : Découpage fonctionnel du modèle du moteur diesel	196
Figure 4- 45 : Caractéristiques du compresseur fourni par le fabricant [123]	198
Figure 4- 46 : Caractéristiques modélisées du compresseur [111], [113], [120]	199

Figure 4-47 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Gish et Chen [134]	204
Figure 4-48 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Barness-Moss, Guichaoua, Millington-Hartles [135], [136]	204
Figure 4-49 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Win [130]	205
Figure 4-50 : Modèle du rendement indiqué en fonction du rapport air/fuel pour différentes valeurs de cylindrée [140]	207
Figure 4-51 : Caractérisation du taux de détente de la turbine [111], [113], [120]	211
Figure 4-52 : Caractérisation du rendement de la turbine [145]	214
Figure 4-53 : Comparaison du rapport air/fuel	217
Figure 4-54 : Comparaison de la pression à l'entrée du compresseur [111], [113]	218
Figure 4-55 : Comparaison du rapport de compression dans le compresseur	219
Figure 4-56 : Comparaison du rapport de détente dans la turbine	219
Figure 4-57 : Comparaison du rapport de la consommation du carburant	220
Figure 4-58 : Découpage fonctionnel du modèle du moteur diesel	222
Figure 4-59 : Débit de la pompe d'injection de carburant du moteur diesel	230
Figure 4-60 : Rapport (air/carburant) du moteur diesel	230
Figure 4-61 : Pression des gaz d'échappement du moteur diesel	231
Figure 4-62 : Température des gaz à l'échappement du moteur diesel	232
Figure 4-63 : Débit d'air comprimé injecté dans la turbine à air	232
Figure 4-64 : Pression d'air comprimé à l'entrée de la turbine à air	233
Figure 4-65 : Pression d'air à l'admission du moteur diesel	233
Figure 4-66 : Débit d'air à l'admission du moteur diesel	234
Figure 4-67 : Cycles obtenus en faisant modifier le mode de fonctionnement du moteur diesel	235
Figure 4-68 : Effet de la cylindrée sur le rendement indiqué	236
Figure 4-69 : Variation du rendement indiqué en fonction de la cylindrée et du rapport (air/fuel) du moteur diesel [112], [114]	237
Figure 4-70 : Exemple des courbes de puissance des deux moteurs diesels [112], [114]	238
Figure 4-71 : Utilisation de deux moteurs diesels jumelés à une éolienne et un CAES	240

Figure 4-72 : Exemple d'utilisation de deux moteurs diesels en présence du CAES [112], [114]	241
Figure 4-73 : Effet de la pression d'admission sur le rendement du moteur.....	243
Figure 4-74 : Effet de la pression d'admission sur la forme du cycle Diesel [113]	244
Figure 4-75 : Effet de la pression d'admission sur la pression maximale dans le cylindre et sur la masse d'air admise [113], [120]	245
Figure 4-76 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est nulle	248
Figure 4-77 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est non nulle mais inférieure à celle de la charge	250
Figure 4-78 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est non nulle mais supérieure à celle de la charge.....	251
Figure 4-79 : Légendes des Figures 4-76, 4-77 et 4-78 représentant la stratégie de fonctionnement du SHEDACME.....	252
Figure 4- 80 : Logigramme de la stratégie du contrôle et du fonctionnement du SHEDACME	253
Figure 4- 81 : Cartes géographique du Canada et de Tuktoyaktuk	254
Figure 4-82 : Profil annuel de la charge du village Tuktoyaktuk en 2007	255
Figure 4-83 : Profils de la vitesse du vent, de la charge électrique et des puissances consommées et générées	256
Figure 4-84 : Profils de la charge électrique, de puissance générée par le diesel et de sa fréquence d'opération	257
Figure 4-85 : Fréquence du fonctionnement des moteurs diesels en fonction de la suralimentation.....	258
Figure 4-86 : Fréquence du fonctionnement des moteurs diesels associés à la centrale éolienne	258
Figure 4-87 : Fréquence d'opération de 2 moteurs diesels associés à la centrale éolienne.....	259
Figure 4-88 : Comparaison de la consommation mensuelle du carburant.....	261
Figure 4-89 : Économie obtenue grâce à la quantité du carburant évitée	261
Figure 4-90 : Fréquence de fonctionnement annuelle de chaque moteur pour les trois modes du fonctionnement.....	263

Figure 4-91 : Économie obtenue grâce aux heures d'opération et de maintenance évitées	263
Figure 5-1 : Génératrice diesel KCG-5000DES initialement sans turbocompresseur	265
Figure 5-2 : Image montrant la génératrice modifiée et accouplée aux boîtes de résistance (charge électrique) pour des tests préliminaires	265
Figure 5-3 : Photo montrant le turbocompresseur adopté de type GT1241-756068.....	267
Figure 5-4 : Le filtre à air (en bleu), l'entrée du compresseur et la chambre du compresseur	267
Figure 5-5 : L'entrée du moteur (bout à gauche), le collecteur d'admission et la sortie du compresseur (bout à droite)	268
Figure 5-6 : Sortie compresseur et entrée moteur	268
Figure 5-7 : Bride de sortie compresseur	269
Figure 5-8 : Schéma synoptique du banc d'essais du moteur diesel suralimenté.....	271
Figure 5-9 : Banc d'essais réalisé à l'UQAC.....	272
Figure 5-10 : Modifications apportées au moteur diesel pour le banc d'essais.....	273
Figure 5-11 : Modifications apportées au moteur diesel pour le banc d'essais.....	273
Figure 5-12 : Circuits d'huile lubrificateur du turbocompresseur et des gaz d'échappement entre la turbine et l'atmosphère	274
Figure 5-13 : Capteurs de pression de température et du débit installés sur le moteur diesel	274
Figure 5-14 : Différents capteurs et le régulateur manuel d'injection installés sur le moteur	275
Figure 5-15 : Circuit d'air comprimé et un manomètre mesurant de débit d'air de suralimentation du moteur diesel	276
Figure 5-16 : Régulateurs de pression de l'air comprimé venant du circuit de l'UQAC.....	277
Figure 5-17 : Afficheurs de température ambiante, capteur angulaire et carte d'acquisition....	278
Figure 5-18 : Schéma d'une sonde à couple thermoélectrique [151].....	279
Figure 5-19 : Coupe du capteur (à gauche), image d'un capteur de pression cylindre et schéma d'ensemble capteur-chambre de combustion (à droite) [151].....	281
Figure 5-20 : Schéma de principe d'un tube de Pitot	284
Figure 5-21 : Schéma de principe d'un rotamètre.....	285

Figure 5-22 : Schéma de principe d'un moteur diesel associé à un alternateur [110]	286
Figure 5-23 : Dynamo couplée à un circuit résistif.....	287
Figure 5-24 : Dynamo du moteur diesel couplée à un circuit résistif formé de trois éléments chauffants.....	288
Figure 5-25 : Rotor évacuant la chaleur de l'intérieur de la génératrice par convection forcée	289
Figure 5-26 : Variation des températures de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe.	294
Figure 5-27 : Variation des pressions de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe	294
Figure 5-28 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe	295
Figure 5-29 : Variation du régime de rotation du moteur en fonction de la charge en mode atmosphérique.....	296
Figure 5-30 : Variation des températures de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	298
Figure 5-31 : Variation du rendement de l'échangeur thermique en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	298
Figure 5-32 : Variation des pressions d'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur	299
Figure 5-33 : Variation du taux de détente de la turbine en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	301
Figure 5-34 : Variation du régime de rotation et de la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur	302
Figure 5-35 : Variation de la pression maximale dans le cylindre en fonction du taux de compression en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	302
Figure 5-36 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	303

Figure 5-37 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	304
Figure 5-38 : Variation du taux de compression du compresseur en fonction du taux de détente de la turbine en mode du fonctionnement avec turbocompresseur	305
Figure 5-39 : Variation du taux de compression du compresseur et du taux de détente de la turbine en fonction de la pression maximale dans le cylindre en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	306
Figure 5-40 : Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de son taux de compression en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	307
Figure 5-41 : Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	308
Figure 5-42 : Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de son taux de détente en mode du fonctionnement avec turbocompresseur	309
Figure 5-43 : Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur.....	309
Figure 5-44 : Variation de la température d'air à l'admission du moteur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec suralimentation externe seule	311
Figure 5-45 : Variation du débit d'air comprimé à l'admission du moteur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec suralimentation externe seule.....	312
Figure 5-46 : Variation du débit du carburant en fonction de la charge	313
Figure 5-47 : Économie en carburant réalisée grâce à la suralimentation externe en comparaison au mode du fonctionnement à pression atmosphérique.....	314
Figure 5-48 : Économie en carburant réalisée grâce à la suralimentation externe en comparaison à la suralimentation par turbocompresseur.....	315
Figure 5-49 : Variation de la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge	316
Figure 5-50 : Variation de la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur en fonction de la charge.....	318
Figure 5-51 : Variation du rapport air/fuel du moteur diesel	319
Figure 5-52 : Variation du rendement indiqué en fonction de la charge.....	321
Figure 5-53 : Variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/fuel	323

Figure 5-54 : Gain en efficacité réalisé grâce à la suralimentation externe en comparaison au mode du fonctionnement à pression atmosphérique.....	323
Figure 5-55 : Gain en efficacité réalisé grâce à la suralimentation externe en comparaison à la suralimentation par turbocompresseur.....	324
Figure AIII- 1 : Dimensions de la turbine et du compresseur.....	346
Figure AIII- 2: « Compressor map » et « Turbine map ».....	347

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1: Territoires non reliés au réseau principal d'HQ à la fin de l'année 2003 [9].....	3
Tableau 1-2 : Valeurs de base de l'exploitation d'un groupe électrogène au diesel [12].....	6
Tableau 1- 3 : Coûts de revient et d'exploitation d'un groupe diesel [12].....	7
Tableau 1-4 : Classification des systèmes éolien-diesel basée sur le taux de pénétration de l'énergie éolienne [31].....	17
Tableau 2-1 : Matrice élémentaire de décision correspondant au critère « adaptabilité au SHED ».....	71
Tableau 2-2 : Matrice globale de décision pour tous les critères régissant le choix de la technique de stockage d'énergie	74
Tableau 4-1 : Numéros et noms des configurations.....	192
Tableau 4-2 : Formules proposées pour la p_{mf_DE} dans le moteur diesel.....	203
Tableau 4-3 : Formules proposées pour le rendement indiqué	206
Tableau 4-4 : Différents modèles du rendement de la turbine	213
Tableau 5-1 : Liste des paramètres et instruments de mesure.....	270
Tableau 5-2 : Liste des essais et des paramètres à mesurer dans la catégorie 1	291
Tableau 5-3 : Liste des essais et des paramètres à mesurer dans la catégorie 3	292
Tableau AI- 1 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «efficacité».....	333
Tableau AI- 2 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité».....	334
Tableau AI-3 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «adaptabilité au SHEDAC»...	334
Tableau AI-4 : Matrice élémentaire de décision pour le critère « coût ».....	335
Tableau AI-5 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «capacité de stockage».....	335
Tableau AI-6 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «faible autodécharge»	336
Tableau AI-7 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «cyclabilité»	336
Tableau AI-8 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «autonomie».....	337
Tableau AI-9 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «aspect sécuritaire».....	337
Tableau AI-10 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «fiabilité-maturité»	338
Tableau AI-11: Matrice élémentaire de décision pour le critère «aspect écologique».....	338

Tableau AI-12 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «temps de réponse»	339
Tableau AI-13 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «souplesse de l'exploitation»	339
Tableau AI-14 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «facilité du contrôle et supervision»	340
Tableau AI-15 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «contribution à la diminution de la consommation du carburant»	340
Tableau AI-16 : Matrice globale de décision pour tous les critères régissant le choix de la technique de stockage d'énergie	341
Tableau AII-1 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «efficacité»	342
Tableau AII-2 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité»	342
Tableau AII- 3 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «adaptabilité au moteur diesel»	343
Tableau AII- 4 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «coût»	343
Tableau AII-5 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité du contrôle et supervision»	344
Tableau AII-6 : Modèle de la matrice globale de décision.....	344

NOMENCLATURE

Liste des abréviations

AC	Air comprimé	
ACCH	Air comprimé chaud	
ACR	Air comprimé refroidi	
ACS	Air comprimé pré-stocké	
ACSC	Air comprimé pré-stocké chaud	
AF	Air frais	
A/F	Rapport air/fuel	
BES	Batteries energy storage	
BOP	Batterie oléopneumatique	
BOP-A	Batterie oléopneumatique fonctionnant en cycle fermé	
BOP-B	Batterie oléopneumatique fonctionnant en cycle ouvert	
BP	Basse Pression	
C	Compresseur	
C	Coût d'investissement du système de stockage	\$
C_1	Coût proportionnel à la capacité énergétique de stockage	\$/kWh
C_2	Coût proportionnel à la puissance de charge.	\$/kW
CAE	Compressed air engine	
CAES	Compressed Air Energy Storage	
CC	Chambre de Combustion	
CHA	Charge appliquée au moteur	
DE	Diesel engine	
DOD	Depth of discharge	
ECH	Échangeur de chaleur	
ECH1	Échangeur de chaleur 1	

ECH2	Échangeur de chaleur 2
FA	Filtre à air
FE	Facteur d'énergie
FES	Flywheel Energy Storage
FUP	Facteur d'utilisation de pression
GB	Gaz Brûlés
GD	Génératrice diesel
GE	Gaz d'échappement
GECH	Gaz d'échappement chauds
GES	Gaz à effet de serre
HES	Hydrogen Energy Storage
HP	Haute Pression
J	Joule
JED	Jumelage éolien-diesel
JEDHP	Jumelage éolien-diesel à haute pénétration
JEDHPSS	Jumelage éolien-diesel à haute pénétration sans stockage
kW	Kilowatts
kWh	Kilowattheures
M1	Moteur 1
M2	Moteur 2
MAC	Moteur à air comprimé
MW	Mégawatts
MWH	Mégawatheures
PDD	Profondeur de décharge
PHS	Pumped Hydro storage
PMB	Point mort bas du piston
PMH	Point mort haut du piston
PMI	Pression moyenne indiquée
RBES	Redox Batteries Energy Storage
SCES	Super Capacitor Energy Storage

SE	Stockage d'énergie
SHED	Système hybride éolien-diesel
SHEDAC	Système hybride éolien-diesel-air comprimé
SHEDACME	Système hybride éolien-diesel-air comprimé à moyenne échelle
SHEDACPE	Système hybride éolien-diesel-air comprimé à petite échelle
SMES	Superconducting Magnetic Energy Storage
SSCAES	Small scale compressed air energy storage
SSE	Systèmes de stockage d'énergie
ST	Stockage thermique
T	Turbine
TA	Turbine à air
TES	Thermal Energy Storage
TPE	Taux de pénétration en énergie éolienne
TPM	Particules totales en suspension
TPP	Taux de pénétration en puissance éolienne
UQAC	Université du Québec à Chicoutimi
UQAR	Université du Québec à Rimouski
WDCAHS	Wind-diesel hybrid system with compressed air energy storage
WDCAMSHS	Wind-diesel-compressed air- medium scale hybrid system
WDCASSHS	Wind-diesel-compressed air-small scale hybrid system
WDHS	Wind-diesel hybrid system
PRWE	Penetration rate of wind energy
PRWP	Penetration rate of wind power

Liste des symboles

a	Constante	
a	Autonomie désirée	h

$a_i, i = 1...3$	Constantes identifiées expérimentalement	
$a_i, i = 1...9$	Constantes	
a_l	Facteur de correction selon les conditions de fonctionnement	
b	Constante	
$b_i, i = 1...3$	Constantes identifiées expérimentalement	
c	Constante	
c	Facteur d'échelle de la loi de Weibull	$m.s^{-1}$
C_{0_CAE}	Couple de décrochage du moteur à air comprimé	N.m
C_{fr_DE}	Couple de freinage appliquée au moteur diesel	N.m
c_H	Coefficient de correction barométrique	
$c_i, i = 1...3$	Constantes identifiées expérimentalement	
$C_{i_CAE}, i = 1...3$	Couple mécanique développé par le moteur à air comprimé pour un point du fonctionnement i	N.m
c_L	Coefficient des pertes dans la production éolienne	
C_{m_CAE}	Couple mécanique développé par le moteur à air comprimé	N.m
c_p	Chaleur spécifique à pression constante	
C_{p_A}	Chaleur spécifique de l'air	$1000 J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_{p_CA}	Chaleur spécifique de l'air comprimé traversant la turbine à air	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_{p_CAS}	Chaleur spécifique de l'air comprimé pré-stocké	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_{p_s}	Chaleur spécifique de l'air humide sous pression constante	$kJ.kg^{-1} d'air sec.K^{-1}$
C_{p_EG}	Chaleur spécifique des gaz d'échappement	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_{p_WT}	Coefficient de puissance de la turbine éolienne utilisée	
C_{r_DE}	Couple résistant dû à la charge appliquée au moteur diesel	N.m

c_T	Coefficient de corrections thermique	
c_v	Chaleur spécifique à volume constant	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_{y_CAE}	Cylindrée totale du moteur MAC de type à piston	m^3
C_{y_DE}	Cylindrée totale du moteur diesel	m^3
d	Constante	
D	Diamètre du piston du moteur diesel	mm
D	Constante	0.4
D_C	Diamètre des roues du compresseur	mm
$d_i, i = 1...3$	Paramètres semi-empiriques	
$d_{ij}, i, j = 1...3$	Paramètres identifiés à partir des données expérimentales	
D_k	Approximation de la matrice Hessienne	
$D_k \nabla f(x_k)$	Vecteur de direction de la descente	
D_{st_r}	Diamètre du réservoir de stockage d'air comprimé	m
dE_c	Variation d'énergie cinétique	J
dE_p	Variation d'énergie potentielle	J
dh	Variation de l'enthalpie spécifique	J.kg^{-1}
ds	Variation de l'entropie spécifique	J.kg^{-1}
dU	Variation d'énergie interne	J
E	Constante	0.23
E_C	Énergie nécessaire pour comprimer une unité de masse	J.kg^{-1}
E_{CAE}	Énergie résultante de la détente de l'air comprimé dans le MAC	J
E_{dyn}	Force électromotrice disponible aux bornes de la dynamo	V
$e_i, i = 1...3$	Constantes	
$e_{ij}, i, j = 1...3$	Paramètres identifiés à partir des données expérimentales	
E_{C_po}	Énergie de compression polytropique	J

E_{st}	Énergie stockée	J
e_{st_r}	Épaisseur du réservoir de stockage d'air comprimé	mm
$E_{\bar{v}_w}$	Quantité totale d'énergie produite par une éolienne	Wh
f	Constante	
$f_{C_{0_CAE}}$	Fonction corrective pour le couple de décrochage du moteur à air comprimé	
$f_{N_{0_CAE}}$	Fonction corrective pour vitesse de rotation à vide du moteur à air comprimé	
F_r	Charge totale dans les segments	lb
$f(v_w)$	Fonction de densité de probabilité de Weibull	
$f_{\dot{V}_{CAE}}$	Fonction corrective pour la consommation d'air du moteur à air comprimé	
$f(X)$	Fonction objective	
g	Constante	
g	Accélération de pesanteur	$m.s^{-2}$
$g(X)$	Contraintes inégalités	
h	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
h_0	Hauteur de l'anémomètre	m
h_1, h_2	Constantes	
h_{in_CAE}	Enthalpie spécifique à l'entrée du moteur à air comprimé	$J.kg^{-1}$
h_{ou_CAE}	Enthalpie spécifique à la sortie du moteur à air comprimé	$J.kg^{-1}$
h_{WT}	Hauteur du moyeu de l'éolienne	m
$h(X)$	Contraintes égalités	
i	Courant généré par la dynamo	A
I	Courant réseau	A
I_{cc}	Courant du court-circuit	A
k	Facteur de forme de la loi de Weibull	

k	Nombre d'itération	
k	Constante de conversion de l'énergie en kWh	2.7778×10^{-6}
k_{ij} , $i, j = 1 \dots 3$	Constantes identifiées expérimentalement.	
K'	Constante définie expérimentalement	1000 K
k_{AF}	Coefficient des pertes de charges singulières dans le filtre d'air	
$L(X, \lambda)$	Fonction objective regroupant les multiplicateurs de Lagrange	
m_a	Masse de l'air comprimé	kg
m_{AC_DE}	Masse d'air dans le collecteur d'admission du moteur diesel	kg
m_{EC_DE}	Masse des gaz dans le collecteur d'échappement du moteur diesel	kg
$m_{mat_st_r}$	Masse des matériaux de fabrication du réservoir de stockage	kg
\dot{m}_a	Débit massique d'air	kg.s^{-1}
\dot{m}_{AT}	Débit massique traversant la turbine à air	kg.s^{-1}
\dot{m}_C	Débit massique traversant le compresseur	kg.s^{-1}
\dot{m}_{CAE}	Débit massique d'air comprimé traversant le moteur à air comprimé	kg.s^{-1}
\dot{m}_{CAS}	Débit massique d'air comprimé pré-stocké traversant le filtre à air	kg.s^{-1}
\dot{m}_{C_C}	Débit réduit (corrigé) du compresseur	kg.s^{-1}
\dot{m}_{C_T}	Débit réduit (corrigé) de la turbine	kg.s^{-1}
\dot{m}_{f_DE}	Débit massique du carburant injecté dans le moteur diesel	kg.s^{-1}
\dot{m}_{in_DE}	Débit d'air entrant dans les cylindres du moteur diesel	kg.s^{-1}
$\dot{m}_{in_DE_th}$	Débit d'air théorique capable de remplir la cylindrée du moteur diesel	kg.s^{-1}
\dot{m}_{ou_DE}	Débit des gaz sortant de la chambre de combustion et entrant dans le collecteur d'échappement du moteur diesel	kg.s^{-1}

\dot{m}_T	Débit massique traversant la turbine	kg.s ⁻¹
n	Exposant polytropique	
N	Nombre des cycles d'un système de stockage d'énergie	Cycles
N_{0_CAE}	Vitesse de rotation à vide (couple nul) du moteur à air comprimé	tr/mn
n_C	Coefficient polytropique de la compression	
N_C	Nombre d'étages du compresseur	
N_{CAE}	Régime de rotation du moteur à air comprimé	tr/mn
N_{C_C}	Régime réduit du compresseur	tr/mn
N_{C_T}	Régime réduit de la turbine	tr/mn
N_{cy_CAE}	Nombre de cycles par seconde du moteur à air comprimé	Cycles.s ⁻¹
N_{DE}	Vitesse de rotation du moteur	tr/mn
n_E	Coefficient polytropique de la détente	
N_{E_CAE}	Nombre d'étages du moteur à air comprimé	
$N_{i_CAE},$ $i = 1 \dots 3$	Régime de rotation du moteur à air comprimé au point de fonctionnement i	tr/mn
$N_{reservoirs}$	Nombre total d'unités de réservoirs remplis	
$N_{reservoirs} (1 \text{ h})$	Nombre d'unités de volume (réservoirs) qui sont remplis par de l'air comprimé durant une heure de charge	
N_{TC}	Régime de rotation du turbocompresseur	tr/mn
p	Pression	Pa
P_0	Pression dans la chambre de combustion prise à un état de référence correspondant au début du calcul (fermeture admission)	Pa
p_a	Pression atmosphérique	Pa
P_{AC_DE}	Pression d'air dans le collecteur d'admission du moteur diesel	Pa
P_{AT}	Puissance développée par la turbine à air	W

P_C	Puissance consommée par le compresseur	W
P_{C-1}	Puissance consommée par un compresseur monoétagé	W
P_{CAE}	Puissance mécanique développé par le moteur à air comprimé	W
P_{CAE_th}	Puissance mécanique théorique développé par le moteur à air comprimé	W
P_{CH}	Puissance absorbé par la charge électrique	W
p_{Ci}	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	kJ.kg ⁻¹
p_{com}	Pouvoir comburivore	Kg d'air.kg ⁻¹ du carburant
P_{DE}	Puissance produite par la génératrice diesel	W
P_{DE_TC}	Puissance désirée du moteur diesel suralimenté	W
P_{diss_DE}	Pertes de puissance (puissance résistante) dans le moteur diesel	W
P_{EC_DE}	Pression d'air dans le collecteur d'admission du moteur diesel	Pa
P_{EM}	Puissance du moteur électrique entraînant le compresseur	W
P_{EX_WT}	Puissance éolienne excédentaire	W
p_{fi}	Pression finale intermédiaire	Pa
p_i	Pression totale des gaz à l'état i	Pa
p_{in_AT}	Pression à l'entrée de la turbine à air	Pa
p_{in_C}	Pression à l'entrée du compresseur	Pa
p_{in_CAE}	Pression à l'entrée du moteur à air comprimé	Pa
P_{i_DE}	Puissance indiquée du moteur diesel	W
p_{in_AF}	Pression à l'entrée du filtre d'air	Pa
p_{in_DE}	Pression d'air à l'admission du moteur diesel	Pa
p_{in_T}	Pression des gaz à l'entrée de la turbine	Pa

P_{\max}	Puissance maximale de charge ou de décharge	W
P_{\max_CAE}	Pression maximale admissible par le moteur à air comprimé	Pa
P_{mf_DE}	Pression moyenne des pertes par frottement dans le moteur diesel	Pa
P_{\min_CAE}	Pression minimale admissible par le moteur à air comprimé	Pa
$P_{m_st_r}$	Pression minimale de stockage	Pa
P_{ou_AF}	Pression à la sortie du filtre d'air	Pa
P_{ou_AT}	Pression à la sortie de la turbine à air	Pa
P_{ou_C}	Pression à la sortie du compresseur	Pa
P_{ou_CAE}	Pression à la sortie du moteur à air comprimé	Pa
P_{ou_DE}	Pression des gaz à la sortie du moteur diesel	Pa
P_{ou_T}	Pression des gaz à la sortie de la turbine	Pa
P_{ref_C}	Pression de référence du compresseur	Pa
P_{ref_T}	Pression de référence de la turbine	Pa
P_{sc}	Pression des gaz du cylindre si la combustion n'avait pas lieu	Pa
P_{SS}	Puissance absorbée par le système de stockage d'énergie	W
P_{st_r}	Pression finale du réservoir de stockage d'air comprimé	Pa
P_{st_max}	Pression minimale du réservoir de stockage d'air comprimé	Pa
P_{st_min}	Pression maximale du réservoir de stockage d'air comprimé	Pa
P_T	Puissance de la turbine	W
p_v	Pression partielle de la vapeur d'eau	Pa
P_{WT}	Puissance éolienne calculée à partir de la courbe de puissance	W

$P_{WT_a}(v_w)$	Puissance cinétique disponible dans l'air.	W
$P_{WT}(v_w)$	Puissance éolienne calculée à partir de la courbe de puissance	W
r	Constante des gaz parfaits	$287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
R	Résistance électrique	Ohm
R_{cir}	Résistance totale du circuit	Ohm
r_{ex}	Excentricité	m
$R_{ex_st_r}$	Rayon externe du réservoir de stockage	m
R_{in}	Résistance interne de la dynamo	Ohm
$R_{in_st_r}$	Rayon interne du réservoir de stockage	m
RPM	Régime de rotation du moteur	tr/min
r_T	Rayon extérieur de la turbine	mm
S_{WT}	Surface balayée de l'éolienne	m^2
s_{in_CAE}	Entropie spécifique à l'entrée du moteur à air comprimé	J.kg^{-1}
s_{ou_CAE}	Entropie spécifique à la sortie du moteur à air comprimé	J.kg^{-1}
T	Température	K
T_a	Température ambiante de l'air	K
T_{AC_DE}	Température de l'air dans le collecteur d'admission du moteur diesel	K
T_{air_cool}	Température de l'air refroidisseur	K
T_c	Température de la paroi du réservoir	K
t_{ch}	Temps de charge du réservoir d'air comprimé	h
t_{disch}	Temps de décharge du réservoir d'air comprimé	h
$t_{disch_p_1 \rightarrow p_2}$	Temps de décharge entre 2 niveaux de pression	h
T_{EC_DE}	Température des gaz sortant de la chambre de combustion et entrant dans le collecteur d'échappement	K
T_i	Température des gaz à l'état i	K

T_{in_AF}	Température à l'entrée du filtre d'air	K
T_{in_AT}	Température de l'air comprimé à l'entrée de la turbine à air	K
T_{in_C}	Température absolue d'air à l'admission du compresseur	K
T_{in_CAE}	Température à l'entrée du moteur à air comprimé	K
T_{in_DE}	Température d'air à l'admission du moteur	K
T_{in_ECH}	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur	K
T_{in_EXP}	Température de l'air comprimé à l'entrée du détendeur (à la sortie du réservoir du stockage)	K
T_{in_T}	Température des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine	K
T_j	Températures moyennes des surfaces	K
T_{ou_AF}	Température à la sortie du filtre d'air	K
T_{ou_AT}	Température de l'air à la sortie de la turbine à air	K
T_{ou_C}	Température absolue d'air à la sortie du compresseur	K
$T_{ou_C_is}$	Température que l'air aura à la sortie du compresseur s'il avait subi une transformation isentropique	K
T_{ou_CAE}	Température à la sortie du moteur à air comprimé	K
T_{ou_ECH}	Température de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur	K
$T_{ou_max_DE}$	Limite supérieure de la température des gaz d'échappements du moteur diesel	K
$T_{ou_min_EXP}$	Limite inférieure de la température de détente de l'air comprimé sortant du réservoir de stockage	K
$T_{ou_st_r}$	Température de l'air à la sortie du réservoir de stockage	K
T_{ou_T}	Température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine	K
T_{ref_C}	Température de référence du compresseur	K
T_{ref_T}	Température de référence de la turbine	K

u	Énergie interne massique	J.kg^{-1}
U_i	Vitesse d'entraînement (vitesse du fluide)	m.s^{-1}
U_C	Vitesse de l'air à l'extrémité des roues du compresseur	m.s^{-1}
V_0	Vitesse annuelle moyenne du vent à la hauteur de l'anémomètre	m.s^{-1}
V_a	Volume total de l'air à la pression atmosphérique	m^3
V_{AC_DE}	Volume de l'air dans le collecteur d'admission du moteur diesel	m^3
V_{ai}	Capacité du cylindre du compresseur à piston	m^3
V_{CAS}	Volume d'air comprimé produit	m^3
V_{eau_res}	Volume d'eau condensé dans le réservoir	
V_{EC_DE}	Volume des gaz dans le collecteur d'échappement du moteur diesel	m^3
V_i	Vitesse absolue	m.s^{-1}
V_{im}	Composante méridienne de la vitesse absolue	m.s^{-1}
V_{iu}	Composante tangentielle de la vitesse absolue	m.s^{-1}
$V_{mat_st_r}$	Volume du matériau utilisé dans la fabrication du réservoir	m^3
V_{m_CAE}	Volume mort du cylindre du moteur à air comprimé	m^3
V_{m_DE}	Volume mort du cylindre du moteur diesel	m^3
V_{mp}	Vitesse moyenne du piston	m.s^{-1}
V_{p_DE}	Vitesse du piston du moteur diesel	m.s^{-1}
V_{st_r}	Volume du réservoir de stockage d'air comprimé	m^3
$V_{s,\theta}$	Volume massique de l'air humide	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$ d'air humide
v_w	Vitesse du vent en amont de l'éolienne	m.s^{-1}
\bar{v}_w	Valeur moyenne de la vitesse du vent	m.s^{-1}
\bar{V}_w	Vitesse annuelle moyenne du vent à la hauteur du moyeu	m.s^{-1}

\dot{V}	Débit volumique	$\text{cm}^3.\text{s}^{-1}$
\dot{V}_C	Débit volumique du compresseur	$\text{L}.\text{s}^{-1}$
\dot{V}_{CA}	Débit volumique d'air comprimé	$\text{L}.\text{s}^{-1}$
\dot{V}_{CAE}	Consommation du moteur à air comprimé	$\text{L}.\text{s}^{-1}$
$\dot{V}_{\text{max_CAE}}$	Quantité maximale d'air soutiré du réservoir pour alimenter le moteur à air comprimé	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
$\dot{V}_{\text{ou_AT}}$	Débit volumique à la sortie de la turbine à air	$\text{L}.\text{s}^{-1}$
W_{CAE}	Travail développé par le moteur à air comprimé	J
W_{c_po}	Énergie de compression polytropique	J
W_{crj_ad}	Énergie de compression adiabatique réversible du cycle Joule	J
W_{crj_is}	Énergie de compression isothermique réversible lors du cycle Joule	J
W_{crj_po}	Énergie de compression polytropique réversible du cycle Joule	J
W_{cro_ad}	Énergie de compression adiabatique réversible du cycle Otto	J
W_{cro_po}	Énergie de compression polytropique réversible du cycle Otto	J
w_{ef_st}	Densité d'énergie effective	$\text{Wh}.\text{m}^{-3}$
W_{erj_ad}	Énergie d'expansion adiabatique réversible du cycle Joule	J
W_{erj_is}	Énergie d'expansion isothermique réversible lors du cycle Joule	J
W_{erj_po}	Énergie d'expansion polytropique réversible du cycle Joule	J
W_{ero_ad}	Énergie d'expansion adiabatique réversible du cycle Otto	J
W_{ero_po}	Énergie d'expansion polytropique réversible du cycle Otto	J
W_i	Vitesse relative	$\text{m}.\text{s}^{-1}$
W_{max}	Capacité maximale du dispositif de stockage	Wh

W_{min}	Quantité d'énergie restante à la fin de la décharge	Wh
w_{st}	Densité énergétique de stockage d'air comprimé	Wh.m ⁻³
W_{st}	Quantité d'énergie stockée	Wh
w_{unex_st}	Densité d'énergie inexploitée	Wh.m ⁻³
W_{ut}	Quantité d'énergie réellement utilisable (restituée)	Wh
x	Vecteur solution recherché	

Liste des symboles grecs

α	Coefficient de cisaillement du vent	
α_a	Rapport des volumes dans le cycle du moteur à air comprimé de type à piston	
$\alpha_i, i = 1...3$	Paramètres identifiés à partir des données expérimentales	
α_k	Facteur de relaxation	
β_{WT}	Angle de calage de l'éolienne	
γ	Coefficient adiabatique	
γ_A	Coefficient polytropique de l'air	1.4
γ_{CA}	Coefficient polytropique de l'air comprimé	
γ_{EG}	Coefficient polytropique des gaz d'échappement du moteur diesel	
δQ	Quantité de chaleur échangée avec l'extérieur	J
δW	Travail des forces extérieures	J
Δp_{CAE}	Différence de pressions entre l'entrée et la sortie du moteur à air comprimé	Pa
ε_{DE}	Taux de compression volumétrique du moteur diesel	
ε_{CAE}	Taux de compression volumétrique du moteur à air comprimé de type à piston	
η_{AT}	Rendement de la turbine à air	%

η_C	Rendement du compresseur	%
η_{CAE}	Rendement du moteur à air comprimé	%
η_{conv}	Rendement global de la chaîne de conversion entre la turbine éolienne et le réservoir de stockage	%
η_e	Rendement électrique de la turbine éolienne	%
η_{ECH}	Rendement de l'échangeur de chaleur	%
η_{i_DE}	Rendement indiqué du moteur diesel	%
$\eta_{m_ATT_C}$	Rendement mécanique de transmission entre les turbines et le turbocompresseur	%
η_{op_T}	Rendement optimal de la turbine	%
η_{p_C}	Rendement polytropique du compresseur	%
η_{pm_CAE}	Rendement en temps réel de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique	%
η_{st}	Rendement du système de stockage	%
η_T	Rendement de la turbine	%
η_{th_DE}	Rendement thermochimique de la combustion	%
η_{thrj_ad}	Rendement thermodynamique du cycle de Joule adiabatique réversible	%
η_{thrj_is}	Rendement thermodynamique du cycle isothermique réversible de Joule	%
η_{thrj_po}	Rendement thermodynamique du cycle polytropique réversible de Joule	%
η_{thro_ad}	Rendement thermodynamique du cycle d'Otto adiabatique réversible	%
η_{thro_po}	Rendement thermodynamique du cycle polytropique réversible d'Otto	%
η_{tr}	Rendement de transmission entre le moteur électrique et le compresseur	%
η_{v_CAE}	Rendement volumétrique du moteur à air comprimé	%
η_{v_DE}	Rendement volumétrique du moteur diesel	%

θ	Angle du vilebrequin	Degré
λ	Rapport air/fuel	kg d'air.kg ⁻¹ de fuel
λ_a	Coefficient de pertes par effet de sillage	
λ_d	Coefficient de pertes pour causes d'arrêts	
λ_e	Coefficient de pertes par encrassement des pales ou résultantes du verglas	
λ_m	Coefficient des pertes diverses	
λ_{opt}	optimal air/fuel ratio	kg d'air.kg ⁻¹ de fuel
π_{AT}	Taux de détente de la turbine à air	
π_C	Taux total de compression du compresseur	
π_{i-C}	Taux de compression dans l'étage i du compresseur	
π_T	Taux de détente de la turbine	
Γ	Fonction gamma	
ρ	Masse volumique de l'air	Kg.m ⁻³
ρ_a	Masse volumique de l'air ambiant	Kg.m ⁻³
ρ_A	Masse volumique de l'air	Kg.m ⁻³
ρ_{CA}	Masse volumique de l'air comprimé traversant la turbine à air	Kg.m ⁻³
ρ_{eau}	Masse volumique de l'eau	1000 Kg.m ⁻³
ρ_{EG}	Masse volumique des gaz d'échappement du moteur diesel	Kg.m ⁻³
$\rho_{mat_st_r}$	Densité volumique des matériaux de fabrication du réservoir de stockage	kg.m ⁻³
σ_{st_r}	Contrainte maximale de rupture du réservoir de stockage	N.m ⁻²
τ	Temps de décharge ou constante du temps	s
τ_{ch}	Constante de temps durant la phase de charge	s

τ_{disch}	Constante de temps durant la phase de décharge	s
τ_p	Contrainte tangentielle admissible	N.m ⁻²
τ_{SWE}	Taux de la puissance éolienne qui dépasse la charge électrique absorbée par la station de télécommunication	
φ	Erreur de phase	
Φ	Intensité du flux magnétique	Wb
$\Phi(X, h(X), g(X))$	Fonction objective regroupant la fonction coût originale et les contraintes d'égalités et d'inégalités	
Ψ	Rapport entre la variation de l'énergie interne de l'air pendant une transformation isentropique et l'énergie cinétique de l'air à l'extrémité des roues	
ω_{AT}	Vitesse angulaire de la turbine à air	rd.s ⁻¹
ω_C	Vitesse angulaire du compresseur	rd.s ⁻¹
ω_{CAE}	Vitesse angulaire du moteur à air comprimé	rd.s ⁻¹
ω_{DE}	Vitesse angulaire du moteur diesel	rd.s ⁻¹
ω_{DE_max}	Régime maximal de rotation du moteur diesel	rd.s ⁻¹
ω_T	Vitesse angulaire de la turbine	rd.s ⁻¹
ω_{TC}	Vitesse angulaire de rotation du turbocompresseur	rd.s ⁻¹

Liste des indices

0	Décrochage
0	Conditions standards de pression et de température
a	Air
a	Pertes par sillage
A	Air
AC	Collecteur d'admission du moteur diesel
ad	Adiabatique

adm	Admission
air	Indice de l'air originel
AT	Air turbine
c	Cinétique
C	Compresseur
C	Compression
C	Corrigé
CA	Air comprimé
CAE	Moteur à air comprimé
ch	Charge
CH	Charge
cy	Cycle
d	Dynamique
d	Pertes par arrêt
DE	Moteur diesel
disch	Décharge
diss	Pertes de puissance
dyn	Dynamo
e	Pertes par encrassement de pales
E	Expansion
EC	Collecteur d'échappement du moteur diesel
ech	Échappement
ECH	Échangeur de chaleur
EG	Gaz d'échappement
ex	Externe
EXP	Détente (expansion)
f	Fuel
f	Final
fr	Frottement
H	Pertes barométrique

i	Indiqué
i	1, 2, 3, ...
ICING	Givre
in	Entrée
in	Interne
inj	Indice du carburant injecté
is	isentropique
j	1, 2, 3, ...
L	Pertes
m	Mécanique
m	Moyenne
m	Pertes divers
mat	matériau
max	Maximum ou maximal
mf	Pertes par frottement
min	Minimum ou minimal
o	ouvert
opt	Optimal
ou	Sortie
p	Polytropique
p	Potentiel
p	À pression constante
p	Piston
r	Réservoir
r	Puissance ou couple résistant
ref	Référence
st	Stockage
st	Stœchiométrique
T	Turbine
T	Pertes thermiques

TC	Turbocompresseur
th	Théorique
th	Thermochimique
th	Thermodynamique
tr	Transmission
ut	Utilisé
v	Volumétrie
v	À volume constant
w	Vent
WT	Turbine éolienne

CHAPITRE I

PROBLÉMATIQUES DES SITES ISOLÉS AU QUÉBEC ET CANADA – SOLUTIONS POSSIBLES

1. Introduction

Par définition, les sites éloignés représentent les régions, communautés, habitations ou autres qui répondent aux conditions suivantes [1] :

1. La communauté n'est pas ou ne peut pas être reliée au réseau public de distribution d'électricité ou de gaz naturel de longue distance ou au moyen de la génération conventionnelle.
2. Il s'agit d'une agglomération permanente ou établie pour au moins 5 ans qui compte au moins dix habitations.

Au Canada, qui occupe un immense territoire et où la population est extrêmement éparse, un peu plus de 300 communautés comptant un total de 200,000 personnes répondent à ces conditions (Yukon, Nunavut, Îles, ...). La Figure 1-1, indique la position de ces communautés et montre les réseaux de distribution d'électricité et de gaz. Il faut ajouter à ces communautés les postes des frontières, les nombreuses installations techniques (tours et relais de télécommunications, systèmes météo), touristiques (pourvoiries, chalets, etc.), agricoles et piscicoles qui ne sont pas connectées aux réseaux provinciaux ou nationaux de distribution et de transport d'électricité [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8]. Le Tableau 1-1 indique la répartition par région des communautés éloignées au Québec, leur population ainsi que la puissance diesel installée [9].



Figure 1-1 : Carte des communautés éloignées du Canada [10]

Plusieurs de communautés éloignées se distinguent par une très forte dépendance envers les combustibles provenant de l'extérieur et par le coût élevé de l'énergie. Dans la plupart des endroits, des services publics d'électricité, Affaires indiennes et Nord canadien et des communautés autochtones produisent de l'électricité à l'aide de génératrices autonomes fonctionnant au diesel. Cela est dû au fait qu'il est techniquement trop complexe d'étendre le réseau jusqu'à ces secteurs (en zone montagneuse ou sur des îles par exemple) à cause du coût prohibitif des lignes de transmission et des pertes liées à la distribution de la puissance centralement développée aux régions éloignées [11] ou parce que le coût d'une telle opération n'est pas justifié par rapport à d'autres solutions existantes.

La capacité diesel-électrique installée dans les communautés isolées canadiennes dépasse 430 MW (Figure 1-2). Elle est responsable de la consommation de plus de 400 millions de litres de diesel chaque année. Au Québec seul, les réseaux autonomes comptaient, à la fin de 2003, plus de 14 000 abonnés répartis sur cinq territoires distincts comprenant 37 communautés non reliées au réseau principal et représentant au total une puissance installée de

144 MW (Tableau 1-1). Chaque communauté constitue ainsi un réseau autonome. Selon les projections actuelles, les besoins de ces communautés atteindraient 155 MW en 2014 [9]. Pour répondre aux besoins en électricité de ces communautés éloignées, HQ Distribution utilise des génératrices diesel. La production totale de ces groupes électrogènes est d'environ 300 GWh par année.

Tableau 1-1: Territoires non reliés au réseau principal d'HQ à la fin de l'année 2003 [9]

Territoire	Nombre d'abonnés	Puissance installée (MW)
Îles-de-la-Madeleine	6832	68
Nunavik	4097	27
Basse-Côte-Nord	2503	38
Haute-Mauricie	776	8
Île d'Anticosti	187	3
Total	14395	144

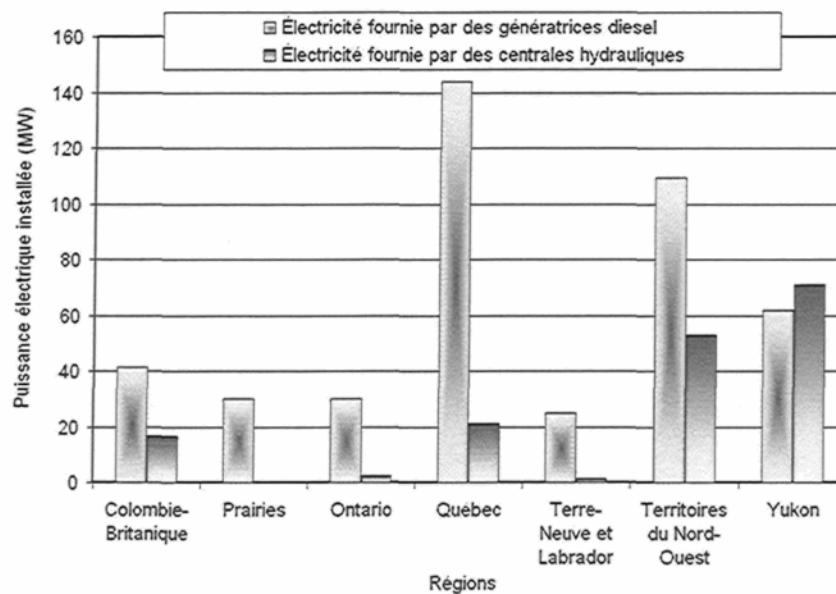


Figure 1-2 : Puissance électrique installée dans les communautés éloignées au Canada par régions [10]

De plus, la demande en électricité est en hausse dans les réseaux autonomes, ce qui nécessite soit une augmentation des capacités existantes, soit le rajout d'autres sources d'électricité pour fournir de l'énergie supplémentaire. La capacité des réservoirs en carburants fossiles est ainsi une contrainte importante, étant donnés les coûts élevés qui accompagneraient son expansion.

Les besoins en chaleur sont également pourvus par les produits pétroliers dans les réseaux autonomes. Trouver des alternatives basées sur la biomasse, les thermopompes, la cogénération ou le solaire thermique pourrait offrir des opportunités de réduire le coût annuel des services mais aussi les émissions de GES. Ces alternatives permettraient de poursuivre un chemin plus durable et de remédier à la hausse de demande pour les carburants tout en évitant l'agrandissement des réservoirs existants [12].

De plus, les prix élevés, un désir de diminuer les dépenses énergétiques, de garder l'emploi à l'intérieur de ces communautés éloignées, la volonté de travailler vers la durabilité et l'indépendance énergétique tout en réduisant les impacts sur l'environnement constituent l'ensemble des motivations pour minimiser l'utilisation du diesel dans les communautés isolées canadiennes [13].

2. Problématiques de la production d'électricité par des groupes électrogènes diesels

Les conditions énergétiques, économiques et environnementales de fonctionnement des génératrices diesel approvisionnant les réseaux autonomes ne sont pas optimales et devraient être améliorées.

Énergétique, d'abord, car il est reconnu que l'utilisation de groupes électrogènes diesel sous faibles facteurs d'utilisation (faible charge ou charge partielle) leur est très néfaste au niveau de l'usure et, tel que montré à la Figure 1-3, entraîne des consommations élevées de carburant [14]. Ceci est principalement dû à une viscosité inadéquate de l'huile de lubrification à cause d'un manque d'énergie thermique dégagée par la combustion du moteur. Ce manque de viscosité dégrade la qualité de la lubrification des paliers d'arbre à camea et du vilebrequin

du moteur. La conséquence de cette usure se porte directement sur la consommation de carburant qui augmente lors du fonctionnement chargé du moteur. L'objectif à ce niveau est donc de maintenir le facteur d'utilisation des groupes électrogènes supérieur à 30%.

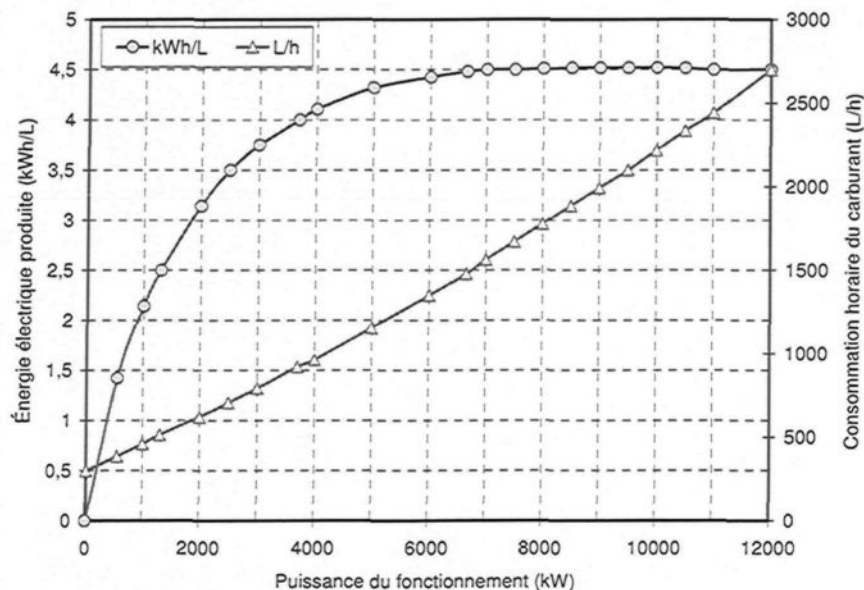


Figure 1-3 : Consommations des groupes diesel ZA40S à Cap-aux-Meules [15]

Économique, ensuite, car le diesel est importé de loin et ne crée à peu près aucun emploi dans les communautés. En outre, les groupes électrogènes diesel, tout en étant relativement peu chers à l'achat, sont généralement chers à exploiter et maintenir, particulièrement au niveau de la charge partielle, en raison du prix élevé du carburant livré aux sites isolés [16]. Ainsi, puisque le prix du combustible diesel est très dépendant du mode de transport employé, ce sont les difficultés de transport et les particularités de livraison qui font varier ce coût et augmenter davantage le coût d'exploitation des génératrices diesels [14]. Par exemple, le coût de kWh produit dans les localités accessibles seulement par la voie des airs est généralement supérieur que celui produit dans celles accessibles par bateau ou par voie terrestre.

Au Québec, les coûts moyens de production de l'électricité à partir du diesel atteignaient en 2007 plus de 40 ¢/kWh dans les réseaux autonomes (Tableau 1-2 et Tableau 1-3), alors que le prix moyen de vente de l'électricité s'établit, comme dans l'ensemble du Québec, à environ 6

¢/kWh. Hydro-Québec estime ainsi à environ 133 millions de dollars les pertes subies chaque année et qui reflètent l'écart entre les coûts élevés de production d'électricité à partir des diesels dans ces régions et le prix uniforme de l'électricité [9]. Ceci fait en sorte que la rentabilité des énergies nouvelles y est beaucoup plus élevée qu'au sud du Québec.

Tableau 1-2 : Valeurs de base de l'exploitation d'un groupe électrogène au diesel [12]

Paramètre	Valeur
Coût présent de l'électricité (diesel)	0.40 \$/kWh
Coût de diesel (livré)	1.23 \$/kWh
Utilisation du carburant diesel	0.3 L/kWh
Émissions des GES attribuables à la production d'énergie électrique par groupe électrogène diesel	800 kg CO ₂ /MWh
	0.3 kg PM ₁₀ /MWh [17]
	10 kg NO _x /MWh [17]
	0.25 kg SO ₂ /MWh [17]
Surcoût d'installation aux réseaux autonomes	Variable selon la technologie
Valeur d'un crédit de CO ₂	15 \$/tonne de CO ₂

Au fait que l'exploitation des génératrices au diesel dans les réseaux autonomes est non optimale et très dispendieuse, peuvent être ajoutés, par ailleurs, des impacts significatifs sur le plan environnemental en contaminant l'air local et le sol (génératrices vieilles et rouillées) et contribuant grandement à l'effet de serre (favorisant l'émission d'importantes quantités de GES). Au total, les émissions de gaz à effet de serre (GES) résultant de l'utilisation de génératrices sont estimées à 140000 tonnes pour les abonnés des réseaux autonomes Canadiens et Québécois. Cette quantité d'émissions équivaut à la quantité de GES émise par 35 000 automobiles durant une année [9].

Tableau 1- 3 : Coûts de revient et d'exploitation d'un groupe diesel [12]

Coûts et paramètres annexes par système		Puissance installée du diesel		
		Unité de 1000 kW	Unité de 1 kW	
Investissements requis (\$/système)	Coût d'acquisition (CAQ)	850000 \$	850 \$	
	Coût d'installation (15 % de CAQ)	150000 \$	150 \$	
	Transport (100 % de CAQ)	850000 \$	850 \$	
	Surcoût installation (50 % de CAQ)	75000 \$	75 \$	
	Total investissement requis	1925000 \$	1925 \$	
Paramètres spécifiques	Facteur d'utilisation (%)	75 %	75 %	
	MWh annuel par système	6570 MWh	6.6 MWh	
	Durée de vie (ans)	10	10	
Coûts annuels	Frais fixes	Amortissement et intérêts (10 %)	192500 \$	193 \$
		Opération et maintenance fixe	- \$	- \$
		Total frais fixes	192500 \$	193 \$
	Frais variables	diesel	2432214 \$	2432 \$
		Opération et maintenance variable	32850 \$	33 \$
		Total frais variables	2465064 \$	2465 \$
	Total coûts annuels		2657564 \$	2658 \$
Coût unitaire (¢/kWh)		40.4	40.4	
Coût unitaire d'opération (¢/kWh)		37.5	37.5	

La substitution du diesel par des ressources renouvelables était déjà un objectif important chez les exploitants des réseaux autonomes même avant la hausse récente des prix des carburants fossiles. Dans la conjoncture actuelle, cet intérêt est devenu pressant.

En principe, le coût élevé des carburants fossiles dans les réseaux autonomes devrait ouvrir la porte à des alternatives basées sur les énergies renouvelables qui sont moins compétitives dans les régions ayant accès au réseau principal. La plupart de ces communautés sont situées près de la côte et possèdent une bonne ressource éolienne. Une valorisation de la ressource éolienne dans ces réseaux autonomes pourrait donc réduire les déficits d'exploitation en privilégiant le vent, un carburant local, plutôt que le diesel, un carburant importé.

L'appel à l'énergie éolienne donne maintenant la possibilité d'apporter des solutions de rechange aux réseaux autonomes et améliorer leur situation énergétique en couplant les génératrices diesels à des éoliennes, afin de réduire leur utilisation, la consommation de carburant, les émissions de gaz à effet de serre et les coûts de production de l'électricité. D'où l'objectif de cette étude de proposer le couplage entre l'énergie éolienne et la production diesel à travers un système hybride éolien-diesel (SHED).

Cependant, les défis à surmonter, pour ce type de projet au Nord du Québec, sont liés aux caractéristiques du climat nordique et à l'éloignement : les installations éoliennes devront résister à la rigueur du climat et il faudra trouver des moyens économiques de transporter sur de longues distances les équipements nécessaires à leur implantation.

3. Système hybride éolien-diesel (SHED)

3.1. Description du SHED

La conception préliminaire du SHED (Figure 1-4) prévoit la génération de l'électricité en utilisant en parallèle une centrale diesel déjà⁴ existante et une centrale éolienne comportant un seul modèle de turbines. En plus de ces deux principaux éléments, le SHED peut aussi incorporer un système de distribution à courant alternatif (CA), un système de distribution à courant continu (CC), la logique et les composants nécessaires à l'exploitation jumelée du système : des convertisseurs, des charges, des charges secondaires de lissage (délestage), un système de stockage, un régulateur et commande automatisée et une option de gestion des

⁴ La centrale diesel peut comporter un ou plusieurs groupes diesel.

charges ou un système de supervision, etc. Toutes ces composantes peuvent être connectées selon différentes architectures. Celles-ci sont résumées dans la Figure 1-5. Cette approche est utilisée actuellement dans des communautés nordiques au Yukon [18], Nunavut [19] au Canada et Alaska aux États-Unis [20] et dans la plupart des sites isolés (îles, zones montagnardes, ...) ailleurs dans le monde.

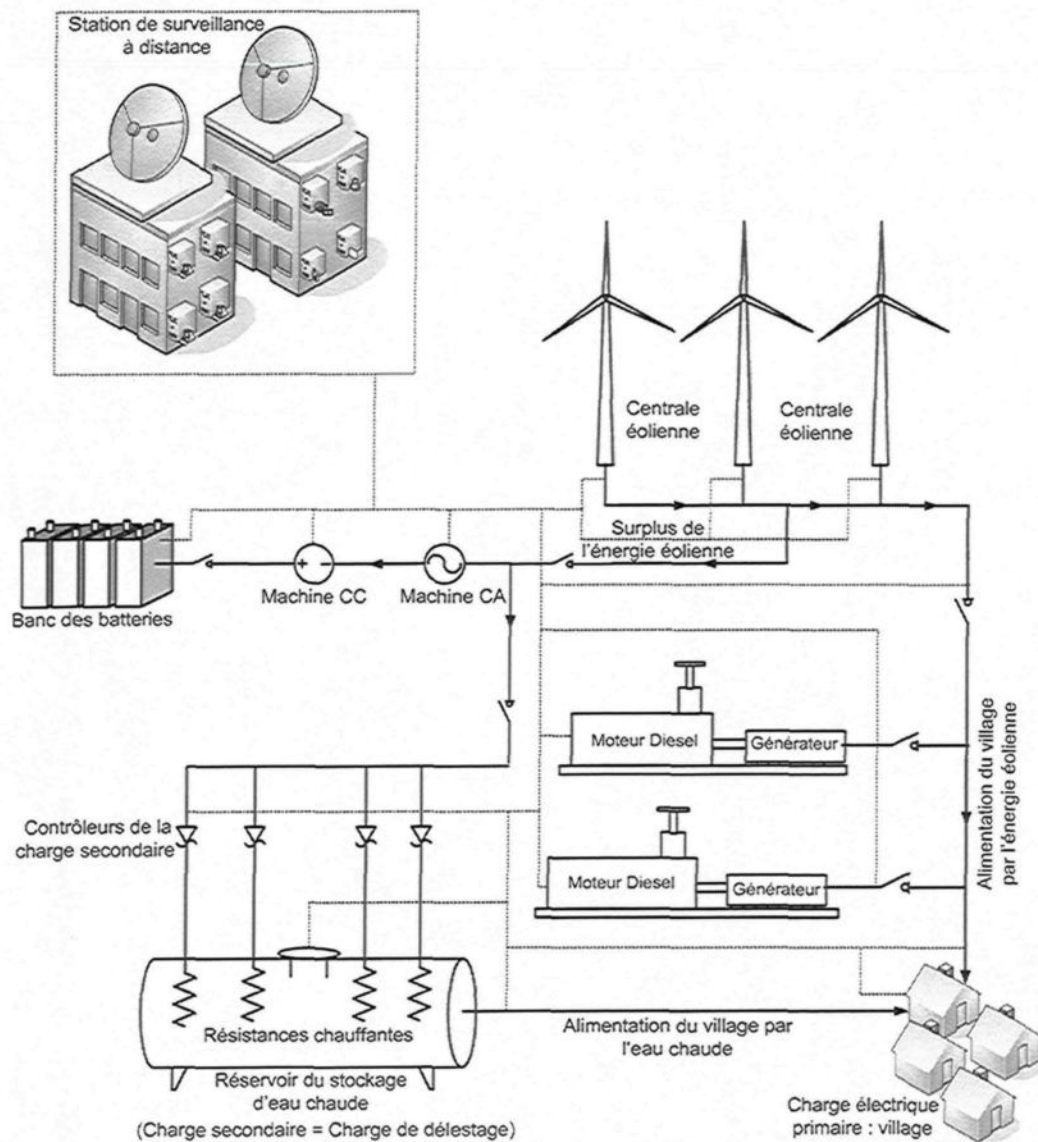


Figure 1-4 : Schéma d'un système hybride éolien-diesel (SHED) installé à Alaska [21]

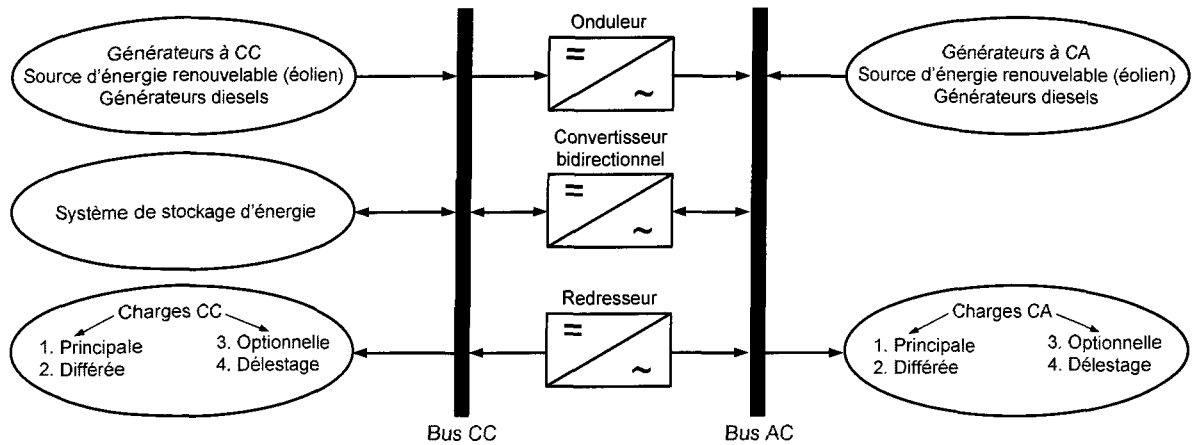


Figure 1-5 : Architecture des systèmes hybrides d'énergie (SHE) [22]

3.2. Composantes d'un SHED

3.2.1. Groupe électrogène diesel

Les groupes électrogènes utilisés actuellement pour assurer les besoins en électricité des communautés vivant dans les régions éloignées sont des moteurs fonctionnant au diesel et couplés directement à des générateurs synchrones à rotor bobiné.

Pour pouvoir assurer en tout temps la qualité de l'électricité fournie (tension et fréquence stables), un régulateur de tension triphasé agit sur l'excitation des alternateurs synchrones pour s'opposer aux variations de tension. De même, la fréquence du courant alternatif à la sortie est maintenue par un gouverneur de vitesse sur le moteur diesel [23]. Le gouverneur fonctionne en ajustant la quantité de carburant injectée dans les moteurs diesel, pour s'opposer aux variations de la vitesse du moteur et du générateur afin de les garder constantes. La fréquence du réseau est directement liée à la vitesse de rotation du générateur et elle est donc maintenue au niveau désiré (Figure 1-6).

Les réseaux de courant alternatif avec diesel, tout comme ceux interconnectés fournissent pour leurs charges, deux formes d'énergie : active et réactive. La puissance réactive dans un système en CA avec groupe diesel est produite par la génératrice synchrone. Cela est fait conjointement avec le réglage de tension, en ajustant le courant d'excitation du générateur

synchrone [22]. Par conséquent, dans un système d'énergie en CA avec plusieurs groupes diesel (GD), il doit y avoir au moins un GD connecté au réseau, pour fixer la fréquence du réseau et fournir la puissance réactive [22].

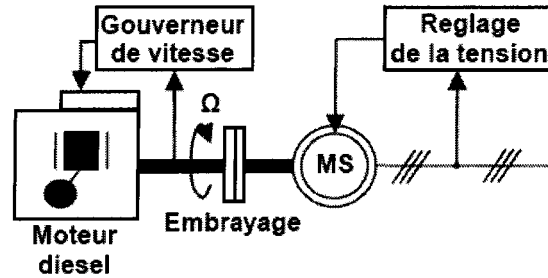


Figure 1-6 : Configuration du générateur diesel [22]

Quand plusieurs générateurs diesels fournissent de l'énergie au réseau, ceux-ci sont connectés généralement à un bus en CA. Dans ce cas, un système de commande doit être utilisé pour une distribution correcte de la puissance fournie par les générateurs diesels. Ce système de commande peut prendre une variété de formes, le plus répandu étant le système de commande numérique. Une approche est d'utiliser un seul générateur pour fixer la fréquence (générateur maître) du réseau et laisser les autres à tourner à vitesse fixe (générateurs esclaves), donc fonctionner à un débit de carburant constant. Dans les systèmes traditionnels, le débit de carburant est fixé manuellement par un opérateur. Avec les commandes modernes, le débit peut être ajusté pour optimiser l'usage du carburant [22].

3.2.2. La ressource renouvelable éolienne : actualité et croissance

L'énergie éolienne tient actuellement le rôle de vedette parmi toutes les énergies renouvelables contribuant à la production d'électricité. Elle est l'une des plus prometteuses, en termes d'écologie, de compétitivité, de champ d'application, de création d'emplois et de richesses. Le potentiel de production d'électricité éolienne dans le monde est énorme, même en excluant les régions sensibles en matière d'environnement, il représente plus ou moins cinq fois la consommation totale actuelle d'électricité dans le monde. Il est estimé à 30×10^{15} kWh/an pour l'ensemble du globe et entre 5 et 50×10^{12} kWh/an pour la part terrestre exploitable.

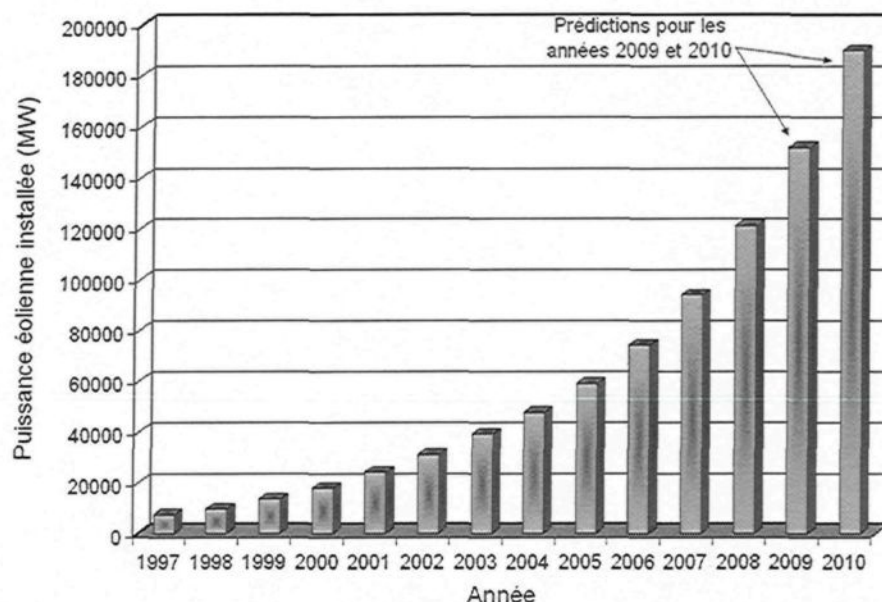


Figure 1-7 : Puissance mondiale éolienne installée à la fin de l'année 2008 [24]

L'énergie éolienne est la source d'électricité qui croît le plus rapidement dans le monde avec un taux de croissance dépassant 30% par an au cours des cinq dernières années. Entre 1997 et fin 2008, la capacité de production d'électricité d'origine éolienne dans le monde entier est passée de 7475 à 120000 MW (Figure 1-7) [24]. La capacité de production éolienne actuellement installée génère plus de 1% de la consommation mondiale en électricité. Les perspectives sont tout aussi spectaculaires. L'EWEA⁵ estime que 12% de l'électricité mondiale sera d'origine éolienne en 2020 et plus de 20% en 2040 [24].

À la fin de l'année 2008, le Canada avait une capacité installée de production d'électricité d'origine éolienne d'environ 2370 MW (600 MW seulement en 2008, taux de croissance = 34 %) (Figure 1-8 et Figure 1-9). D'un bout à l'autre du Canada, l'électricité d'origine éolienne alimente déjà plus de 440 000 foyers et entreprises d'une manière propre, fiable et efficace. Si ce type d'électricité remplaçait de l'électricité provenant de centrales au charbon, cela supprimerait l'émission d'environ 850 000 tonnes de dioxyde de carbone dans l'atmosphère chaque année [25]. Compte tenu de l'abondance inégalée des ressources éoliennes dont dispose

⁵ European Wind Energy Association

le pays, il existe encore des possibilités de faire davantage pour maximiser le développement économique et industriel ainsi que des avantages environnementaux liés à ce type d'énergie.

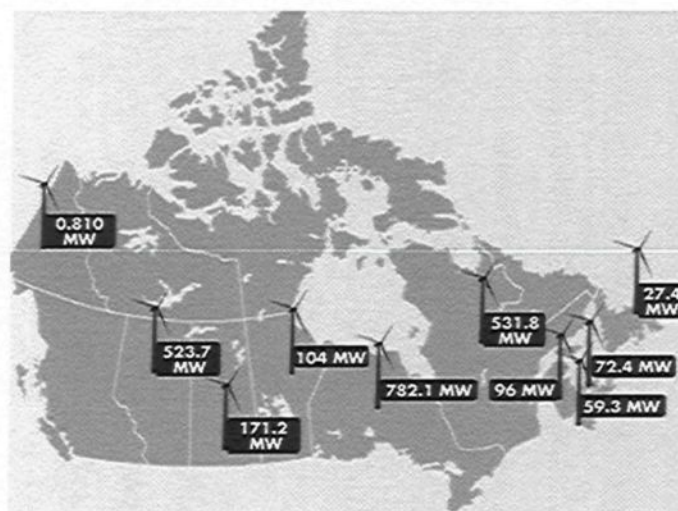


Figure 1-8 : Répartition des projets éoliens réalisés au Canada jusqu'au 2008 [26]

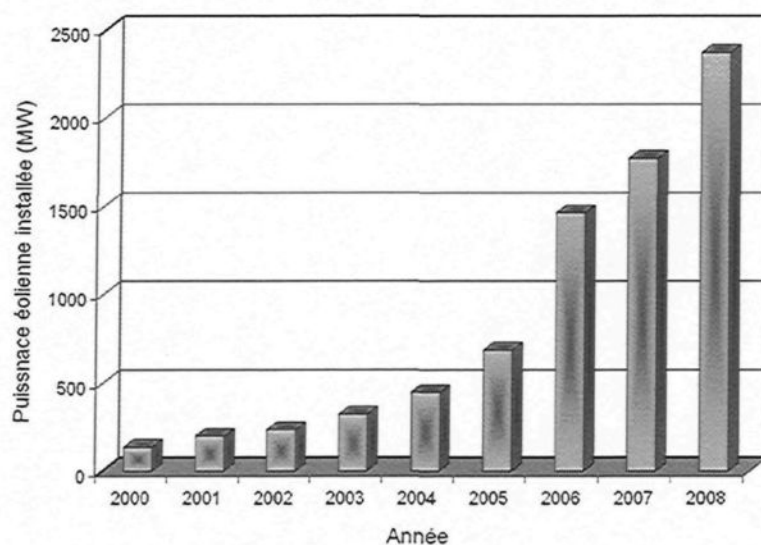


Figure 1-9 : Capacité totale de l'énergie éolienne installée au Canada entre les années 2000 et 2008 (moyenne annuelle de croissance = 35%) [25]

Le potentiel éolien théorique du Québec est considérable compte tenu de l'immensité du territoire. Toutefois, une étude rendue publique en juin 2005 évaluait à 3 600 MW le potentiel

intégrable au réseau électrique d'Hydro-Québec en tenant compte des technologies actuelles et des contraintes liées au transport de l'énergie sur de longues distances. Avec les mêmes technologies, ce potentiel atteindrait 4 000 MW en 2015 [27].

Le coût de l'énergie éolienne est en baisse constante depuis plusieurs années. Ce prix dépend de nombreux facteurs et par conséquent différent d'un pays à l'autre, et même d'un site à l'autre, puisque la vitesse du vent est un des facteurs des plus d'importance (la puissance produite par une éolienne est proportionnelle au cube de la vitesse du vent). Malgré tout, on peut dire que le coût de cette énergie a été divisé par deux ces 10 dernières années [28]. Parmi les facteurs ayant provoqué cette baisse, on peut citer la baisse des prix des aérogénérateurs, l'augmentation de la rentabilité et de la disponibilité et la baisse des coûts de maintenance. Avec la tendance vers des turbines toujours plus grandes - la baisse des coûts d'infrastructure que cela entraîne et les réductions du coût des matériaux - le prix de l'énergie éolienne continue à diminuer régulièrement. Il faut de plus noter qu'en prenant en compte le coût correspondant à la pollution produite par les différentes sources d'énergie, le coût de l'énergie éolienne devient encore plus compétitif.

3.3. Mission et importance de l'hybridation entre l'éolien et le diesel

Le SHED (Figure 1-4) représente une solution intéressante pour l'électrification des consommateurs dans les sites isolés même s'il est très complexe comparativement aux solutions courantes mono-source. Le SHED présente par contre un intérêt évident considérable par sa flexibilité incomparable, sa souplesse de fonctionnement et son prix de revient vraiment attractif [29], [30], [31]. Ceci permet d'optimiser au maximum le système de production d'électricité, aussi bien du point de vue technique qu'économique.

Cette façon de concevoir l'intégration éolienne :

1. amène des économies de carburant beaucoup plus intéressantes qu'une génératrice diesel fonctionne seule.

2. permet de réduire les déficits d'exploitation des réseaux autonomes en apportant des économies sur l'entretien et sur le coût de remplacement des diesels.
3. assure, en tout temps, l'énergie suffisante demandée par la charge et, si possible, produit le maximum d'énergie à partir des éoliennes, tout en maintenant une qualité déterminée d'énergie fournie [29], [32].
4. permet de lisser la puissance délivrée par la source d'énergie. Par exemple, l'absorption des pics aléatoires de puissances positives ou négatives générés par la charge. Autrement dit, il s'agit ici d'être capable, d'une manière générale, de délivrer ponctuellement des puissances supérieures à la puissance moyenne du générateur électrique ou de récupérer de l'énergie pour recharger la source de puissance.
5. permet de palier pendant une durée limitée une indisponibilité partielle ou totale de la source d'énergie, le vent.

Un système hybride éolien-diesel doit notamment:

1. obéir à des règles d'exploitation en temps réel basées sur une priorisation économique des ressources énergétiques disponibles.
2. compter sur une gestion automatisée des composants du système afin de garantir la stabilité du système en tout temps, y inclus dans les transitions entre les différents modes d'opération du système. Pour un SHED, trois modes d'alimentation du réseau local existent selon la qualité du vent: éolien seul, diesel seul et éolien-diesel.

De plus, l'économie de carburant et la baisse de prix obtenues par la génération hybride doivent au moins couvrir l'investissement fait pour les générateurs éoliens et les autres composants auxiliaires du système. Un système de régulation performant qui maintient les groupes diesel au-dessus de leur puissance minimum de bon fonctionnement, permettra d'optimiser leur fiabilité et le taux de pénétration de l'énergie éolienne.

Les performances d'un SHED, le rendement et la durée de vie, sont influencées en partie par sa conception, c'est-à-dire le dimensionnement des composants, le type de composants, l'architecture etc., et d'autre par, par le choix de la stratégie de fonctionnement. Quelques

paramètres permettant d'évaluer ses performances sont : l'économie de carburant, le coût du kWh, le nombre et la durée des pannes, le nombre d'arrêts pour l'entretien, etc.

La durée de vie des composants d'un SHED peut être beaucoup plus courte que la durée de vie normale des composants individuels (fonctionnement en connexion aux réseaux interconnectés) [29]. Les points les plus critiques sont en général la dégradation des batteries, l'endommagement des démarreurs diesel et du système mécanique de freinage des éoliennes et la carbonisation excessive des cylindres du moteur diesel.

Pour ces raisons, le système hybride éolien-diesel exige un dimensionnement laborieux préalable basé sur une connaissance approfondie du gisement en énergie éolienne du site d'implantation, une gestion rigoureuse de l'énergie électrique produite et un savoir-faire dans l'ingénierie des systèmes énergétiques. Cette gestion rigoureuse de l'énergie s'appuie sur des dispositifs de régulation et de contrôle et des logiciels très puissants.

3.4. Classification du système hybride éolien-diesel (SHED)

Les grands SHED en sites isolés peuvent être classifiés en fonction du degré de pénétration de l'énergie éolienne [31]. Les expressions qui permettent à calculer l'indice de pénétration sont :

$$I_{ins} = \frac{P_{WT}}{P_{CH}} \quad (1-1)$$

$$I_{moy} = \frac{W_{WT}}{W_{CH}} \quad (1-2)$$

I_{ins} est la pénétration instantanée. Elle représente la proportion de la puissance produite par les sources d'énergie renouvelable par rapport à la puissance de la charge. P_{WT} représente la puissance renouvelable et P_{CH} , la puissance électrique de la charge (la charge principale, s'il y a plusieurs types de charges). I_{moy} est la pénétration moyenne (mesurée pendant des jours, des

mois ou même des années), W_{WT} représente l'énergie renouvelable et W_{CH} représente l'énergie consommée par la charge principale.

Une classification des grands systèmes éolien-diesel sur trois niveaux à été proposée [31]. Cette classification sépare les systèmes en fonction du taux de pénétration de l'énergie éolienne et donne leurs caractéristiques de fonctionnement (Tableau 1-4).

Tableau 1-4 : Classification des systèmes éolien-diesel basée sur le taux de pénétration de l'énergie éolienne [31]

Niveau de pénétration	Caractéristiques de fonctionnement	Pénétration	
		Pic instantané	Moyenne annuelle
Faible	<ul style="list-style-type: none"> GD fonctionne sans arrêt La production éolienne réduit la charge du diesel Toute l'énergie éolienne alimente la charge principale Il n'y a pas de système de supervision 	< 50%	< 20%
Moyen	<ul style="list-style-type: none"> GD fonctionne sans arrêt Commande relativement simple Pour des niveaux élevés d'énergie éolienne, des charges secondaires sont réparties pour assurer une charge suffisante pour le diesel ou la production éolienne est réduite 	50% - 100%	20% - 50%
Élevé	<ul style="list-style-type: none"> GD peut être arrêté en fonction de la production éolienne Systèmes auxiliaires pour contrôler la tension et la fréquence Commande complexe 	100% - 400%	20% - 150%

3.5. Régimes de fonctionnement d'un système hybride éolien-diesel

Suivant l'intensité du vent, trois modes de fonctionnement peuvent être distingués pour les systèmes à haute pénétration (Figure 1-10) :

1. Vents faibles ($v_w \leq 3 \text{ m/s}$), diesels seuls : Dans ce cas, le système de contrôle des éoliennes les met hors circuit. C'est le groupe électrogène (diesel) qui assure la production de puissance et les asservissements de tension et de fréquence.

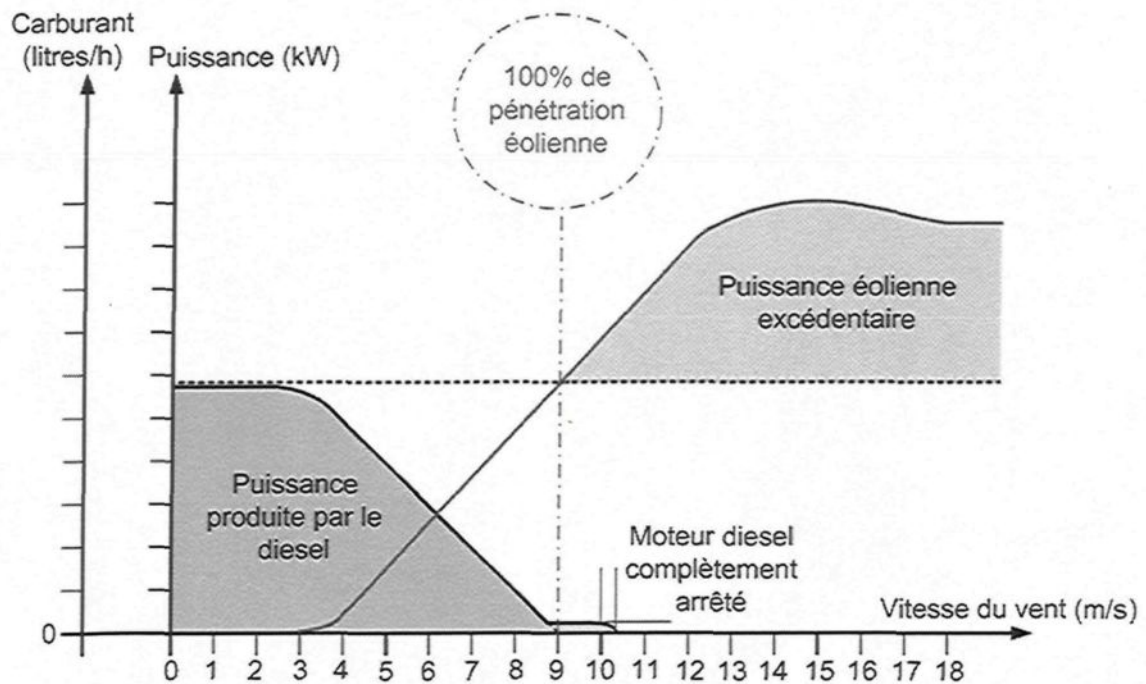


Figure 1-10 : Variation de l'énergie couverte par un SHED et la consommation du diesel en fonction de la vitesse du vent [33]

2. Vents moyens ($3 \text{ m/s} < v_w \leq 10 \text{ m/s}$), diesels et éoliennes en service : Par vents d'intensité moyenne, la puissance éolienne n'est généralement pas suffisante pour fournir à elle seule la totalité de la demande. Les éoliennes contribuent à fournir une partie de la puissance demandée par la charge et le groupe électrogène fournit alors la différence. Ceci permet de diminuer l'apport des diesels et par conséquent de réaliser des économies. Dans ce mode de fonctionnement, les régulations de tension et de fréquence sont réalisées par le groupe électrogène.
3. Vents forts ($v_w > 10 \text{ m/s}$), éoliennes seules : Par vents suffisamment forts pour que la production éolienne soit supérieure à la demande, il est alors possible d'éteindre

complètement les diesels. Une configuration connue, mais non unique, consiste à utiliser un embrayage unidirectionnel entre les diesels et les génératrices synchrones afin de découpler ces dispositifs [34], [35]. Les diesels étant éteints et découplés des machines synchrones, ces dernières n'entraînent aucune charge. Elles sont utilisées uniquement comme compensateurs synchrones, ce qui permet au régulateur de tension du groupe électrogène de demeurer en service. Par contre, la régulation de fréquence ne peut plus être assurée par le groupe électrogène éteint. Pour cette raison, une charge de lissage (ou système de stockage) doit être mise en service et contrôlée par un régulateur de fréquence qui dicte la puissance à dissiper dans la charge de lissage. La fréquence demeure constante lorsque la loi de commande suivante est respectée : la puissance éolienne doit être égale à la puissance de la demande plus la puissance dissipée dans la charge de lissage.

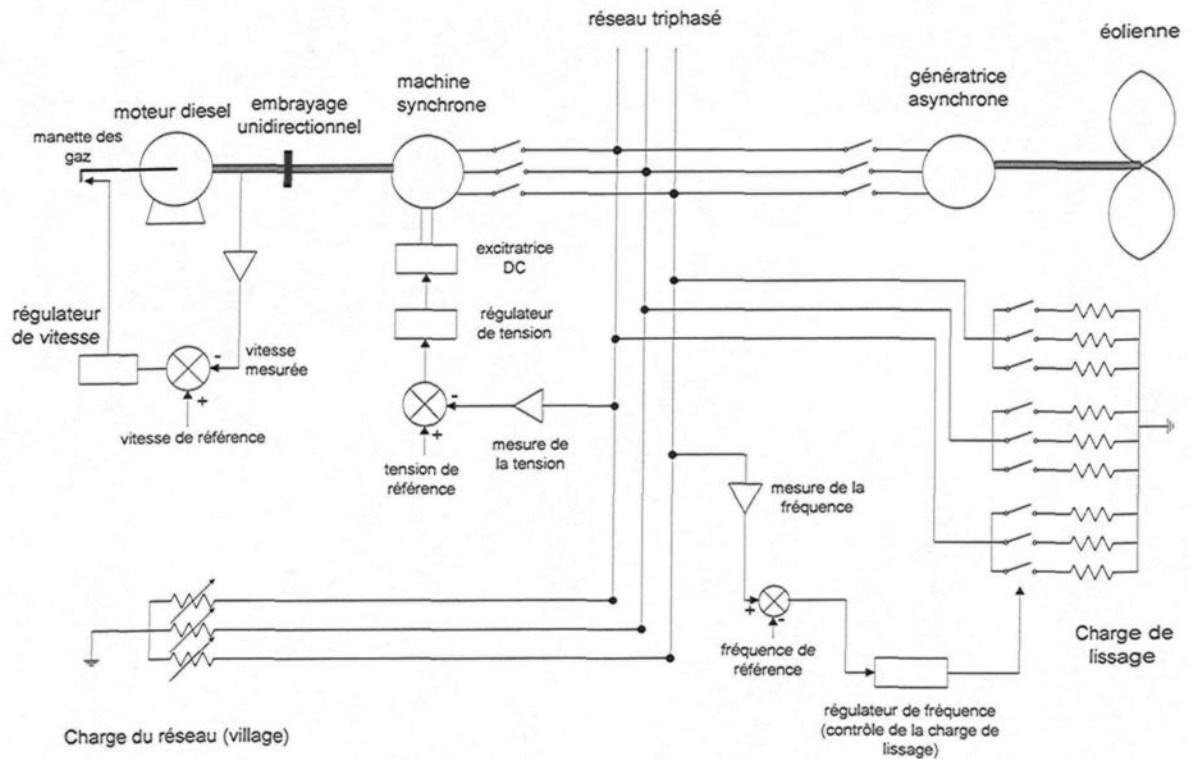


Figure 1-11 : Schéma d'un système de contrôle d'un système hybride éolien-diesel (SHED)

Le système de commande de haut niveau (Figure 1-11) qui gère le système détermine quand démarrer ou éteindre les diesels, combien d'éoliennes doivent être mises en service, quand mettre en service la charge de lissage et quand arrêter les éoliennes. Ce système de contrôle joue un rôle de première importance car c'est lui qui assure les transitions entre les différents modes de fonctionnement. Il va de soi que ces transitions ne doivent pas être perceptibles par le consommateur, de telle sorte que l'alimentation électrique soit ininterrompue et que la qualité de l'onde de tension soit maintenue dans la plage acceptée.

4. Problématique de la production de l'électricité par un SHED

Le premier obstacle à cette perspective résulte des contraintes de fonctionnement des diesels. Au-delà d'une certaine pénétration, une obligation consiste à maintenir un diesel en marche en tout temps et à plus de 30 % de sa puissance nominale. Ceci limite l'énergie éolienne à un niveau de pénétration trop faible pour en réaliser le plein potentiel et force à en rejeter une quantité appréciable. De plus, l'économie de carburant due au fonctionnement des diesels à basse puissance est modeste à cause du rendement très faible (Figure 1-3). Ainsi, garder un moteur diesel au régime de ralenti pour une demande de puissance nulle suppose une consommation de carburant d'environ 25-30% de la consommation à pleine charge qui correspond à la puissance nominale [36]. En agissant ainsi, l'usage dispendieux du carburant diesel est privilégié au détriment du carburant gratuit de l'éolien. Selon ce mode de fonctionnement, dans un village requérant une puissance installée de 200 kW, une seule éolienne de 60 kW peut être alors installée. Il est clair que, considérant les coûts de logistique du Grand Nord québécois, de tels projets ne sont pas économiquement avantageux [37].

Une solution, permettant de pouvoir lever cette contrainte d'exploitation, [37] se base sur le système hybride éolien-diesel à haute pénétration sans stockage (SHEDHPSS). Le SHEDHPSS, caractérisée par des valeurs de $(TPP > 1)$ ⁶ causées par l'augmentation du nombre d'éoliennes, fournit une puissance plus stable, permet l'arrêt complet des groupes diesel quand

⁶ TPP = taux de pénétration en puissance : défini comme le rapport entre la puissance éolienne installée et la puissance maximum de la charge

la production éolienne est supérieure à la demande, sans avoir à recourir au stockage et amène des économies de carburant beaucoup plus intéressantes ($>50\%$ selon le gisement éolien). En plus, il permet de réduire les déficits d'exploitation des réseaux autonomes et favoriser, en augmentant le taux de pénétration en énergie éolienne (TPE)⁷, des économies d'échelle qui rendent ces projets potentiellement plus profitables en apportant des économies sur l'entretien, sur le coût de remplacement des diesels et par conséquent sur les coûts de production de l'électricité produite. Cette méthode entraîne aussi des avantages beaucoup plus importants sur le plan environnemental en réduisant les émissions de gaz à effet de serre. Mais, le SHEDHPSS est sujet à des problèmes techniques complexes dont les solutions sont très coûteuses [35], [38] ce qui fait qu'un seul projet de ce type, sans aucun stockage, est actuellement opérationnel en Alaska [20].

En effet, l'un des buts visés par un SHEDHPSS est d'arrêter les groupes électrogènes le plus souvent possible, idéalement dès que la puissance éolienne égale la demande instantanée, de manière à maximiser les économies de carburant. Cependant, en regard du temps de démarrage des diesels par rapport aux fluctuations instantanées du vent et de la demande, la production thermique doit être disponible (groupe diesel à régime minimal) à partir du moment où la production excédentaire passe sous un seuil, nommé réserve de puissance, considéré comme sécuritaire par rapport à la demande instantanée [14]. L'importance de cette réserve est qu'elle assure la fiabilité du système et a un effet direct sur la consommation de carburant et les frais d'entretien et d'exploitation des groupes électrogènes. En d'autres termes, les diesels doivent régulièrement tourner simplement au cas où la puissance éolienne diminue brusquement sous le niveau de la demande. Par exemple, si la réserve prévue est de 10% et si la puissance éolienne instantanée est plus faible que 110% de la demande instantanée, on procède au démarrage d'un groupe diesel, généralement le plus petit disponible qui comblera de façon sécuritaire le déficit de puissance par rapport au « 110% ». Ceci provoque non seulement une usure et un encrassement accélérés des groupes mais, de plus, leur consommation augmente beaucoup.

⁷ TPE = taux de pénétration en énergie : défini comme le rapport entre l'énergie éolienne annuelle produite et l'énergie consommée par la charge

Si l'énergie éolienne est suffisante pour alimenter la plupart de la charge, la quantité de carburant économisé peut alors être augmentée en faisant fonctionner les générateurs diesels (GD) par intermittence [39]. Cependant, en fonctionnement intermittent, les GD démarrent et s'arrêtent en fonction de la variation de l'énergie renouvelable et de la charge. Le nombre de cycles démarrage/arrêt des GD peut, par conséquent, être très élevé. Le problème dans ce cas est l'usure prématurée des GD et de leurs démarreurs [36], [40]. Un autre problème devant être pris en compte, quand le GD fonctionne par intermittence, est le temps nécessaire pour le démarrage et l'arrêt. Le système peut, par exemple, s'effondrer subitement pendant le démarrage du générateur diesel, si l'énergie éolienne diminue plus vite que le temps nécessaire pour la phase de démarrage.

Un problème technique important des installations semblables résulte d'une forte fluctuation de la puissance stochastique et intermittente produite par l'aérogénérateur, qui est généralement incompatible et rarement en phase avec la puissance demandée par les consommateurs. Pour faire face à ce problème, il faut intégrer un système (charge de délestage) qui absorberait l'énergie excédentaire et maintiendrait l'équilibre énergétique (production-consommation) et la stabilité de fréquence et la qualité de l'électricité fournie. Ce surplus peut servir au chauffage de l'eau ou au dessalage de l'eau potable. Une autre solution consiste à incorporer un dispositif approprié de stockage d'énergie.

Un système hybride éolien-diesel-haute pénétration, y compris un système de stockage correctement placé, permet de réduire ces difficultés [41] et maximiser le pourcentage d'énergie éolienne dans l'énergie annuelle totale (le TPE). Il mène aussi à une réduction significative de la consommation de carburant, en comparaison d'une installation diesel-seulement, protégeant également le générateur diesel contre l'usage excessif. Par contre, l'avantage d'un système hybride par rapport à un système pur éolien, dépend de beaucoup de facteurs fondamentaux : la forme et le type de la charge, le régime du vent, le coût et la disponibilité de l'énergie, le coût relatif de la machine éolienne, le système de stockage et d'autres facteurs d'efficacité [42].

Le stockage de l'électricité peut se faire d'une façon significative. Il faut d'abord la transformer en une autre forme d'énergie stockable, puis effectuer la transformation inverse lorsqu'on désire disposer à nouveau de l'électricité.

Les possibilités techniques sont très vastes et concernent pratiquement toutes les formes d'énergie : mécanique, chimique ou thermique. Ces diverses solutions ont toutes été explorées. Elles ont donné naissance aux techniques comme : volant d'inertie, stockage hydraulique, stockage sous forme d'air comprimé, batteries redox, batteries électrochimiques, stockage d'hydrogène, stockage thermique, supercondensateur, supraconductrice, etc.

Les moyens de stockage de l'énergie éolienne excédentaire envisagés présentement sont sous forme thermique (eau chaude), ou par des bancs de batteries. Ces dernières sont dispendieuses, difficiles à recycler, une source de pollution (plomb-acides) et limitées en puissance et en durée de vie. Les piles à combustible représentent une alternative viable mais la complexité technique, le prix prohibitif et le faible rendement retardent l'acceptation par le marché. De là apparaît la nécessité de choisir un dispositif de stockage assez efficace, propre, dynamique et adaptable au système hybride afin qu'il soit capable de réduire la consommation du diesel et l'émission des GES et d'agir en temps réel en fonction des fluctuations de la puissance générée et consommée.

Pour ce faire, toutes les technologies de stockage d'énergie ont été étudiées avec leurs caractéristiques techniques, économiques et environnementales d'une façon objective et détaillée dans les ouvrages suivants [43], [44], [45], [46], [47], [48]. Ces études ont menés à la conclusion préliminaire que le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé est la technologie la plus appropriée et la plus performante pour être associée à un système hybride éolien-diesel à haute pénétration destiné pour l'alimentation en électricité des sites isolés. De là émane la proposition d'une solution récente et innovatrice qui répond aux exigences techniques et financières de l'électrification des sites isolés tout en assurant une fiabilité d'approvisionnement électrique de ces sites. Il s'agit du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC). La validation du choix de stockage d'air comprimé représente un des objectifs secondaires de cette thèse et la méthode de validation elle-même représente une contribution originale.

5. Objectifs

5.1. Objectif principal

L'objectif global du projet est de faire *l'étude, la recherche, la conception et le développement d'un générateur hybride d'électricité composé d'une centrale éolienne, d'un groupe électrogène (diesel) et d'un élément de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé y compris un système de production, de compression et de décharge de l'air comprimé.*

5.2. Objectifs secondaires

Afin de pouvoir valoriser l'intérêt de ce projet, d'autres objectifs secondaires se présentent tels que:

- Valider d'une manière solide, originale, logique et analytique le choix du stockage d'air comprimé pour l'associer à un système hybride éolien-diesel à haute pénétration pour des applications en sites isolés.
- Déterminer les composants du système hybride éolien-diesel-air comprimé en fonction de la nature d'application : à petite échelle (SHEDACPE) ou à moyenne échelle (SHEDACME).
- Déterminer les modes de fonctionnement des SHEDACPE et SHEDACME en proposant les méthodes d'utilisation de l'air comprimé stocké.
- Élaborer, développer et simuler numériquement les modèles théoriques détaillés du SHEDAC pour chaque type d'application.
- Déterminer les performances techniques (bilan énergétique), économiques (coût de revient du kWh) et environnementales (diminution des GES) pour chaque type d'application du SHEDAC.

- Concevoir, fabriquer et tester un prototype du système de compression et de stockage de l'air et du système d'utilisation de l'air comprimé stocké (système dans lequel se réalise la détente de l'air comprimé).
- Valider les modèles théoriques par des essais expérimentaux afin de vérifier les performances du SHEDAC et déterminer les contraintes qui limitent son fonctionnement.
- Définir et optimiser une stratégie efficace de contrôle et commande afin d'assurer un temps de réponse rapide et un fonctionnement en harmonie de tous les composants du système hybride éolien-diesel-air comprimé.

6. Méthodologie

L'atteinte de l'objectif principal est tributaire de la réalisation des activités suivantes :

1. Activité 1 : Une analyse comparative des différentes technologies de stockage actuellement en usage. En effet, afin de pouvoir comparer les performances des différentes technologies de stockage dans les catégories choisies, une liste des critères sera analysée comme par exemple le coût, la densité d'énergie, la puissance spécifique, la recyclabilité, la contribution à la réduction de la consommation du carburant et l'émission de GES, la durée de vie et le rendement énergétique de chaque technologie. Cette analyse mène à déterminer l'indice de performance de chaque technologie du stockage en fonction de la nature d'application du projet et à valider le choix de l'air comprimé comme agent de stockage d'énergie. La détermination de l'indice de performance de chaque technologie représente elle-même une originalité dans cette thèse parce qu'elle peut être utilisée là où la difficulté du choix réside et où la contrainte du temps ne permet pas de réaliser une modélisation détaillée des systèmes étudiés.
2. Activité 2 : Une proposition des différentes méthodes possibles pour utiliser l'air comprimé stocké dans le cadre du SHEDAC et ceci en fonction des types et tailles

de moteurs diesel actuellement utilisés en sites isolés et en fonction de la nature de l'application. À moyenne échelle, plusieurs configurations (au moins 7) possibles ont été répertoriées. Elles consistent à utiliser l'air comprimé dans la suralimentation des moteurs diesel en profitant de la présence du turbocompresseur dans le but d'améliorer le rendement de ces moteurs et de diminuer leur consommation en carburant. À petite échelle, la configuration proposée consiste à injecter de l'air comprimé dans des moteurs à air comprimé ou dans des batteries oléopneumatiques pour remplacer les génératrices diesels dans la production d'électricité.

3. Activité 3 : Une modélisation et une analyse des configurations citées dans l'activité 2 afin de pouvoir déterminer celles susceptibles d'être réalisables et d'avoir les meilleures performances techniques et économiques.
4. Activité 4 : Une analyse thermodynamique détaillée du système de stockage d'air comprimé, des échangeurs de chaleur, du moteur à air comprimé et du moteur diesel avec les modifications de son système d'admission, afin de déterminer les paramètres critiques et/ou optimaux de conception de ces systèmes (contraintes thermiques et mécaniques lors du remplissage et de la vidange du réservoir ou dans le moteur suralimenté, pression et température de l'air pour la suralimentation des moteurs diesels, caractéristiques des échangeurs de chaleur, paramètres du système d'admission modifié, etc.).
5. Activité 5 : Modélisation sur ordinateur (MATLAB) des sous-systèmes afin de pouvoir déterminer leurs rendements, la capacité de stockage requise selon l'application et les conditions du site, la densité énergétique, le facteur d'utilisation et d'autodécharge en fonction de la nature de l'application, la réduction de la consommation de diesel, la réduction de l'émission de GES, etc.;
6. Activité 6 : Une simulation des différents modes de fonctionnement du SHEDAC durant une année typique d'exploitation sur un site isolé caractéristique et ceci pour les deux types d'application : à petite et moyenne échelles. Les paramètres pris en considération sont la variation horaire de la vitesse de vent et de la charge électrique,

la puissance et le profil de consommation des moteurs diesel utilisées et les caractéristiques techniques et financières des sous-systèmes. Cette simulation permet de faire le dimensionnement des composantes (puissance requise des éoliennes, du compresseur, capacité de stockage d'air comprimé, etc.) afin de réduire le coût de revient du kWh.

7. Activité 7: Une validation expérimentale des modèles développés sur ordinateur en faisant des tests sur chacune des composantes du système pour ensuite les intégrer afin de valider le fonctionnement d'ensemble et les performances en conditions réelles d'exploitation.
8. Activité 8: Une étude économique et écologique du système (étude de cas) pour déterminer l'impact environnemental ainsi que la rentabilité du système proposé.
9. Activité 9: Les données fournies par les simulations numériques et le banc d'essai permettront d'élaborer les meilleures stratégies de contrôle de la centrale mixte éolien-diesel en tenant compte des caractéristiques de la vitesse du vent sur le site, de la variation de charge (journalière, saisonnière) et du dimensionnement relatif des composantes (éolienne, diesel, capacité de stockage, puissance du compresseur).

7. Originalités de la thèse

La nouveauté de la thèse réside dans l'idée proposée pour optimiser l'exploitation des groupes électrogènes utilisés dans l'électrification des sites isolés. En effet, le système SHEDAC représente un concept très innovateur. Ce système, tel que proposé dans ce projet, n'a jamais fait l'objet d'une application commerciale ou d'un projet pilote et aucune étude dans la littérature scientifique n'a fait auparavant état de la conception, de la modélisation ou des performances d'un tel système.

Le potentiel technique, économique et commercial de ce système est très important pour les régions isolées du Québec et ailleurs dans le monde puisqu'il est conçu pour éliminer la plupart des barrières auxquelles fait face le déploiement de l'énergie éolienne en sites isolés [49]. En effet, les coûts d'implantation sont minimisés et la fiabilité est augmentée par

l'utilisation des génératrices diesel déjà en place. La solution est conçue comme la modification des moteurs existants au niveau du système d'admission pour des applications à moyenne échelle (quelques centaines de kW à quelques dizaines de MW) ou le remplacement des génératrices diesels par des moteurs à air comprimé pour des applications à petite échelle (quelques dizaines de kW), ainsi que l'ajout d'une centrale éolienne et d'un système de compression et stockage d'air [50].

De plus, la conception des systèmes de déstockage et de la suralimentation des moteurs diesels représente une révolution dans l'exploitation conventionnelle des génératrices diesels suralimentées, ce qui permettra d'élargir l'application de ces méthodes au domaine de l'automobile dans le but de diminuer la consommation et la pollution tout en conservant les performances du moteur.

Une originalité de cette thèse apparaît aussi dans l'approche et la méthodologie. Les deux approches consistant à étudier l'utilisation de l'air comprimé produit à partir de l'excès de l'énergie éolienne afin de reproduire de l'électricité en absence du vent pour des applications à petite échelle et la suralimentation d'un moteur diesel pour le faire fonctionner à un rendement maximal en diminuant sa consommation et sa pollution quelque soit son régime de fonctionnement sont des approches totalement nouvelles. De plus, la méthodologie utilisée pour valider le choix de l'air comprimé comme l'agent de stockage d'énergie le plus judicieux et le plus approprié pour être associé au SHED et basée sur la détermination de l'indice de performance de chaque technologie de stockage d'énergie, en prenant en considération les différents critères techniques, économiques, écologiques et opérationnels, représente aussi une contribution originale dans cette thèse.

8. Plan de travail

Cette thèse est divisée en six (6) chapitres :

Le **chapitre I** introduit le sujet de recherche avec sa problématique reliée à l'alimentation des sites isolés par l'électricité fournie par des génératrices fonctionnant au diesel, les objectifs, l'originalité de la thèse et la méthodologie utilisée.

Le **chapitre II** est consacré au stockage d'énergie, sa définition, sa mission et ses avantages. Ce chapitre comporte également une revue de littérature qui porte sur les différentes technologies de stockage d'énergie disponibles et possibles ainsi que leurs caractéristiques techniques qui représentent les critères de choix. Il décrit aussi les méthodes utilisées pour comparer les moyens de stockage d'énergie en considérant l'influence de leurs caractéristiques, comme le rendement, le coût, l'autonomie, etc.. Ce chapitre dégage deux méthodes de comparaison : une, conventionnelle, basée sur les diagrammes de Ragone et l'autre basée sur l'indice de performance issu de la matrice d'aide à la décision. Une analyse critique, basée sur les indices de performances et les caractéristiques des technologies de stockage étudiées, suit pour valider le choix de l'air comprimé comme la meilleure solution pour un système hybride éolien-diesel à haute pénétration.

Le **chapitre III** porte sur la modélisation du système hybride éolien-diesel-air comprimé destiné à des applications à petite échelle (SHEDACPE). Ce chapitre présente une étude complète du cas d'une station de télécommunication isolée alimentée initialement par une génératrice diesel. Une analyse du site choisi (données du vent) permet de déterminer la densité énergétique disponible en fonction du modèle d'éolienne choisie. Le chapitre porte également sur le dimensionnement et la simulation du fonctionnement de chaque composant du système (SHEDACPE) comme l'éolienne, le compresseur, le réservoir d'air comprimé, le moteur à air comprimé, etc., pour en finir avec une étude écologique et de la rentabilité économique du projet en sa globalité.

Le **chapitre IV** porte sur la modélisation du système hybride éolien-diesel-air comprimé destiné à des applications à moyenne échelle (SHEDACME). Ce chapitre présente également les différentes conceptions possibles et novatrices qui permettent la suralimentation du moteur diesel par l'air comprimé pré-stocké. Dans ce chapitre une modélisation et simulation détaillées sont présentées pour deux méthodes de suralimentation hybride du moteur diesel parmi les sept méthodes répertoriées : une consiste à acheminer l'air sortant du réservoir de stockage directement à l'entrée du turbocompresseur et l'autre consiste à injecter l'air comprimé dans une turbine à air montée en série sur l'axe du turbocompresseur. Ce chapitre se termine par une application sur un profil de consommation d'un village nordique dans le but de quantifier

l'économie réalisée en consommation du carburant ainsi que les émissions des gaz à effet de serre (GES) évitées. Par la suite, des voies potentiels pouvant améliorer l'exploitation du diesel dans les sites isolés sont considérées.

Le **chapitre V** décrit le banc d'essais conçu et réalisé à l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC). Ce chapitre vise à confirmer expérimentalement le potentiel de la suralimentation supplémentaire du moteur diesel par l'air comprimé stocké et ceci pour différents niveaux de charge électrique. Ainsi, le banc d'essais consiste à valider les modèles théoriques modélisés et simulés numériquement dans le chapitre IV. Le chapitre présente également les différents protocoles expérimentaux ainsi que des exemples des fiches des essais effectués et les calculs s'y rattachant.

Le **chapitre VI** termine avec les grandes conclusions et recommandations qu'il est possible de tirer de ce travail.

La thèse s'achève par la bibliographie et la section des annexes.

CHAPITRE II

VALIDATION DU CHOIX D'AIR COMPRIMÉ COMME AGENT DE STOCKAGE D'ÉNERGIE POUR UN SHEDHP

1. Définition du stockage d'énergie

Le stockage de l'énergie est utile pour mettre à disposition cette énergie de façon différée dans le temps et éventuellement dans l'espace, après transport du dispositif de stockage. Mais plus généralement que cela, il constitue une fonction fondamentale des systèmes pour le traitement de l'énergie comme pour celui de l'information (cas de mémoire) [51].

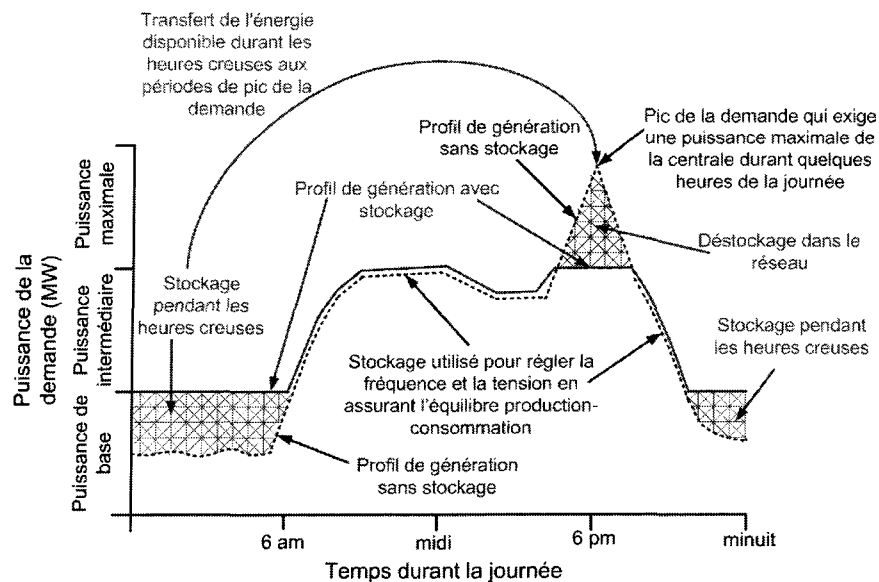


Figure 2-1 : Amélioration de la qualité de l'énergie électrique et élimination des centrales de crête [52]

L'idée fondamentale du stockage consiste (Figure 2-1) à transférer l'énergie disponible durant les périodes où la demande est faible (ou durant les périodes venteuses, $TPP > 1$, dans le cas de l'énergie éolienne) aux périodes d'une demande élevée (ou moins venteuses, $TPP < 1$), en utilisant seulement une fraction du combustible qui serait consommé par la machine standard de production (turbine à gaz, moteur thermique, ...). Le rôle principal du stockage d'énergie est donc d'introduire un degré de liberté énergétique permettant de découpler les fonctionnements énergétiques du consommateur et du producteur en fournissant ou en délivrant la différence entre ces deux puissances. C'est ce qui permet la mise en œuvre d'une véritable gestion de l'énergie visant à optimiser les fonctionnements respectifs de ces composants [53]. Mais cette fonction, mettant en œuvre des conversions tant lors du stockage (charge) que du déstockage (décharge), implique des pertes associées qui dépendent des conditions d'utilisation, ce qui fait que la prise en compte de ces conditions dans la gestion d'énergie est déterminante.

2. Revue des différentes technologies de stockage d'énergie

Le caractère éminemment aléatoire et variable dans le temps de l'énergie éolienne rend indispensable le couplage de ce type des générateurs électriques avec des moyens de stockage de l'énergie. Ceci permet de réduire les difficultés inhérentes à la production de l'énergie éolienne ainsi que les problématiques du système hybride éolien-diesel (SHED) [41] présentés dans le chapitre I. En outre, cela permet aussi de maximiser le pourcentage d'énergie éolienne dans l'énergie annuelle totale (le TPE). Pour cette raison, il est important de choisir un dispositif de stockage assez dynamique et adaptable au système hybride afin qu'il soit capable d'agir en temps réel, en fonction des fluctuations de la puissance générée et consommée [50].

Il est nécessaire de rappeler que le système hybride éolien-diesel est destiné pour des applications à moyenne échelle aux sites éloignés du réseau central. De plus, le moteur diesel subit une surconsommation parce qu'il doit être maintenu en fonctionnement ralenti quand la vitesse du vent est moyenne afin de diminuer le temps de réponse suite à une chute de la vitesse de vent et de réduire le temps de démarrage et de chauffe du moteur. Vu que les prix de

transport du carburant sont élevés et que les frais d'exploitation du diesel sont chers par rapport à ceux de l'éolienne, il est indispensable de penser à une technologie de stockage qui permet une diminution de la consommation du diesel et qui ne nécessite pas un entretien à court terme et qui a une longue durée de vie et ce dans le but de rendre le projet rentable économiquement et efficace énergétiquement et écologiquement.

Strictement parlant, l'électricité est une forme d'énergie qui ne peut pas être stockée. Une centrale ne peut pas produire plus d'électricité que ce qui est utilisé par le réseau. Il est cependant possible de transformer l'électricité pour stocker l'énergie sous une autre forme que l'énergie électrique, ce qui demande des conversions énergétiques [54]. Le rendement global du stockage est très variable en fonction des procédés choisis [55]. Les différentes possibilités, répondant aux critères techniques et économiques du SHEDHP, pour stocker l'énergie sont très vastes et varient considérablement selon la nature des applications et des besoins. Elles concernent pratiquement toutes les formes d'énergie : mécanique, chimique, thermique, etc... Ces diverses solutions ont toutes été explorées. Elles ont donné naissance aux techniques discutées dans les sous-sections suivantes.

2.1. Stockage sous forme d'énergie gravitaire (Pumped Hydro Energy Storage, PHES)

Le système de stockage d'énergie par pompage-turbinage hydraulique est actuellement largement dominant dans les applications des grandes puissances (quelques dizaines de GWh ou centaines de MW) grâce à sa simplicité technique, sa sûreté, sa propreté et à ses avantages économiques. Son principe général est bien connu : il consiste à accumuler de l'énergie sous forme de potentiel hydraulique entre un bassin en hauteur et un réservoir d'eau inférieur. L'eau du réservoir inférieur peut être ainsi pompée vers le bassin supérieur en période d'excès d'énergie (demande moins élevée et/ou production importante) et être ensuite turbinée vers le réservoir inférieur en période de demande d'énergie afin de produire de l'électricité d'une valeur plus élevée aux heures de pointe grâce à une station de transfert d'énergie par pompage (STEP) (Figure 2-2).

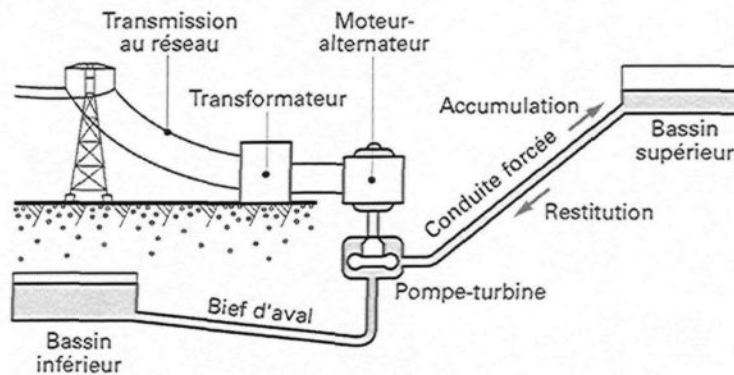


Figure 2-2 : Schéma du principe du stockage hydraulique par pompage-turbinage [56]

Les valeurs du rendement global d'un système hydraulique gravitaire vu du réseau électrique s'échelonnent entre 70 et 80 % selon les caractéristiques des équipements [56]. Compte tenu du rendement du cycle, il faut absorber environ 4 kWh pour en produire 3. La capacité de stockage dépend de deux paramètres : la hauteur de chute et le volume d'eau accumulé.

L'utilisation de cette technologie est toutefois limitée par des coûts de construction très élevés, par la longue durée de mise en place, par ses impacts sur l'utilisation du territoire, et par la rareté des sites au relief adapté où la mise en œuvre de cette technologie suppose bien entendu l'existence de retenues d'eau appropriées [57].

2.2. Stockage sous forme d'énergie thermique

Cette technologie consiste à stocker l'énergie pour refroidir, chauffer, faire fondre, solidifier, ou vaporiser un matériau. Cette énergie sera disponible une fois le processus inversé [58]. Deux types de stockage de l'énergie thermique existent suivant qu'ils font appel à la chaleur sensible ou à la chaleur latente.

2.2.1. Stockage thermique par chaleur latente

Le stockage thermique par chaleur latente de fusion met en œuvre le changement d'état liquide-solide d'un matériau à température constante. Pendant l'accumulation, le corps sera

porté de l'état solide à l'état liquide et, pendant la restitution, il sera ramené à l'état solide. Les transferts de chaleur entre l'accumulateur thermique et le milieu extérieur s'effectuent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur. L'énergie est stockée à un niveau thermique donné, et cela d'une façon d'autant plus concentrée que la température est élevée; l'enthalpie de fusion croît avec la température de fusion des corps utilisés.

Des différentes substances, autre que la glace et la vapeur d'eau, peuvent être envisagées pour le stockage thermique à chaleur latente comme les sels inorganiques, les sels hydratés et les hydrures métalliques. Cependant, la soude est considérée, malgré son aspect très corrosif, comme un bon fluide de stockage qui présente de grandes qualités. Entre 120 °C et 360 °C, elle présente une capacité spécifique (massique ou volumique) de stockage thermique de 744 kJ/kg ou 1332 MJ/m³ [59].

2.2.2. Stockage thermique par chaleur sensible

Le stockage thermique par chaleur sensible se déroule en chauffant un corps (sodium, sel fondu, eau sous pression, fer, pierres, etc.) qui ne subit pas de changement d'état pendant la phase d'accumulation; la chaleur est ensuite récupérée pour produire de la vapeur d'eau qui entraîne un groupe turbo-alternateur.

L'utilisation de l'eau comme fluide de stockage implique des températures élevées, supérieures à 200 °C, de sorte que cette eau doit être stockée dans des cavités étanches de grande volume, creusées dans les roches [59]. Pendant les heures creuses, l'eau chaude à stocker peut provenir d'une centrale thermique, par exemple par condensation de la vapeur à haute pression sortant de la chaudière (Figure 2-3) ou par prélèvement, à un niveau de température inférieur à partir des soutirages de la turbine. La production supplémentaire d'électricité pendant les heures de pointe peut se faire en assurant, par le déstockage, le réchauffage de l'eau d'alimentation et en réduisant simultanément les soutirages de la turbine. La surpuissance obtenue est de 5% grâce à une augmentation du débit de vapeur traversant la turbine.

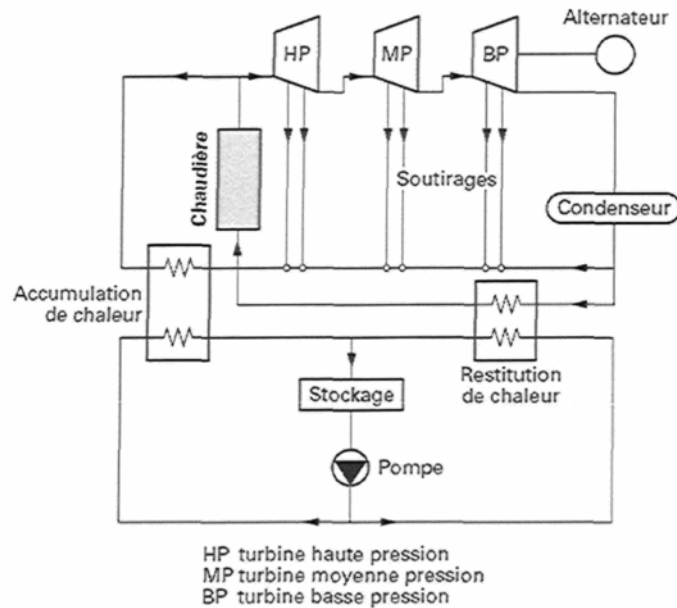


Figure 2-3 : Stockage d'énergie sous forme de chaleur sensible dans une centrale de production d'électricité [59]

Pour les deux types de stockage thermique à chaleur sensible et latente, peut être distingué le « stockage à court terme » ou stockage journalier, permettant de stocker l'énergie en période hors pointe pour décharger ensuite une fois la pointe de la demande atteinte avec un rendement allant au-delà de 90%, et le « stockage à long terme » destiné à fonctionner sur des périodes allant de quelques semaines à quelques mois avec des rendements restant toujours autour de 70% [58].

2.2.3. Stockage thermique à haute température dans des réfractaires

Une nouvelle technologie qui, malheureusement, n'a pas encore fait l'objet d'une réalisation, est celle du stockage de la chaleur sensible à haute température avec turbine (Figure 2-4). Elle consiste à utiliser l'électricité des heures creuses pour chauffer des réfractaires à 1400°C par l'intermédiaire des résistances électriques (avec un excellent rendement) lors du stockage, et à récupérer l'énergie accumulée, en injectant l'air comprimé chauffé par les réfractaires dans une turbine de gaz à haute température (supérieure à 1400°C) [60].

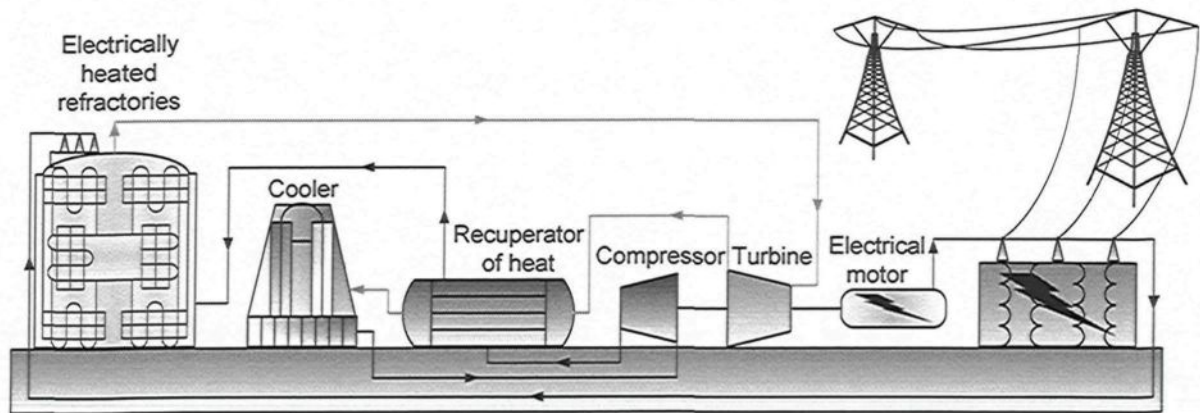


Figure 2-4 : Stockage de la chaleur à haute température avec turbine [61]

Cette turbine autorise un rendement de conversion de la chaleur en électricité de l'ordre de 65%-70% dans les cycles combinés [61]. De plus, à ce niveau de température, la densité d'énergie qu'il est possible de stocker dans des réfractaires est considérable. Il faut 500 kWh pour chauffer une tonne de réfractaires à 1400°C.

Ce système permet de stocker de très grandes quantités d'énergie sans risque majeur et sa réalisation n'est pas liée à des contraintes géologiques de site. Les pertes par autodécharge (pertes thermiques) sont relativement faibles surtout si le système est de grandes dimensions. À titre exemple [61], un réservoir de stockage thermique dimensionné pour 1000 MWh, ne mesurerait que 20 m de diamètre et 20 m de hauteur, soit un volume de 5000 m³. Ainsi, les coûts d'investissement envisagés pour ce type de systèmes de stockage d'électricité sont classés parmi les plus bas.

2.2.4. Stockage thermique à haute température de type THESE

C'est une nouvelle technologie qui a été baptisée THESE, acronyme en anglais de Thermal Energy Storage of Electricity. L'énergie est stockée sous forme thermique à haute température. Une installation de stockage de ce type comporte 2 enceintes garnies intérieurement de solides qui stockent l'énergie sous forme de chaleur sensible et de froid [62].

Les enceintes sont reliées par un groupe turbine-compresseur en circuit fermé qui fait office de pompe à chaleur.

Durant la phase de stockage, l'électricité est utilisée pour entraîner une pompe à chaleur qui transfère de la chaleur d'une enceinte vers une autre à température plus élevée. Pour la restitution de l'énergie, les enceintes sont reliées par une turbine à gaz qui exploite le froid et la chaleur à haute température qui sera transformée en énergie mécanique [62]. La chaleur résiduelle est conservée dans la première enceinte pour le cycle suivant.

La Figure 2- 5 illustre le fonctionnement du système durant la période de stockage. Les solides dans l'enceinte EBT se refroidissent progressivement. Le front thermique entre les couches à T_2 et celles à T_3 s'élève peu à peu. Toutefois, durant la majeure partie de cette phase, le gaz continue à sortir en haut du lit à température T_2 . Le phénomène symétrique s'observe dans l'enceinte EHT dans laquelle le front thermique descend [62].

La Figure 2- 6 illustre le fonctionnement lors du déstockage. Les enceintes sont maintenant reliées à travers une machine thermique (ensemble turbine-compresseur) qui exploite la chaleur entre les températures T_1 et T_2 . La machine entraîne une génératrice qui renvoie l'énergie dans le réseau. Le gaz circule toujours en boucle fermée mais le sens de passage est l'opposé de celui en mode de stockage [62].

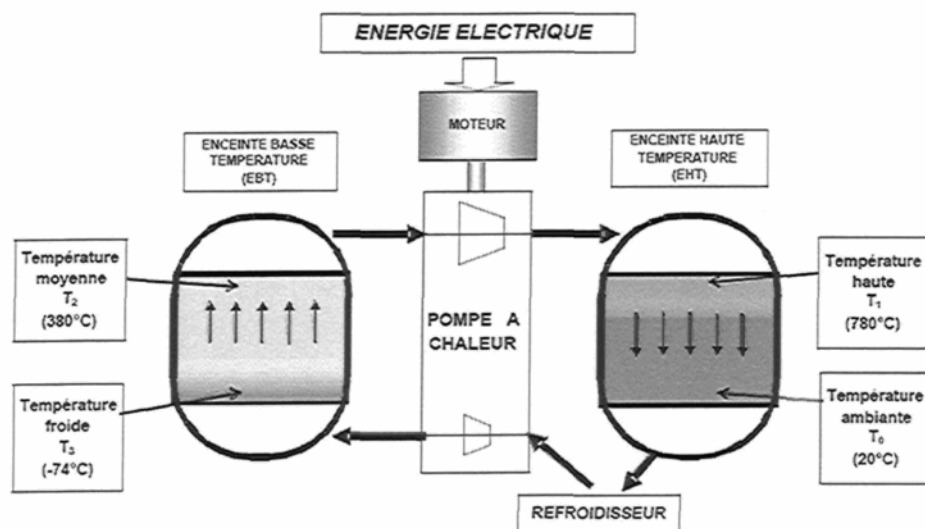


Figure 2- 5 : Schéma d'une installation THESE en mode stockage d'énergie [62]

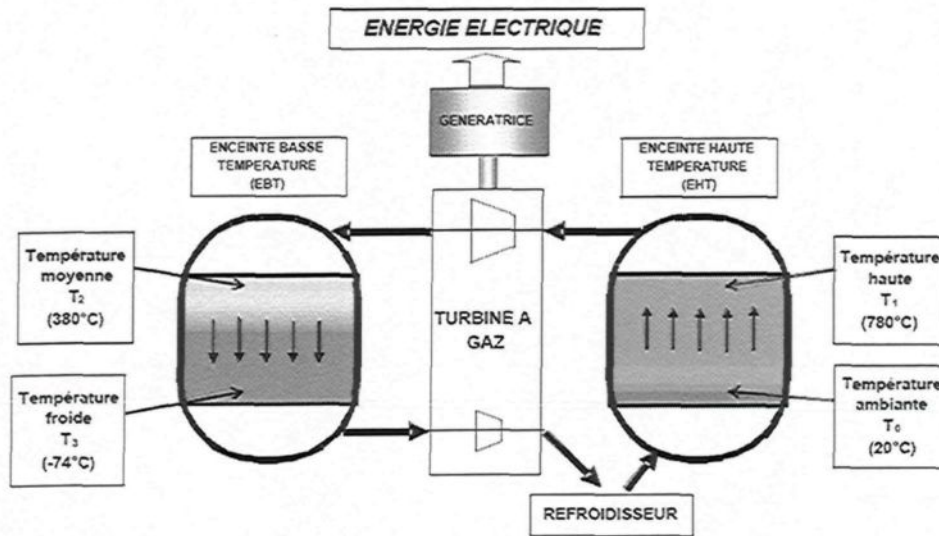


Figure 2- 6 : Schéma d'une installation THESE en mode déstockage d'énergie [62]

Les phases de stockage et de déstockage durent chacune plusieurs heures. La circulation du gaz au travers des lits solides est lente, ce qui rend très faibles les différences de température locales entre le gaz et les solides. De plus, les pertes de charge du gaz sont basses en comparaison aux pressions de fonctionnement.

Une particularité du procédé réside dans le fait que le froid généré en sortie de la pompe à chaleur (T_3) est stocké dans l'enceinte EBT. Lors du déstockage, ce froid permet de refroidir le gaz avant sa compression ce qui diminue le travail de compression à fournir par la turbine. Ceci a pour effet d'augmenter le travail utile exporté [62].

Un choix judicieux des paramètres de fonctionnement permet de minimiser les pertes, si bien que des rendements globaux supérieurs à 70% sont accessibles. Des capacités de stockage de 35 à 50 kWh/m³ sont réalisables en utilisant les techniques existantes.

Ce système convient plus particulièrement pour les grandes capacités de stockage devant être chargées ou déchargées en plusieurs heures. Cette technologie possède l'avantage de pouvoir être mise en œuvre n'importe où, y compris à proximité des centres de grande consommation. En principe, il n'y a pas de limite à la taille des installations qui peuvent stocker des milliers, voire des dizaines de milliers de MWh, avec des puissances de quelques dizaines à plusieurs centaines de MW [62].

Enfin, le stockage thermique de l'énergie, quelque soit sa configuration, peut être inclus dans des montages avec d'autres techniques de stockage d'énergie afin d'optimiser le fonctionnement global des installations [63].

2.3. Stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (Compressed Air Energy storage, CAES)

Le stockage sous forme d'air comprimé (CAES : compressed air energy storage) représente une technologie relativement mature avec plusieurs réalisations de grande puissance.

Une centrale de production d'électricité avec une turbine à gaz classique utilise près de deux tiers de la puissance disponible sur l'arbre pour la compression de l'air de combustion. Il apparaît donc possible, en séparant les processus dans le temps, de se servir de l'électricité disponible durant les périodes hors pointe pour comprimer de l'air avec un compresseur et l'emmagasiner dans un réservoir trivial tout en se fondant sur les principes de thermodynamique de conversion chaleur/travail. Ceci permet de déplacer la consommation du compresseur (2/3 de la production de la turbine) vers les périodes hors pointe.

Pour produire de l'électricité, l'air comprimé est réchauffé dans une chambre de combustion avant d'être relâché dans une turbine à gaz. Ceci permet de produire, pendant les heures de pointe, une puissance trois fois plus importante pour la même consommation du combustible ou de consommer moins de 40% du fuel consommé par une turbine classique à gaz ayant la même capacité énergétique [52]. La chaleur résiduelle de la fumée est récupérée et utilisée pour chauffer l'air (Figure 2-7).

Le stockage de l'air comprimé se fait à forte pression (40 à 70 bars) et à une température proche de l'ambiante. Ceci réduit son volume massique et diminue ainsi la capacité du réservoir de stockage. Les grandes cavernes situées à grande profondeur et constituées de roche de très bonne qualité ou les anciennes mines de sel ou cavités de stockage de gaz naturel souterraines représentent les meilleurs réservoirs de stockage pour l'air comprimé. Elles bénéficient de pressions géostatiques et par conséquent elles facilitent le confinement de la masse d'air stockée.

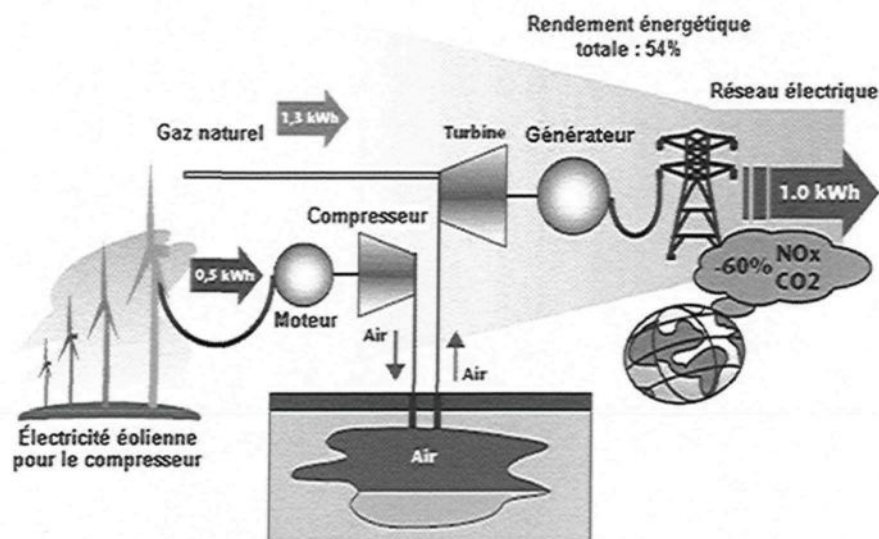


Figure 2-7 : Schéma de principe d'une installation de stockage à air comprimé

Les unités de stockage d'énergie à air comprimé présentent une technique de stockage de durée moyenne et se caractérisent par une densité volumique de l'énergie pour un tel système qui est de l'ordre de 12 kWh/m^3 [61], un rendement estimé à 54% (70% avec l'humidification de l'air comprimé et la récupération des gaz d'échappement) [64] et des puissances qui peuvent varier de quelques MW à quelques milliers de MW. Pour produire 1 kWh en restitution, il faut apporter 5800 kJ sous forme de combustible (au lieu de 13300 kJ avec une compression simultanée) et il a fallu absorber en heures creuses 0.7 à 0.8 kWh pour la compression de l'air [56]. L'amélioration du rendement ainsi que la diminution des frais d'exploitation nécessite de s'assurer que les fuites d'air (autodécharge) soient les plus faibles possibles.

Le CAES, ayant le même principe de fonctionnement qu'une centrale thermique, est caractérisé par un faible temps de démarrage qui lui permet de mettre en disposition l'énergie stockée sous forme d'air comprimé en 9 mn dans le cas de secours et environ 12 mn dans des conditions normales tandis qu'une centrale conventionnelle a besoin de 20 à 30 mn pour délivrer de l'énergie. De plus, selon des études récentes, la technologie de CAES est en mesure de faire concurrence aux turbines à gaz à cycle combiné.

Enfin, le développement d'installation de petite taille permet d'utiliser cette technologie de stockage à proximité des centres de consommation [57].

2.4. Stockage d'énergie dans des batteries redox (à circulation électrolyte : flow batteries)

Les batteries redox sont des batteries à circulation d'électrolytes dans lesquels les composés chimiques responsables du stockage de l'énergie sont liquides et restent en solution avec l'électrolyte. Ce type de batteries est caractérisé par l'utilisation de deux électrolytes circulant dans deux réservoirs séparés par une membrane microporeuse permettant seulement l'échange des ions entre les deux compartiments (inversion de sens entre charge et décharge).

Des différents électrolytes ont été développés par associations autour du brome : avec le zinc (ZnBr), le sodium (NaBr), le vanadium (VBr), le polysulfure de brome et, plus récemment, le polysulfure de sodium. Cette technologie est maintenant dominée par l'électrochimie basée entièrement sur le vanadium (Figure 2-8).

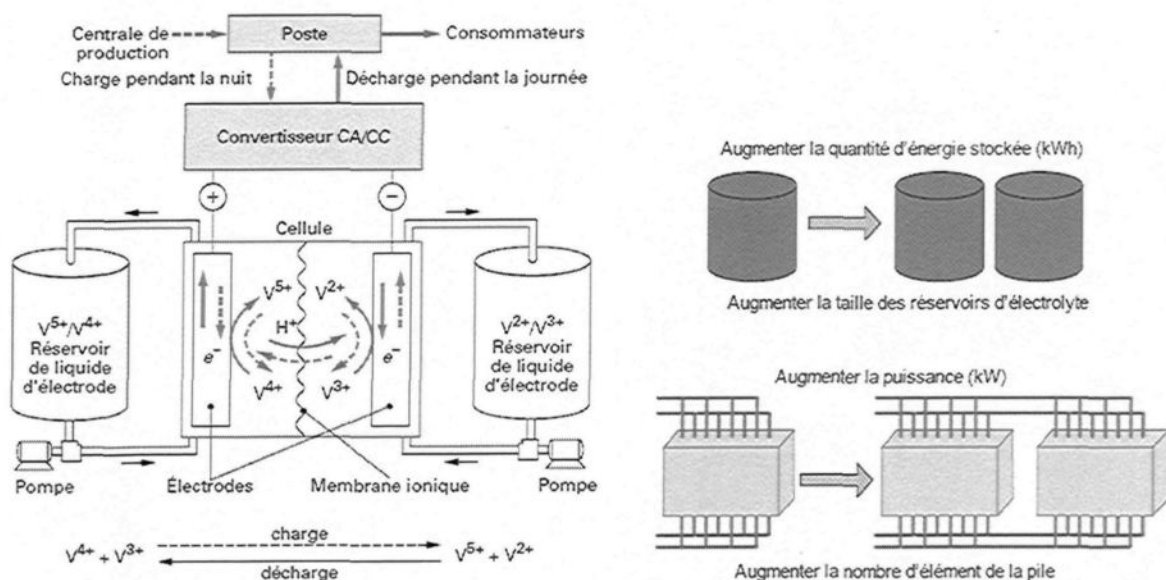


Figure 2-8 : Schéma de principe de la batterie redox de type Vanadium-redox (à gauche) [56] et la modularité du système de stockage avec des batteries-redox (à droite) [65]

Cette technique permet aux batteries redox de contourner la limitation des accumulateurs électrochimiques classiques (au plomb/acide ou nickel/cadmium par exemple) dans lesquels les réactions électrochimiques créent des composés solides qui sont stockés

directement sur les électrodes où ils se sont formés. La masse qu'il est possible d'accumuler localement est forcément limitée, ce qui fixe un maximum à la capacité des batteries classiques.

Ces batteries permettent d'avoir des capacités en énergie (kWh) et en puissance (kW) indépendantes l'une de l'autre, ce qui n'est pas possible avec les batteries classiques [52]. Par l'utilisation de grands réservoirs et le couplage de nombreuses cellules, de grandes quantités d'énergie peuvent être stockées et restituées en pompant les électrolytes vers les réservoirs (Figure 2-8) [65]. Le fonctionnement de ce type de batteries assure un rendement de 75% pour les modèles NaBr, ZnBr et 85% pour le type de vanadium (VBr) [66], [52].

2.5. Stockage sous forme d'hydrogène (Piles à combustible : Proton Exchange Membrane : PEM)

Les piles à combustible sont un des moyens pour restituer de l'énergie déjà utilisée pour produire de l'hydrogène par électrolyse de l'eau. Le système de stockage envisagé met en œuvre trois équipements : l'électrolyseur qui consomme de l'électricité d'heures creuses pour produire de l'hydrogène, la pile à combustible qui produit de l'électricité aux heures de pointe et un réservoir tampon d'hydrogène pour assurer l'adéquation des ressources aux besoins.

La pile a la particularité d'utiliser deux gaz : l'hydrogène H_2 et l'oxygène O_2 comme couple électrochimique. Les réactions d'oxydo-réduction qui s'opèrent dans la pile se produisent au sein d'une structure (la cellule électrochimique élémentaire) essentiellement composée de deux électrodes (l'anode et la cathode) séparées par un électrolyte, matériau permettant le passage des ions (Figure 2-9). Les électrodes mettent en jeu des catalyseurs pour activer d'un côté, la réaction d'oxydation de l'hydrogène, et de l'autre côté, la réaction de réduction de l'oxygène.

La tension thermodynamique d'une telle cellule électrochimique est de 1,23 volt (V). Toutefois, en pratique, la pile présente une différence de potentiel de l'ordre de 0,6 V pour des densités de courant de 0,6 à 0,8 A/cm². Le rendement d'une telle cellule est donc d'environ 50 %, l'énergie dissipée l'étant bien évidemment sous forme de chaleur. Plusieurs types de piles à combustible existent où elles se différencient selon la nature de leur électrolyte, le niveau de

leur température de fonctionnement, leur architecture et les domaines d'application dans lesquels chaque type peut être utilisé. Par ailleurs, chaque pile a des exigences différentes en termes de combustibles.

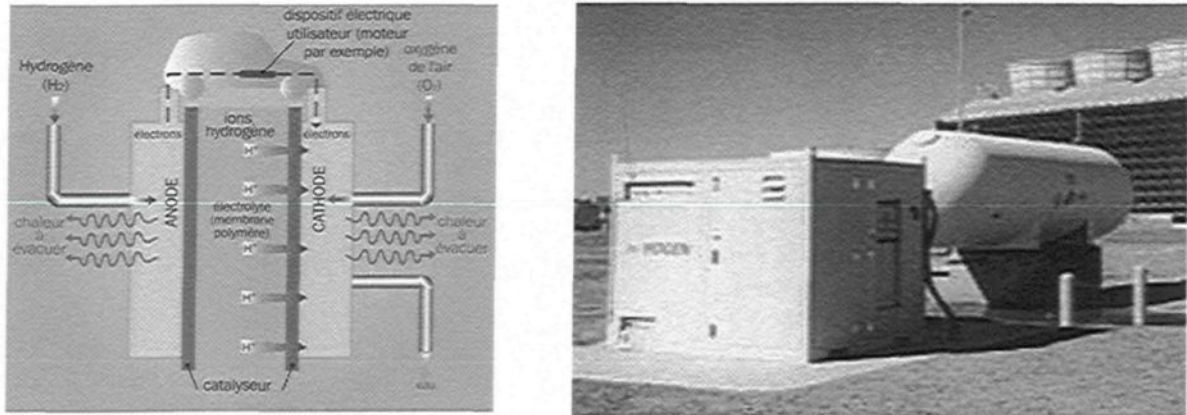


Figure 2-9 : À gauche : Schéma de principe d'une PEMFC alimentée en H_2 . À droite : Électrolyseur et réservoir de stockage d'hydrogène

Le stockage de l'hydrogène peut se faire en plusieurs modes tels que : comprimé, liquéfié, hydrures métalliques, etc. Pour des applications à grande échelle, l'hydrogène pourra être stocké dans des cavités souterraines, des nappes aquifères ou dans des cavités salines. Par contre, pour des applications stationnaires à petite échelle, la solution la plus simple actuellement est de faire appel à des réservoirs sous pression où leur volume varie de 10 L jusqu'à 10000 m^3 (Figure 2-9). Les bouteilles commercialisées actuellement permettent des pressions jusqu'à 350 bars.

L'association d'un électrolyseur et d'une pile à combustible pour le stockage de l'énergie électrique a un rendement global très faible (au mieux 70% pour l'électrolyseur et 50% pour la pile, 35% pour l'ensemble), un coût d'investissement encore prohibitif et une durée de vie insuffisante surtout dans le contexte des applications au réseau électrique.

2.6. Stockage d'énergie dans des batteries électrochimiques

Les batteries électrochimiques remplissent la double fonction de stockage (périodes hors pointe) et de déstockage (périodes de pointe) de l'électricité en alternant les phases de charge et

de décharge. Elles présentent la propriété de pouvoir transformer de l'énergie chimique générée par des réactions électrochimiques en énergie électrique et réciproquement, sans émission de polluants, sans nuisances sonores et avec des conditions de maintenance réduites.

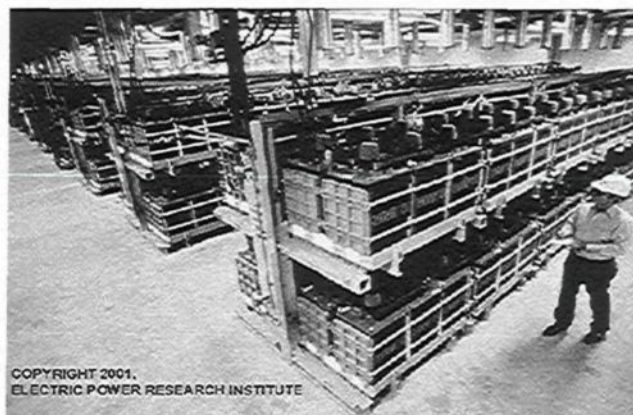
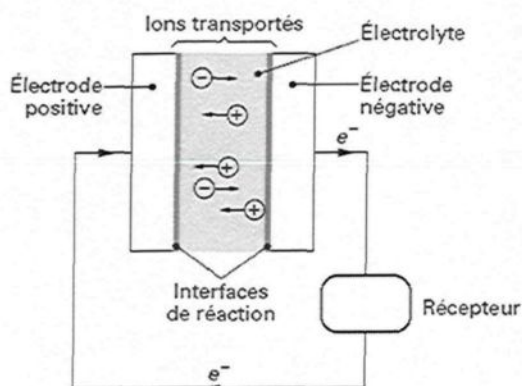


Figure 2-10 : Principe d'un accumulateur électrochimique (à gauche) [56] et Matrices des batteries montées en série et parallèle (à droite)

Ces accumulateurs sont constitués d'un couple électrochimique composé de deux électrodes séparées par un électrolyte. Des réactions d'oxydation ou de réduction interviennent aux interfaces des électrodes qui cèdent ou absorbent des électrons. Les ions ainsi générés circulent dans l'électrolyte (Figure 2-10). Il faut un grand nombre d'électrons échangés par mole ainsi qu'une réaction entre un élément très oxydant et un autre très réducteur afin d'obtenir une grande énergie stockée.

Les batteries se distinguent des autres moyens de stockage par une profondeur de décharge maximale (DOD : Depth Of Discharge) en dessous de laquelle la résistance interne de la batterie atteint des valeurs élevées pouvant entraîner la destruction du dispositif [67].

Les différentes technologies utilisées dans la fabrication des accumulateurs sont nombreuses: Plomb/Acide, Nickel/Cadmium, Nickel/métal-hydrure, Nickel/Fer, métal (zinc ou fer)/air, Sodium/Soufre, Lithium/Ion, Lithium/Polymère, etc. Leurs principales qualités sont l'énergie massique (Lithium jusqu'à 150 Wh/kg et 2000 W/kg) et la maturité technologique (Figure 2-11). Leur inconvénient majeur réside dans leur durée de vie relativement faible en cyclage de grande amplitude (quelques 100 à quelques 1000 cycles).

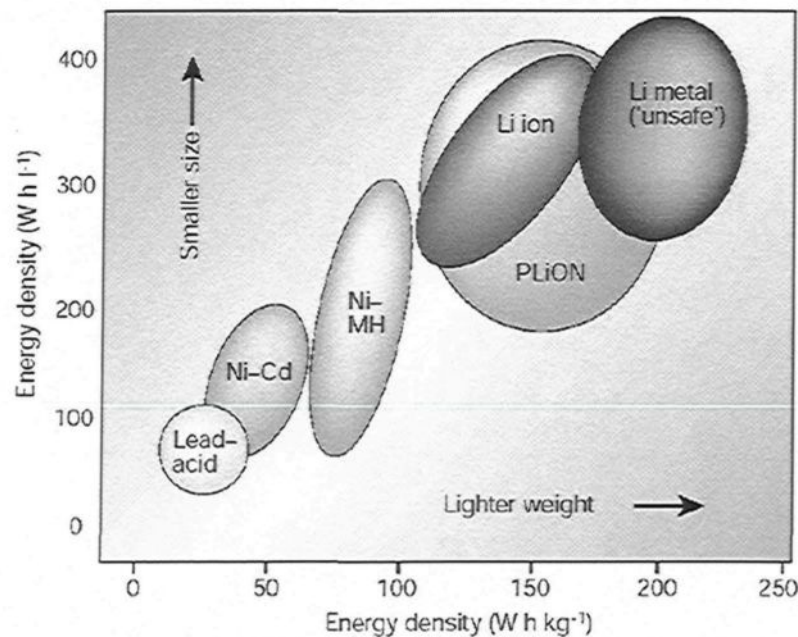


Figure 2-11 : Répartition des différentes technologies d'accumulateurs électrochimiques selon leurs densités d'énergie [68]

La durée minimale de décharge des accumulateurs électrochimiques descend difficilement en dessous du quart d'heure. Cependant, pour certaines applications, des puissances de quelques 100 W/kg, voire quelques kW/kg, peuvent être atteintes en quelques secondes ou quelques minutes. À la différence des condensateurs, leur tension reste plus stable en fonction de l'état de charge. Néanmoins, entre un fonctionnement en recharge à puissance élevée dans un état de charge proche du maximum et l'opposé, c'est-à-dire une décharge puissante au voisinage de la décharge profonde, la tension peut aisément varier dans un rapport de deux.

2.7. Stockage sous forme d'énergie cinétique (Accumulateur à volant d'inertie : Flywheel Energy Storage : FES)

Cette technologie de stockage utilise l'électricité en période hors-pointe pour faire tourner, à très grande vitesse, un volant d'inertie (flywheel). L'énergie emmagasinée dans le mouvement de l'appareil peut ensuite être utilisée pour produire de l'électricité.

Les accumulateurs à volant d'inertie (Figure 2-12) comprennent un volant massif ou composite associé à un moteur-générateur et à des paliers spéciaux (souvent magnétiques), le tout dans une enceinte de confinement sous très basse pression afin de minimiser les pertes d'autodécharge [60]. Ils n'ont besoin que de peu de maintenance sur leur longue durée de vie qui s'étend jusqu'à 20 ans et offrent une très grande capacité au cyclage (quelques 10000 à quelques 100000 cycles) déterminée par un dimensionnement en fatigue.

Pour le stockage de l'énergie dans un système de production électrique, des volants d'inertie de grande capacité énergétique doivent être envisagés. Pour 10 MWh par exemple, la masse nécessaire à la réalisation de tels volants serait de 1200 t pour l'acier doux et de 200 t pour des matériaux composites à fibres de carbone. Les pertes par frottement d'un volant de 200 t peuvent être estimées à environ 200 kW. Avec cette hypothèse et pour un rendement instantané de charge-décharge de 85%, le rendement global n'attendrait plus que 78% au bout de 5h et 45% au bout d'une journée. Les stockages de longues durées, avec un tel dispositif, ne sont donc absolument pas envisageables. Ceci fait des volants d'inertie une technique de stockage de courte durée avec une gamme des puissances qui peut aller jusqu'à 25 MW [69].

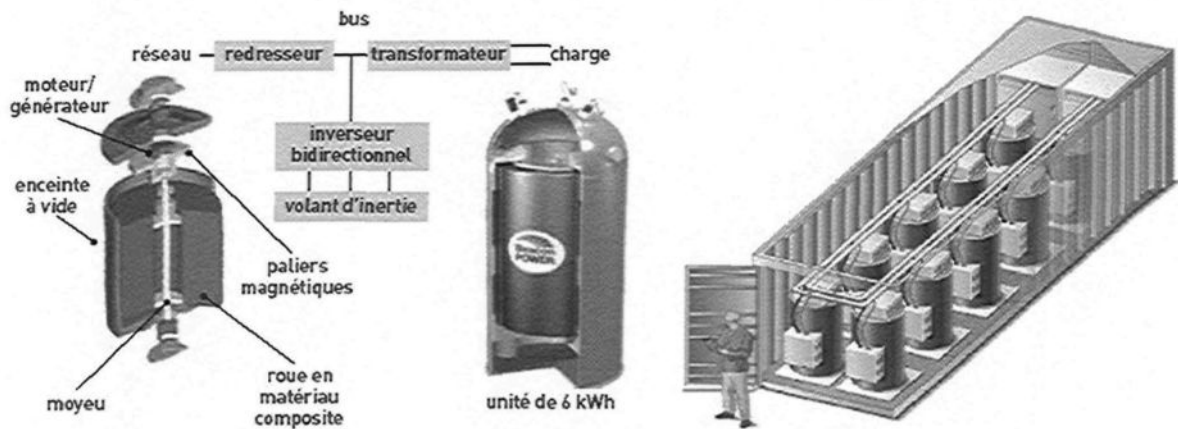


Figure 2-12 : À gauche : Accumulateur à volant d'inertie. À droite : Matrice des volants d'inertie [70]

2.8. Stockage d'énergie dans des inductances supraconductrices (SMES : Superconducting Magnetic Energy Storage)

Le stockage d'énergie dans une inductance supraconductrice (Figure 2-13) se fait directement sous la forme d'un champ magnétique produit par le passage d'un courant électrique continu circulant dans une bobine formée de câbles supraconducteurs de résistance électrique quasi nulle, constitué généralement de filaments en niobium/titane (NbTi) et qui opèrent à très basse température (-270°C). Ce courant augmente pendant la charge et décroît pendant la décharge et doit être converti pour être exploitable sous forme de tension continue ou alternative.

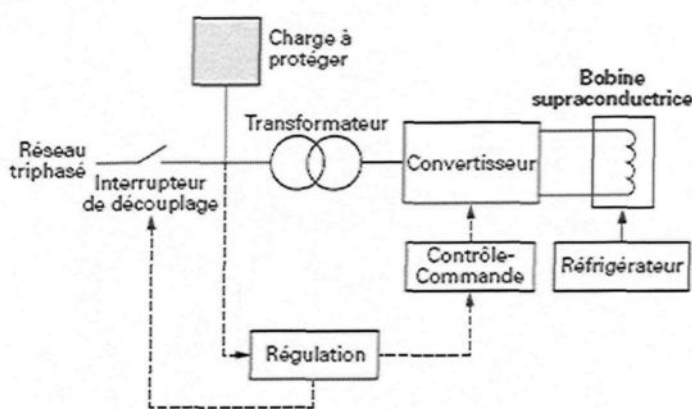


Figure 2-13 : À gauche : Principaux éléments d'un dispositif de stockage d'énergie magnétique par bobine supraconductrice [56]. À droite : Prototype d'un SMES [71]

Pour maintenir l'enroulement en état de supraconduction, celui-ci est immergé sous vide dans un bain d'hélium liquide afin de respecter les valeurs critiques des trois caractéristiques d'un matériau supraconducteur (la température : quelques $^{\circ}\text{K}$, l'induction magnétique : < 15 Tesla, la densité de courant : $< 104 \text{ A/mm}^2$) [69].

Un des avantages de ce système de stockage, de courte durée, est son très bon rendement instantané, voisin de 95% pour un cycle de charge-décharge [59]. De plus, ces systèmes ont la faculté de pouvoir décharger la totalité de l'énergie emmagasinée, à l'inverse des batteries. Ils sont très utiles dans les applications qui nécessitent de fonctionner

continuellement avec une charge et décharge totale et un très grand nombre de cycles. Leur temps de réponse rapide (inférieur à 100 ms) du système fait qu'ils peuvent être utilisés pour le réglage de la stabilité du réseau. La principale difficulté est liée au système de réfrigération qui, même s'il ne pose plus aujourd'hui de problème, accroît considérablement le coût et complique l'exploitation.

2.9. Stockage d'énergie dans des super-condensateurs

Ces éléments possèdent des caractéristiques à la fois des condensateurs et des batteries électrochimiques, sauf qu'il n'y a pas de réaction chimique ce qui accroît considérablement la cyclabilité. Le stockage d'énergie dans des super-condensateurs se fait directement sous la forme d'un champ électrique entre deux électrodes. Le principe est voisin de celui du condensateur mais l'isolant, qui sépare les électrodes, est remplacé par un électrolyte conducteur ionique dans lequel le déplacement des ions s'effectue le long d'une électrode conductrice à très grande surface spécifique (grains de carbone percolants ou polymères conducteurs micro-fibreux) [61].

Les énergies volumiques obtenues sont meilleures que dans les condensateurs (5 Wh/kg voire 15 Wh/kg), à un coût très élevé mais avec une constante de temps de décharge supérieure à cause de la lenteur de déplacement des ions dans l'électrolyte (puissance de 800 à 2000 W/kg). La conséquence directe est que la tension maximale d'utilisation se limite à quelques volts par élément (2,5 à 3 V, modules jusqu'à 1500 F (Farads)). Une mise en série (Figure 2-14), contrairement aux condensateurs, est nécessaire pour atteindre les tensions habituelles dans les applications de puissance et former des modules capables de stocker de l'ordre de 50 à 100 kW.

Les super-condensateurs se caractérisent par une durée de vie à priori sans limite mais en pratique de l'ordre de 8 à 10 ans, un rendement de l'ordre de 95% et une autodécharge de l'ordre de 5% par jour qui nécessite tout de même une consommation rapide de l'énergie stockée.



Figure 2-14 : À gauche : Supercapensateur de 2500 farades [72]. À droite : Banc des supercapensateurs mis en série [73].

3. Critères de choix

Les différentes technologies de stockage répondant aux critères techniques et économiques varient considérablement selon la nature d'applications et des besoins. La comparaison entre ces nombreuses techniques est rendue difficile, entre autres raisons, par la variété de leur degré de maturité [66].

Il est nécessaire, donc, d'analyser de façon critique les caractéristiques fondamentales des systèmes de stockage. Ceci permet d'établir des comparaisons entre les différentes technologies afin d'en choisir la meilleure et la plus adaptable à un système hybride éolien-diesel destiné à l'électrification des sites isolés, en tenant en considération leurs gestions, dimensionnements, coûts et impacts sur l'environnement.

Les caractéristiques principales des moyens de stockage (systèmes et convertisseurs de puissance), sur lesquelles se base le choix, sont discutées dans les sous-sections suivantes.

3.1. Capacité de stockage

La capacité énergétique de stockage représente la quantité d'énergie disponible dans le dispositif de stockage à la fin de la charge (W_{st}). C'est un critère fortement dimensionnant et dépend principalement de la profondeur de décharge et du rendement du cycle charge-

décharge [72]. En charge ou décharge très rapide, le rendement se dégrade et l'énergie extractible peut être très inférieure à la capacité énergétique. À l'opposé, c'est l'autodécharge qui va pénaliser le bilan en régime très lent.

3.2. Puissance disponible

Ce paramètre fixe la constitution et la taille du moteur/générateur dans la chaîne de conversion de l'énergie emmagasinée. Il est généralement exprimé à l'aide d'une valeur moyenne $P_{\text{moy}}(W)$ ainsi qu'une valeur crête souvent utilisée pour représenter la puissance maximale de charge ou de décharge $P_{\text{max}}(W)$.

3.3. Taux de transmission de puissance

Le stockage d'énergie se fait lentement pour qu'elle, ensuite, soit livrée assez rapidement sur demande. C'est surtout la puissance de sortie (décharge) qui peut représenter une limite nommée le taux de transmission de puissance qui détermine par conséquence l'énergie inutilisée. Si cette énergie est considérable, elle représente alors, soit une conception non optimale du système, soit une limite fondamentale du dispositif de stockage pour l'application en vue [74].

3.4. Temps de décharge ou constante de temps

Ce critère représente le temps requis pour extraire la proportion exploitable (W_{ut}) de l'énergie emmagasinée (W_{st}). Il est défini par le rapport entre la capacité énergétique (ou énergie utilisable) et la puissance maximale, $\tau(s) = W_{\text{ut}} / P_{\text{max}}$. Il dépend de la profondeur de décharge et des conditions de fonctionnement du système, puissance constante ou non. Elle caractérise l'adéquation du système avec certaines applications. La difficulté de découpler, aussi aisément, les dimensionnements en puissance et en énergie ne permettent pas un choix optimal de la constante de temps pour la plupart de technologies de stockage.

3.5. Rendement

C'est le rapport entre l'énergie restituée et l'énergie stockée, $\eta = W_{ut}/W_{st}$. Sa définition est souvent simpliste parce qu'elle est fournie pour un seul point de fonctionnement [75]. Or, il y a des pertes en charge et des pertes à vide ou par autodécharge. La définition du rendement doit donc se baser sur un ou plusieurs cycles réalistes en rapport avec l'application. Un système optimisé avec une faible constante de temps aura un meilleur rendement pour des sollicitations rapides.

La puissance instantanée est aussi l'un des facteurs qui régit le rendement et duquel dépend la quantité d'énergie totale récupérée au cours d'une décharge complète (Figure 2-15). Pour que le dispositif de stockage soit réellement concurrentiel, le rendement global doit être bon. Ceci impose à la chaîne de transfert de puissance d'être optimisée pour minimiser les pertes lors du passage de l'énergie ainsi que des pertes par autodécharge des plus limitées. Cet aspect de conservation de l'énergie est un point crucial si l'application visée est du lissage de consommation journalière. La Figure 2-15 représente la complexité des variations du rendement d'une batterie plomb-acide avec le point de fonctionnement et l'état de charge.

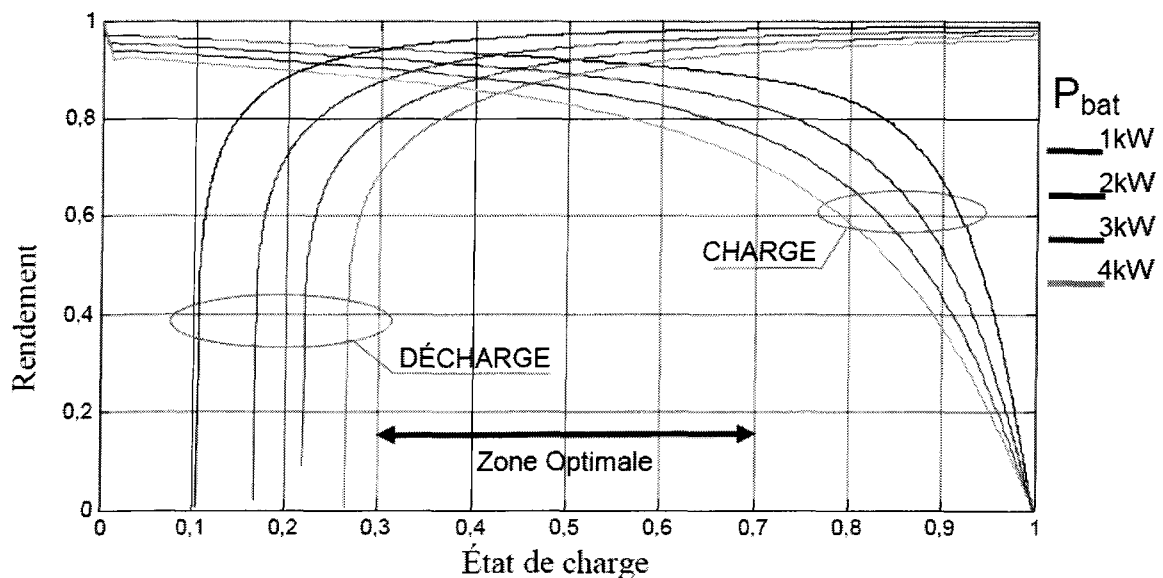


Figure 2-15 : Courbes de rendement d'un accumulateur au Plomb 48V – 310Ah (15 kWh pour une décharge en 10 h) paramétrées en puissance [76]

3.6. Profondeur de décharge

Le fonctionnement d'un dispositif de stockage se caractérise aussi par la profondeur de décharge PDD. Ce facteur représente le pourcentage de la capacité énergétique maximale du moyen de stockage déchargé au cours d'un cycle d'un fonctionnement (c'est-à-dire avant que le dispositif de stockage soit entièrement rechargé) [77] :

$$PDD = (W_{\max} - W_{\min}) / W_{\max} \quad (2-1)$$

W_{\max} est la capacité maximale du dispositif de stockage et W_{\min} la quantité d'énergie restante à la fin de la décharge.

3.7. Cyclabilité

C'est le nombre de fois où le dispositif du stockage peut restituer le même niveau d'énergie après chaque nouvelle recharge pour lequel il était dimensionné. Elle caractérise la durée de vie du dispositif de stockage et est exprimée en nombre maximal de cycles N (un cycle correspond à une charge et une décharge). Ce critère est fortement lié à la fatigue ou usure lors des cycles.

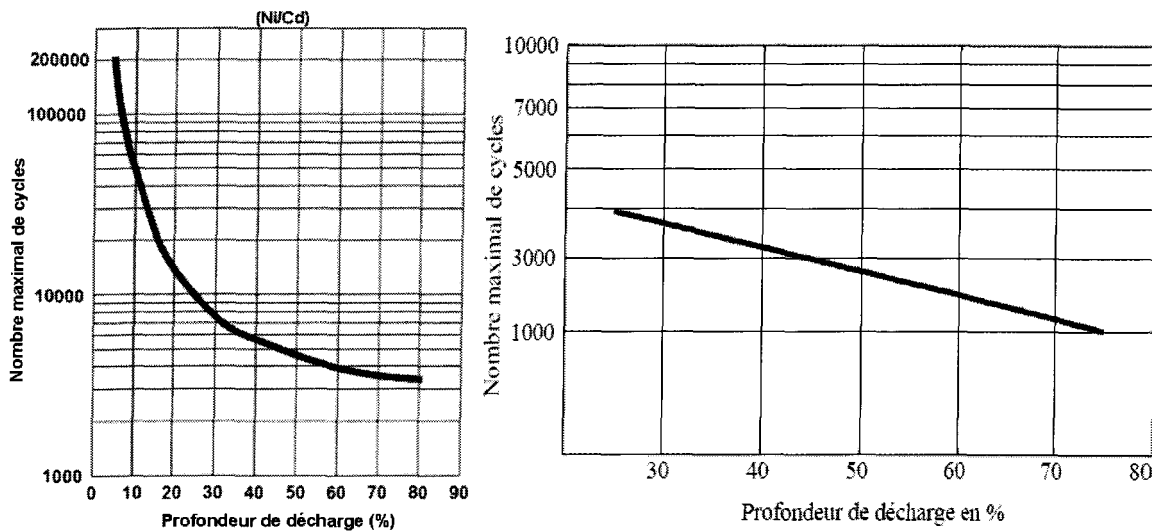


Figure 2- 16 : Évolution du nombre de cycles en fonction de la profondeur de décharge pour des accumulateurs électrochimiques (Ni/Cd (à gauche), Plombe/acide (à droite))

Quand un dimensionnement en limite d'endurance d'un dispositif de stockage permet un très grand nombre de cycles théoriques, cela représenterait un principal avantage qui peut être pris en considération pour choisir le système. Il dépend aussi de l'amplitude des cycles et/ou de l'état de charge moyen ainsi que de la profondeur de décharge [78]. Toute baisse du PDD se manifestera par une prolongation de la durée de vie du dispositif de stockage (Figure 2- 16).

3.8. Autonomie

C'est la durée maximale durant laquelle le dispositif pourrait restituer, continuellement, de l'énergie emmagasinée. Elle est définie par le rapport entre la capacité énergétique (énergie restituable) et la puissance de décharge :

$$a = W_{ut} / P_d \quad (2-2)$$

L'autonomie diffère selon le type de stockage et la nature de l'application (Figure 2-17). Elle représente le critère essentiel pour les applications à petite échelle (quelques dizaines de kW) en site isolé et faisant appel aux énergies renouvelables intermittentes.

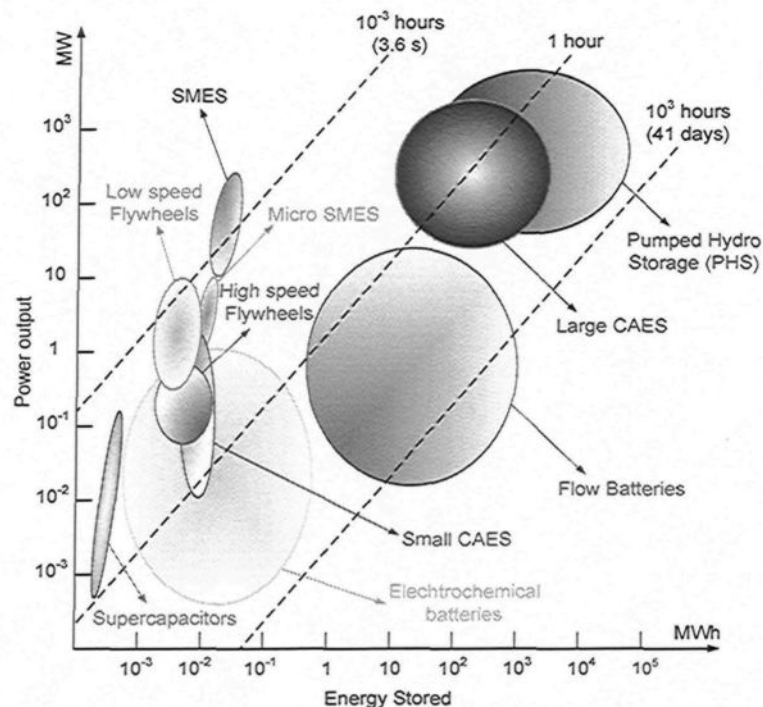


Figure 2-17 : Comparaison des technologies de stockage en fonction de l'autonomie [79]

2.9. Coûts

Comme tout investissement, un dispositif de stockage n'est intéressant que si la somme des gains qu'il procure est supérieure à la somme des coûts qu'il occasionne principalement. Ce sont le capital investi qui est la part la plus marquante pour l'acheteur et les frais d'exploitation (maintenance, énergie perdue lors des cycles, vieillissement), et cela sur toute la durée de vie.

Les systèmes qui se dégradent le plus vite en cyclage et dont le rendement est le plus mauvais, sont généralement les moins coûteux à l'investissement. Il est donc indispensable, pour minimiser les coûts, d'effectuer une analyse sur la durée de vie escomptée du système complet incluant le dispositif de stockage [60].

Sachant que le coût des frais de fonctionnement, actualisé sur la durée de vie, est supposé proportionnel au coût d'investissement (de l'ordre de 40% de ce coût pour une durée de vie de 20 ans pour des ouvrages de production électrique), le coût total du stockage peut s'exprimer sous la forme d'une régression multiple comme suit [59] :

$$C_t \cong 1.4(aC_1 + C_2)P_d \quad (2-3)$$

C_1 (en \$/kWh), C_2 (en \$/kW), a et P_d représentent, respectivement, le coût proportionnel à la capacité énergétique, le coût proportionnel à la puissance de charge, l'autonomie et la puissance maximale de décharge.

3.10. Domaines de faisabilité et adaptation à la source de production

Le type de stockage optimal est intimement lié à la nature de l'application (application de faible et moyenne puissance en sites isolés, application pour la connexion au réseau,...) et au type de production (stationnaire, embarquée). Pour que le rendement d'un dispositif de stockage soit élevé, il vaut mieux qu'il soit bien adapté à la source de production de l'énergie (conventionnelle, renouvelable) afin qu'il puisse travailler en harmonie avec les centrales de production.

3.11. Densité massique et volumique d'énergie

La masse et le volume de dispositifs de stockage sont des facteurs importants pour certaines applications (importance particulière pour la densité énergétique massique dans les applications embarquées, mais elle revêt une moindre importance dans les applications stationnaires). La caractérisation de ces deux facteurs se fait, respectivement, par la densité massique d'énergie et la densité volumique d'énergie. Elles représentent les quantités maximales d'énergie accumulée par unité de masse ou de volume du dispositif de stockage.

3.12. Autodécharge

L'autodécharge est la proportion de l'énergie initialement contenue dans l'unité de stockage qui s'est dissipée en un temps donné en dehors de toute utilisation.

3.13. Équipements de contrôle et de surveillance

Les équipements de contrôle et de surveillance des moyens de stockage tant sur le plan de la quantité que de la sûreté du stockage ont des répercussions sur l'accessibilité et la disponibilité de l'énergie.

3.14. Contraintes opérationnelles

Notamment sur les aspects liés à la sécurité (explosion, rejets, éclatement (comme dans le cas du stockage à volant d'inertie), etc.) ou aux conditions de fonctionnement (température, pression, etc.), peuvent influencer sur le choix d'une technologie de stockage en fonction des types de besoins énergétiques.

3.15. Fiabilité

La fiabilité d'un système de stockage importe toujours, parce qu'elle constitue la garantie du service sur demande [74]. Du point de vue technologique, la fiabilité n'est pas seulement

une question de respect des normes pour l'alimentation en électricité, mais aussi de maintenance, compte tenu des conditions particulières des régions d'exploitation surtout les plus isolées. Les sites isolés sont souvent caractérisés par une infrastructure (communication, services, etc.) pauvre, un accès difficile et un manque de personnel qualifié [22].

3.16. Aspect écologique

Bien que ce paramètre ne constitue pas une réelle description des possibilités du système de stockage, le caractère écologique du produit (matériaux aisément recyclables) est un argument de vente très fort. Par exemple, dans les pays nordiques (Suède, Norvège), une certaine frange de la population préfère payer plus cher une énergie propre plutôt que de continuer à polluer le pays [73]. La dimension psychologique n'est donc pas négligeable dans ce type de produits à vocation écologique.

3.17. Autres caractéristiques

Il existe d'autres caractéristiques comme : la simplicité de conception, la facilité de maintenance, la souplesse de l'exploitation et l'utilisation (l'exploitant s'intéresse beaucoup à cette caractéristique), la rapidité du système à mettre en disposition l'énergie stockée (temps de réponse du dispositif du stockage), etc.

4. Comparaisons entre les différentes techniques de stockage

4.1. Généralités

Les comparaisons habituelles des moyens de stockage utilisent la représentation du diagramme de Ragone. La théorie de Ragone et le plan de représentation associé permettent de caractériser les différents composants à l'égard du couplage énergie/puissance. Elle permet de donner les performances en énergie et puissance massiques [66]. Il s'agit d'un moyen de comparaison surtout intéressant pour les applications dans lesquelles la masse est un critère très important, mais dans le contexte de traitement de l'énergie électrique, la durée de vie et le

coût total (investissement, énergie perdue et vieillissement en cyclage) constituent des critères encore plus importants.

La théorie de Ragone conduit également à distinguer différents types de stockage par leurs propriétés asymptotiques en fonction d'une puissance de restitution en évaluant la proportion d'énergie récupérable par rapport à l'énergie potentiellement disponible dans un stockage lorsque la décharge se produit à une puissance P_d donnée. Cette théorie établit ainsi une forme de stockage qualifié de potentiel qui permet de récupérer toute l'énergie pour une puissance de restitution P_d nulle [53].

Les paramètres de performance des dispositifs de stockage sont souvent exprimés en grande variété de domaines d'application et d'unités. Les diagrammes suivants (Figure 2-18, Figure 2-19, Figure 2-20, Figure 2-21, Figure 2-22 et Figure 2-23) sont prévus pour fournir une comparaison conventionnelle et compréhensible, basée sur la théorie de Ragone, des différentes techniques de stockage. Les données représentent des dispositifs typiques dans chaque catégorie, mais peuvent ne pas couvrir tous les produits disponibles.

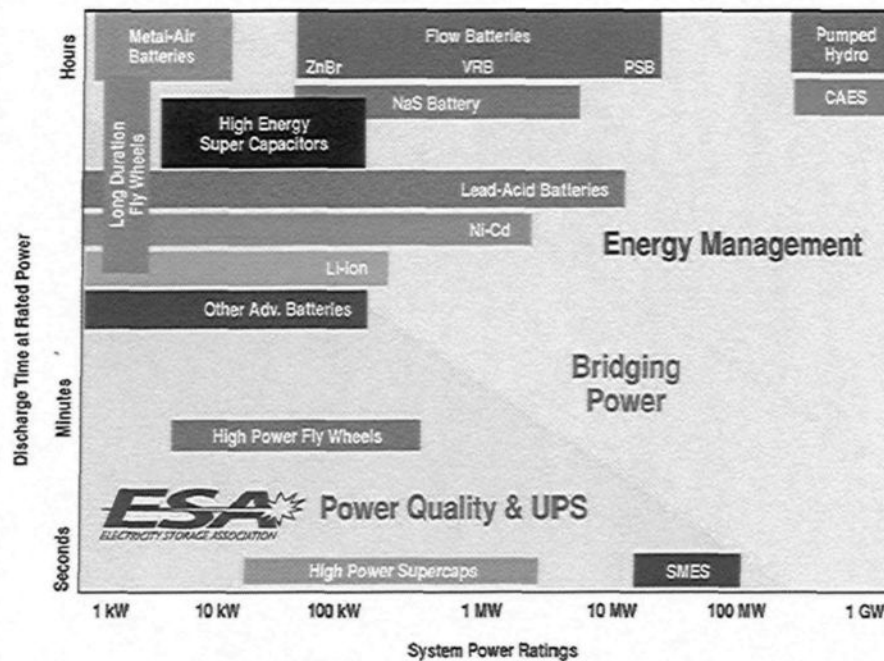


Figure 2-18 : Domaines d'applications en fonction de la puissance demandée et temps de décharge [52]

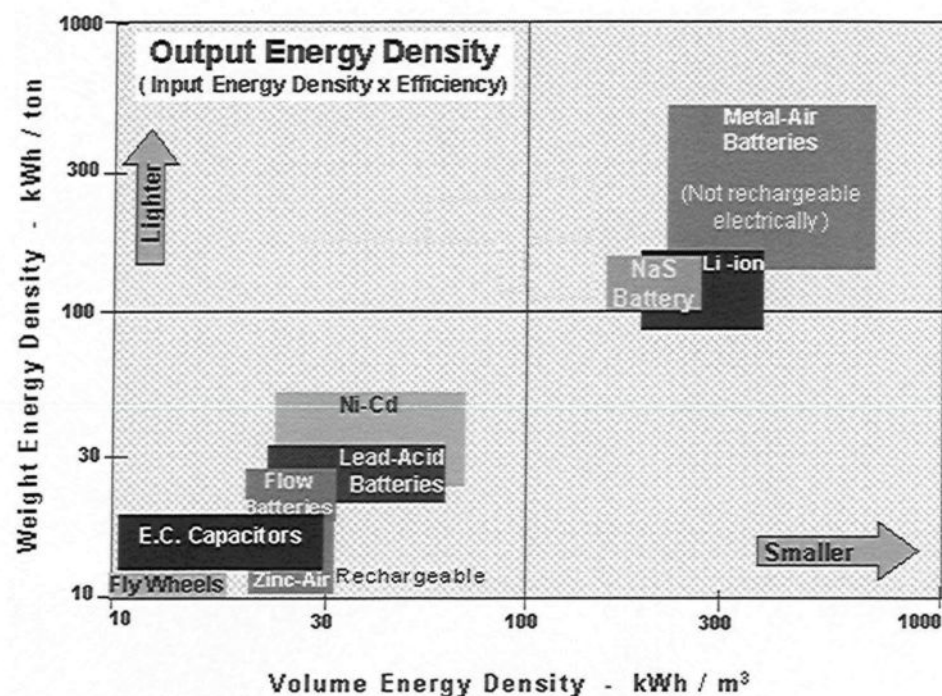


Figure 2-19 : Comparaison entre les densités massique et volumique d'énergie stockée pour des applications à petite échelle [52]

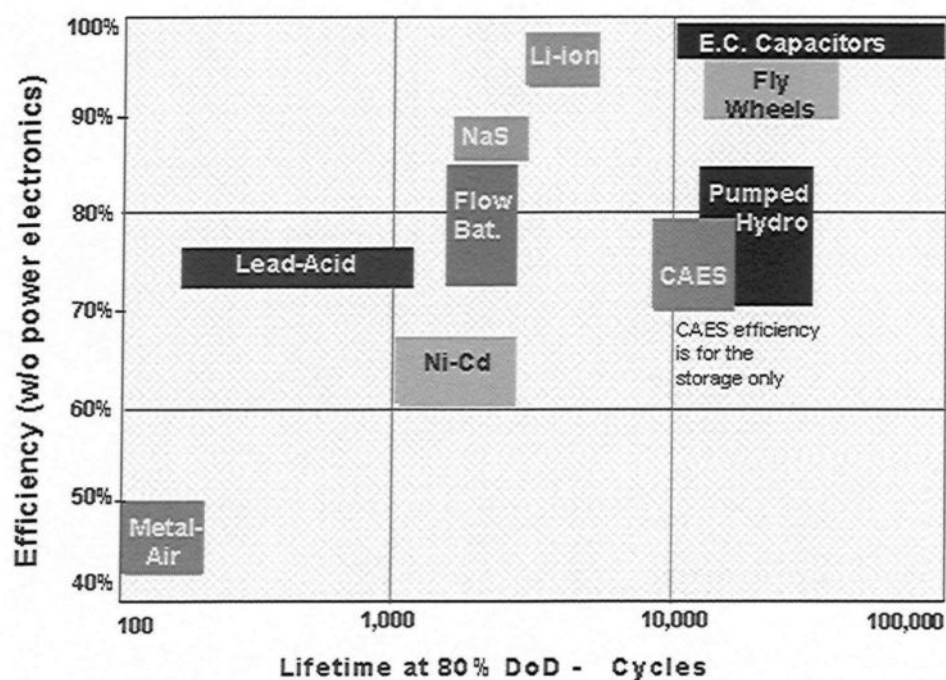


Figure 2-20 : Comparaison entre l'efficacité énergétique et la durée de vie définie par le nombre des cycles [52]

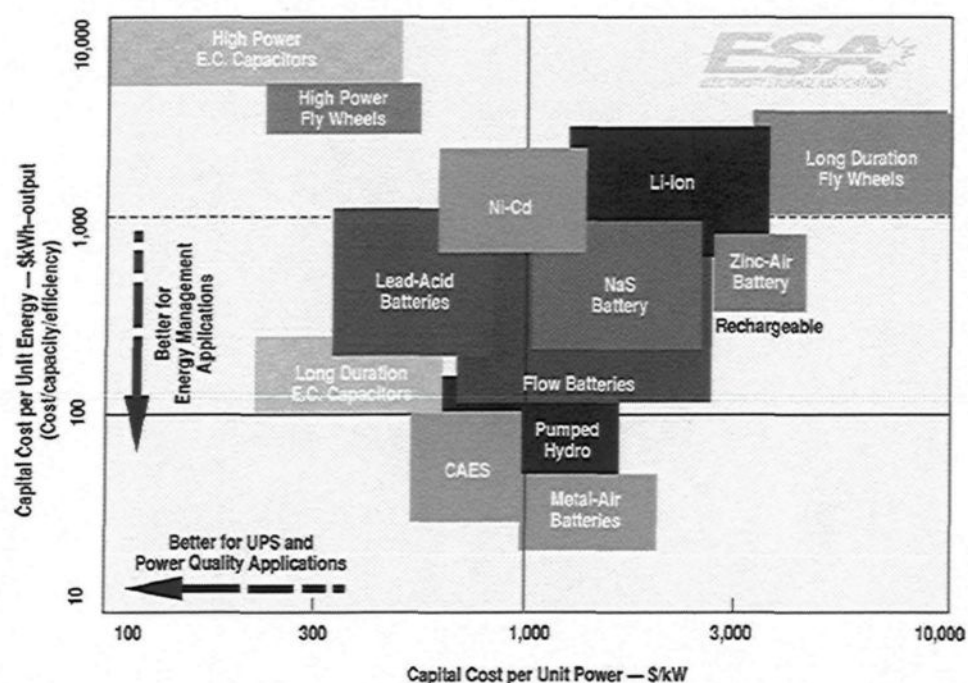


Figure 2-21 : Comparaison entre les coûts d'investissement par unité de puissance ou par unité d'énergie [52]

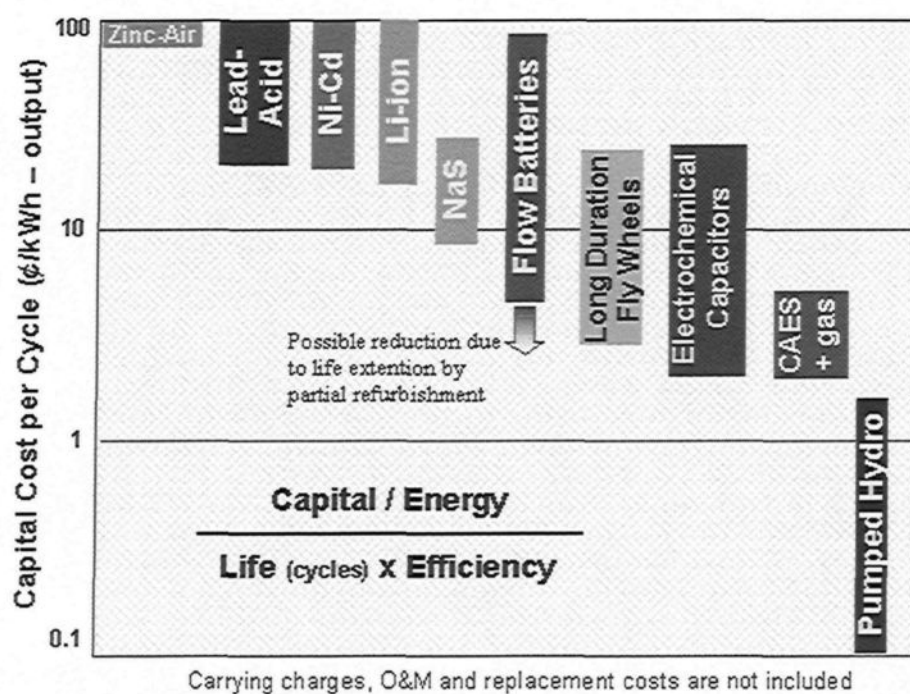


Figure 2-22 : Comparaison selon les coûts d'investissement calculés par cycle de charge/décharge [52]

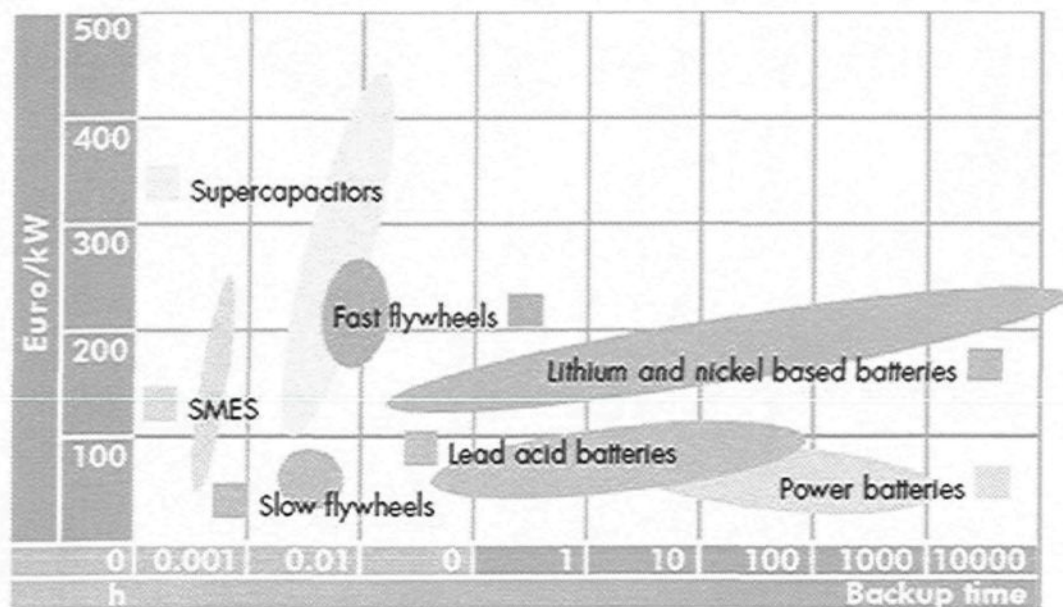


Figure 2-23 : Comparaison selon le coût de la puissance installée en fonction du temps de décharge [80]

4.2. Synthèse générale

Les Figure 2-18 à Figure 2-23 constituent une analyse comparative des différentes technologies de stockage actuellement en usage et donnent une idée des caractéristiques, les domaines d'application et les performances de rendement et de cyclabilité de chaque technologie de stockage. Cependant, il est clair que ces comparaisons sont excessivement simplistes.

Il est à constater aussi que plusieurs techniques de stockage sont déjà mises en œuvre à grande échelle dans le but de faciliter la gestion du réseau, mais aussi de favoriser la pénétration de l'énergie éolienne. Par contre, d'autres technologies sont encore soit à l'état de prototypes (batteries redox) ou d'étude (thermique avec réfractaires et turbine). Certaines de ces technologies sont liées à des sites particuliers et ne peuvent donc pas être implantées partout, mais d'autres pourraient facilement être développées en tous lieux et faciliter ainsi l'utilisation de l'énergie éolienne.

Les systèmes de stockage à petite/moyenne échelle (idem à court terme) permettent de transférer rapidement des puissances élevées sur des durées pouvant aller de la seconde à la dizaine de minutes. Actuellement, les marchés actuels du stockage moyenne/petite échelle sont dominés par les accumulateurs électrochimiques, essentiellement pour des raisons de coûts et de disponibilités de technologies.

Les investissements nécessaires pour implanter une installation de stockage dépendent de la quantité d'énergie stockée, de la puissance souhaitée, du temps de décharge (Figure 2-20, Figure 2-21 et Figure 2-22), des caractéristiques propres du projet et de la nature du site.

Les caractéristiques techniques des systèmes de stockage peuvent entraîner d'importantes contraintes de fonctionnement et réduire leur domaine d'utilisation. Le couplage ou hybridation de technologies ayant des propriétés complémentaires est dans certains cas nécessaire pour contourner les difficultés liées à l'utilisation d'un dispositif unique. Toutes les solutions présentées précédemment peuvent être associées afin d'obtenir une unité permettant simultanément de lisser les fluctuations de puissance, d'atténuer les effets de périodes de faible ou forte production et assurer la continuité de l'alimentation par l'électricité.

Par exemple, le démarrage d'une unité de stockage d'énergie à base d'hydrogène se fait en à peu près 1 minute. Ce régime transitoire ne lui permet pas d'être utilisé seul comme système de stockage d'énergie. Il faut alors envisager de l'associer à un dispositif dont l'énergie est disponible instantanément. Une supercapacité pourra par exemple assurer la fourniture d'électricité à l'utilisateur pendant la mise en marche des différents composants de l'USH. Les deux unités de stockage ont un dimensionnement équivalent en puissance, mais pas en énergie. La super-capacité ne fonctionnera que pendant un court instant. Sa capacité relativement faible devant celle de l'USH qui fonctionnera en tant que principal dispositif de stockage.

L'hybridation du stockage peut aussi conduire à améliorer les performances du système électrique. Une bonne stratégie de gestion de l'énergie permettra de faire fonctionner les différentes unités de stockage dans des plages où leur rendement est maximisé.

Le type de stockage optimal est intimement lié à la nature de l'application et au type de production: un petit système dans un site isolé nécessitera de stocker une énergie de quelques

dizaines de Wh et une grande centrale nécessitera un stockage de plusieurs MWh. Par conséquent, les technologies de stockage répondant aux critères techniques et économiques seront nécessairement de types différents. Cependant, il ne faut pas écarter un système de stockage associé à l'éolien à cause de son faible rendement global car les pertes dans les systèmes de conversion peuvent globalement ne pas être si pénalisantes si cela permet de maintenir en permanence une production constante [81].

Enfin, les solutions de stockage d'énergie sont nombreuses et tellement différentes dans leurs spécifications et leurs caractéristiques fondamentales (techniques et économiques). Pour cette raison, la comparaison entre elles, basée sur les diagrammes de Ragone, est rendue difficile, entre autres raisons, par la variété de leur degré de maturité et la difficulté de dégager la technologie convenable pour l'associer au système hybride éolien-diesel en tenant compte de ces critères sachant que chaque diagramme montre une préférence d'une technologie par rapport à l'autre selon un seul critère de choix et non selon la globalité de tous les caractéristiques cités précédemment. Pour ces raisons, une synthèse particulière plus poussée est nécessaire pour aboutir au choix du système de stockage adaptable au SHED.

4.3. Synthèse particulière concernant le type de stockage associé au SHED

Le caractère éminemment aléatoire et variable dans le temps de l'énergie éolienne rend indispensable le couplage de ce type des générateurs électriques avec des moyens de stockage de l'énergie. Ceci permet de réduire les difficultés de l'énergie éolienne ainsi que les problématiques du système hybride éolien-diesel (SHED) présentés dans le chapitre I et maximiser le pourcentage d'énergie éolienne dans l'énergie annuelle totale (le TPE). Pour cette raison, il est important de choisir un dispositif de stockage assez dynamique et adaptable au système hybride afin qu'il soit capable d'agir en temps réel, en fonction des fluctuations de la puissance générée et consommée [50].

Il est important de rappeler que le système hybride éolien-diesel est destiné pour des applications à moyenne et à petite échelles aux sites éloignés du réseau central. De plus, le moteur diesel subit une surconsommation parce qu'il doit être maintenu en fonctionnement

ralenti quand la vitesse du vent est moyenne afin de diminuer le temps de réponse à une chute de la vitesse de vent et réduire le temps de démarrage et de chauffe du moteur. Vu que les prix de transport du carburant sont élevés et les frais d'exploitation du diesel sont chers par rapport à ceux de l'éolienne, il est indispensable de penser à une technologie de stockage qui permettra une diminution de la consommation du diesel, qui ne nécessite pas un entretien à court terme et qui a une longue durée de vie dans le but de rendre le projet rentable économiquement et efficace énergétiquement et écologiquement.

Dans la suite, sera présentée la synthèse qui justifie le choix de la technologie de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé pour être associée au système hybride éolien-diesel en détaillant les raisons qui ont abouti à exclure les autres technologies.

✎ **Batteries électrochimiques :** Le courant électrique fourni par les batteries électrochimiques, généralement modeste, ne permet pas une fourniture directe de l'énergie électrique produite au consommateur, particulièrement lorsque la demande en puissance est élevée. Le stockage dans des batteries-tampons est alors un moyen de stocker au moins temporairement l'électricité produite à un moment différent de la consommation d'une part, et de restituer cette énergie à un niveau de puissance éventuellement mieux adapté que ce qu'il serait possible d'avoir par une utilisation directe de l'énergie éolienne d'autre part.

Les batteries au plomb-acide constituent l'investissement le plus économique au moment de la livraison du système. Malheureusement, ces batteries sont sensibles aux usages abusifs et présentent divers inconvénients qui nécessitent de mener encore des travaux de recherche, notamment pour améliorer leur durée de vie qui est souvent bien inférieure à celui du dispositif générateur. En effet, les batteries au plomb dans leur technologie actuelle acceptent assez mal les décharges profondes et elles constituent souvent la principale source de défaillance et d'arrêt définitif du système. La profondeur de décharge est, en effet, responsable de la dégradation de ces batteries, conduisant à une réduction notable de leur durée de vie lorsqu'elles sont utilisées dans ces conditions. Leur durée de vie en cyclage (charges et décharges) est, dans le meilleur des cas, de l'ordre du millier des cycles (environ 3 ans avec un cycle journalier et

beaucoup moins dans des situations de lissage réseau), ce qui est très insuffisant dans des systèmes de production dont la durée de vie est de l'ordre de 20 à 30 ans [61]. De plus, la « mort subite » des batteries au plomb en fin de vie est difficilement compatible avec les exigences d'alimentation fiable en sites isolés.

Les batteries alcalines (Ni/Cd et Ni/MH) sont beaucoup plus performantes, robustes mais plus coûteuses. Elles sont mieux adaptées aux températures basses et utilisées lorsqu'une grande fiabilité est demandée. Par contre, les batteries Ni/Cd souffrent selon le mode d'utilisation, d'un "effet mémoire" réduisant la capacité utilisable. L'effet est cependant réversible et un cyclage approprié permet de retrouver la capacité initiale.

Techniquement, les batteries au lithium présentent les meilleures performances. L'autodécharge des accumulateurs Li/ion est en effet faible alors que leur énergie massique stockée est bien supérieure. Ils permettent par ailleurs un cyclage à grande profondeur de décharge avec un impact moindre sur les performances comparativement à l'accumulateur au plomb surtout, mais aussi au nickel/cadmium. Principalement pour des raisons de coût, principal facteur limitant, ces accumulateurs sont aujourd'hui encore fort peu répandus.

Enfin, lorsque les batteries ne sont pas recyclées, elles constituent une source importante de pollution. Il est donc facile de constater que les batteries électrochimiques ne seront pas adoptées pour le système hybride éolien-diesel.

- ☞ **Stockage d'hydrogène-Piles à combustible :** Il est impossible d'utiliser l'hydrogène produit à partir de l'énergie éolienne comme carburant pour les moteurs diesels parce que ces derniers ne sont pas équipés par de systèmes d'allumage commandé. Pour ce faire, il faut changer complètement les moteurs diesel et les remplacer par d'autres types des moteurs qui utilisent l'hydrogène comme combustible, ou bien de faire une intervention interne et complexe sur l'architecture du moteur diesel pour le transformer en mode à allumage commandé et l'adapter à l'utilisation d'hydrogène. Par contre, l'utilisation de l'hydrogène stocké pour alimenter une pile à combustible destinée à fonctionner dans l'absence du vent et remplacer le diesel pour certaines périodes (selon l'autonomie du réservoir de stockage d'hydrogène), semble une bonne

alternative. Par contre, le rendement global de l'ensemble électrolyseur-pile à combustible qui ne dépasse pas le 40%, leur manque de fiabilité, le coût prohibitif d'investissement et d'exploitation de cet ensemble et le danger que pourrait représenter le stockage d'hydrogène au niveau de la sécurité, font d'en sorte qu'ils retardent l'acceptation de cette technologie par le marché. Pour ces raisons, le stockage d'hydrogène ne sera pas adopté pour le système hybride éolien-diesel.

- ✎ **Stockage cinétique :** Technologie non envisageable pour stocker des grandes quantités d'énergie à long terme. Par contre, dans l'alimentation des sites isolés, les volants d'inertie peuvent être utilisés pour accumuler l'énergie lorsque la production est supérieure à la demande et améliorer la qualité de la fourniture (continuité du courant et constance de la tension et de la fréquence) lorsque la production éolienne est proche de la consommation. De plus, pour un SHED, c'est le fonctionnement intermittent du moteur diesel qui pose des problèmes d'usure et de consommation. La présence d'un volant d'inertie intermédiaire permet de réduire sensiblement le nombre de démarrages journaliers et d'accroître la qualité du courant fourni ainsi que l'autonomie en couplant l'arbre du volant au moteur. Une autonomie d'une dizaine de secondes à quelques minutes semble suffisante pour cela. Ceci permet d'assurer la continuité de la fourniture en laissant au moteur thermique le temps de démarrer surtout dans les cas des coupures d'électricité inférieures à 10 secondes et en l'absence du vent.

Malgré tous ces avantages, cette technologie a été exclue parce que c'est un stockage à courte durée et nécessite, dans le cas contraire, des matériaux massifs pour stocker l'énergie cinétique; ce qui fait augmenter le coût du système et des équipements utilisés. De plus, ce système de stockage n'amènera pas de réduction remarquable de la consommation de carburant et du taux de pollution quand le diesel fonctionnera à vide au régime moyen de la vitesse du vent. Notamment, peut être ajoutée la question de sécurité liée à la possibilité de l'éclatement du volant tournant à haute vitesse.

- ✎ **Stockage thermique :** ce type de stockage, quelle que soit la technologie utilisée, peut servir, en utilisant l'énergie éolienne excédentaire ou la chaleur des gaz d'échappement du diesel, pour produire de l'eau chaude pour les systèmes de chauffage dans les

édifices privés ou publics ou bien pour l'utilisation sanitaire dans la communauté où se trouve le SHED. Ce système n'amène pas de réduction de la consommation du carburant du diesel et d'émissions de gaz à effet de serre (GES). Cependant, peut être proposée une conception bien meilleure qui consiste à coupler le stockage thermique (ST) à un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé. Le ST sera utilisé, dans ce cas, comme échangeur-stockeur thermique pour récupérer la chaleur disponible dans l'air à la fin de sa compression pour la restituer dans la suite lors de la détente de l'air comprimé dans le moteur diesel ou dans un moteur à air comprimé. En conclusion, cette technologie ne sera pas adoptée comme dispositif de stockage principal pour l'associer au SHED mais plutôt comme système auxiliaire qui améliore les performances énergétiques du système global.

- ✎ **Stockage hydraulique :** c'est un stockage à grande échelle et caractérise une production centralisée. Alors, s'il est disponible aux sites isolés, il ne sera plus nécessaire d'envisager l'utilisation des génératrices diesels surtout si le potentiel éolien y est disponible aussi. Par contre, le stockage hydraulique à petite échelle (micro-centrale) nécessite une ressource d'eau abondante afin de pouvoir produire de l'électricité; de plus le critère de relief géographique reste toujours présent. Pour toutes ces raisons, cette technologie a été exclue de la liste des technologies candidates pour être associée au SHED.
- ✎ **Batteries redox :** Malgré que les batteries redox peuvent être utilisées pour des applications à petite échelle comme à grande échelle, mais elles sont moins matures et reste encore à démontrer leur fonctionnement en les associant aux éoliennes. De plus, leur prix prohibitif pénalise leur intégration dans le marché sans oublier que leur contribution par rapport au diesel (arrêt du groupe électrogène) est liée à leur autonomie qui est liée à son tour au volume des réservoirs des électrolytes en circulations et au nombre des cellules utilisées (nécessité des grands volumes et d'un nombre élevé des unités). Ceci fait augmenter le coût d'investissement ainsi que celui de l'exploitation du système sans citer la nécessité de l'expertise, encore rare, dans ce

domaine de stockage électrochimique qui est encore en développement. Toutes ces raisons excluent la possibilité d'adopter les batteries redox pour l'associer à un SHED.

✎ ***Stockage électrique direct par super-condensateurs :*** ce type de stockage est destiné à des applications à petite échelle et son utilisation à moyenne échelle (cas du système SHED) nécessite un branchement en série de plusieurs éléments pour atteindre la tension demandée. Ceci nécessitera plus d'aménagement, plus d'espace et, par conséquent, plus d'investissement surtout que le coût unitaire de cette technologie est assez élevé. L'autodécharge élevée, de l'ordre de 5% par jour, diminue l'autonomie du dispositif de stockage et nécessitera une consommation rapide de l'énergie stockée avant qu'elle ne soit totalement déchargée sans aucune utilisation. Ceci relève le risque qu'une grande quantité d'énergie éolienne stockée, sera auto-déchargée (selon le régime du vent) avant qu'on commence à la consommer, ce qui a une faible influence sur la consommation du diesel et de son coût d'exploitation et rend le système global mal fonctionnel et mal harmonisable. Par conséquence, la technologie de super-condensateurs ne sera pas adoptée pour l'associer au SHED.

✎ ***Stockage électrique direct par inductances supraconductrices :*** c'est un stockage pour une très courte durée et non envisageable pour des applications à moyenne et grande échelle. Sa complexité réside dans la nécessité d'un système de réfrigération, des transformateurs et convertisseurs et une grande infrastructure (s'il n'est pas installé en sous-sol). Ceci accroît considérablement le coût et rend plus compliqué l'exploitation du système. De plus, ce type de stockage n'est pas trop adaptable au SHED et ne contribue pas à une réduction remarquable de la consommation du carburant du diesel. Pour ces raisons, il est exclu de la liste des technologies étudiées.

Après avoir exclu toutes les technologies citées ci-dessus, il est proposé d'utiliser le système hybride éolien-diesel avec stockage sous forme d'air comprimé (SHEDAC). En effet, le stockage sous forme d'air comprimé est adaptable pour les deux sources de production d'électricité (éolien/diesel). De plus, il présente une solution intéressante au problème des fortes fluctuations stochastiques de l'énergie éolienne car il permet une conversion à

rendement élevé (60–70 % sur un cycle charge-décharge complet), et aussi d'utiliser des matériaux conventionnels faciles à recycler et d'effectuer un nombre de cycles quasi illimité.

5. Validation du choix du stockage d'énergie sous forme d'air comprimé par la méthode de l'indice de performance

5.1. Indice de performance

L'analyse de la liste des critères cités et analysés dans les paragraphes 3 et 4 comme par exemple le coût, la densité d'énergie, la puissance spécifique, la durée de vie, le rendement énergétique de chaque technologie, etc., permet d'évaluer « un indice de performance » et élaborer un diagramme des rendements des différentes technologies de stockage d'énergie.

L'indice de performance est défini comme la mesure de l'applicabilité d'une technique de stockage à une application spécifiée en tenant compte des caractéristiques techniques présentées auparavant. Il permet aussi de comparer les performances des différentes technologies de stockage en fonction de la nature d'application du projet. Pour une autre application que l'alimentation électrique des sites isolés, les valeurs de l'indice de performance peuvent être différentes.

5.2. Détermination de l'indice de performance

La détermination de l'indice de performance se fait à l'aide d'une matrice de décision qui permet de pondérer l'importance, par des coefficients variant de 5 à 10%, de chaque caractéristique du système de stockage par rapport aux exigences spécifiques de l'application envisagée. L'élaboration de cette matrice prend en considération l'interaction entre les critères de choix cités précédemment, les données de références de technologies de stockage ainsi que les caractéristiques du SHED et surtout le principal objectif : une technologie qui contribue à une diminution de la consommation du carburant et des émissions de GES.

Dans cette étude, plus d'importance a été donnée au coût, à la contribution à la diminution du carburant et des GES. Un coefficient de pondération de 10% a été attribué alors pour chacun de ces critères. Par contre, la cyclabilité, l'autonomie, l'efficacité, la simplicité ont chacune une pondération égale à 7,5%. Enfin, pour leur importance inférieure, les critères suivants : la sécurité, l'autodécharge, le stockage, la fiabilité-maturité, la souplesse d'exploitation, le contrôle, l'aspect écologique et le temps de réponse ont été pondérés chacun par un coefficient de 5 % (Figure 2- 24).

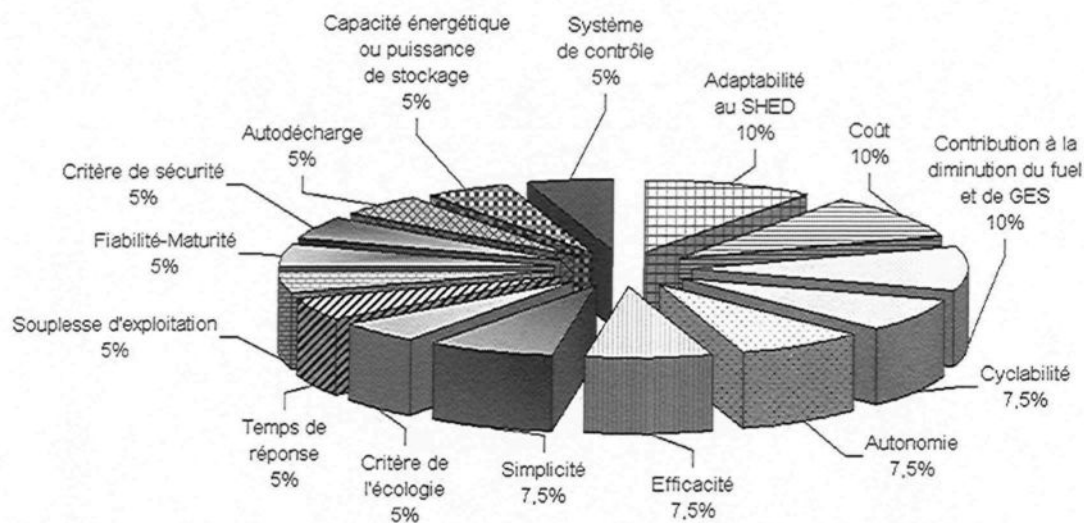


Figure 2- 24 : Répartition des critères dans la matrice de décision

Ceci permet de construire la matrice d'aide à la décision avec plus de précision où les résultats seront beaucoup plus représentatifs par rapport à ceux obtenus à partir d'une matrice de décision construite habituellement à l'aide d'une échelle d'importance, attribuée aux critères de sélection, allant de 1 (mauvais) à 3 (meilleur).

La construction de la matrice de décision finale consiste d'abord à construire une matrice élémentaire attribuée à chaque critère où les systèmes obtiennent de valeurs variant entre 0, 0.5 et 1 selon l'état de préférence, basé sur la performance du système comparé par rapport aux autres. Par exemple, le Tableau 2-1 montre, en ce qui concerne le critère de l'adaptabilité au SHED, que le volant d'inertie est en égalité d'importance avec les batteries, le super-condensateur, la supraconductrice, le stockage thermique et le stockage d'hydrogène. Pour

cette raison, lui a été attribué un coefficient de préférence égale à 0.5. Par contre, le volant d'inertie est plus adaptable au SHED par rapport au stockage hydraulique et aux batteries redox, ce qui fait qu'un coefficient de préférence égale à 1 lui a été attribué.

Tableau 2-1 : Matrice élémentaire de décision correspondant au critère « adaptabilité au SHED »

Adaptabilité au SHEDAC (petite et moyenne échelle)	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5
Air comprimé	1		1	1	1	1	1	1	1	8
Cinétique	1	0		0.5	1	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
Batteries	1	0	0.5		1	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
Redox	0.5	0	0	0		0.5	0	0.5	0.5	2
Hydrogène	1	0	0.5	0.5	0.5		0	0.5	0.5	3.5
Thermique	1	0	0.5	0.5	1	1		1	1	6
Super-condensateur	1	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0		0.5	3.5
Supraconductrice	1	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0.5		3.5

Cependant, le stockage d'air comprimé est plus adaptable au SHED par comparaison au volant d'inertie. Ceci permet d'attribuer au stockage cinétique un coefficient de préférence égal à 0. Cette méthode est appliquée sur les autres technologies de stockage d'énergie pour chacun de 15 critères de sélection. En fin de compte, seront obtenues 15 matrices correspondant aux 15 critères (voir Annexe I). À partir de ces matrices élémentaires, des indices de performance élémentaires seront déterminés en calculant le pourcentage de la note totale (coefficient de préférence) obtenue par chaque technologie pour chacun des critères mentionnés par rapport à la note totale maximale (8) qu'une technologie de stockage pourrait obtenir. Les indices de performance élémentaires obtenus sont présentés sur les Figures 2-25, 2-26 et 2-27.

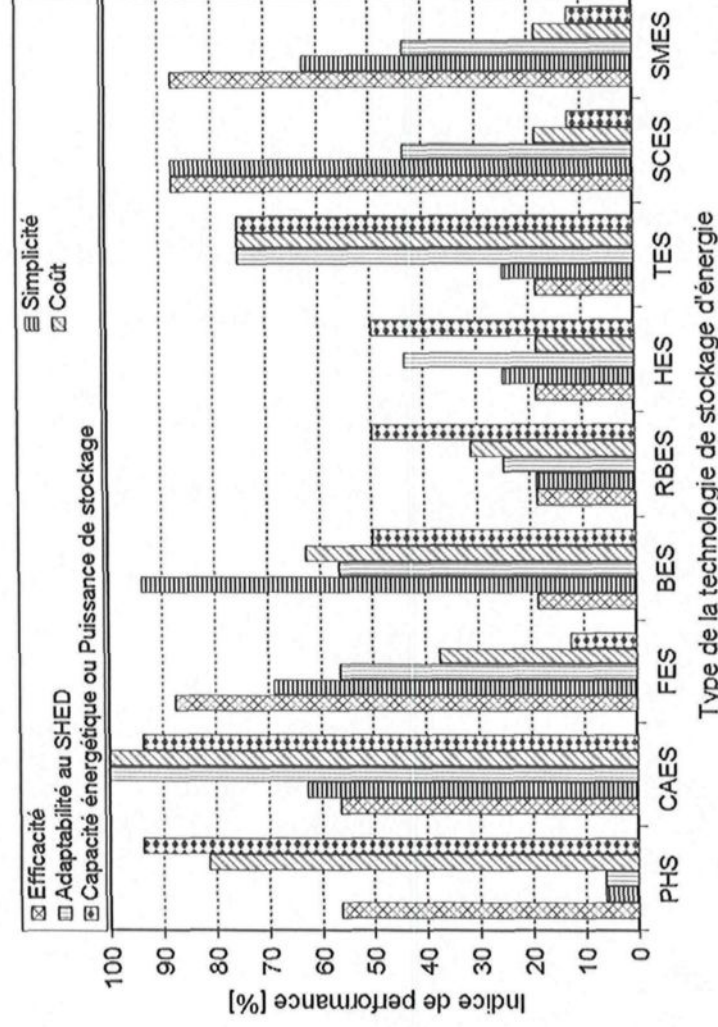


Figure 2-25 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage

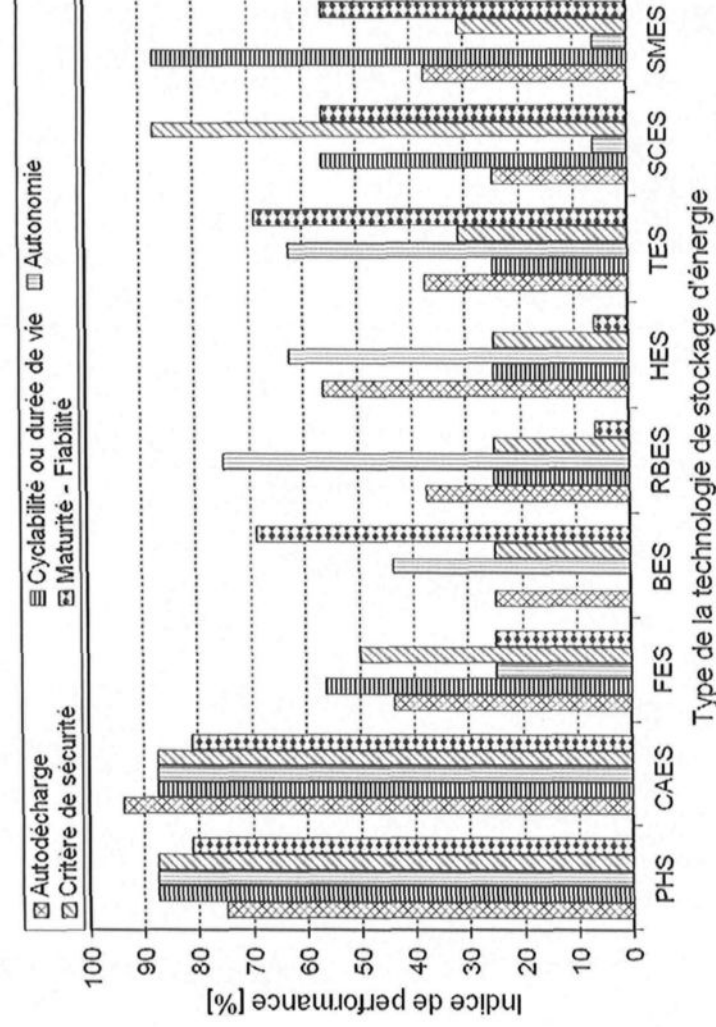


Figure 2-26 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage

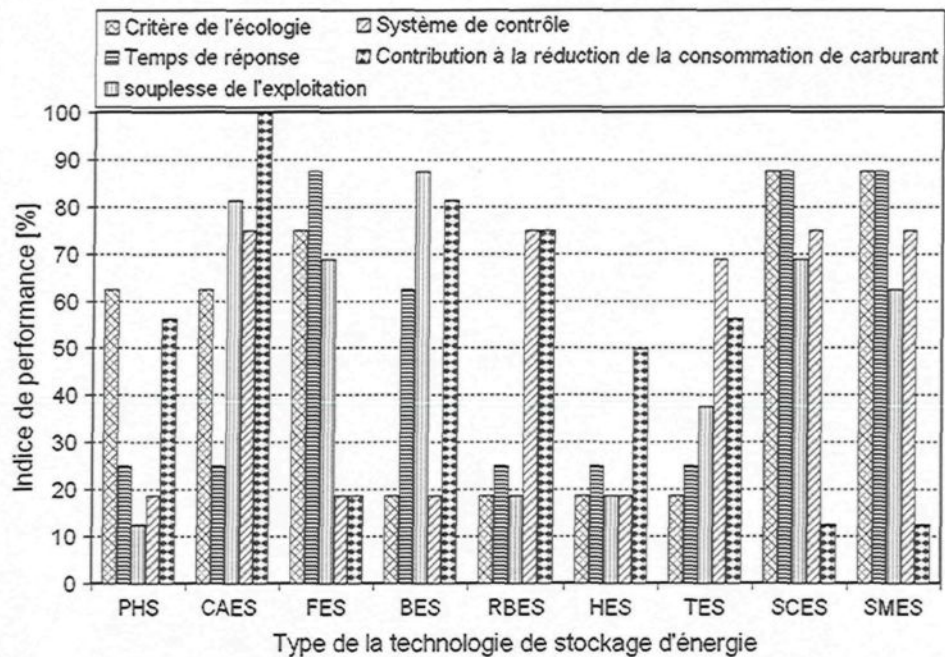


Figure 2-27 : Comparaison des indices de performance élémentaires des systèmes de stockage

Enfin, la matrice globale de décision sera construite à l'aide des coefficients de préférence totaux qui étaient attribués pour chaque technologie de stockage et obtenus à partir des 15 matrices de décision élémentaires. En considérant les coefficients de pondération de chaque critère dans le calcul, la classification de performance de chaque technologie sera obtenue comme le montre le Tableau 2-2. De même, l'indice de performance global de chaque technologie de stockage d'énergie sera déterminé en calculant le pourcentage de la note totale obtenue par chaque technologie par rapport à la note totale maximale (8) qu'une technologie de stockage idéale pourrait obtenir. L'indice de performance global obtenu est présenté sur la Figure 2- 28.

Il serait facile de constater, d'après le Tableau 2-2 et la Figure 2- 28, que le système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (CAES) répond le plus aux critères de choix avec un indice de performance d'environ 82%. Les autres systèmes sont aussi plus ou moins efficaces mais c'est au niveau du coût, de la simplicité, de l'adaptabilité au système SHED, de la contribution à la diminution de la consommation du carburant et des émissions de GES et de la durée de vie qu'il y a une certaine différence. Pour ces raisons, la technologie de CAES sera adoptée pour l'associer au système hybride éolien-diesel.

Tableau 2-2 : Matrice globale de décision pour tous les critères régissant le choix de la technique de stockage d'énergie

Critères	Pondération	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice
Efficacité	0.075	0.3375	0.3375	0.525	0.1125	0.1125	0.1125	0.1125	0.525	0.525
Simplicité	0.075	0.0375	0.375	0.4125	0.5625	0.1125	0.15	0.15	0.525	0.375
Adaptabilité au SHEDAC	0.1	0.05	0.8	0.45	0.45	0.2	0.35	0.6	0.35	0.2625
Coût	0.1	0.65	0.8	0.3	0.5	0.25	0.15	0.6	0.15	0.15
Capacité et puissance de stockage	0.05	0.375	0.375	0.05	0.2	0.2	0.2	0.3	0.05	0.1
Faible autodécharge	0.05	0.3	0.375	0.175	0.1	0.15	0.225	0.15	0.1	0.15
Cyclabilité	0.075	0.525	0.525	0.3375	0	0.15	0.15	0.15	0.3375	0.525
Autonomie	0.075	0.525	0.525	0.15	0.2625	0.45	0.375	0.375	0.0375	0.0375
Aspect sécuritaire	0.05	0.35	0.35	0.2	0.1	0.1	0.1	0.125	0.35	0.125
Fiabilité-Maturité	0.05	0.325	0.325	0.1	0.275	0.025	0.025	0.275	0.225	0.225
Aspect écologique	0.05	0.25	0.25	0.3	0.075	0.075	0.075	0.075	0.35	0.35
Temps de réponse	0.05	0.1	0.1	0.35	0.25	0.1	0.1	0.1	0.35	0.35
Souplesse d'exploitation	0.05	0.05	0.325	0.275	0.35	0.075	0.075	0.15	0.275	0.25
Facilité du contrôle	0.05	0.075	0.3	0.075	0.075	0.3	0.075	0.275	0.3	0.3
Contribution à diminution de la consommation du carburant et de l'émission des GES	0.1	0.45	0.8	0.15	0.65	0.6	0.4	0.45	0.1	0.1
Total	1	4.4	6.5625	3.85	3.9625	2.9	2.5625	3.8875	4.025	3.825
Rang		2	1	6	4	8	9	5	3	7

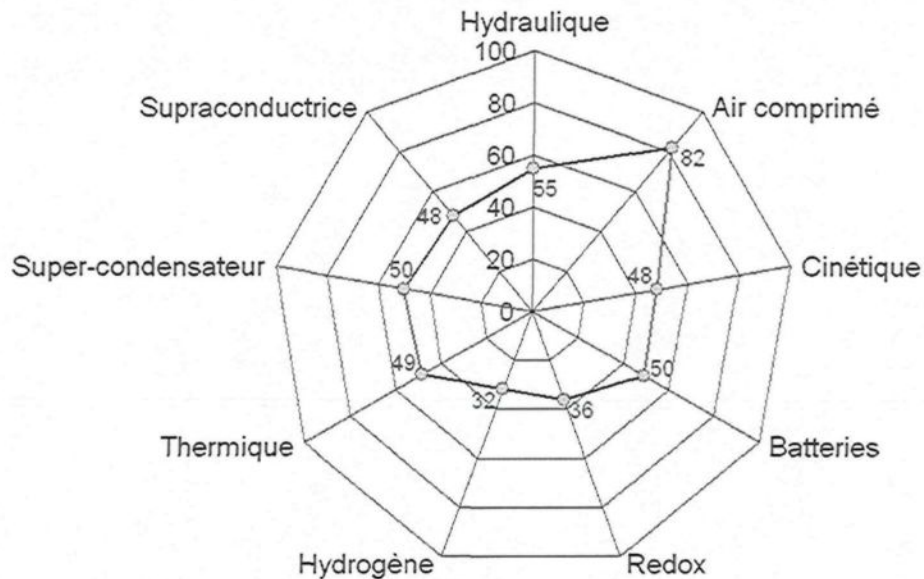


Figure 2- 28 : Indice de performance global comparé à l'indice de performance élémentaire du critère de l'efficacité

6. Conclusion

Après avoir démontré que le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (CAES) est le meilleur choix et le plus adaptable pour un système hybride de type éolien-diesel (SHED) destiné à alimenter en électricité des sites isolés, les configurations possibles qui relient le (SHED) à un (CAES) seront présentées, dans la suite, en se basant sur la taille du projet.

Les principaux concepts possibles d'hybridation qui couplent l'éolien, le diesel et le stockage d'air comprimé, appartenant à des domaines de performances différents, peuvent être classés, selon leur nature d'application, en 2 catégories :

1. Système hybride éolien-diesel-air comprimé à petite échelle (SHEDACPE) pour des applications allant jusqu'au quelques dizaines de kW.
2. Système hybride éolien-diesel-air-comprimé à moyenne échelle (SHEDACME) pour des applications allant jusqu'au quelques milliers de kW.

CHAPITRE III

MODÉLISATION ET DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ À PETITE ÉCHELLE (SHEDACPE)

1. Principe de fonctionnement - Application

Le stockage sous forme d'air comprimé à petite échelle peut se faire à haute pression dans des bouteilles (jusqu'à 300 bars avec des structures en fibres de carbone). Ceci représente une bonne solution pour les applications à moyenne et faible échelles. Des installations de ce type sont proposées aux États-Unis pour assurer un soutien temporaire à un réseau (Small Scale Compressed Air Energy Storage : SSCAES) [61]. Via un compresseur électrique qui peut se transformer en générateur lors de la détente, le système a un rendement global d'environ 50%. Il est fonction de la puissance de recharge et de décharge. Le nombre de cycles est de l'ordre de quelques dizaines de milliers et est principalement limité par la fatigue mécanique du réservoir.

Cette technologie, avec certaines modifications, peut être utilisée pour l'électrification des stations de télécommunications situées en sites isolés (Figure 3-1). En effet, pour maximiser la portée des signaux de téléphonie et l'étendue de la couverture, les infrastructures télécoms (émetteurs de stations météorologiques, radio, cellulaires, faisceaux hertziens, etc.) sont souvent installées dans des régions éloignées, faiblement peuplées et à haute altitude (crêtes, montagnes) où les conditions atmosphériques (vitesse du vent, température) peuvent être extrêmes. La multiplication des infrastructures télécoms en sites isolés pose la question de

leur alimentation en énergie parce qu'ils sont souvent difficiles d'accès et ne sont desservies par aucun réseau d'alimentation électrique. Pourtant, ces stations ne tolèrent aucune rupture d'alimentation et ont besoin d'une source d'électricité fiable, continue et disponible à 100 % durant toute l'année pour assurer la continuité du service offert aux clients. Généralement, elles sont alimentées par des génératrices diesel, méthode non optimale, très onéreuse, source continue d'émission des gaz à effet de serre (GES) et nécessite de fréquentes visites de service et/ou de maintenance. De plus, la consommation annuelle de carburant par station peut dépasser les 20000 litres. Ceci peut compliquer l'approvisionnement en carburant en temps utile et augmenter les frais d'exploitation et fonctionnement de la station et être problématique pour deux raisons :

1) l'accès au site peut être extrêmement difficile où le carburant nécessaire pour faire fonctionner les génératrices est livré soit par camion (par barge dans le cas des îles), soit par hélicoptère pour les sites inaccessibles par voie terrestre;

2) dépendance totale des importations de produits dérivés du pétrole.

L'idée du système proposé consiste à implanter une centrale éolienne comme source d'énergie d'appoint couplée à deux machines pneumatiques : la première est un compresseur entraîné par un moteur électrique et la deuxième est un moteur à air comprimé (MAC) qui entraîne un alternateur (Figure 3-1). Durant les périodes de fort vent ($TPP > 1$), la turbine éolienne alimente directement la station de télécommunication en électricité et l'énergie éolienne excédentaire sera utilisée par le moteur électrique pour entraîner le compresseur afin de recharger d'air comprimé des tuyauteries souterraines ou des réservoirs superficiels jusqu'à atteindre leur pression maximale (300 bars). En absence d'énergie éolienne, ou quand le $TPP < 1$, l'air comprimé est détendu dans le moteur à air qui entraîne à son tour l'alternateur pour fournir de l'électricité à la station [82]. Le moteur diesel sera utilisé seulement en absence totale de l'énergie éolienne et du dispositif de stockage d'air (quand il n'y aura plus d'air comprimé stocké) (Figure 3-1).

L'autonomie de SHEDACPE est directement liée à la capacité des réservoirs d'air. La possibilité d'accoupler mécaniquement les moteurs à air comprimé permet de répondre à des besoins différents en termes de puissance sur des gammes allant de quelques kilowatts à une

soixantaine de kilowatts [83]. Le MAC peut être remplacé par des batteries oléopneumatiques (BOP). Cette technologie de stockage en cours de développement, permet de stocker l'énergie à l'échelle locale grâce à l'usage de l'air comprimé (ou d'azote liquide) et d'huile sous pression et mettre rapidement à disposition l'énergie stockée.

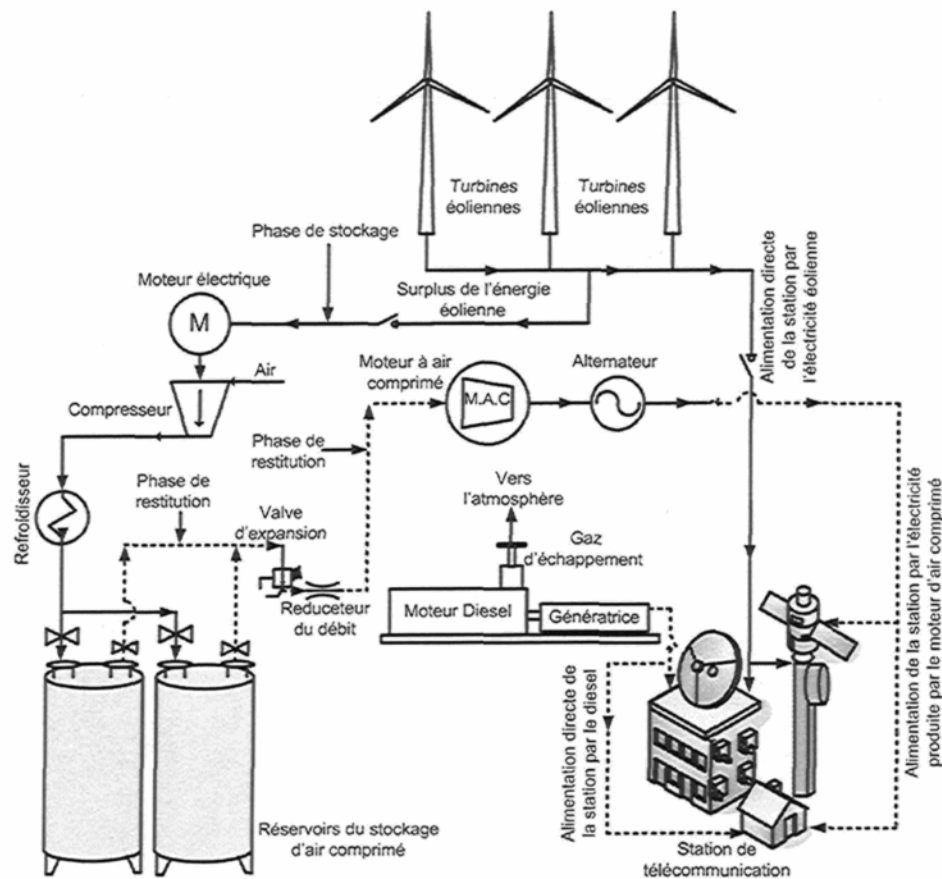


Figure 3-1 : Système de SHEDAC à petite échelle [82]

2. Caractéristiques de la station choisie

Le site choisi est celui d'une station de télécommunication de Bell Canada (Figure 3-2) aménagée au Kuujjuarapik (Grand-Nord du Québec), à la fin de 2004, dans la région de la

Grande-Baleine, située à l'entrée du territoire de la baie d'Hudson, à 1130 kilomètres de Montréal.

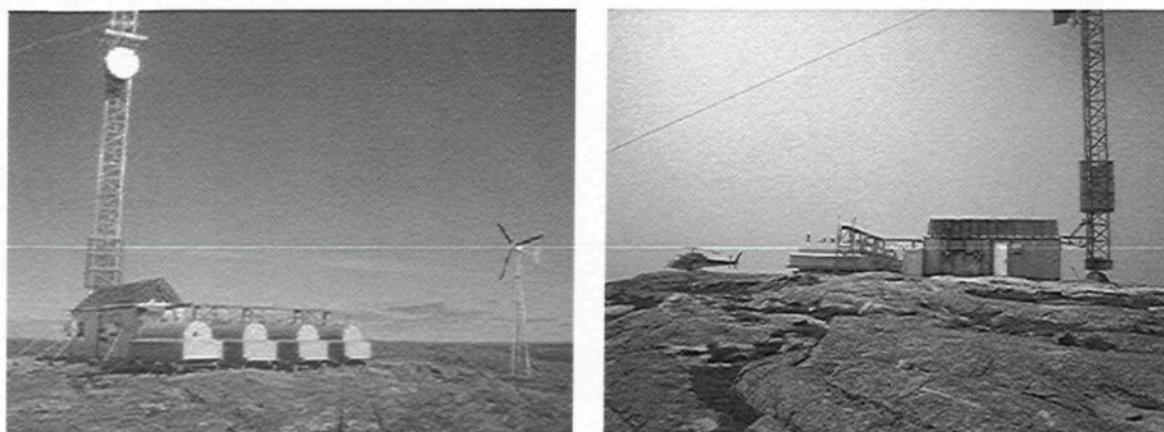


Figure 3-2 : Station Bell-Canada au Kuujjuarapik [84]

Pour assurer l'alimentation en électricité de cette station de Bell, deux génératrices diesel de même type qui fonctionnent en alternance ont été installées. L'approvisionnement en temps utile de ces systèmes énergivores⁸ est trop compliqué du fait que l'accès au site ne peut se faire que par les hélicoptères, moyen de transport coûteux. Afin de diminuer la consommation des groupes électrogènes, une éolienne de type Bergey de 10 kW a été installée sur une tour de 10 mètres de hauteur. Cependant, cette éolienne ne produit pas suffisamment d'électricité pour faire fonctionner les équipements en place, qui exigent une puissance nominale, quasi-constante, de l'ordre de 5 kW. Une génératrice diesel se met en marche souvent, dans telles situations, pour stabiliser l'alimentation de la station. Cette hybridation est la solution par excellence pour combler l'écart en puissance mais il ne permet pas de diminuer significativement les déficits d'exploitation de la station en utilisant l'éolienne Bergey. Pour ces raisons, un choix judicieux d'une éolienne plus puissante, performante et fiable serait indispensable pour assurer une haute pénétration en énergie éolienne même à faibles vitesses de vent afin de pouvoir rendre la nouvelle solution (SHEDACPE) applicable et profitable.

⁸ Leur consommation annuelle en carburant dépasse les 20000 litres.

3. Caractéristiques du site de Kuujuarapik

L'analyse de la vitesse du vent sur un site permet d'estimer la capacité de production de ce dernier. Comme le vent présente un caractère aléatoire, son analyse doit se baser sur des méthodes statistiques. Ainsi, le régime des vents sur un site sera caractérisé par la valeur de la vitesse moyenne du vent et les lois statistiques permettant de représenter sa variation temporelle.

Parmi ces lois, la loi de Weibull à deux paramètres, souvent utilisée en génie énergétique éolien, permet de caractériser la distribution fréquentielle des vitesses de vent sur un site et une période donnés : une année, un mois ou une journée, par exemple. Elle correspond bien à des vitesses du vent observées à long terme sur un grand nombre de sites [85] et prend en compte l'asymétrie des données empiriques [86].

Elle recourt à deux paramètres afin d'estimer la distribution des fréquences de vitesse du vent et est établie par l'équation suivante :

$$f(v_w) = \left(\frac{k}{c}\right) \left(\frac{v_w}{c}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{v_w}{c}\right)^k\right] \quad (3-1)$$

avec :

- $f(v_w)$ est la fonction de densité de probabilité de Weibull. Elle représente la probabilité d'observation d'une vitesse de vent v , en m/s.
- c , en m/s, est le facteur d'échelle de la loi de Weibull. Il est relié à la vitesse moyenne du vent par le facteur de forme, k .
- k est le facteur de forme de la loi de Weibull. Il est spécifié par l'utilisateur et généralement compris entre 1 et 3.

La fonction de distribution cumulative associée est donc :

$$F(v_w) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{v_w}{c}\right)^k\right] \quad (3-2)$$

La relation entre le facteur d'échelle de la loi de Weibull et la vitesse moyenne des vents s'établit par la formule suivante [87] :

$$c = \frac{\bar{v}_w}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)} \quad (3-3)$$

\bar{v}_w est la valeur moyenne de la vitesse du vent et Γ est la fonction gamma.

L'analyse de deux paramètres, c et k , qui caractérisent cette loi est à l'origine de nombreuses études [88], [89], [90], et [91]. En effet, ces deux paramètres qui dictent la manière dont la vitesse du vent varie statistiquement, durant une période donnée, sont caractéristiques de chaque site. L'estimation de c et k permet alors d'estimer la production d'énergie éolienne.

Les données du vent du site de Kuujjuarapik pour le mois d'avril 2005 ainsi que la distribution de Weibull sont représentées sur les Figure 3-3 et Figure 3-4. Les facteurs d'échelle et de forme pour le site de Kuujjuarapik sont respectivement 5.7 et 2.02.

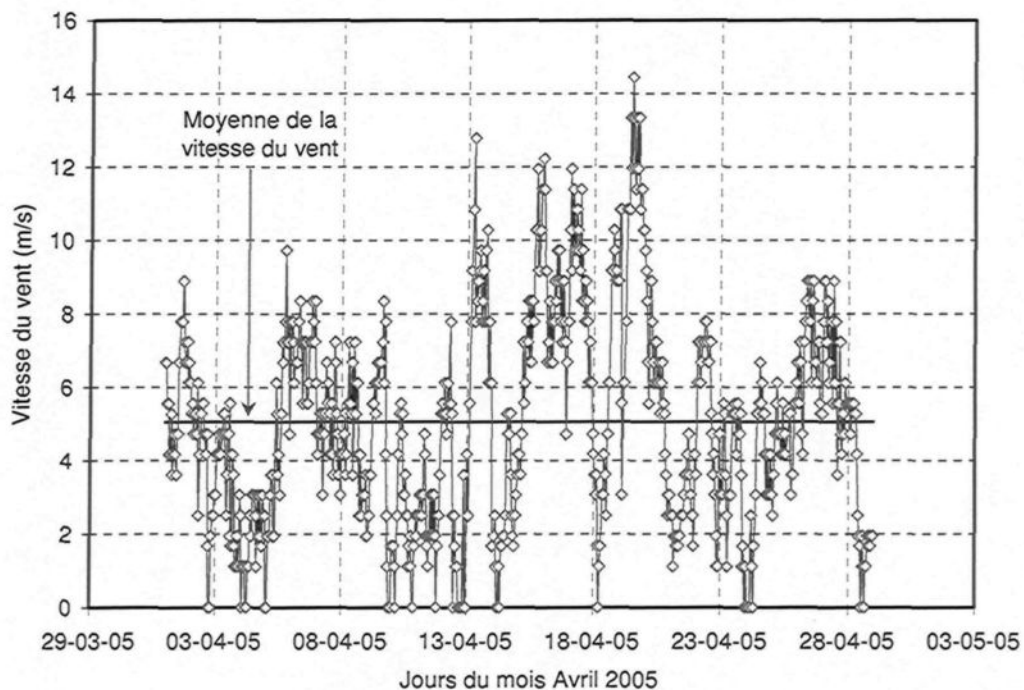


Figure 3-3 : Données du vent au Kuujjuarapik pour le mois avril 2005

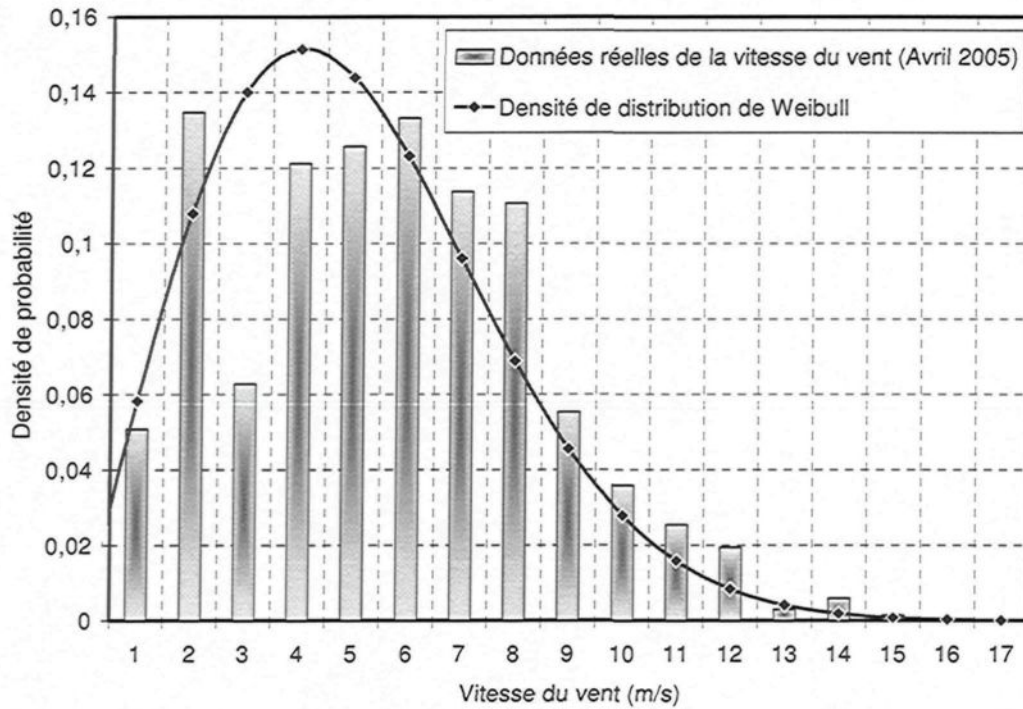


Figure 3-4 : Fréquence de la vitesse de vent mesurée en avril 2005 sur le site de Kuujjuarapik ainsi que la distribution de Weibull

4. Choix de l'éolienne

La taille de l'éolienne doit être choisie en fonction de la puissance consommée par la charge (station de télécommunication avec ses logistiques) estimée à 5kW. Par contre, il faudra ajouter à la charge, la puissance absorbée par le système de stockage sous forme d'air comprimé. Puisque le but est d'utiliser au maximum l'énergie éolienne disponible ainsi que celle stockée afin de pouvoir arrêter complètement la génératrice diesel quelque soit le régime du vent (faible, moyen, fort), le choix de l'éolienne se basera sur la vitesse moyenne de vent au site Kuujjuarapik. Cette vitesse est environ 5 m/s.

En outre, il est évident que pour produire une puissance de 5 kW à la charge, il faudra certainement, dans le pire des cas, produire jusqu'à 10 kW afin de recharger l'unité de stockage lorsque le vent sera faible (5 kW pour la charge et 5 kW pour le stockage). D'après la courbe de puissance caractérisant l'éolienne de type Bergey de 10 kW y installée déjà, il est nécessaire

d'atteindre une vitesse du vent de l'ordre de 10 m/s, une vitesse généralement supérieure à la vitesse moyenne du vent dans cette région, pour répondre seulement aux besoins en énergie sans pouvoir avoir de surplus d'énergie pour le stocker. Une éolienne beaucoup plus performante et productive est alors indispensable pour pouvoir délivrer 10 kW de puissance pour une vitesse de vent de 5 m/s.

Pour garantir un meilleur choix de l'éolienne à installer, les caractéristiques de deux modèles d'éoliennes, les plus utilisées pour des applications à petite échelle (petite puissance), ont été comparées : celle de Bergey et celle de PGE. Les comparaisons se sont basées sur :

- 1) La courbe de puissance.
- 2) La quantité d'énergie annuelle pouvant être produite.
- 3) Le coefficient de puissance.

4.1. La courbe de puissance

Les courbes de puissance de deux éoliennes PGE [92] et Bergey [93] sont représentées sur la Figure 3-5. Ces courbes montrent que l'éolienne PGE est la plus puissante et la plus performante. La forme de sa courbe de puissance permet de tirer profit de l'énergie éolienne même avec de faibles vitesses de vents. Même comparée à trois éoliennes Bergey, la PGE reste le meilleur choix où la différence de puissance produite demeure très nette notamment pour des vitesses de vent comprises entre 5 et 10 m/s. En effet, pour une vitesse du vent égale à 6 m/s, elle produit 15,4 kW, alors que pour cette même vitesse de vent, trois éoliennes Bergey ne produisent que 5,4 kW.

4.2. La quantité d'énergie annuelle pouvant être produite

La quantité totale d'énergie produite par une éolienne, dans une gamme de vitesses moyennes annuelles du vent, peut être obtenue à partir de la courbe d'énergie. Cette courbe est définie à partir de la courbe de puissance, fournie par le constructeur de l'éolienne, et de la

fonction de densité de probabilité de Weibull [85]. Chaque point de la courbe d'énergie est calculé, alors, par :

$$E_{\bar{v}_w} = 8760 \sum_{v_w=0}^{v_w=25} P_{WT}(v_w) f(v_w) \quad (3-4)$$

$$E_{\bar{v}_w} = 8760 \sum_{v_w=0}^{v_w=25} \left[P_{WT}(v_w) \left(\frac{k}{\bar{v}_w} \Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right) \right) \left(\frac{v_w}{\bar{v}_w} \Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right) \right)^{k-1} \exp \left[- \left(\frac{v_w}{\bar{v}_w} \Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right) \right)^k \right] \right] \quad (3-5)$$

$P_{WT}(v_w)$ est la puissance fournie par l'éolienne à la vitesse du vent v_w calculée à partir de la courbe de puissance.

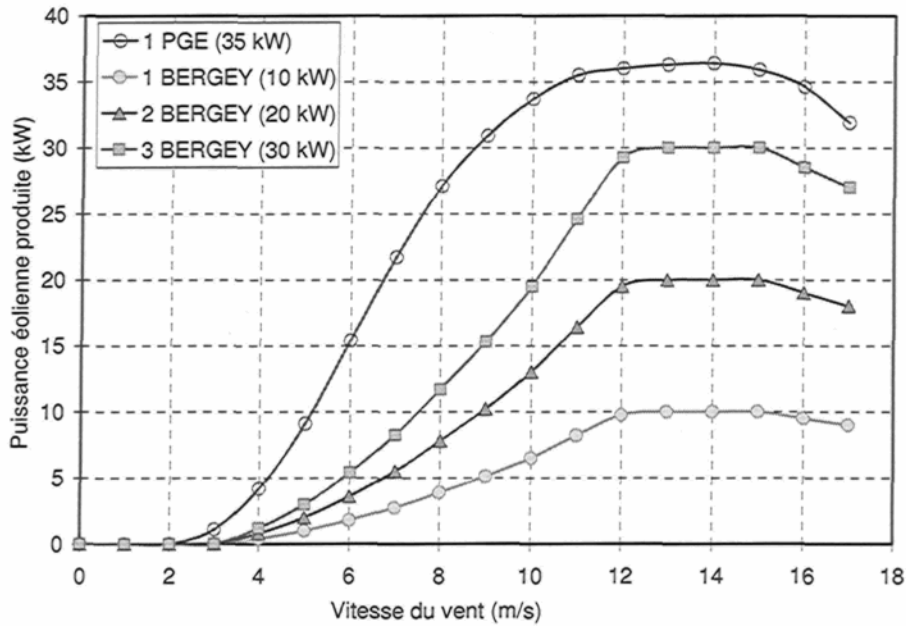


Figure 3-5 : Courbes de puissance des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW avec une, deux et trois machines

Pour des applications en génie énergétique éolien, l'estimation de la production énergétique non corrigée d'un aérogénérateur, passe nécessairement par la connaissance de la vitesse moyenne du vent à la hauteur de son moyeu. Mais, à cause du phénomène de cisaillement du vent, la vitesse du vent à la hauteur du moyeu est habituellement plus élevée

que celle mesurée à la hauteur habituelle où sont placés les anémomètres. Une extrapolation verticale des vitesses du vent mesurées généralement à la hauteur normalisée de 10 mètres du sol sera nécessaire au moyen du modèle de puissance donnée par [94] :

$$\frac{\bar{V}_w}{V_{0-w}} = \left(\frac{h_{wT}}{h_0} \right)^\alpha \quad (3-6)$$

\bar{V}_w est la vitesse annuelle moyenne du vent à la hauteur du moyeu h_{wT} , \bar{V}_{0-w} est la vitesse annuelle moyenne du vent à la hauteur de l'anémomètre h_0 et α est le coefficient de cisaillement du vent.

D'autres facteurs correctifs peuvent être introduits sur l'expression de la quantité d'énergie éolienne produite tels que :

- Les coefficients de corrections barométrique c_H et thermique c_T définis respectivement par [85] :

$$c_H = \frac{p}{p_0} \quad (3-7)$$

$$c_T = \frac{T_0}{T} \quad (3-8)$$

p et T sont respectivement les moyennes annuelles de la pression atmosphérique et de la température sur le site, p_0 et T_0 sont respectivement les conditions atmosphériques standards de la pression et de température (1.013 bar et 288,1 K).

- Le coefficient des pertes c_L défini par [85] :

$$c_L = (1 - \lambda_a)(1 - \lambda_e)(1 - \lambda_d)(1 - \lambda_m) \quad (3-9)$$

λ_a , λ_e , λ_d et λ_m sont respectivement les coefficients de pertes par effet de sillage, par encrassement des pales ou résultantes du verglas, pour causes d'arrêts et des pertes diverses.

La production annuelle d'énergie éolienne produite à partir de deux types d'éoliennes PGE et BERGEY, sur le site de Kuujjuarapik, est représentée sur la Figure 3-6. Il est facile à

remarquer d'après les résultats obtenus que la quantité d'énergie obtenue à partir de l'éolienne PGE est beaucoup plus importante comparée à celle obtenue à partir de l'éolienne BERGEY.

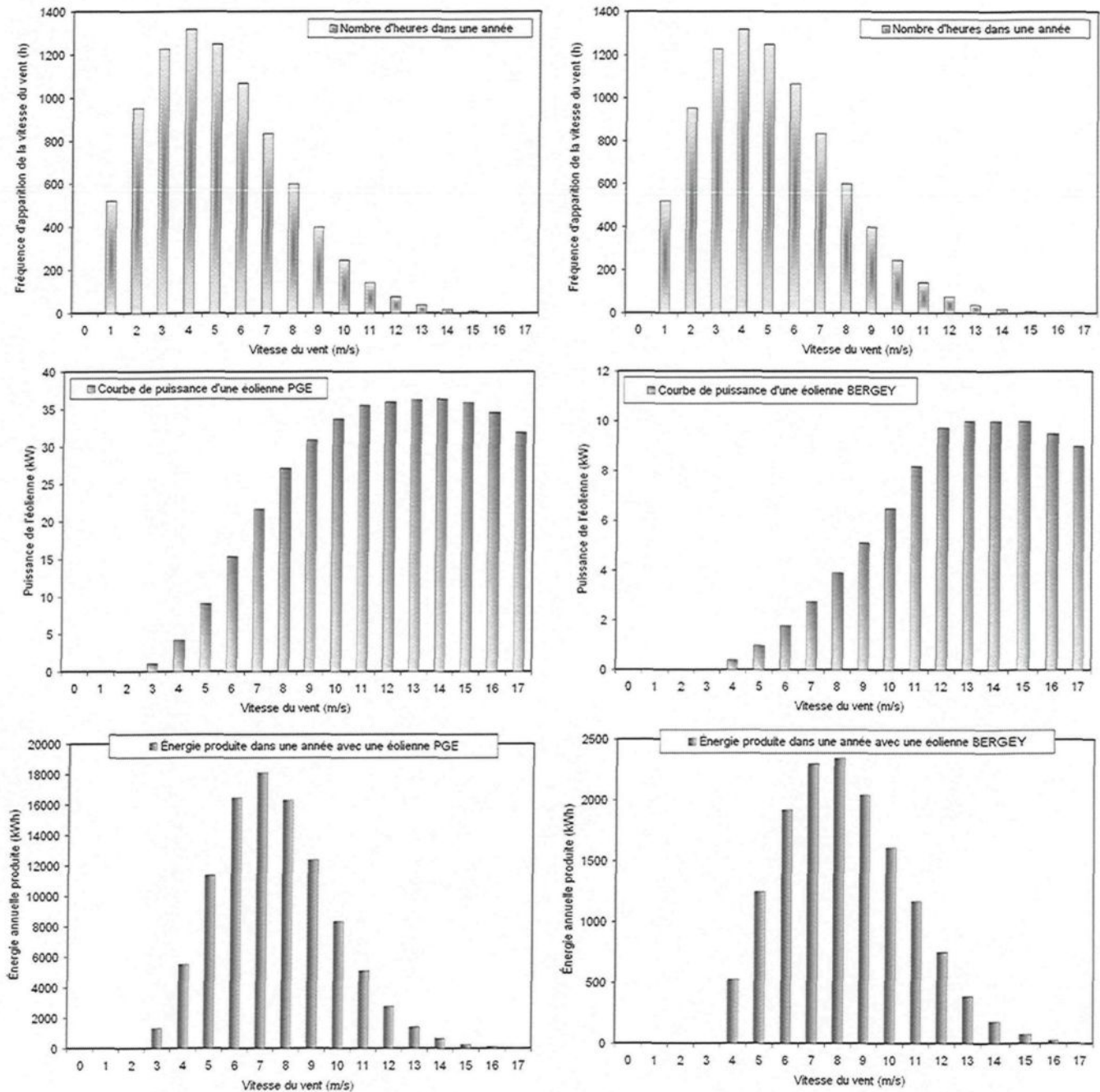


Figure 3-6 : Distribution de Weibull, courbes de puissance et énergie annuelle produite à partir des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW sur le site de Kuujjuarapik

4.3. Le coefficient de puissance

Il caractérise la capacité de l'éolienne à extraire de la puissance à partir de l'énergie cinétique disponible dans l'air en écoulement⁹ (Figure 3-7). Il est défini par :

$$C_{p_WT} = \frac{P_{WT}(v_w)}{P_{WT_a}(v_w)} \quad (3-10)$$

$P_{WT}(v_w)$ est la puissance éolienne calculée à partir de la courbe de puissance fournie par le manufacturier pour une vitesse de vent donnée, $P_{WT_a}(v_w)$ est la puissance cinétique disponible dans l'air pour la même vitesse du vent.

Le coefficient C_{p_WT} dépend de la vitesse du vent en amont v_w , du nombre de pales, de leur rayon, de leur angle de calage β_{WT} et de leur vitesse de rotation. En pratique, les meilleures éoliennes actuelles ne dépassent pas le 0.45 comme valeur pour le coefficient de puissance.

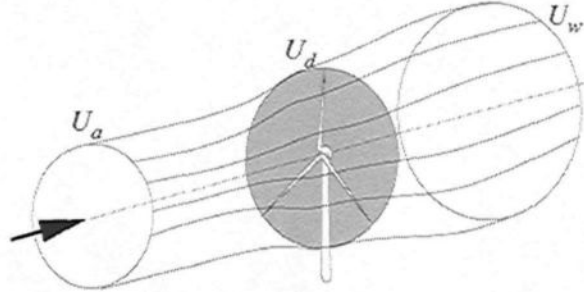


Figure 3-7 : Écoulement de l'air à travers la surface balayée par l'éolienne

La puissance cinétique disponible dans l'air dépend principalement de la vitesse du vent, mais elle est aussi légèrement affectée par la densité de l'air, cette dernière étant déterminée à son tour par la température, la pression barométrique et l'altitude. Elle peut être calculée comme suit :

$$P_{WT_a}(v_w) = \frac{1}{2} \rho_a S_{WT} v_w^3 \quad (3-11)$$

⁹ La théorie de Betz permet d'expliquer simplement le processus d'extraction de l'énergie cinétique contenu dans une colonne d'air. Betz a démontré que la valeur maximale de C_p est égale à 0,593.

ρ_a et S_{WT} sont, respectivement, la masse volumique de l'air (kg/m^3) et la surface balayée de l'éolienne (m^2).

Les coefficients de puissance des éoliennes PGE et BERGEY sont représentés sur la Figure 3-8 en fonction de la vitesse du vent. Cette figure montre que pour une vitesse du vent de 5 m/s, le coefficient de puissance de l'éolienne BERGEY est environ 0,12 tandis qu'il est égal à 0,41 pour l'éolienne PGE. Pour des vitesses de vent supérieures à 11 m/s, le coefficient de puissance de l'éolienne BERGEY dépasse largement celui de PGE mais ça n'affecte pas trop le choix. En effet, la distribution de Weibull (Figure 3-4) appliquée sur le site de Kuujjuarapik montre que la fréquence la plus élevée correspond à une vitesse de 4-6 m/s, tandis que pour une vitesse de vent supérieure à 11 m/s, la fréquence est presque négligeable.

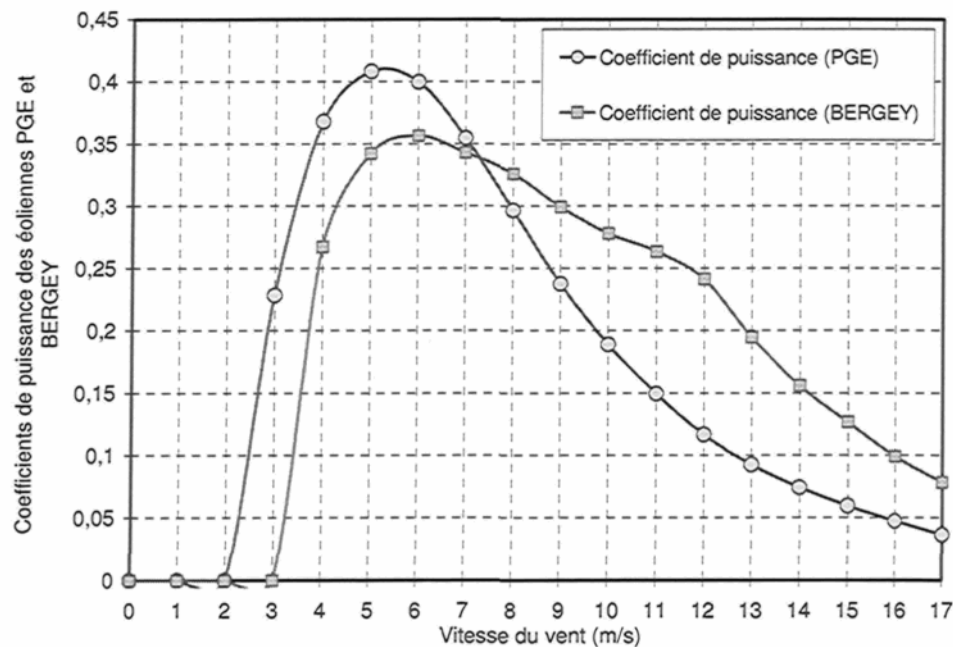


Figure 3-8 : Coefficients de puissance des éoliennes PGE 35 kW et Bergey 10 kW

Pour pouvoir faciliter le calcul dans la suite, la courbe de puissance de l'éolienne PGE sera modélisée par :

$$P_{WT} = \begin{cases} 0 & \text{si } v_w < 3 \\ a_1 v_w + a_2 & \text{si } 3 \leq v_w < 4 \\ a_3 v_w + a_4 & \text{si } 4 \leq v_w < 8 \\ a_5 v_w^4 + a_6 v_w^3 + a_7 v_w^2 + a_8 v_w + a_9 & \text{si } 8 \leq v_w \leq 17 \end{cases} \quad (3-12)$$

avec, $a_1 = 3.1$, $a_2 = -8.2$, $a_3 = 5.84$, $a_4 = -19.54$, $a_5 = -0.0066$, $a_6 = 0.3365$, $a_7 = -6.665$, $a_8 = 60.587$, $a_9 = -176.52$. La Figure 3-9 présente les courbes de puissance fournie par le manufacturier et modélisée. Une légère différence peut être remarquée pour des vitesses supérieures à 16 m/s. Mais ceci n'influence pas sur le reste de calcul parce que la densité de probabilité (Figure 3-8) coresspondant à cette vitesse est quasi-nulle.

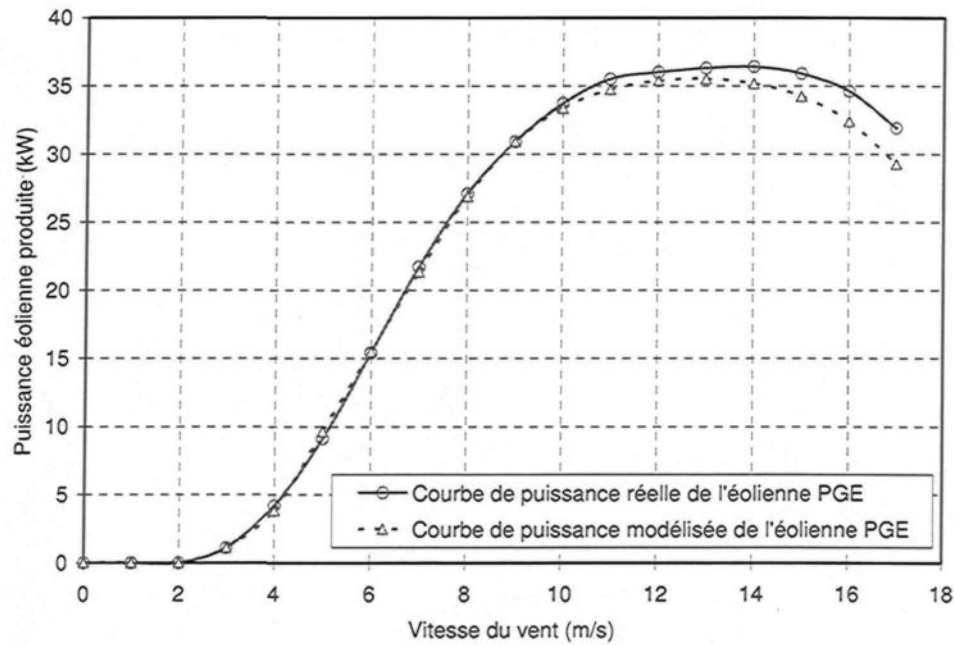


Figure 3-9 : Courbes de puissance réelle et simulée de l'éolienne PGE

5. Dispatchabilité entre les différents composants du SHEDACPE

En tenant compte de l'excès éolien et de la stratégie de contrôle adoptée dans cette étude, la stratégie de fonctionnement du SHEDACPE qui détermine le déploiement de la

puissance produite par la génératrice diesel (P_{DE}), la puissance absorbée par la charge (P_{CH}), la puissance éolienne excédentaire (P_{EX_WT}) absorbée par l'unité de stockage (P_{SS}) et la puissance fournie par le moteur à air comprimé (P_{CAE}), peut être représentée par les équations suivantes [95] :

$$\text{si } P_{WT} > P_{CH} \Rightarrow \begin{cases} P_{DE} = 0 \\ P_{SS} = P_{EX_WT} = P_{WT} - P_{CH} \end{cases} \quad (3-13)$$

$$\text{si } P_{WT} = P_{CH} \Rightarrow \begin{cases} P_{DE} = 0 \\ P_{CH} = P_{WT} \\ P_{SS} = P_{EX_WT} = 0 \end{cases} \quad (3-14)$$

$$\text{si } P_{WT} < P_{CH} \Rightarrow \begin{cases} \text{si ACS est disponible} \begin{cases} P_{CH} = P_{CAE} \\ P_{SS} = P_{EX_WT} = P_{WT} \\ P_{DE} = 0 \end{cases} \\ \text{si ACS est non disponible} \begin{cases} P_{CAE} = 0 \\ P_{SS} = P_{EX_WT} = P_{WT} \\ P_{CH} = P_{DE} \end{cases} \end{cases} \quad (3-15)$$

6. Choix et dimensionnement de la chaîne de compression

6.1. Type du compresseur

Le compresseur, caractérisé par son taux de compression, son débit de refoulement et le nombre d'étages de compression, est supposé être entraîné par un moteur électrique. Il doit pouvoir fournir un débit d'air qui varie en fonction du surplus de la puissance éolienne variable absorbée directement par le moteur électrique. De plus, il doit avoir un taux de compression élevé dans le but de diminuer le volume de stockage. Les compresseurs volumétriques alternatifs à pistons qui ont un débit de refoulement variable sont les plus indiqués dans cette étude. Ils sont pratiques à utiliser et à maintenir et bon marché. Ils fonctionnent à faible vitesse et assurent un bon rendement sur toute la plage de régimes de fonctionnement.

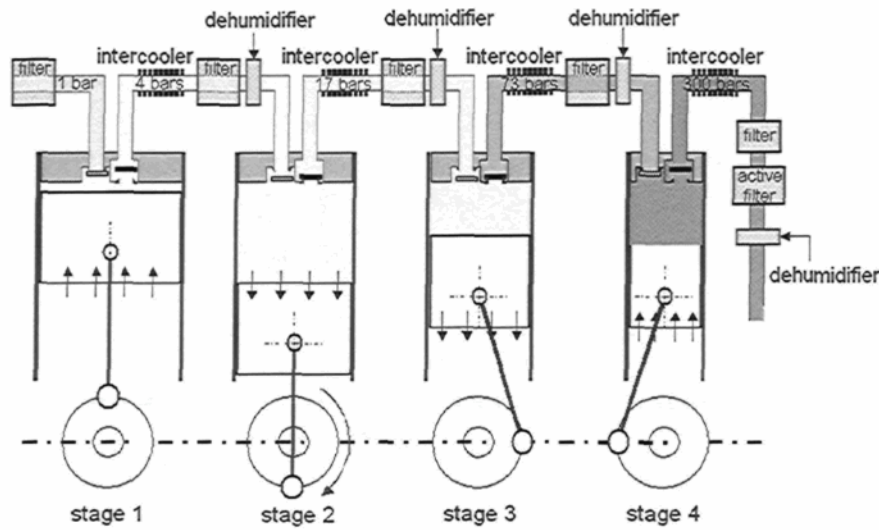


Figure 3-10 : Schéma d'un compresseur multi-étagé «en série»

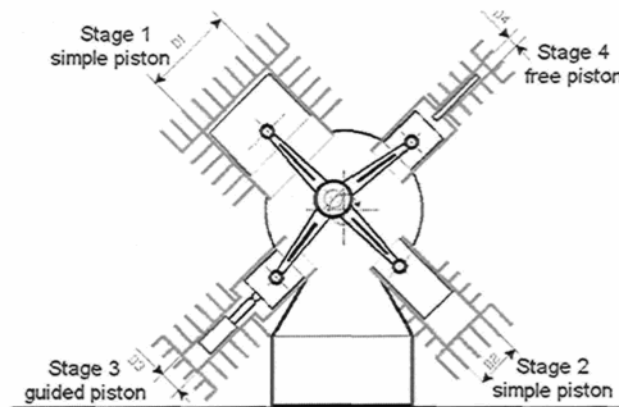


Figure 3-11 : Schéma d'un compresseur multi-étagé «en étoile»

Une analyse du panel de possibilités quant au nombre et à la puissance des compresseurs à installer pour le SHEDACPE a abouti à la conclusion qu'une gamme de compresseurs associés en série, de petite puissance (de l'ordre de 5 kW chacun) représente la meilleure solution comparée à l'option d'avoir un seul compresseur de puissance relativement élevée (de l'ordre de 25 kW) vu la difficulté du transport par les hélicoptères (des structures mécaniques extrêmement lourdes). L'inconvénient d'avoir plusieurs petits compresseurs réside dans l'installation, la maintenance et probablement le coût. L'avantage est qu'ils permettent de réaliser une compression multi-étagée jusqu'à la pression maximale souhaitée (300 bars) et

assurer plus de fiabilité au système même en cas de panne ou de dysfonctionnement d'une machine. Les Figure 3-10 et Figure 3-11 présentent 2 types de compresseurs multi-étages en série et en étoile. L'installation des refroidisseurs entre les étages est indispensable pour garantir un fonctionnement optimal du compresseur. Généralement, le nombre d'étages ne doit pas dépasser les cinq étages pour éviter d'engendrer une augmentation du coût.

6.2. Physique du processus de compression d'air

Comme la capacité, V_{ai} , du cylindre du compresseur est limitée, la phase de stockage (idem de compression) résulte de la somme des cycles élémentaires de compression. Ces cycles élémentaires sont présentés par le diagramme P-V de Clapeyron (Figure 3-12) avec une hypothèse que le volume mort de la machine volumétrique est considéré négligeable. Ces cycles élémentaires sont composés de mêmes transformations qui caractérisent le cycle de Joule pour les systèmes fermés. Pendant la phase de stockage, la pression finale intermédiaire, p_{fi} , devrait varier de la pression atmosphérique, p_a , jusqu'à la pression finale du réservoir de stockage, p_{st-r} .

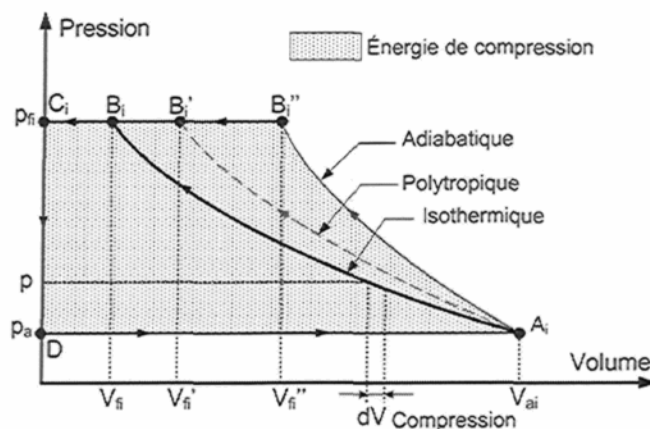


Figure 3-12 : Diagramme P-V d'un cycle ouvert des gaz pour une machine volumétrique [96]

La transformation que subit l'air pendant sa compression est polytropique parce qu'il y a toujours un certain changement de température du gaz et un peu d'échange de chaleur avec l'environnement. La pression et le volume massique sont reliés par l'expression suivante :

$$pv^n = cte \quad (3-16)$$

La valeur de l'exposant n est comprise entre 1.0 et 1.4 et elle dépend de plusieurs facteurs comme les particularités du gaz compressé, sa chaleur spécifique, le degré d'échange de chaleur, les caractéristiques de la compression et du refoulement de la machine. Dans cette étude, la valeur de n a été fixé à 1.3.

L'évaluation de la quantité d'énergie nécessaire pour comprimer l'air peut être obtenue en intégrant l'équation (3-17) le long des lignes de compression (Figure 3-12). L'état initial de compression est défini par le point $A(p_a, V_a, T_a)$; où V_a est le volume total du gaz à la pression atmosphérique et V_{st_r} est le volume du réservoir de stockage.

$$E_{C_po} = \int -pdV \quad (3-17)$$

L'expression de l'énergie de compression polytropique pour un cycle ouvert de gaz, devient alors :

$$E_{C_po} = \frac{n_c}{n_c - 1} p_a V_a \left[\left(\frac{p_{ou_c}}{p_a} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] = \frac{n_c}{n_c - 1} m_a r T_a \left[(\pi_c)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] \quad (3-18)$$

r est la constante des gaz parfaits (287 J/kg.K); T_a est la température absolue d'air à l'admission du compresseur; p_a et p_{ou_c} sont la pression atmosphérique à l'admission et la pression à la sortie du compresseur, respectivement; n_c est l'exposant polytropique; m_a est la masse d'air aspiré par le compresseur et π_c est le taux total de compression.

6.3. Dimensionnement du compresseur

Du fait de l'irréversibilité qui caractérise le processus polytropique de compression¹⁰, la puissance réelle de compression est toujours supérieure à la puissance théorique réversible et peut être calculée, pour un compresseur mono-étagé, comme suit :

¹⁰ Température de l'air en fin du processus polytropique > à celle obtenue par un processus adiabatique réversible.

$$P_{C-1} = \frac{n_c}{n_c - 1} \dot{m}_c r T_a \left[\left(\frac{p_{ou-c}}{p_a} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{p-c}} \quad (3-19)$$

La puissance totale consommée par un compresseur multi-étagé (N étages), caractérisé par le même taux de compression dans chaque étage (dans le but d'avoir le rendement le plus élevé), s'écrit alors comme suit [95] :

$$P_C = \frac{n_c N_c}{n_c - 1} \dot{m}_c r T_a \left[\left(\frac{p_{ou-c}}{p_a} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c N_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{p-c}} = \frac{n_c N_c}{n_c - 1} \dot{m}_c r T_a \left[(\pi_c)^{\frac{n_c-1}{n_c N_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{p-c}} \quad (3-20)$$

η_{p-c} est le rendement polytropique du compresseur; N_c est le nombre d'étages du compresseur, \dot{m}_c est le débit massique du compresseur et π_c est le taux total de compression défini en fonction du taux de compression dans chaque étage, π_{i-c} , comme suit :

$$\pi_c = \frac{p_{ou-c}}{p_a} = (\pi_{i-c})^{N_c} \quad (3-21)$$

$$\pi_{i-c} = \frac{p_1}{p_a} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \dots = \frac{p_{N_c}}{p_{N_c-1}} = \frac{p_{ou-c}}{p_a} \quad (3-22)$$

La Figure 3-13 montre le rôle que joue le nombre d'étages et le taux de compression sur la consommation du compresseur. Il est facile à constater qu'un compresseur à 5 étages permet de comprimer l'air à une pression de 300 bars avec 46% moins d'énergie consommée par unité de masse d'air comprimé par rapport à un compresseur d'un seul étage. Par contre, cet écart de l'énergie diminue avec la diminution du nombre d'étages et devient 43,5% comparé à un compresseur de 4 étages, 40% pour un compresseur de 3 étages et enfin 32,5% pour un compresseur de 2 étages. Cette faible énergie consommée par un nombre élevé d'étages de compression permettra de profiter au maximum de surplus de l'énergie éolienne disponible ou de réduire la taille de l'éolienne utilisée ainsi que les frais y associés.

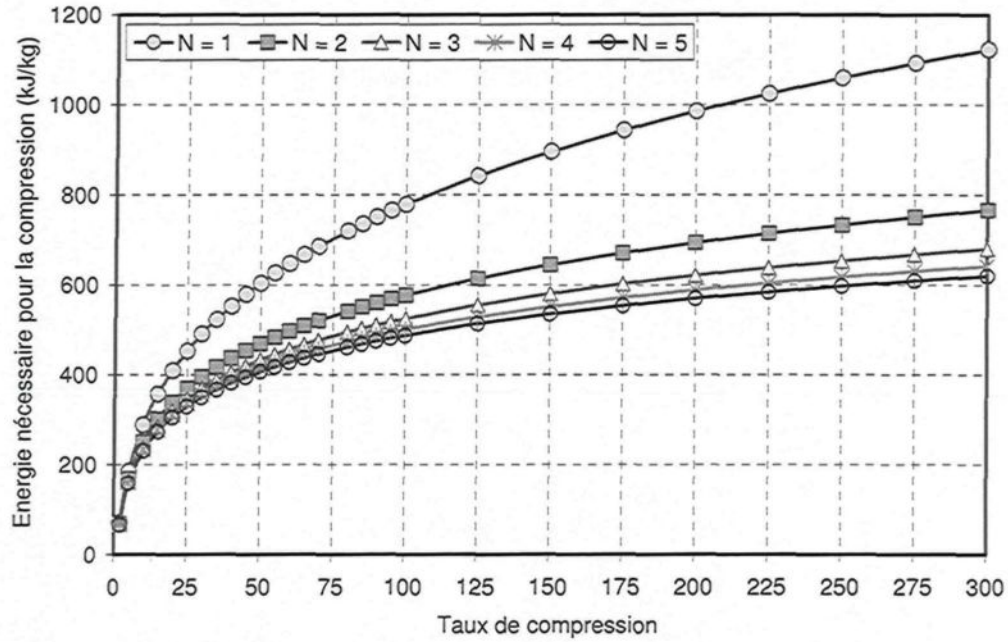


Figure 3-13 : Variation de l'énergie de compression en fonction du nombre d'étages et du taux de compression

Le surplus de la puissance éolienne disponible est supposé totalement absorbé par le moteur électrique entraînant le compresseur, d'où [95] :

$$P_{EX_WT} = P_{EM} = \frac{n_c N_c}{n_c - 1} \dot{m}_c r T_a \left[(\pi_c)^{\frac{n_c - 1}{n_c N_c}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{p_c}} \frac{1}{\eta_{tr}} \frac{1}{\eta_e} \quad (3-23)$$

P_{EM} est la puissance du moteur électrique, η_{tr} est le rendement de transmission entre le moteur électrique et le compresseur et η_e est le rendement électrique de la turbine éolienne. Ce dernier tient compte des pertes dans la série des contrôleurs et câbles entre l'éolienne et le moteur électrique.

La puissance éolienne excédentaire peut être calculée comme suit :

$$P_{EX_WT} = P_{WT} - P_{CH} \quad (3-24)$$

En tenant compte du débit massique d'air comprimé, \dot{m}_c , et de sa densité, ρ_{CA} , la capacité appropriée du compresseur, \dot{V}_c , peut être déterminée à partir de l'énergie éolienne excédentaire comme suit :

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{CA}} = P_{EX_WT} \eta_{p_c} \eta_{tr} \eta_e \frac{(n_c - 1)}{n_c N_c \rho_{CA} r T_a} \left[(\pi_c)^{\frac{n_c - 1}{n_c N_c}} - 1 \right]^{-1} \quad (3-25)$$

La Figure 3- 14 montre que la capacité volumique de compresseur, diminue avec l'augmentation de la pression de stockage et la diminution du nombre d'étages de compression. Il est facile à constater, à partir de la Figure 3-15, que le débit volumique d'air comprimé délivré par le compresseur suit le même profil que la courbe de puissance de l'éolienne PGE. Ainsi, plus le taux de compression diminue, plus la quantité d'air fournie augmente. Par contre, une vitesse de vent plus élevée permet d'augmenter le volume d'air comprimé stocké. Par conséquent, l'énergie extraite de l'éolienne et utilisée pour produire l'air comprimé permet, d'une manière régulière, la production de l'air comprimé à haute pression à une vitesse élevée du vent et la production à basse pression d'air comprimé à une vitesse moins élevée du vent.

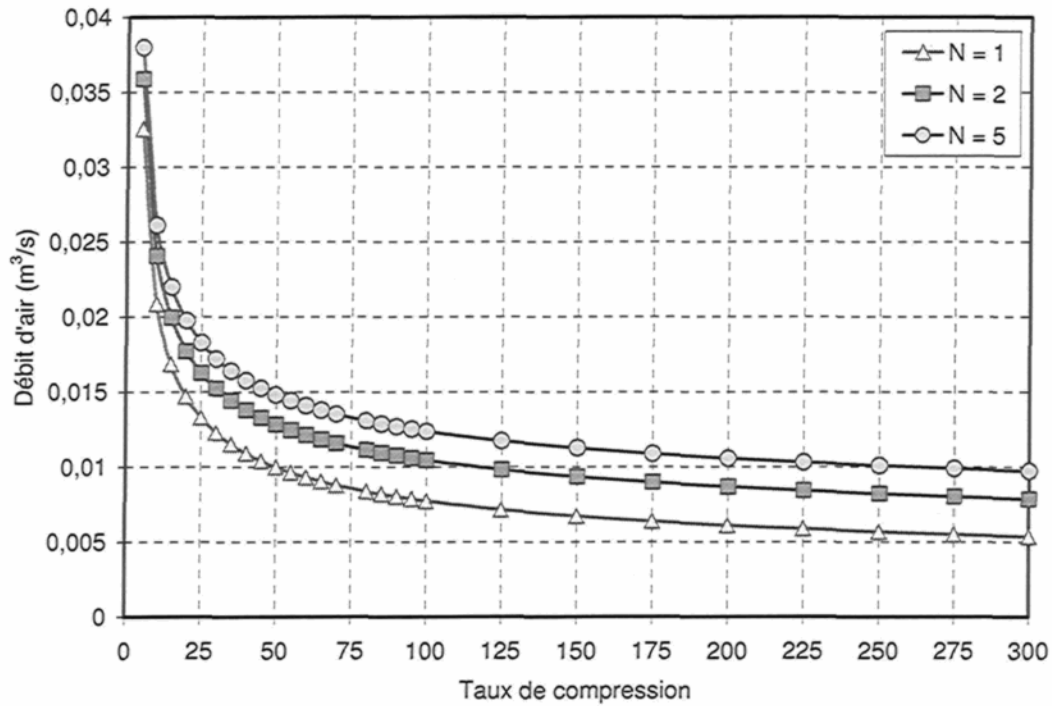


Figure 3- 14 : Variation du débit volumique en fonction du nombre d'étages et du taux de compression

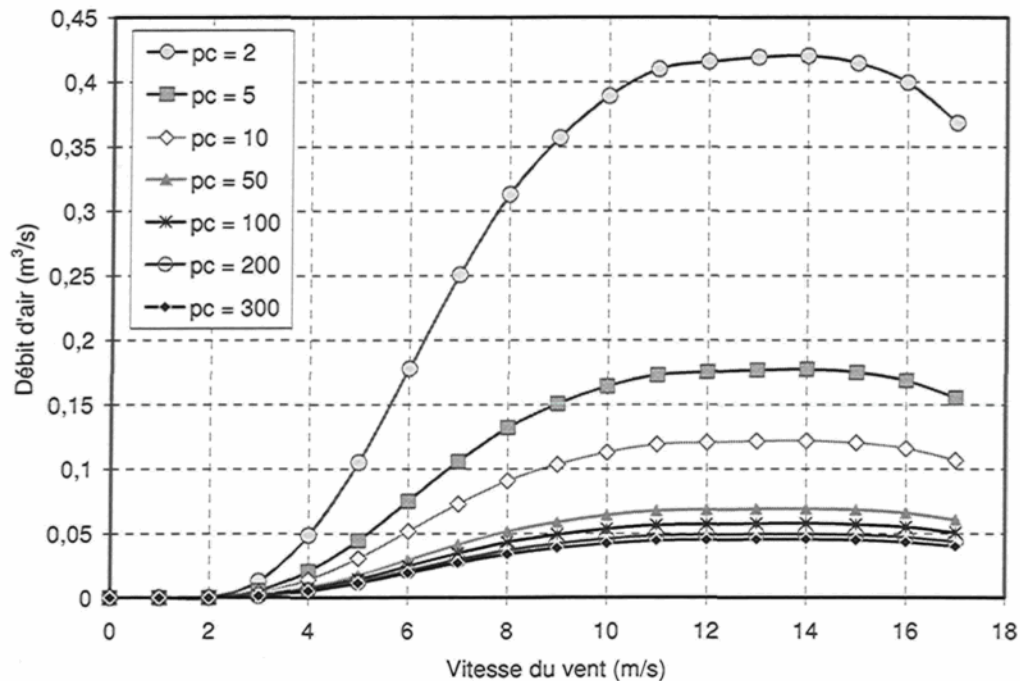


Figure 3-15 : Variation du débit volumique en fonction de la vitesse du vent et du taux de compression du compresseur

7. Types et puissance de la machine à air comprimé

7.1. Batterie oléopneumatique

La batterie oléopneumatique est un système de stockage utilisant la compression volumétrique uniquement, sans apport énergétique supplémentaire. Le principe d'un accumulateur pneumatique consiste à stocker de l'énergie en comprimant un gaz. Deux types de batteries oléopneumatiques peuvent être distingués selon le mode de compression :

1. *les accumulateurs oléopneumatiques à piston* : un piston libre muni de joints sépare le gaz (air comprimé) du liquide. Ils sont très fiables, adaptés aux hautes pressions et hautes températures, mais coûteux.
2. *les accumulateurs oléopneumatiques à vessie ou à membrane* : le gaz (air comprimé) est enfermé dans une vessie, ou séparé du liquide par une membrane en élastomère.

Cette technologie, en cours de développement, permet de stocker l'énergie, à l'échelle locale, grâce à l'usage de l'air comprimé (ou d'azote liquide) et d'huile sous pression. C'est un dispositif de stockage de type «tampon» qui met rapidement en disposition l'énergie stockée. Il possède la propriété de pouvoir stocker de l'énergie à long terme sans pertes significatives à l'état chargé stationnaire. Il permet de définir un rendement énergétique du cycle aller-retour similaire à celui d'un accumulateur électrochimique [55]. Il présente des propriétés très intéressantes du point de la densité énergétique surtout dans sa deuxième version avec un cycle ouvert de gaz [44]. Un tel système ne présente qu'un très faible vieillissement et il est de plus réparable « par sous-système ». Il ne présente pas de difficultés majeures lors du recyclage en fin de vie. Deux versions existent pour ce type de système de stockage: la première appelée BOP-A (Figure 3-16) est caractérisée par un faible volume d'air à haute pression (cycle fermé de gaz) et une quantité importante d'huile; la deuxième appelée BOP-B (Figure 3-16), fonctionnant en cycle ouvert, pourra présenter des propriétés bien plus intéressantes du point de la densité énergétique.

Ce système est intéressant, cependant, il ne pourra pas être utilisé pour l'application proposée dans cette étude (station de télécommunication isolée). En effet, les conditions climatiques régnant dans la station en hiver sont telles qu'il faudrait un élément de chauffage additionnel pour s'assurer que l'huile ne se solidifie pas. Un tel système serait couteux en énergie donc non rentable.

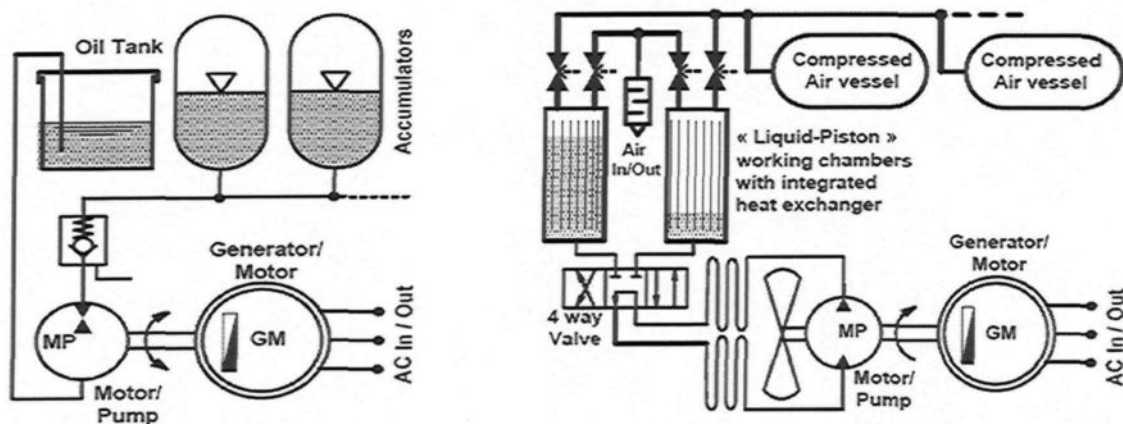


Figure 3-16 : Schéma de principe de deux types de batteries oléopneumatiques : cycle ouvert BOP-A (à gauche) et cycle fermé BOP-B (à droite) [55]

7.2. Moteur à comprimé

7.2.1. Types des moteurs à comprimé

Le moteur à air comprimé (MAC) transforme l'air comprimé venant des réservoirs en électricité via un alternateur associé à sa partie pneumatique. Il effectue la fonction inverse de celle d'un compresseur. Différents types de MAC peuvent être distingués comme les moteurs à palettes (Figure 3-17), les moteurs à pistons (Figure 3-18), les moteurs à engrenages ou bien les moteurs-turbines à action. Les caractéristiques du MAC sont représentées en courbes couple-vitesse ($C - N$) et puissance-vitesse ($P - N$) (Figure 3-19).

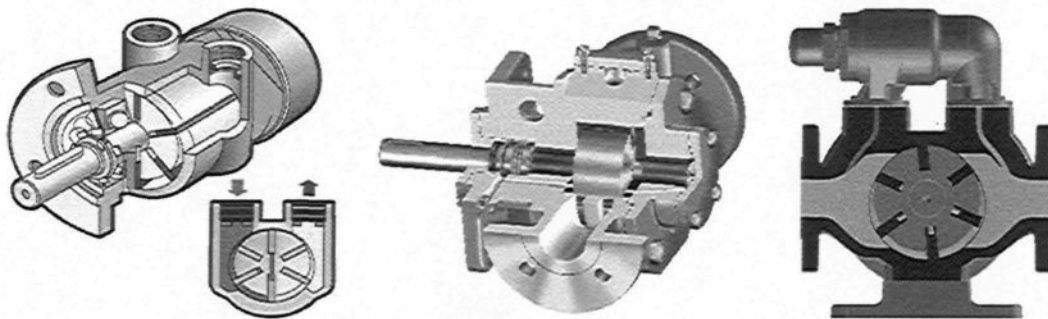


Figure 3-17 : Schémas d'un MAC à palettes [97], [98]

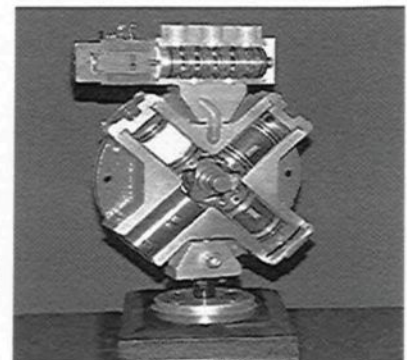
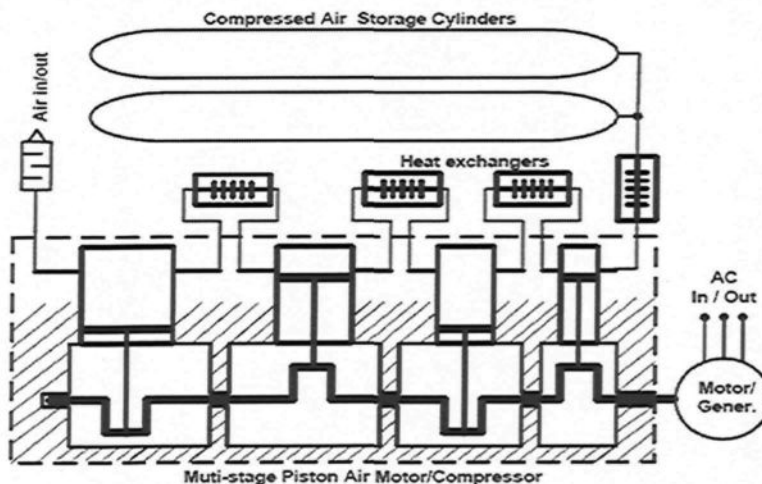


Figure 3-18 : Schema des moteurs à air comprimé de type à piston [96]

La poussée sur les pistons, palettes ou dentures étant proportionnelle à la pression, et la pression variant en fonction des pertes de charge dans la machine, qui sont proportionnelles au carré de la vitesse de l'air (c'est-à-dire au carré de la vitesse de rotation), il en résulte que la courbe couple-vitesse ($C-N$) a théoriquement une allure parabolique [99]. Il y a bien souvent, à l'entrée du moteur, un laminage de l'air; la courbe ($C-N$) se rapproche alors d'une droite. Cette courbe est toujours à pente négative : le couple diminue quand la vitesse augmente, pour s'annuler à la vitesse d'emballement. La puissance utile étant le produit du couple par la vitesse, elle augmente donc pour passer par un maximum et s'annule pour la vitesse d'emballement [99].

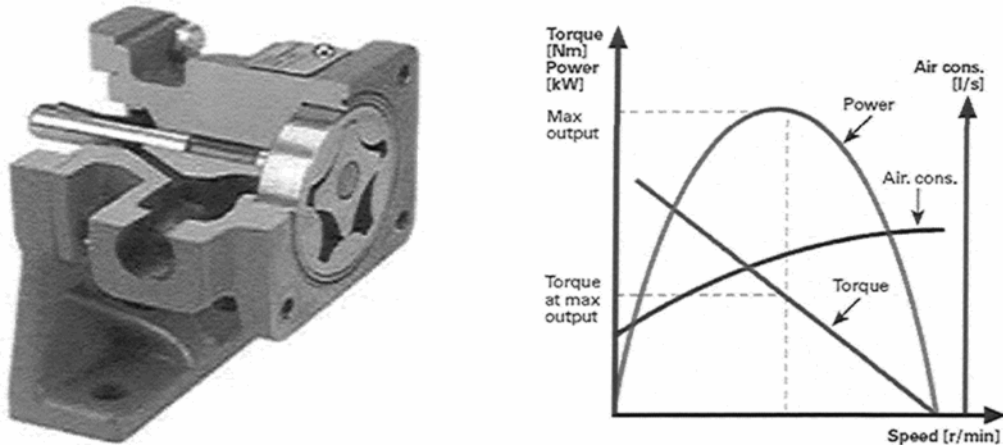


Figure 3-19 : Schéma d'un geretor (à gauche) [98] et les courbes de performance d'un MAC (à droite) [97]

Une des solutions est d'utiliser une machine fonctionnant comme compresseur dans la phase de stockage et comme moteur à air comprimé lors du déstockage. Cette machine est dite réversible. En effet, utiliser deux machines indépendantes serait plus coûteux à l'investissement ainsi qu'à l'entretien et plus encombrant. Cependant, la stratégie de stockage adoptée dans cette étude pour le SHEDACPE implique une utilisation des compresseurs pour stocker l'énergie et en même temps des MAC pour alimenter la station lorsque la puissance fournie par l'éolienne est inférieure à la charge, soit pour de faibles vitesses de vent [95]. Ce qui est impossible à réaliser avec une seule machine inversible. Cependant, l'utilisation des plusieurs machines

inversibles fonctionnant différemment selon les scénarios, peut compliquer quelque peu la gestion des automatismes. Pour ces raisons, cette possibilité a été exclue de l'étude.

7.2.2. Puissance du moteur à air comprimé

La puissance du moteur à air comprimé est de 8kW. En effet, cette puissance a été choisie pour alimenter la station de télécommunication avec 5kW et le reste (3 kW) prend en considération les pertes mécaniques et énergétiques entre le MAC et son alternateur d'une part et va servir d'une part à chauffer des résistances chauffantes mises après chaque étage de détente du moteur à air comprimé dans le but de chauffer l'air après la détente et éviter la formation du givre sur le circuit d'air et l'endommagement de ce dernier.

8. Modélisation du moteur à air comprimé

Pour pouvoir analyser et simuler le processus de conversion d'énergie pneumatique, il est indispensable de déterminer le modèle du moteur à air comprimé (MAC) utilisé. Le modèle idéal devrait prendre en considération tous les phénomènes physiques impliqués lors de la conversion d'énergie. Cependant, il est difficile d'obtenir auprès des fabricants toutes les données nécessaires pour accomplir la modélisation. D'autre part, une vue d'ensemble des catalogues des différents manufacturiers montre que la quasi-totalité des machines volumétriques à air, peu importe la technologie, présentent presque la même forme des courbes caractéristiques. Par conséquent, un modèle analytique basé sur ces courbes est suffisant et assez précis pour une description générale du comportement et des performances de conversion énergétique de ces machines [96].

Le choix du moteur à air comprimé qui convient à l'utiliser dans le cadre d'un SHEDACPE a été limité à deux modèles qui seront traités dans la suite :

- de type à palettes
- de type à piston

8.1. Moteur à palettes

Cette technologie présente les avantages de simplicité, sécurité, légèreté et grande densité de puissance, ce qui la rend appropriée pour des applications portables ou stationnaires à très petite échelle [100]. Deux modes du fonctionnement peuvent être distingués pour un moteur à palettes :

- fonctionnement à pression nominale constante.
- fonctionnement à pression nominale variable.

8.1.1. Modèles à pression nominale constante

Il est important de mentionner que ce mode du fonctionnement nécessite un régulateur de pression pour maintenir la pression constante à l'entrée du moteur. Les courbes caractéristiques fournies par le fabricant pour un moteur à air, de type à palettes, pour une pression nominale constante (6 bars) sont représentées sur la Figure 3-20 [97].

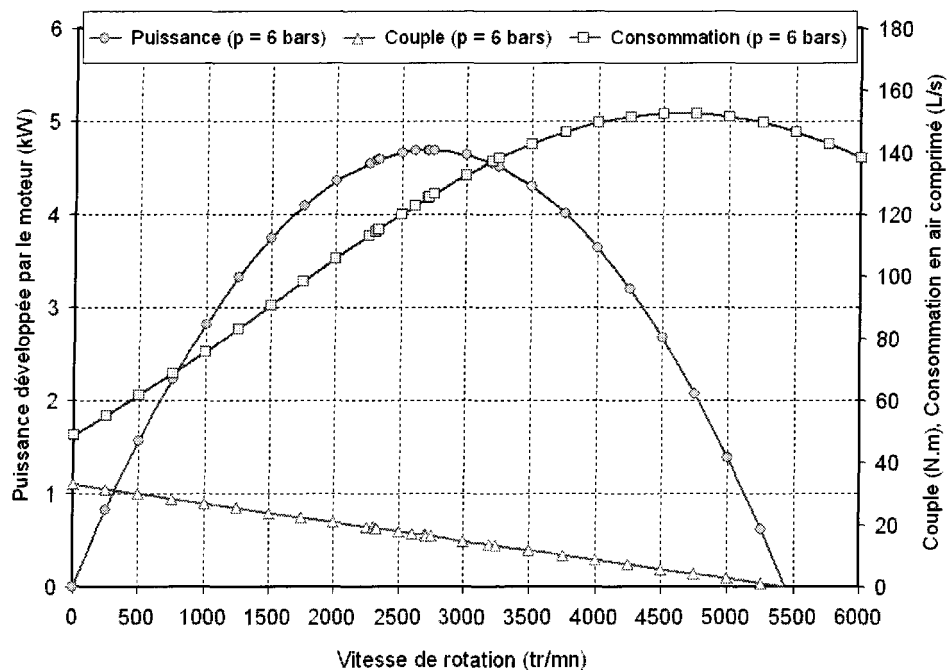


Figure 3-20 : Caractéristiques réelles du moteur LZL35 à pression nominale de 6 bars

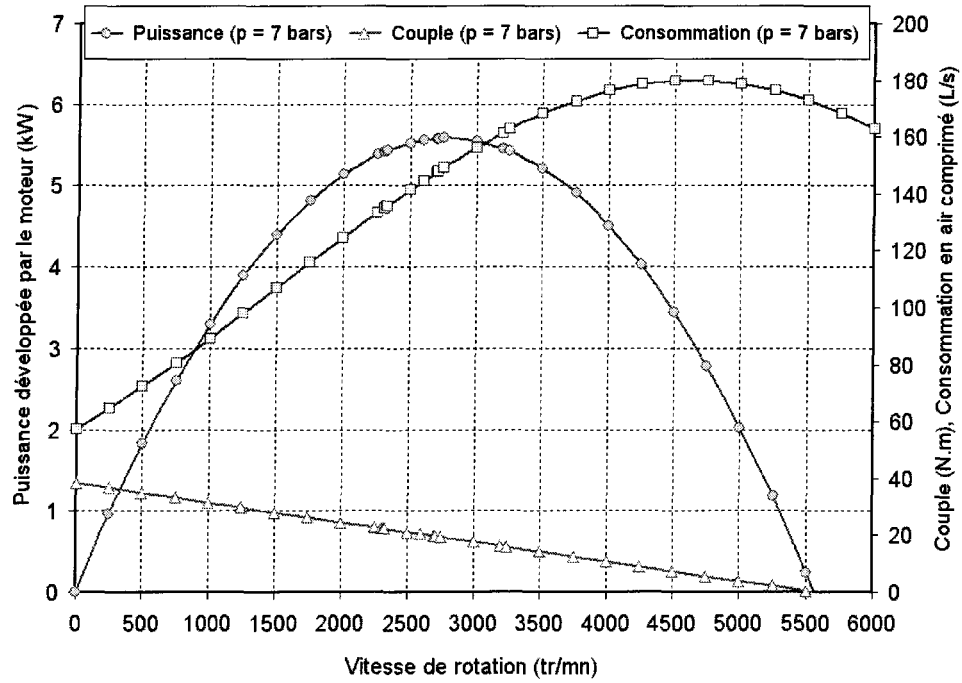


Figure 3-21 : Caractéristiques modélisées du moteur LZL35 à pression nominale de 7 bars

Il est facile de remarquer que le moteur présente une caractéristique linéaire du couple qui peut être modélisé par la fonction polynômiale suivante de premier ordre :

$$C_{m_CAE} = C_{0_CAE} \left(1 - \frac{N_{CAE}}{N_{0_CAE}} \right) \quad (3-26)$$

C_{m_CAE} , C_{0_CAE} , N_{CAE} et N_{0_CAE} sont respectivement le couple mécanique, le couple de décrochage, la vitesse de rotation et la vitesse de rotation à vide (couple nul) du moteur à air comprimé. Par exemple, le moteur de type LBZ14R est caractérisé par $C_{0_CAE} = 1.2 N.m$ et $N_{0_CAE} = 3200 tr/mn$ pour une pression nominale constante de 6.3 bars. La puissance mécanique P_{CAE} obtenue peut, alors, être exprimée par :

$$P_{CAE} = \frac{\pi}{30} N_{CAE} C_{m_CAE} = \frac{\pi}{30} C_{0_CAE} \left(N_{CAE} - \frac{N_{CAE}^2}{N_{0_CAE}} \right) \quad (3-27)$$

Une analyse de la consommation du MAC, \dot{V}_{CAE} , a montré qu'elle présente une variation non linéaire par rapport à la vitesse et peut être précisément modélisée avec la fonction exponentielle suivante :

$$\dot{V}_{CAE} = 10^{(c_1 N_{CAE}^2 + c_2 N_{CAE} + c_3)} \quad (3-28)$$

c_1 , c_2 et c_3 sont des constantes réelles qui peuvent être déterminées à partir d'au moins trois points distincts de la courbe caractéristique de la consommation d'air. Les caractéristiques modélisées du moteur LZL35 [97] pour une pression nominale de 7 bars sont représentées sur la Figure 3-21. Les courbes obtenues correspondent bien aux courbes fournies par le manufacturier, ce qui confirme alors l'exactitude des modèles analytiques.

8.1.2. Modèles à pression nominale variable

Une fois que la valve qui contrôle la pression est supprimée, le moteur pourra fonctionner à une pression variable. Les données fournies par les manufacturiers pour ce mode de fonctionnement montrent qu'une pression variable à l'entrée du MAC ne modifie pas la forme des courbes caractéristiques, mais principalement leurs paramètres de limite d'opération comme le couple de décrochage C_{0_CAE} et la vitesse à vide N_{0_CAE} . Les données fournies par les fabricants permettent de définir certaines fonctions correctives $f_{C_{0_CAE}}$, $f_{N_{0_CAE}}$ et $f_{\dot{V}_{CAE}}$ définies par les expressions suivantes :

- Pour le couple de décrochage : $f_{C_{0_CAE}} = c_{C1} \cdot p + c_{C2}$ (3-29)

- Pour la vitesse de rotation à vide : $f_{N_{0_CAE}} = c_{N1} \cdot p_{CA}^2 + c_{N2} \cdot p + c_{N3}$ (3-30)

- Pour la consommation d'air : $f_{\dot{V}_{CAE}} = c_{V1} \cdot p + c_{V2}$ (3-31)

c_{C1} , c_{C2} , c_{N1} , c_{N2} , c_{N3} , c_{V1} et c_{V2} sont des constantes qui peuvent être déterminées à partir des tableaux techniques fournis par le manufacturier. Ces fonctions montrent que le couple de décrochage et la consommation d'air varient linéairement avec la pression, tandis que la vitesse à vide présente une dépendance non linéaire à la pression d'air. En introduisant les fonctions

correctives $f_{C_{0_CAE}}$, $f_{N_{0_CAE}}$ et $f_{\dot{V}_{CAE}}$ dans les équations (3-26), (3-27) et (3-28), les courbes des performances du MAC fonctionnant à pression variable deviennent comme suit :

$$C_{m_CAE} = f_{C_{0_CAE}} \cdot C_{0_CAE} \left(1 - \frac{N_{CAE}}{f_{N_{0_CAE}} \cdot N_{0_CAE}} \right) \quad (3-32)$$

$$P_{CAE} = \frac{\pi}{30} f_{C_{0_CAE}} \cdot C_{0_CAE} \left(N_{CAE} - \frac{N_{CAE}^2}{f_{N_{0_CAE}} \cdot N_{0_CAE}} \right) \quad (3-33)$$

$$\dot{V}_{CAE} = f_{\dot{V}_{CAE}} 10^{(c_1 N_{CAE}^2 + c_2 N_{CAE} + c_3)} \quad (3-34)$$

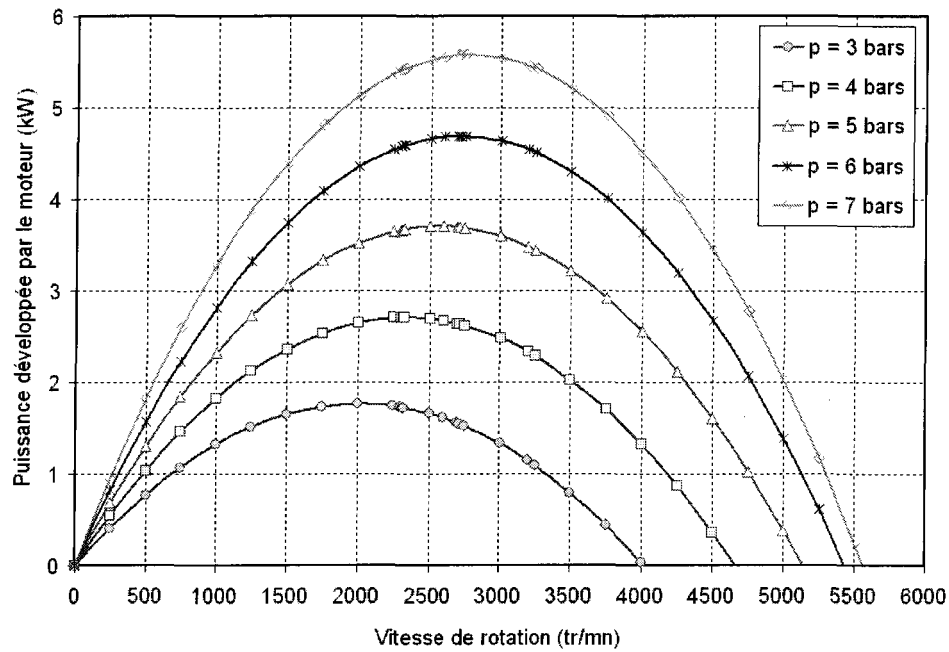


Figure 3-22 : Puissance d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable

Les caractéristiques modélisées du MAC fonctionnant à pression variable sont représentées sur les Figure 3-22, Figure 3-23 et Figure 3-24. Il est simple à remarquer, en comparant les résultats obtenus avec ceux fournies par le fabricant et qui correspondent au fonctionnement du MAC à pression constante (Figure 3-20 et Figure 3-21), que les

caractéristiques modélisées ont la même forme que celles du fabricant. Ceci prouve ainsi l'efficacité et la validité des fonctions correctives citées ci-dessus.

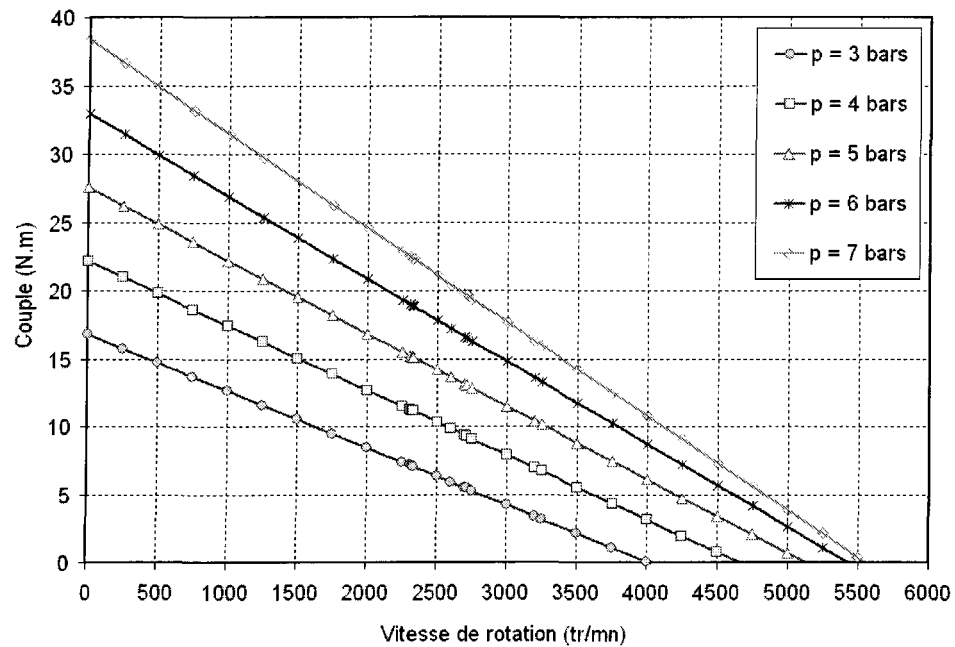


Figure 3-23 : Couple d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable

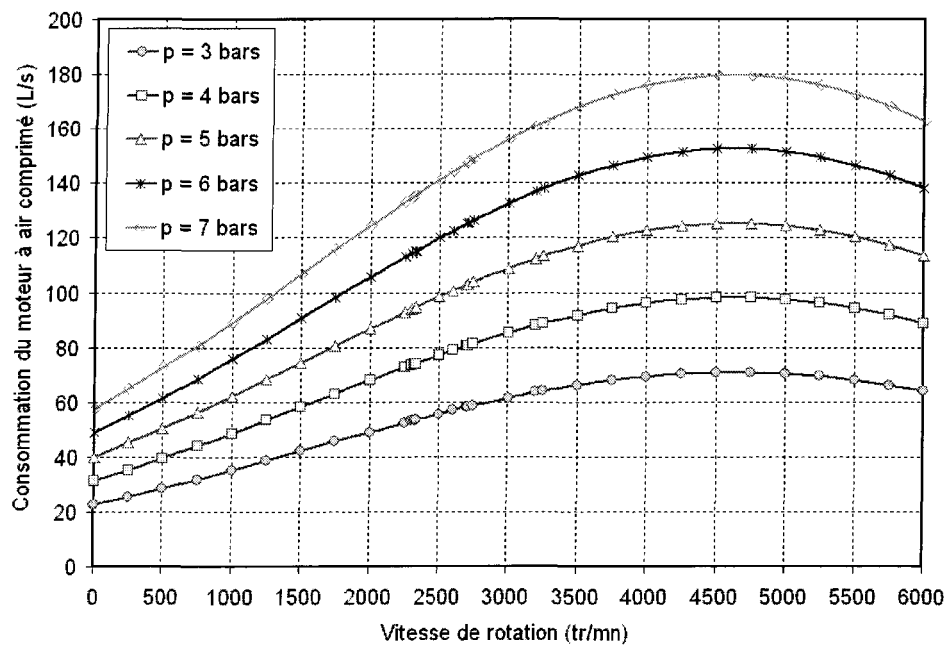


Figure 3-24 : Consommation d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable

8.1.3. Évaluation de l'efficacité de la conversion d'énergie pneumatique-mécanique

Pour calculer le rendement de la chaîne de conversion pneumatique-mécanique, la puissance disponible dans l'air comprimé injecté dans le MAC doit être évaluée d'abord. Un schéma simplifié de ce système de conversion est représenté sur la Figure 3-25 où sont représentés les flux des transferts de chaleur et de masse ainsi que les variables correspondantes. Les hypothèses simplificatrices suivantes sont prises en compte dans cette évaluation :

- Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge) qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle.
- Les caractéristiques de l'air comprimé (volume du contrôle) sont supposées indépendantes de la température et de la pression (les capacités calorifiques à pression constante c_p et à volume constant c_v ainsi que leur rapport $\gamma = c_p / c_v$ ont des valeurs fixes).
- Un équilibre des pressions instantanées existe entre l'atmosphère et la sortie du MAC,
- Le débit d'air comprimé traversant le MAC, qui est modélisé comme un volume de contrôle du système ouvert, est considéré constant.
- Les changements d'énergies cinétique et potentielle sont supposés négligeables.

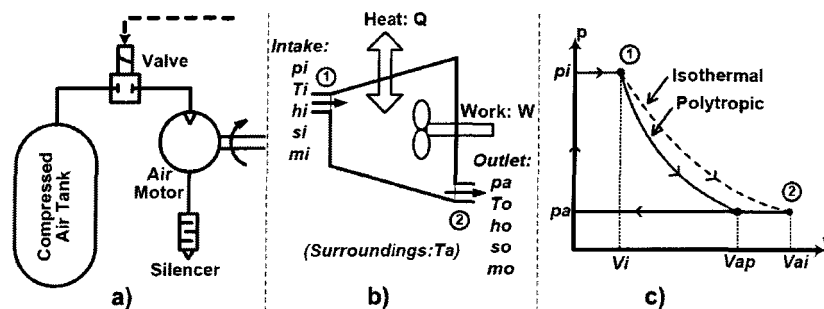


Figure 3-25 : Schéma de principe de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique [96]

Dans ces conditions et selon les première et deuxième lois de thermodynamique appliquées à ce système ouvert (Figure 3-25), l'énergie élémentaire disponible dans une masse unitaire d'air peut être exprimée par l'équation suivante [101] :

$$\delta W \leq -dh + T_a ds \quad (3-35)$$

dh et ds désignent, respectivement, les variations de l'enthalpie et l'entropie spécifiques. L'intégration de l'expression (3-35) entre l'état 2 (sortie du moteur) et l'état 1 (admission du moteur), donne l'expression suivante du travail spécifique W_{CAE} :

$$W_{CAE} \leq (h_{in_CAE} - h_{ou_CAE}) - T_a (s_{in_CAE} - s_{ou_CAE}) \quad (3-36)$$

h_{in_CAE} , s_{in_CAE} , h_{ou_CAE} et s_{ou_CAE} sont, respectivement, les enthalpies et les entropies spécifiques à l'entrée et à la sortie du MAC. Pour un gaz parfait, les variations nettes de l'enthalpie et l'entropie s'écrivent comme suit :

$$h_{in_CAE} - h_{ou_CAE} = c_p (T_{in_CAE} - T_{ou_CAE}) \quad (3-37)$$

$$s_{in_CAE} - s_{ou_CAE} = c_p \ln \left(\frac{T_{in_CAE}}{T_{ou_CAE}} \right) - R \ln \left(\frac{p_{in_CAE}}{p_{ou_CAE}} \right) \quad (3-38)$$

p_{in_CAE} , T_{in_CAE} , p_{ou_CAE} et T_{ou_CAE} sont, respectivement, les températures et pressions à l'entrée et à la sortie du MAC.

Sachant que $p_{ou_CAE} = p_a$, en substituant les équations (3-37) et (3-38) dans l'équation (3-36), cette dernière devient :

$$W_{CAE} \leq rT_a \left[\ln \left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right) + \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{T_{in_CAE} - T_{ou_CAE}}{T_a} - \ln \left(\frac{T_{in_CAE}}{T_{ou_CAE}} \right) \right) \right] \quad (3-39)$$

En pratique, la décharge du réservoir dure généralement pour une période de temps relativement longue, de telle sorte que l'expansion de l'air comprimé qu'il contient peut être considérée comme isotherme. Par conséquent, la température de l'air à l'admission du moteur

peut être considérée égale à la température ambiante, $T_{in_CAE} = T_a$. En tenant compte de cette hypothèse et en supposant que le processus est isentropique, l'équation (3-39) devient alors :

$$W_{CAE} = rT_a \left[\ln \left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right) + \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \frac{T_{ou_CAE}}{T_a} - \ln \left(\frac{T_a}{T_{ou_CAE}} \right) \right) \right] \quad (3-40)$$

Le débit d'air comprimé \dot{m}_{CAE} traversant le moteur à air comprimé peut être obtenu en appliquant l'équation de continuité au MAC, d'où :

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{CAE} = \rho_a \dot{V}_{CAE} = \frac{p_{in_CAE}}{rT_a} \dot{V}_{in_CAE} = \frac{p_a}{rT_{ou_CAE}} \dot{V}_a \quad (3-41)$$

\dot{V}_{in_CAE} et \dot{V}_a sont respectivement les débits volumiques à l'entrée et à la sortie du MAC.

En pratique, le débit volumique d'air est mesuré à la sortie du moteur. La puissance mécanique¹¹ P_{CAE_th} théorique obtenue est alors :

$$P_{CAE_th} = W_{CAE} \dot{m}_a = p_a \dot{V}_a \frac{T_a}{T_{ou_CAE}} \left[\ln \left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right) + \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \frac{T_{ou_CAE}}{T_a} - \ln \left(\frac{T_a}{T_{ou_CAE}} \right) \right) \right] \quad (3-42)$$

En supposant que le moteur tourne à grande vitesse, ceci permet de considérer la détente d'air comprimé dans le moteur comme adiabatique. En introduisant l'expression

isentropique suivante $\frac{T_a}{T_{ou_CAE}} = \left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ dans l'équation (3-42), cette dernière devient :

$$P_{CAE_th} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_a \dot{V}_a \left[\left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3-43)$$

Finalement, le rendement en temps réel η_{pm_CAE} de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique peut être obtenu à partir des équations (3-33) et (3-43), d'où :

¹¹ La puissance d'air comprimé obtenue par la détente de l'air dans le moteur se calcule par le produit du débit d'air traversant le moteur et la quantité d'énergie disponible dans l'air comprimé.

$$\eta_{pm_CAE} = \frac{P_{CAE}}{P_{CAE_th}} = \frac{\frac{\pi}{30} f_{C_{0_CAE}} \cdot C_{0_CAE} \left(N_{CAE} - \frac{N_{CAE}^2}{f_{N_{0_CAE}} \cdot N_{0_CAE}} \right)}{\frac{\gamma}{\gamma-1} p_a \dot{V}_a \left[\left(\frac{p_{in_CAE}}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (3-44)$$

L'équation (3-44) montre que le rendement de la conversion η_{pm_CAE} est une fonction de la vitesse de rotation N_{CAE} et de la pression à l'entrée du moteur p_{in_CAE} . Étant donnée que P_{CAE} représente la puissance effective à l'arbre du moteur, avec l'hypothèse que la température d'admission d'air est égale à la température ambiante $T_{in_CAE} = T_a$ et que les échanges de chaleur entre les chambres du moteur et l'environnement sont négligeables (détente adiabatique), η_{pm_CAE} représente alors le rendement global du moteur à air; ceci signifie que η_{pm_CAE} inclut les rendements thermodynamique, volumétrique et mécanique. Les caractéristiques de la chaîne de conversion (puissance, couple, consommation en air et rendement) sont représentées sur les Figure 3-22, Figure 3-23, Figure 3-24 et Figure 3-26

Deux remarques importantes peuvent être signalées à propos de ces courbes qui sont typiques pour toutes les machines volumétriques :

- L'efficacité de conversion augmente avec la diminution de la pression à l'admission sur la plupart de la gamme de vitesses : Comme la pression à la sortie du moteur reste constante (pression atmosphérique), le taux de détente diminue lorsque la pression d'admission diminue et donc le rendement thermodynamique augmente comme l'a montré la Figure 3-26.
- Le rendement de conversion ainsi que la puissance présentent, en fonction du régime du moteur, une forme parabolique avec un point de fonctionnement correspondant à l'efficacité maximale. De plus, la vitesse optimale qui correspond à ce rendement maximum varie avec la pression. Étant donné que le régulateur de pression a été supprimé du système, le moteur fonctionnera à pression variable. L'efficacité de

conversion devrait être optimisée si la vitesse est contrôlée afin de maintenir toujours le système au point d'opération qui correspond au rendement maximum.

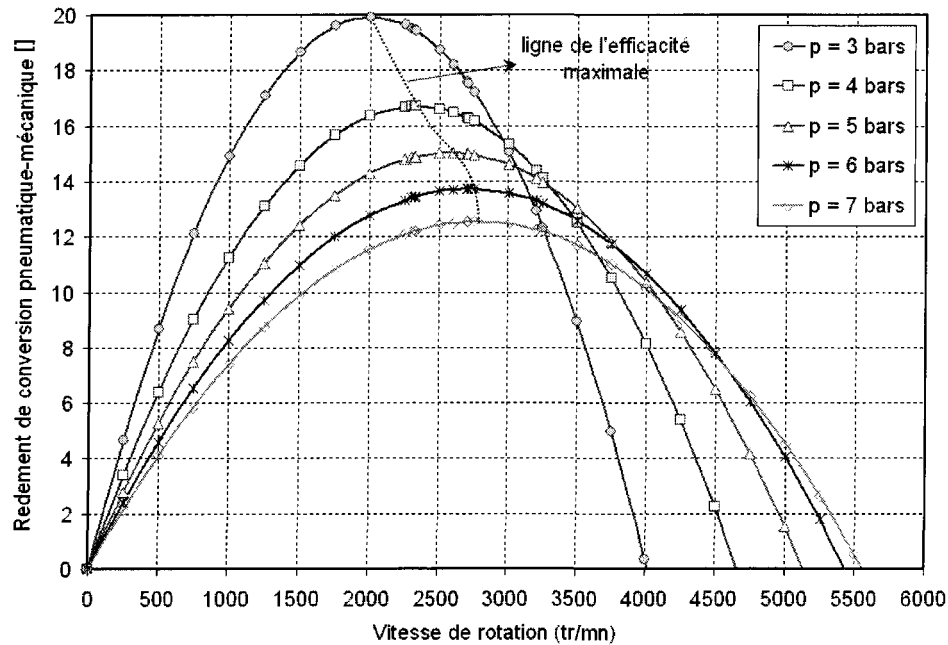


Figure 3-26 : Rendement de la chaîne de conversion d'énergie pneumatique-mécanique d'un MAC de type LZL35 fonctionnant à pression variable

Enfin, ce type de MAC se caractérise par une pression limitée à l'admission (7 bars) et une puissance maximale qui ne dépasse pas 5 kW dans les meilleurs cas. De plus, le rendement de la conversion pneumatique-mécanique diminue avec l'augmentation de la pression à l'admission. Même dans son meilleur état, le MAC ne dépasse pas 20% d'efficacité. Ceci réduit alors la possibilité d'utiliser l'air comprimé stocké à très haute pression parce qu'il serait indispensable de réduire la pression à l'admission du MAC, sachant que cette procédure, représentant une perte d'énergie, peut dégrader le rendement global du système. Par conclusion, l'exploitation de ce moteur dans le cadre du système SHEDACPE est limitée et complique la gestion et le contrôle des différents paramètres. Pour ces raisons, ce type de moteur est exclu de l'étude ainsi que tout autre moteur à air comprimé dont le mode de fonctionnement ressemble à celui d'un moteur à palettes (mode rotatif). Il ne reste pas alors qu'examiner l'efficacité du moteur alternatif de type « à piston » étant donné que le moteur-

turbine n'est pas envisageable pour cette étude à cause de sa très grande vitesse de rotation ainsi que de la gamme de puissances limitée aux faibles niveaux.

8.2. Moteur à piston

8.2.1. Mode du fonctionnement

Tant que le réservoir d'air comprimé dispose d'une pression suffisante, son énergie potentielle peut être convertie en énergie mécanique sur l'arbre moteur et en énergie électrique sur l'arbre de l'alternateur. Le cycle du moteur pneumatique est réalisé en trois étapes : charge cylindre, détente et échappement. Le cycle est réalisé en un tour de vilebrequin : c'est un cycle à deux temps. La Figure 3-27 représente, le schéma de principe d'un MAC à piston ainsi que le diagramme P-V idéalisé pour le cycle de l'air injecté dans le moteur.

La Figure 3-28 montre le moteur à air comprimé, de type à piston, fabriqué et commercialisé par l'entreprise MDI [83]. Le principe de fonctionnement de ce moteur est spécial et diffère avec un piston de charge ayant un petit diamètre et situé à côté du système bielle-manivelle. Le moteur se caractérise aussi par l'arrêt du piston au point mort haut (PMH) de la course du piston.

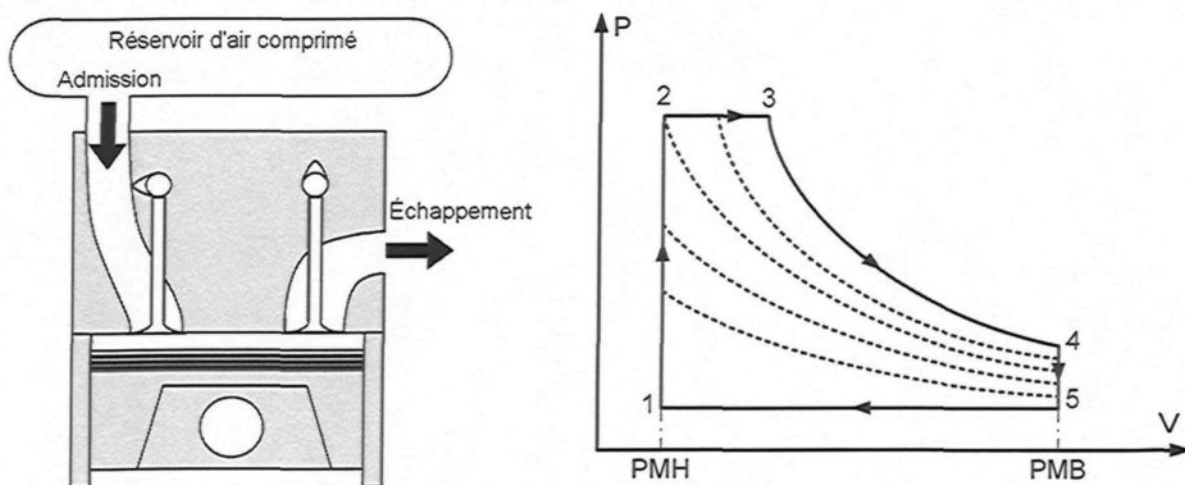


Figure 3-27 : Schéma de principe d'un moteur à air comprimé de type à piston (à gauche) et diagramme P-V idéalisé du cycle de l'air comprimé

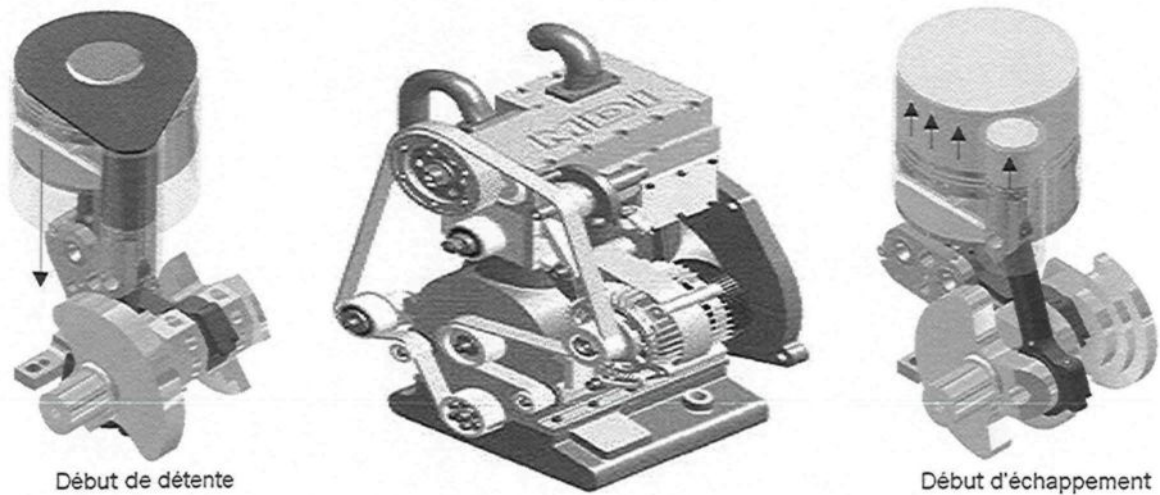


Figure 3-28 : Schéma d'un MAC à piston fabriqué par l'entreprise MDI [83]

8.2.2. Cycle de l'air comprimé dans un MAC à piston

Le cycle d'air comprimé injecté dans un moteur à air comprimé de type « à piston » comporte les 3 étapes suivantes :

- Charge cylindre : La soupape de charge est ouverte du point 1 au point 3 (Figure 3-27). Du point 1 au point 2, de l'air provenant du réservoir est détendu dans le cylindre. Du point 2 au point 3, la détente continue à pression constante et égale à la pression du réservoir (avec l'hypothèse que le volume du réservoir est très supérieur à celui du cylindre). Le travail du cycle moteur pneumatique peut varier continûment en adaptant l'angle de fermeture de la soupape de charge (Figure 3-27, lignes pointillées).
- Détente : La soupape de charge est fermée du point 3 au point 4 (Figure 3-27) : la charge d'air se détend. La course totale de détente (point 2 au point 4) produit le travail du cycle. Pour obtenir une détente complète de la charge d'air, l'angle de fermeture de la soupape de charge doit être optimisé de manière à superposer les points 4 et 5.

- Échappement : La soupape d'échappement s'ouvre au point 4 (Figure 3-27). Du point 4 au point 5, l'air du cylindre se détend dans l'échappement (ouvert à l'atmosphère ou à un autre réservoir de stockage à basse pression) et l'énergie potentielle de l'air au point 4 est perdue. Du point 5 au point 1, la course d'échappement repousse la masse d'air résiduelle dans le conduit d'échappement à la pression atmosphérique ou à la pression d'un autre réservoir à basse pression de stockage.

8.2.3. Calcul du travail développé par le moteur

Le travail du cycle moteur pneumatique est la somme des travaux pendant toutes les phases du cycle représenté sur la Figure 3-27, d'où :

$$W_{CAE} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5} + W_{5-1} \quad (3-45)$$

Par définition, le travail échangé entre les gaz du cylindre et le piston est défini par :

$$W = - \int p dV \quad (3-46)$$

Il en résulte que le travail d'une transformation isochore (à volume constant) est nul et par conséquent :

$$W_{1-2} = W_{4-5} = 0 \quad (3-47)$$

Les transformations 4→5 et 1→2 représentées sur le diagramme P-V (Figure 3-27) comme étant isochores sont en réalité des transformations adiabatiques représentatives de la détente et de la compression que subissent l'air, respectivement, à la fin de la détente après l'ouverture de la soupape d'échappement et à la fin d'échappement au moment de l'ouverture de la soupape d'admission.

- Travail au cours de l'admission

L'admission (2→3) est une transformation isobare qui se fait à une pression constante ($p = p_2 = p_3$). Le travail du piston au cours de cette phase se calcule comme suit :

$$W_{2-3} = -\int_2^3 p_2 dV = -p_2 \int_2^3 dV = -p_2 (V_3 - V_2) = -p_2 V_2 \left(\frac{V_3}{V_2} - 1 \right) \quad (3-48)$$

En remplaçant le rapport des volumes par son expression $\alpha_a = \frac{V_3}{V_2}$, l'expression du travail de l'admission isobare devient alors :

$$W_{2-3} = -p_2 V_2 (\alpha_a - 1) \quad (3-49)$$

▪ Travail au cours de la détente

La détente est une transformation polytropique caractérisée par la loi de Laplace qui permet d'écrire :

$$pV^{k_d} = p_3 V_3^{k_d} = p_4 V_4^{k_d} \Rightarrow p = \frac{p_3 V_3^{k_d}}{V^{k_d}} \quad (3-50)$$

En remplaçant le rapport des volumes par son expression $\beta_a = \frac{V_4}{V_3}$, le travail échangé entre l'air et le piston au cours de la détente se calcule alors à partir de la formule suivante :

$$W_{3-4} = -\int_3^4 p dV = -\int_3^4 \frac{p_3 V_3^{k_d}}{V^{k_d}} dV = \frac{1}{k_d - 1} (p_4 V_4 - p_3 V_3) = \frac{p_3 V_3}{k_d - 1} (\beta_a^{1-k_d} - 1) \quad (3-51)$$

▪ Travail au cours de l'échappement

Pendant la phase de l'échappement isobare ($p = p_5 = p_1$), l'air est repoussé à l'extérieur du cylindre lors de la montée du piston. Le travail du piston échangé au cours de cette phase se calcule à partir de la relation suivante :

$$W_{5-1} = -\int_5^1 p_5 dV = -p_5 \int_5^1 dV = -p_1 V_1 \left(1 - \frac{V_5}{V_1} \right) = -p_1 V_1 (1 - \varepsilon_{CAE}) \quad (3-52)$$

C_{y_CAE} est la cylindrée totale du moteur, V_{m_CAE} est le volume mort du cylindre et ε_{CAE} est le taux de compression volumétrique défini par :

$$\varepsilon_{CAE} = \frac{V_5}{V_1} = \frac{V_1 + C_{y_CAE}}{V_1} = \frac{V_{m_CAE} + C_{y_CAE}}{V_{m_CAE}} \quad (3-53)$$

Le travail du cycle thermodynamique d'un MAC à piston est la somme des travaux d'admission, de la détente et d'échappement, d'où :

$$W_{CAE} = -p_2 V_2 (\alpha_a - 1) + \frac{p_3 V_3}{k_d - 1} (\beta_a^{1-k_d} - 1) - p_1 V_1 (1 - \varepsilon_{CAE}) \quad (3-54)$$

Sachant que $V_1 = V_2 = V_{m_CAE}$, $p_2 = p_3 = p_{st_r}$, $p_1 = p_a$ et $V_3 = \alpha_a V_m$, W_{CAE} s'écrit alors comme suit :

$$W_{CAE} = V_{m_CAE} \left(p_{st_r} \left(\frac{\alpha_a (\beta_a^{1-k_d} - k_d) + k_d - 1}{k_d - 1} \right) + p_a (\varepsilon_{CAE} - 1) \right) \quad (3-55)$$

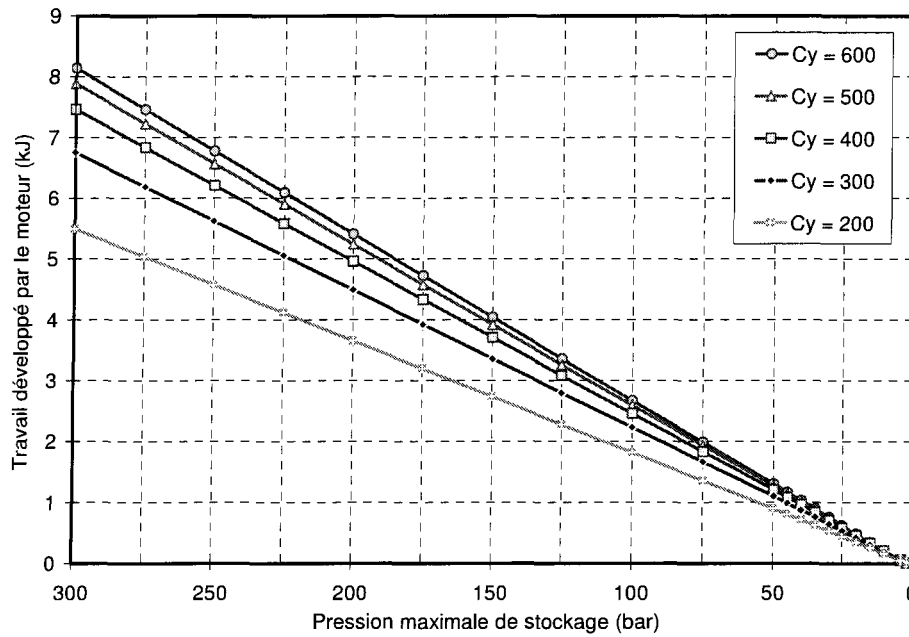


Figure 3-29 : Travail développé par un MAC à piston avant régulation en fonction de la pression d'admission et de la cylindrée (C_y en cm^3)

Les Figure 3-29 et Figure 3-30 représentent, respectivement, les variations du travail développé par un MAC mono-cylindrée ainsi que la quantité d'air comprimé consommée en

fonction de la pression d'air à l'entrée du MAC (pression du réservoir de stockage) et de la cylindrée du moteur (en cm^3). Il est simple à remarquer que le travail et le débit massique du MAC varient linéairement avec la pression du réservoir. Ceci s'explique parce que le taux de compression volumétrique, \mathcal{E} , du moteur est fixé à une valeur constante égale à (9.5). La vitesse de rotation du moteur à air comprimé est fixée à 1200 tr/mn.

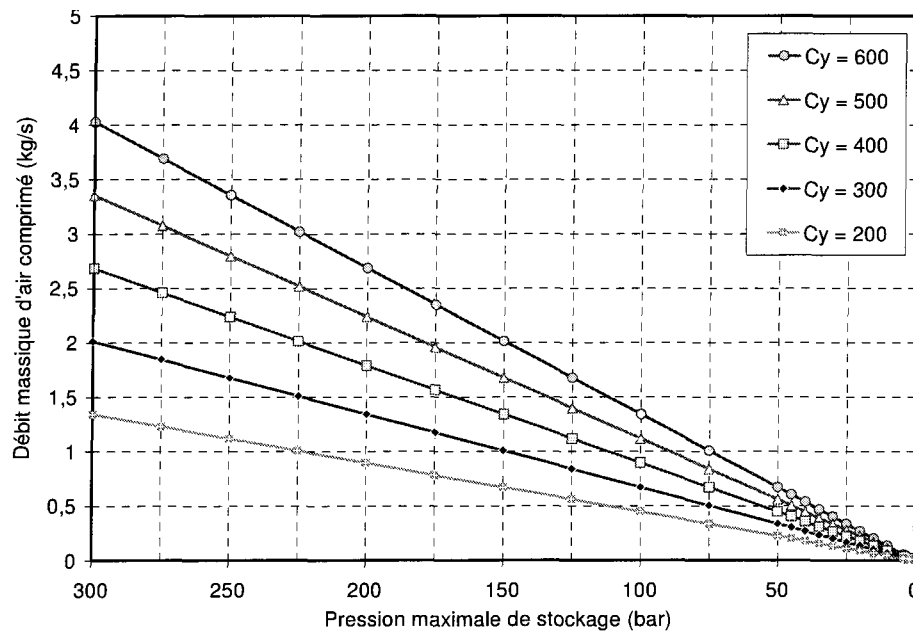


Figure 3-30 : Débit massique consommé par un MAC à piston avant régulation en fonction de la pression d'admission et de la cylindrée (C_y en cm^3)

À partir des Figure 3-29 et Figure 3-30, il peut être conclu que plus la pression dans le réservoir diminue, plus le travail développé par le MAC ainsi que l'air consommé diminuent. Ceci conduit forcément à conclure que la puissance fournie par le MAC ne sera jamais constante avec un soutirage continu de l'air comprimé à partir du réservoir du stockage et par conséquent le MAC ne pourra plus être capable d'alimenter la station de télécommunication par la puissance électrique demandée (8 kW). Pour cette raison, l'obtention d'une puissance constante nécessite de varier le débit d'air comprimé injecté dans le MAC en fonction de la variation de la pression dans le réservoir.

8.2.4. Calcul du rendement du moteur à air comprimé de type « à piston »

Le rendement d'un MAC de type « à piston » peut être défini comme le rapport entre la puissance développée par le moteur et la puissance potentielle disponible dans le débit massique traversant le moteur à air comprimé [102], d'où :

$$\eta_{CAE} = \frac{C_{m_CAE} \omega_{CAE}}{\dot{V}_{CAE} \Delta p_{CAE}} = \frac{W_{CAE} N_{cy_CAE}}{\left(\frac{\dot{m}_{CAE}}{\rho_{CA}} \right) \Delta p_{CAE}} \quad (3-56)$$

C_{m_CAE} et W_{CAE} sont respectivement le couple et le travail développé par le MAC. ω_{CAE} , \dot{V}_{CAE} et \dot{m}_{CAE} sont respectivement la vitesse angulaire et les débits volumique et massique du MAC. Δp_{CAE} est la différence de pression entre l'entrée (pression du réservoir de stockage) et la sortie du MAC (pression atmosphérique ou différente). N_{cy_CAE} est le nombre de cycles par seconde, défini pour un moteur à deux temps comme suit :

$$N_{cy_CAE} = \frac{N_{CAE}}{60} \quad (3-57)$$

N_{CAE} est la vitesse de rotation du vilebrequin du MAC.

L'expression du rendement du MAC devient alors la suivante :

$$\eta_{CAE} = \frac{\rho_{CA} W_{CAE} N_{CAE}}{60 \dot{m}_{CAE} \Delta p_{CAE}} \quad (3-58)$$

La Figure 3-31 représente les variations du rendement, η_{CAE} , d'un MAC à piston monocylindré, ayant une cylindrée de 498.7 cm³ et une vitesse de rotation fixée à 1200 tr/mn, en fonction de la variation de la pression dans le réservoir de stockage d'air comprimé. Les deux courbes obtenues présentent le rendement dans deux cas : une quand la pression minimale (à la sortie du MAC) est égale à la pression atmosphérique et l'autre quand la pression minimale est égale à la pression maximale que le MAC permette à la fin de la détente dans son cylindre. Il est facile à remarquer que le MAC se caractérise par des rendements élevés pour des fortes

pressions de stockage (égale à la pression à l'entrée du MAC). Par contre, η_{CAE} se dégrade avec la chute de la pression à l'admission du MAC due à la décharge de l'air comprimé du réservoir de stockage.

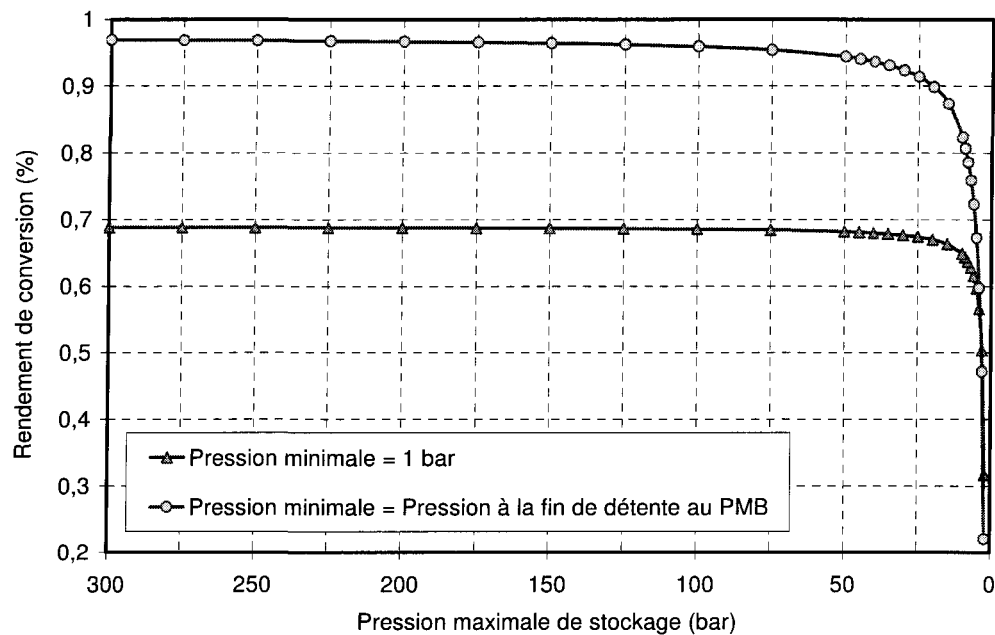


Figure 3-31 : Variations du rendement d'un MAC à piston

Cependant, un point très important peut être observé sur la Figure 3-31 et nécessite une explication solide et un raisonnement logique. Ceci concerne la grande différence, de l'ordre de 25%, entre les valeurs obtenues pour le rendement du MAC à haute pression de stockage. Ceci dépend évidemment de l'hypothèse concernant la pression minimale (à la sortie du MAC).

Selon la loi qui relie la pression et le volume pour une détente polytropique ($pv^n = cte$), la pression à la fin de la détente dans un MAC ayant une cylindrée de 498.7 cm^3 , un taux de compression $\varepsilon_{CAE} = 9.5$ et un coefficient $\alpha_a = 3.4$, est de l'ordre de 88 bars si la détente se fait à partir d'une pression initiale à 300 bars. Ceci signifie que dans le cas où la pression minimale est supposée égale à la pression atmosphérique, une partie importante de l'énergie (de l'ordre de 30 %), disponible sous forme d'air comprimé à 88 bars à la fin de la détente-

début d'échappement, sera relâchée dans l'atmosphère une fois que la soupape d'échappement sera ouverte. Autrement dit, le MAC se décharge d'une puissance utile mais sans pouvoir l'utiliser pour produire de l'énergie (partie 4→5 sur le diagramme P-V, Figure 3-27).

Par contre, dans le cas où la pression minimale est supposée égale à la pression maximale à la fin de la détente, cela signifie une maximisation de l'utilisation de l'énergie disponible dans l'air comprimé où la totalité de l'énergie résultante de la détente de 300 bars à 88 bars sera utilisée pour produire un travail utile et le reste (30 % de l'énergie totale) sera injecté ou bien dans un autre cylindre du MAC qui permet une détente complète de l'air à partir d'une pression initiale de 88 bars jusqu'à la pression atmosphérique ou bien dans un réservoir de stockage à basse pression pour pouvoir être utilisé ultérieurement. Ce choix conduit à représenter les points 4 et 5 sur le diagramme P-V de la Figure 3-27 par un seul point.

En conclusion, le moteur à air comprimé choisi pour cette étude est de type « à piston » parce qu'il est le plus mature, fiable, moins cher et permet une utilisation complète de la détente polytropique d'air comprimé dans le cylindre surtout si la détente de l'air se fait en plusieurs étages.

9. Réservoirs

9.1. Modes du stockage d'air comprimé

L'air comprimé peut être stocké dans les réservoirs de deux manières : soit à pression constante, soit à volume constant.

Dans le cas où la pression de stockage est adoptée constante, il convient de prévoir un réservoir d'eau supérieur pour compenser hydrauliquement les fluctuations de pression pendant le remplissage et la vidange afin de pouvoir maintenir constante la pression d'air à l'intérieur du réservoir de stockage (Figure 3-32).

Dans le cas où le volume est adopté constant, la pression varie en fonction de la charge et la décharge du réservoir d'air comprimé. Le taux de variation de la pression dépend de la

capacité de stockage, de l'autodécharge ainsi que de la quantité d'air comprimé chargée et déchargée du réservoir (Figure 3-32).

Le volume nécessaire pour un stockage à pression constante est toujours inférieur à celui pour un stockage à volume constant. Par exemple, pour une pression minimale de 50 bars, le gain en volume est très remarquable et peut atteindre 20 à 25% du volume total occupé par l'air comprimé stocké à volume constant [103]. Néanmoins, ce dernier est la solution privilégiée pour le SHEDACPE parce qu'elle est la plus simple à mettre en œuvre et n'exige pas des systèmes auxiliaires pour maintenir la pression constante dans le réservoir comme des bassins supérieurs et de conduits d'eau. De plus, elle n'est pas limitée à une profondeur spécifique pour une pression spécifique de stockage et ne nécessite pas un règlement de forme de caverne comme les systèmes de stockage à pression constante. Aussi, son coût est moindre, tant à l'investissement qu'à l'installation, au fonctionnement et à l'entretien.

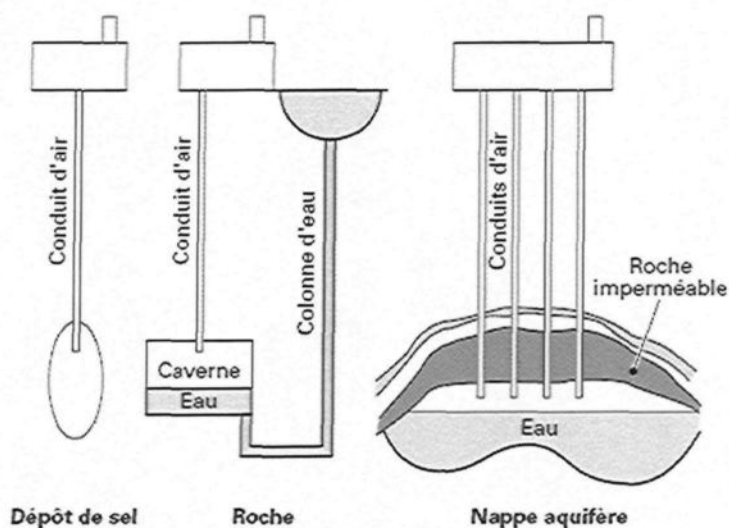


Figure 3-32 : Différents types de réservoirs de stockage d'air comprimé [56]

9.2. Différentes types des réservoirs pour stocker l'air comprimé

Différentes méthodes pour stocker l'air comprimé ont été traitées dans la littérature. Celles-ci s'étendent de la simplicité des mines abandonnées à la nouveauté des cavités formées

suite à des explosions nucléaires [103]. Elles peuvent être classées en dix catégories principales bien que, pour une méthode particulière, il peut y avoir des différences subtiles qui produisent quelques variations peu différentes de la même méthode. Les dix catégories sont :

1. Stockage en cavernes ou cavités excavées dans les roches (Figure 3-32).
2. Stockage en mines abandonnées.
3. Stockage en cavités salines (mines de sel) (Figure 3-32).
4. Stockage en anciens gisements de pétrole ou de gaz.
5. Stockage en nappes aquifères (Figure 3-32).
6. Stockage sous forme de liquide cryogénique.
7. Stockage en accumulateurs sous pression.
8. Stockage dans des tuyauteries souterraines (Figure 3-33).
9. Stockage dans des réservoirs superficiels (Figure 3-33).
10. Stockage en cavités formées suite à des explosions nucléaires.

Les critères qui peuvent influencer le choix du réservoir sont :

- Les coûts d'investissement, d'opération et de maintenance.
- La densité énergétique de stockage.
- La capacité du stockage.
- La flexibilité d'emplacement et les exigences particulières du site.
- Les contraintes physiques telles que la température, la pression, l'humidité, la condensation, la corrosion, etc....
- Le rendement du système de stockage.
- L'autodécharge.
- L'impact sur l'environnement.
- L'impact sur la sécurité.

- Des caractéristiques spécifiques telles que la souplesse d'exploitation, les principes du fonctionnement des différents composants (cas du stockage cryogénique par exemple), etc.

Sachant que la nature de l'application du projet est à petite échelle, la seule méthode appropriée pour stocker l'air comprimé sera dans des réservoirs métalliques superficiels ou souterrains de petite contenance et fabriqués dans ce seul but (Figure 3-33).

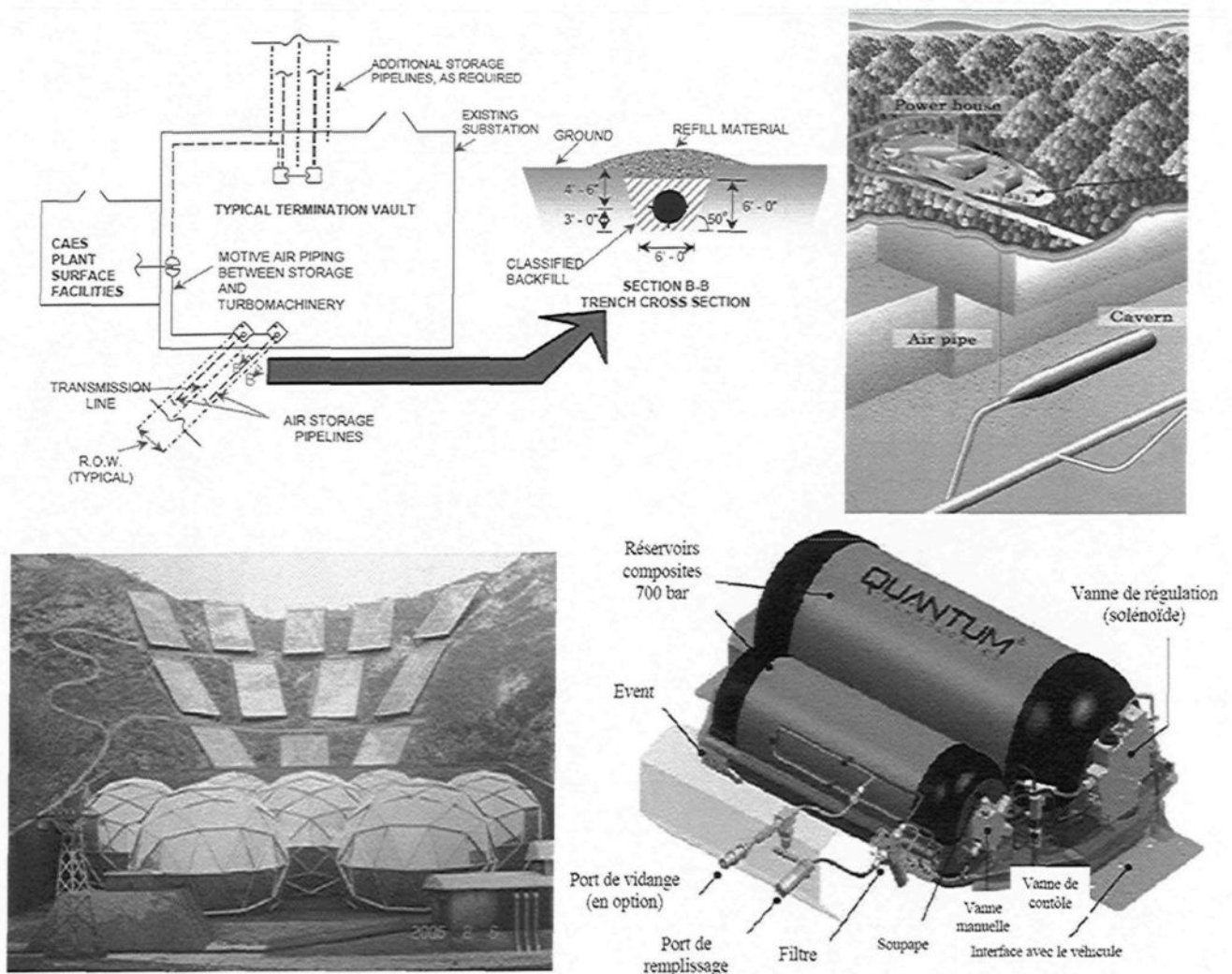


Figure 3-33 : Différents types de réservoirs de stockage d'air comprimé : canalisations souterraines (en haut) [104], Sphères métalliques (bas, à gauche) [105] et réservoirs à haute pression (bas, à droite) [106]

9.3. Densité d'énergie stockée dans les réservoirs

Un système à cycle ouvert des gaz permet une détente polytropique complète de l'air comprimé de la pression maximale jusqu'à la pression atmosphérique. Ceci permet l'exploitation entière de l'énergie stockée sous forme d'air comprimé.

Pour une unité 1 m³ de volume, la densité énergétique de stockage peut être exprimée par l'équation suivante [95] :

$$w_{st} = k \frac{n_E N_{E_CAE} p_{st_r}}{n_E - 1} \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_{st_r}} \right)^{\frac{n_E - 1}{n_E N_{E_CAE}}} \right) \quad (3-59)$$

$k = 2.7778 \times 10^{-6}$ est la constante de conversion de l'énergie en kWh, N_{E_CAE} est le nombre d'étages de détente du MAC, p_a est la pression atmosphérique et p_{st_r} est la pression de stockage.

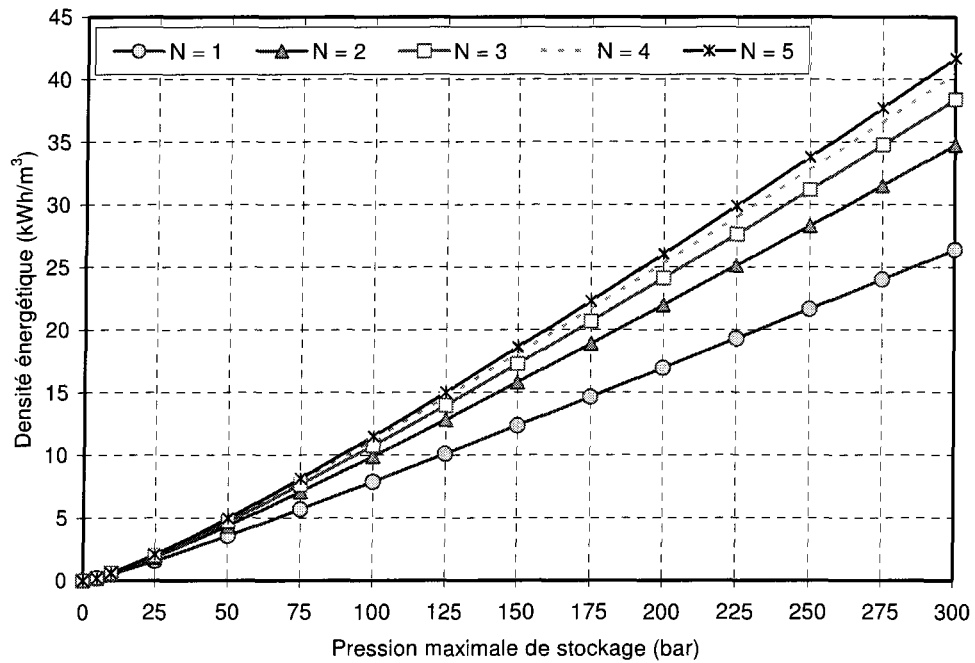


Figure 3-34 : Variation de la densité d'énergie en fonction du nombre d'étages et de la pression de stockage

La Figure 3-34 donne une idée sur la quantité d'énergie stockée dans un volume donné d'air. Il peut être remarqué que c'est essentiellement en augmentant la pression maximale admissible dans le réservoir que cette grandeur peut être augmentée. Il est important, pour cette application, de maximiser la densité volumique d'énergie pour minimiser l'encombrement occasionné par les réservoirs. Ainsi, plus le nombre d'étages de la détente d'air dans le MAC augmente, plus la densité énergétique par m^3 augmente et par conséquent le travail mécanique (idem électrique) développé s'approche de sa valeur maximale. En effet, à une pression de stockage égale à 300 bars, 1 m^3 d'air permet de fournir 27kWh pour 1 seul étage de détente, tandis que le même volume d'air stocké à 300 bars fournit un travail de 42 kWh pour un moteur de 5 étages de détente. Ceci représente une augmentation d'environ 35% par rapport à la valeur initiale.

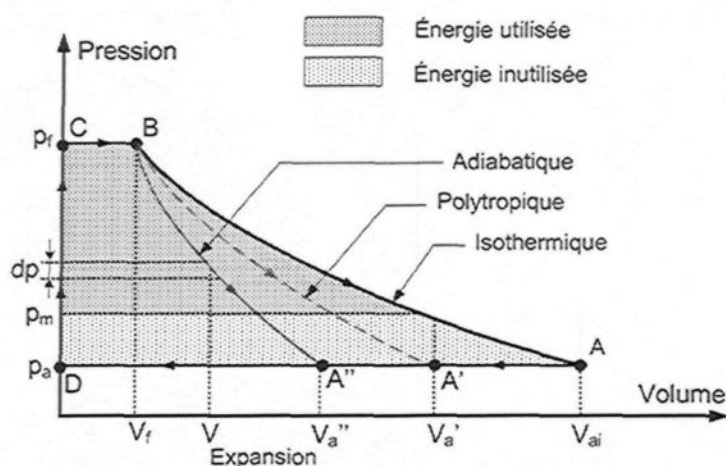


Figure 3-35 : Effet de la pression minimale d'opération sur la densité volumique d'énergie pour un cycle ouvert de stockage pneumatique

En pratique, le processus d'expansion d'air comprimé doit être arrêté une fois que la pression dans le réservoir descend en dessous de la pression minimale, $p_{m_st_r}$, nécessaire pour l'opération du système. En effet, au-dessous de cette limite de pression, la puissance livrée devient si faible que l'opération du système devient inefficace. La valeur de $p_{m_st_r}$ dépend de la nature d'application. Par conséquent, dans le cas où $p_{m_st_r}$ est plus grande que

la pression atmosphérique p_a , une énergie inexploitée, w_{unex_st} , restera dans le réservoir d'air. Elle est illustrée par le secteur légèrement pointillé sur la Figure 3-35. Elle peut être estimée en remplaçant, tout simplement, p_{st_r} par $p_{m_st_r}$ dans l'équation (3-59), d'où [95] :

$$w_{unex_st} = k \frac{n_E N_{E_CAE} p_{m_st_r}}{n_E - 1} \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_{m_st_r}} \right)^{\frac{n_E - 1}{n_E N_{E_CAE}}} \right) \quad (3-60)$$

Par conséquent, la densité d'énergie effective w_{ef_st} sera réduite et égale à la différence entre la densité totale d'énergie disponible w_{st} et la densité d'énergie inutilisée w_{unex_st} , d'où :

$$w_{ef_st} = w_{st} - w_{unex_st} \quad (3-61)$$

La Figure 3-36 représente la densité d'énergie effective en fonction de la pression minimale d'opération, $p_{m_st_r}$, pour différentes valeurs de la pression maximale p_{st_r} . Il est clair que, plus la pression minimale est petite, plus la densité d'énergie effective est grande.

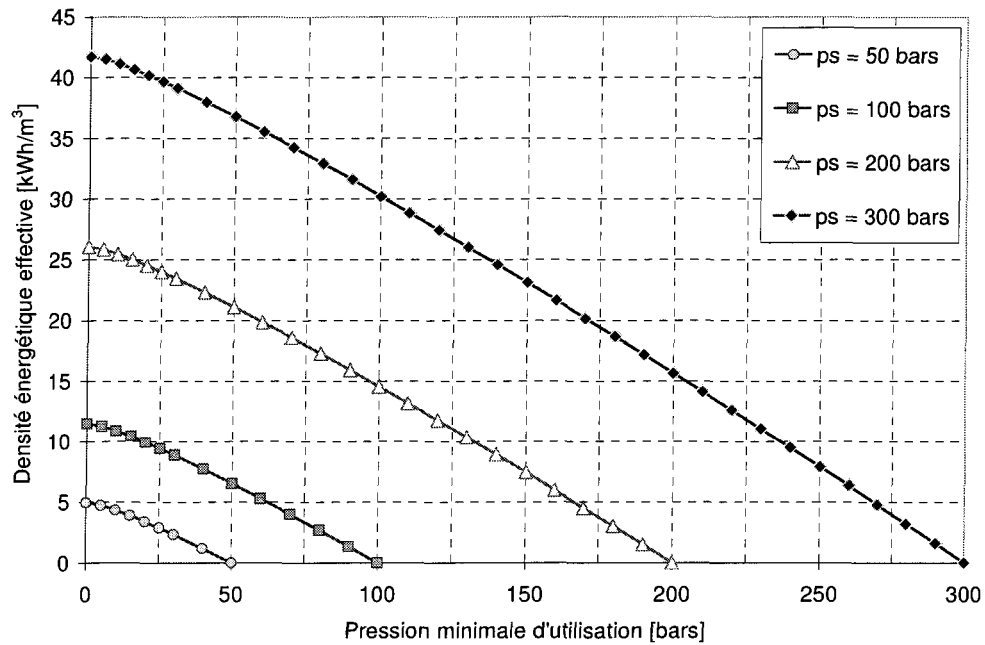


Figure 3-36 : Effet de la pression minimale d'opération sur la densité volumique d'énergie pour un cycle ouvert de stockage pneumatique

Pour une bonne évaluation de l'énergie inutilisée, le facteur d'utilisation de pression (FUP) pour un cycle ouvert des gaz peut être défini comme :

$$FUP = 1 - \frac{W_{unex_st}}{W_{st}} \quad (3-62)$$

Il est facile à déduire à partir de cette équation que $FUP = 1$ si $p_{m_st_r} = p_a$ et $FUP = 0$ si $p_{m_st_r} = p_{st}$. La Figure 3-37 représente les variations de FUP en fonction de la pression minimale de stockage pour une détente qui se réalise en 5 étapes.

En pratique, la pression minimale $p_{m_st_r}$ devrait être beaucoup plus petite que la pression maximale p_{st} pour que le (FUP) soit généralement supérieur à 0.8.

Une autre approche pour analyser la performance énergétique du système de stockage pneumatique est de considérer l'énergie maximale W_{max} , définie par [107] :

$$W_{max} = kp_{st_r} V_{st_r} \quad (3-63)$$

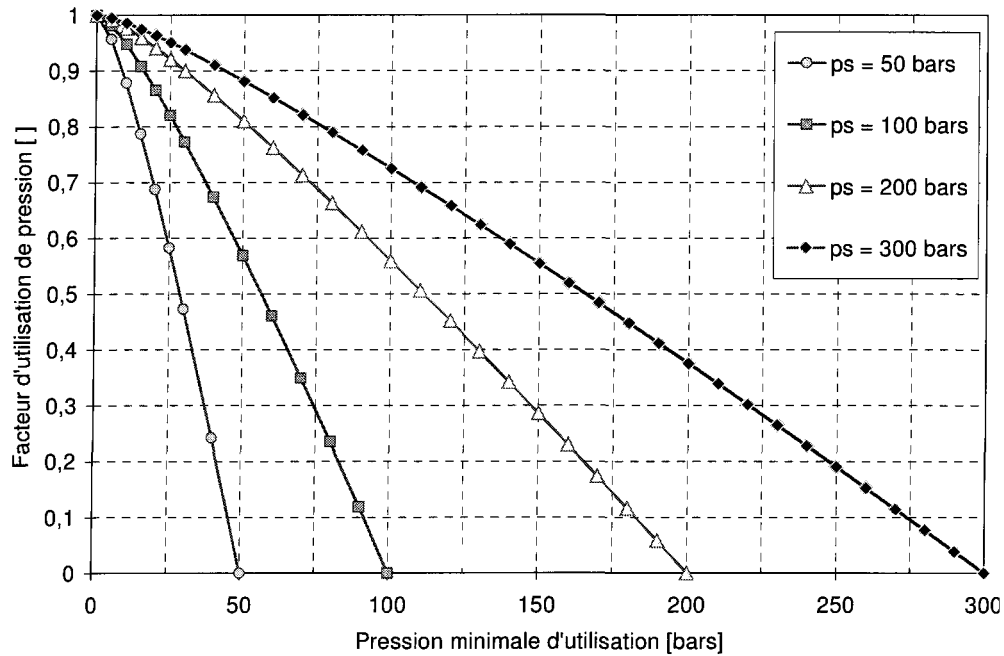


Figure 3-37 : Variation du facteur d'utilisation de pression en fonction de la pression minimale d'opération

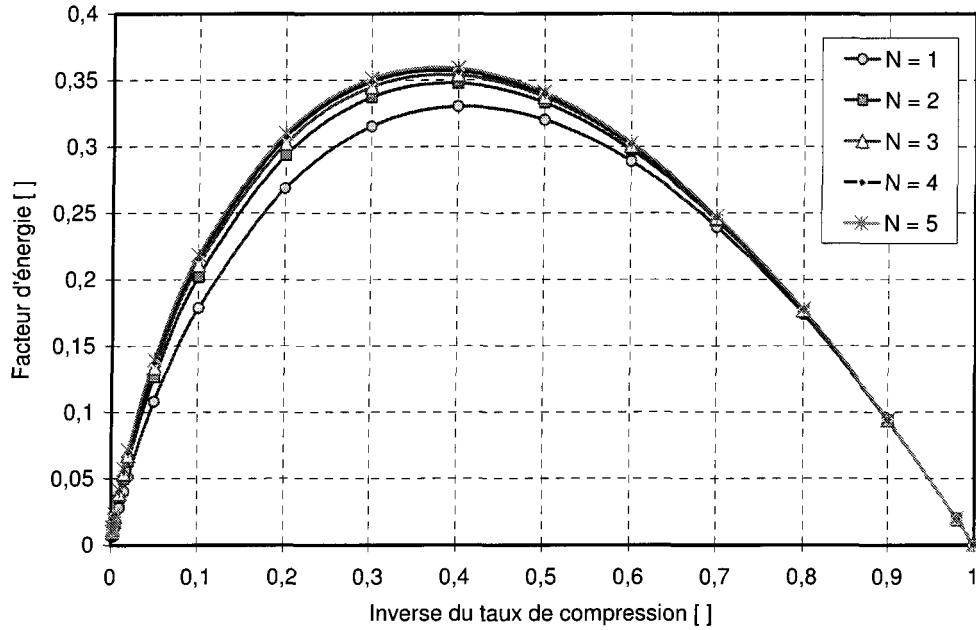


Figure 3-38 : Variation du facteur d'énergie en fonction de l'inverse du taux de compression

Le facteur d'énergie (FE) ou le quotient énergétique du système de stockage est défini comme le rapport de son énergie d'expansion sur l'énergie maximale stockée dans le volume, V_{st-r} , du réservoir, d'où :

$$FE = \frac{W_{st}}{W_{max}} = \frac{w_{st} V_{st-r}}{W_{max}} = \frac{n_E N_{E-CAE}}{n_E - 1} \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_{st-r}} \right)^{\frac{n_E - 1}{n_E N_{E-CAE}}} \right) \quad (3-64)$$

Les variations de (FE) sont représentées sur la Figure 3-38. Ce facteur permet de donner une idée précise de la performance énergétique du système de stockage, indépendamment de sa taille et des paramètres caractéristiques comme la pression. Il peut être, alors, utilisé pour comparer des différents systèmes simplement en se basant sur leurs conditions de fonctionnement déterminées principalement par le taux de compression et l'exposant polytropique.

Il est simple à constater d'après la Figure 3-38 que le facteur d'énergie augmente légèrement avec l'augmentation du nombre d'étages de détente. Ceci confirme de nouveau le

choix de ce nombre d'étages. Cette figure montre aussi, que les bénéfices que l'augmentation du nombre d'étages peut apporter au niveau de l'exploitation de l'énergie emmagasinée, deviennent de plus en plus faibles une fois dépassé le 5 étages. Ceci signifie qu'une augmentation supplémentaire (après le 5^{ème} étage) du nombre d'étages provoquera une hausse du coût d'investissement et d'opération du système sans pouvoir apporter des gains supplémentaires.

9.4. Contraintes mécaniques qui régissent le choix des réservoirs

Les matériaux actuellement disponibles permettent un stockage d'une grande densité énergétique, pouvant aller jusqu'à des pressions de l'ordre de 500 bars. L'épaisseur du réservoir conditionne également ces grandeurs. En effet, la pression de stockage, p_{st_r} , dépend de la contrainte maximale de rupture, σ_{st_r} , et des dimensions du réservoir. Pour simplifier le modèle, la pression à l'intérieur du réservoir ayant une faible épaisseur est considérée constante. Pour un réservoir sphérique, relativement mince, l'expression qui relie ces paramètres est la suivante [108] :

$$\frac{e_{st_r}}{D_{st_r}} = \frac{p_{st_r}}{4\sigma_{st_r}} \quad (3-65)$$

e_{st_r} et D_{st_r} sont, respectivement, l'épaisseur et le diamètre du réservoir de stockage. Sachant que $R_{in_st_r} = \frac{D_{st_r}}{2}$ est le rayon interne du réservoir, $R_{ex_st_r}$ est le rayon externe du réservoir de stockage et $e_{st_r} = R_{ex_st_r} - R_{in_st_r}$, les volumes d'air stocké et du réservoir sont respectivement :

$$V_{CAS} = \frac{4}{3}\pi R_{in_st_r}^3 \quad (3-66)$$

$$V_{st_r} = \frac{4}{3}\pi R_{ex_st_r}^3 \quad (3-67)$$

Le volume du matériau utilisé dans la fabrication du réservoir est alors :

$$V_{mat_st_r} = V_{st_r} - V_{CAS} = \frac{4}{3}\pi(R_{ex_st_r} - R_{in_st_r})(R_{ex_st_r}^2 + R_{ex_st_r}R_{in_st_r} + R_{in_st_r}^2) \quad (3-68)$$

L'hypothèse que le réservoir a une faible épaisseur permet de simplifier le deuxième terme de l'équation précédente en $(3R_{in_st_r}^2)$ et l'expression de $V_{mat_st_r}$ devient comme suit :

$$V_{mat_st_r} = \frac{4}{3}\pi e_{st_r}(3R_{in_st_r}^2) \quad (3-69)$$

À partir des équations (3-65), (3-66) et (3-69), une relation entre le volume d'air stocké, V_{CAS} , ainsi que le volume des matériaux utilisés dans la fabrication du réservoir, $V_{mat_st_r}$, peut être déduite, d'où :

$$\frac{V_{mat_st_r}}{V_{CAS}} = \frac{\frac{4}{3}\pi e_{st_r}(3R_{in_st_r}^2)}{\frac{4}{3}\pi R_{in_st_r}^3} = \frac{3e_{st_r}}{R_{in_st_r}} = \frac{6e_{st_r}}{D_{st_r}} = \frac{3p_{st_r}}{2\sigma_{st_r}} \quad (3-70)$$

La relation entre la masse des matériaux d'un réservoir sphérique, $m_{mat_st_r}$, et l'énergie stockée, E_{st} , peut être, alors, exprimée par la relation suivante obtenue à partir des équations (3-59) et (3-70) [95] :

$$\frac{m_{mat_st_r}}{E_{st}} = \frac{\rho_{mat_st_r} V_{mat_st_r}}{\frac{n_C}{(n_C-1)\eta_{conv}} N_C \left(1 - \left(\frac{p_{st}}{p_a} \right)^{\frac{1-n_C}{n_C N_C}} \right)} = \frac{3\rho_{mat_r} (n_C-1)\eta_{conv}}{2\sigma_{st_r} n_C N_C \left(1 - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{1-n_E}{n_E N_{CAE}}} \right)} \quad (3-71)$$

η_{conv} est le rendement global de la chaîne de conversion entre la turbine éolienne et le réservoir de stockage et E_{st} est l'énergie stockée qui peut être définie à partir des équations 3-18 et 3-59 comme suit :

$$E_{st} = w_{st} V_{CAS} = E_C \quad (3-72)$$

Le graphique suivant (Figure 3-39) montre comment l'énergie stockée peut varier en fonction du taux de compression (égale à la pression de stockage) et des propriétés des

différents matériaux. Le rapport $(\sigma_{st_r} / \rho_{mat_st_r})$ est le rapport entre la résistance à la rupture et la densité du matériau.

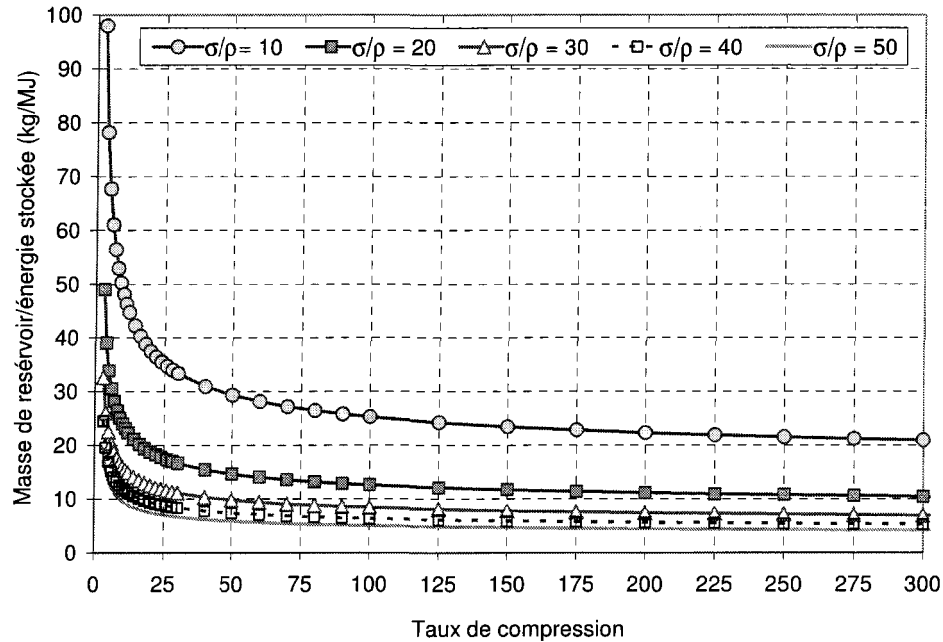


Figure 3-39 : Variation du rapport (masse du réservoir / énergie stockée) en fonction du taux de compression pour différentes propriétés des matériaux

Il est simple à remarquer que l'énergie stockée est d'autant plus élevée que le taux de compression est grand. La meilleure performance (énergie stockée maximale et masse du réservoir minimale) s'obtient avec le rapport $(\sigma_{st_r} / \rho_{mat_st_r})$ le plus élevé, c'est-à-dire pour une grande résistance à la rupture mais une densité relativement faible.

Parmi les matériaux choisis pour ces réservoirs figurent les aciers austénitiques (de structure cristalline cubique faces centrées) et certains alliages d'aluminium. Ces matériaux permettent un stockage sûr mais ils sont relativement coûteux et conduisent à des réservoirs de capacité massique (rapport entre la masse d'air stockée et la masse du réservoir) faible (30 à 40 %). C'est pourquoi ont été développés des réservoirs utilisant des enveloppes de polymères renforcées par des fibres de carbone ou encore des matériaux de type polymères «multicouches» qui permettent d'atteindre des capacités massiques de 70 à 140 %.

9.5. Dimensionnement des réservoirs de stockage d'air comprimé

Le dimensionnement des réservoirs est un point crucial dans cette étude. Ils ne doivent pas être trop petits, pour s'assurer que l'énergie en excès puisse être stockée. Mais ils ne doivent pas être trop grands pour limiter l'encombrement occasionné et engendrer un investissement démesuré.

Le dimensionnement des réservoirs est conditionné par l'étude conjuguée du débit (variable) du compresseur (donc du volume stockable en un temps donné) et du débit d'air comprimé que le MAC nécessite pour pouvoir entraîner l'alternateur y associé et alimenter la station en électricité.

Deux méthodes peuvent être utilisées pour calculer le volume du réservoir.

9.5.1. Méthode 1

La première, une méthode conventionnelle, est fonction des pressions maximale, p_{\max_CAE} , et minimale, p_{\min_CAE} , admissibles par le MAC, de l'autonomie désirée, a , et du débit maximal d'air nécessaire pour alimenter le moteur à air comprimé, \dot{V}_{\max_CAE} . Le volume sera calculé, selon la formule suivante :

$$V_{CAS} = \frac{p_a \dot{V}_{\max_CAE} a}{(p_{\max_CAE} - p_{\min_CAE})} \quad (3-73)$$

Sur la période étudiée (mois d'avril 2005), la plus longue période durant laquelle le vent n'était pas assez fort pour que l'énergie éolienne alimente la station est de 40 heures. Ainsi, l'autonomie visée est, pour prendre une marge de sécurité, de 2 à 3 jours (48h à 72h).

Les Figure 3-40 et Figure 3-41 montrent que le débit volumique varie d'une façon hyperbolique par rapport à la pression maximale du fonctionnement du MAC. Cette variation permet d'avoir en permanence une puissance constante à pression variable et consommation variable. Pour chaque pression d'opération correspond un débit qui maintient la puissance du moteur à 8 kW. Le débit maximal (correspond à la pression minimale) qui permet d'avoir une

puissance de 8 kW pour un MAC de 5 étages de détente, est de l'ordre de 58.63 L/s. Par contre le débit minimal (correspond à la pression maximale de 300 bars) est de l'ordre de 0.053 L/s.

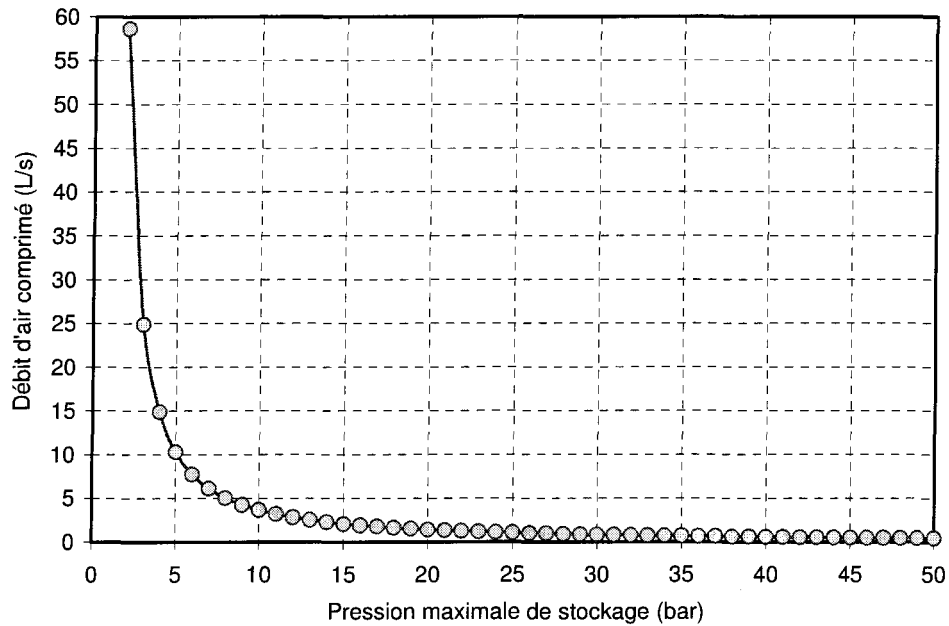


Figure 3-40 : Consommation du MAC en fonction de la pression de stockage (2-50 bars)

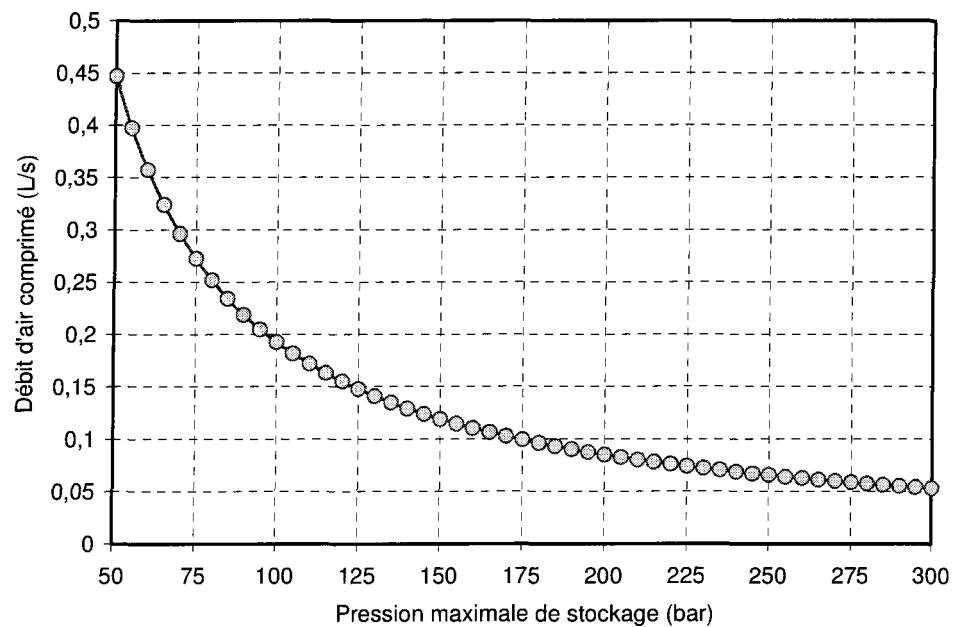


Figure 3-41 : Consommation du MAC en fonction de la pression de stockage (50-300 bars)

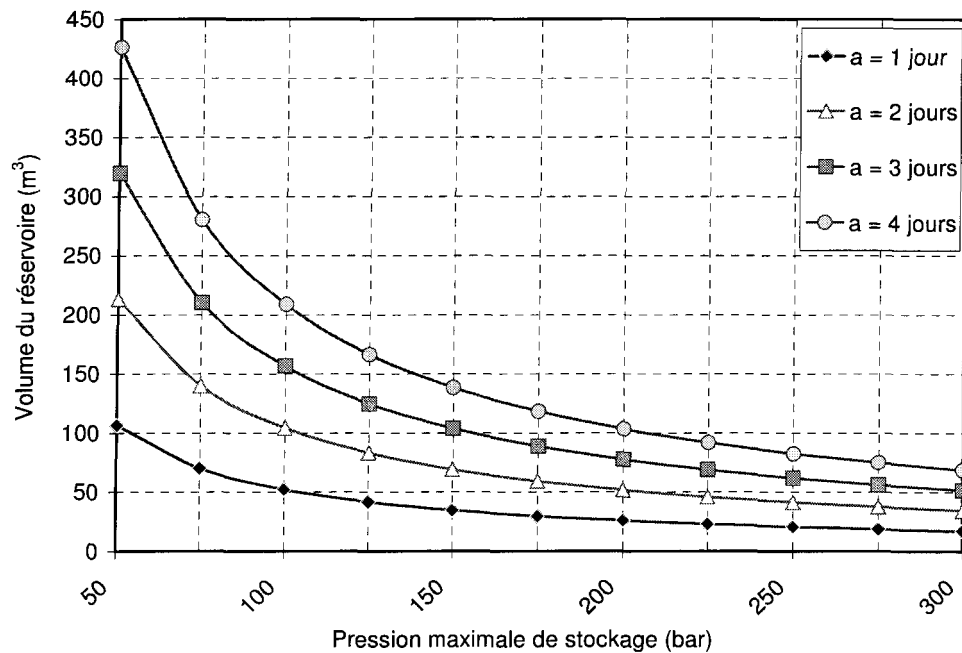


Figure 3-42 : Variation du volume du réservoir en fonction de la pression maximale de stockage et de l'autonomie

La Figure 3-42 donne une idée sur le dimensionnement du réservoir calculé à partir de l'équation (3-73). Elle montre que plus l'autonomie souhaitée est grande plus le volume d'air stocké dans le réservoir doit être grand. Ainsi, pour une autonomie de 2 jours, le volume nécessaire pour stocker de l'air comprimé à 300 bars, sachant que le débit maximal d'air soutiré du réservoir est 58.63 L/s, sera de l'ordre de 34 m³. Par contre, ce volume est énorme et surdimensionné et il sera difficile de transporter, d'installer un réservoir ayant ce volume dans un site accessible seulement par hélicoptère. De plus, le MAC ne fonctionnera que rarement au débit maximal quand la pression de réservoir est trop basse. Ceci résulte du fait que le réservoir sera rechargé, une fois que la pression baisse, à l'aide de l'énergie éolienne qui est disponible dans ce site d'une façon assez régulière. Par conséquent, cette méthode de dimensionnement du réservoir ne sera pas adoptée pour le reste de calcul.

9.5.2. Méthode 2

Étant donné que la quantité d'air injecté dans le réservoir est variable et elle est fonction de la puissance éolienne absorbée par le compresseur et de la consommation en air du MAC,

une autre méthode sera adoptée pour dimensionner le volume du stockage. Elle est basée sur le temps de charge et de décharge du réservoir.

9.5.2.1. Temps de charge

Afin de faciliter le calcul, il est pris en considération que les systèmes de contrôle sont en mesure de faire varier la vitesse de rotation, afin de maintenir constante la puissance absorbée pour comprimer l'air. Le débit d'air instantané peut être exprimé alors comme suit :

$$\dot{m}_C = \frac{P_C}{E_C} \quad (3-74)$$

P_C est la puissance consommée par le compresseur et E_C l'énergie par unité de masse nécessaire pour comprimer l'air à une pression donnée.

D'un autre côté, en négligeant les pertes par des fuites d'air comprimé, l'équation de conservation de la masse, ainsi que la loi des gaz parfaits permettent d'exprimer le débit d'air entrant dans le volume V_{st_r} du réservoir de stockage comme suit :

$$\dot{m}_C = \frac{dm_a}{dt} = \frac{V_{st_r}}{rT} \frac{dp}{dt} \quad (3-75)$$

En intégrant l'équation obtenue à partir des équations (3-74) et (3-75) après avoir remplacé chaque terme (P_C et E_C) par sa valeur, le temps de charge d'un réservoir d'air comprimé peut être calculé à partir de l'équation suivante [95] :

$$t_{ch} = N_C \tau_{ch} \left(\frac{\pi_C^{(\lambda_{ch}+1)}}{\lambda_{ch}+1} - \pi_C \right) \quad (3-76)$$

$\lambda_{ch} = \frac{n_C - 1}{n_C N_C}$, $\pi_C = \frac{p_{st}}{p_a}$ et τ_{ch} est la constante de temps durant la phase de charge, définie par l'expression suivante :

$$\tau_{ch} = p_a \frac{V_{CAS}}{P_C} \frac{C_{p_CA}}{r} \quad (3-77)$$

V_{CAS} est le volume d'air comprimé produit, C_{p_CA} est la chaleur massique de l'air comprimé.

Les Figure 3-43 et Figure 3-44 représentent le temps de remplissage d'un réservoir de 300 L de volume, respectivement, en fonction du nombre d'étages d'un compresseur de 5 kW de puissance et de la puissance absorbée par un compresseur ayant 5 étages de compression.

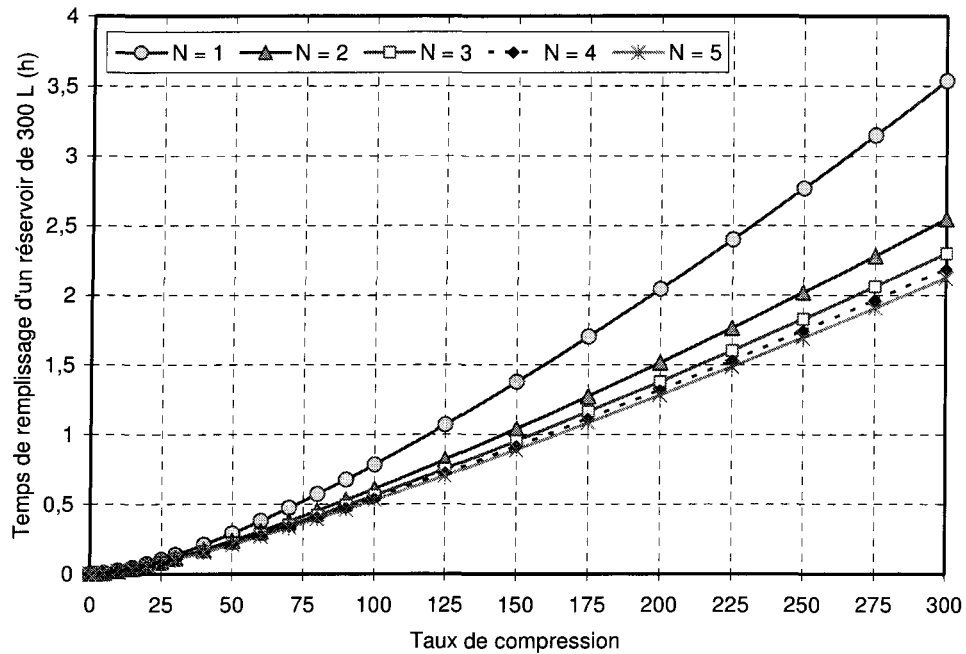


Figure 3-43 : Variation du temps de charge en fonction du taux de compression et du nombre d'étages pour un compresseur de 5 kW de puissance

Ces figures montrent que plus le nombre d'étages de compresseur augmente ou plus la puissance électrique consommée pour comprimer l'air augmente, plus le temps de charge diminue. Un compresseur mono-étagé permet de remplir le 300 L de volume dans 3.5 h, tandis qu'environ 2 h seront suffisantes pour remplir le même volume si la compression d'air se fait en 5 étages. Une économie de temps d'environ 43%. Ainsi, avec une puissance de 20 kW (très haute pénétration de l'énergie éolienne), il faudra une demi-heure pour remplir un réservoir de 300 L tandis qu'environ 2 heures sont requises pour remplir le même volume quand l'excès de la puissance éolienne est 5 kW. Un temps précieux a été épargné, environ 75%. Ceci résulte du fait que le débit d'air comprimé injecté dans le réservoir augmente proportionnellement avec

l'augmentation de la puissance. Cependant, ces résultats justifient encore le choix de 5 étages de compression qui a pour avantages d'augmenter la réserve d'air comprimé et prolonger, aussi, l'autonomie du système global.

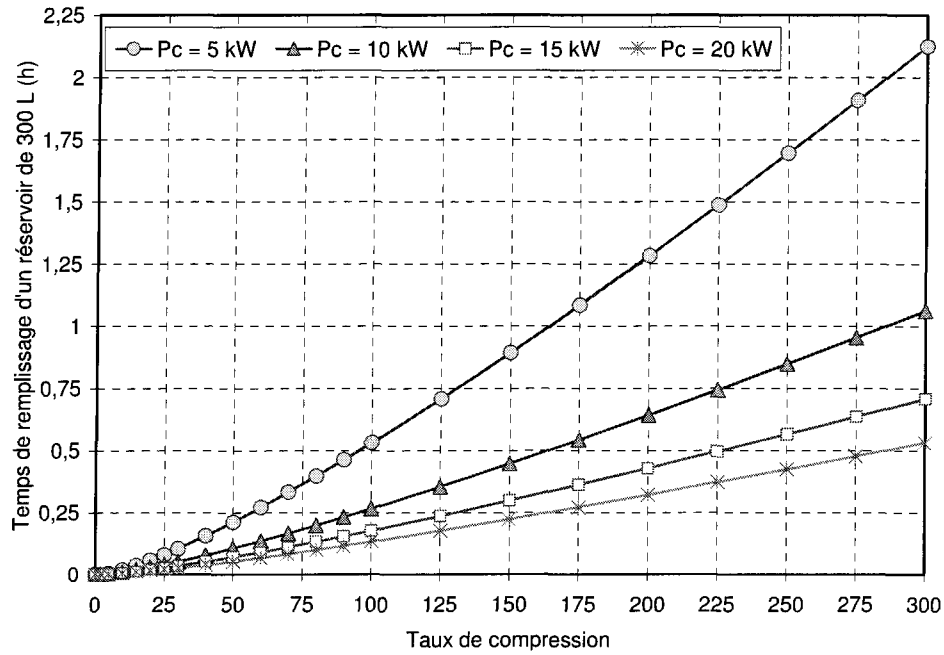


Figure 3-44 : Variation du temps de charge en fonction du taux de compression et de la puissance consommée par un compresseur de 5 étages

Comme les vitesses du vent du mois avril 2005 sont moyennées sur une heure, le volume d'air comprimé produit sera calculé en prenant comme temps de remplissage du réservoir équivalent à 1 heure. Ainsi, si la vitesse du vent durant une heure n'est pas importante, ceci revient à dire que la puissance éolienne produite n'est pas suffisante pour alimenter la station de télécommunication. Alors, cette dernière peut être alimentée par le système de stockage à l'aide d'un réservoir d'air et un MAC.

À partir de l'équation (3-76), l'équation de la constante du temps τ_{ch} devient [95] :

$$\tau_{ch} = \frac{t_{ch}}{N_c \left(\frac{\pi_c^{(\lambda_{ch}+1)}}{\lambda_{ch}+1} - \pi_c \right)} \quad (3-78)$$

En remplaçant la valeur de τ_{ch} dans l'équation (3-77), l'expression du volume produit d'air comprimé devient alors :

$$V_{CAS} = \frac{P_C r t_{ch}}{p_a c_{p_CA} N_C \left(\frac{\pi_C^{(\lambda_{ch}+1)}}{\lambda_{ch}+1} - \pi_C \right)} \quad (3-79)$$

Pour $t_{ch} = 1 \text{ h} = 3600 \text{ s}$, $\pi_C = 300$, $\lambda_{ch} = 0.04615$ et $P_C = 5 \text{ kW}$, la variation du volume d'air produit en fonction de nombre d'étages est représentée sur la Figure 3-45.

Il est facile à constater, d'après cette figure, que la quantité d'air comprimé produit augmente avec l'augmentation du nombre d'étages de compression. Un gain remarquable de volume d'environ 41% peut être réalisé si un compresseur ayant 5 étages de compression est utilisé au lieu d'un compresseur mono-étagé.

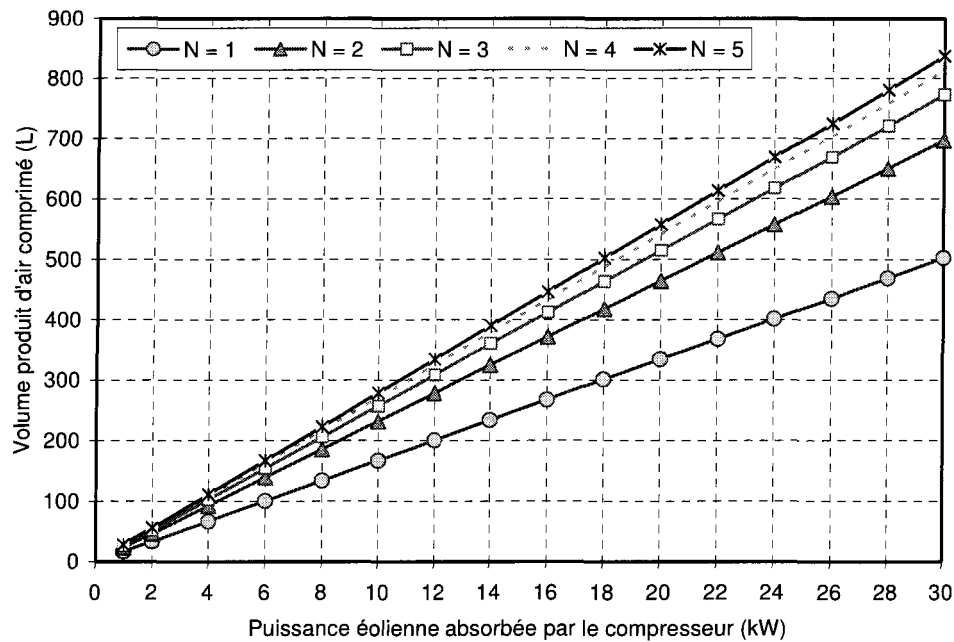


Figure 3-45 : Variation du volume d'air produit en fonction du nombre d'étages et de la puissance consommée par le compresseur

9.5.2.2. Temps de décharge

Le temps de décharge d'un réservoir d'air comprimé peut être calculé de la même manière que le temps de charge, en remplaçant \dot{m}_c , P_c et E_c respectivement par les paramètres du moteur à air comprimé :

- \dot{m}_{CAE} , le débit massique d'air comprimé consommé par le MAC ,
- P_{CAE} , la puissance fournie par le MAC
- E_{CAE} , l'énergie résultante de la détente de l'air comprimé dans le MAC.

L'expression obtenue du temps de décharge s'écrit alors comme suit [95] :

$$t_{disch} = N_{CAE} \tau_{disch} \left(\frac{\pi_{CAE}^{\lambda_{disch}+1}}{\lambda_{disch}+1} + \frac{\lambda_{disch}}{\lambda_{disch}+1} - \pi_{CAE} \right) \quad (3-80)$$

$$\lambda_{disch} = \frac{n_E - 1}{n_E N_{CAE}}, \quad \pi_{CAE} = \frac{P_{in_CAE}}{P_{ou_CAE}}, \quad N_{CAE} \text{ est le nombre d'étages de détente dans le MAC et}$$

τ_{disch} est la constante de temps durant la phase de décharge, définie par l'expression suivante :

$$\tau_{disch} = P_a \frac{V_{st_r}}{P_{CAE}} \frac{c_{p_CA}}{r} \quad (3-81)$$

V_{st_r} est le volume de réservoir d'air comprimé, P_{CAE} est la puissance produite par le moteur à air comprimé.

Le temps de décharge entre 2 niveaux de pression peut être calculé, alors, comme suit [95] :

$$t_{disch_p_1 \rightarrow p_2} = t_{disch_p_1} - t_{disch_p_2} = N_{CAE} \tau_{disch} \left(\frac{(\pi_{p_1}^{\lambda_{disch}+1} - \pi_{p_2}^{\lambda_{disch}+1})}{\lambda_{disch}+1} + (\pi_{p_2} - \pi_{p_1}) \right) \quad (3-82)$$

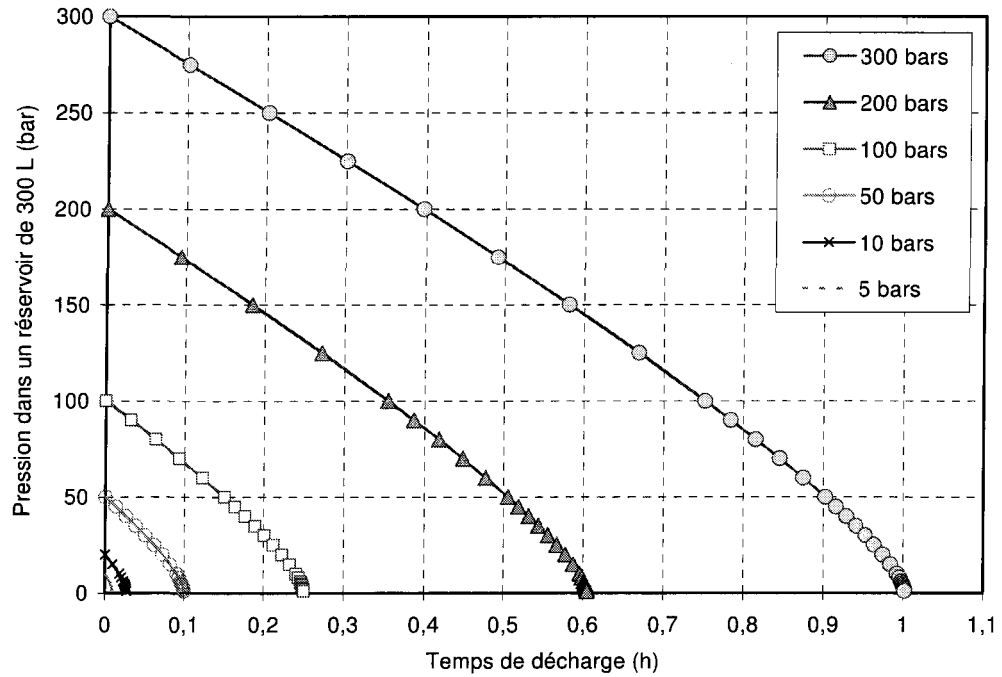


Figure 3-46 : Variation de la pression du réservoir (300L) en fonction de la pression maximale de stockage et du temps de décharge

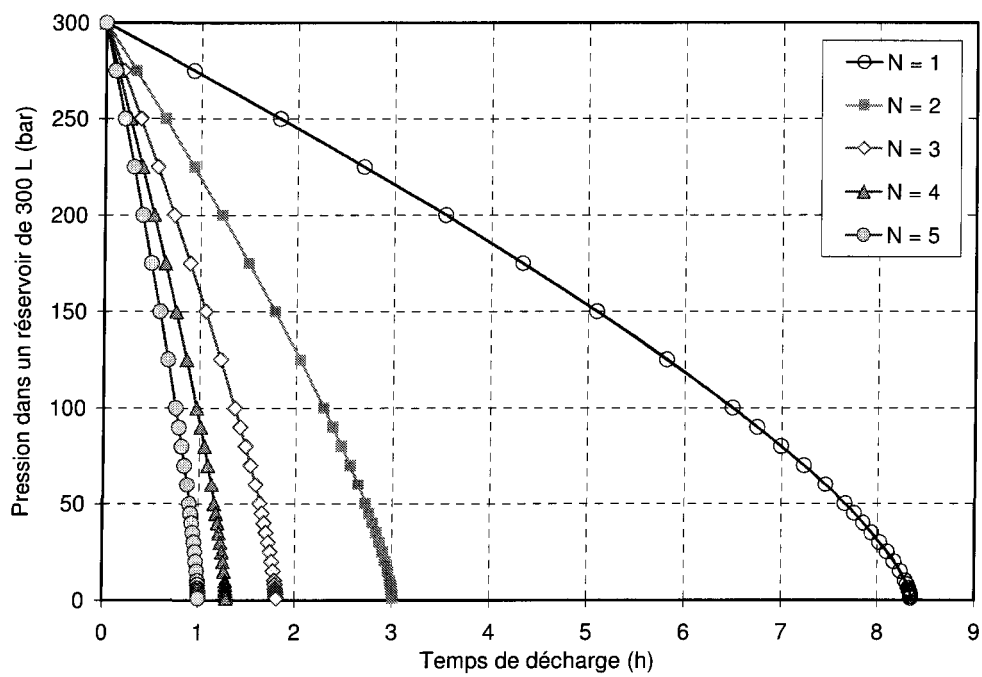


Figure 3-47 : Variation de la pression du réservoir (300L) en fonction du temps de décharge et du nombre d'étages

Les Figure 3-46 et Figure 3-47 représentent les variations du temps de décharge, respectivement, en fonction de la pression maximale de stockage et du nombre d'étages de détente dans le moteur à air comprimé.

L'analyse des ces figures montre que le fait d'augmenter le nombre d'étages d'un MAC sert à réduire le temps de décharge du réservoir et accélérer, par conséquent, la restitution de l'énergie stockée sous forme d'air comprimé. Par exemple, le temps de décharge d'un réservoir de 225 L ayant une pression maximale de 300 bars dans un MAC ayant 5 étages, est environ 1 h, tandis que la restitution de l'énergie dure plus longtemps, environ 8.5 h dans le cas d'un MAC mono-étagé. Ainsi, plus la pression de stockage est grande, plus long est le temps de décharge.

9.5.2.3. Volume et nombre d'unités du stockage d'air comprimé

Étant donné que la pression de stockage a été fixée à 300 bars, il a fallu déterminer le volume total de réservoir de stockage durant la période de fonctionnement du système SHEDACPE en considérant les conditions spécifiques du mois d'avril 2005. Pour ce faire, le volume a été varié dans les équations (3-80) et (3-82) afin d'obtenir un temps de décharge égal à 1 h. Le volume du réservoir qui permet une décharge complète, au bout d'une heure, de l'air comprimé initialement stocké à 300 bars pour produire 8 kW à l'aide du MAC est environ 225 L. Or, comme les vitesses du vent sont moyennées sur une heure, le temps de décharge sera pris une heure. Ceci permet de déterminer le nombre d'unités de volume (réservoirs) qui seront remplis d'air comprimé durant une heure de charge, à partir de l'énergie éolienne excédentaire, comme suit :

$$N_{reservoirs}(1\text{ h}) = \frac{V_{CAS}(v_{w_i})}{0.225} = \frac{\left(\frac{P_C(v_{w_i})rt_{ch}}{P_a c_{p_CA} N_C \left(\frac{\pi_C^{(\lambda_{ch}+1)}}{\lambda_{ch}+1} - \pi_C \right)} \right)}{0.225} \quad (3-83)$$

Le nombre total d'unités de réservoirs remplis durant le mois d'avril 2005 sera calculé à partir de l'équation (3-84) :

$$N_{\text{réservoirs}} = \begin{cases} \sum_{v_{w-i}=4}^{v_{w-i}=18} \frac{V_{\text{CAS}}(v_{w-i})}{0.225} & \text{si } P_{WT} \geq P_{CH} \\ \sum_{v_{w-i}=4}^{v_{w-i}=18} \frac{V_{\text{CAS}}(v_{w-i})}{0.225} - 1 & \text{si } P_{WT} < P_{CH} \end{cases} \quad (3-84)$$

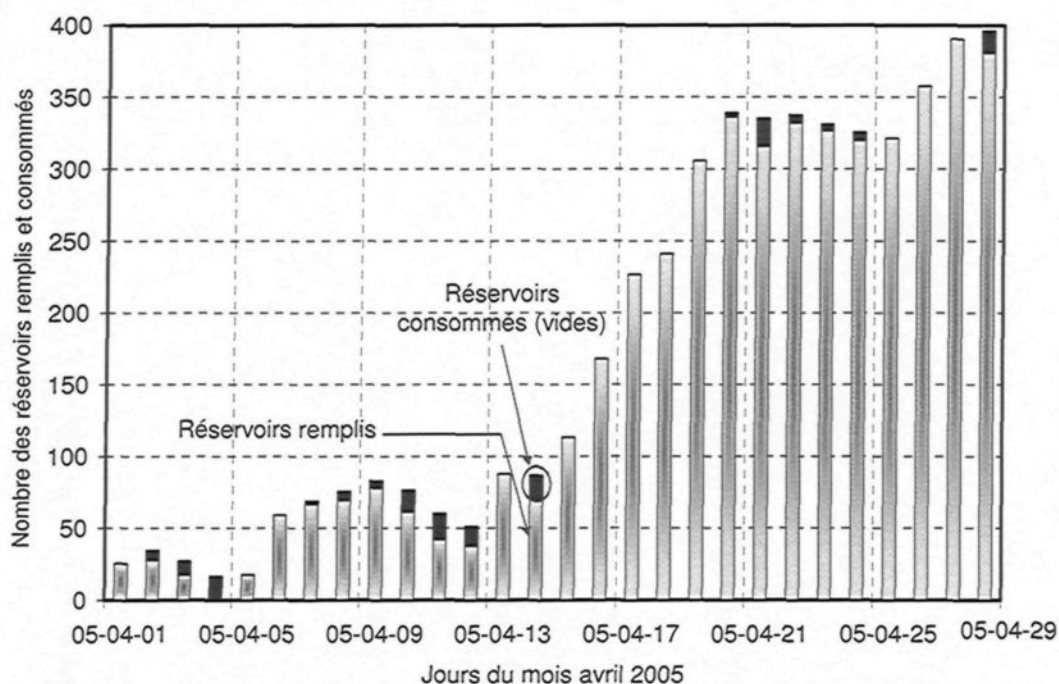


Figure 3-48 : Nombre des réservoirs d'air comprimé remplis et consommés le long du mois avril 2005

Le long du mois d'avril 2005, la période maximale durant laquelle l'énergie éolienne excédentaire n'est pas disponible, est de 40 heures, soit approximativement 2 jours. Le nombre de réservoirs nécessaires alors pour pouvoir alimenter un MAC de 8 kW pendant 2 jours est donc de 48 réservoirs de 225 L chacun, soit un volume total égale à 10.8 m³. Ceci correspond à un cylindre de 3.4 m de hauteur avec une base de rayon 1 m.

La Figure 3-48 représente la répartition du nombre des réservoirs remplis et consommés chaque jour du mois d'avril 2005. Les barres de couleur foncée représentent le nombre des réservoirs qui étaient consommés dans la journée correspondante afin d'alimenter le MAC, tandis que les barres de couleur claire représentent les réservoirs qui étaient remplis à partir de l'énergie éolienne excédentaire. Ces barres représentent l'état et le nombre final des réservoirs pleins à la fin de chaque journée tout en prenant en considération les réservoirs qui étaient consommés durant la journée désignée.

10. Profils énergétiques des différents composants du SHEDACPE

Afin de pouvoir observer et analyser le mode du fonctionnement de chaque élément du SHEDACPE et démontrer son intérêt comparé à celui actuellement exploité à la station de télécommunication de Bell-Canada à Kuujjuarapik (diesel + BERGEY), les profils énergétiques de production et de consommation de deux systèmes ont été explorés et ceci pour deux jours d'exploitation du système (4-5 avril 2005). Ces jours ont été choisis parce qu'ils permettent d'avoir des régimes variables du fonctionnement du système en sa globalité ou de chacun de ses composants. De plus, ces deux jours sont caractérisés par une vitesse du vent pas très élevée au début de la journée du 4 avril et qui s'amplifie vers la fin de la journée du 5 avril.

Les résultats obtenus sont présentés sur les Figure 3-49 et Figure 3-50. Ces figures représentent le profil horaire de la vitesse du vent, les variations de la puissance fournie par les éoliennes, les variations de la puissance fournie par la génératrice diesel après l'hybridation avec les éoliennes et le moteur à air comprimé, ainsi que les profils de la puissance destinée au stockage et absorbée par le compresseur ou fournie par le MAC et ceci pour la stratégie d'exploitation du SHEDACPE décrite dans le paragraphe 5 de ce chapitre (équations 3-14 et 3-15).

Sur les Figure 3-49 et Figure 3-50, les légendes (Diesel + BERGEY), (Diesel + PGE) et (diesel + PGE + MAC) représentent la puissance fournie par la génératrice diesel dans le cadre

des différents types d'hybridations avec 2 modèles de turbines éoliennes et un système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé, respectivement.

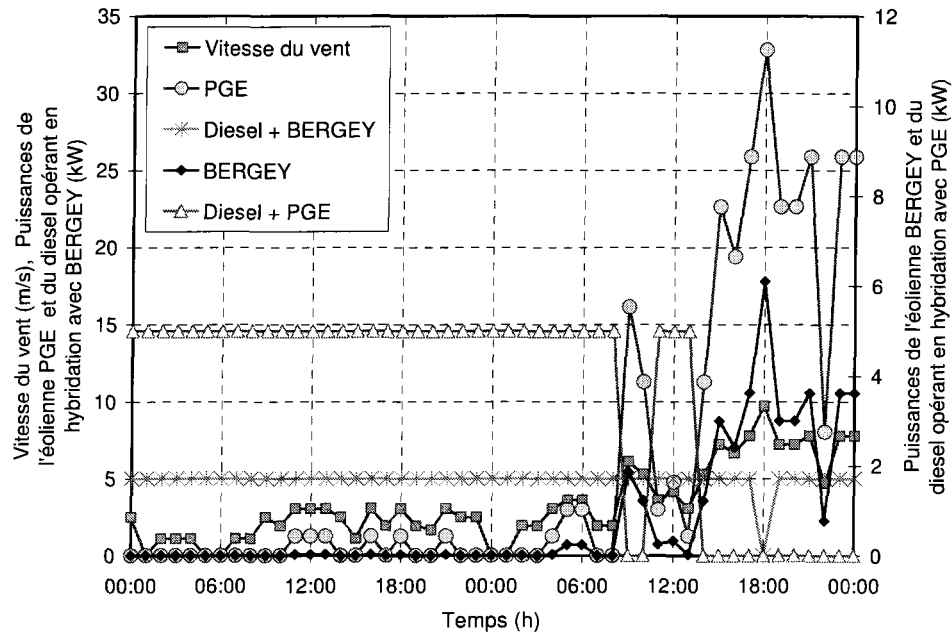


Figure 3-49 : Régimes de fonctionnement des systèmes étudiés durant les jours 4-5 avril 2005

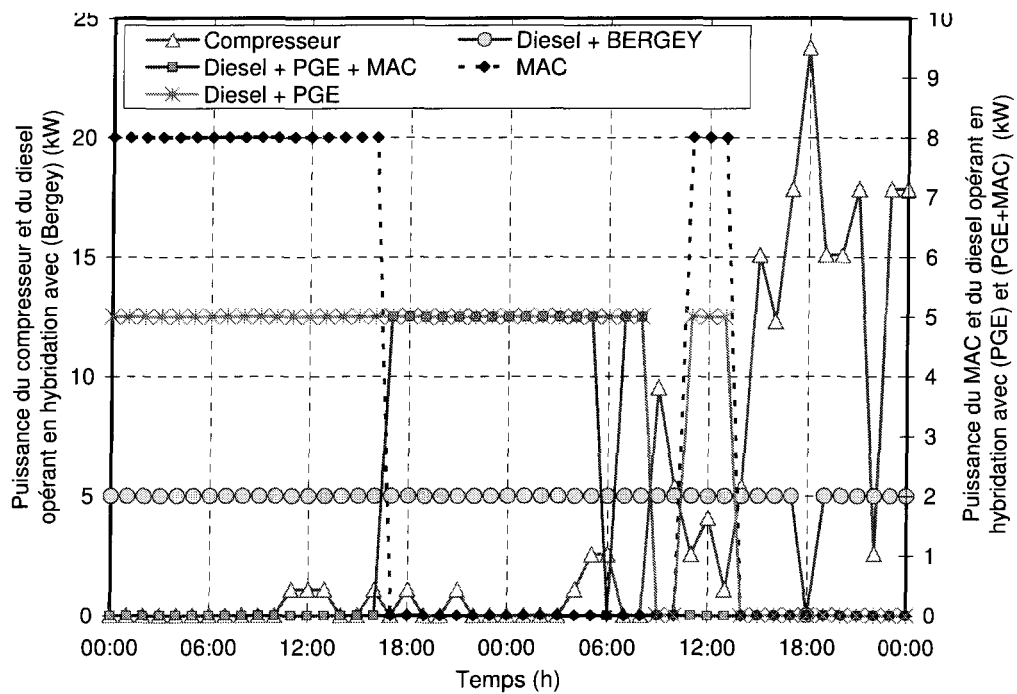


Figure 3-50 : Régimes de fonctionnement des systèmes étudiés durant les jours 4-5 avril 2005

Il est intéressant de remarquer les avantages de l'hybridation de type (Diesel+PGE+MAC) au niveau de la faible durée du fonctionnement du diesel. En effet, elle permet d'arrêter complètement la génératrice diesel pour 33 heures durant deux jours d'opération (économie de 69%) comparé à 13 heures d'arrêt de fonctionnement du diesel (économie de 27%) obtenues grâce au système (Diesel+PGE) et 1 heure (économie de 2%) durant laquelle le diesel sera stoppé grâce au système (Diesel+BERGEY).

Afin de quantifier le gain apporté par l'utilisation du SHEDACPE pour l'électrification de la station de Bell-Canada à Kuujuarapik, une étude économique a été réalisée. Les résultats obtenus durant le mois d'avril 2005 sont présentés sur les Figure 3-51 et Figure 3-52.

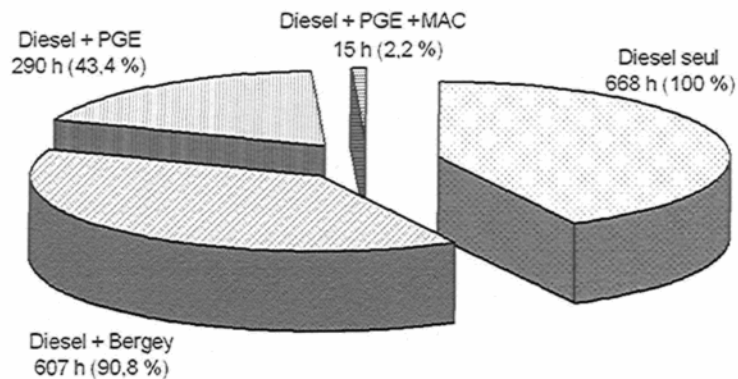


Figure 3-51 : Heures du fonctionnement de la GD selon le système adopté

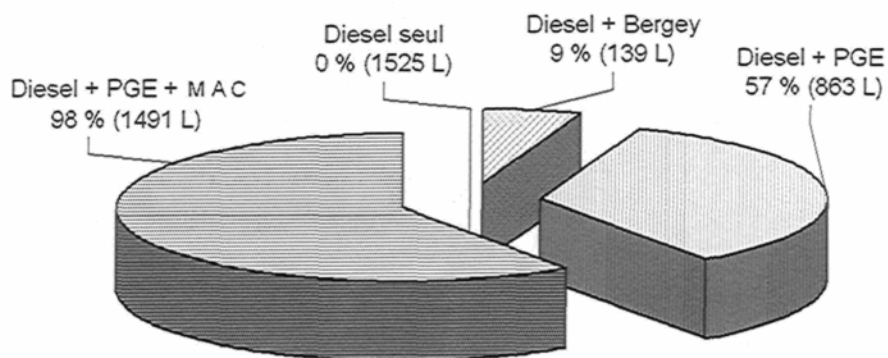


Figure 3-52 : Litres du carburant évités par la GD selon le système adopté

La Figure 3-51 représente la fréquence du fonctionnement du moteur diesel selon le scénario du fonctionnement du système (diesel seul, diesel + Bergey, diesel + PGE ou diesel +

PGE + MAC). Il est intéressant de remarquer que l'hybridation entre l'éolienne Bergey et le diesel ne permet pas une diminution remarquable de la fréquence d'utilisation de la GD où il fonctionnera près de 91% du temps d'exploitation au mois d'avril 2005 (607 h). Mais en associant une éolienne PGE au GD, ce dernier fonctionnera près de 43% du temps durant le mois avril, ce qui est l'équivalent à 290 h. Cependant, la fréquence d'opération du GD diminue au maximum (15 h) s'il fonctionne en hybridation avec le MAC et une éolienne PGE.

La Figure 3-52 représente la quantité du carburant économisée le mois d'avril 2005. Il est évident que le moteur diesel, fonctionnant seul sans hybridation avec l'énergie éolienne, va consommer le plus et aucune économie n'est réalisée. Par contre, un SHED permet d'éviter environ 139 litres de carburant (9% d'économie de la consommation de fuel) si le diesel est associé à une éolienne BERGEY. Ce taux augmente jusqu'au 57% (863 litres), si l'hybridation se fait avec l'éolienne PGE. Un SHED avec stockage sous forme d'air comprimé permet d'augmenter cette économie d'une façon très significative et la quantité du carburant évitée est d'environ 1491 litres (98%).

Les diminutions de la consommation du carburant s'accompagnent de diminutions proportionnelles des émissions de gaz toxiques et de gaz à effet de serre. L'économie de carburant obtenue à la fin d'un mois d'exploitation (avril 2005) du système hybride éolien-diesel-air comprimé à la station de télécommunication de Bell-Canada à Kuujuarapik est de l'ordre de 1491 litres (98% moins du carburant comparé au diesel seul). Ceci permet d'éviter, seulement le mois d'avril 2005, l'émission d'environ 4 tonnes de CO₂ qui est l'équivalent à la quantité émise par une automobile ou camion léger qui roule 15000 km par année. Ces résultats démontrent l'énorme potentiel environnemental du SHEDACPE s'il serait appliqué sur toute l'échelle des centres de consommations de petite puissance situés aux sites isolés.

11. Stratégie de contrôle

Il est nécessaire d'utiliser une stratégie fiable et efficace pour contrôler le système global et assurer un bon fonctionnement et une continuité d'alimentation en électricité. L'algorithme suivant permet de contrôler le système pour garantir une bonne répartition des ressources. Le logigramme de contrôle obtenu à partir de cet algorithme est représenté sur la Figure 3-53.

L'algorithme de contrôle du SHEDACPE est le suivant :

```
Si (vitesse du vent suffisante pour que les éoliennes tournent)
| alors
| | Si (puissance du vent suffisante pour que les éoliennes alimentent la charge + les
réservoirs)
| | | alors
| | | | Connexion des éoliennes à la charge
| | | | Arrêt du moteur diesel
| | | | Mise à jour du nombre de marche/arrêt du moteur diesel
| | | | Mise en marche du compresseur et remplissage des réservoirs
| | sinon
| | | Si (puissance du vent ne permet d'alimenter que la charge)
| | | | alors
| | | | | Connexion des éoliennes à la charge
| | | | | Alimentation de la charge par les éoliennes
| | | sinon
| | | | Si (les éoliennes ne fournissent pas assez pour la charge mais assez pour les
réservoirs)
| | | | | alors
| | | | | Remplissage des réservoirs
| | | | | Alimentation de la charge avec le moteur diesel
| | | | | Mise à jour du nombre de marche/arrêt du moteur diesel
| | | | sinon
| | | | | Alimentation de la charge avec le moteur diesel uniquement
| | | | | Mise à jour du nombre de marche/arrêt du moteur diesel
| | | | Fin si
| | | Fin si
| | Fin si
| | Si (trop de vent)
| | | alors
| | | | Si (réserves suffisantes dans le réservoir)
| | | | | alors
```

```

| | | | | | Alimentation de la charge avec l'air comprimé
| | | | | | Arrêt des éoliennes
| | | | | | Arrêt du moteur diesel
| | | | | | Mise à jour du nombre de marche/arrêt du moteur diesel
| | | | | sinon
| | | | | | Si (il y a suffisamment de carburant dans le moteur diesel)
| | | | | | alors
| | | | | | | Démarrage du moteur diesel → alimentation de la charge
par le moteur
| | | | | | | Arrêt des éoliennes
| | | | | | sinon
| | | | | | Erreur
| | | | | | Fin si
| | | | | Fin si
| | Fin si

```

Sinon

```

| | Si (réserves suffisantes dans le réservoir)
| | | alors
| | | Alimentation de la charge avec l'air comprimé
| | | Arrêt des éoliennes
| | | Arrêt du moteur
| | | Mise à jour du nombre de marche/arrêt du moteur diesel
| | sinon
| | | Si (il y a suffisamment de carburant dans le moteur diesel)
| | | | alors
| | | | Démarrage du moteur diesel → alimentation de la charge par le moteur
| | | | Arrêt des éoliennes
| | | sinon
| | | Erreur
| | | Fin si
| | Fin si

```

Fin si

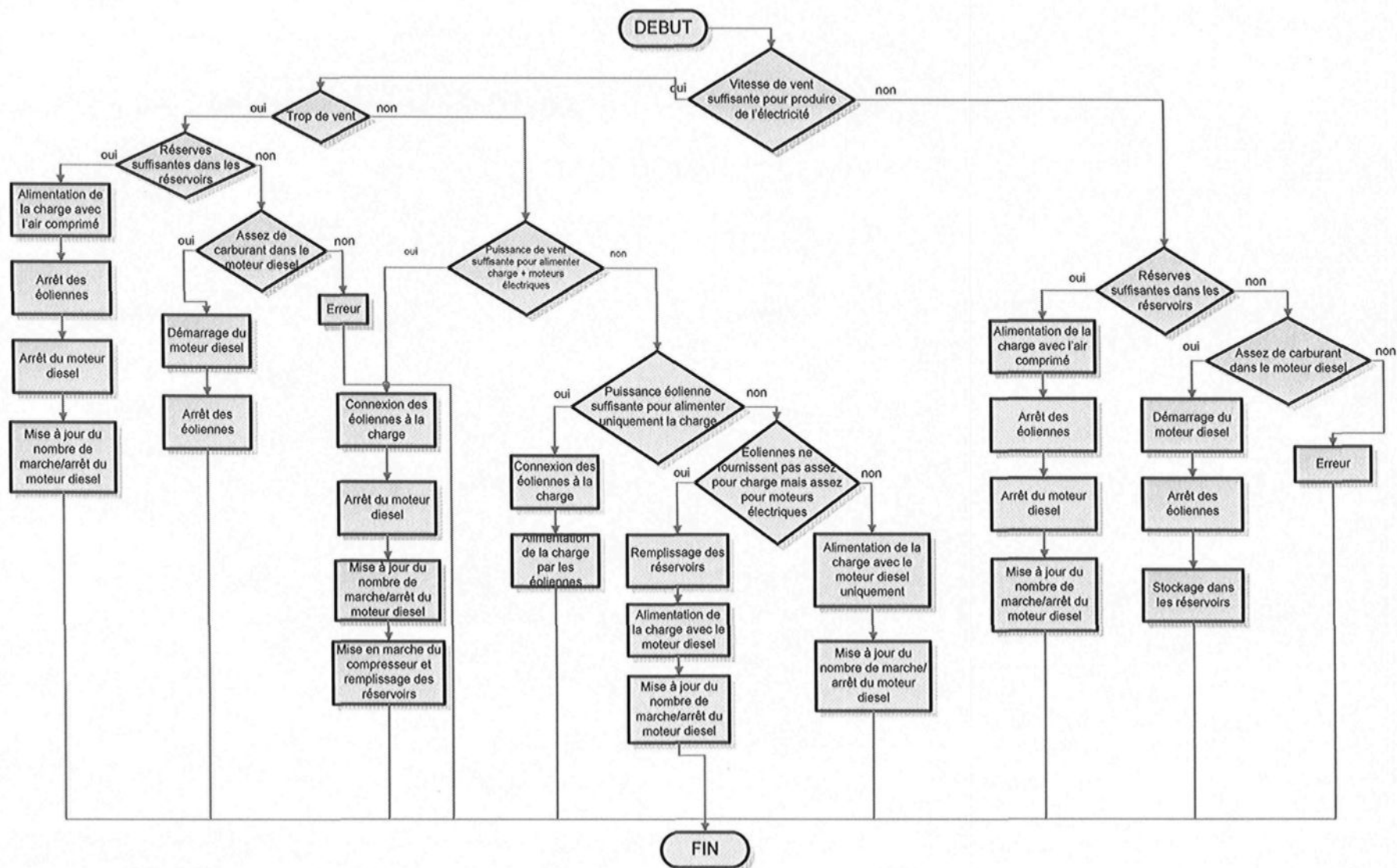


Figure 3-53 : Logigramme de contrôle du SHEDACPE obtenu à partir de l'algorithme présenté ci-après

12. Conclusions

Le système hybride éolien-diesel-air comprimé à petite échelle (SHEDACPE) représente une solution intéressante aux problèmes environnementaux et de ressources liés à l'approvisionnement énergétique des infrastructures isolées de télécommunication. Il permet, selon le scénario d'exploitation :

- 1) d'augmenter le taux de pénétration en énergie éolienne en profitant de la totalité de l'énergie disponible et en stockant l'excès d'énergie sous forme d'air comprimé au lieu de la délester et ceci via des compresseurs fonctionnant à fréquence variable.
- 2) de réduire les coûts d'exploitation en réduisant de près de 97% les heures d'opération du diesel et de 50% les visites annuelles d'entretien et de maintenance.
- 3) de diminuer l'usure de la génératrice diesel et de ses démarreurs et par conséquent les frais de maintenance associés et ceci en remplaçant le démarrage intermittent de la GD par le moteur à air comprimé.
- 4) de prolonger la durée de vie du groupe électrogène et la conséquence diminuer les frais de remplacement des diesels à la fin de leur durée de vie.
- 5) de réduire d'une façon remarquable la consommation de carburant et les émissions des GES.

Enfin, il est important de mentionner que cette étude nécessite d'élaborer une stratégie de contrôle efficace et rapide afin d'assurer un bon fonctionnement de tous les composants du système, pour un rendement optimal.

CHAPITRE IV

MODÉLISATION DU SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ À MOYENNE ÉCHELLE (SHEDACME)

1. Principe de fonctionnement

Cette modélisation s'applique aux régions éloignées (villages nordiques, îles), qui ne sont pas situées à proximité des réseaux publics d'électricité et qui sont fréquemment alimentées par l'électricité fournie par des génératrices au diesel [44].

L'idée fondamentale de l'hybridation éolien-Diesel-CAES à moyenne échelle consiste à transférer l'excès de l'énergie éolienne produite durant les périodes venteuses ($TPP > 1$) aux périodes d'une demande élevée ou moins venteuses ($TPP < 1$), en utilisant seulement une fraction du combustible qui serait consommée par le moteur diesel.

En effet, durant les périodes de haute pénétration ($TPP > 1$), la centrale éolienne alimente le village et l'énergie éolienne excédentaire disponible est utilisée pour comprimer de l'air frais avec un compresseur et le stocker à haute pression (environ 50 bars)¹², après l'avoir refroidi via un échangeur de chaleur, dans des tuyauteries souterraines ou dans des réservoirs superficiels conçus pour cette raison (Figure 4-1). L'air comprimé sert ensuite à suralimenter le moteur diesel artificiellement, en complément ou en substitution à sa suralimentation initiale par un

¹² La pression de stockage d'air comprimé a été limitée à 50 bars pour les applications à moyenne échelle pour la raison que le moteur diesel n'admet pas à l'admission une pression beaucoup trop élevée. Alors, il serait inutile de stocker l'air à 300 bars, par exemple, et le faire détendre à 15 bars pour l'injecter après dans le moteur diesel.

turbocompresseur. Le groupe électrogène fonctionnera durant les périodes de vent faible ou nul, quand la puissance éolienne ne suffit pas à la charge (périodes de faible pénétration, $TPP < 1$).

Le système hybride éolien-diesel avec stockage sous forme d'air comprimé à moyenne échelle (SHEDACME), combiné avec une suralimentation des moteurs diesel, aura comme effet l'augmentation du taux de pénétration de l'énergie éolienne (TPE) et de la puissance du diesel ainsi que la diminution de sa consommation en combustible.

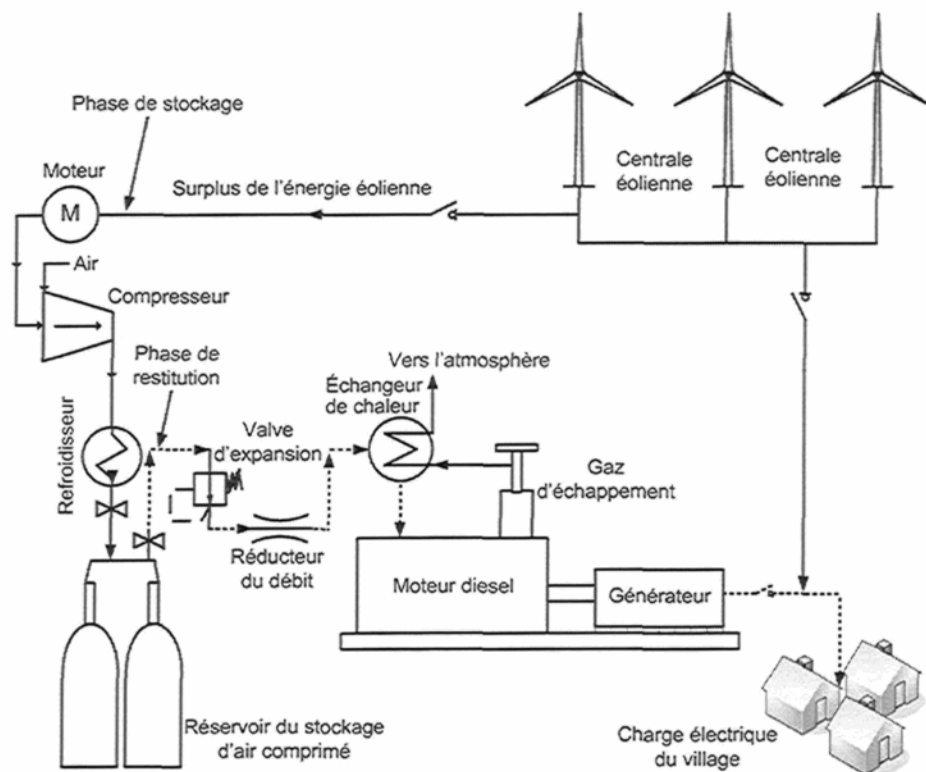


Figure 4-1 : Schéma de principe d'un système JEDSAC à moyenne échelle [50]

2. Pourquoi suralimenter davantage le groupe électrogène diesel ?

D'abord, il est nécessaire de mentionner que tous les moteurs diesel utilisés dans les sites isolés (au Québec) sont déjà équipés par un système de suralimentation par turbocompresseur.

La suralimentation est un procédé qui consiste, par une compression préalable, à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs pour en augmenter leur puissance spécifique (puissance par unité de cylindrée) [109]. En effet, ce procédé permet d'atteindre, avec une même cylindrée, des puissances deux à trois fois supérieures à la puissance d'un moteur non suralimenté avec des augmentations de masse et de volume de l'ordre de 10% [110].

Un moteur suralimenté par un turbocompresseur ne permet toutefois pas de reprendre d'un seul coup sa puissance nominale. En effet, pour obtenir la puissance, il faut que le turbocompresseur de suralimentation fournisse l'air nécessaire pour assurer une parfaite combustion du combustible injecté dont la quantité peut varier rapidement et de façon importante en fonction de la consigne du régulateur de vitesse. Le temps de montée en vitesse du turbocompresseur et donc le temps de mise à disposition de l'air comburant, dépendent de la puissance disponible dans les gaz d'échappement et de l'inertie du turbocompresseur [110]. En règle générale, un groupe suralimenté est capable de fournir brutalement une puissance correspondant à 60 % de sa puissance assignée avec une chute de vitesse transitoire de l'ordre de 10 à 12 % de sa vitesse nominale [110].

La Figure 4-2 montre que par rapport à un moteur diesel ayant une cylindrée de 10 L à aspiration naturelle, la suralimentation permet d'augmenter les valeurs du rendement indiqué du moteur (rendement maximal = 45% atteint pour faible charge 200 N.m) et élargir la plage de fonctionnement dans la zone des forts rendements dû à la grande quantité d'air admissible dans le moteur. Pour une charge de 600 N.m, le rendement du moteur suralimenté est d'environ 38% comparé à celui du moteur atmosphérique de 14%, soit une augmentation d'environ 170%. Par contre, l'augmentation de la charge appliquée au moteur provoque une dégradation du rendement due aux limites de fonctionnement de la turbine et à l'augmentation des pertes thermiques à travers les parois des cylindres. Mais, ceci n'empêche que le rendement pour des charges élevées reste meilleur avec la suralimentation qu'avec l'aspiration naturelle (à 1200 N.m, une augmentation d'environ 64%) [111], [112].

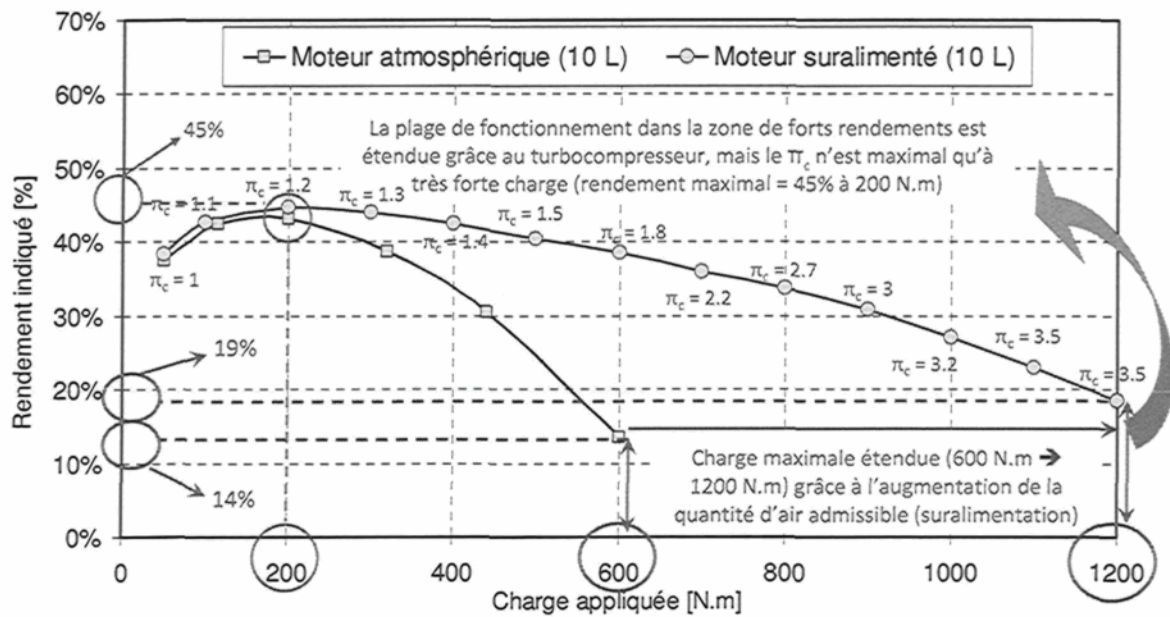


Figure 4-2 : Variation du rendement indiqué pour deux moteurs diesel, atmosphérique et suralimenté [111], [112]

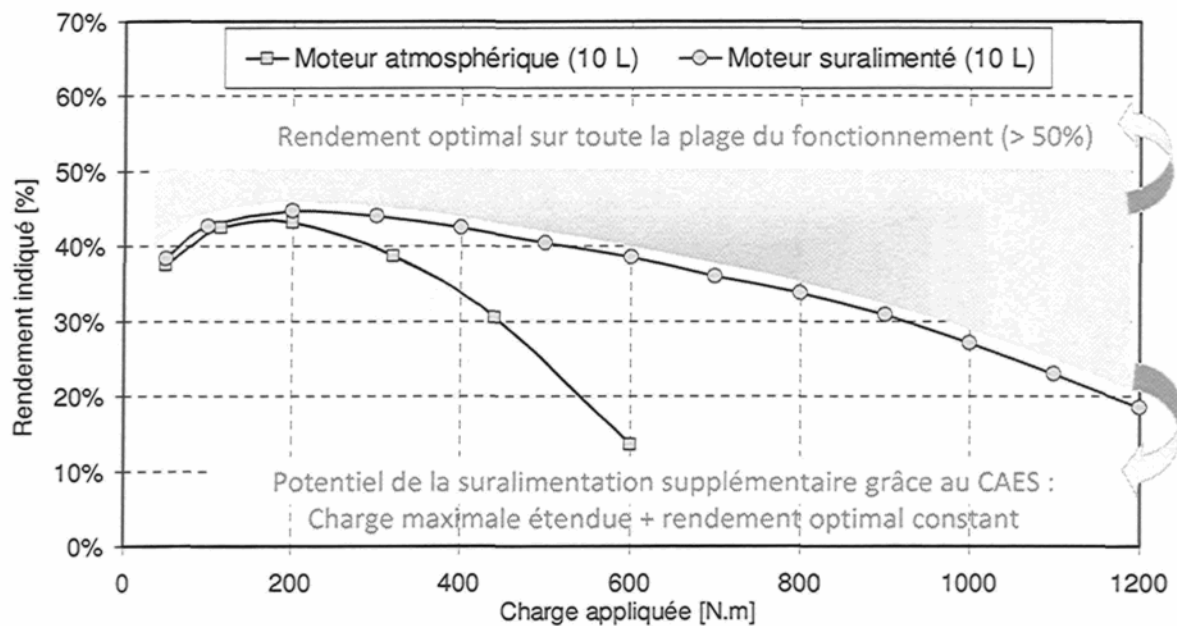


Figure 4-3 : Potentiel d'augmentation du rendement indiqué grâce à la suralimentation supplémentaire d'un moteur diesel [111], [112]

- Réduire les pertes par pompage pour la boucle basse pression¹³ du cycle thermodynamique du moteur diesel (Figure 4-4). Ce gain peut être même poussé à l'extrême pour avoir un travail positif de la boucle basse pression, qui s'additionne à celui de la boucle haute pression¹⁴ pour augmenter le travail fourni pour une même quantité de carburant brûlé.
- Augmenter la puissance spécifique (puissance par unité de cylindrée) du moteur diesel, ce qui permettrait un plus fort « downsizing¹⁵ » et ainsi un meilleur rendement.
- Augmenter la pression à l'admission à un niveau qui permet une diminution de la quantité de carburant injectée tout en conservant la même pression maximale dans le cylindre du moteur (points D et E restent au même niveau sur le cycle thermodynamique du moteur diesel (Figure 4-4))

3. Différentes méthodes de suralimentation supplémentaire par l'air comprimé stocké

Plusieurs scénarios ou techniques, permettant d'utiliser l'air comprimé stocké, peuvent être envisagés pour améliorer le remplissage du moteur diesel par une suralimentation supplémentaire associée au turbocompresseur existant déjà. Les techniques suivantes semblent les plus judicieuses. Un bilan qualitatif des avantages et inconvénients de chacune d'elles sera dressé afin de pouvoir dégager la technologie candidate pour le SHEDACME [50], [111], [113], [114].

3.1. Système 1 : Utilisation d'une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur

L'air comprimé, sortant du réservoir du stockage à quelques dizaines de bars, passe à travers un détendeur ce qui fait chuter sa pression et sa température (à quelques dizaines de

¹³ Boucle inférieure dans le cycle thermodynamique du moteur diesel

¹⁴ Boucle supérieure dans le cycle thermodynamique du moteur diesel

¹⁵ Nomenclature en anglais désignant la réduction de la cylindrée des moteurs

degrés en dessous de 0°C). Il est ensuite chauffé, d'abord par le système de refroidissement et ensuite par les gaz d'échappements à la sortie de la turbine principale. Ceci permet d'augmenter encore son enthalpie. À la sortie des échangeurs, l'air entraîne la turbine supplémentaire qui est montée sur le même axe du turbocompresseur (Figure 4-5). Ceci augmente le couple disponible à l'axe et permet ainsi au compresseur de fournir un plus fort débit et taux de compression surtout aux faibles régimes du fonctionnement du moteur. La récupération du gaz d'échappement permet d'augmenter le rendement du système. La possibilité de profiter de la détente de l'air comprimé sortant du réservoir pour refroidir l'eau du moteur permet une amélioration du rendement du moteur et l'arrêt des ventilateurs de refroidissement [50].

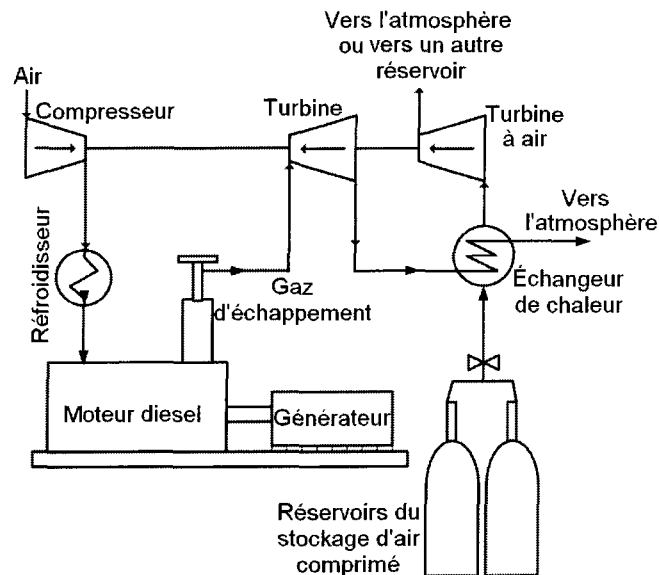


Figure 4-5 : Schéma de principe de la suralimentation par une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur [50]

Cette méthode a quelques caractéristiques qui peuvent rendre difficile son utilisation pratique [113] :

- La nécessité d'une intervention sur l'architecture du turbocompresseur afin de rajouter une turbine sur le même axe ce qui rend cette solution coûteuse et délicate.
- La turbines à gaz et la turbine à air doivent avoir forcément le même régime de fonctionnement optimal; sinon, ceci peut engendrer des dégradations de rendement

- Le dimensionnement optimal du compresseur n'est pas le même avec et sans CAES car les débits d'air traversant le compresseur ne sont pas les mêmes dans ces deux cas. Ceci implique qu'un compromis sera nécessaire lors du dimensionnement de ce compresseur ou bien limiter le fonctionnement du système de la suralimentation supplémentaire aux faibles et moyens régimes du moteur.

3.2. Système 2 : Double étage de suralimentation

Un deuxième étage (BP : basse pression) de turbocompresseur est monté et l'air comprimé entraîne la turbine BP après avoir subi la détente et le réchauffage par le liquide de refroidissement des moteurs et les gaz d'échappements (Figure 4-6). Les turbocompresseurs HP (haute pression) et BP n'ont pas les mêmes plages de fonctionnement, notamment en régime de rotation. Cette méthode est caractérisée par la simplicité du dimensionnement des turbines et compresseurs ainsi par la facilité de découplage du turbocompresseur BP lorsque le CAES est épuisé. Par conséquent, le rendement global du système dépend fortement de chacun de rendements de turbine BP et compresseur BP, ce qui peut affecter le fonctionnement du système [50].

Cette méthode se caractérise par :

- Aucune modification sur l'architecture du turbocompresseur.
- La facilité du couplage et du découplage du turbocompresseur BP ce qui permet facilement d'adapter le système en fonction de la disponibilité ou non de l'air comprimé stocké [113].
- Les turbines à air et à gaz peuvent fonctionner à leur régime nominal comme ils ne sont pas sur le même axe.
- Nécessité d'un échangeur thermique entre les turbocompresseurs (BP) et (HP) et un dimensionnement optimal du compresseur (HP) car les débits et les pressions d'air traversant le compresseur ne sont pas les mêmes dans les deux cas : aspiration de l'air atmosphérique (sans CAES) et aspiration de l'air comprimé (avec CAES).

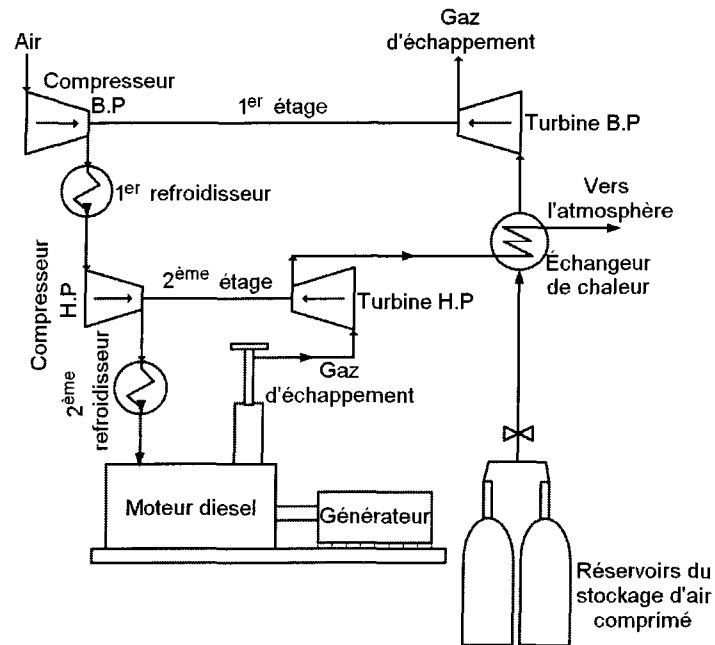


Figure 4-6 : Schéma de principe de la suralimentation bi-étagée [50]

3. 3. Système 3 : Admission en amont du compresseur

L'air comprimé détendu et réchauffé par le système de refroidissement du moteur et les gaz d'échappements est directement connecté à l'entrée du turbocompresseur qui le comprime davantage (Figure 4-7). L'avantage principal de cette méthode est l'utilisation d'un seul turbocompresseur, ainsi un meilleur rendement est prévu pour le système de compression. De plus, cette méthode est caractérisée par sa simplicité de conception et de contrôle et par son faible coût. Par contre, l'efficacité dépend fortement de la température de l'air comprimé à l'entrée du compresseur (air chaud \rightarrow baisse du rendement) [50].

Toutefois, cette technique présente quelques inconvénients. En effet, l'air comprimé se refroidit significativement après avoir subi la détente. Ceci peut engendrer des instabilités de combustion dans le cylindre si le réchauffage de l'air dans l'échangeur et dans le compresseur n'est pas suffisant.

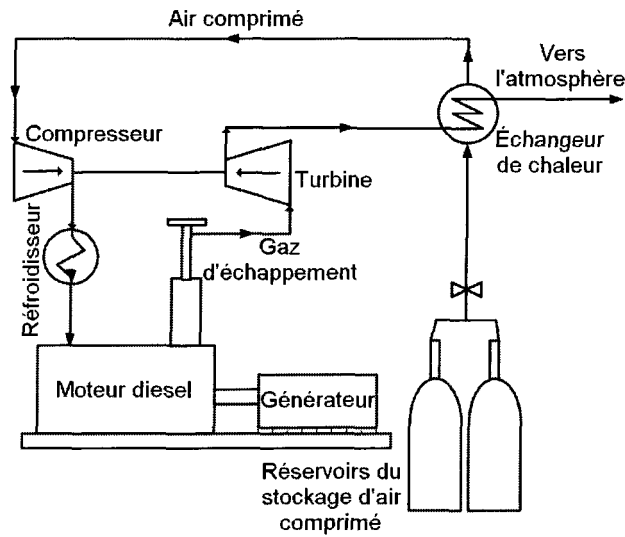


Figure 4-7 : Schéma de principe de l'admission en amont du compresseur [50], [114]

3.4. Système 4 : Admission directe dans le moteur

Cette méthode consiste à injecter l'air comprimé venant du réservoir de stockage, après l'avoir réchauffé par les gaz d'échappements et le refroidissement du moteur, dans les cylindres du moteur à travers une troisième soupape (Figure 4-8) ou dans le collecteur d'admission où l'air sera mélangé avec celui venant du turbocompresseur avant d'entrer dans le moteur. L'inconvénient majeur de cette méthode est qu'elle nécessite une intervention sur l'architecture intérieure du moteur afin d'adapter le système d'admission ainsi que celui de l'injection avec les nouveaux paramètres concernant la température, la pression et le débit d'air comprimé entrant dans les cylindres [50]. De plus, un grand risque associé à l'utilisation de ce mode, est la possibilité de générer des instabilités de combustion si la température de l'air admis est encore trop froide.

Cette méthode, complexe et coûteuse¹⁶, a la caractéristique qu'aucune perte de rendement lié à une détente dans la turbine ou une compression dans le compresseur n'est appliquée.

¹⁶ Cette méthode peut être considérée simple et peu coûteuse si l'injection d'air comprimé se fait directement dans le collecteur d'admission.

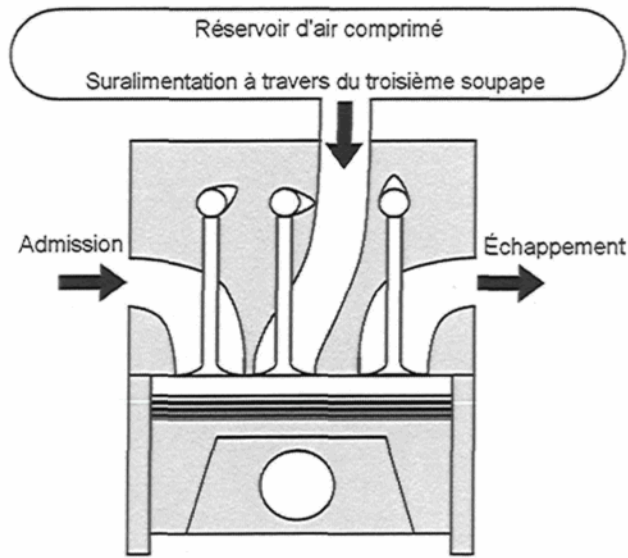


Figure 4-8 : Schéma de principe de l'admission direct dans le moteur [114], [115]

3. 5. Système 5 : Suralimentation hyperbar

Le procédé Hyperbar consiste à suralimenter le moteur par une série des sous systèmes composés de : un compresseur, une chambre de combustion et une turbine disposée en dérivation par rapport au moteur [116]. Le débit d'air de suralimentation est régulé par une vanne de by-pass. Une chambre de combustion auxiliaire permet de réaliser un apport d'énergie supplémentaire à la turbine, pour obtenir un rapport de pression de suralimentation plus élevé (Figure 4-9). La vanne de by-pass est réglée de manière à maintenir constant l'écart de pression entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine. Le débit de carburant injecté dans la chambre de combustion permet de contrôler la pression à la sortie du compresseur [116].

Le système Hyperbare permet d'atteindre des pressions de suralimentation de l'ordre de 12 bars, et permet ainsi d'augmenter significativement la puissance spécifique du moteur diesel. Par contre, la présence d'une chambre de combustion supplémentaire, la complexité de son contrôle et de son installation sur le moteur diesel existant rend la solution moins intéressante dans le cadre du projet SHEDACME. De plus, le rendement du système aura tendance à baisser à cause d'un apport supplémentaire de chaleur venant de la chambre de combustion

externe. Ainsi, le coût d'utilisation du système va augmenter en raison de l'augmentation de la quantité du carburant consommé par cette chambre à combustion auxiliaire [50].

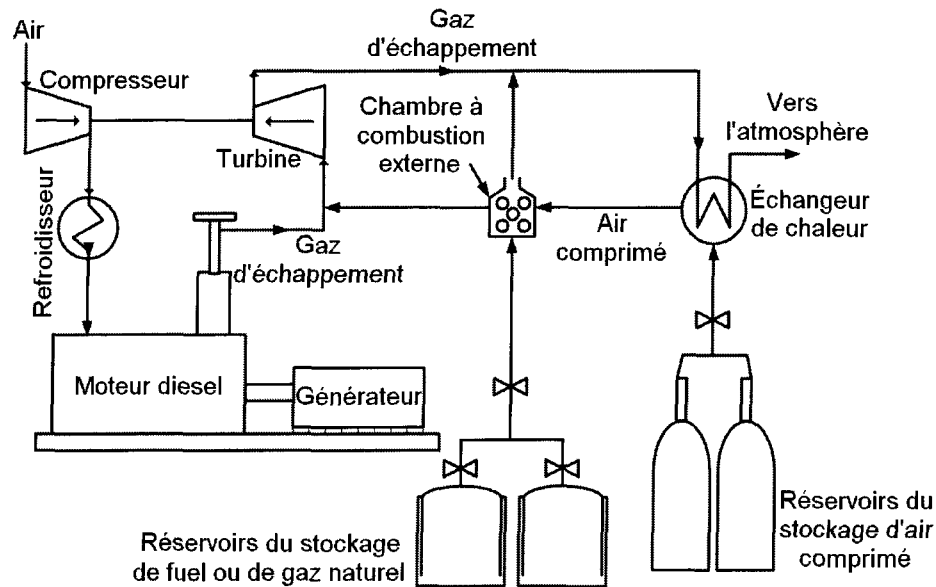


Figure 4-9 : Schéma de principe de la suralimentation hyperbar [50], [114]

3.6. Système 6 : Suralimentation avec le cycle de LENOIR pressurisé

Le cycle proposé utilise la succession des phases du cycle de Lenoir : admission, combustion, détente et échappement réalisés durant un tour de vilebrequin du moteur et le choix d'une transformation isobare extraite du cycle Diesel pour la phase de combustion (Figure 4-10) [118]. L'admission de l'air à haute pression, en provenance du réservoir de stockage, commence lorsque le piston est au point mort haut et se termine lorsque l'apport de chaleur due à la combustion commence. Au cours de la combustion, l'augmentation de volume du cylindre et l'accroissement de la température des gaz, résultant de l'apport de chaleur due à la combustion, évolue dans le même sens, le gaz subit une transformation qui dans le cycle théorique de ce moteur peut être considérée comme isobare (0-1-3) ou bien isobare-isochore-isobare ($1'-2'-2''-3'$) [117].

Cette technique permet de profiter de l'air comprimé pour transformer le moteur 4 temps en une sorte de moteur deux temps (mais différent du moteur deux temps conventionnel), car il permet de s'en passer de la phase de compression, les gaz étant déjà à haute pression.

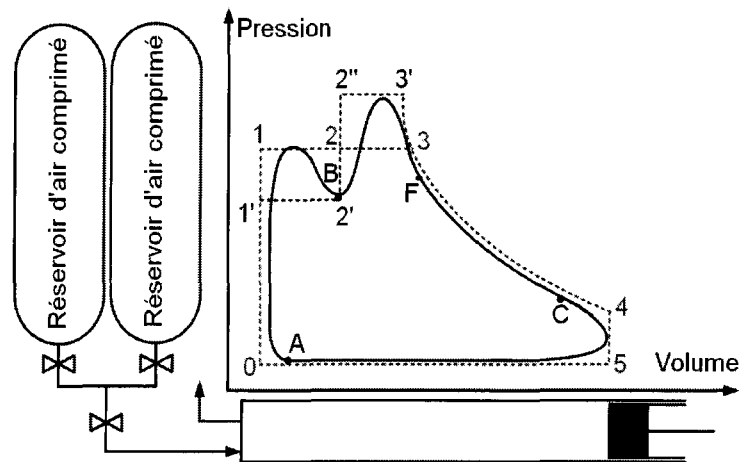


Figure 4-10 : Schéma de principe de la suralimentation avec cycle de Lenoir pressurisé [50]

L'avantage de cette méthode est que la puissance d'un moteur fonctionnant selon un cycle de Lenoir-Diesel pressurisé est grossièrement égale à quatre fois la puissance d'un moteur conventionnel à quatre temps [118]. Par contre, cette méthode nécessite un réglage des temps d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement et une modification, au niveau du système d'admission du moteur, permettant l'injection de l'air comprimé venant du réservoir au moment adéquat.

3.7. Système 7 : Suralimentation avec downsizing

Le downsizing consiste à réduire la cylindrée dans le but de diminuer la consommation du moteur en carburant, le rapport poids/puissance, l'encombrement et augmenter le rendement mécanique. Mais, afin de conserver les performances du moteur (couple, puissance) et compenser la perte de cylindrée, il faut augmenter le remplissage en air du moteur. Ceci se fait actuellement à l'aide de la suralimentation par turbocompresseur, méthode caractérisée par quelques problèmes qui peuvent être résolus à l'aide d'une suralimentation supplémentaire que

le turbocompresseur ne peut pas assurer tout seul. Cette combinaison, suralimentation-downsizing, permet d'avoir plus de couple à bas régime et aussi une augmentation du rendement du moteur (Figure 4-11). Par contre, cette méthode ne pourra être appliquée qu'en cas de remplacement des moteurs existants, du fait de l'intervention à faire sur les moteurs.

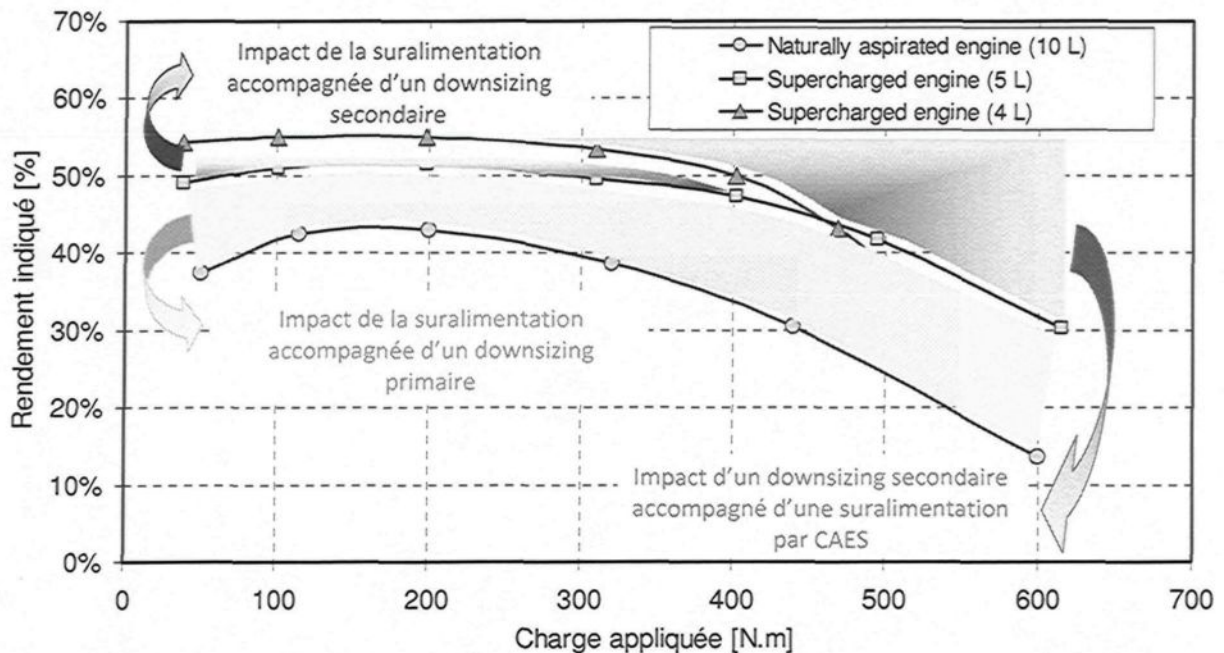


Figure 4-11 : Avantages de la suralimentation supplémentaire associée à un downsizing [112]

4. Cycle du moteur avec la suralimentation pneumatique supplémentaire

Le cycle de suralimentation pneumatique supplémentaire du moteur diesel représentant les systèmes 1, 2, 3, 5, 6 et 7 est représenté par les lignes pointillées sur la Figure 4-12-b. Elle diffère du cycle d'un moteur diesel suralimenté par turbocompresseur (trait plein, Figure 4-12-b) par une pression plus élevée à l'admission et à la fin de la combustion.

Cependant, le cycle décrit plus en détails dans ce paragraphe est celui du système 4 (lignes pointillées, Figure 4-12-a). Ce cycle, d'admission directe dans le moteur de l'air comprimé, est constitué de plusieurs étapes : admission, compression 1, suralimentation, compression 2, détente, échappement.

- 1) *Admission et échappement* : Le cycle de suralimentation pneumatique est identique à un cycle à quatre temps classique d'un moteur diesel durant les phases d'admission (points 1-2-3) et d'échappement (points 7'-8-9 ou 7''-8-9).

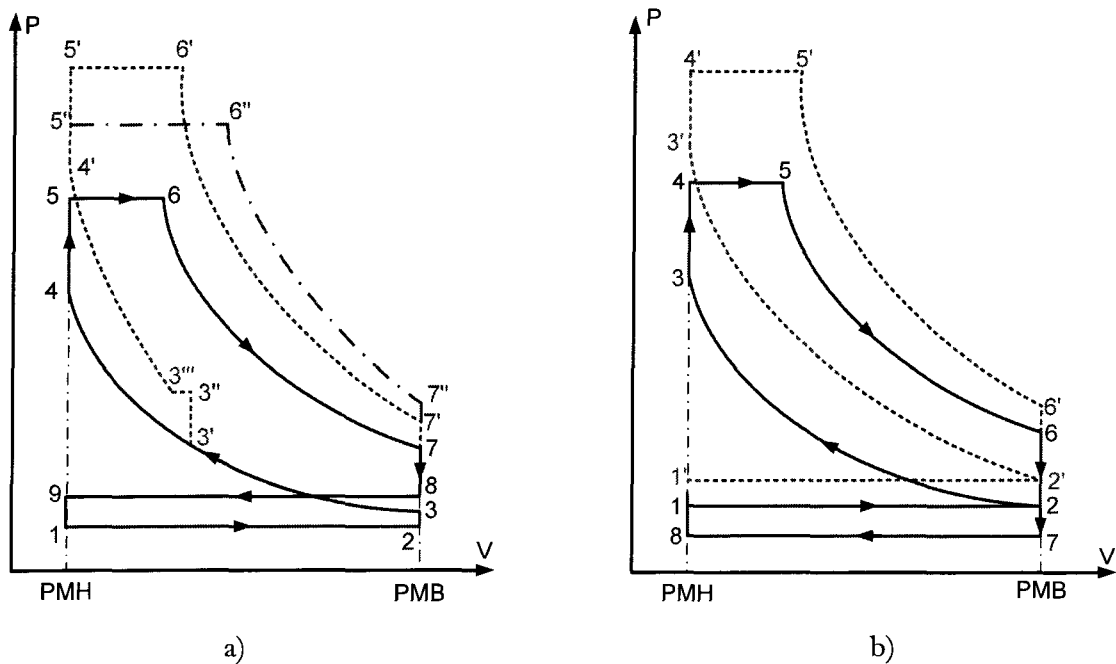


Figure 4-12 : Cycles thermodynamiques du système 4 (a) et des autres systèmes (b) [115]

- 2) *Combustion et détente* : Les phases de combustion et de détente du cycle suralimenté (points 4'-5'-6'-7' ou 4''-5''-6''-7'') présentent la même forme que le cycle non-suralimenté (points 4-5-6-7). La masse d'air plus importante emprisonnée dans le cylindre lors du fonctionnement en mode suralimenté (Figure 4-12-a, trait pointillé) comparativement au mode atmosphérique (Figure 4-12-a, trait plein) procure une PMI plus élevée, mais aussi un niveau de pression maximale plus élevé. Cette augmentation de pression peut être affectée par une combustion retardée, au risque de réduire le rendement du cycle (Figure 4-12-a, interrompu court) [115].
- 3) *Compression* : La différence principale entre un moteur à combustion interne conventionnel et la suralimentation pneumatique réside dans la phase de compression : cette phase de compression est composée de trois sous-phases [115] :

- Après la fermeture de la soupape d'échappement, une compression classique commence, portant le cylindre à une pression inférieure à la pression du réservoir (points 3-3').
- Puis, la soupape de charge¹⁷ s'ouvre, permettant l'admission d'air additionnel à partir du réservoir (points 3'-3''-3''').
- Lors de la fermeture de la soupape de charge, une seconde compression est réalisée (points 3'''-4').

5. Avantages techniques de la suralimentation pneumatique supplémentaire

La suralimentation hybride, utilisant cette conception, peut être mise en service dans les conditions suivantes :

- 1) *bas régimes-fortes charges*, pour lesquels l'énergie disponible dans les gaz d'échappement serait trop faible pour atteindre une pression de suralimentation suffisante [114].
- 2) *bas régimes-faibles charges*, de manière à créer les conditions thermodynamiques (température et pression) nécessaires à l'initiation de la combustion, que le faible rapport volumétrique de compression du moteur ne permet pas d'assurer [50].
- 3) *démarrage pneumatique*, où l'air comprimé, venant du réservoir de stockage, pourrait être injecté ou bien dans une turbine qui actionne un pignon entraînant une couronne dentée placée sur l'arbre du moteur ou bien directement dans les cylindres, par by-pass, sans passer par la turbine à air, à une pression comprise entre 20 et 30 bars. Cet air comprimé assure la mise en rotation du groupe par action sur les pistons du moteur. L'injection d'air est arrêtée sur détection d'une vitesse de rotation du moteur assez élevée [50], [114].

Les conceptions présentées précédemment permettent à la boucle de suralimentation de fonctionner indépendamment du moteur grâce à l'énergie fournie par l'air comprimé

¹⁷ La soupape de charge permet l'admission de l'air comprimé venant du réservoir de stockage.

détendu dans la turbine à air, dans la turbine à gaz (cas de hyperbar), ou directement dans le cylindre.

Le système 1 (Figure 4-5), par exemple, permet d'augmenter la puissance d'un facteur 5 et par conséquent le rendement indiqué du moteur. Il peut représenter l'équivalent d'un système Hyperbar au niveau de l'augmentation du rendement et de la puissance sans avoir besoin de recourir à une chambre à combustion supplémentaire et consommer davantage de carburant [109]. De plus, la conception de ce système permet de répondre à la charge demandée en profitant au maximum de l'hybridation (turbine à air et turbocompresseur), ce qui revient à utiliser au mieux la puissance disponible au sein des deux turbines à gaz et à air pour améliorer le remplissage du diesel.

Le système 4 (Figure 4-8) peut offrir, lui aussi, deux avantages :

- En utilisant les phases d'admission et d'échappement d'un cycle classique, le réservoir n'a à fournir que la masse d'air en excès par rapport à la charge d'air à pression atmosphérique. Par conséquent, l'autonomie du réservoir d'air peut être largement augmentée (de 2 à 4 fois) [115].
- Contrairement au cycle suralimenté classique (par turbocompresseur), pour lequel la masse d'air entière est emprisonnée dans le cylindre lorsque la soupape d'admission se ferme, le cycle de la suralimentation pneumatique fournit une pression moyenne indiquée (PMI) plus élevée, grâce à la compression étagée réalisée au sein du moteur. En effet, la première phase de compression est effectuée avec une faible masse d'air introduit dans le moteur à pression atmosphérique, ce qui produit un travail supplémentaire. Pour maximiser la PMI, la phase de suralimentation doit être réalisée aussi tard que possible. La stratégie optimale serait de fermer la soupape de charge lorsque la pression cylindre atteint la pression du réservoir, et d'optimiser l'angle d'ouverture de la soupape de charge pour gérer la masse d'air additionnelle.

Enfin, toutes ces hybridations, combinées à une réduction de cylindrée des moteurs (downsizing), permettent de compenser les pertes de performances du moteur dues à la réduction de la cylindrée en augmentant son rendement (Figure 4-11), en assurant un bon

remplissage de cylindrée et en compensant le retard du couple en transitoire (Figure 4-13) observé dans le cas d'une suralimentation ordinaire (par turbocompresseur). Elles diminuent aussi la consommation spécifique en carburant et par conséquent les émissions de GES. Ces conceptions de la suralimentation hybride permettent, également, de mettre en disposition instantanément un couple maximum comme il est montré à la Figure 4-13 pour le cas du système 4, ce qui diminue le temps de réponse du moteur. Ceci est particulièrement utile dans le cas d'un changement soudain de la vitesse du vent, quand le diesel fonctionne en parallèle avec l'éolienne durant la période du régime moyen de vent.

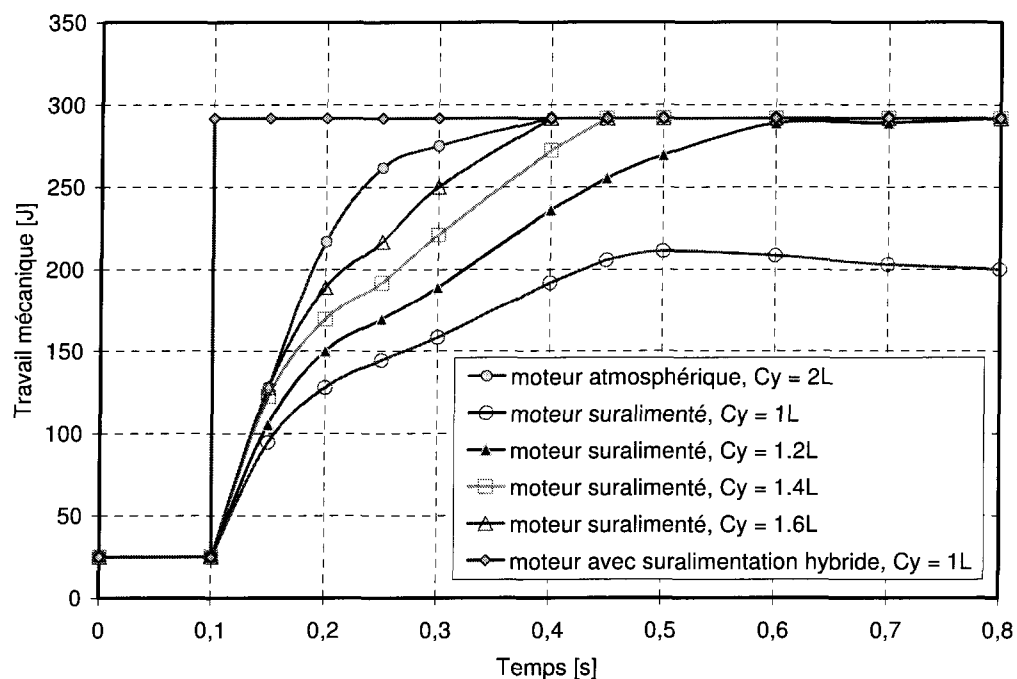


Figure 4-13 : Variation du travail mécanique d'un moteur diesel suralimenté par rapport à un moteur non suralimenté [119]

6. Comparaison entre les méthodes de suralimentation proposées

Chacune de ces méthodes possèdent des avantages et inconvénients. Afin de pouvoir évaluer les diverses solutions proposées et dégager la technologie candidate la plus

performante et adaptable au système parmi celles citées précédemment, une liste de critères a été établie :

- 1) *Efficacité* : le système choisi doit avoir un bon rendement. Ce critère est relié fortement à la quantité d'énergie apportée au système quelque soit sa forme thermique ou mécanique [50], [114].
- 2) *Simplicité de la conception* : le système doit être simple et facile à installer. Ce critère est essentiel pour l'entretien et la maintenance, sachant que plus la conception est simple, moindre sont la durée de maintenance et les coûts d'exploitation [50], [114].
- 3) *Adaptabilité au moteur diesel* : le système choisi doit pouvoir s'adapter aux moteurs déjà en place dans les sites isolés sans avoir besoin de changer l'architecture interne des moteurs. Ce critère favorisera l'utilisation de cette solution chez les producteurs de l'électricité qui utilisent déjà les générateurs diesels surtout, dans les régions éloignées du réseau central d'électricité [50], [114].
- 4) *Coûts* : les coûts de mise en place du système choisi doivent être aussi bas que possible. Au fait, c'est le capital investi qui est la part la plus marquante pour l'acheteur. Il est donc important que le système soit fiable mais à bas prix [50], [114].
- 5) *Système de contrôle et de supervision* : le système choisi doit permettre un contrôle aisé. Ce critère est important car une grande complexité du système de contrôle requière l'intervention, durant l'opération, de personnel très spécialisé, peu disponible dans les endroits isolés et/ou éloignés [50], [114].

La méthode de l'indice de performance (Annexe II) a été appliquée sur ces critères et les résultats obtenus sont représentés sur les Figure 4-14 et Figure 4-15. Ces figures montrent que les systèmes 1 et 3 répondent le plus aux critères de choix vu qu'ils ont obtenus le meilleur indice global de performance (79% pour le système 1 et 78% pour le système 3). Les autres systèmes sont plus ou moins efficaces mais c'est au niveau du coût, de l'adaptabilité aux moteurs existants et du système de contrôle qu'il y a le plus de différences. Pour ces raisons, les systèmes 1 et 3 seront adoptés pour être étudiés dans la conception de SHEDACME [120].

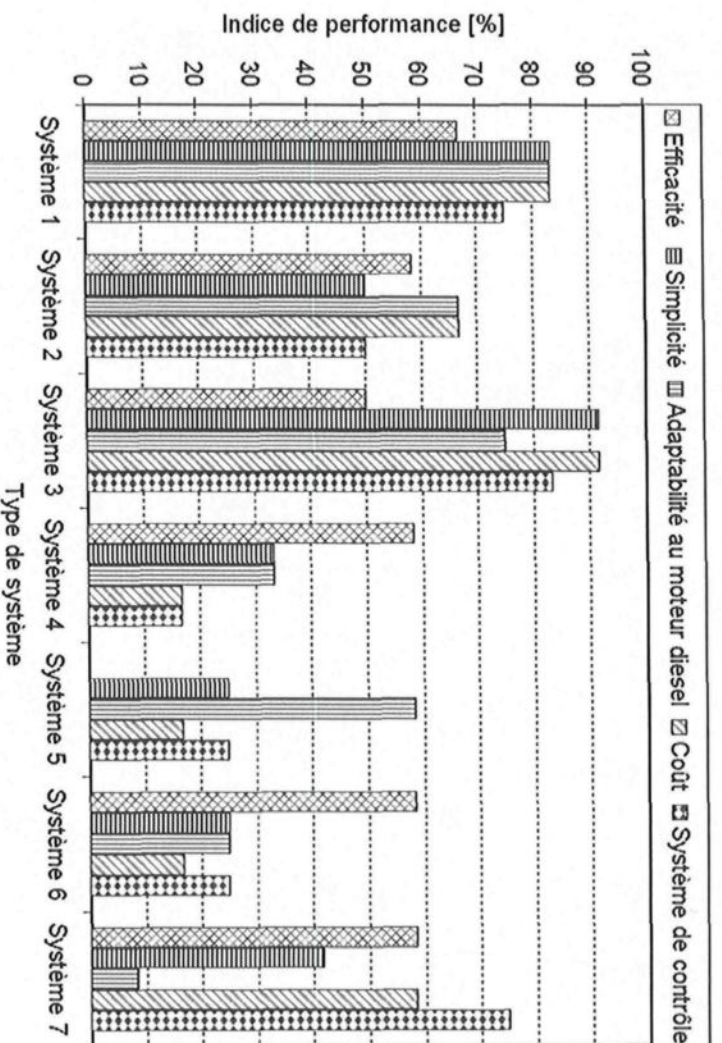


Figure 4-14 : Comparaison des indices de performance élémentaires des 7 systèmes selon les critères de choix [120]

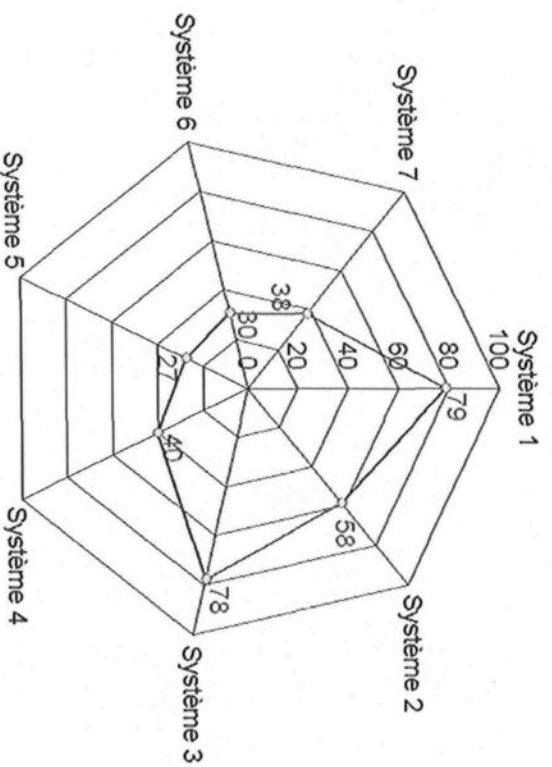


Figure 4-15 : Indice de performance global [120]

7. Conception d'un système stockeur-échangeur de chaleur pour le SHEDACME

Durant la phase de stockage (vents forts), l'air comprimé chaud, sortant du compresseur, sera refroidi avant de le stocker dans le réservoir conçu pour cette raison, afin de pouvoir diminuer le volume du stockage et par conséquent le coût du système. Durant les périodes de vent faible, l'air comprimé relâché du réservoir traverse un détendeur situé entre le réservoir et le moteur diesel afin d'adapter la pression d'air comprimé au niveau du système d'admission du moteur. À la sortie du détendeur, l'air comprimé subira une grande chute de la température. Cela nécessitera un préchauffage afin d'éviter la formation du givre et l'endommagement du circuit d'alimentation d'air. L'air comprimé préchauffé, sert ensuite à suralimenter le moteur diesel [120], [121].

La récupération de la chaleur de compression de l'air dans le réservoir est nécessaire d'une part, pour diminuer le travail de compression et, d'autre part, pour n'injecter dans le réservoir que de l'air à masse volumique élevée. Cependant, la restitution de la chaleur pré-stockée lors de la compression devrait permettre de diminuer d'une façon appréciable l'énergie fournie, sous forme de dérivés du pétrole, pour préchauffer l'air au cours du cycle de détente.

Plusieurs techniques peuvent être utilisées sur les circuits de stockage et de déstockage pour refroidir l'air comprimé (pendant la charge) et le chauffer (pendant la décharge). Elles sont basées sur le stockage thermique (sensible, latent avec changement de phase), sur les échangeurs thermiques ou sur une technologie qui combine les deux et jouent le rôle d'un échangeur-stockeur thermique. Une analyse des caractéristiques de chacune de ces techniques, au niveau de l'efficacité, de la simplicité, du coût, de l'adaptabilité au SHEDACME et d'autres caractéristiques techniques a été faite pour pouvoir dégager la technologie candidate [121]. Pour ce faire, nous avons d'abord déterminé les configurations possibles pour les associer au SHEDACME. Celles-ci dépendent aussi des modes de fonctionnement où deux types peuvent en être distingués : chargement et déchargement. Chacun de ces modes peut se diviser en deux principales catégories : directes et indirectes [121]. Les configurations directes consistent à transférer la chaleur directement de l'air au système de stockage de chaleur en mode

chargement ou du système de stockage de chaleur et des gaz d'échappement du moteur diesel à l'air comprimé en mode de déchargement. Les configurations indirectes consistent à utiliser un fluide caloporteur intermédiaire entre l'air et les autres parties du système [121]. Ainsi, les configurations potentielles qui peuvent être intégrées au SHEDACME sont analysées.

7.1. Chargement

7.1.1. Chargement direct

Dans une configuration directe (Figure 4-16), le fluide caloporteur est l'air. Suite à sa compression, il traverse le réservoir de stockage de chaleur, permettant l'échange avec le médium de stockage. Une fois refroidi, l'air est emmagasiné dans le réservoir d'air comprimé. Il est à noter que les éléments permettant l'échange de chaleur dans le réservoir de stockage devront résister à des hautes pressions [121].

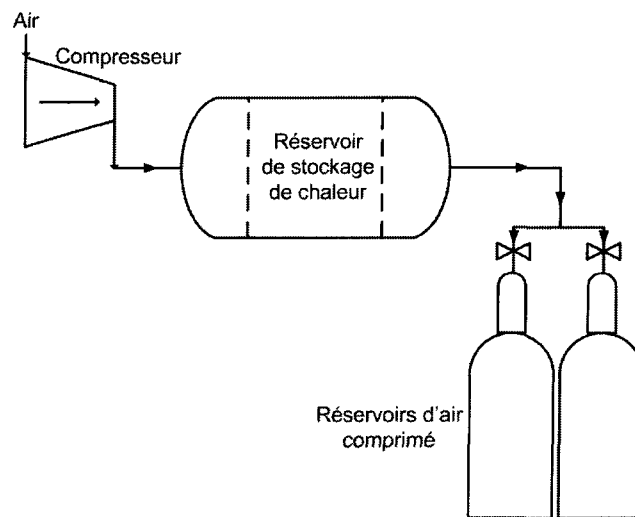


Figure 4-16 : Chargement avec une configuration directe [120]

7.1.2. Chargement indirect

Dans une configuration indirecte (Figure 4-17), la chaleur de l'air dégagée suite à la compression est extraite avec un échangeur de chaleur dans lequel circule un fluide caloporteur

autre que l'air. Ce fluide est pompé vers le réservoir de stockage de chaleur où il échange l'énergie extraite de l'air comprimé [120], [121].

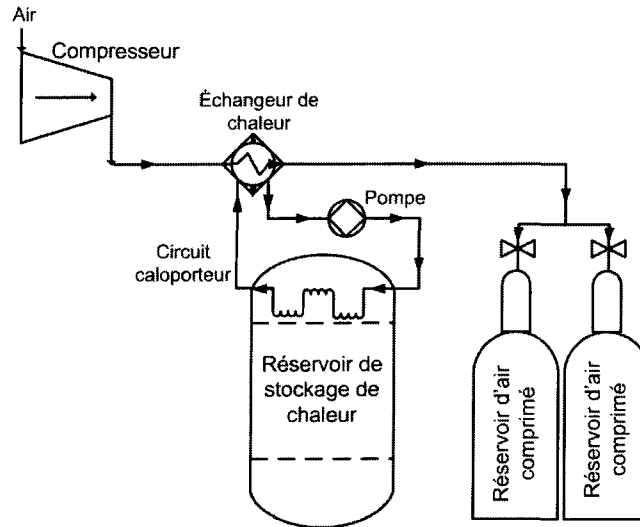


Figure 4-17 : Chargement avec une configuration indirecte [120]

7.1.3. Chargement détourné

Cette configuration (Figure 4-18) consiste à compresser l'air directement dans le réservoir. En même temps, l'excédent d'énergie produite par l'éolienne est utilisé pour faire fonctionner une pompe qui fait circuler un fluide caloporteur dans deux échangeurs thermiques intégrés dans les réservoirs d'air comprimé et de stockage de chaleur [121]. La température finale des deux réservoirs tend à s'égaliser avec le temps.

7.1.4. Chargement avec une pompe à chaleur

Cette configuration consiste à comprimer l'air dans le réservoir prévu puis d'extraire sa chaleur avec une pompe à chaleur dont la dissipation se fait dans le réservoir de stockage thermique [121]. La Figure 4-19 illustre ce principe. En choisissant adéquatement la température de stockage de la chaleur, une basse température de l'air comprimé pourrait être atteinte.

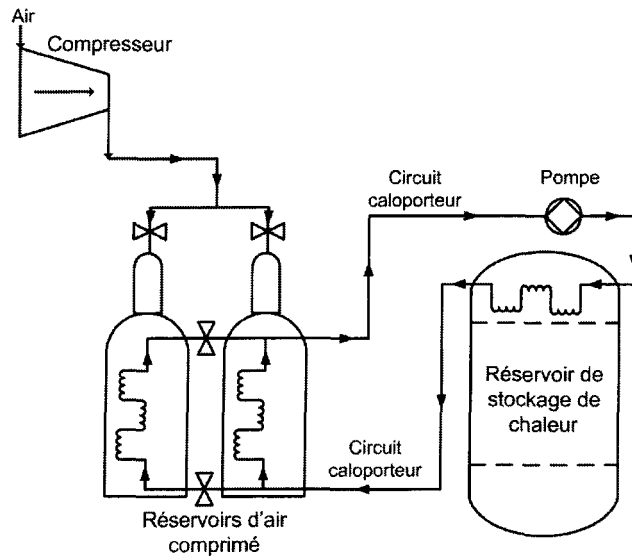


Figure 4-18 : Chargement avec une configuration détournée [120]

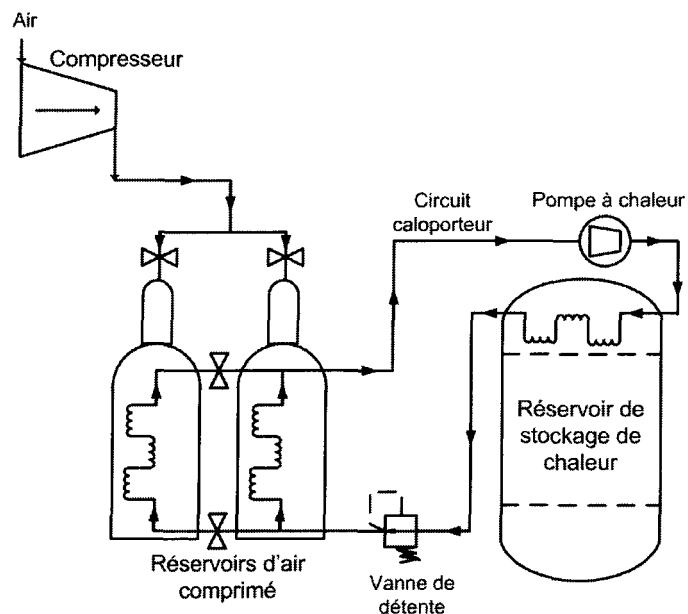


Figure 4-19 : Chargement avec une pompe à chaleur [120]

7.1.5. Chargement avec dissipation

Cette configuration (Figure 4-20) consiste à dissiper la chaleur suite à la compression de l'air plutôt que de l'emmagasiner. Énergétiquement parlant, l'efficacité de cette solution est

faible, car il y a une perte directement proportionnelle à la perte de température de stockage de l'air comprimé [121].

Par contre, la simplicité d'implantation et le faible coût font que cette solution peut être envisageable dans certains cas. Il faudra tout de même s'assurer que le flux de chaleur des gaz d'échappement sera suffisant pour réchauffer l'air comprimé à la sortie du réservoir de manière à ce qu'aucun givre ne survienne dans la turbine à air et le circuit d'air comprimé lors de la phase de décharge.

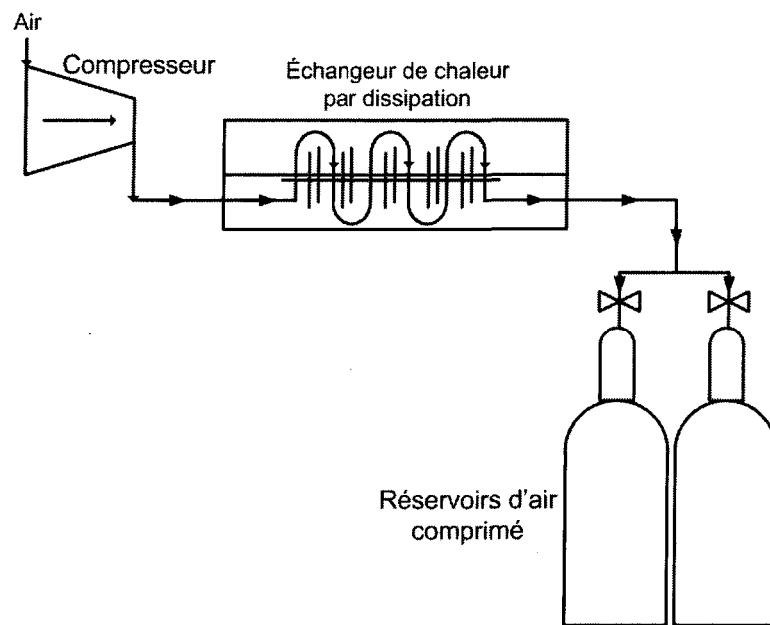


Figure 4-20 : Chargement avec dissipation [120]

7.1.6. Chargement avec stockage de chaleur et dissipation

Cette configuration (Figure 4-21) consiste à emmagasiner une quantité de chaleur sous forme sensible ou latente dans un réservoir et de dissiper la chaleur restante avec un échangeur afin d'abaisser la température de stockage de l'air comprimé [121]. Cette solution est un hybride de la méthode de chargement direct et de chargement avec dissipation.

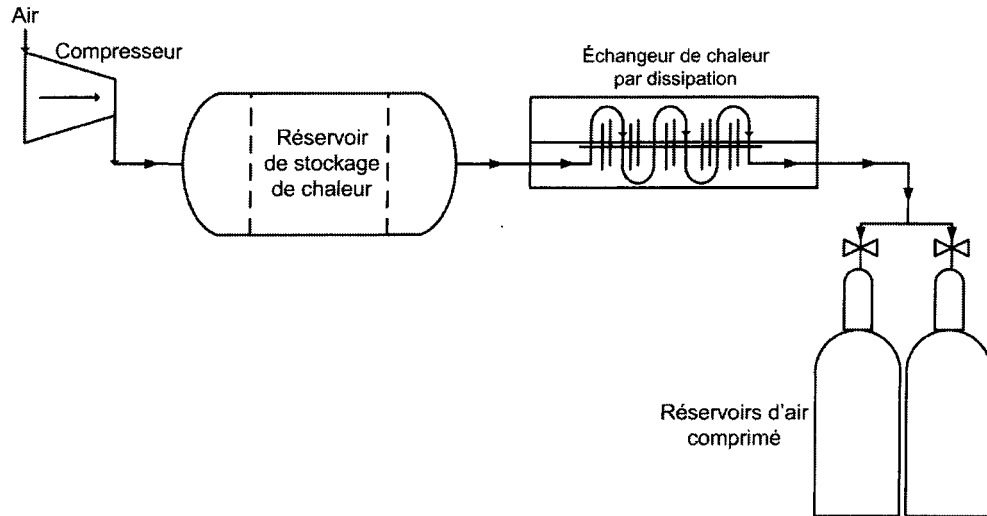


Figure 4-21 : Chargement avec stockage de chaleur et dissipation [120]

7.2. Déchargement

Lorsque l'énergie éolienne produite est inférieure à la demande, un moteur diesel fournit l'électricité manquante pour subvenir aux besoins énergétiques. À ce moment, l'air comprimé est restitué dans le système à travers une turbine à air (ou un autre système de suralimentation hybride) reliée au turbocompresseur du moteur diesel. L'énergie contenue dans l'air est proportionnelle à sa température. Ainsi, l'objectif principal est de chauffer au maximum l'air restitué. Pour ce faire, deux sources de chaleur sont utilisées, un réservoir de stockage de chaleur et la chaleur des gaz d'échappement du moteur diesel. Ces éléments peuvent être intégrés au SHEDACME de plusieurs manières. Encore, deux principaux types de configurations peuvent être distingués : directes et indirectes.

Pour ce qui concerne le déchargement, une configuration est dite directe si l'échange de chaleur se fait directement entre l'air comprimé et les sources de chaleur. C'est-à-dire qu'aucun fluide caloporteur n'est utilisé comme intermédiaire entre le réservoir de stockage de chaleur, l'échangeur de chaleur des gaz d'échappement du moteur diesel et la conduite d'admission de la turbine à air [121]. Au contraire, une configuration indirecte utilise un fluide caloporteur intermédiaire entre l'air comprimé et le réservoir de stockage de chaleur ou les gaz d'échappement.

7.2.1. Déchargement direct en série

Cette configuration consiste à relier en série le réservoir de stockage thermique et l'échangeur de chaleur des gaz d'échappement avec la ligne d'air comprimé [121]. La Figure 4-22 illustre ce concept. Le réservoir de stockage de chaleur est le premier à réchauffer l'air comprimé à sa sortie, car sa température de stockage est inférieure à celle des gaz d'échappement qui atteint plus de 600 °C. Le principal avantage de cette configuration est que la température de sortie de l'air comprimé est maximale.

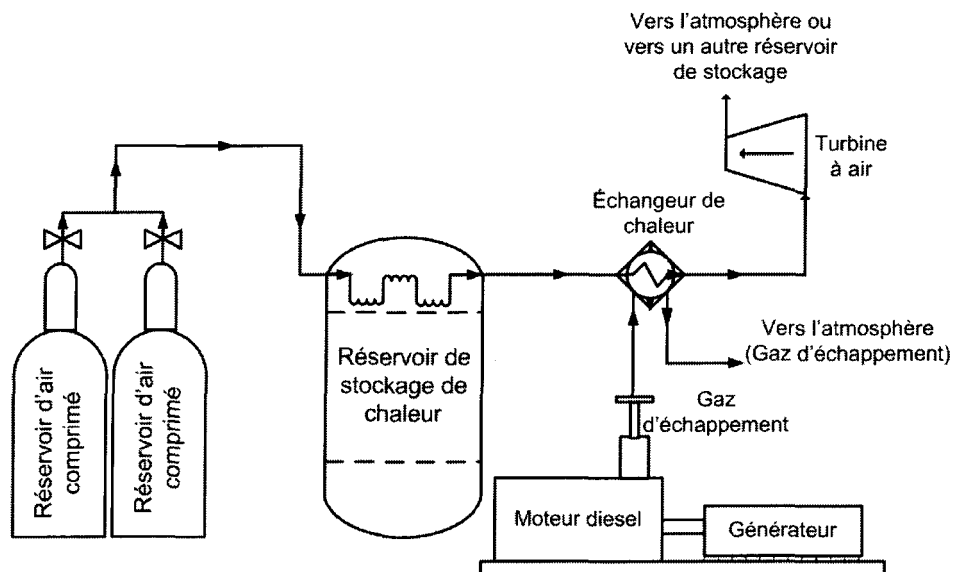


Figure 4-22 : Déchargement d'une configuration directe en série [120]

7.2.2. Déchargement direct en parallèle

Cette configuration consiste à relier en parallèle le réservoir de stockage thermique et l'échangeur de chaleur des gaz d'échappement avec la ligne d'air comprimé. La Figure 4-23 illustre ce concept. La température de l'air à la sortie de la valve de mélange des deux éléments peut facilement être contrôlée en modifiant les débits de chacune des lignes d'air comprimé [121].

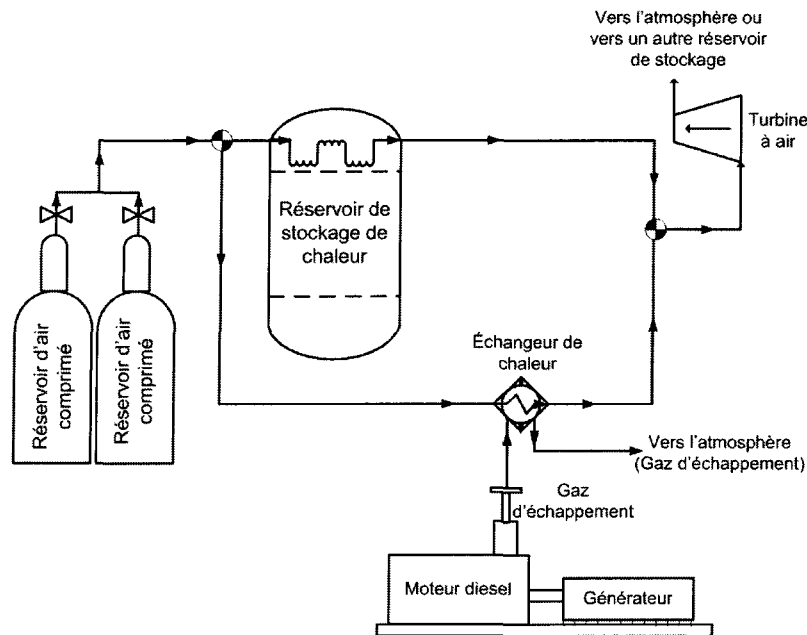


Figure 4-23 : Déchargement d'une configuration directe en parallèle [120]

7.2.3. Déchargement avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique

Ce concept consiste à réchauffer l'air comprimé sortant du réservoir en le faisant circuler dans le réservoir de stockage thermique [121]. La chaleur des gaz d'échappement est récupérée dans le réservoir de stockage thermique par un échangeur de chaleur. La Figure 4-24 illustre ce concept.

7.2.4. Matériaux à changement de phase (MCP) inclus dans le réservoir d'air comprimé

Ce concept consiste à insérer un MCP dans le haut du réservoir d'air comprimé. Ceci permettrait de garder l'air à une température stable sur une plus longue période de temps lors de sa restitution [121]. De plus, l'air est chauffé par les gaz d'échappement par le biais d'un échangeur thermique, avant d'être conduit à la turbine à air. La Figure 4-25 illustre ce concept.

Il est à noter que la construction d'un tel réservoir d'air comprimé pourrait être compliquée et nécessiterait une étude approfondie afin de pouvoir trouver le compromis entre

la résistance du contenant des MCP à la pression et leur capacité à conserver un bon transfert de chaleur entre l'air comprimé et le MCP.

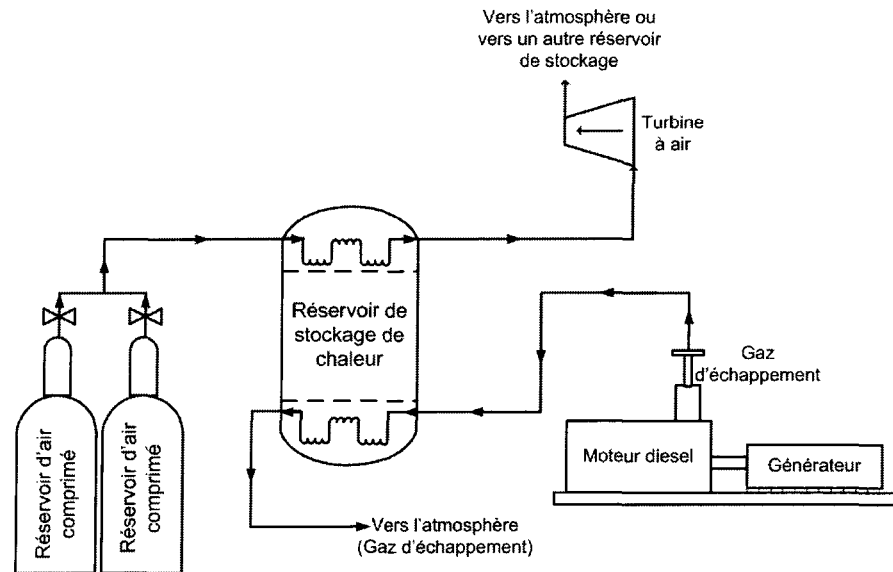


Figure 4-24 : Déchargement avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique [120]

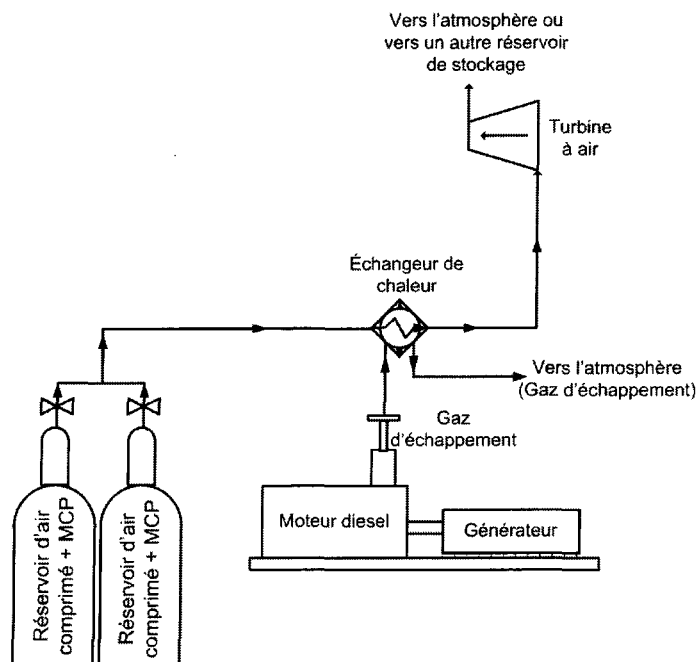


Figure 4-25 : MCP inclus dans le réservoir d'air comprimé [120]

7.2.5. Déchargement indirect avec un circuit caloporteur

Ce concept consiste à utiliser un seul circuit avec un fluide caloporteur pour extraire la chaleur du système de stockage ainsi que des gaz d'échappement. Celui-ci est relié à l'air comprimé sortant avec un échangeur de chaleur. La Figure 4-26 illustre ce concept.

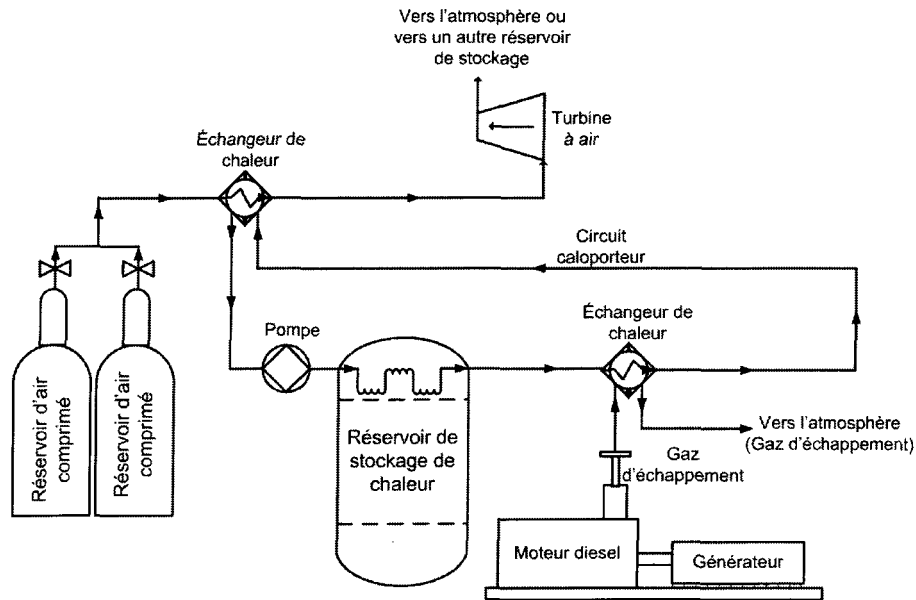


Figure 4-26 : Déchargement indirect avec un circuit caloporteur [120]

7.2.6. Déchargement avec deux circuits caloporteurs

Ce concept consiste à utiliser deux circuits avec chacun un fluide caloporteur pour extraire la chaleur du système de stockage et des gaz d'échappement [121]. Ceux-ci peuvent être reliés en série ou en parallèle sur le circuit d'air comprimé. La Figure 4-27 illustre ce concept relié en série et la Figure 4-28 avec une configuration en parallèle.

7.2.7. Déchargement avec pompe à chaleur

Cette configuration consiste à transporter la chaleur contenue dans un réservoir de stockage thermique vers le réservoir d'air comprimé avec une pompe à chaleur lors du

relâchement de l'air comprimé [121]. De plus, l'air est réchauffé à la sortie du réservoir par les gaz d'échappement du moteur diesel. La Figure 4-29 illustre ce concept.

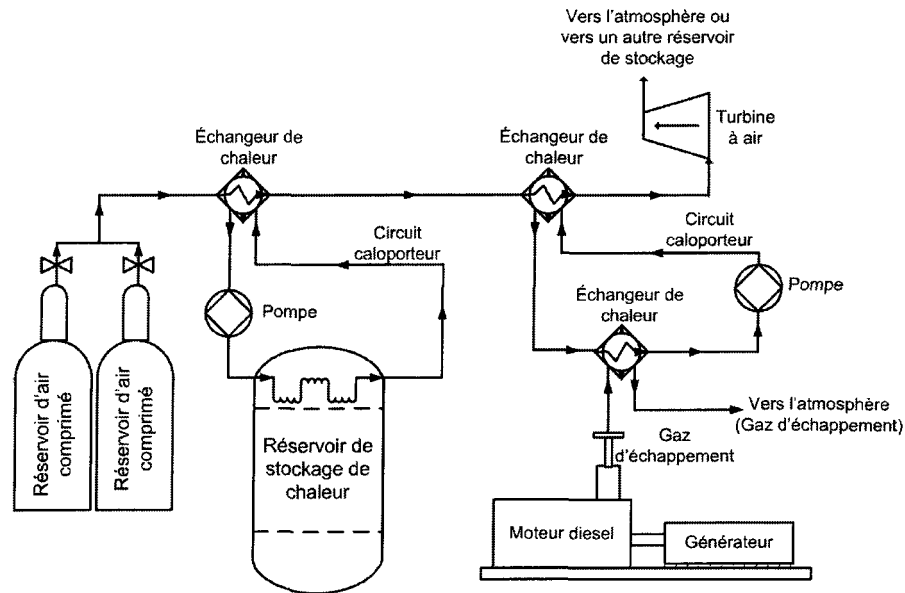


Figure 4-27 : Déchargement indirect avec deux circuits caloporteurs en série [120]

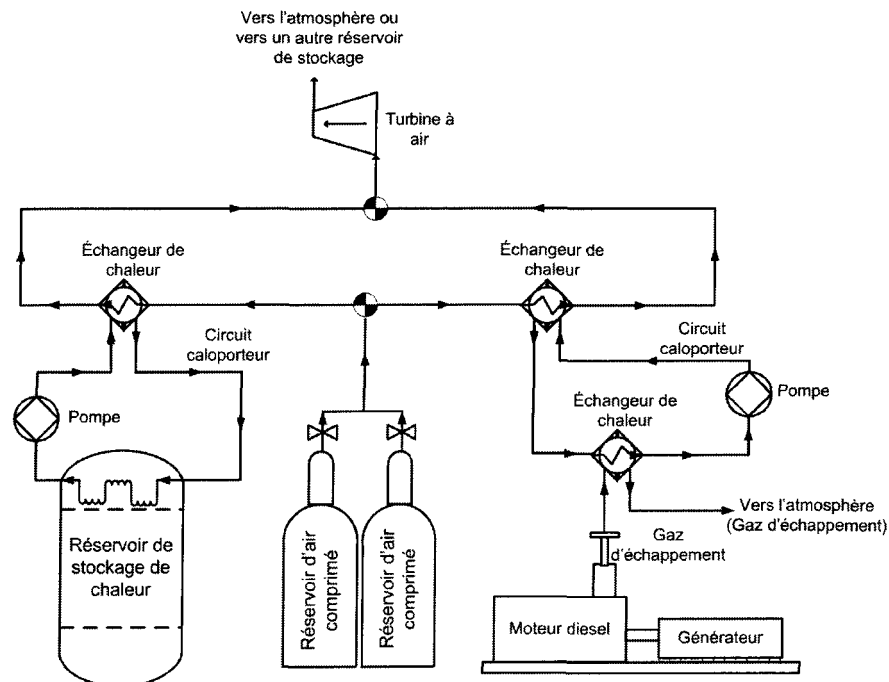


Figure 4-28 : Déchargement indirect avec deux circuits caloporteurs en parallèle [120]

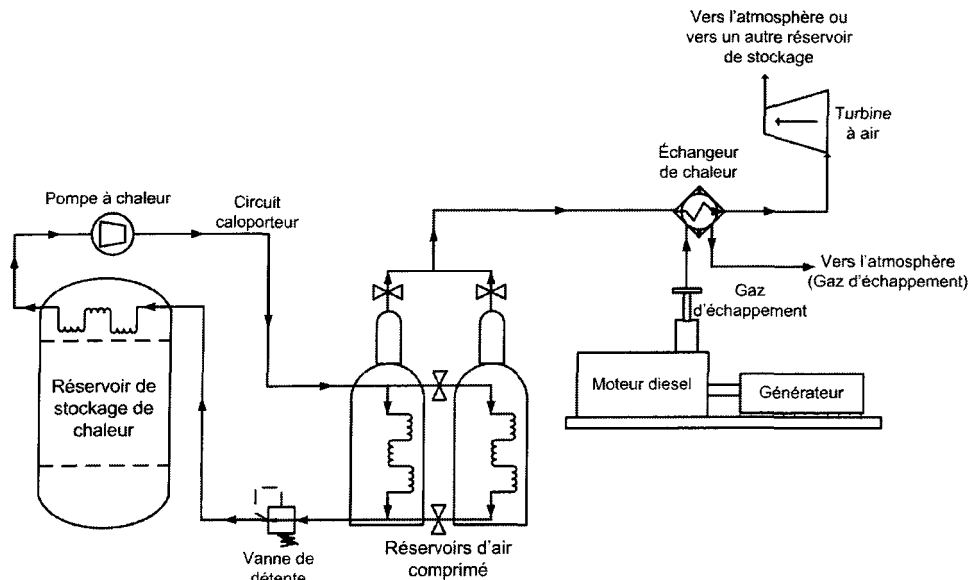


Figure 4-29 : Déchargement avec pompe à chaleur [120]

7.2.8. Déchargement sans réservoir de stockage de chaleur

Cette configuration consiste à utiliser seulement la chaleur provenant des gaz d'échappement du moteur diesel pour réchauffer l'air comprimé [121]. Cette solution est particulièrement intéressante dans le cas où la chaleur a été dissipée lors de la compression et non emmagasinée dans un réservoir thermique. La Figure 4-30 illustre ce concept.

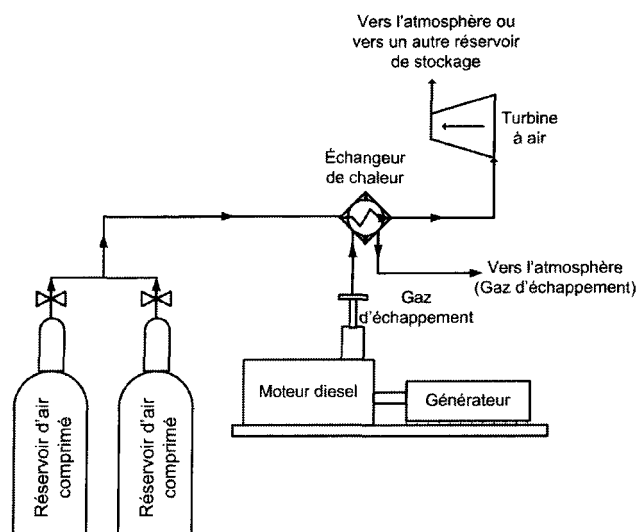


Figure 4-30 : Déchargement sans réservoir de stockage de chaleur [120]

7.3. Configurations mixtes

Cette étape consiste à combiner les modes de chargement et déchargement présentés précédemment pour obtenir des solutions complètes du système. Seules les combinaisons les plus prometteuses d'être intégrées au SHEDACME sont comptabilisées. De plus, certaines configurations ont été abandonnées, car elles n'étaient pas suffisamment performantes.

Pour le mode de chargement, la configuration détournée a été abandonnée pour un problème lié à l'utilisation d'un fluide caloporteur entre les deux réservoirs qui doit égaliser leur température respective.

Il est à noter que le moyen d'extraction de chaleur du réservoir de stockage lors du déchargement doit utiliser au mieux les éléments de la configuration de chargement afin de simplifier la configuration.

7.3.1. Configuration mixte 1 : Direct et série

Cette configuration consiste à utiliser une configuration directe lors du chargement et une configuration en série lors du déchargement. La Figure 4-31 illustre cette configuration.

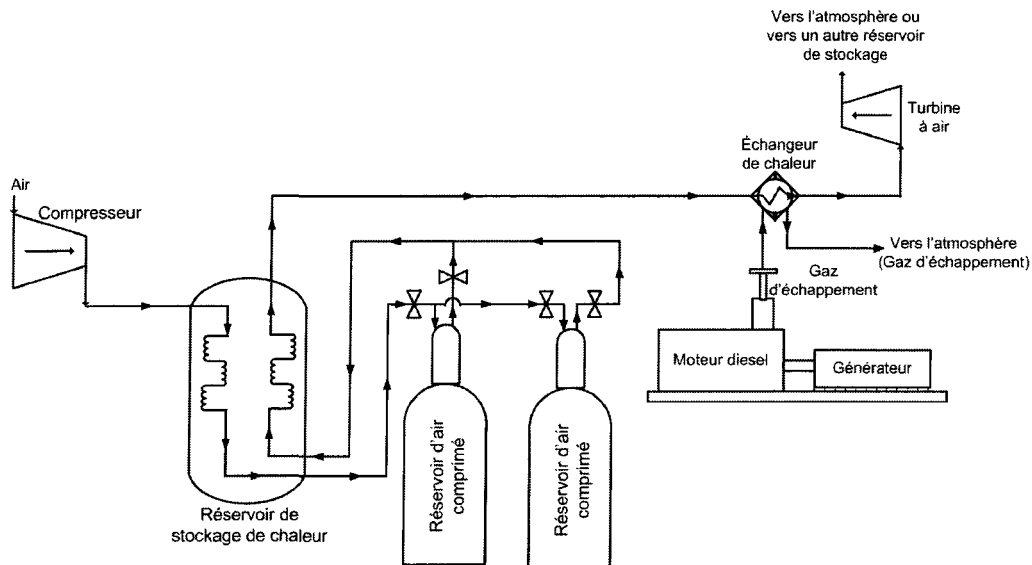


Figure 4-31 : Configuration mixte 1 – Direct et série [120]

7.3.2. Configuration mixte 2 : Direct et parallèle

Cette configuration consiste à charger le réservoir d'air comprimé en utilisant une configuration directe du réservoir de stockage thermique et de relier ce réservoir en parallèle à un échangeur de chaleur relié aux gaz d'échappement du moteur diesel [120], [121]. Cette configuration permet un meilleur contrôle de la température de l'air comprimé avant son introduction dans la turbine à air. La Figure 4-32 illustre ce concept.

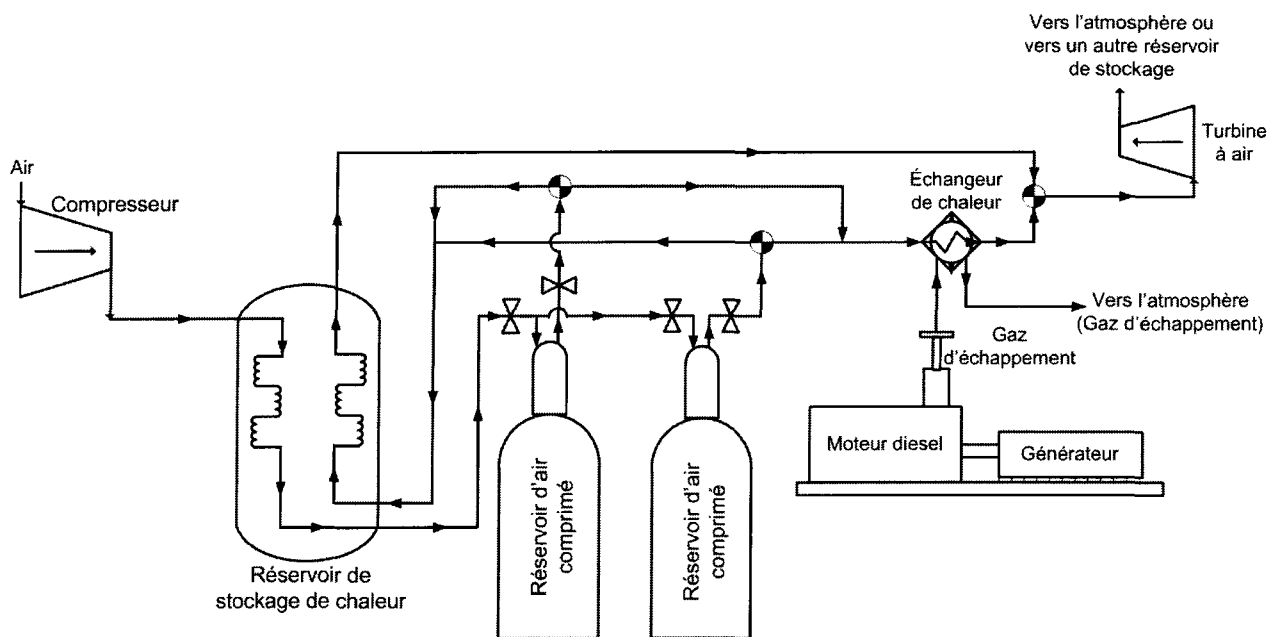


Figure 4-32 : Configuration mixte 2 – Direct et parallèle [120]

7.3.3. Configuration mixte 3 : Direct avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage de chaleur

Cette configuration consiste à utiliser l'air comme caloporteur principal lors de la période de chargement et de déchargement. De plus, lors de la phase de déchargement, la chaleur des gaz d'échappement est extraite et stockée dans le réservoir de stockage de chaleur. La Figure 4-33 illustre ce concept.

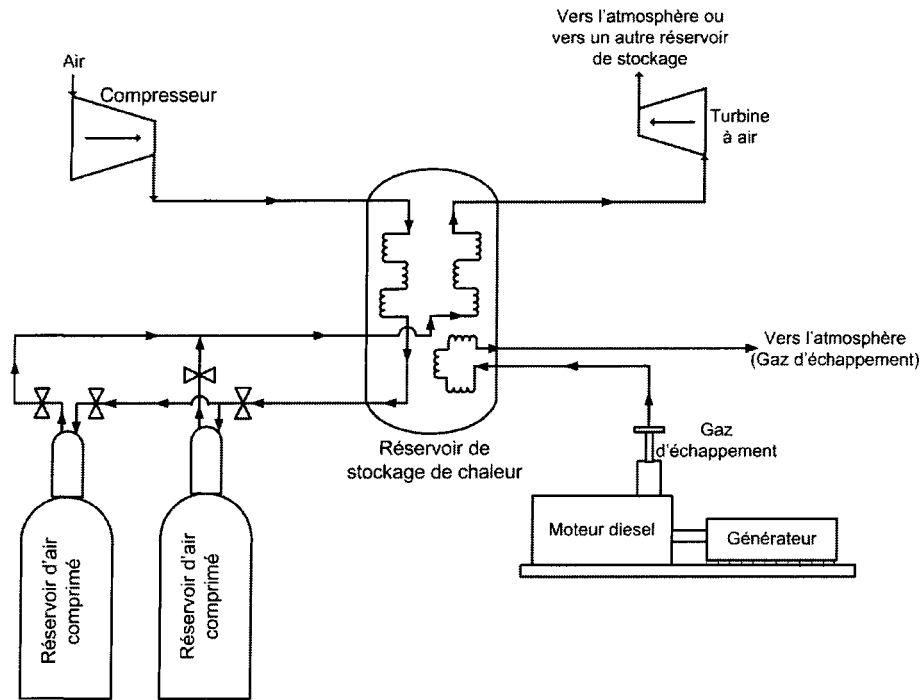


Figure 4-33 : Configuration mixte 3 - Direct avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans le réservoir de stockage thermique [120]

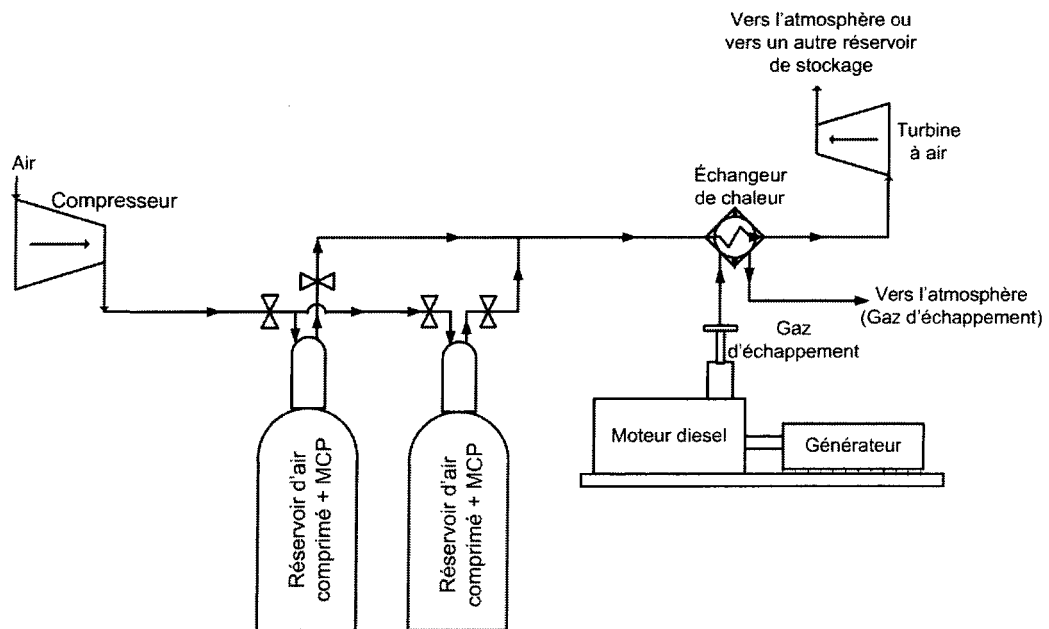


Figure 4-34 : Configuration mixte 4 – Réservoir d'air comprimé et de MCP jumelé [120]

7.3.4. Configuration mixte 4 : Réservoir d'air comprimé et MCP jumelés

Cette solution consiste à comprimer l'air directement dans le réservoir d'air comprimé. Afin de diminuer la température de l'air, un MCP est intégré à l'intérieur du réservoir. Lors de la décharge, les gaz d'échappement du moteur diesel viennent augmenter la température de l'air comprimé par le biais d'un échangeur de chaleur [120], [121]. Durant cette phase, la chute de température due à la diminution de pression dans le réservoir est minimisée grâce aux MCP qui libèrent la chaleur accumulée lors de la compression. La Figure 4-34 illustre ce concept. Différentes méthodes d'intégration des MCP dans le réservoir d'air comprimé sont envisageables : petite sphère, cylindre, plaques contenant un MCP.

7.3.5. Configuration mixte 5 : Indirecte et série à deux circuits caloporteurs

En mode de chargement, la chaleur de l'air comprimé est extraite par le biais d'un échangeur thermique d'un circuit caloporteur relié au réservoir de stockage de chaleur. En mode de déchargement, l'air est chauffé par un circuit caloporteur relié au gaz d'échappement et au circuit caloporteur relié au réservoir de stockage thermique [121]. Ces deux échangeurs sont reliés en série avant d'entrer dans la turbine à air (Figure 4-35).

7.3.6. Configuration mixte 6 : Indirecte et série avec un circuit caloporteur

En mode de chargement, la chaleur est extraite de l'air comprimé par un échangeur thermique relié au réservoir de stockage thermique. En mode de déchargement, l'air est réchauffé par le même échangeur thermique relié au réservoir de stockage de chaleur et par la suite par un autre échangeur relié aux gaz d'échappement du moteur diesel [121]. La Figure 4-36 illustre ce concept.

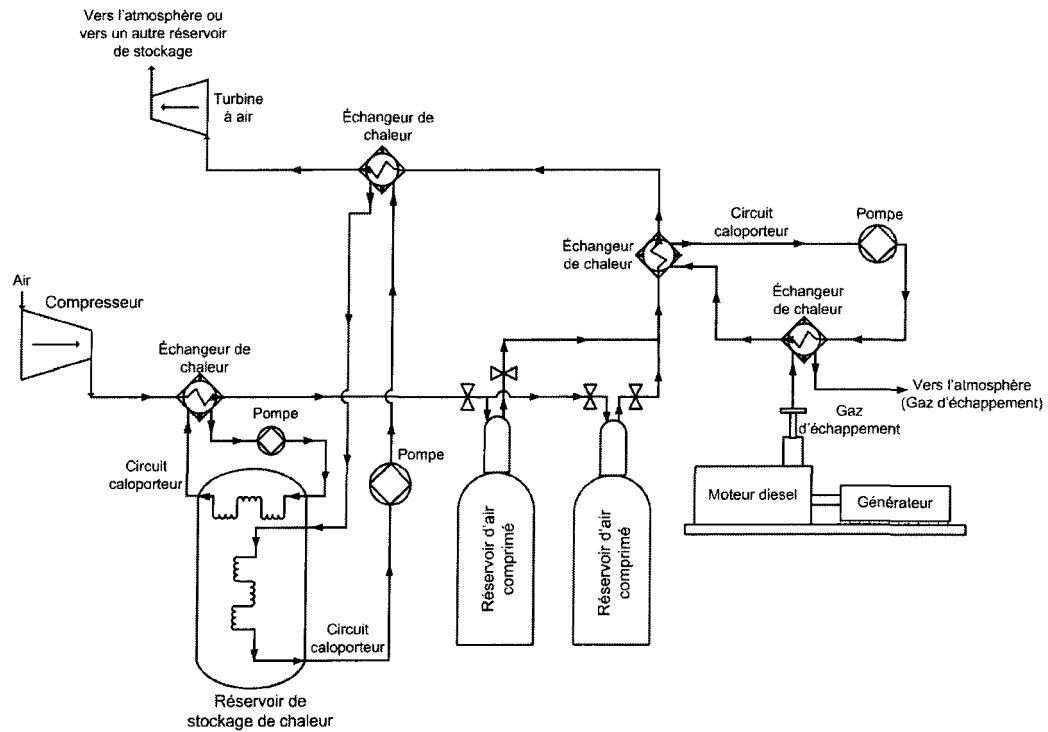


Figure 4-35 : Configuration mixte 5 – Indirecte et série à deux circuits caloporteurs [120]

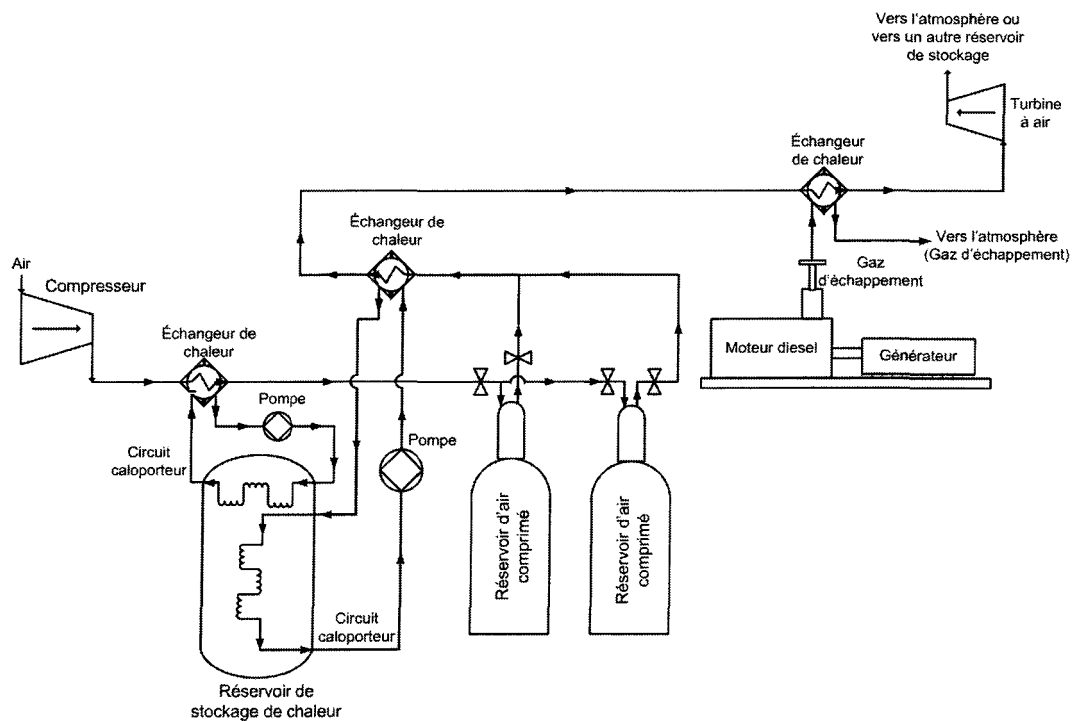


Figure 4-36 : Configuration mixte 6 – Indirecte et série avec un circuit caloporteur [120]

7.3.7. Configuration mixte 7 : Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs

En mode chargement, la chaleur générée lors de la compression est extraite de l'air par un fluide caloporteur par le biais d'un échangeur thermique avant d'être emmagasinée dans un réservoir sous pression. Ce fluide diminue sa température dans le réservoir de stockage de chaleur [121]. En mode de déchargement, l'air comprimé est réchauffé par le même circuit caloporteur que lors du chargement et par un autre circuit placé en parallèle reliant les gaz d'échappement à un fluide caloporteur avec un échangeur thermique. Après, ce circuit est relié à l'air avec un autre échangeur de chaleur. La Figure 4-37 illustre ce concept.

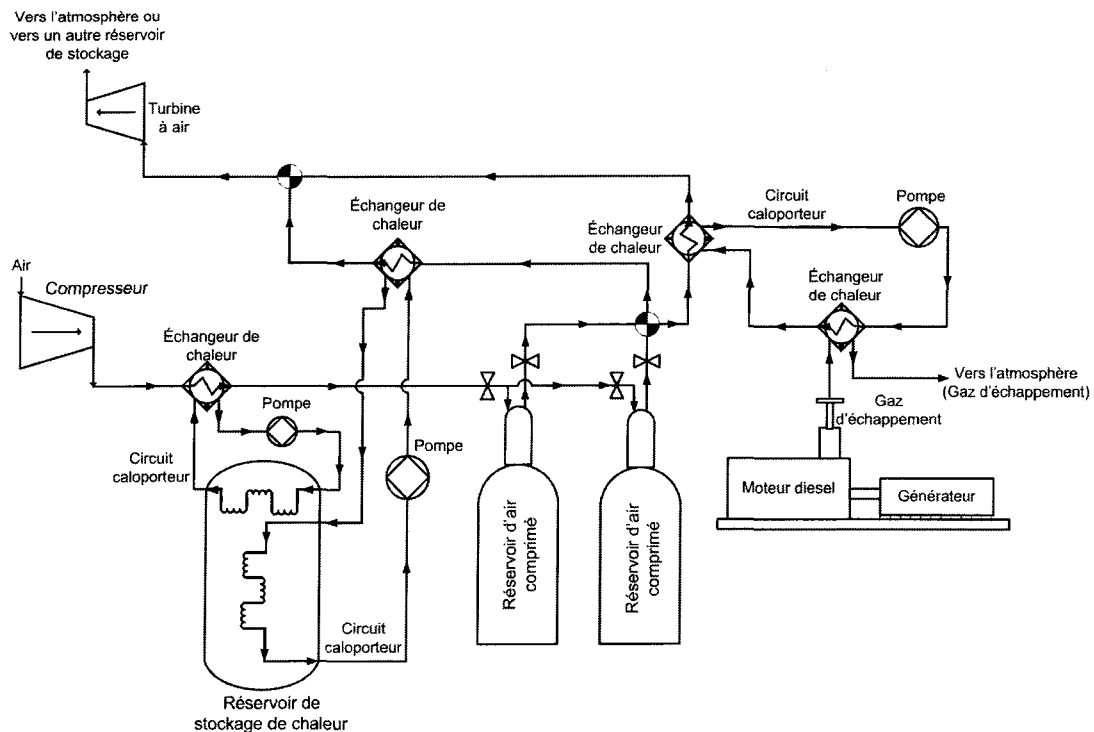


Figure 4-37 : Configuration mixte 7 – Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs [120]

7.3.8. Configuration mixte 8 : Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur

En mode de chargement, la chaleur générée lors de la compression est extraite de l'air par un fluide caloporteur par le biais d'un échangeur thermique avant d'être emmagasinée dans un réservoir sous pression. Ce fluide diminue sa température dans le réservoir de stockage de

chaleur. En mode de déchargement, l'air comprimé est réchauffé par le même circuit caloporteur que lors du chargement et par un autre circuit placé en parallèle reliant les gaz d'échappement à l'air comprimé par le biais d'un échangeur de chaleur [121]. La Figure 4-38 illustre ce concept.

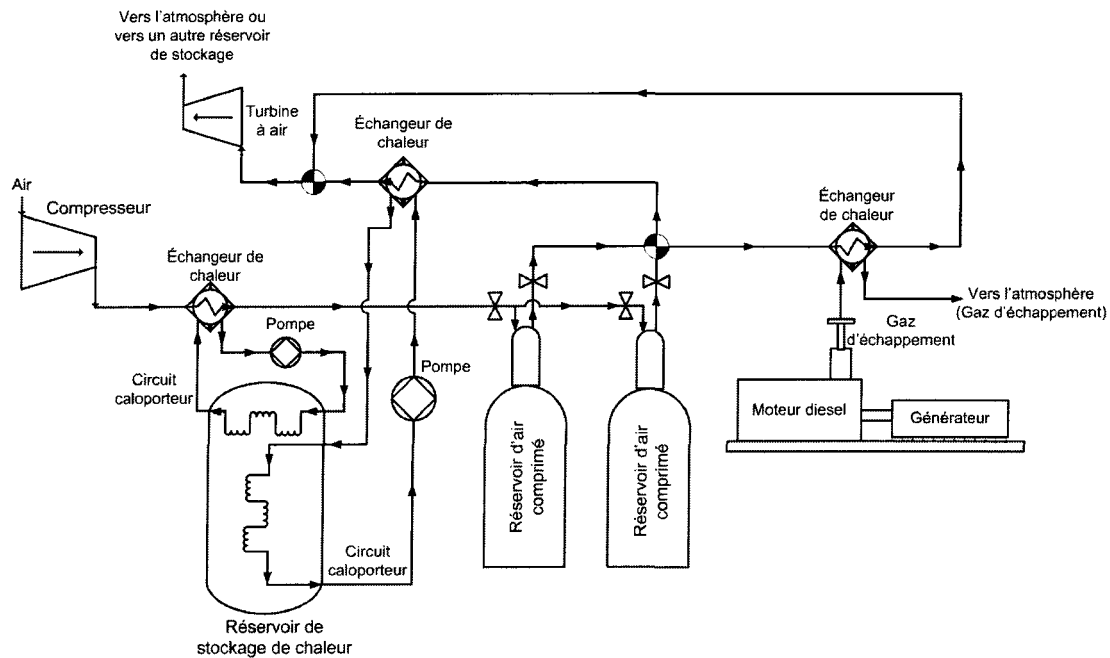


Figure 4-38 : Configuration mixte 8 – Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur [120]

7.3.9. Configuration mixte 9 : Pompe à chaleur

Cette configuration consiste à utiliser une pompe à chaleur afin d'extraire la chaleur dans le réservoir de l'air comprimé et de l'emmagasiner dans un réservoir de stockage de chaleur. En mode de chargement, l'air comprimé entre directement dans son réservoir et est refroidi par une pompe à chaleur transférant la chaleur du réservoir d'air comprimé vers le réservoir de stockage thermique. En mode de déchargement, la température du réservoir d'air comprimé est gardée constante avec la pompe à chaleur qui amène la chaleur emmagasinée du réservoir de stockage thermique vers le réservoir d'air comprimé [121]. De plus, l'air est chauffé à sa sortie du réservoir par le biais d'un échangeur relié aux gaz d'échappement du moteur diesel. La Figure 4-39 illustre ce concept.

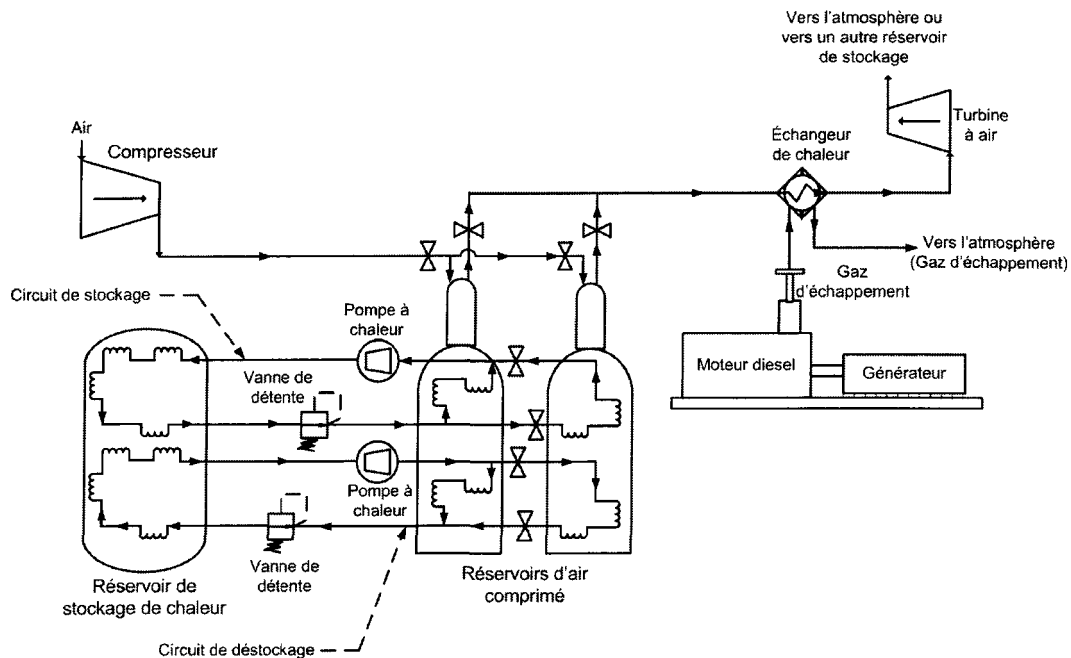


Figure 4-39 : Configuration mixte 9 – Pompe à chaleur [120]

7.3.10. Configuration mixte 10 : Pompe à chaleur avec déchargement direct

Cette configuration consiste à pomper la chaleur du réservoir d'air comprimé en direction du réservoir de stockage thermique avec une pompe à chaleur durant la phase de chargement. Lors du mode de déchargement, l'air comprimé circule dans le réservoir de stockage thermique puis dans un échangeur relié aux gaz d'échappement. La Figure 4-40 illustre ce concept.

7.3.11. Configuration mixte 11 : Dissipation de la chaleur

Cette configuration consiste à utiliser un échangeur thermique pour dissiper la chaleur de l'air comprimé avant de l'emmagasiner dans le réservoir. Lors de la phase de déchargement, l'air comprimé est chauffé par les gaz d'échappement du moteur diesel par le biais d'un autre échangeur thermique. La Figure 4-41 illustre ce concept.

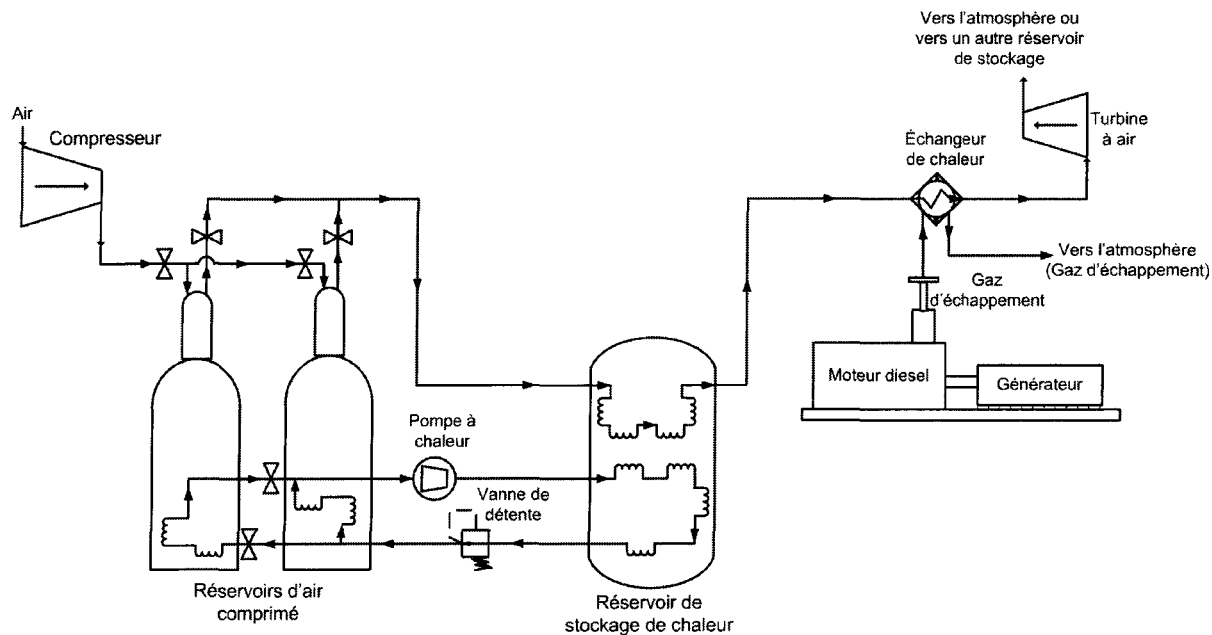


Figure 4-40 : Configuration mixte 10 – Pompe à chaleur avec déchargement direct [120]

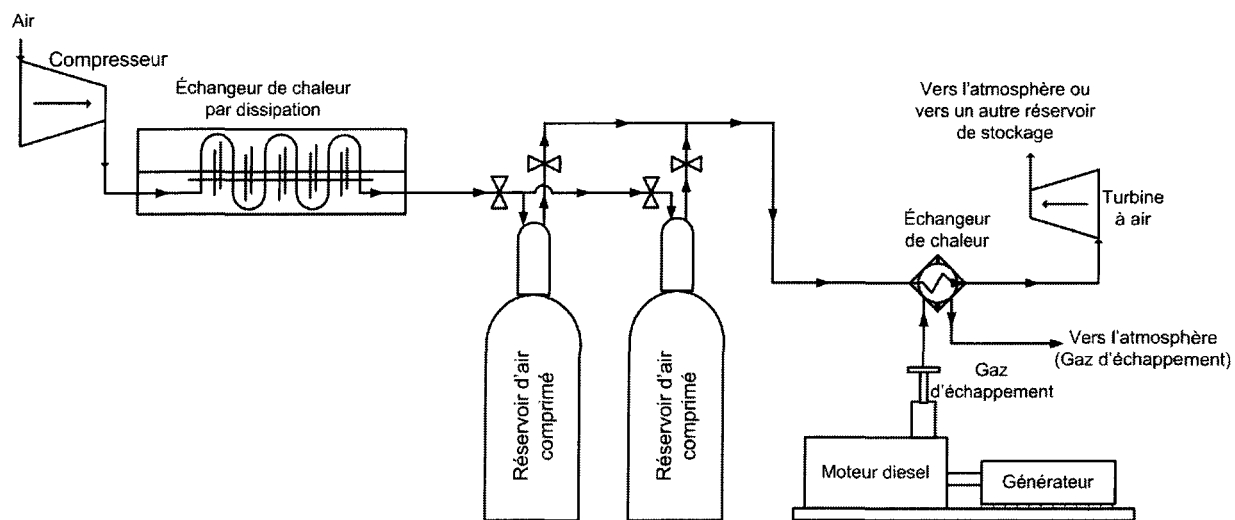


Figure 4-41 : Configuration mixte 11 – Dissipation de la chaleur [120]

7.4. Choix d'une configuration

Afin de déterminer la meilleure configuration, une étude comparative des solutions mixtes a été réalisée en se basant des critères bien établis comme la simplicité, l'efficacité, les contraintes opérationnelles, le temps de réponse, le coût et l'encombrement. Certaines définitions sont basées sur une étude antérieure [47]. La méthode de l'indice de performance a été utilisée et les résultats obtenus sont représentés sur les Figure 4-42 et Figure 4-43. Ces figures montrent que les solutions mixtes 1, 2 et 11, soit les configurations directes en série et en parallèle et la configuration avec dissipation de chaleur, se distinguent des autres solutions proposées et sont, par conséquent, les plus appropriées pour les associer au SHEDACME. Afin de simplifier les indices de performance, chaque configuration est nommée par un numéro. Le Tableau 4-1 rappelle la correspondance entre les configurations décrites dans la section 7.3 et le nombre associé.

Tableau 4-1 : Numéros et noms des configurations

Nom	Principe du système
Mixte 1	Direct et série
Mixte 2	Direct et parallèle
Mixte 3	Direct avec récupération des gaz dans le réservoir de stockage de chaleur
Mixte 4	Réservoir d'air comprimé et de MCP jumelés
Mixte 5	Indirecte et série à deux circuits caloporteurs
Mixte 6	Indirecte et série avec un circuit caloporteur
Mixte 7	Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs
Mixte 8	Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur
Mixte 9	Pompe à chaleur
Mixte 10	Pompe à chaleur avec déchargement direct
Mixte 11	Dissipation de la chaleur

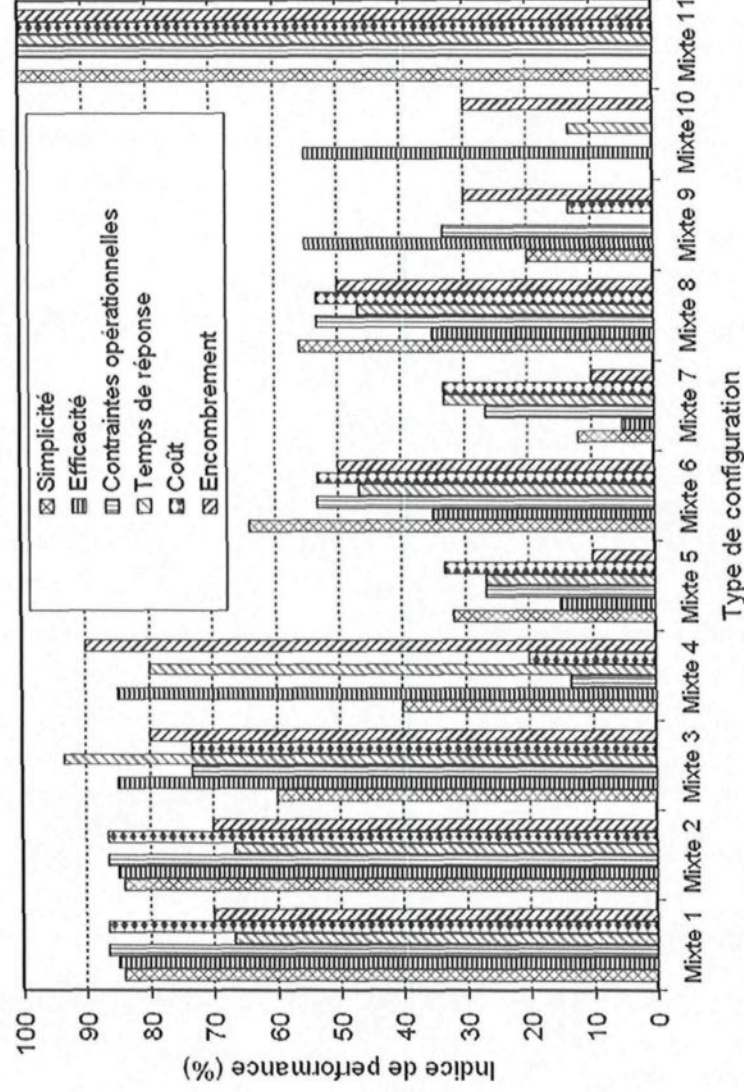


Figure 4-42 : Comparaison des indices de performance élémentaires des 11 systèmes mixtes

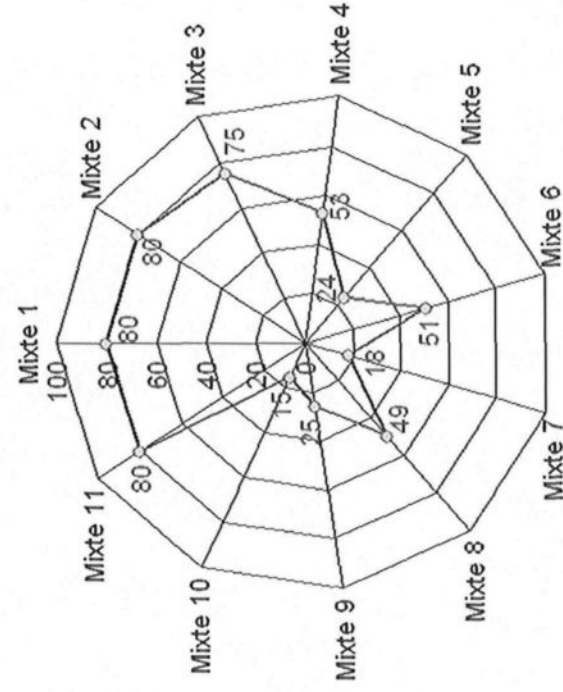


Figure 4-43 : Indice de performance global comparé à l'indice de performance élémentaire du critère de la simplicité [122]

Il est simple à remarquer que les configurations directes se distinguent principalement au niveau de la simplicité, de l'efficacité et du coût. Cependant, la configuration avec dissipation de la chaleur se distingue par sa simplicité, ses contraintes opérationnelles pratiquement inexistantes, son faible temps de réponse, son coût et son faible encombrement. Par contre, énergétiquement parlant, cette solution est sans intérêt puisque l'énergie thermique est dissipée. Les autres systèmes sont plus compliqués, comportent des contraintes opérationnelles importantes et ont, pour la plupart, un coût plus élevé. Pour ces raisons, les configurations mixtes 1, 2 et 11 sont retenues comme système stockeur-échangeur de chaleur associé au SHEDACME [120], [122].

Étant donné que trois solutions sont proposées, chacune d'elles devra faire l'objet d'une étude plus approfondie et le choix de l'une d'entre elles se fera selon les contraintes de chaque projet. Par exemple, un projet dont l'efficacité énergétique est importante n'utilisera pas la solution avec dissipation de chaleur, un projet nécessitant une température de l'air comprimé maximale préférera la solution directe en série plutôt que celle en parallèle et un projet nécessitant un contrôle précis de la température de l'air comprimé utilisera une configuration directe en parallèle. Cependant, dans le cadre de cette étude, le système dissipatif sera adopté pour le SHEDAC pour la raison de sa modélisation simple et qui ne nécessite pas une étude approfondie [122].

8. Modélisation du système SHEDACME

Le but du travail effectué dans cette section est de démontrer par une modélisation numérique, le gain que peut apporter le CAES au niveau de la consommation en carburant du moteur diesel. Pour ce faire, le moteur diesel fonctionnant avec ou sans CAES a été modélisé pour le cas et deux solutions de déstockage ont été adoptées (système 1 (Figure 4-5) et système 3 (Figure 4-7)) dépendamment du but de la modélisation. Le système 3 s'est avéré le plus simple à modéliser et intéressant pour démontrer l'économie de carburant. Il correspond à l'introduction du CAES en amont du compresseur. Le système 1 qui utilise une turbine à air,

sera modélisé dans le but de démontrer le fonctionnement du système dans sa globalité et sa modélisation tiendra compte d'une optimisation par rapport à la méthode de hyperbar.

8.1. Modélisation du système 3 : Démonstration de l'économie réalisée par la suralimentation supplémentaire par l'air comprimé stocké (CAES)

Le fonctionnement optimal de ce système consiste à augmenter le débit d'air comprimé (injecté à une pression constante et élevée) à l'entrée du moteur dans le but d'obtenir un rapport constant air/fuel qui correspond au rendement maximal et diminuer ainsi la consommation de carburant.

8.1.1. Découpage fonctionnel du système

Un modèle stationnaire du moteur Diesel, comprenant 7 blocs principaux (Figure 4-44), a été utilisé pour la modélisation. Chacun de ces blocs correspond à un composant qui entraîne un changement de l'état de l'air comprimé (AC) ou des gaz brûlés (GB) dans le circuit, comme le montre la Figure 4-44. Ces blocs sont : *le filtre à air, le compresseur, l'échangeur de chaleur, le collecteur d'admission, le moteur y compris la chambre à combustion et la charge appliquée, le collecteur d'échappement et la turbine* [112], [120].

8.1.2. Hypothèses de l'étude

Pour pouvoir établir les modèles en valeurs moyennes, on va supposer que les hypothèses suivantes sont vraies :

1. L'air dans le collecteur d'admission et les gaz dans le collecteur d'échappement se comportent comme des gaz parfaits, donc les différents états de l'air ou des gaz sont liés par l'équation des gaz parfaits.
2. Les collecteurs d'admission est adiabatique et par suite tous les échanges de chaleur avec l'extérieur seront négligés. Cependant, le collecteur d'échappement est considéré polytropique pour tenir compte des échanges de chaleur par les parois de la

conduite dus à la différence de température non négligeable entre les gaz d'échappement et l'atmosphère.

3. Les variations des capacités thermiques à volume constant et à pression constante avec la température sont négligeables.

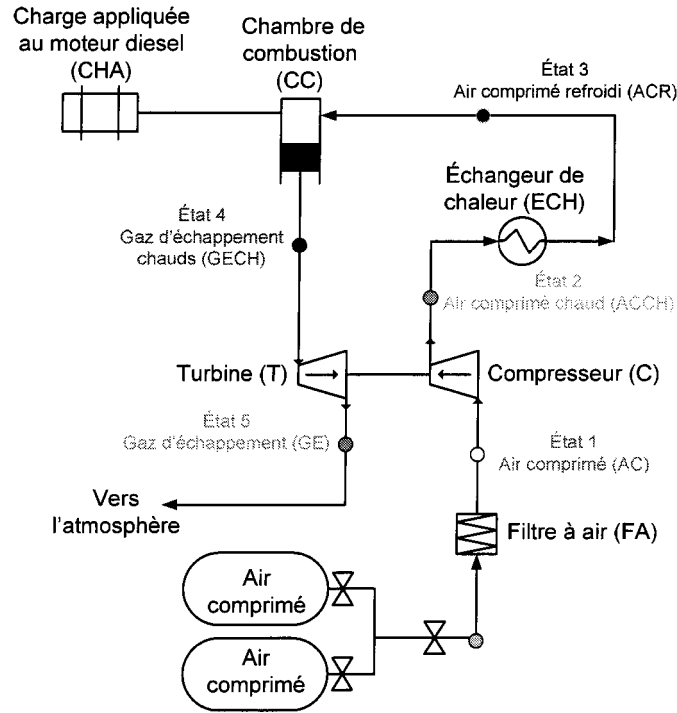


Figure 4-44 : Découpage fonctionnel du modèle du moteur diesel

8.1.3. Modèle du filtre à air

Le filtre à air se comporte comme une perte de charge singulière. La température et la pression après le filtre à air peuvent donc être exprimées par les équations (4-1) et (4-2) [111] :

$$p_{st_r} = p_{in_AF} = p_{ou_AF} - k_{AF} \cdot \frac{\dot{m}_{CAS}^2}{\rho_{CAS}} \quad (4-1)$$

$$T_{ou_AF} = T_{in_AF} \cdot \left(\frac{p_{ou_AF}}{p_{st_r}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-2)$$

k_{AF} est le coefficient des pertes de charges singulières dans le filtre à air, \dot{m}_{CAS} est débit massique d'air comprimé traversant le filtre d'air, p_{in_AF} , T_{in_AF} , p_{ou_AF} et T_{ou_AF} sont respectivement les pressions et les températures d'air comprimé avant et après le filtre à air.

8.1.4. Modèle du compresseur

À régime constant, la modélisation du compresseur consiste à lier, par des lois physiques, le débit d'air sortant du compresseur, \dot{m}_C , la pression à l'admission du moteur, p_{in_DE} et le rendement isentropique du compresseur, η_C . Ceci nécessite de connaître ses caractéristiques généralement fournies sous forme de cartes établies en régime stationnaire et qui lient le rapport de compression π_C , le régime réduit N_{C_C} , le débit réduit \dot{m}_{C_C} et le rendement isentropique. Le régime et le débit réduits permettent de ramener les conditions de fonctionnements du compresseur à celles qui avec lesquelles il a été caractérisé (T_{ref_C} et p_{ref_C}), d'où [111], [120] :

$$\dot{m}_{C_C} = \dot{m}_{CAS} \cdot \frac{\sqrt{(T_{ou_C} / T_{ref_C})}}{(p_{ou_C} / p_{ref_C})} \quad (4-3)$$

$$N_{C_C} = \frac{N_{TC}}{\sqrt{(T_{ou_C} / T_{ref_C})}} \quad (4-4)$$

p_{ref_C} et T_{ref_C} sont respectivement la pression et la température de référence, N_{TC} et \dot{m}_C sont respectivement le régime réel du compresseur et le débit d'air réel passant par celui-ci.

Les caractéristiques du compresseur telles que fournies par le constructeur [123], se présentent sous la forme de courbes iso-régimes et iso-rendements dans un plan en débit réduit et taux de compression [113], comme le montre la Figure 4- 45.

Pour assurer la convergence du modèle numérique, les courbes de rendement ont été approximées avec des paraboles en prenant en considération la limite de pompage (zone située à gauche du champ de compresseur) [113]. Ceci est illustré à la Figure 4- 46.

Lors d'une transformation isentropique¹⁸, les températures et les pressions initiales et finales sont liées par la formule suivante :

$$\frac{T_{ou_C_is}}{T_{in_C}} = \left(\frac{p_{ou_C}}{p_{in_C}} \right)^{\frac{\gamma_A - 1}{\gamma_A}} = \pi_C^{\frac{\gamma_A - 1}{\gamma_A}} \quad (4-5)$$

γ_A est le coefficient de compression adiabatique, p_{in_C} et p_{ou_C} sont respectivement les pressions avant et après le compresseur, T_{in_C} est la température d'air à l'entrée du compresseur et $T_{ou_C_is}$ est la température que l'air aura à la pression p_{ou_C} s'il avait subi une transformation isentropique à partir de la température T_{in_C} et de la pression p_{in_C} .

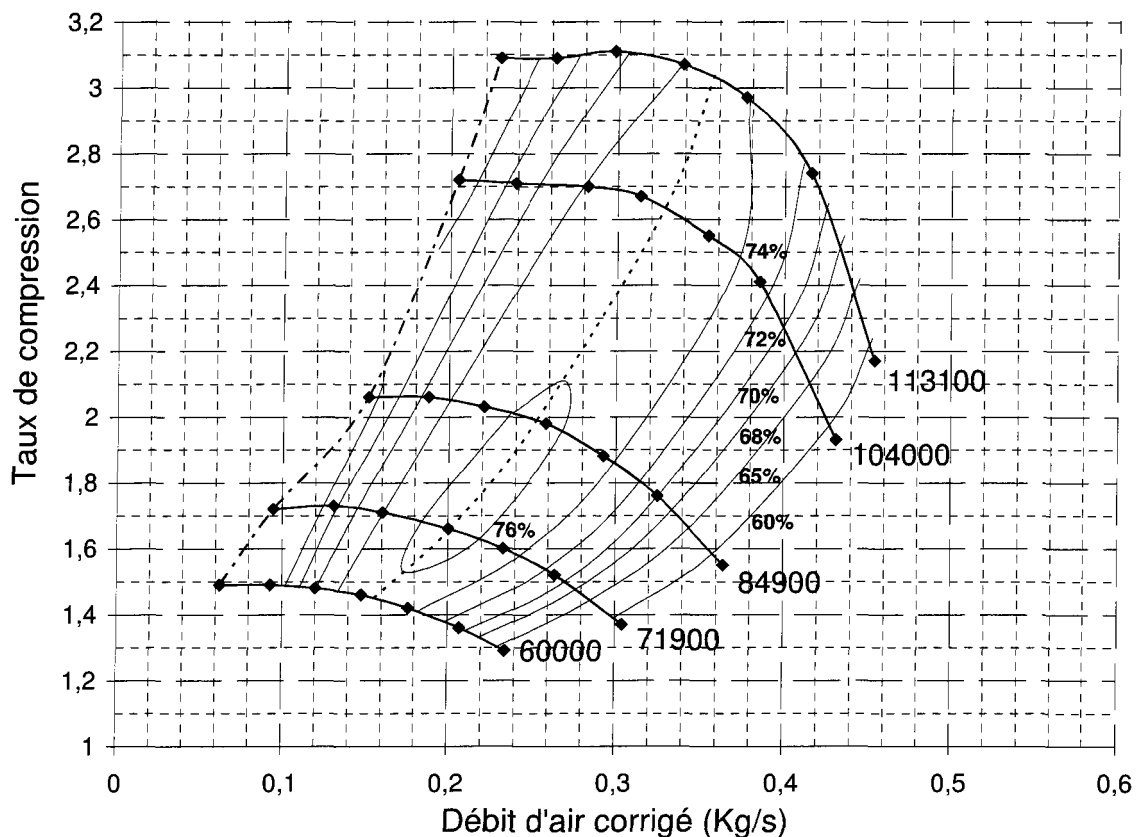


Figure 4- 45 : Caractéristiques du compresseur fourni par le fabricant [123]

¹⁸ L'hypothèse d'une compression adiabatique des gaz s'avère légitime dans le compresseur à cause des faibles gradients de températures [124].

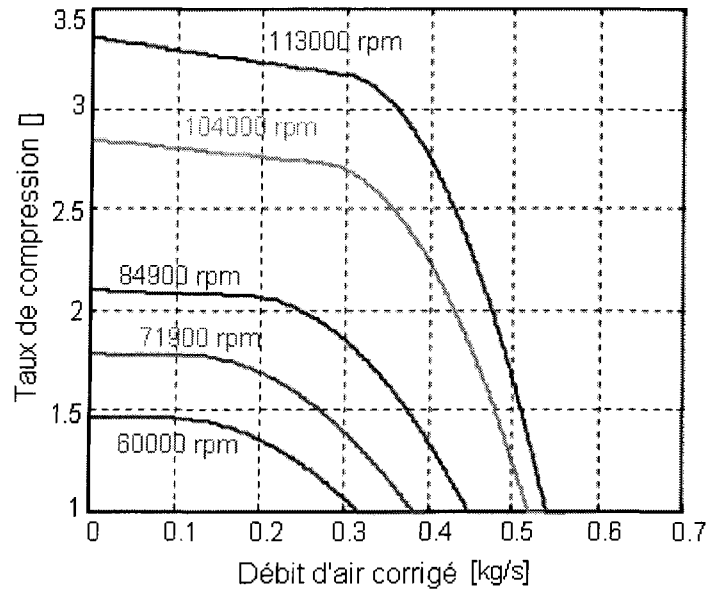


Figure 4- 46 : Caractéristiques modélisées du compresseur [111], [113], [120]

En se positionnant dans le champ du compresseur, la température à la sortie du compresseur, T_{ou_C} , peut être calculée en fonction du rendement isentropique du compresseur, η_C , tandis que la pression peut être obtenue à partir du taux de compression comme suit :

$$T_{ou_C} = T_{in_C} \left(1 + \frac{\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1}{\eta_C} \right) \quad (4-6)$$

$$P_{ou_C} = P_{in_C} \pi_C \quad (4-7)$$

La puissance du compresseur peut être calculée à partir de l'équation (4-8) :

$$P_C = \dot{m}_C C_{p_C} (T_{ou_C} - T_{in_C}) = \dot{m}_C C_{p_C} T_{in_C} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C} \quad (4-8)$$

C_{p_C} est la chaleur spécifique, à pression constante, de l'air comprimé traversant le compresseur.

8.1.5. Modèle de l'échangeur

Afin de maximiser le remplissage du moteur, l'échangeur permet de refroidir l'air comprimé à la sortie du compresseur. C'est un refroidisseur air-air. Le refroidissement se fait à pression constante ($p_{ou_C} = p_{ou_ECH} = p_{in_DE}$). La température de l'air à la sortie de l'échangeur T_{ou_ECH} , peut être calculée via l'équation (4-9) [116] :

$$T_{ou_ECH} = T_{ou_C} \cdot (1 - \eta_{ECH}) + \eta_{ECH} \cdot T_{air_cool} \quad (4-9)$$

η_{ECH} est le rendement de l'échangeur et T_{air_cool} est la température de l'air refroidisseur.

8.1.6. Modèle de l'admission

En considérant le collecteur d'admission comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique¹⁹, les variations de la pression, de la température et de la masse de l'air à l'intérieur du collecteur sont calculées, respectivement, d'après les équations suivantes :

$$\frac{dp_{AC_DE}}{dt} = \frac{r\gamma_A}{V_{AC_DE}} (\dot{m}_C T_{ou_ECH} - \dot{m}_{in_DE} T_{AC_DE}) \quad (4-10)$$

$$T_{AC_DE} = T_{in_DE} = \frac{p_{in_DE} V_{AC_DE}}{rm_{AC_DE}} \quad (4-11)$$

$$\frac{dm_{AC_DE}}{dt} = \dot{m}_C - \dot{m}_{in_DE} \quad (4-12)$$

p_{AC_DE} , V_{AC_DE} et T_{AC_DE} , sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'admission, p_{in_DE} est la pression à l'entrée du moteur et T_{ou_ECH} est la température de l'air sortant de l'échangeur de chaleur tandis que \dot{m}_{in_DE} est le débit d'air entrant dans les cylindres. Le débit \dot{m}_{in_DE} peut être calculé par la formule suivante :

¹⁹ Cette hypothèse est valide parce que l'écart de températures de l'air entre l'entrée et la sortie du collecteur d'admission est faible.

$$\dot{m}_{in_DE} = \eta_{v_DE} \dot{m}_{in_DE_th} \quad (4-13)$$

η_{v_DE} est le rendement volumétrique (taux de remplissage) du moteur, modélisé par l'équation suivante [125] :

$$\eta_{v_DE} = \alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2 \quad (4-14)$$

ω_{DE} est le régime de rotation du moteur diesel et α_i , $i = 0...2$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

$\dot{m}_{in_DE_th}$ est le débit d'air théorique capable de remplir la cylindrée défini par [125] :

$$\dot{m}_{in_DE_th} = \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \frac{P_{in_DE}}{rT_{in_DE}} \quad (4-15)$$

À régime constant, l'équation de conservation de masse, appliquée sur le volume du collecteur d'admission, considéré constant, est :

$$\frac{dm_{AC}}{dt} = \dot{m}_C - \dot{m}_{in_DE} = 0 \Rightarrow \dot{m}_C = \dot{m}_{in_DE} \quad (4-16)$$

L'équation (4-16) montre que le débit d'air soufflé par le compresseur, \dot{m}_C , est égal à celui aspiré par le moteur, \dot{m}_{in_DE} . En remplaçant chaque terme par sa valeur, la quantité d'air admis dans le cylindre s'écrit alors comme suit :

$$\dot{m}_{in_DE} = \dot{m}_C = \left(\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2 \right) \left(\frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \frac{P_{in_DE}}{rT_{in_DE}} \right) \quad (4-17)$$

8.1.7. Modèle du moteur diesel

La modélisation du moteur diesel doit prendre en considération les pièces du moteur en mouvement, la puissance fournie, P_{i_DE} , et les puissances résistantes, P_{diss_DE} . Or, le moteur fonctionne à régime constant (pour une charge donnée) afin de maintenir constantes la tension

et la fréquence du courant fourni par l'alternateur. Le principe de la conservation d'énergie s'écrit alors comme suit :

$$P_{i_DE} - P_{diss_DE} = 0 \quad (4-18)$$

P_{i_DE} peut être représentée par l'expression suivante [126], [127], [128] :

$$P_{i_DE} = p_{ci} \eta_{i_DE} \dot{m}_{f_DE} \quad (4-19)$$

p_{ci} désigne le pouvoir calorifique inférieur du carburant, η_{i_DE} est le rendement indiqué du moteur et \dot{m}_{f_DE} est le débit du carburant injecté dans la chambre de combustion.

La puissance résistante totale, P_{diss_DE} , inclut, d'une part, l'effet de frottement des pièces mécaniques en mouvement (bielles, pistons, vilebrequin) et, d'autre part, celui de la charge appliquée sur le moteur, celle de la génératrice. Elle peut être exprimée par la formule suivante [127] :

$$P_{diss_DE} = P_{mf_DE} \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} + C_{r_DE} \omega_{DE} \quad (4-20)$$

P_{mf_DE} est la pression moyenne des pertes par frottement, C_{y_DE} est la cylindrée totale du moteur et C_{r_DE} est le couple résistant dû à la charge appliquée.

La modélisation des frottements au niveau des différents éléments du moteur a fait l'objet de nombreux travaux qui aboutissent à des formes très variées. Vu la complexité pour traiter chaque élément à part, il a été préféré d'utiliser les formules d'évaluation globale de ces pertes. Toutes ces formules sont basées sur des corrélations empiriques à partir des résultats expérimentaux [127]. Le Tableau 4-2 se limite aux formules proposées pour le moteur diesel.

Dans ces formules, le terme constant reflète le frottement dans les accessoires, celui en N présente le frottement dans le cylindre tandis que le terme en p_{max_DE} reflète le frottement sur le vilebrequin [129]. Les Figure 4-47, Figure 4-48 et Figure 4-49 représentent les différents modèles de la pression moyenne des frottements.

Tableau 4-2 : Formules proposées pour la p_{mf_DE} dans le moteur diesel

Pertes par frottement	Référence
$p_{mf_DE} = 0,061 + 0,294 \frac{N_{DE}}{100} + 0,016 p_{\max_DE}$ (4-21)	[130]
$p_{mf_DE} = C_1 (\mu N_{DE})^{0,6}$ (4-22)	[131]
$p_{mf_DE} = p_{mfs_DE} + p_{mfj_DE}$ $p_{mfs_DE} = (0,023 + 0,03 V_{p_DE}) F_{r_DE}$ (4-23) $p_{mfj_DE} = 0,04 + 0,15 V_{p_DE}$	[132]
$p_{mf_DE} = 1,03 + 0,62 \cdot 10^{-3} N_{DE} - 0,11 \cdot 10^{-6} N_{DE}^2$ (4-24)	[133]
$p_{mf_DE} = \left(1 + \omega_{DE} S_{eng_DE} \left(k_{f1} + k_{f2} \frac{p_{in_DE}}{p_a} \right) + k_{f3} \omega_{DE}^2 \right) p_a \frac{C_{cy_DE}}{4\pi} \omega_{DE}$ (4-25)	[126]
$p_{mf_DE} = 1 + 0,0125 p_{\max_DE}$ (4-26)	[134]
$p_{mf_DE} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right)^2$ (4-27)	[135]
$p_{mf_DE} = A + 4,83 \cdot 10^{-4} N_{DE} + 0,103 \left(\frac{V_{p_DE}}{5,05} \right)^2$ (4-28) $A = \frac{(\varepsilon_{DE} - 4)}{14,5}$ pour moteur à injection directe $A = \frac{\varepsilon_{DE}}{14,5}$ pour moteur à injection indirecte	[136]

Suite à une analyse des différentes formulations du frottement global, la formulation de [126] (équation 4-25) est la plus précise et représente le mieux la variation de la puissance de frottement en fonction du régime et de la pression d'air à l'admission du moteur :

$$p_{mf_DE} = \left(1 + \omega_{DE} S_{eng_DE} \left(k_{f1} + k_{f2} \frac{p_{in_DE}}{p_a} \right) + k_{f3} \omega_{DE}^2 \right) p_a \frac{C_{cy_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \quad (4-29)$$

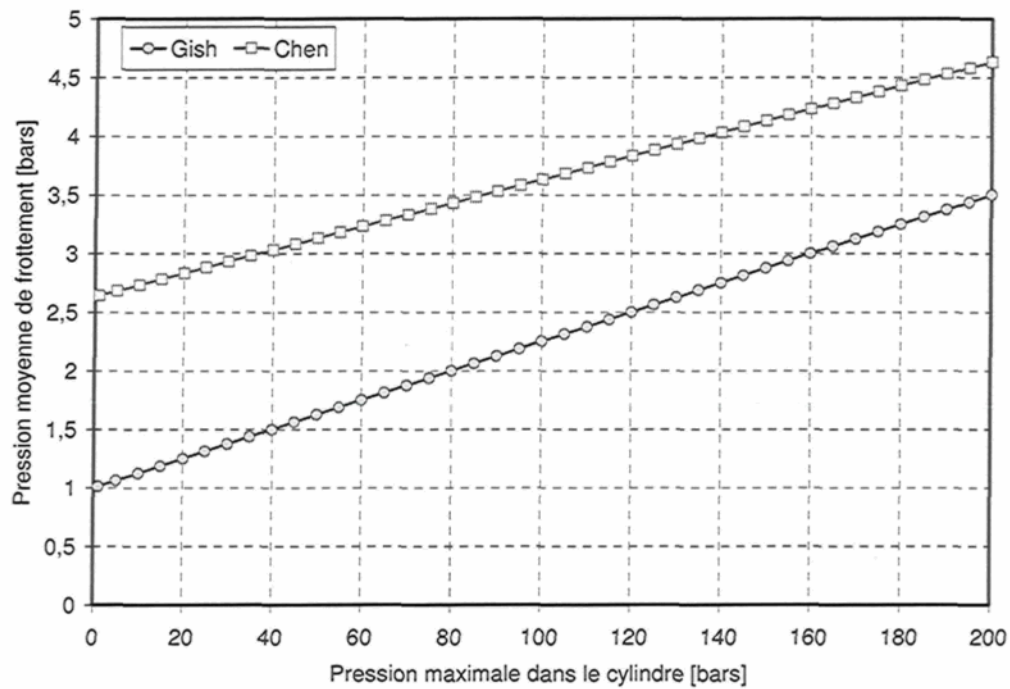


Figure 4-47 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Gish et Chen [134]

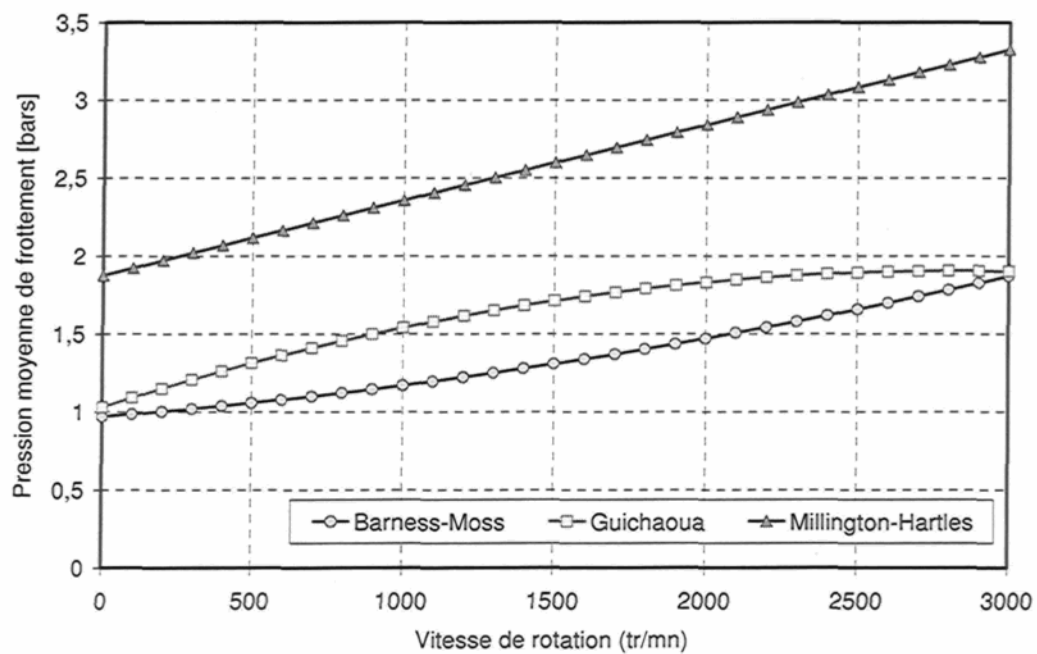


Figure 4-48 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Barnes-Moss, Guichaoua, Millington-Hartles [135], [136]

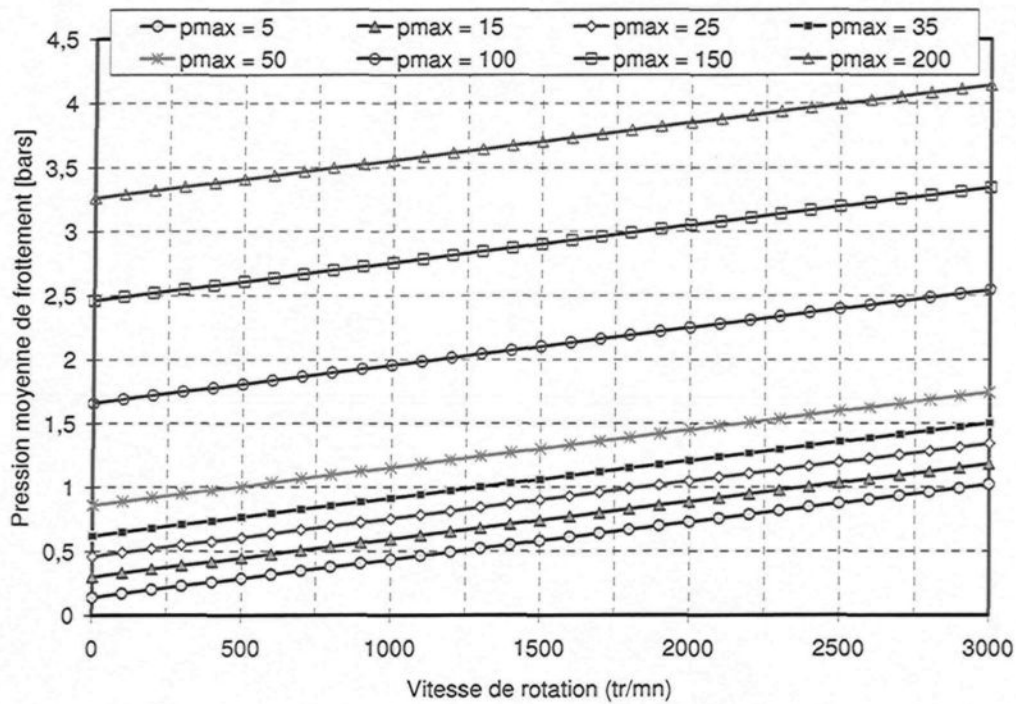


Figure 4-49 : Modèles de la pression moyenne des frottements élaborés par Win [130]

Cependant, la complexité de ce modèle ainsi que le manque d'accès à certains paramètres ont abouti à adopter finalement la formulation de l'équation (4-27) pour sa simplicité et l'identification facile de ses coefficients, d'où :

$$P_{mf_DE} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right)^2 \quad (4-30)$$

Dans cette formule, le terme constant reflète le frottement dans les accessoires, celui en N_{DE} présente le frottement dans le cylindre [129].

Les formules du rendement indiqué η_i ne sont pas abondantes (Tableau 4-3). Elles sont empiriques ou semi-empiriques. Ces relations essaient d'intégrer les effets des pertes par imbrûlés et de pertes par les parois, facteurs déterminants sur le rendement indiqué. Elles font intervenir le régime de rotation, le rapport air/carburant (coefficient d'excès d'air) ou ces deux variables réunies. Les relations traduisant ces phénomènes prennent une forme polynomiale

[137], [138], exponentielle [139] ou qui combinent les deux [127]. Le Tableau 4-3 présente les formules disponibles pour η_i .

Tableau 4-3 : Formules proposées pour le rendement indiqué

Rendement indiqué	Forme	Représentant	Référence
$\eta_{i_DE} = a + b\lambda + c\lambda^2$ (4-31)	Polynomiale	Pertes par imbrûlés	[138]
$\eta_{i_DE} = a + b\lambda^{-k}$ (4-32)	Exponentielle	Pertes par imbrûlés	[139]
$\eta_{i_DE} = a + b\omega_{DE} + c\omega_{DE}^2$ (4-33)	Polynomiale	Pertes par les parois	[137]
$\eta_{i_DE} = (a + b\omega_{DE} + c\omega_{DE}^2)(f + g\lambda^{-k})$ (4-34)	Combinaison de deux formes	Deux types de pertes	[127]

Étant donné que le fonctionnement du moteur se fait toujours à régime constant (pas des variations majeures mais des changements d'un régime à un autre en fonction de la variation de la charge appliquée au moteur et de la vitesse du vent) et pour prendre en compte les limites physiques de la combustion, le rendement indiqué du moteur a été modélisé par une amélioration de l'équation (4-31) qui dépend seulement du rapport (air/fuel) comme suit [111], [113], [120] :

$$\begin{cases} \eta_{i_DE} = a + b\lambda + c\lambda^2 & \text{si } \lambda \geq \lambda_{st} \\ \eta_{i_DE} = (a + b\lambda + c\lambda^2) \cdot \frac{\lambda}{\lambda_{st}} & \text{si } \lambda < \lambda_{st} \end{cases} \quad (4-35)$$

a , b , c , f et g sont des constantes, λ_{st} est le rapport (air/fuel) stochéométrique qui vaut 14,7 pour le carburant diesel. Trois zones peuvent être distinguées facilement sur la

Figure 4-50 qui représente le η_{i_DE} modélisé par l'équation (4-35) :

- 1) *à gauche* : la zone du faible rendement dû à la dégradation de la combustion vue que la quantité d'air admise dans le moteur et la quantité du carburant injecté sont régies

par le rapport (air/fuel) stochéométrique représentant les limites conventionnelles de performance du moteur diesel.

- 2) *au milieu* : la zone du rendement maximal qui correspond au rapport (air/fuel) optimal, $\lambda_{opt} \approx 53$, que le moteur diesel pourrait admettre. Sachant qu'un moteur diesel atmosphérique ou suralimenté par un turbocompresseur ne pourra pas atteindre ce niveau du rapport (air/fuel), l'obtention $\lambda_{opt} \approx 53$ sera alors conditionnée par la technologie qui permet d'augmenter la quantité d'air admise dans le moteur.
- 3) *à droite* : la zone de la dégradation du rendement pour des valeurs du rapport (air/fuel) supérieur à sa valeur optimale. Ceci est dû à l'augmentation des pertes par échanges thermiques des gaz de combustion avec les parois des cylindres.

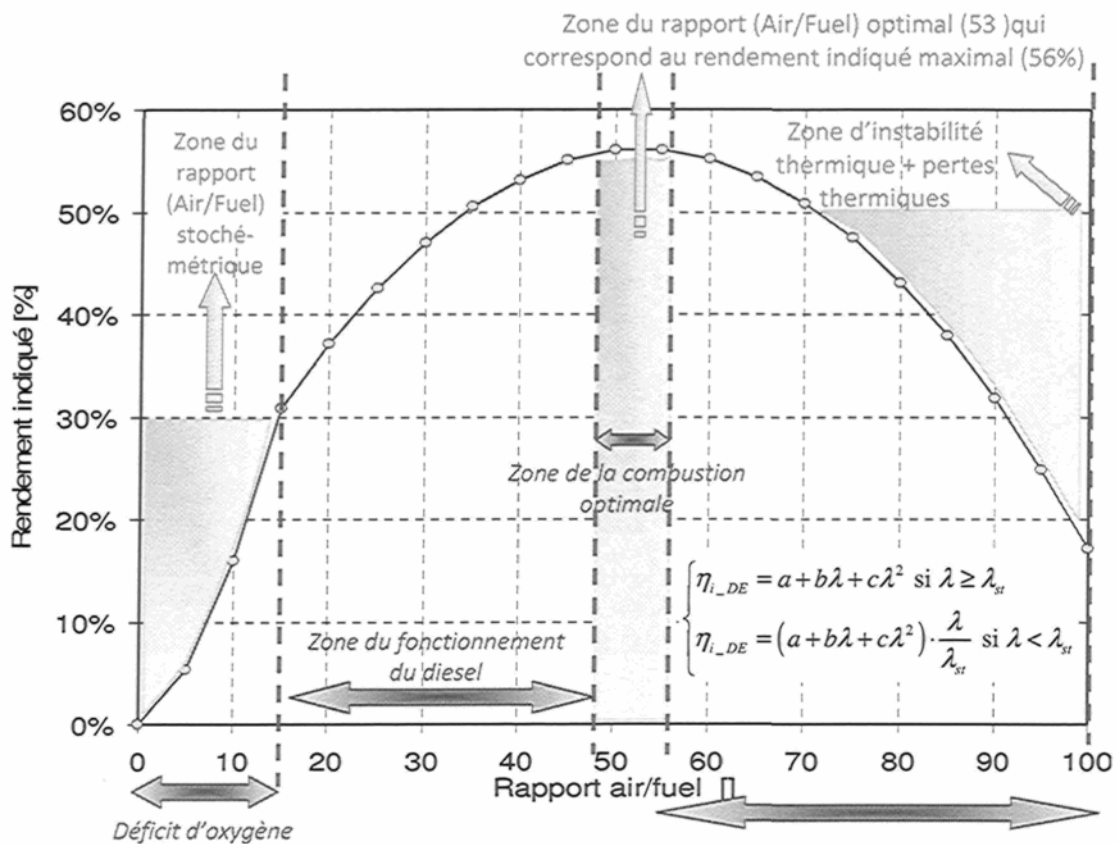


Figure 4-50 : Modèle du rendement indiqué en fonction du rapport air/fuel pour différentes valeurs de cylindrée [140]

8.1.8. Modélisation de l'échappement

En considérant le collecteur d'échappement comme un système thermodynamique ouvert et polytropique, les variations de la pression, de la température et de la masse d'air à l'intérieur du collecteur sont calculées d'après les équations suivantes :

$$\frac{dp_{EC_DE}}{dt} = \frac{r\gamma_{EG}}{V_{EC_DE}} (\dot{m}_{ou_DE} T_{ou_DE} - \dot{m}_T T_{EC_DE}) \quad (4-36)$$

$$T_{EC_DE} = T_{in_T} = \frac{p_{in_T} V_{EC_DE}}{rm_{EC_DE}} \quad (4-37)$$

$$\frac{dm_{EC_DE}}{dt} = \dot{m}_{ou_DE} - \dot{m}_T \quad (4-38)$$

p_{EC_DE} , V_{EC_DE} et T_{EC_DE} , sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'échappement et γ_{EG} est le rapport des capacités calorifiques à pression et volume constants des gaz dans le collecteur d'échappement et est égal à 1.3. \dot{m}_T est le débit des gaz d'échappement entrant dans la turbine. \dot{m}_{ou_DE} et T_{ou_DE} sont respectivement le débit et la température des gaz sortant de la chambre de combustion et entrant dans le collecteur d'échappement.

La pression des gaz d'échappement peut être calculée en fonction de la pression d'admission, du régime et du rendement indiqué comme suit [141] :

$$p_{ou_DE} = p_{in_DE} + \left(\gamma - 1 \right) \frac{(\varepsilon_{DE} - 1)}{\varepsilon_{DE}} \left(1 - \frac{\eta_{i_DE}}{\eta_{th_DE}} - \left(D - E \left(\frac{\omega_{DE}}{\omega_{max_DE}} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right) \rho_a \eta_{v_DE} \frac{p_{ci}}{p_{com}} \frac{\eta_{th_DE}}{\lambda} \quad (4-39)$$

p_{com} est le pouvoir comburivore, η_{th_DE} est le rendement thermochimique de la combustion, η_{i_DE} et ε_{DE} sont respectivement le rendement indiqué et le taux de compression du moteur

diesel, ω_{DE} et ω_{\max_DE} sont respectivement le régime et le régime maximal de rotation du moteur, $D \approx 0,4$ et $E \approx 0,23$.

En considérant qu'il n'y a pas de retard entre l'entrée de l'air dans la chambre de combustion et la sortie des gaz brûlés, le débit de ces derniers, \dot{m}_{ou_DE} , peut être obtenu par la somme du débit d'air de l'admission et du débit du carburant :

$$\dot{m}_{ou_DE} = \dot{m}_{in_DE} + \dot{m}_{f_DE} \quad (4-40)$$

où \dot{m}_{f_DE} est le débit du carburant injecté dans la chambre de combustion.

La température T_{ou_DE} peut être calculée d'après la formule semi-empirique suivante [142], [143] :

$$T_{ou_DE} = T_{in_DE} + \frac{K'}{1 + \lambda} \quad (4-41)$$

$K' = 1000$ est une constante et λ est le rapport (air/fuel) défini par :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{in_DE}}{\dot{m}_{f_DE}} = \frac{(\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2)}{\dot{m}_{f_DE}} \left(\frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \frac{p_{in_DE}}{r T_{in_DE}} \right) \quad (4-42)$$

À régime constant, l'équation de conservation de masse, appliquée sur le volume du collecteur d'échappement supposé constant, permet d'écrire :

$$\frac{dm_{EC_DE}}{dt} = \dot{m}_{ou_DE} - \dot{m}_T = 0 \Rightarrow \dot{m}_{ou_DE} = \dot{m}_T \quad (4-43)$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation (4-40), la quantité d'air entrant dans la turbine s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{in_DE} \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) = (\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2) \left(\frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \frac{p_{in_DE}}{r T_{in_DE}} \right) \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \quad (4-44)$$

8.1.9. Modèle de la turbine

À régime constant, la modélisation de la turbine se résume à la formulation du débit des gaz, \dot{m}_T , qui la traverse et de son rendement isentropique, η_T , en fonction du rapport de détente des gaz ou de la pression des gaz à l'échappement du moteur, p_{ou_DE} . La différence de températures entre les gaz dans le collecteur d'échappement et à l'entrée de la turbine est supposée négligeable.

Le débit des gaz à travers la turbine ainsi que son régime sont toujours exprimés en fonction de leur valeurs réduites, \dot{m}_{C_T} et N_{C_T} , pour tenir compte des effets de la pression et température des gaz à la sortie de la turbine sur le calcul de son débit et sa vitesse de rotation, d'où [111], [113], [120] :

$$\dot{m}_{C_T} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{(T_{ou_DE} / T_{ref_T})}}{(p_{ou_DE} / p_{ref_T})} \quad (4-45)$$

$$N_{C_T} = \frac{N_{TC}}{\sqrt{(T_{ou_DE} / T_{ref_T})}} \quad (4-46)$$

T_{ref_T} et p_{ref_T} sont respectivement la température et la pression de référence, données par le fabricant de la turbine.

La turbine possède aussi des courbes, présentées sur les Figure 4-51 et Figure 4-52, qui caractérisent ses performances et lient le débit réduit, le régime réduit, le taux de détente, π_T , et le rendement isentropique de la turbine. La turbine choisie dans cette étude est considérée de type à géométrie fixe.

L'analyse des cartes (Figure 4-51) et l'analyse des différents modèles du débit des gaz à travers la turbine, a permis de conclure que le débit réduit des gaz est indépendant de la vitesse de rotation du turbocompresseur et qu'il peut être modélisé par une courbe polynomiale d'ordre 3 en fonction du taux de détente, π_T , jusqu'au point d'inflexion de cette courbe et par une constante au-delà de ce point. Cette dernière partie correspond au blocage sonique qui

constitue la limite de perméabilité de la turbine. L'équation (4-47) exprime le modèle utilisé pour lier le taux de détente au débit réduit de la turbine [127].

$$\dot{m}_{C-T} = \begin{cases} a \cdot \pi_T^3 + b \cdot \pi_T^2 + c \cdot \pi_T + d & \text{si } \pi_T \leq \frac{-b}{3a} \\ -\frac{4b}{27 \cdot a^2} - \frac{b \cdot c}{3a} + d & \text{si } \pi_T > \frac{-b}{3a} \end{cases} \quad (4-47)$$

a , b , c et d sont des constantes qui peuvent être déterminées par identification avec les caractéristiques fournies par le fabricant (courbes sur la Figure 4-51).

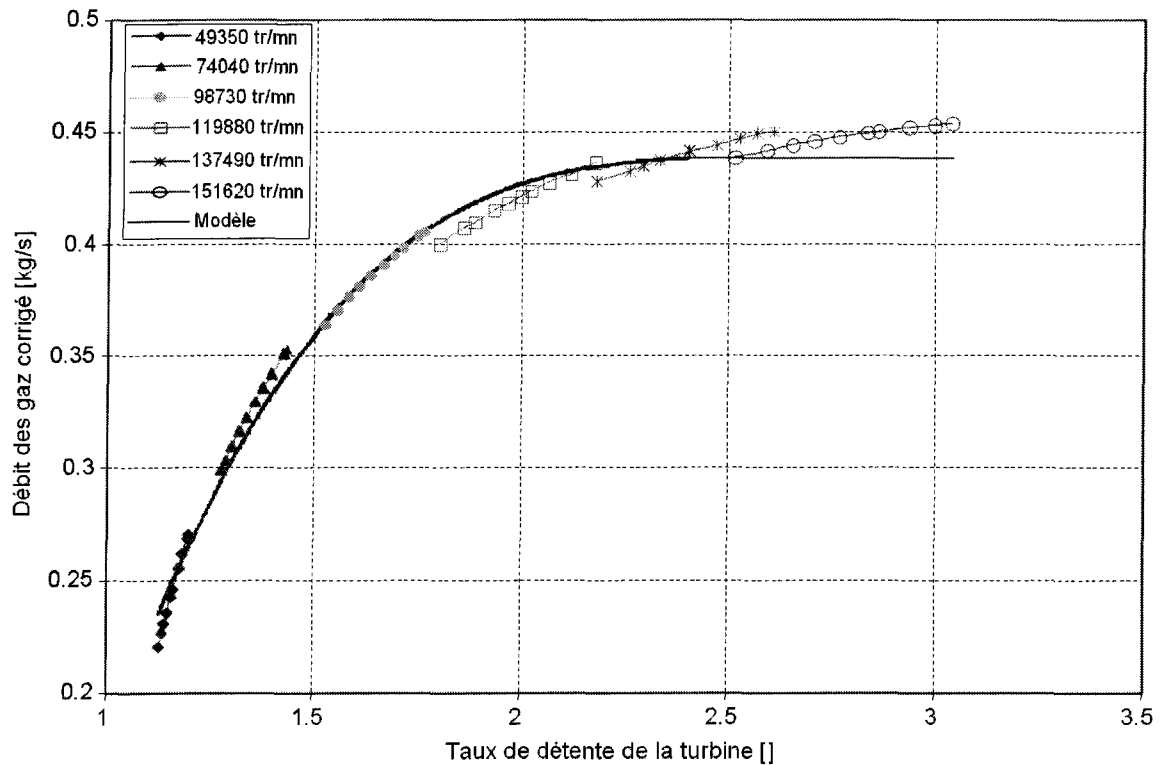


Figure 4-51 : Caractérisation du taux de détente de la turbine [111], [113], [120]

L'équation (4-47) du débit réduit de la turbine est en fait la courbe enveloppe de la famille de courbes, paramétrée selon N_{C-T} . Une telle approximation suppose que le régime de la turbine soit ajusté à chaque valeur du rapport de détente.

Lors d'une transformation isentropique²⁰, les températures et les pressions initiales et finales sont liées par la formule suivante :

$$\frac{T_{ou_T}}{T_{ou_DE}} = \left(\frac{p_{ou_T}}{p_{ou_DE}} \right)^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} = \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \quad (4-48)$$

π_T est le rapport de détente de la turbine défini par :

$$\pi_T = \frac{p_{ou_T}}{p_{ou_DE}} \quad (4-49)$$

La température à la sortie de la turbine, T_{ou_T} , peut être calculée en fonction du rendement isentropique de la turbine, η_T , d'après l'expression suivante :

$$T_{ou_T} = T_{ou_DE} \left(1 - \eta_T \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right) \right) \quad (4-50)$$

p_{ou_T} et T_{ou_T} sont respectivement la pression et la température des gaz à la sortie de la turbine.

Plusieurs modèles (Tableau 4-4) existent pour calculer le rendement isentropique, η_T , de la turbine en fonction de la vitesse réduite, N_{C_T} , et du débit réduit, \dot{m}_{C_T} , en suivant le même principe d'identification à partir des expériences menées sur la turbine [127]. Le Tableau 4-4 se limite aux formules proposées pour η_T . Les coefficients a_i , b_i et k_{ij} , $i=1...3$, $j=1...3$, sont des constantes identifiées expérimentalement.

²⁰ Si les pertes résultant des échanges thermiques avec l'extérieur ne sont pas prises en considération, la transformation des gaz détendue dans la turbine peut être considérée comme adiabatique.

Tableau 4-4 : Différents modèles du rendement de la turbine

Rendement de la turbine	Référence
$\eta_T = (a_0 + a_1 N_{C-T} + a_2 N_{C-T}^2) (b_0 + b_1 \pi_T + b_2 \pi_T^2) \quad (4-51)$	[144]
$\eta_T = a_0 + a_1 \frac{u_T}{C_T} + a_2 \left(\frac{u_T}{C_T} \right)^2$ $\frac{u_T}{C_T} = \frac{\pi \cdot N_{C-T} \cdot r_T}{30} \left(2 \cdot C_{p-EG} \cdot T_{ou-DE} \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right) \right)$ $a_i = \frac{k_{1,i} + k_{2,i} \cdot N_{C-T}}{k_{3,i} - N_{C-T}} \quad (4-52)$	[139]
$\eta_T = h_1 \frac{N_{C-T}}{\left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h_2 \frac{N_{C-T}^2}{\left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right)}$ $h_1 = k_{21} + k_{22} \cdot N_{C-T} \quad h_2 = \frac{k_{23}}{N_{C-T}} + k_{24} \quad (4-53)$	[145]

Le modèle choisi pour η_T est celui représenté par l'équation (4-53) pour sa précision et son actualité [145], d'où :

$$\eta_T = h_1 \frac{N_{C-T}}{\left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h_2 \frac{N_{C-T}^2}{\left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right)} \quad (4-54)$$

$$h_1 = k_{21} + k_{22} \cdot N_{C-T} \quad h_2 = \frac{k_{23}}{N_{C-T}} + k_{24}$$

L'application de l'équation (4-54), exprimant le rendement de la turbine, conduit aux représentations de la Figure 4-52. Cette figure montre que l'enveloppe de la famille de courbes modélisant le rendement de la turbine, η_T , est une droite horizontale alors qu'en réalité, les rendements optimaux diminuent vers les forts taux de détente [145]. Cette modélisation est cependant valable dans le cadre de cette étude. Ceci est dû au fait que le taux de détente et le

débit des gaz d'échappement alimentant la turbine varient peu à cause de la charge constante appliquée sur le moteur et de son régime constant de fonctionnement. D'ailleurs, dans la plupart des études, il est supposé que la turbine fonctionne avec un rendement constant et optimal [145].

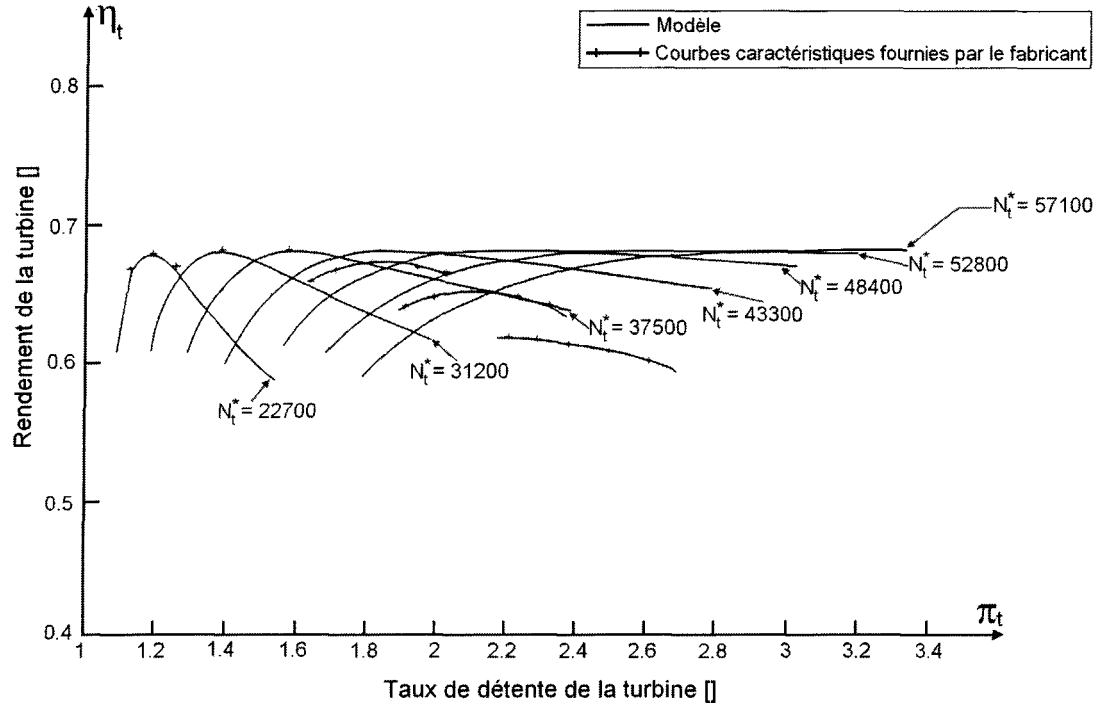


Figure 4-52 : Caractérisation du rendement de la turbine [145]

Le rendement constant et optimal peut être obtenu en remplaçant la valeur optimale de la vitesse de rotation de la turbine dans l'équation (4-54), d'où :

$$\eta_{op_T} = \frac{-h_1^2}{4h_2} \quad (4-55)$$

Enfin, la puissance fournie par la turbine au compresseur s'exprime par l'équation 4-56 :

$$P_T = \dot{m}_T C_{p_EG} (T_{ou_DE} - T_{ou_T}) = \dot{m}_T C_{p_EG} T_{ou_DE} \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right) \eta_T \quad (4-56)$$

C_{p_EG} est la chaleur massique des gaz d'échappements à pression constante et à la température T_{ou_DE} .

8.1.10. Équations d'équilibre du système

8.1.10.1. Cas du moteur Diesel fonctionnant sans CAES

Le problème à résoudre consiste à trouver l'état d'équilibre du système pour un régime et une charge donnés. Il est donc nécessaire de trouver les cinq variables : \dot{m}_{in_DE} , \dot{m}_C , π_C , π_T et N_{TC} qui vérifient les cinq équations suivantes [111], [113], [120] :

- 1) *Équation d'équilibre du vilebrequin* : La puissance fournie par le moteur doit être égale à la puissance résistante, d'où :

$$P_{i_DE} = P_{diss_DE} \quad (4-57)$$

- 2) *Équation d'équilibre du turbocompresseur* : Le couple fourni par la turbine doit être égal au couple nécessaire pour entraîner le compresseur au rendement mécanique du turbocompresseur près. Ceci est exprimé par l'équation (4-44) :

$$P_C \cdot \eta_{TC} = P_T \quad (4-58)$$

- 3) *Vérification de la cartographie du compresseur* : Le rapport de compression doit vérifier la cartographie du compresseur telle que développée dans le paragraphe 8.1.4., d'où l'équation (4-45):

$$\pi_C = f(\dot{m}_C, N_{TC}, T_{in_C}, p_{in_C}) \quad (4-59)$$

- 4) *Vérification de la cartographie de la turbine* : De la même façon, le rapport de détente doit vérifier la cartographie de la turbine telle que développée dans le paragraphe 8.1.9., d'où l'équation (4-46) :

$$\pi_T = f(\dot{m}_T, N_{TC}, T_{ou_DE}, p_{ou_DE}) \quad (4-60)$$

5) *Continuité du débit d'air à l'admission* : Le débit d'air doit vérifier le modèle du remplissage, développé dans le paragraphe 8.1.6., et illustré par l'équation 4-61 :

$$\dot{m}_{in_DE} = \eta_{v_DE} \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} \frac{P_{in_DE}}{rT_{in_DE}} \quad (4-61)$$

8.1.10.2. Cas du moteur Diesel fonctionnant avec CAES

À défaut d'une caractérisation d'une turbine adaptée au fonctionnement à l'air comprimé, et compte tenu que cette partie a pour but d'évaluer le gain en consommation du moteur diesel fonctionnant avec $\lambda = \lambda_{opt}$, le problème a été simplifié en considérant que l'air comprimé permet, quand la pression atmosphérique n'est pas suffisante, de fournir la pression juste nécessaire en entrée du filtre à air pour admettre la quantité d'air permettant de fonctionner avec $\lambda = \lambda_{opt}$ [111], [113], [120].

Le problème à résoudre consiste ainsi à trouver l'état d'équilibre du système pour un régime et une charge donnée. Il est donc nécessaire de trouver les six variables suivantes : P_{in_AF} , \dot{m}_{in_DE} , \dot{m}_C , π_C , π_T , N_{TC} et λ . Les équations correspondants aux cinq premiers paramètres sont les mêmes que celles dans le cas du moteur diesel sans CAES (paragraphe 8.1.10.1.) où la seule différence est que la pression à l'entrée du compresseur est celle de l'air comprimé sortant du réservoir. La sixième équation concerne le rapport (air/carburant) optimal. Le débit d'air admis et le débit de carburant injecté doivent respecter un rapport (air/carburant) optimal et répondre donc à l'équation (4-62) :

$$\lambda = \lambda_{opt} \quad (4-62)$$

8.1.11. Analyse des résultats de la modélisation du système 3

Il est d'abord important de noter que les équations utilisées pour la modélisation du moteur suralimenté ont été validées dans des publications antérieures [146].

Il a été supposé dans cette application numérique que le moteur utilisé possède une cylindrée de 5 litres et tourne à un régime constant de 1500 tours par minute. Les résultats obtenus²¹ par l'optimisation sont présentés dans les Figure 4-53 à Figure 4-57.

La Figure 4-53 montre que sans l'utilisation de l'air comprimé, le rapport (air/carburant) décroît avec la charge pour arriver en pleine charge au voisinage de la stoechiométrie.

Pour tout couple inférieur à 120 N.m, un rapport (air/carburant) $\lambda > \lambda_{opt} \approx 53$ est obtenu, ce qui veut dire qu'il n'y a aucun avantage d'utiliser de l'air comprimé stocké. Dès que le couple dépasse 120 Nm, le turbocompresseur ne peut plus assurer la quantité d'air nécessaire pour avoir un rapport (air/fuel) optimal. Le moteur fonctionne alors dans la zone où l'apport d'air comprimé supplémentaire devient avantageux.

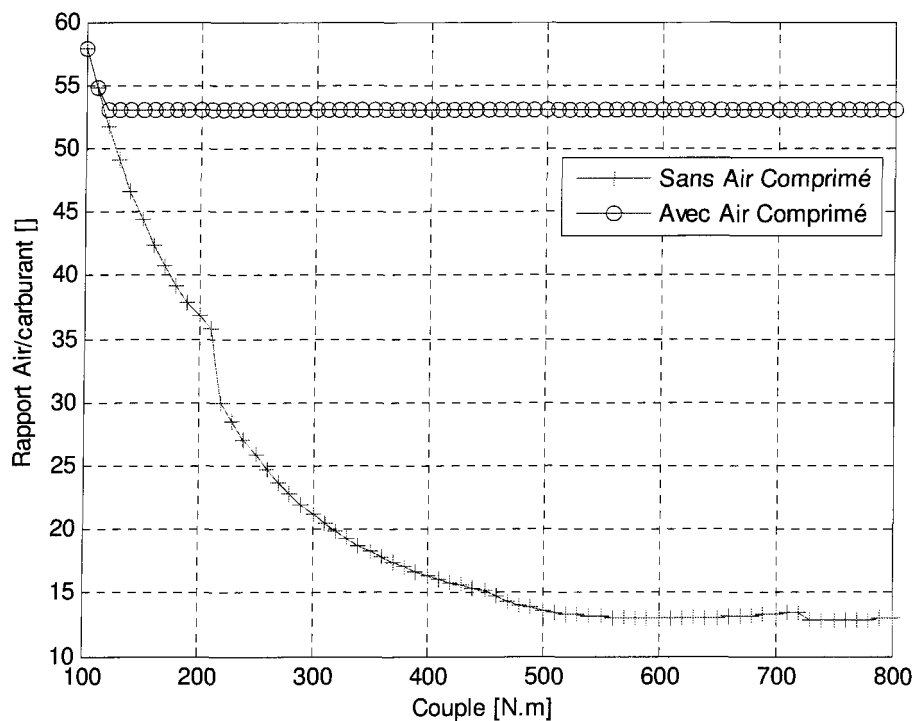


Figure 4-53 : Comparaison du rapport air/fuel

²¹ Les résultats de la simulation numérique des modèles développés (Figures 4-53 à 4-57) a été faite dans le cadre du projet de Maîtrise de T. Basbous dont son projet faisait partie de mon projet du doctorat.

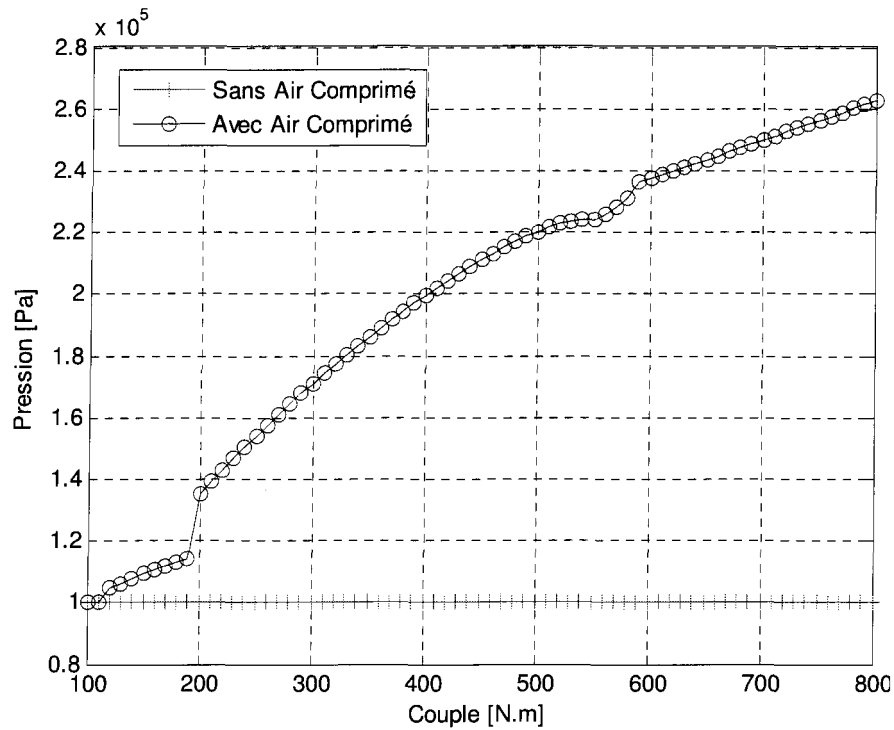


Figure 4-54 : Comparaison de la pression à l'entrée du compresseur [111], [113]

La Figure 4-54 montre la pression nécessaire à l'entrée du compresseur pour que le moteur fonctionne au rendement maximal grâce à l'air comprimé. En effet, en l'absence du CAES, la pression à l'entrée du compresseur est constante et égale à 1 bar, ce qui est montré par la courbe (« sans air comprimé »). Le CAES permet d'alimenter le compresseur à une pression, p_{ou_AF} , qui est choisie de façon à atteindre le débit d'air exactement nécessaire pour avoir un rendement maximal. Cette pression, p_{ou_AF} , varie entre 1 bar à très faible charge et 2,6 bars à pleine charge. Une stratégie de contrôle de la vanne de détente de l'air comprimé permettrait d'atteindre cet équilibre [111], [113], [120].

La Figure 4-55 montre le rapport de compression du compresseur avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. En effet, avec l'air comprimé, le taux de compression diminue car le débit d'air frais traversant le compresseur augmente. Cette tendance peut être facilement confirmée par la simple observation de la caractéristique du compresseur.

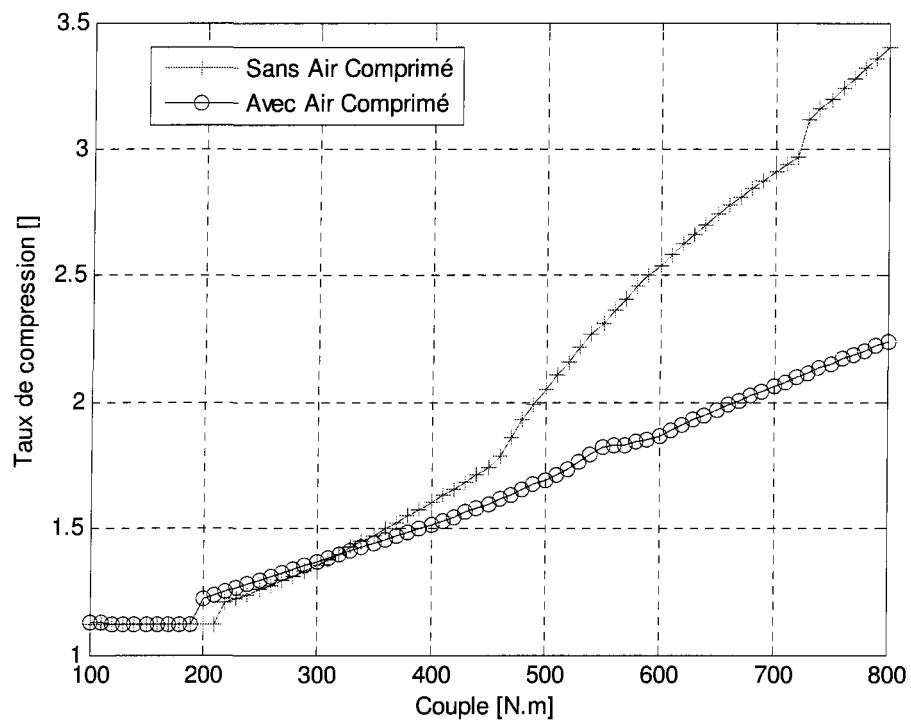


Figure 4-55 : Comparaison du rapport de compression dans le compresseur

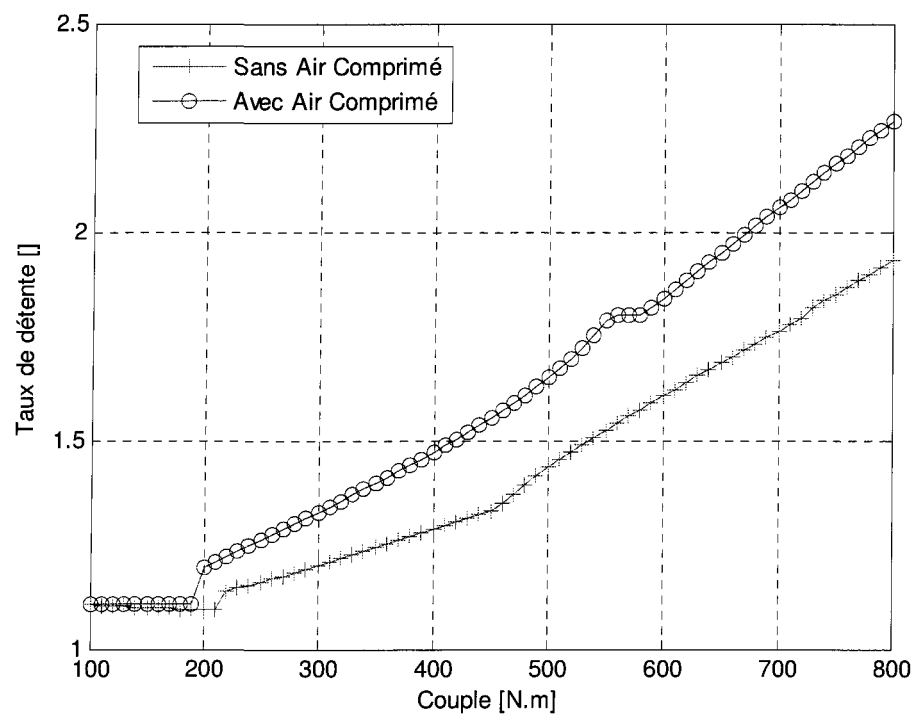


Figure 4-56 : Comparaison du rapport de détente dans la turbine

La Figure 4-56 montre le rapport de détente de la turbine avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. En effet, avec l'air comprimé, le taux de détente diminue car le débit de gaz d'échappement traversant la turbine augmente. Cette tendance peut être facilement confirmée par la simple observation de la caractéristique de la turbine.

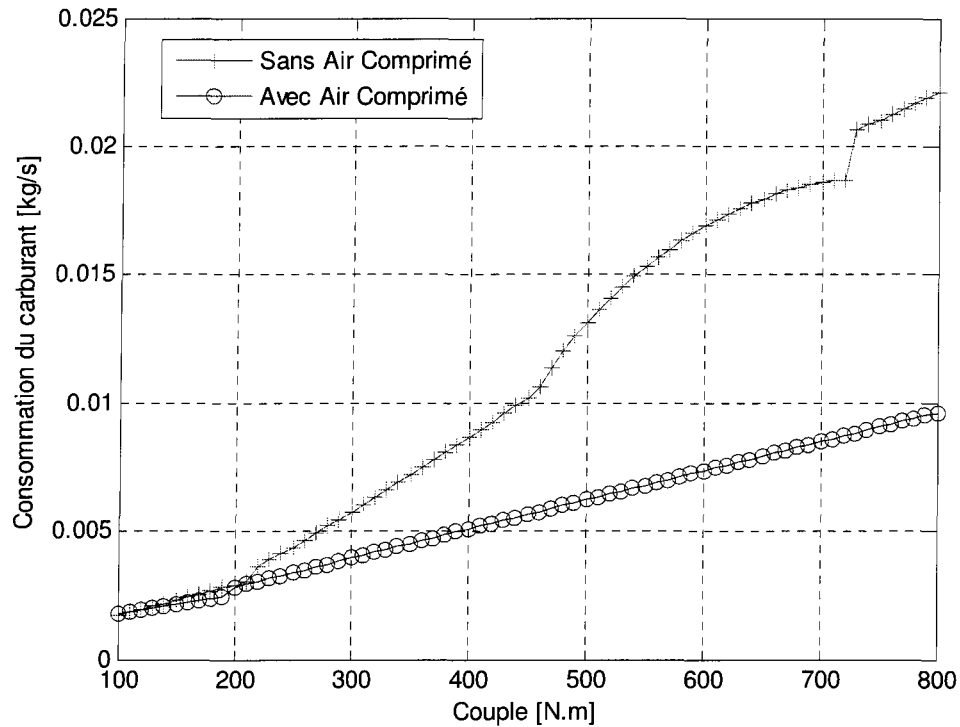


Figure 4-57 : Comparaison du rapport de la consommation du carburant

Enfin, la Figure 4-57 montre la consommation de carburant pour différentes charges du moteur diesel avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. L'air comprimé permet théoriquement d'obtenir une économie de carburant qui est d'autant plus importante que la charge du moteur augmente. Cette économie peut atteindre jusqu'à 50% pour les fortes charges.

Grâce à cette modélisation, le potentiel du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé a été démontré dans la réduction de la consommation de carburant, jusqu'à 50%, quand le moteur fonctionne à pleine charge. Ce gain est moindre sur les charges partielles mais reste toutefois très intéressant.

8.2. Modélisation du système 1 : Suralimentation hybride avec turbine à air en série avec le turbocompresseur

Le but de cette modélisation consiste à démontrer l'intérêt de ce système lors du fonctionnement du moteur diesel à faible charge. Ceci arrive durant les périodes du vent moyen où le diesel devrait fonctionner à 50% de son régime nominal. Une fois la modélisation terminée et que les résultats soient commentés, une stratégie optimale du fonctionnement du diesel durant les régimes les moins efficaces sera présentée.

Les modèles utilisés pour représenter et décrire le fonctionnement des composants du système sont les mêmes que ceux utilisés précédemment sauf que l'air comprimé sortant du réservoir de stockage sera détendu dans une turbine à air montée en série avec le turbocompresseur. La modélisation doit tenir compte de la présence de la turbine à air et de tous ses paramètres (pression et température à l'entrée, taux de détente, rendement, vitesse de rotation, ..). Cependant, un modèle du compresseur (débit et rendement) sera nécessaire étant donné que la modélisation dans ce cas ne se base pas sur des cartographies d'un turbocompresseur donné.

8.2.1. Découpage fonctionnel du système

Le système moteur décrit à la Figure 4-58 comprend cinq blocs (le collecteur d'admission, le collecteur d'échappement, l'échangeur de chaleur, le moteur, le turbocompresseur et la turbine à air) et chacun est modélisé séparément. Seulement le rendement et le débit du compresseur, la turbine à air et le couplage statique entre le turbocompresseur et la turbine à air seront modélisées dans cette section. Les modèles des autres blocs ont été déjà présentés dans la section 8.1.

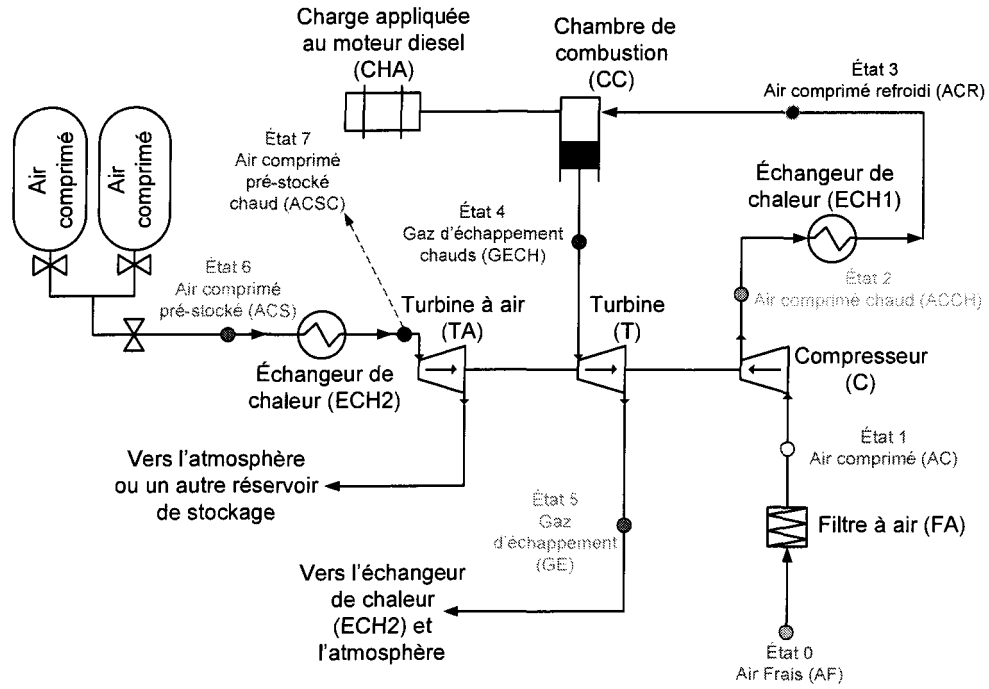


Figure 4-58 : Découpage fonctionnel du modèle du moteur diesel

8.2.2. Modèle du compresseur

À régime constant, la modélisation du compresseur consiste à lier, par des lois physiques, le débit d'air sortant du compresseur, \dot{m}_C , la pression à l'admission, p_{in_DE} et le rendement isentropique du compresseur, η_C , d'où :

$$\dot{m}_C = f(\pi_C, \omega_{TC}) \quad (4-63)$$

$$\eta_C = f(\pi_C, \omega_{TC}) \quad (4-64)$$

Le débit du compresseur est exprimé par l'équation semi-empirique [146] :

$$\dot{m}_C = \Phi \frac{p_{in_C}}{rT_{in_C}} \frac{\pi}{4} D_C^2 U_C \quad (4-65)$$

U_C est la vitesse de l'air à l'extrémité des roues du compresseur, définie par :

$$U_c = \frac{D_c}{2} \omega_{rc} \quad (4-66)$$

D_c est le diamètre des roues du compresseur et ω_{rc} est la vitesse angulaire de rotation du turbocompresseur.

Φ est le facteur de correction du débit d'air et est calculé d'après la formule suivante [146] :

$$\Phi = \frac{d_3 \Psi - d_1}{d_2 + \Psi} \quad (4-67)$$

Ψ est le rapport entre la variation de l'énergie interne de l'air pendant une transformation isentropique et l'énergie cinétique de l'air à l'extrémité des roues [146] :

$$\Psi = \frac{c_{p_A} T_{in_C} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right)}{\frac{1}{2} U_c^2} \quad (4-68)$$

d_i , $i = 1...3$, ont la forme semi-empirique suivante :

$$d_i = d_{i1} + M d_{i2} \quad (4-69)$$

d_{ij} , $i = 1...3$, $j = 1...2$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales et

M est le nombre de Mach, c'est le rapport entre la vitesse de l'air à l'extrémité des roues et la vitesse du son. Il a la forme suivante :

$$M = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma_A r T_{in_C}}} \quad (4-70)$$

Le rendement isentropique du compresseur est calculé par la formule semi-empirique [146] :

$$\eta_c = e_1 + e_2 \Phi + e_3 \Phi^2 \quad (4-71)$$

e_i , $i = 1...3$, sont des variables de la forme suivante [146] :

$$e_i = e_{i1} + e_{i2}M + e_{i3}M^2 \quad (4-72)$$

e_{ij} , $i = 1 \dots 3$, $j = 1 \dots 3$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

8.2.3. Modèle de la turbine à air

La turbine à air sera modélisée de la même façon que celle du turbocompresseur. La puissance fournie par la turbine à air s'exprime par [114] :

$$P_{AT} = \dot{m}_{AT} C_{p_CA} T_{in_AT} \left(1 - \pi_{AT}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right) \eta_{AT} \quad (4-73)$$

\dot{m}_{AT} est le débit d'air comprimé sortant du réservoir de stockage, C_{p_CA} est la chaleur massique sous pression constante à la température T_{in_AT} et η_{AT} est le rendement isentropique de la turbine à air défini par :

$$\eta_{AT} = \frac{T_{in_AT} - T_{ou_AT}}{T_{in_AT} \left(1 - \pi_{AT}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right)} \quad (4-74)$$

T_{in_AT} est la température de l'air à la sortie du réservoir (ou du détendeur) et à l'admission de la turbine à air, T_{ou_AT} est la température d'air à la sortie de la turbine à air et π_{AT} est le rapport de détente de la turbine à air défini par :

$$\pi_{AT} = \frac{P_{ou_AT}}{P_{in_AT}} \quad (4-75)$$

P_{in_AT} et P_{ou_AT} sont respectivement les pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine à air (P_{ou_AT} est proche de la pression atmosphérique).

8.2.4. Modélisation du couplage statique entre les turbines et le compresseur

La loi fondamentale de la statique appliquée à l'axe du turbocompresseur permet de calculer la puissance des turbines fournie au compresseur tout en prenant en considération les pertes mécaniques. D'où [114] :

$$(P_T + P_{AT})\eta_{m_ATT_C} = P_C \quad (4-76)$$

$\eta_{m_ATT_C}$ est le rendement mécanique de transmission entre les turbines et le turbocompresseur.

À régime constant, les débits traversant le compresseur et la turbine ainsi que leurs vitesses de rotation sont reliées, respectivement, par les relations suivantes :

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \quad (4-77)$$

$$\omega_C = \omega_T = \omega_{AT} \quad (4-78)$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation (4-76), cette dernière devient [114] :

$$\begin{aligned} \dot{m}_C C_{p_A} T_{in_C} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right) = \\ \left(\dot{m}_{AT} C_{p_CA} T_{in_AT} \left(1 - \pi_{AT}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right) \eta_{AT} + \dot{m}_C \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) C_{p_A} T_{in_T} \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right) \eta_T \right) \eta_C \eta_{m_ATT_C} \end{aligned} \quad (4-79)$$

8.2.5. Optimisation

8.2.5.1. Formulation du problème

Ce système est conçu pour répondre à la charge demandée en profitant au maximum de l'hybridation turbocompresseur-turbine à air. Ceci revient à utiliser au mieux la puissance

disponible au sein des deux turbines à gaz et à air pour améliorer le remplissage du diesel. Un problème d'optimisation peut ainsi être défini ayant la puissance du compresseur comme fonction «objectif» [114].

Comme tout problème d'optimisation, un ensemble des contraintes égalités et inégalités doit être respecté. Si la puissance du compresseur est à maximiser, il faut tenir compte des équations d'énergie au sein du vilebrequin et de l'axe du turbocompresseur. Il est aussi indispensable de respecter les limites du rapport (air/fuel) dans le diesel, les limites sur la température d'échappement, la limite sur la pression de stockage d'air comprimé et enfin la limite sur la température de détente de l'air extrait du réservoir de stockage.

Le problème d'optimisation s'écrit alors [114] :

Maximiser la puissance du compresseur :

$$P_C = \frac{1}{\eta_C} \cdot \dot{m}_C \cdot C_{p-A} \cdot T_{in-C} \cdot \left(\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right) \quad (4-80)$$

Sous contraintes égalités :

- Équation d'énergie appliquée à l'axe du vilebrequin :

$$P_{i_DE} - P_{diss_DE} = 0 \quad (4-81)$$

- Équation d'énergie appliquée à l'axe du turbocompresseur :

$$(P_T + P_{AT}) \eta_{m_ATT_C} - P_C = 0 \quad (4-82)$$

Et contraintes inégalités :

- Limites du rapport (air/fuel) dans le diesel :

$$15 < \lambda = (air / fuel) < 80 \quad (4-83)$$

- Limites sur la température des gaz d'échappement :

$$T_{ou_DE} < T_{ou_max_DE} = 900 \text{ K} \quad (4-84)$$

- Limite sur la pression de stockage d'air comprimé :

$$p_{st_min} = 1 \text{ bar} \leq p_{st} \leq p_{st_max} = 80 \text{ bars} \quad (4-85)$$

- Limite sur la température de détente de l'air extrait du réservoir de stockage²² :

$$T_{ou_min_EXP} = T_{in_EXP} \left(\pi_{EXP}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right) \geq T_{ICING} = 223 \text{ K} \quad (4-86)$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans les équations (4-81) et (4-82), les contraintes égalités s'écrivent comme suit :

$$p_{ci} \eta_{i_DE} \dot{m}_{f_DE} - \left(0,97 + 0,15 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N_{DE}}{1000} \right)^2 \right) \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \omega_{DE} - C_{r_DE} \omega_{r_DE} = 0 \quad (4-87)$$

$$\dot{m}_C C_{p_A} T_{in_C} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right) - \left(\dot{m}_{AT} C_{p_CA} T_{in_AT} \left(1 - \pi_{AT}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right) \eta_{AT} + \dot{m}_C \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) C_{p_EG} T_{in_T} \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_{EG}-1}{\gamma_{EG}}} \right) \eta_T \right) \eta_C \eta_{m_ATT_C} = 0 \quad (4-88)$$

Les expressions obtenues des contraintes inégalités sont les suivantes :

- Limites du rapport (air/fuel) dans le Diesel :

$$15 - \left(\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2 \right) \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \frac{p_{in_DE} \omega_{DE}}{r T_{in_DE} \dot{m}_{f_DE}} \leq 0 \quad (4-89)$$

$$\left(\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{DE} + \alpha_2 \omega_{DE}^2 \right) \frac{C_{y_DE}}{4\pi} \frac{p_{in_DE} \omega_{DE}}{r T_{in_DE} \dot{m}_{f_DE}} - 80 \leq 0 \quad (4-90)$$

- Limites sur la température des gaz d'échappement :

$$T_{in_DE} + \frac{K'}{1+\lambda} - 900 \leq 0 \quad (4-91)$$

- Limite sur la pression de stockage d'air comprimé :

²² T_{ICING} représente la limite inférieure de la température de l'air comprimé sortant du réservoir de stockage. Elle ne représente pas la température de congélation de l'eau (273 K).

$$1 - p_{st} \leq 0 \quad (4-92)$$

$$p_{st} - 80 \leq 0 \quad (4-93)$$

- Limite sur la température de détente de l'air extrait du réservoir de stockage :

$$223 - T_{in_EXP} \left(\pi_{EXP}^{\frac{\gamma_{CA}-1}{\gamma_{CA}}} \right) \leq 0 \quad (4-94)$$

$T_{ou_max_DE}$ est la température maximale que les gaz d'échappement peuvent atteindre à la sortie du moteur diesel. p_{st_min} et p_{st_max} sont respectivement les pressions minimale et maximale du stockage d'air comprimé. T_{in_EXP} , $T_{ou_min_EXP}$ et π_{EXP} sont respectivement la température d'air comprimé à l'entrée du détendeur, la limite inférieure de la température d'air comprimé à la sortie du détendeur ainsi que le taux de détente dans ce dernier. T_{ICING} est la température limite admissible pour la formation du givre lors de la détente.

Les paramètres supposés connus dans ce problème sont la charge C_{r_DE} et le régime de rotation de moteur, ω_{DE} . Les paramètres inconnus sont : le débit de carburant, \dot{m}_{f_DE} , la pression de suralimentation hybride à la sortie du réservoir de stockage p_{st} , le rapport de détente dans la turbine à air π_{AT} et le débit de l'air traversant cette turbine, \dot{m}_{AT} .

8.2.5.2. Méthode de résolution

Mathématiquement, un problème d'optimisation avec contraintes s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} & \text{Min } f(X) \\ & X = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ & \text{Sous contraintes} \\ & h_i(X) = 0, \quad i = 1, \dots, m \\ & g_j(X) < 0, \quad j = 1, \dots, p \end{aligned} \quad (4-95)$$

$f(X)$ est la fonction objectif représentée par l'équation (4-80), $h(X)$ sont les contraintes égalités représentées par les équations (4-87) et (4-88) et $g(X)$ sont les contraintes inégalités représentées par les équations (4-89), (4-90), (4-91), (4-92), (4-93) et (4-94).

La technique la plus fréquemment utilisée pour résoudre un problème d'optimisation avec contraintes consiste à réduire ce problème à un problème d'optimisation sans contraintes en créant une fonction objectif $\Phi(X, h(X), g(X))$ qui regroupe la fonction originale et les contraintes d'égalités et d'inégalités [147].

La fonction choisie pour la résolution de ce problème actuel est une fonction objectif qui regroupe les multiplicateurs de Lagrange sur les contraintes égalités, et une fonction de pénalité sur les contraintes d'inégalités. Cette fonction objectif finale est représentée ci-dessous [147] :

$$L(X, \lambda) = f(X) + \sum_{i=1}^m \lambda_i * h_i(X) + r * \sum_{i=1}^p \text{Max}[0, g_i(X)]^2 \quad (4-96)$$

avec $r = r_0^k$, k étant le nombre d'itérations qui doit tendre vers l'infini et $r_0 = 3$ [147]. Le nombre d'inconnus s'élève donc à $(m + p)$. Le schéma de minimisation adopté est l'algorithme B.F.G.S. qui se résume comme suit :

1. débiter par une solution initiale $x^{(0)}$.
2. estimer la solution à l'itération k par :

$$x_{k+1} = x_k - \alpha_k D_k \nabla f(x_k) \quad (4-97)$$

x est le vecteur solution recherché, α_k est un facteur de relaxation, $D_k \nabla f(x_k)$ représente le vecteur de direction de la descente afin d'atteindre la solution optimale et D_k est une approximation de la matrice Hessienne.

3. vérifier si la solution trouvée annule le gradient de la fonction à optimiser. Si oui, la solution trouvée est la solution optimale. Sinon, k sera incrémenté et le retour sera à l'étape 2.

8.2.5.3. Résultats et discussion

Le système de suralimentation hybride en utilisant une turbine à air montée en série avec le turbocompresseur (système 1) est conçu pour répondre à la charge demandée en profitant au maximum de l'hybridation entre la turbine à air et le turbocompresseur. Les résultats obtenus, pour un moteur industriel ayant une cylindrée totale de 16 L, sont présentés dans les Figure 4-59 à Figure 4-66. Ils ont pour but de montrer les avantages du système surtout pour des régimes de fonctionnement du moteur diesel à charge partielle (vitesse du vent faible et moyenne).

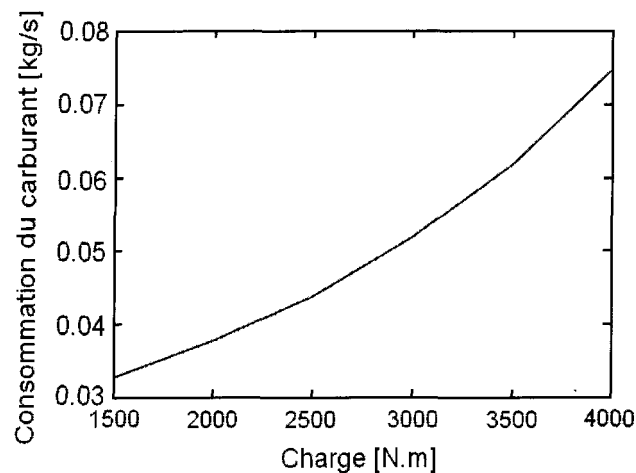


Figure 4-59 : Débit de la pompe d'injection de carburant du moteur diesel

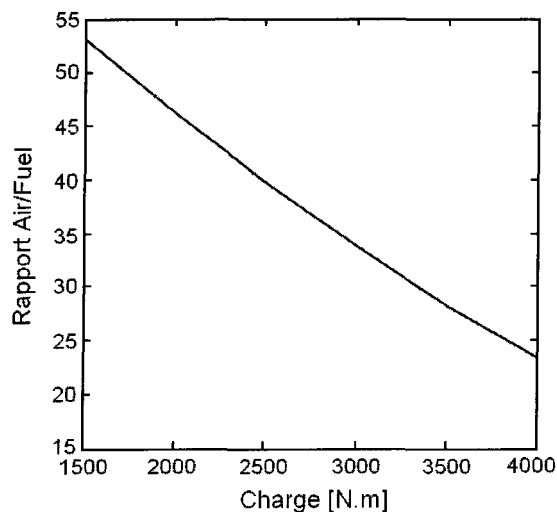


Figure 4-60 : Rapport (air/carburant) du moteur diesel

Étant donnée que le turbocompresseur dépend fortement du régime de rotation du moteur et de la charge appliquée, il est évident de constater que la consommation en carburant va augmenter avec l'augmentation de la charge (Figure 4-59 et Figure 4-60). En effet, selon le mode du fonctionnement normal du moteur diesel (sans aucun changement dans son système de régulation), l'augmentation de la charge appliquée au moteur pousse le moteur à injecter plus du carburant pour pouvoir délivrer la puissance demandée. Par conséquence, le débit, la pression et la température des gaz d'échappement sortant du diesel augmentent (Figure 4-61 et Figure 4-62), également le régime du turbocompresseur, ce qui induit à son tour une augmentation du taux de compression du compresseur et du débit d'air comprimé à l'admission du moteur. Ceci permet au turbocompresseur de fonctionner en pleine efficacité et répondre aux besoins. Dans ce cas, la turbine à air fonctionnera comme un système auxiliaire avec de faibles débit et pression pour l'air comprimé injecté venant du réservoir de stockage d'air comprimé (Figure 4-63 et Figure 4-64) [114].

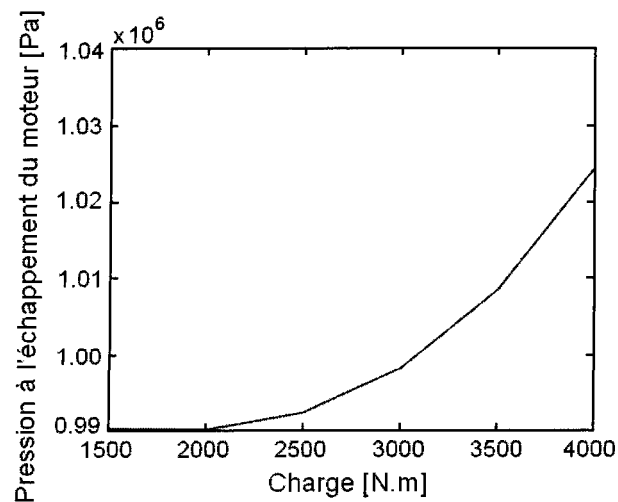


Figure 4-61 : Pression des gaz d'échappement du moteur diesel

Par contre, à faible charge (faible régime) quand le turbocompresseur est vulnérable (faible quantité des gaz d'échappement, donc faible taux de compression et par conséquence faible rendement du turbocompresseur), c'est la puissance fournie par la détente de l'air comprimé dans la turbine à air qui assure le bon fonctionnement du moteur avec une pression élevée à l'entrée de la turbine (20 bars) (Figure 4-64) et un débit d'air pratiquement élevé

(Figure 4-63). Cette hybridation permet à ces 2 éléments principaux de jouer les rôles de complémentaires énergétiques, ce qui a permis d'obtenir une pression de suralimentation élevée (10 bars) et constante (Figure 4-65) ainsi qu'un débit d'air constant (Figure 4-66) à l'admission du moteur quelque soit la charge appliquée [114].

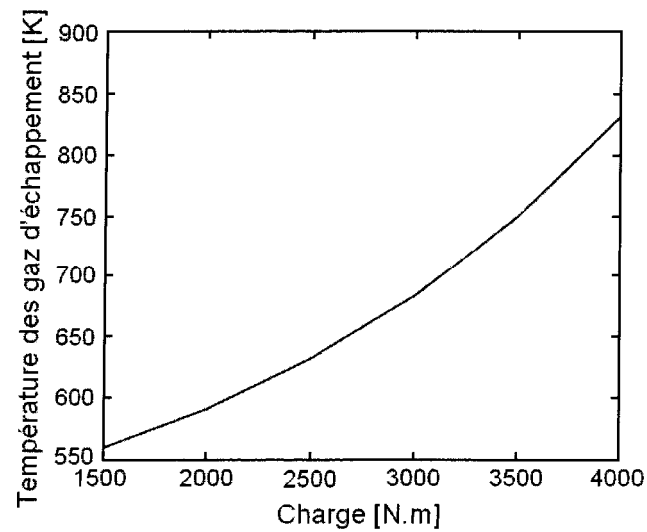


Figure 4-62 : Température des gaz à l'échappement du moteur diesel

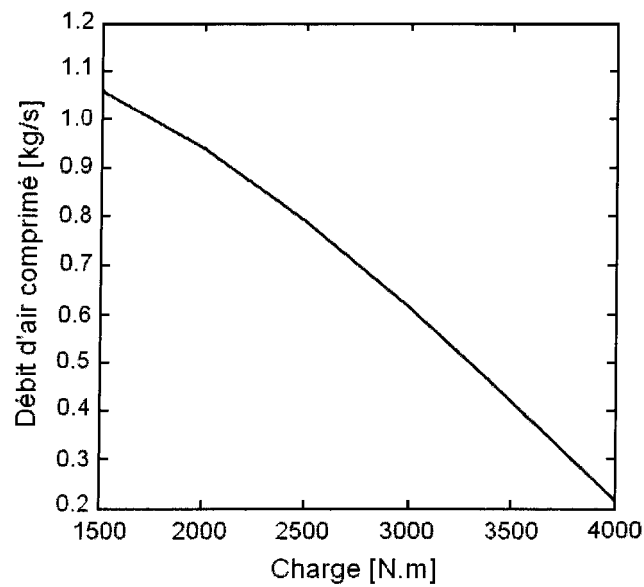


Figure 4-63 : Débit d'air comprimé injecté dans la turbine à air

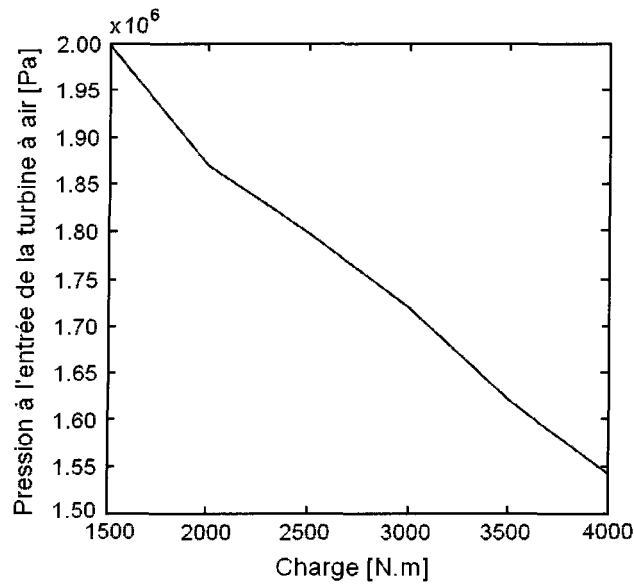


Figure 4-64 : Pression d'air comprimé à l'entrée de la turbine à air

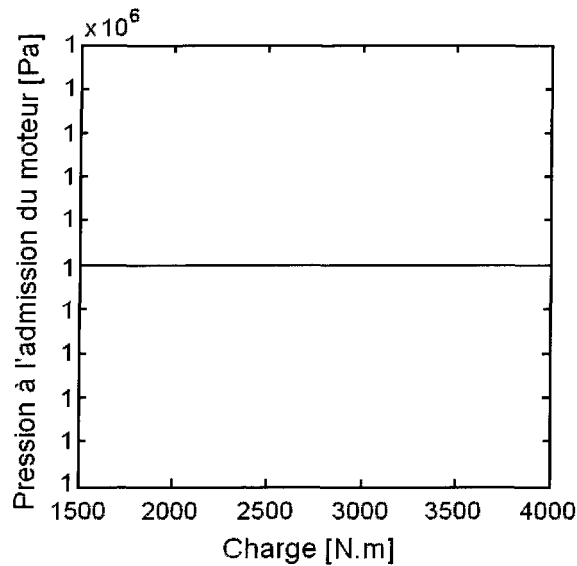


Figure 4-65 : Pression d'air à l'admission du moteur diesel

L'avantage le plus important de ce système apparaît en apportant quelques petites modifications sur le système de contrôle d'injection du carburant. Par exemple, pour une charge appliquée au moteur égale à 4000 N.m, la pompe d'injection du carburant peut diminuer graduellement la quantité du carburant injectée visant à diminuer le régime de

rotation du moteur et par conséquence sa puissance, pour pouvoir atteindre la valeur qui correspond à une charge égale à 3500 N.m. Cependant, parallèlement à la diminution du débit de fuel injecté, les vannes contrôlant le circuit d'air comprimé, venant du réservoir de stockage, augmenteront graduellement aussi leurs débit et pression jusqu'au maintien de l'équilibre entre la puissance développée par le moteur diesel et la charge initialement demandée (4000 N.m). En effet, la baisse de la puissance, due à la baisse du travail (cycle 1'-2'-3'-4'-5'-6-7-8 sur la Figure 4-67) et du régime seront compensés par le travail de la boucle inférieure, augmenté grâce à la pression élevée de l'air comprimé (cycle 1''-2''-3''-4-5-6-7-8 sur la Figure 4-67).

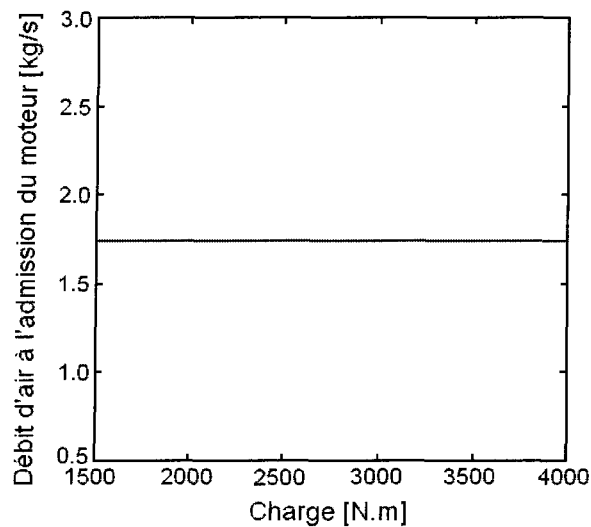


Figure 4-66 : Débit d'air à l'admission du moteur diesel

Ce nouveau cycle permettra de rétablir la pression maximale dans le cylindre à son niveau précédent, dans le cas normal du fonctionnement, qui correspondait, dans cet exemple, à la charge 4000 N.m. Malgré les pertes observées dans le travail de la boucle supérieure du cycle (1''-2''-3''-4-5-6-7-8) (Figure 4-67), la somme des aires des deux parties du cycle, supérieure et inférieure, permettra d'obtenir le même travail (1-2-3-4-5-6-7-8) que pour la charge 4000 N.m. Par conséquence, la même puissance et le même régime seront obtenus avec une baisse remarquable de la consommation du carburant puisque le taux d'élévation de pression dans le cycle régulé (partie 3''-4) est inférieur à celui obtenu dans le cycle normal

(partie 3-4)). De plus, le système qui contrôle l'injection du carburant et d'air comprimé permet de maintenir, à l'aide du gouverneur de vitesse qui relie l'arbre du moteur thermique diesel à la machine synchrone, une fréquence et tension fixes du courant électrique fourni à la charge électrique quelque soit la valeur de cette dernière²³.

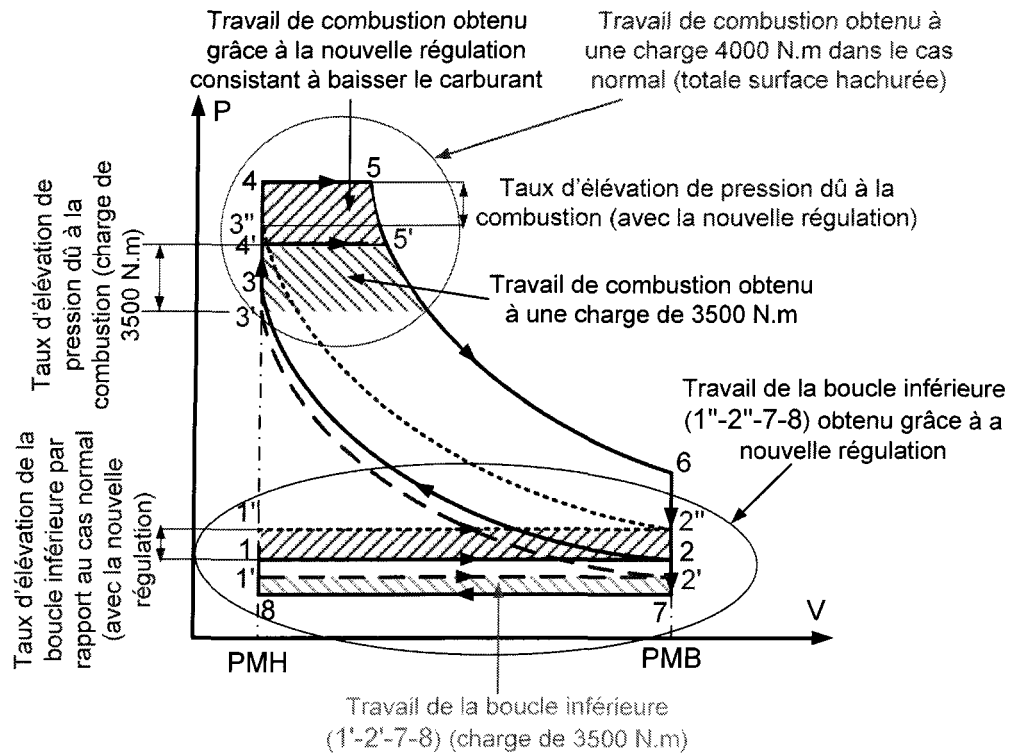


Figure 4-67 : Cycles obtenus en faisant modifier le mode de fonctionnement du moteur diesel

En appliquant cette stratégie sur l'exploitation du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé, l'économie de carburant est réalisée, surtout dans les périodes de vent faible et moyen, en poussant le diesel à fonctionner à 25-30% au lieu de 50% de son régime nominal. Cette baisse de régime est compensée par la puissance fournie par la turbine à air, ce qui permettra de maximiser la puissance du compresseur et améliorer le remplissage du diesel, sa puissance et son rendement.

²³ Ceci s'obtient en compensant la baisse de puissance et du régime de la machine thermique grâce à la puissance supplémentaire fournie par la turbine à air sur l'arbre du turbocompresseur.

9. Voies potentielles pour obtenir des gains supplémentaires²⁴

9.1. Système hybride éolien-deux diesels sans stockage d'air comprimé

Pour une performance donnée, la réduction de la cylindrée du moteur, appelée aussi le « downsizing », représente une alternative intéressante pour réduire la consommation. La suralimentation constitue l'élément clé de cette solution. Elle permet d'améliorer le remplissage du moteur et d'augmenter sa puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée). En effet, plus la cylindrée du moteur est faible, moindre sera sa consommation.

Pour mettre en évidence cet aspect qui n'est pas pris en compte par le modèle quadratique du rendement indiqué (équation 4-35) utilisé dans la modélisation simplifiée ci-dessus, il a eu recours au Logiciel SimDID²⁵ qui simule le cycle thermodynamique avec la prise en compte des pertes thermiques aux parois du cylindre.

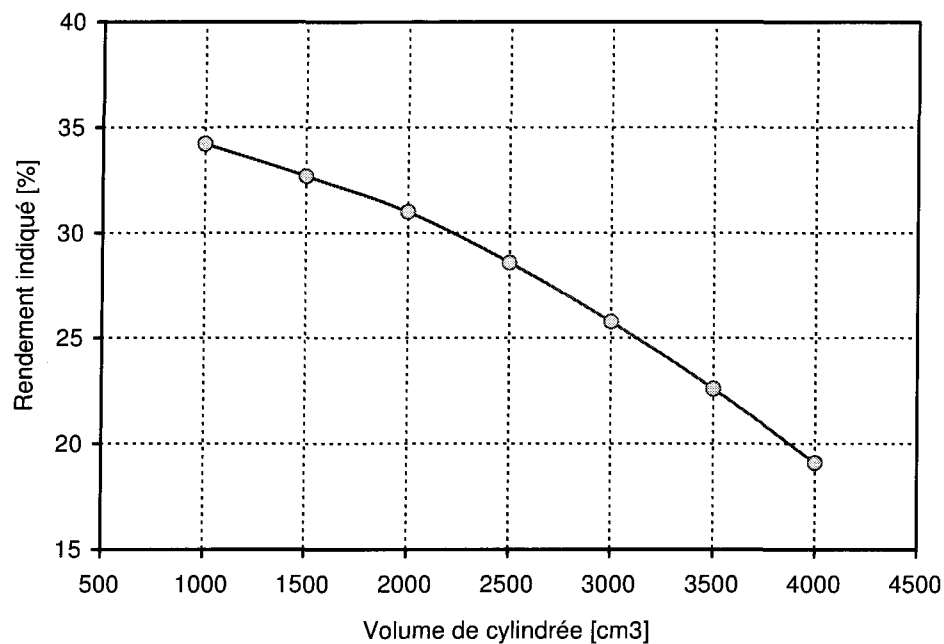


Figure 4-68 : Effet de la cylindrée sur le rendement indiqué

²⁴ Cette section a été développée par T. Basbous dont son projet faisait partie de mon projet de doctorat [113].

²⁵ Logiciel de SIMulation des cycles thermodynamiques Diesel à Injection Directe, développé par l'IFP.

En fixant le rapport (air/fuel) à la valeur 32, il est simple à remarquer sur la Figure 4-68 que le rendement indiqué, η_i , se dégrade avec l'augmentation de la cylindrée. Une baisse de l'ordre de 10% du rendement peut être observée pour un moteur diesel quand sa cylindrée est doublée et de 45% si la cylindrée devient 4 fois plus grande (1 L à 4 L). La Figure 4-69 montre ainsi que le taux maximal de diminution de la valeur de η_i en fonction de la cylindrée apparaît pour le fonctionnement avec un rapport (air/fuel) optimal. De faibles influences de la cylindrée sur le rendement indiqué peuvent être remarquées dans les zones de stœchiométrie (à gauche de Figure 4-69) et du rapport (air/fuel) élevé (à droite de la Figure 4-69)

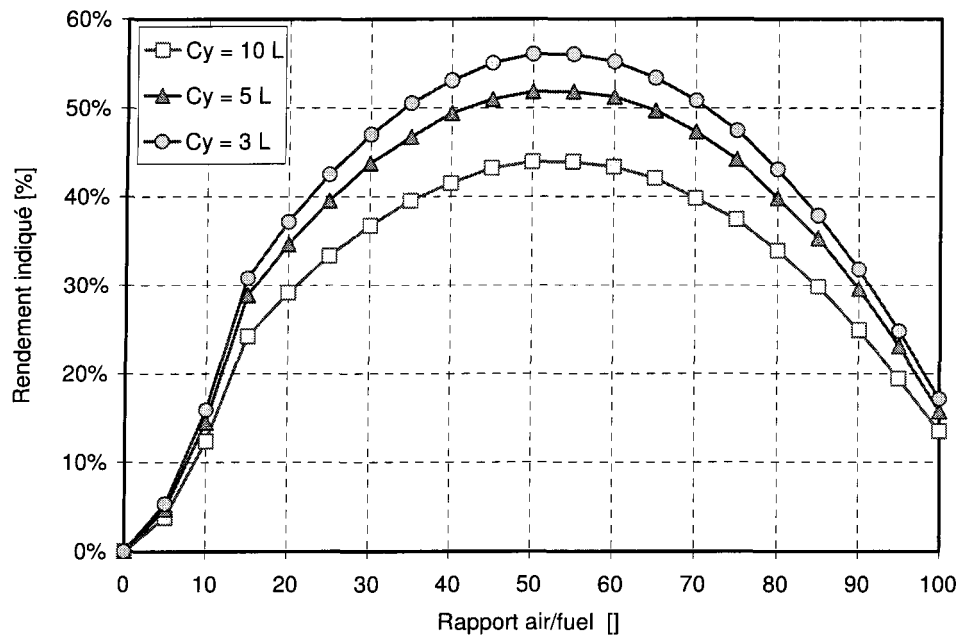


Figure 4-69 : Variation du rendement indiqué en fonction de la cylindrée et du rapport (air/fuel) du moteur diesel [112], [114]

L'explication de cet écart de rendement réside principalement dans les pertes thermiques qui sont plus importantes pour les moteurs à grande cylindrée. Une amélioration de l'ordre de 10% de rendement indiqué peut être envisagée en divisant par 2 la cylindrée du moteur.

La plupart des centrales éolien-diesel utilisent deux moteurs diesel pour profiter du fait qu'un petit moteur consomme moins qu'un grand moteur pour fournir une même puissance.

A titre d'exemple, à la place d'une centrale thermique (au diesel) de 1MW de puissance, peuvent être installés deux moteurs M1 et M2 de puissances respectives 400 kW et 600 kW. En fonction de la puissance demandée aux génératrices diesel, l'un et/ou l'autre des moteurs M1 et M2 est utilisé, comme le montre la Figure 4-70.

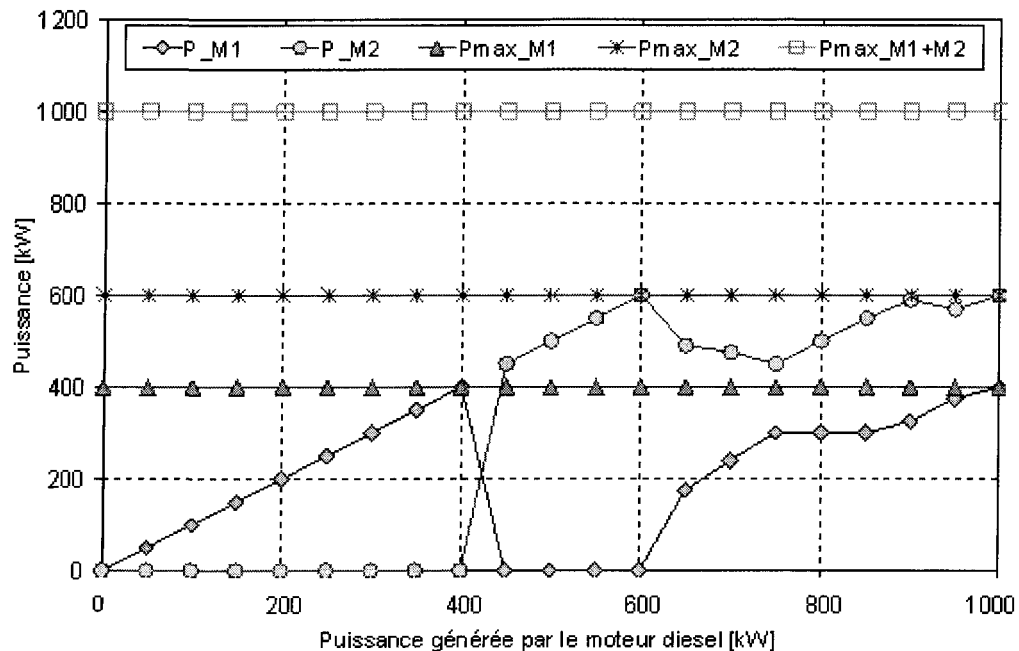


Figure 4-70 : Exemple des courbes de puissance des deux moteurs diesel [112], [114]

La stratégie du fonctionnement du système éolien-deux diesel sans stockage d'énergie sous forme d'air comprimé se résume comme suit [113], [114] :

- Pour toute puissance demandée au diesel inférieure à 400 kW, le moteur M1, seul assure la demande. Dans ce cas de fonctionnement, un gain en consommation de l'ordre de 10% à 15% peut être envisagée par rapport à l'utilisation d'un « gros » moteur de 1 MW de puissance maximale.
- Pour toute puissance demandée entre 400 et 600 kW, le moteur M2, seul assure la demande. De la même façon, un gain de consommation de 8 à 10% peut être attendu par rapport à l'utilisation d'un « gros » diesel au lieu de deux « petits ».

- Pour toute puissance demandée supérieure à 600 kW, les deux moteurs M1 et M2 fonctionnent simultanément pour assurer la demande. La répartition des charges entre M1 et M2 est le résultat d'une optimisation, et qui doit tenir compte de la condition de ne pas faire fonctionner un moteur diesel à une charge en dessous de 30% de sa charge nominale. Mais dans ce cas, et malgré l'optimisation envisageable, le bilan reste négatif par rapport à l'utilisation d'un seul moteur ayant 1 MW de puissance maximale.

La taille des moteurs M1 et M2, et par suite leur puissances maximales respectives sont le résultat d'une optimisation qui, en fonction de la distribution dans le temps de la puissance demandée au diesel, permet de maximiser le temps où seul le moteur M1 est utilisé et de minimiser les cas où les deux moteurs M1 et M2 sont utilisés simultanément. Cette optimisation pourra faire l'objet d'une étude future détaillée.

9.2. Système hybride éolien-deux diesels avec stockage d'air comprimé

La puissance spécifique d'un moteur diesel est généralement limitée par la première des trois limitations suivantes [113] :

- 1) *Le débit d'air maximal que peut admettre ce moteur* : Au-delà d'une richesse 0.7, la combustion dans la chambre du moteur se dégrade ainsi que le rendement, et des émissions excessives de fumées et des particules peuvent être observées. Cette limite en richesse, associée à la limite de perméabilité, définit la puissance maximale que peut produire le moteur. Cela peut être optimisée en utilisant un turbocompresseur adapté afin d'améliorer le remplissage en air de la chambre. Cependant, le taux de compression maximal que peut produire le compresseur, entraîné par l'énergie des gaz d'échappements détendus dans la turbine, est limité parce que cette énergie est aussi limitée, surtout à faibles charges.
- 2) *Limites liées à des contraintes thermomécaniques dans le cylindre* : Pour des fortes puissances, la pression maximale dans le cylindre augmente et peut dépasser la limite de résistance du matériau du bloc moteur et de la culasse qui sont généralement en

fonte. Cette pression maximale est de l'ordre de 180 bars dans les moteurs diesels conventionnels. Cette puissance maximale peut être augmentée en décalant le moment d'injection du carburant vers la détente, afin de réduire ce « maximum » de pression. En procédant ainsi, il y a une dégradation du rendement.

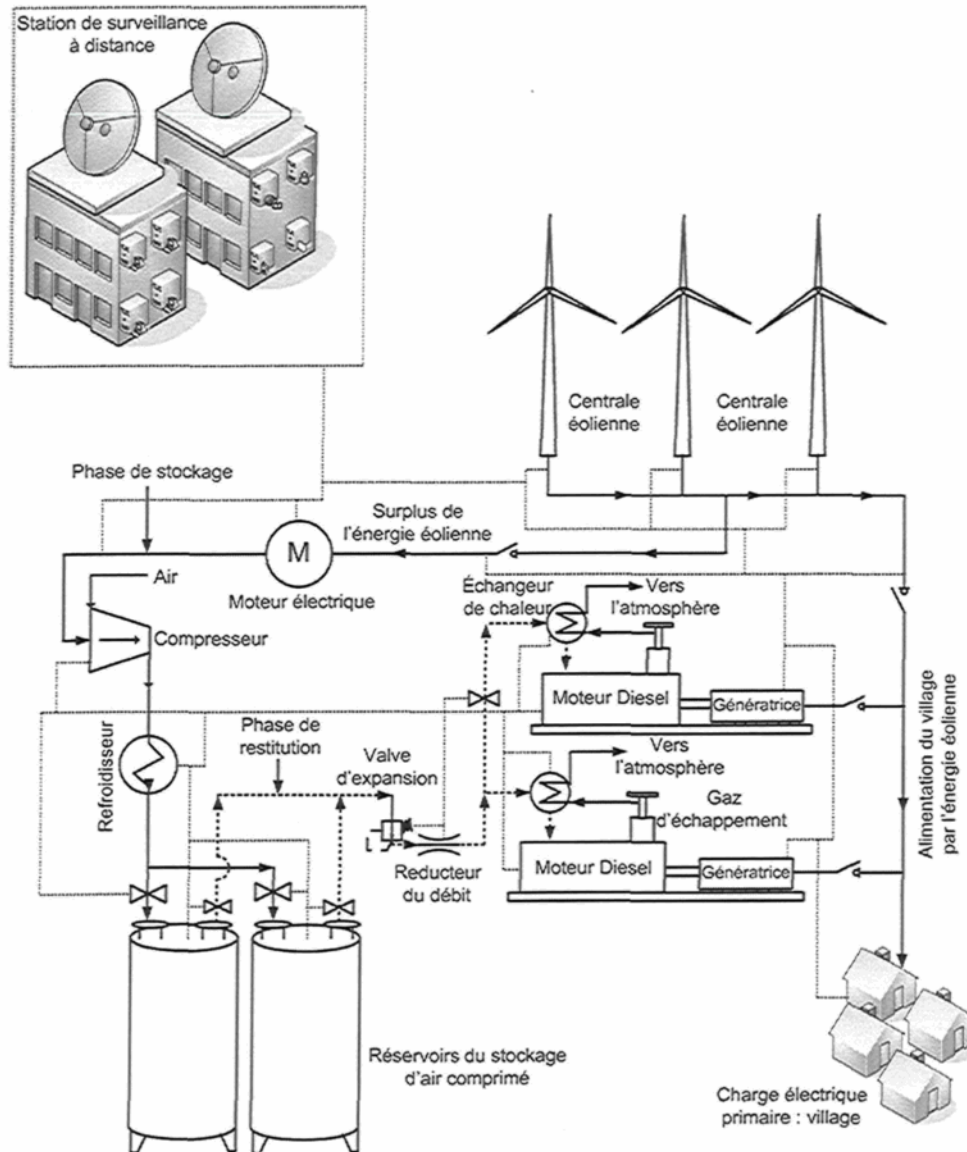


Figure 4-71 : Utilisation de deux moteurs diesels jumelés à une éolienne et un CAES

- 3) *Limites liées à des contraintes thermomécaniques à l'échappement* : Pour les fortes puissances, la température à l'échappement et à l'entrée de la turbine augmente aussi et peut dépasser la limite de résistance du matériau de cette dernière. Cette température maximale est de l'ordre de 850°C dans les moteurs diesels conventionnels.

Dans le cas où le manque d'air est le facteur limitatif du moteur diesel, la suralimentation hybride, utilisant l'air comprimé stocké, peut être utilisée pour repousser cette limite en compensant le déficit du turbocompresseur. La nouvelle limitation de la performance du moteur diesel sera donc dictée soit par le blocage sonique au niveau de la soupape d'admission, soit par les contraintes thermomécaniques dans le cylindre ou à l'échappement.

Un jumelage d'une centrale éolienne avec deux moteurs diesels peut être envisagé en les combinant avec un système de stockage de l'énergie sous forme d'air comprimé (CAES), comme le montre le schéma de principe illustré dans la Figure 4-71.

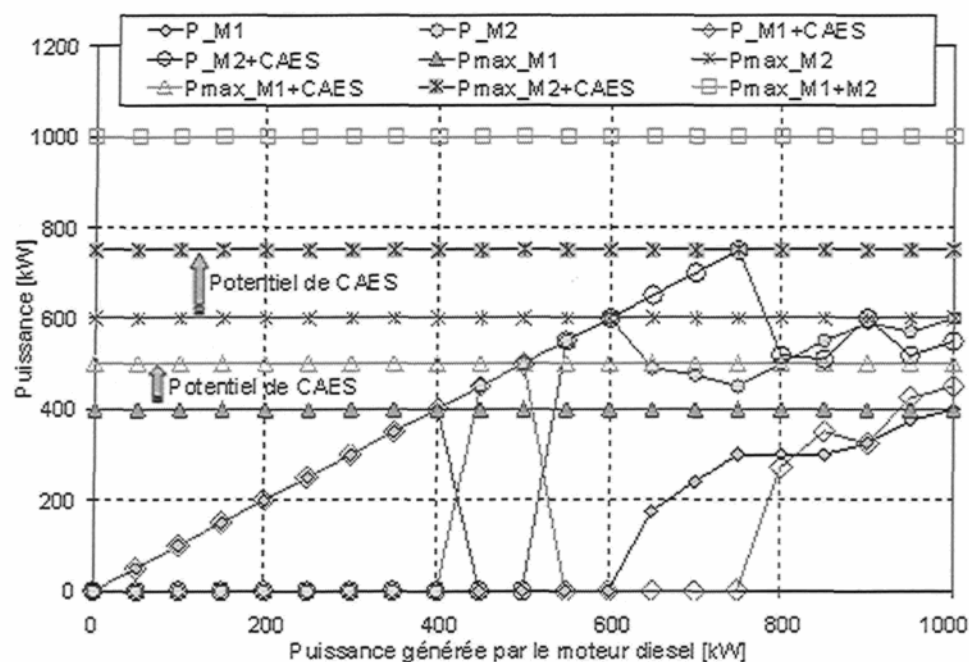


Figure 4-72 : Exemple d'utilisation de deux moteurs diesels en présence du CAES [112], [114]

La Figure 4-72 illustre le principe de l'utilisation des deux moteurs diesel en fonction de la puissance demandée. À titre de comparaison, les mêmes caractéristiques des moteurs que ceux cités dans le paragraphe 10.1 de ce chapitre ont été utilisées dans cette section. Ainsi, il a été supposé que, grâce au CAES, la puissance maximale de chacun des moteurs M1 et M2 est augmentée de 25%. Les capacités des moteurs M1 et M2 deviennent donc respectivement 500 et 750 kW. Pour les puissances, comprises entre 400 et 500 kW, le moteur M1 peut maintenant satisfaire tout seul le besoin, en réduisant ainsi la consommation par rapport au cas où cette demande est satisfaite par le moteur M2, ayant une plus grande cylindrée. De même, pour toute puissance comprise entre 600 et 750 kW, le moteur M2 peut assurer tout seul la demande, permettant ainsi un gain important par rapport au cas précédent où les deux moteurs étaient en fonctionnement [113], [114].

9.3. Fonctionnement du moteur diesel en moteur à air comprimé

Une autre solution pour réduire la consommation de carburant, consiste à faire fonctionner le moteur diesel comme un moteur à air comprimé. En augmentant artificiellement la pression d'admission (via le système de stockage d'air comprimé), la pression moyenne indiquée de la boucle thermodynamique basse pression (PMI-BP), qui est naturellement négative, (travail résistant), peut être augmentée. Celle-ci peut devenir positive et fournir une énergie motrice qui s'ajoute à celle fournie par la combustion. Le cycle thermodynamique s'inverse dans sa partie basse pression [113], [120].

La Figure 4-73 montre que l'augmentation de la pression d'admission entraîne une augmentation du travail de la boucle basse pression (PMI-BP). Cette augmentation est linéaire avec la pression d'admission. En effet, de façon approximative, la PMI-BP est égale à la différence des pressions d'admission et d'échappement ($P_{adm} - P_{ech}$).

Cependant, la pression moyenne indiquée de la boucle haute pression (PMI-HP), diminue avec l'augmentation de la pression d'admission. Ceci s'explique par une augmentation des pertes thermiques.

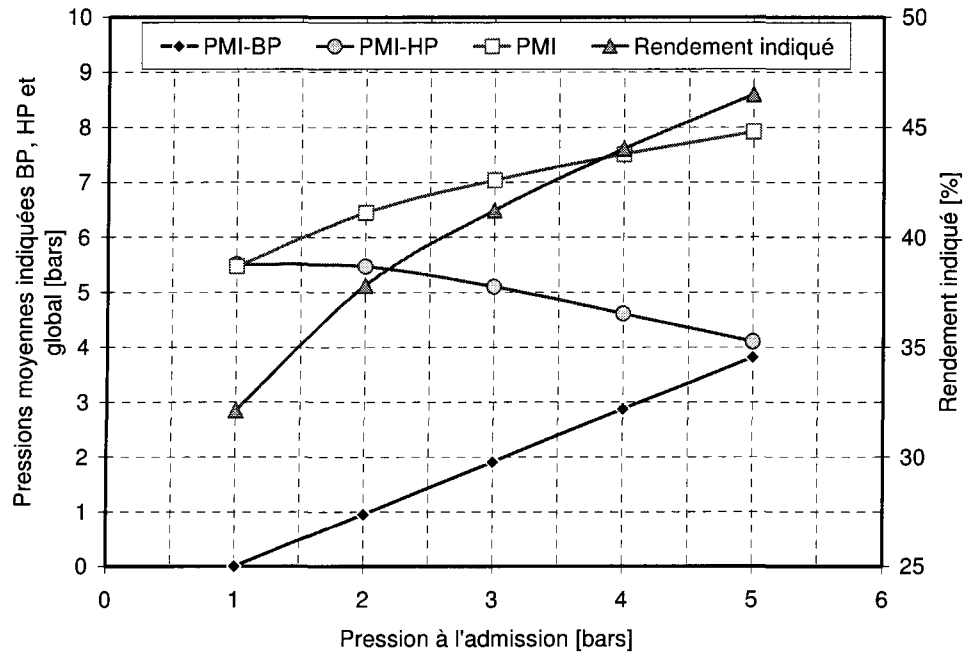


Figure 4-73 : Effet de la pression d'admission sur le rendement du moteur

Tout compte fait, le bilan de l'augmentation de la PMI-BP et de la diminution de la PMI-HP est positif car la PMI totale qui est la somme des deux valeurs augmente avec la pression d'admission. Cette augmentation de travail du cycle se fait à iso-débit de carburant, ce qui se traduit par une amélioration du rendement indiqué qui passe de 32% à 47% pour une pression d'admission augmentant de 1 bar à 5 bars.

Afin de mieux comprendre la modification du cycle thermodynamique, la Figure 4-74 illustre un aperçu du cycle thermodynamique pour les différentes pressions d'admission.

La Figure 4-74 montre la déformation du cycle thermodynamique pour les pressions d'admission artificiellement augmentées. Peut être remarqué l'élargissement de la boucle basse pression et l'inversement de son sens indiquant que le travail devient moteur. Cependant, la boucle haute pression subit un rétrécissement et un allongement qui induit une augmentation rapide de la pression maximale dans le cylindre. Cette augmentation est très inquiétante et constitue forcément une limitation de ce mode de fonctionnement. En effet, comme le montre la Figure 4-75, la pression maximale augmente linéairement avec la pression d'admission avec une pente proche de 50 [113], [114].

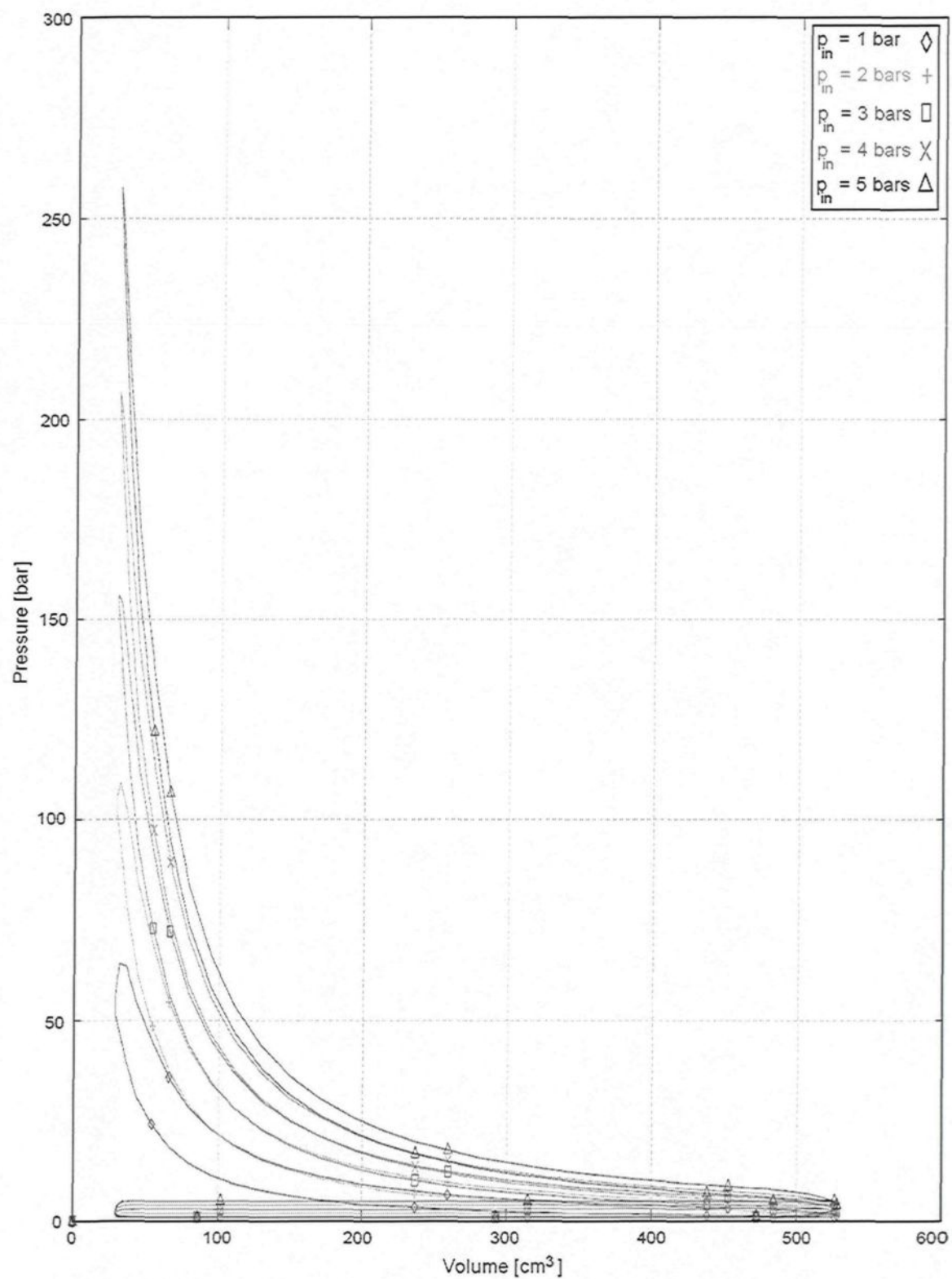


Figure 4-74 : Effet de la pression d'admission sur la forme du cycle Diesel [113]

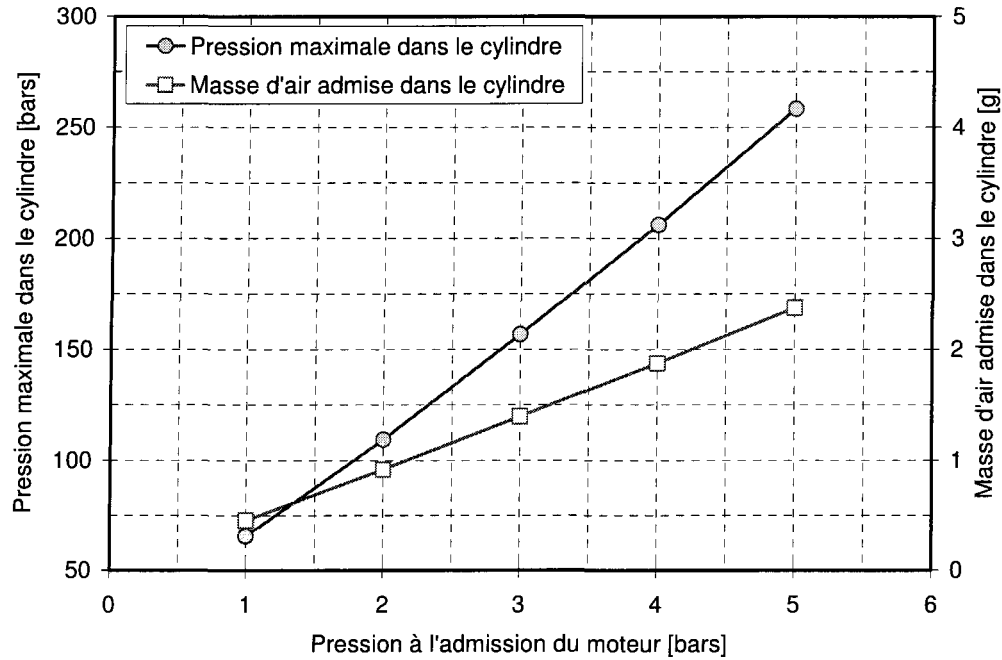


Figure 4-75 : Effet de la pression d'admission sur la pression maximale dans le cylindre et sur la masse d'air admise [113], [120]

Ceci s'explique parfaitement par la phase de compression isentropique du cycle de Beau de Rochas. L'équation 4-98 décrit la compression isentropique dans le cylindre durant la phase de compression :

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = P_1 \times \epsilon^\gamma \quad (4-98)$$

En effet, pour un taux de compression de 18 et un coefficient polytropique de 1.3, la pression en fin de compression, et avant le début de la combustion, est 43 fois la pression d'admission. Le reste de l'augmentation est fait par la combustion. Les contraintes mécaniques des moteurs imposent en général une pression maximale à ne pas dépasser dans la chambre de combustion. Pour les moteurs automobiles, cette pression maximale est de l'ordre de 180 à 200 bars. Compte tenu de la sensibilité de la pression maximale dans le cylindre à la pression d'admission, cette pression peut être vite atteinte ce qui limite l'exploitation de l'air comprimé. Cette sensibilité peut être diminuée en abaissant le taux de compression du moteur. Cependant, ceci s'accompagne par une chute du rendement thermodynamique du moteur.

Pour les faibles charges du moteur, le CAES peut être plus facilement utilisé de cette façon car l'augmentation de pression dans la chambre due à la combustion est moindre à cause d'une plus faible quantité de carburant à brûler. Le moteur peut ainsi être sollicité au maximum autorisé de sa tenue mécanique sur toute la plage d'opération, et ceci en imposant, grâce au CAES, une pression d'admission supérieure à 1 bar mais qui décroît avec l'augmentation de la charge du moteur. Un gain maximal peut donc être obtenu de cette façon.

Enfin, il est important d'optimiser, dans un futur travail, ce mode de fonctionnement d'une façon poussée et en tenant compte tous les phénomènes physiques liés à la saturation des soupapes, à la stabilité de la combustion et aux contraintes thermomécaniques du moteur.

10. Stratégie de fonctionnement proposée pour le système hybride éolien-diesel-stockage d'énergie sous forme d'air comprimé²⁶

10.1. Rappel des contraintes

Avant de définir la stratégie qui semble optimale pour le jumelage entre la centrale éolienne, le groupe électrogène et le système de stockage d'air comprimé, il sera judicieux de rappeler brièvement les contraintes qu'il faut prendre en compte lors de la définition de cette stratégie. Ces contraintes sont classées en trois types [113] :

- 1) *Contraintes Naturelles* : Liées à la vitesse du vent qui est très variable aussi bien sur une courte durée que sur une longue durée, d'où le besoin de stocker l'énergie quand il y en a trop et de la libérer quand il n'y en a pas assez
- 2) *Contrainte de prestation Client* : Liée au besoin instantané de temps de réponse nécessaire pour répondre à une chute brusque de la vitesse du vent et donc de l'énergie éolienne disponible.
- 3) *Contrainte de fiabilité* : Liée à l'usure des moteurs diesels lorsqu'ils tournent à une charge trop faible, ce qui impose qu'à la mise en marche des moteurs diesels, ceux-ci doivent au moins être chargés à 30% de leur puissance nominale.

²⁶ ²⁶ Cette section a été développée par T. Basbous dont son projet faisait partie de mon projet de doctorat [113].

10.2. Stratégie proposée

Compte tenu de toutes les contraintes citées ci-dessus et des gains potentiels obtenus, une stratégie de gestion du flux d'énergie peut être proposée en fonction de l'état de l'énergie éolienne, de la charge électrique demandée et de l'état de charge du réservoir de stockage d'air comprimé. Cette stratégie est définie de façon à maximiser le gain ou minimiser les pertes afin de contrôler efficacement tous les paramètres du système global et assurer un bon fonctionnement et une continuité d'alimentation en électricité. Les cas suivants sont notés :

10.2.1. Cas où la puissance éolienne est nulle

Dans ce cas (Figure 4-76), c'est évidemment le moteur diesel qui doit fournir tout seul la puissance demandée sachant que ce moteur ne doit pas tourner à moins que 30% de sa charge nominale. Deux cas sont distingués :

10.2.1.1. Cas où la puissance de charge est inférieure à 30% de la puissance nominale du diesel

Dans ce cas, le diesel doit de toute façon fonctionner à 30% de sa charge nominale. Le surplus d'énergie peut être utilisé pour remplir le réservoir de stockage d'air comprimé quand celui-ci n'est pas plein. Le diesel peut utiliser le CAES pour réduire sa consommation. Il n'est donc pas écarté que le diesel utilise l'énergie du CAES et réutilise son énergie excédante pour réinjecter une partie de l'air comprimé qu'il a consommé dans le réservoir. Une modélisation plus poussée permettrait de justifier ce mode de fonctionnement. Dans le cas où le réservoir de stockage d'air comprimé est plein, l'énergie excédantaire est malheureusement perdue.

10.2.1.2. Cas où la puissance de charge est supérieure à 30% de la puissance nominale du diesel

Dans ce cas, il n'y a pas d'excès d'énergie fournie par le moteur diesel qui doit fonctionner pour assurer ni plus ni moins que la demande de la consommation. Le moteur

diesel utilise l'air comprimé pour optimiser sa consommation quand le réservoir de stockage d'air comprimé n'est pas vide.

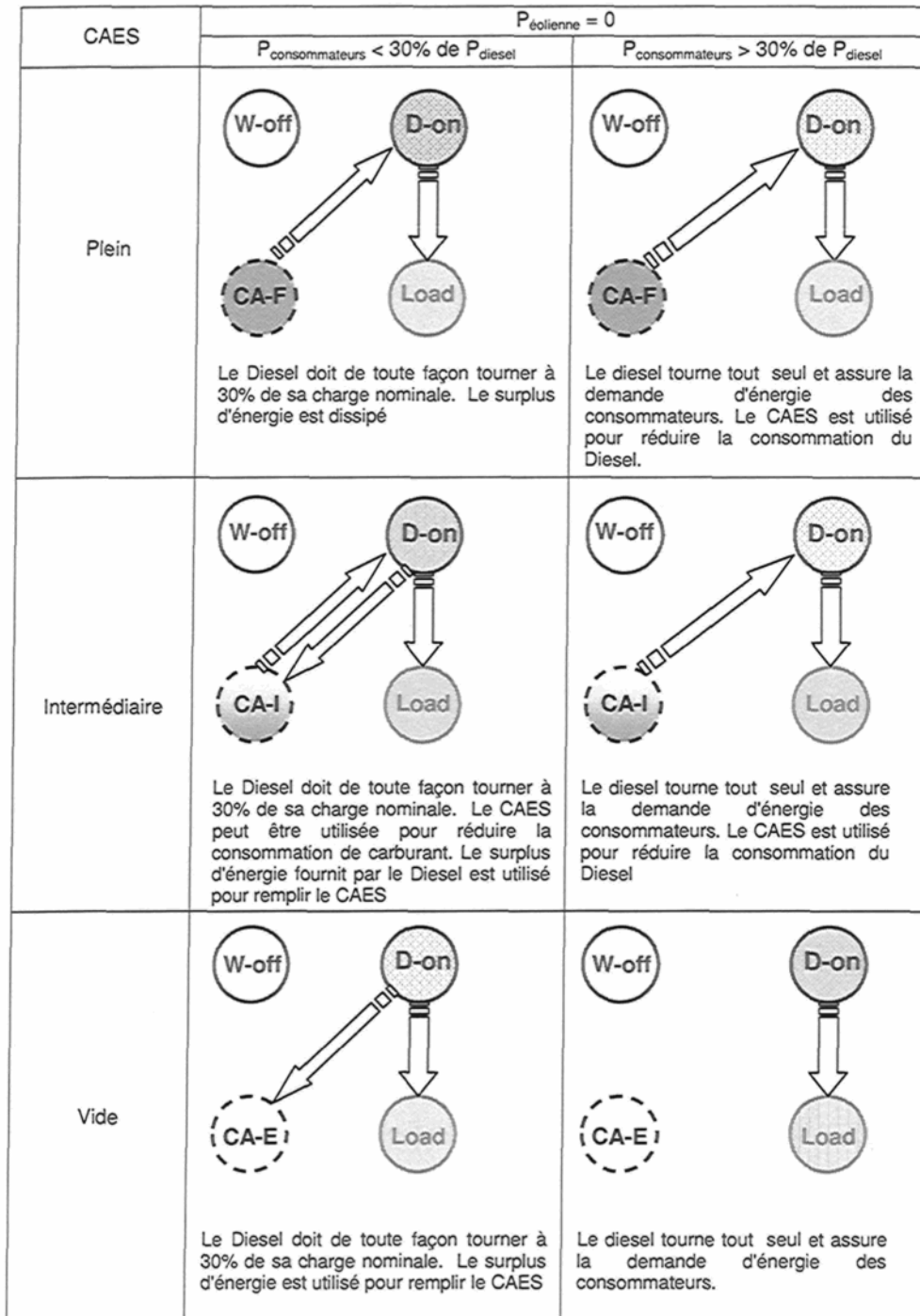


Figure 4-76 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est nulle

10.2.2. Cas où la puissance éolienne est non nulle mais inférieure à celle de la charge

Malgré l'existence d'une puissance éolienne qui peut couvrir tout le besoin des consommateurs, il n'est pas autorisé d'arrêter complètement le moteur diesel comme il était déjà expliqué. Ce moteur diesel doit rester en marche, et doit tourner à au moins 30% de sa charge nominale. Deux cas peuvent aussi être distingués (Figure 4-77) :

10.2.2.1. Cas où la puissance de charge est inférieure à 30% de la puissance nominale du diesel

Le moteur diesel doit, de toute façon, tourner à 30% de sa charge nominale, malgré l'existence de l'énergie éolienne et la faible demande des consommateurs. L'énergie éolienne et l'énergie excédantaire du diesel sont utilisées pour remplir le réservoir de stockage d'air comprimé quand celui-ci n'est pas plein.

Quand le réservoir de stockage d'air comprimé est plein, l'énergie éolienne ne peut malheureusement pas être exploitée et le surplus de l'énergie diesel est rejeté.

Enfin le CAES est bien utilisé quand il est disponible, pour réduire la consommation du moteur diesel. Il n'est donc pas écarté que le diesel utilise l'énergie du CAES et réutilise son énergie excédantaire pour réinjecter une partie de l'air comprimé qu'il a consommé dans le réservoir. Une modélisation poussée permettrait de juger l'intérêt de ce mode de fonctionnement.

10.2.2.2. Cas où la puissance de charge est supérieure à 30% de la puissance nominale du diesel

Dans ce cas, le moteur diesel tourne seulement à 30% de sa puissance nominale si la puissance éolienne peut couvrir le reste de la demande des consommateurs. Sinon, la puissance éolienne alimente en entier la charge électrique et le reste est assuré par le moteur diesel qui tourne dans ce cas à une charge supérieure à 30% de sa charge nominale. Suite à ce bilan, si un excès d'énergie éolienne existe, cet excès est utilisé pour remplir les réservoirs d'air comprimé

si ceux-ci ne sont pas pleins. De plus, le CAES est utilisé pour maximiser le rendement du moteur diesel quand les réservoirs ne sont pas vides.

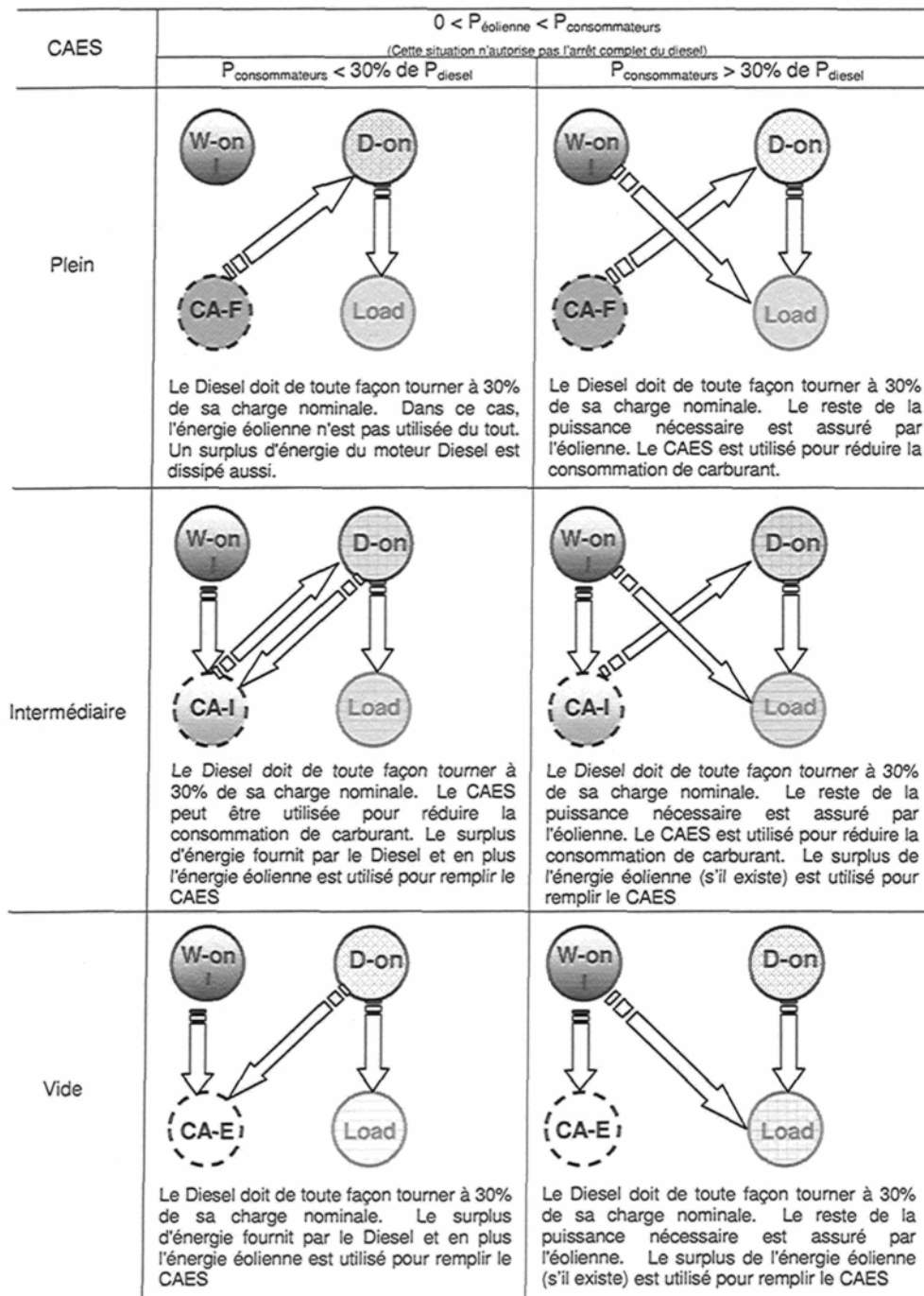


Figure 4-77 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est non nulle mais inférieure à celle de la charge

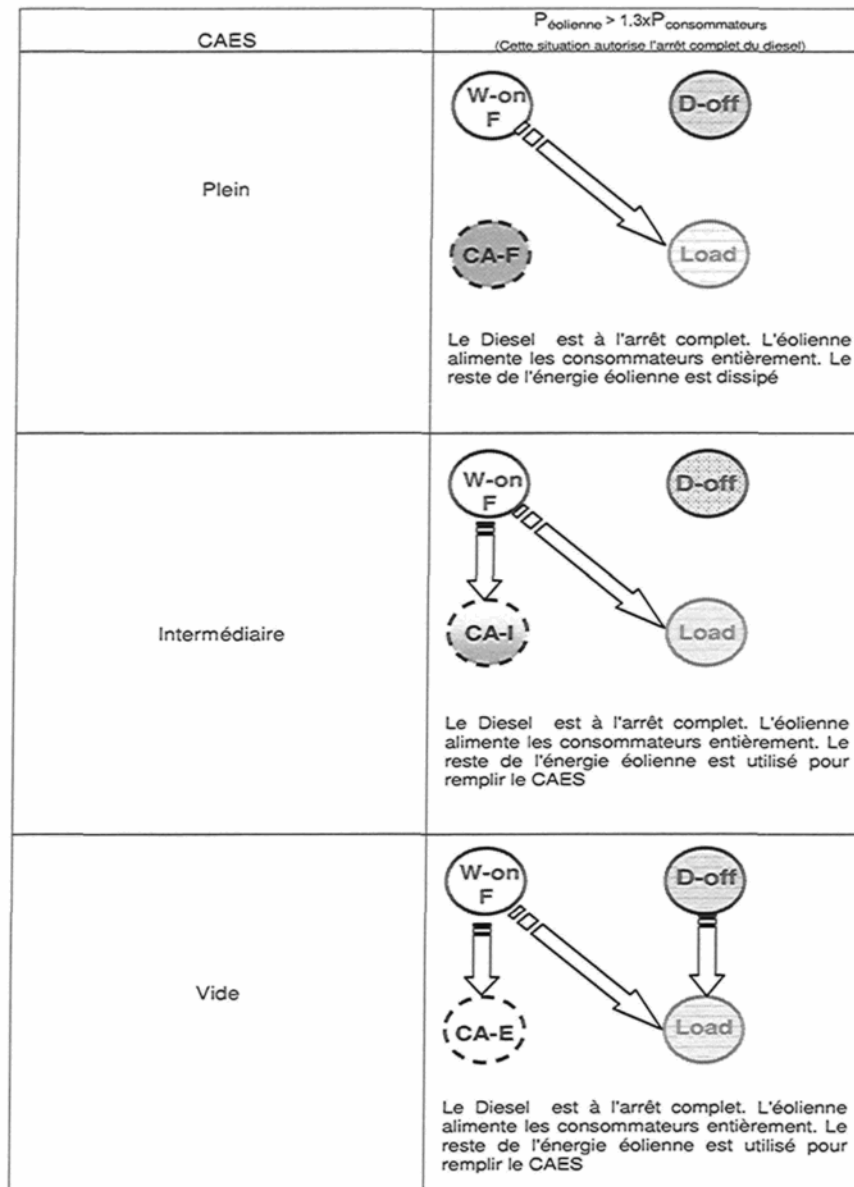


Figure 4-78 : Stratégie de fonctionnement pour le cas où la puissance éolienne est non nulle mais supérieure à celle de la charge

10.2.3. Cas où la puissance éolienne est supérieure à celle de la charge

C'est le seul cas où le moteur diesel peut être éteint complètement (Figure 4-78). L'éolienne alimente seule le réseau des consommateurs et le surplus de l'énergie éolienne est utilisé pour produire et stocker l'air comprimé quand les réservoirs ne sont pas pleins.

Enfin, les Figure 4-76 à Figure 4-79 résument la stratégie de fonctionnement du système hybride éolien-diesel-air comprimé à moyenne échelle (SHEDACME) décrite ci-dessus. La Figure 4- 80 représente le logigramme que le contrôleur l'utilise dans l'exécution de la stratégie du contrôle.










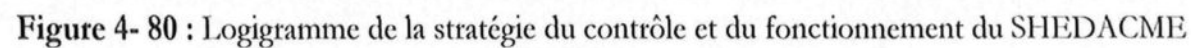
	Énergie éolienne disponible (forte) : régime du vent fort
	Énergie éolienne disponible (moyenne) : régime du vent moyen
	Énergie éolienne non disponible (faible) : régime du vent faible
	Groupe électrogène fonctionnel (régime du vent faible ou moyen)
	Groupe électrogène arrêté (régime du vent fort)
	Réservoir d'air comprimé complètement plein (suralimentation complète du moteur diesel)
	Réservoir d'air comprimé partiellement plein (suralimentation partielle du moteur diesel)
	Réservoir d'air comprimé complètement vide (pas de suralimentation du moteur diesel)
	Charge électrique alimentée par le groupe électrogène diesel, l'énergie éolienne ou les deux ensembles

Figure 4-79 : Légendes des Figure 4-76, 4-77 et 4-78 représentant la stratégie de fonctionnement du SHEDACME



11. Application sur l'exemple du site de Tuktoyaktuk

11.1. Caractéristiques du site de Tuktoyaktuk

Afin d'estimer le gain potentiel sur un site cible, les données de la charge électrique du moteur diesel sur le site du village de Tuktoyaktuk ont été récupérées. Le village de Tuktoyaktuk est un site nordique isolé situé, à des hautes latitudes, dans les Territoires du Nord-Ouest du Canada sur la côte arctique comme l'illustrent les cartes ci-dessous (Figure 4-81). Par conséquent les conditions climatiques sont considérées comme extrêmes avec une température qui, parfois, arrive à -48.9°C en hiver avec des fortes précipitations de neige ainsi que des vitesses du vent assez régulières. Ce village se caractérise par une vitesse moyenne annuelle du vent de l'ordre de 5.5 m/s à 10 m.

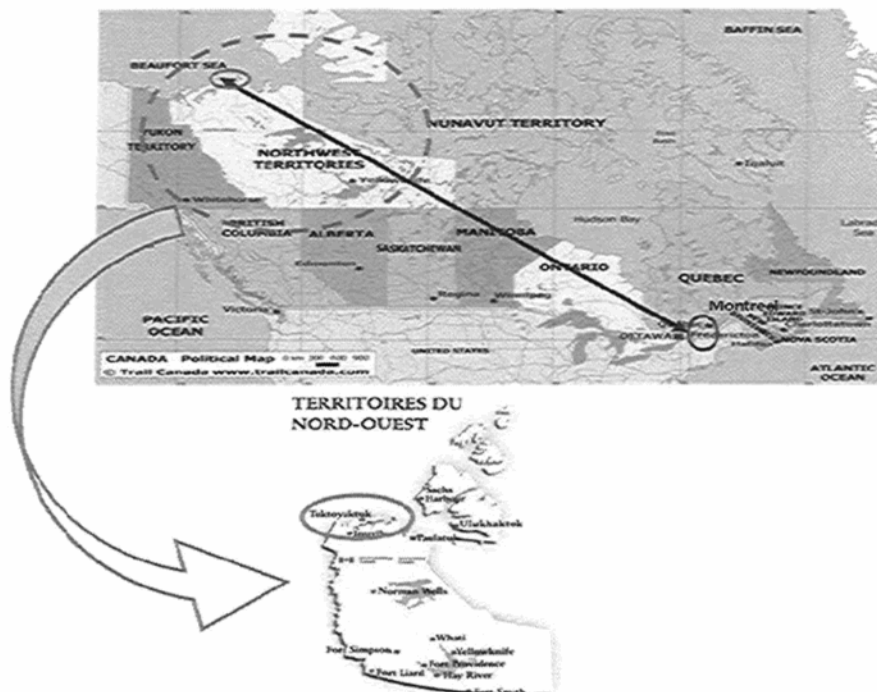


Figure 4- 81 : Cartes géographique du Canada et de Tuktoyaktuk

Pour les fins de modélisation suffisamment fine de (SHEDACME), il est nécessaire d'établir un profil horaire de la demande de puissance pour le réseau de Tuktoyaktuk (charge

électrique du village) le long d'une année. Ce profil a été obtenu pour toute l'année 2007 (Figure 4-82). Les charges électriques moyenne et maximale du village sont respectivement 506 kW et 851 kW. Initialement, le village est alimenté par de l'électricité fournie par 2 génératrices diesel de type Caterpillar 3412E, ayant chacune une puissance maximale de 544 kW à un régime nominal de rotation de 1800 tr/min. La raison pour laquelle deux moteurs diesel ont été installés sur place est qu'en cas de panne, de maintenance, d'entretien ou non disponibilité de l'un de deux moteurs, le second devrait alimenter au minimum la charge moyenne du village. La puissance totale produite par les deux moteurs diesels doit être équivalente ou supérieure à la charge maximale demandée par les consommateurs du village.

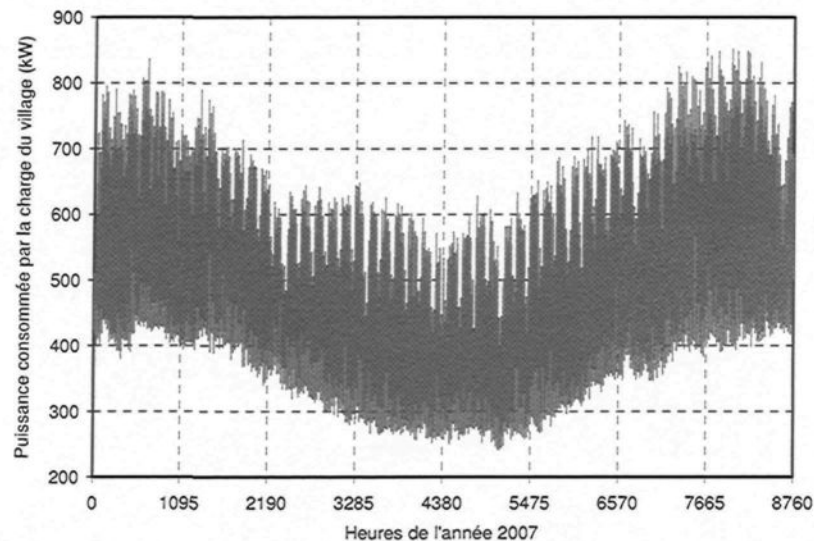


Figure 4-82 : Profil annuel de la charge du village Tuktoyaktuk en 2007

À ces générateurs a été ajoutée, après une étude approfondie des critères de choix et des contraintes du site, une centrale éolienne composée de 4 turbines éoliennes de type Enercon, ayant chacune une puissance nominale égale à 335 kW, soit une puissance totale égale à 1340 kW. La consommation du carburant, les émissions de gaz à effet de serre et les coûts d'entretien des moteurs diesel ont été estimés pour différents scénarios : diesel seul, système hybride éolien-diesel sans CAES et système hybride éolien-diesel avec CAES, et ceci au cours d'une période d'un an (année 2007). Les résultats obtenus sont présentés dans les Figure 4-83 à Figure 4-91.

11.2. Profils énergétiques des différents composants du SHEDACME

Les Figure 4-83 et Figure 4-84 représentent le profil de la vitesse moyenne mensuelle du vent corrigée à la hauteur du moyeu des éoliennes, le profil de la charge électrique mensuelle du village, les variations de la puissance fournie par les éoliennes, les variations de la puissance fournie par les génératrices diesel avant et après l'hybridation avec les éoliennes, la fréquence du fonctionnement du diesel après l'hybridation et les profils de la puissance destinée au stockage et absorbée par le compresseur et ceci pour la stratégie d'exploitation du SHEDACME décrite dans le paragraphe 10 de ce chapitre [148].

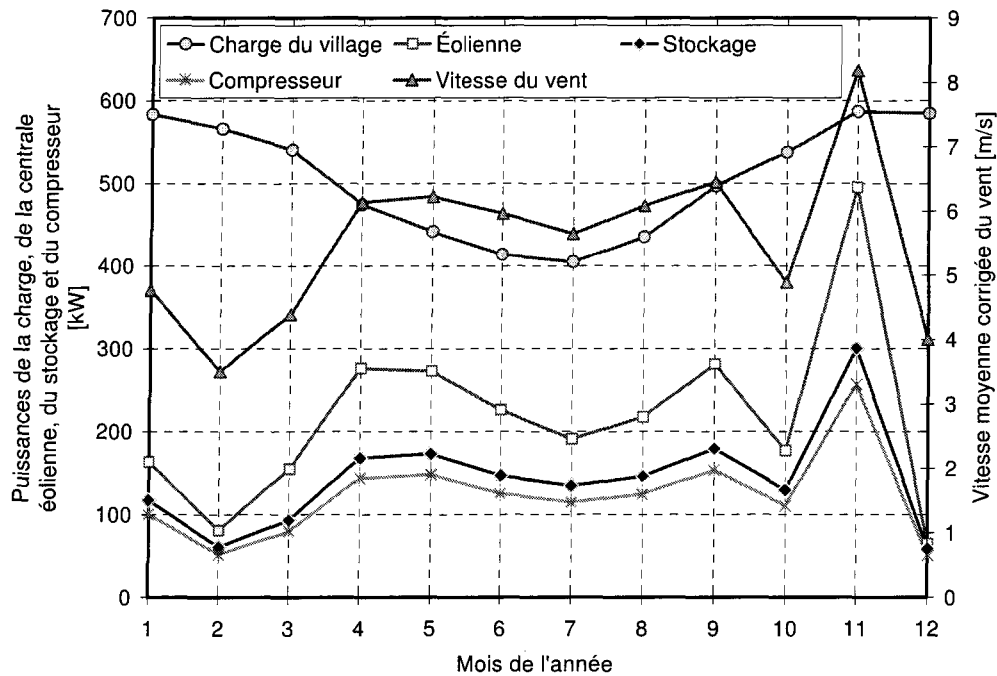


Figure 4-83 : Profils de la vitesse du vent, de la charge électrique et des puissances consommées et générées

Ces figures montrent que la consommation maximale du village se produit durant les saisons d'automne et d'hiver due à l'augmentation de la charge électrique correspondant au chauffage. Malheureusement, la vitesse du vent la plus élevée est enregistrée durant les saisons de printemps et d'été où la consommation d'électricité diminue en moyenne d'environ 200 kW par rapport à celle de l'hiver. La fréquence moyenne d'opération mensuelle des diesels, après

l'hybridation avec les éoliennes, est d'environ 650 heures, soit 7800 heures par année. C'est un chiffre trop élevé et ne permet pas de réaliser une économie remarquable.

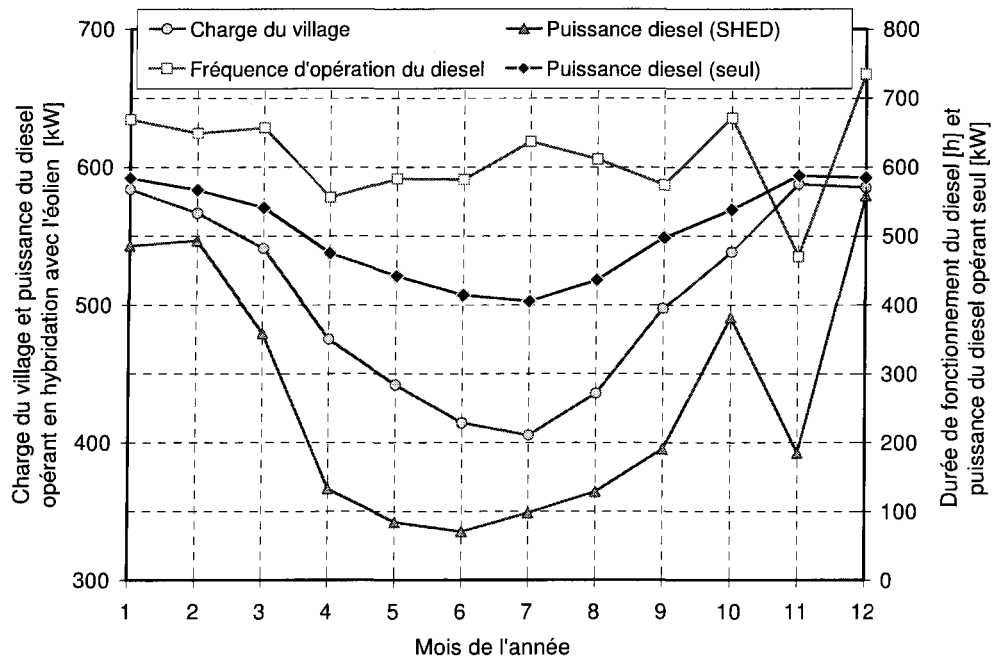


Figure 4-84 : Profils de la charge électrique, de puissance générée par le diesel et de sa fréquence d'opération

11.3. Fréquence d'opération du diesel selon le mode de suralimentation

En hybridation avec la centrale éolienne et le système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé, les génératrices diesel peuvent fonctionner, selon la disponibilité de l'air comprimé stocké, selon les trois modes suivants :

1. Diesel en arrêt complet
2. Diesel fonctionnent sans suralimentation par le CAES
3. Diesel fonctionnent avec suralimentation par le CAES

La Figure 4-85 représente la fréquence du fonctionnement des moteurs diesels selon leur mode de suralimentation. Cette figure montre que l'hybridation permet le fonctionnement des moteurs diesel suralimentés par l'air comprimé stocké durant 3608 heures (41%) en exploitant le système selon une stratégie qui donne la priorité aux diesels et vise le stockage de l'énergie

éolienne durant les périodes de vent moyen ou faible. Cependant, durant 3786 heures (43%), les diesels fonctionnent en mode sans CAES et ils sont arrêtés durant le reste de l'année (1366 heures) [148].

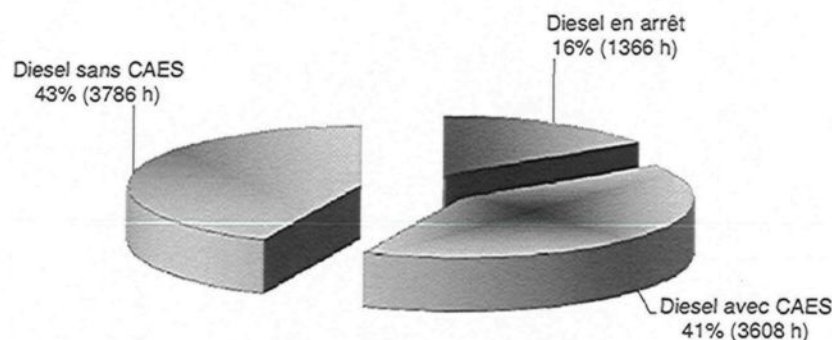


Figure 4-85 : Fréquence du fonctionnement des moteurs diesels en fonction de la suralimentation

11.4. Fréquence d'opération de la centrale diesel

L'hybridation entre la centrale éolienne et les moteurs diesels, influence fortement l'utilisation des deux moteurs et leur durée du fonctionnement simultané. Trois cas peuvent être distingués selon la stratégie d'exploitation :

1. Diesels arrêtés
2. Un seul moteur diesel opérationnel
3. Deux moteurs diesels opérationnels

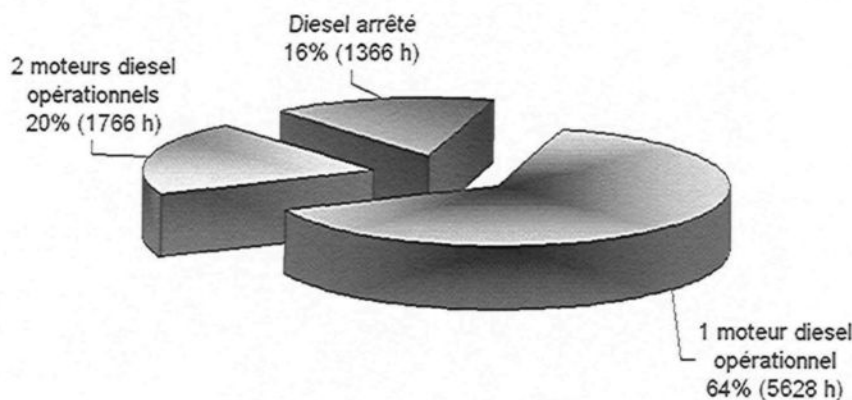


Figure 4-86 : Fréquence du fonctionnement des moteurs diesels associés à la centrale éolienne

La Figure 4-86 montre la fréquence d'opération des moteurs diesels après l'hybridation avec les turbines éoliennes. Il est évident que le nombre d'heures du fonctionnement des moteurs diesels dépend fortement de la disponibilité de la puissance éolienne et du niveau de la charge électrique du village. Durant l'année 2007, l'hybridation proposée aurait permis le fonctionnement d'un seul moteur durant 5628 heures (64%), de deux moteurs durant 1766 heures (20%) et d'arrêter les génératrices diesels environ 1366 heures (16%).

11.5. Fréquence d'opération des deux moteurs diesels

Selon la valeur de la charge, la présence du vent et la disponibilité du CAES, le SHEDACME peut fonctionner selon les 3 modes suivants :

1. Diesel seul
2. Système hybride éolien-diesel (SHED) sans suralimentation par l'air comprimé stocké (CAES)
3. Système hybride éolien-diesel (SHED) avec suralimentation par l'air comprimé stocké (CAES)

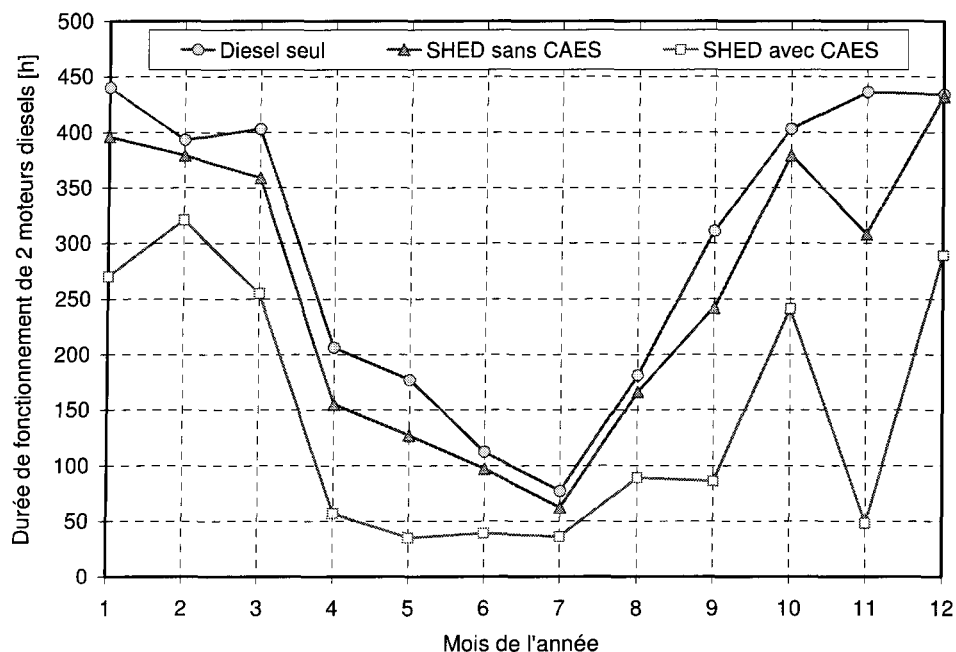


Figure 4-87 : Fréquence d'opération de 2 moteurs diesels associés à la centrale éolienne

La Figure 4-87 représente la durée du fonctionnement des deux moteurs diesels en tenant compte du mode de fonctionnement : diesel seul, SHED sans CAES ou SHED avec CAES). Il est intéressant de remarquer que la durée du fonctionnement de deux moteurs diesels dépend de la saison (plus grande durant l'hiver et faible durant l'été). Ainsi, l'hybridation seule entre l'éolien et le diesel ne permet pas une diminution remarquable de la durée d'utilisation des 2 moteurs comme le permet le SHED accompagné d'un stockage d'énergie sous forme d'air comprimé.

11.6. Analyse du fonctionnement du SHEDACME pour l'électrification du site de Tuktoyaktuk

Pour pouvoir estimer l'intérêt économique du SHEDACME proposé pour l'alimentation en électricité du village de Tuktoyaktuk, il est indispensable de comparer la consommation du carburant ainsi que la fréquence du fonctionnement de chacun des deux moteurs et ceci selon les trois modes d'alimentation (diesel seul, éolien-diesel sans CAES et éolien-diesel-CAES). Ceci permet, de déterminer l'efficacité et la performance de la stratégie d'exploitation proposée selon le mode de fonctionnement le plus économique.

11.6.1. Comparaison de la consommation du carburant

La Figure 4-88 représente la consommation mensuelle du carburant le long de l'année 2007. Il est évident que le moteur diesel, fonctionnant seul, sans hybridation avec l'énergie éolienne, va consommer plus du carburant et surtout durant la saison d'hiver. Cependant, l'utilisation du système hybride éolien-diesel sans CAES pour alimenter en électricité le village permet de réaliser une économie du carburant intéressante et qui varie de 3000 litres (valeur minimale) durant le mois février jusqu'à 36000 (valeur maximale) durant le mois novembre. Un SHED avec CAES permet d'augmenter cette économie d'une façon très significative, la quantité minimale du carburant évitée est d'environ 10000 litres (mois de février) et la quantité maximale évitée est de 53000 litres durant le mois de novembre [149].

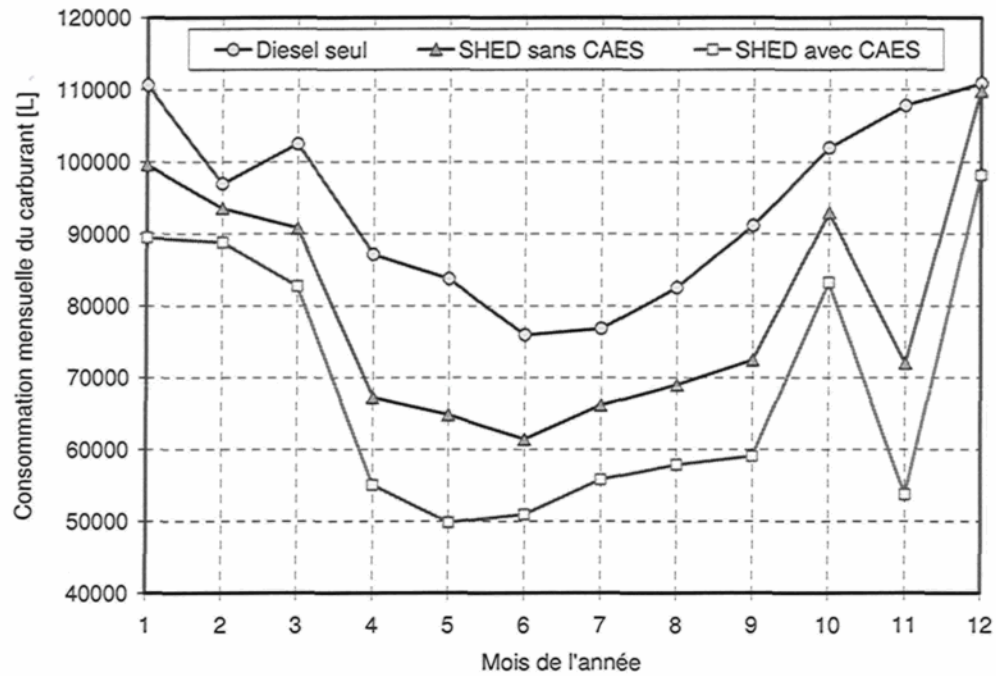


Figure 4-88 : Comparaison de la consommation mensuelle du carburant

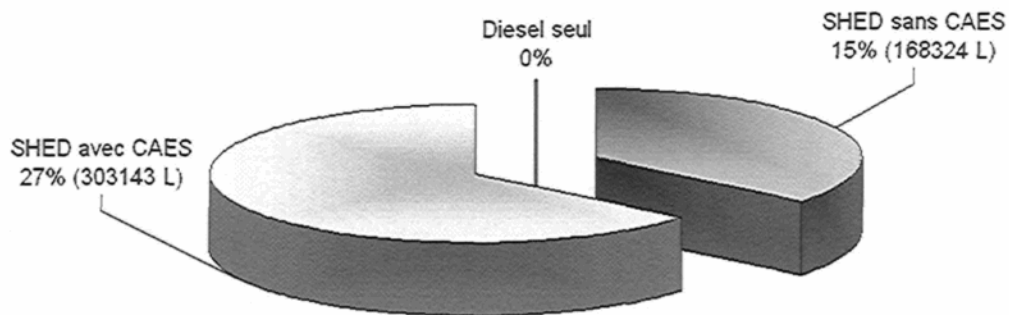


Figure 4-89 : Économie obtenue grâce à la quantité du carburant évitée

La Figure 4-89 représente l'économie annuelle obtenue grâce à la quantité de carburant évitée suite à l'utilisation de l'air comprimé stocké pour suralimenter davantage les moteurs diesels. L'hybridation entre l'éolien et les diesels sans CAES permet d'éviter annuellement environ 168324 litres de carburant (15% d'économie). Ce taux augmente jusqu'à 27% (303143 litres), si le système hybride éolien-diesel est associé avec le stockage d'air comprimé.

Les diminutions de la consommation du carburant s'accompagnent de diminutions proportionnelles des émissions de gaz toxiques et de gaz à effet de serre. L'économie de carburant obtenue à la fin d'une année d'exploitation du SHEDACME au village de Tuktoyaktuk permet d'éviter l'émission de 848.8 tonnes de CO₂ qui est l'équivalent à la quantité émise par 167 automobiles et camions légers qui roulent 15000 km par année.

Enfin, ces résultats démontrent l'aspect écologique du SHEDACME, son énorme potentiel économique et l'effet bénéfique qu'aurait l'installation d'un tel système à tous les niveaux s'il serait appliqué sur toute l'échelle des réseaux autonomes aux sites isolés.

11.6.2. Comparaison selon la durée de fonctionnement de chacun de deux moteurs

La Figure 4-90 présente la durée du fonctionnement de chacun des deux moteurs selon les trois modes d'exploitation (diesels seuls, SHED sans CAES, SHED avec CAES). Sans l'hybridation avec l'énergie éolienne, un des moteurs doit fonctionner durant toute l'année tandis que le deuxième n'opère que durant 3573 heures. Cependant, l'association de la génératrice diesel à la centrale éolienne permet de diminuer près de 15,6% les heures de fonctionnement du premier moteur et environ 13% pour le deuxième moteur. L'ajout d'un système de stockage sous forme d'air comprimé n'affecte pas la fréquence d'opération du premier moteur. L'effet du CAES apparaît sur la durée du fonctionnement du deuxième moteur qui passe à 1766 heures, une réduction d'environ 50% comparée à celle obtenue en mode diesels seuls et près de 43% comparée au mode du SHED sans CAES.

L'économie obtenue en diminuant les coûts de maintenance et d'opération, due à la diminution de l'utilisation de deux moteurs diesels, est représentée sur la Figure 4-91. Il est évident que sans hybridation avec les turbines éoliennes, aucune réduction du coût d'entretien ne peut être réalisée. L'hybridation entre l'éolien et les diesels sans CAES permet de diminuer les coûts de maintenance près de 13%. Ce taux augmente jusqu'à 51%, si le système hybride éolien-diesel est associé avec le stockage sous forme d'air comprimé. Il est important de mentionner que la suralimentation du moteur diesel par l'air comprimé stocké permet de faire fonctionner un seul moteur diesel quelque soit le niveau de la charge électrique du village. Par

contre, une permutation entre les deux moteurs suralimentés sera nécessaire pour éviter le blocage de certaines pièces mécaniques mobiles du moteur.

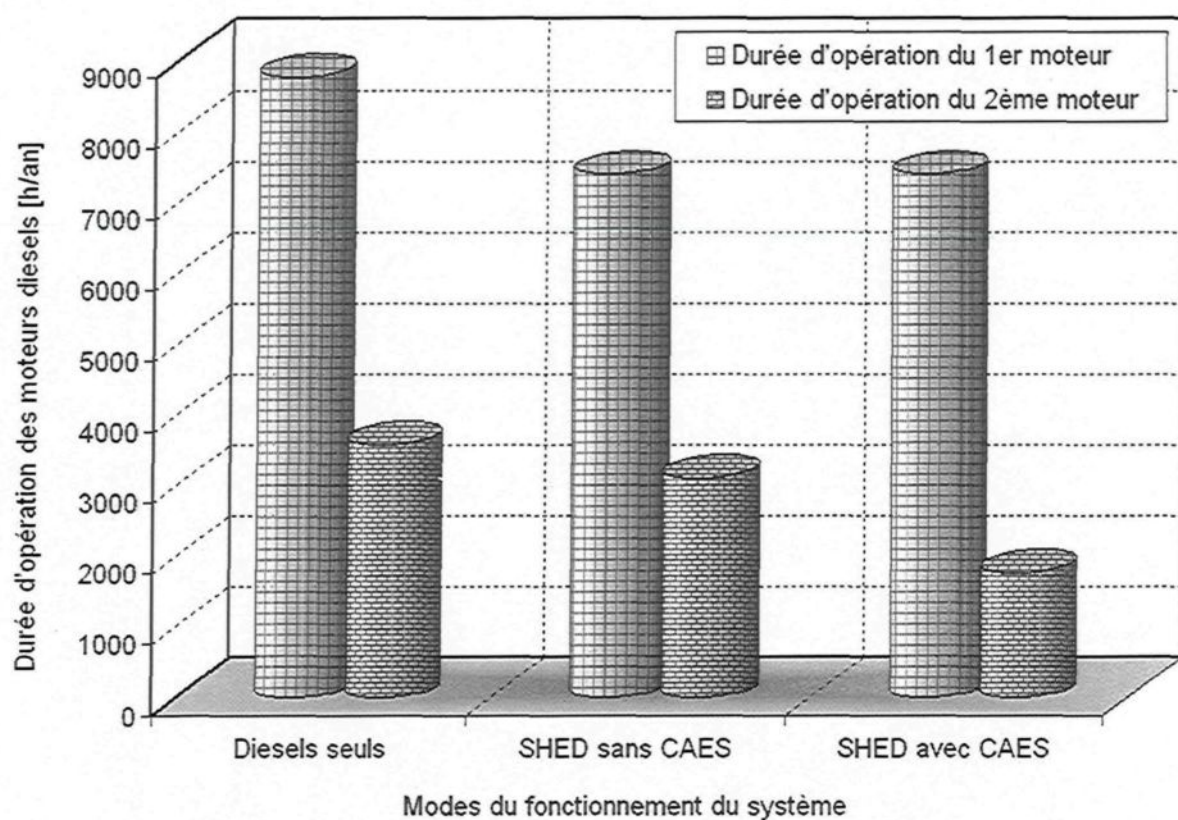


Figure 4-90 : Fréquence de fonctionnement annuelle de chaque moteur pour les trois modes du fonctionnement

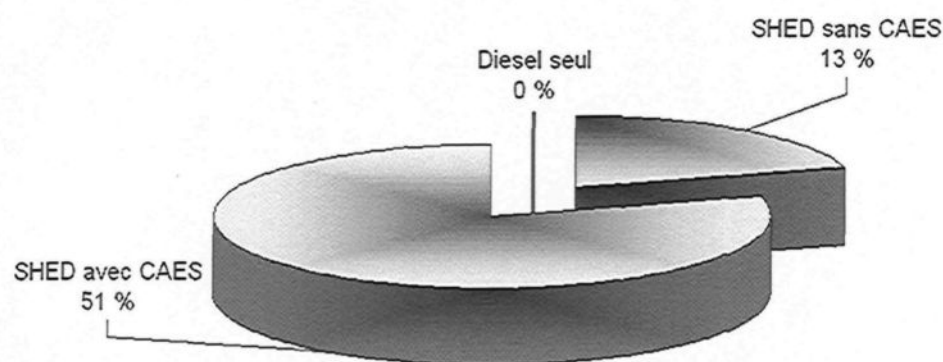


Figure 4-91 : Économie obtenue grâce aux heures d'opération et de maintenance évitées

CHAPITRE V

BANC D'ESSAIS D'UN MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ PAR L'AIR COMPRIMÉ STOCKÉ

1. Description globale du banc d'essais

Un banc d'essais expérimental a été construit pour valider les résultats théoriques de la modélisation du système de suralimentation supplémentaire dans le cadre d'un système hybride éolien-diesel-air comprimé à moyenne échelle. Les recommandations d'une étude préliminaire ont conduit à l'achat d'une génératrice entraînée par un moteur diesel atmosphérique non suralimenté. Ceci permet d'utiliser un ensemble des charges résistives branchées à la génératrice à la place d'une charge mécanique extérieure (freins hydrauliques par exemple) sur l'arbre du moteur. De plus, le choix d'un moteur diesel non suralimenté nécessite de déterminer le type et la taille du turbocompresseur qui pourrait être adapté à l'admission et à l'échappement du moteur. Un avantage de ce choix est la possibilité de réaliser de différents essais en faisant fonctionner le moteur, d'abord comme un moteur atmosphérique, puis comme un moteur suralimenté par turbocompresseur et, enfin, comme un moteur suralimenté avec de l'air comprimé stocké (suralimentation hybride ou supplémentaire).

La génératrice diesel choisie, modèle KCG-5000DES de King Canada, est de 4.5 kW de puissance électrique (7.35 kW de puissance thermique) avec un système de démarrage électrique et une vitesse sans charge d'environ 3600 tr/min. Elle est montée sur une base mobile pour faciliter le transport (Figure 5-1 et Figure 5-2). Les caractéristiques complètes du moteur se trouvent dans l'Annexe III.



Figure 5-1 : Génératrice diesel KCG-5000DES initialement sans turbocompresseur

Le moteur est initialement non équipé par un turbocompresseur. À cet effet, un banc d'essai a été réalisé pour l'adapter aux conditions du protocole d'expériences prévues. Ce banc d'essai (Figure 5-2) comprend le moteur accouplé à la génératrice, un turbocompresseur installé sur le moteur, des chaînes de mesure des paramètres moteur et un système d'acquisition rapide des données.



Figure 5-2 : Image montrant la génératrice modifiée et accouplée aux boîtes de résistance (charge électrique) pour des tests préliminaires

Le choix du turbocompresseur approprié exige la prise en compte de certains facteurs comme la taille du moteur, l'application visée et les performances désirées. La puissance désirée est le critère le plus important parmi les trois critères cités précédemment parce qu'elle est généralement proportionnelle au flux d'air et de carburant dont le choix du turbocompresseur dépend fortement.

Une étude a été réalisée dans le cadre d'un sous-projet lors de la conception du banc d'essais dont l'objectif était de déterminer les caractéristiques du turbocompresseur pouvant être adapté au moteur [150]. Les hypothèses et données suivantes ont été prises en considération :

- Puissance désirée du moteur diesel suralimenté : $P_{DE_TC} = 14.9 \text{ kW} = 20 \text{ hp}$
- Cylindrée du moteur, $C_{y_DE} = 0.406 \text{ L}$
- Le régime de rotation maximal : $N_{DE} = 3600 \text{ tr/mn}$
- Les conditions de température et de pressions sont celles ambiantes.

Cette étude a démontré que le débit d'air minimum nécessaire pour obtenir la puissance désirée est d'environ 0.0166 kg/s ainsi que la pression correspondante à la sortie du compresseur est d'environ 1.44 bars. À cette pression, des pertes de charge dues à l'écoulement de l'air à travers le collecteur d'admission et estimées à environ 1psi (égale à 0.068 bars) ont été ajoutées. La pression d'air à la sortie du compresseur devient alors égale à 1.508 bars.

En prenant en considération la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et qui occasionne aussi des pertes de pression estimées à 1 psi (0.068 bars), la pression à l'entrée du compresseur est égale à 0.932 bars au lieu de 1 bar (pression atmosphérique). Le taux de compression minimum du turbocompresseur, défini comme le rapport entre la pression de refoulement et celle à l'admission du compresseur, sera donc égal à 1.618.

Sachant que le débit d'air et le rapport de compression sont connus, le recours aux graphiques de compression (« compressor map ») de différents turbocompresseurs sera la solution pour déterminer celui qui est le mieux adapté au moteur. Les recherches parmi les turbocompresseurs de marque Garrett ont mené à choisir le turbocompresseur de type

GT1241 (Figure 5-3) dont les caractéristiques se retrouvent à l'Annexe III. Ce turbocompresseur est équipé d'une « wastegate ». C'est une valve qui contrôle le débit des gaz d'échappement traversant la turbine et qui permet au moteur de fonctionner en mode suralimenté ou non suralimenté par le turbocompresseur.

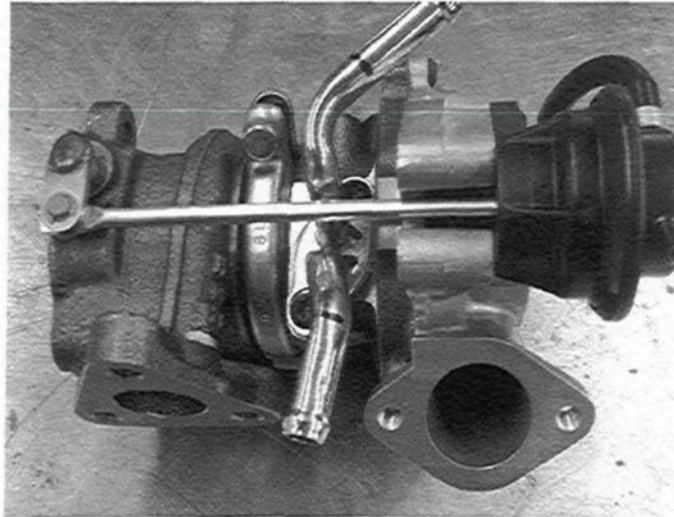


Figure 5-3 : Photo montrant le turbocompresseur adopté de type GT1241-756068

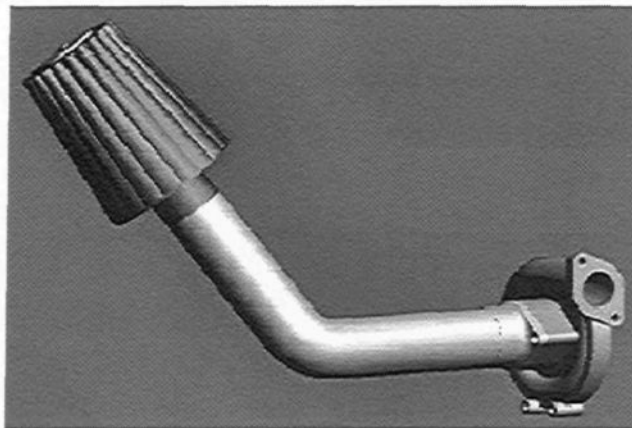


Figure 5-4 : Le filtre à air (en bleu), l'entrée du compresseur et la chambre du compresseur

Le raccordement pour l'entrée de la turbine, qui est couplée au collecteur d'échappement du moteur, est fourni par la compagnie Garrett. Par contre, le raccordement pour l'entrée du compresseur a été fabriqué selon le schéma de la Figure 5-4. Quant au collecteur d'admission,

qui raccorde la sortie du compresseur à l'entrée du moteur, il a été fabriqué suivant les schémas des Figure 5-5, Figure 5-6 et Figure 5-7. L'échangeur intermédiaire de chaleur n'est pas présent sur ces figures. La fabrication du raccord d'admission doit prendre en considération que la température à l'entrée du moteur (sortie du collecteur) peut atteindre 54°C avec refroidissement de l'air et les pertes de charges ne doivent pas dépasser le 1 psi.

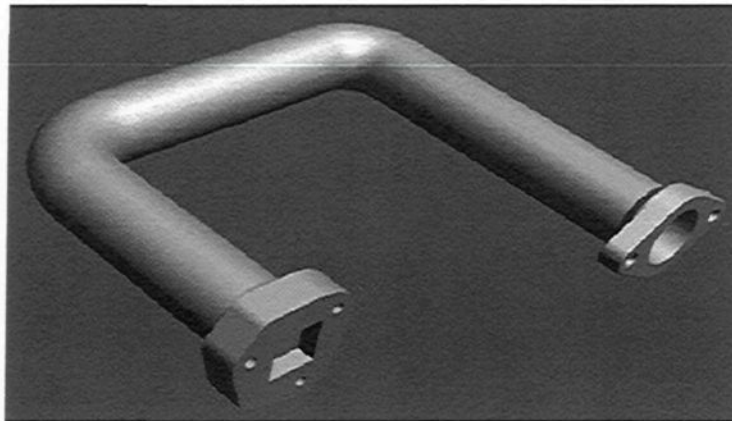


Figure 5-5 : L'entrée du moteur (bout à gauche), le collecteur d'admission et la sortie du compresseur (bout à droite)

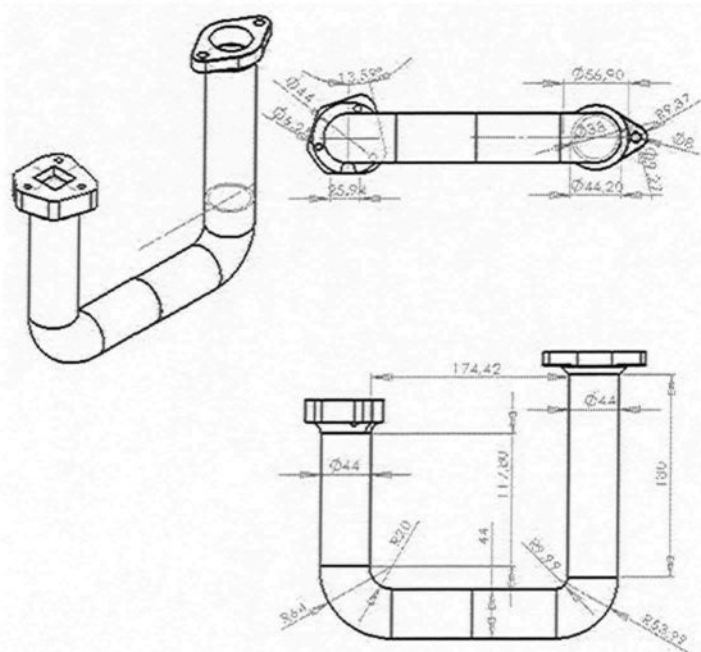


Figure 5-6 : Sortie compresseur et entrée moteur

Tableau 5-1 : Liste des paramètres et instruments de mesure

Paramètre à mesurer	Symboles	Instrument de mesure
Régime du moteur (vitesse de rotation)	RO1	Capteur de vitesse de rotation
Régime du turbocompresseur	RO2	Capteur de vitesse de rotation
Couple du moteur	C1	Couplemètre
Position angulaire du vilebrequin	PO1	Capteur de position
Pression ambiante	P1	Capteur de pression
Température ambiante	T1	Thermocouple
Débit d'air à l'entrée du compresseur	D1	Débitmètre
Pression d'air à la sortie du compresseur	P2	Capteur de pression
Température d'air à la sortie du compresseur	T2	Thermocouple
Pression d'air à la sortie de l'échangeur thermique	P3	Capteur de pression
Température d'air à la sortie de l'échangeur thermique	T3	Thermocouple
Pression dans le cylindre	P4	Capteur de pression
Température dans le cylindre	T4	Thermocouple
Débit de carburant à la sortie du réservoir	D2	Débitmètre
Pression des gaz à la sortie du moteur	P5	Capteur de pression
Température des gaz à la sortie du moteur	T5	Thermocouple
Débit des gaz à la sortie du moteur (avant la turbine)	D3	Débitmètre
Pression des gaz à la sortie de la turbine	P6	Capteur de pression
Température des gaz à la sortie de la turbine	T6	Thermocouple
Pression à la sortie du réseau d'air comprimé	P7	Capteur de pression
Température à la sortie du réseau d'air comprimé	T7	Thermocouple
Débit d'air à la sortie du réseau d'air comprimé	D4	Débitmètre

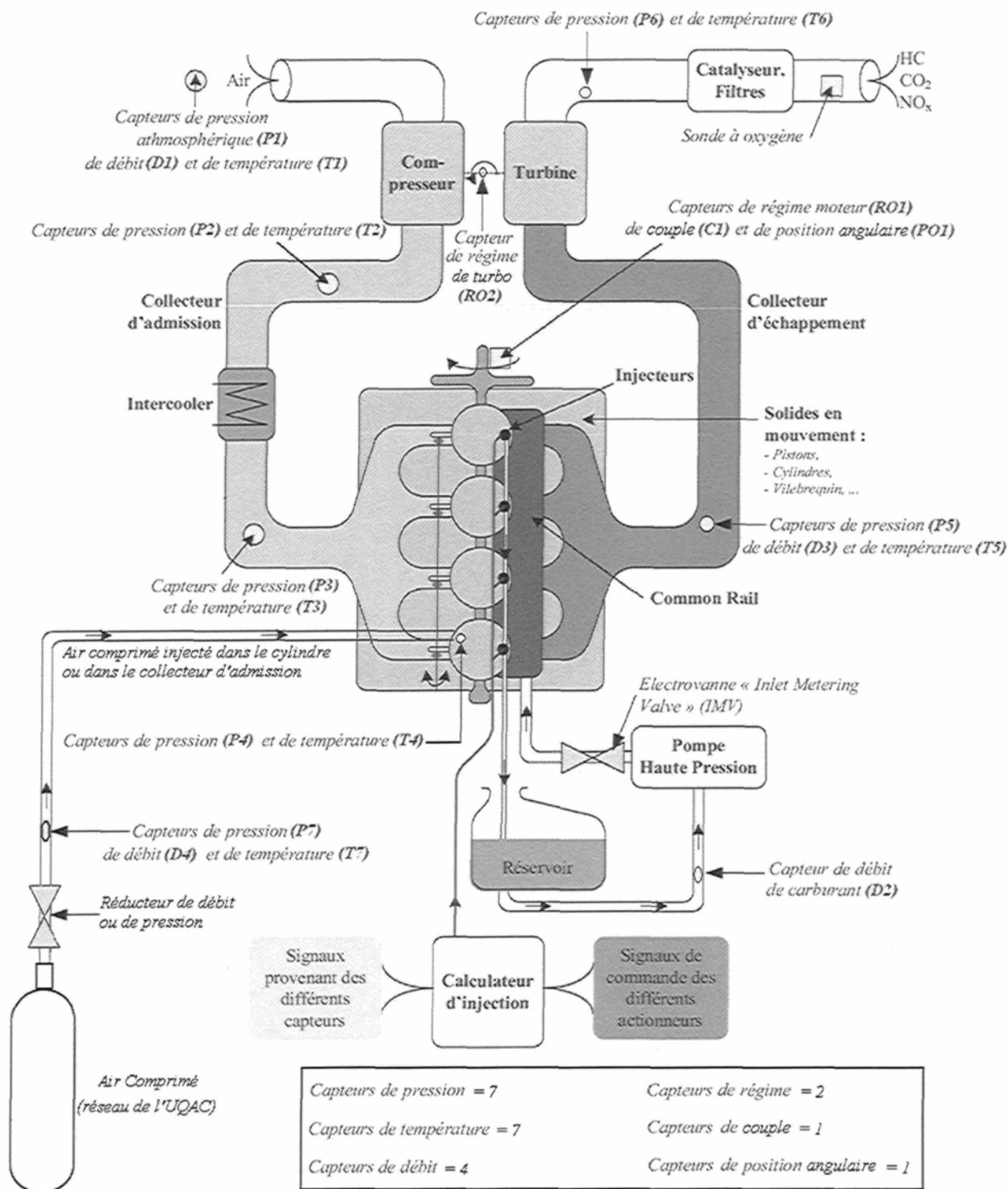


Figure 5-8 : Schéma synoptique du banc d'essais du moteur diesel suralimenté

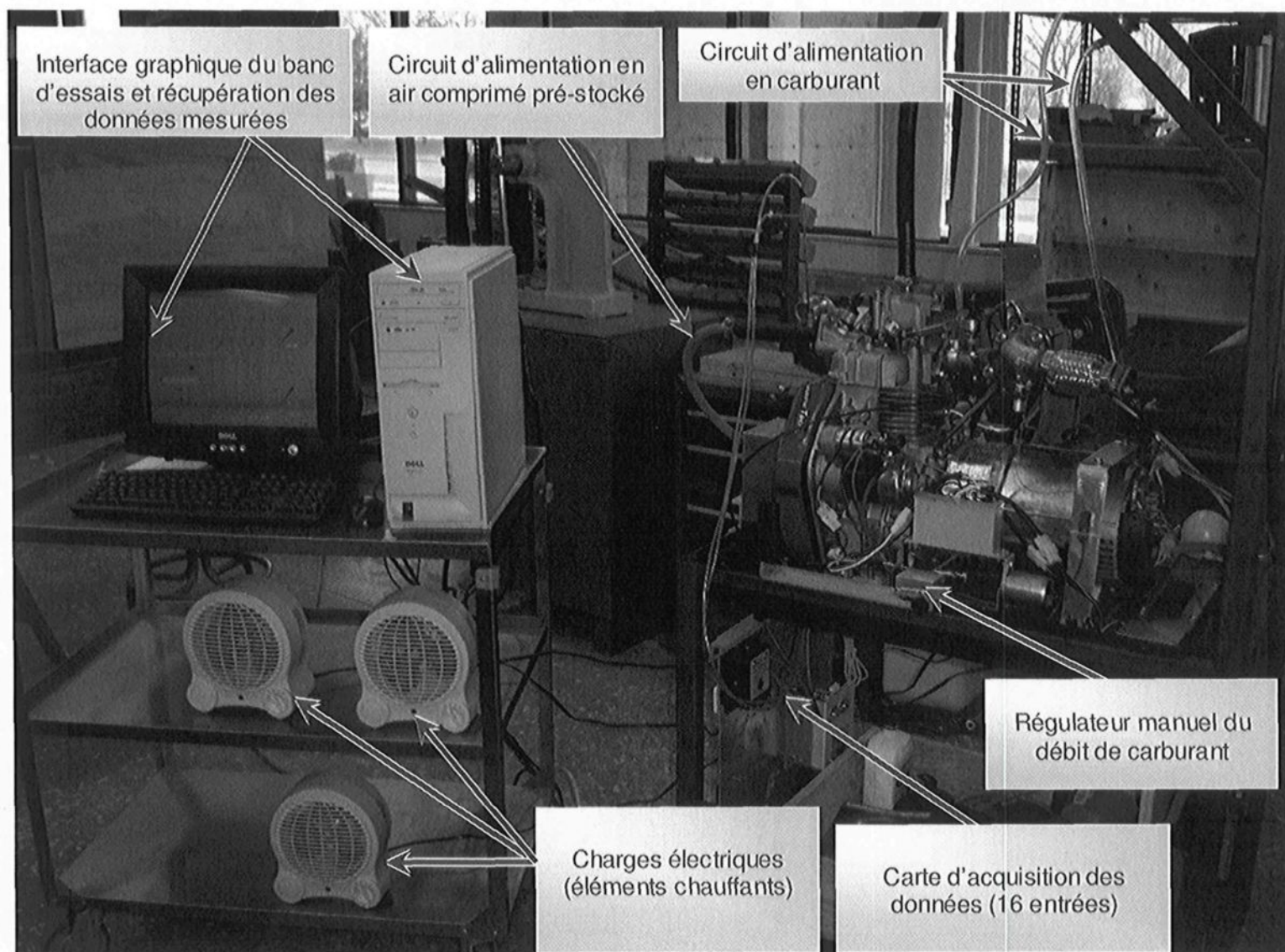


Figure 5-9 : Banc d'essais réalisé à l'UQAC

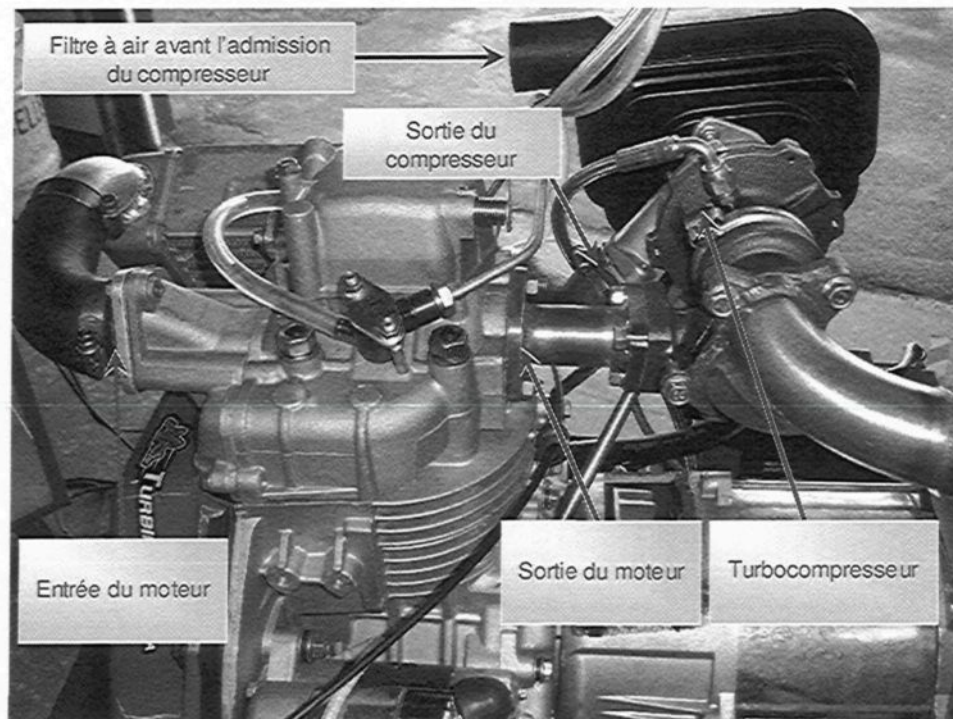


Figure 5-10 : Modifications apportées au moteur diesel pour le banc d'essais

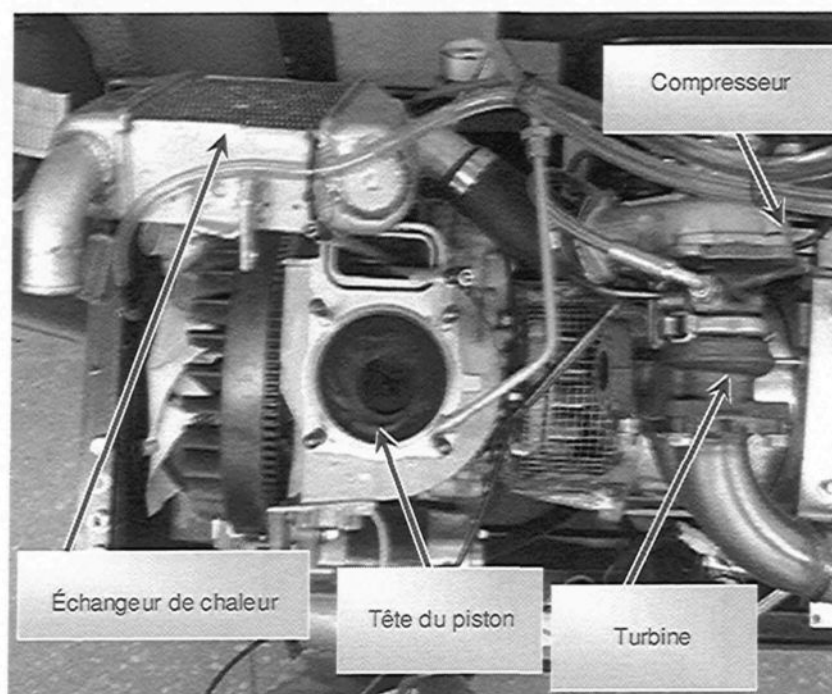


Figure 5-11 : Modifications apportées au moteur diesel pour le banc d'essais

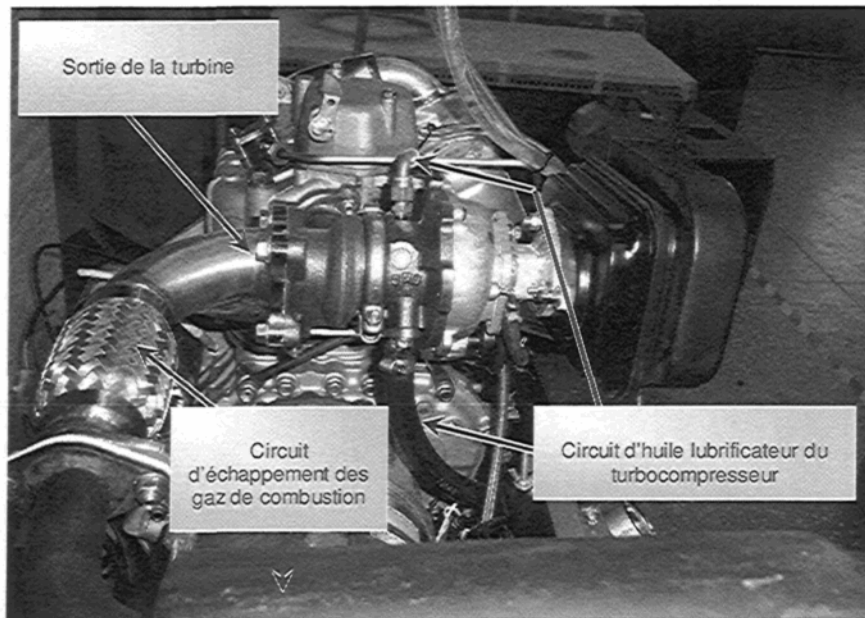


Figure 5-12 : Circuits d'huile lubrificateur du turbocompresseur et des gaz d'échappement entre la turbine et l'atmosphère

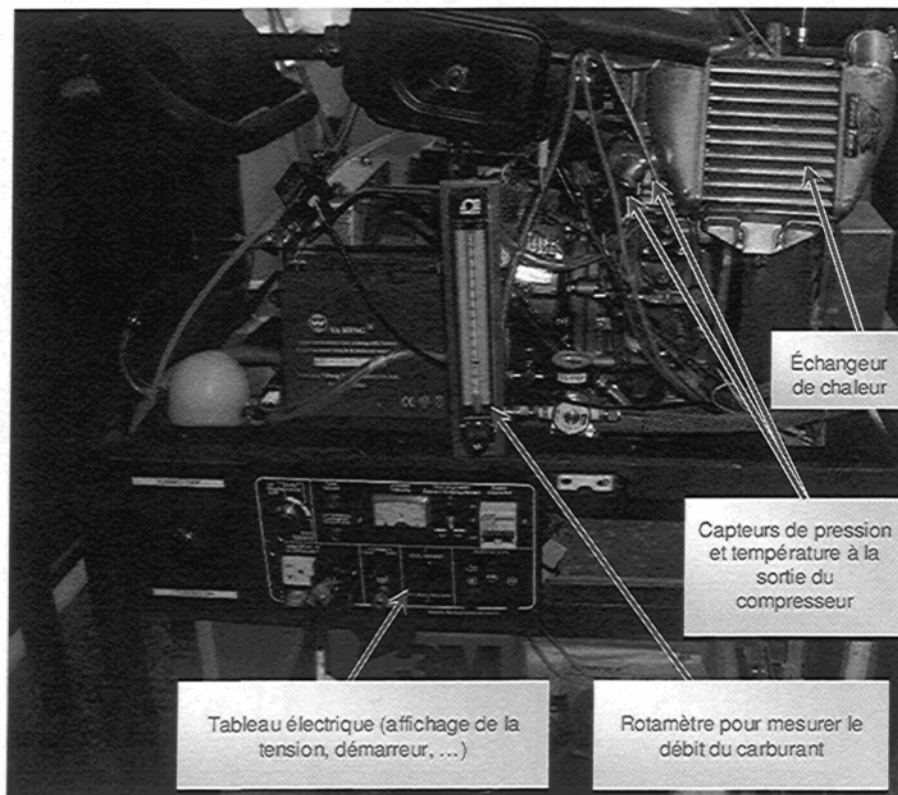


Figure 5-13 : Capteurs de pression de température et du débit installés sur le moteur diesel

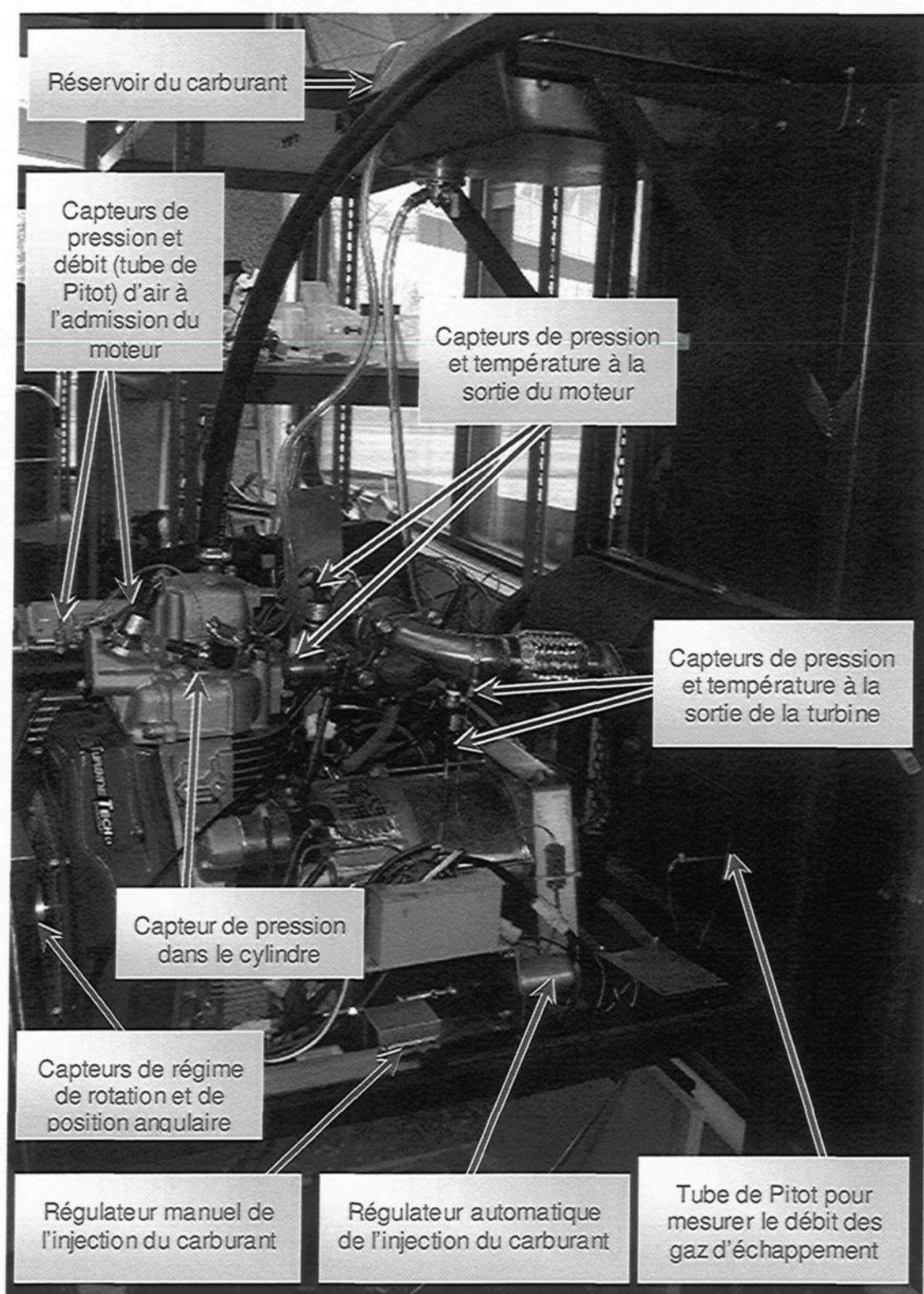


Figure 5-14 : Différents capteurs et le régulateur manuel d'injection installés sur le moteur

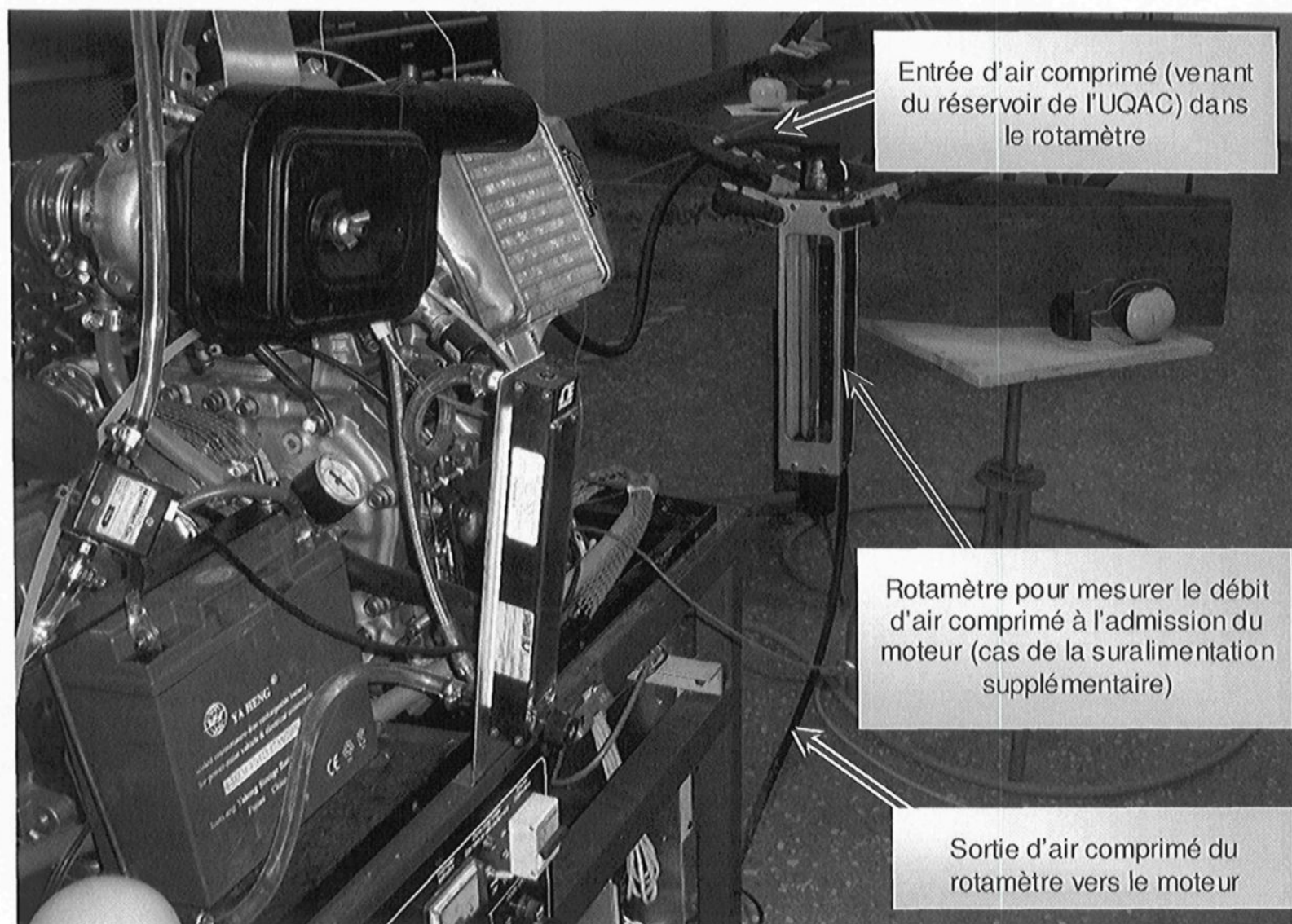


Figure 5-15 : Circuit d'air comprimé et un manomètre mesurant de débit d'air de suralimentation du moteur diesel

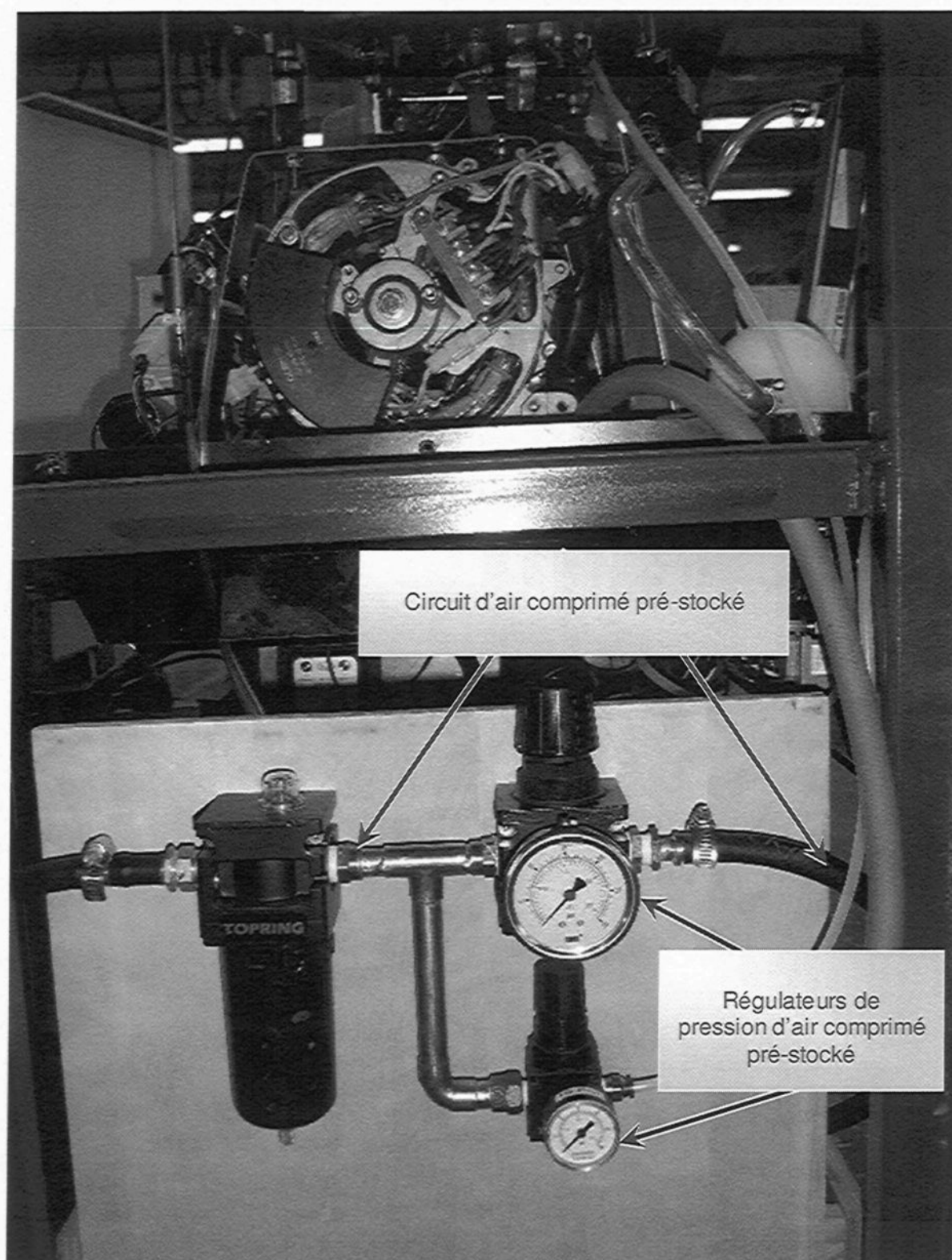


Figure 5- 16 : Régulateurs de pression de l'air comprimé venant du circuit de l'UQAC



Figure 5-17 : Afficheurs de température ambiante, capteur angulaire et carte d'acquisition

2.1. Mesure de température

Les températures sont relevées à l'aide de thermocouples de type cuivre/constantan et chromel (90% nickel, 10% chrome)/alumel (94% nickel, 3% manganèse, 1% silicium) de classe respectives J et K. Un thermocouple est un circuit électrique constitué par deux conducteurs de natures différentes qui sont reliés entre eux par deux soudures (Figure 5-18). Lorsque les deux soudures sont à des températures différentes, le thermocouple est le siège d'une force électromotrice, qui est fonction de la nature des deux conducteurs et de la différence de la température entre les deux soudures. La tension délivrée par le thermocouple donne une valeur qui est fonction de la température. Les deux connexions de la jonction de référence sont logées dans un bloc isotherme qui les maintient à la même température, la jonction chaude est disposée dans une première gaine isolante, et l'ensemble est logé dans une gaine de protection en forme de canne.

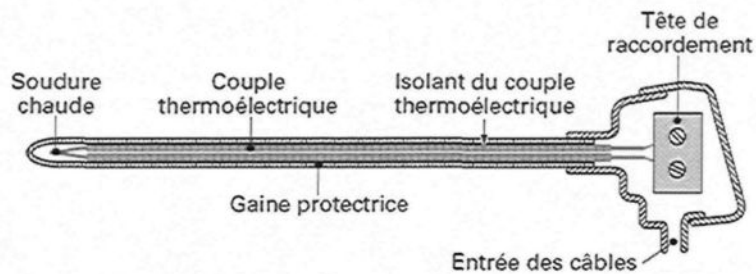


Figure 5-18 : Schéma d'une sonde à couple thermoélectrique [151]

2.2. Mesure de pression

Les mesures de pression sont effectuées à l'aide de transmetteurs de pression à couches minces (capteurs piézorésistifs). La pression du milieu à mesurer agit sur la membrane de séparation du capteur. Cette membrane amène la pression par l'intermédiaire d'un liquide à une pastille en silicium avec pont de mesure à résistance. Ce pont fonctionne suivant le principe piézorésistif qui exploite la variation de la résistivité de la pastille de silicium en fonction des contraintes : l'apparition d'une force F normale à la plaquette, sur laquelle sont déposées deux

électrodes, provoque l'apparition d'une charge Q qui lui est proportionnelle. Cette charge est convertie par la suite en une tension. Le temps de réponse du capteur est inférieur à 3 ms.

2.3. Mesure et montage du capteur de pression dans la chambre de combustion du moteur diesel

2.3.1. Spécificité de la ligne de mesure de pression

La mesure de la pression des gaz dans la chambre à combustion revêt un caractère spécifique. La fréquence élevée des variations de pression à l'intérieur du cylindre impose une inertie de capteur aussi faible que possible. En pratique, c'est l'effet piézo-électrique qui est utilisé. Des quartzs sont empilés dans un boîtier en inox. Par effet piézo-électrique, des charges sont créées et recueillies sur un conducteur. La tension de sortie est proportionnelle à la charge qui est elle-même proportionnelle à la pression. L'avantage de ce système est de permettre des mesures de pression fluctuant très rapidement. Le capteur choisi pour mesurer la pression dans le cylindre est de type piézo-électrique avec des fibres optiques pour transmettre le signal mesuré.

Le montage du capteur de pression (Figure 5-19) dans la chambre de combustion du moteur nécessite de considérer les particularités suivantes :

1. le capteur doit être monté autant que possible de façon affleurant à la surface de la chambre de combustion, en évitant notamment la présence d'un canal de liaison entre le capteur et la chambre.
2. il est généralement nécessaire de prévoir un manchon dans lequel est vissé le capteur. Afin d'éviter les déformations de culasse lors du montage du manchon, il est souhaitable de choisir un matériau dont le coefficient de dilatation soit proche de celui du matériau de la culasse et de monter le manchon par serrage (chauffage de la culasse et refroidissement du manchon lors de l'emmanchement) plutôt que par soudure (risque de déformation de la culasse).

3. il faut éviter le montage du capteur de pression dans une zone en recoin de la chambre de combustion, où la pression peut avoir une valeur un peu différente de la pression moyenne appliquée sur le piston.

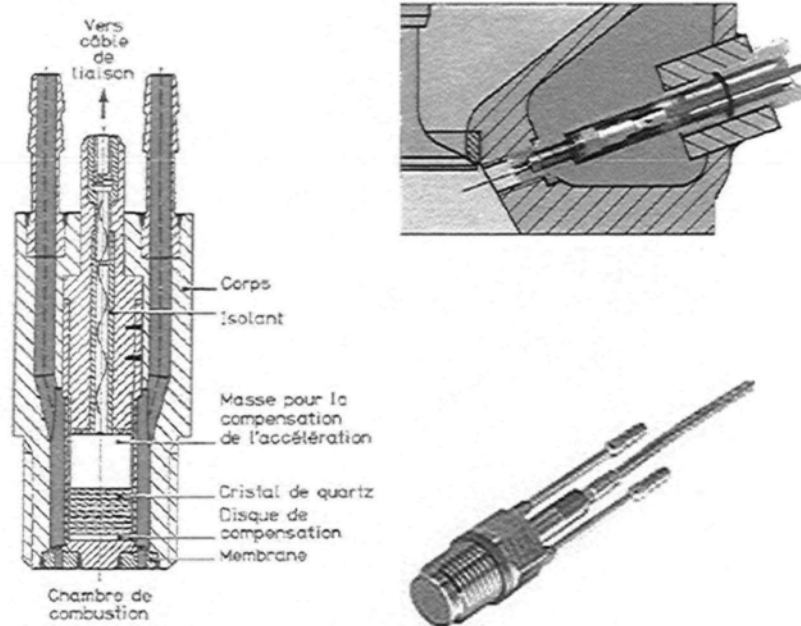


Figure 5-19 : Coupe du capteur (à gauche), image d'un capteur de pression cylindre et schéma d'ensemble capteur-chambre de combustion (à droite) [151]

2.3.2. Synchronisation de l'acquisition de pression

L'analyse thermodynamique du fonctionnement des moteurs à combustion interne est basée sur la relation liant la pression au sein du moteur au volume défini par la position du piston, représentée par le diagramme (p - V). L'obtention de ce diagramme implique de mettre en correspondance la pression enregistrée à un instant donné avec le volume occupé par les gaz dans le cylindre.

En pratique, un « codeur angulaire calé » sur le vilebrequin de la machine est utilisé à cette fin, et dont les impulsions commandent l'acquisition de la pression. La succession des impulsions permet d'accéder à la valeur du volume défini par la cinématique bielle-manivelle.

Le diagramme (p-V) apparaît comme résultant de l'élimination de la variable temps entre deux fonctions périodiques du temps $p(t)$ et $V(t)$.

L'importance de la mise en phase des mesures de p et V peut être cernée en décrivant ces fonctions par leur développement en série de Fourier :

$$p = p_0 + p_1 \sin(\omega t) + p_2 \sin(2\omega t) + \dots \quad (5-1)$$

$$V = V_0 - V_1 \sin(\omega t + \varphi) - V_2 \sin(2\omega t + \varphi) - \dots \quad (5-2)$$

Dans ce développement, φ est un angle de phase qui détermine la valeur de surface du diagramme (p, V) correspondant au parcours d'un cycle :

$$\oint p dV = f(p_i, V_i, \varphi) \quad (5-3)$$

Ainsi, en se limitant au terme d'ordre 1, l'expression paramétrique de la surface d'une ellipse s'écrit alors comme suit :

$$\oint p dV = \pi p_1 V_1 \sin \varphi \quad (5-4)$$

Cette surface est nulle pour $\varphi = 0$. Pour un moteur, les amplitudes p_1 et V_1 représentent respectivement :

$$p_1 = \frac{p_{max} - p_{min}}{2} \quad (5-5)$$

$$V_1 = \frac{V_{max} - V_{min}}{2} = \frac{C_y}{2} \quad (5-6)$$

Une erreur de phase φ a donc pour effet de faire apparaître une erreur de surface du diagramme de Watt de valeur :

$$\oint p dV = \frac{\pi}{4} (p_{max} - p_{min}) V_c \sin \varphi \quad (5-7)$$

Ainsi, pour un moteur diesel dont la pression atteindrait 40 bars (par exemple) en fin de compression pour une pression initiale à l'admission de 1 bar, l'erreur engendrée sur la pression moyenne indiquée par un déphasage de 1° du vilebrequin atteindrait :

$$P_{mi_ERR} = \frac{\oint p dV}{V_c} = 0.53 \text{ bar} \quad (5-8)$$

Une telle erreur est évidemment inadmissible surtout si la valeur de la pression moyenne représentant les frottements mécaniques, dont l'ordre de grandeur est de 2 bars, peut être obtenue par différence entre la pression moyenne indiquée et la pression moyenne effective.

Ceci montre toute l'importance du soin à apporter au calage du codeur angulaire et à la qualité de la liaison entre codeur et mouvement du piston. Un certain nombre de points doit être vérifié afin d'assurer la validité des mesures effectuées :

1. un changement brusque de la charge du moteur ne doit pas entraîner un déplacement de la ligne zéro ;
2. la pression pendant la phase d'admission doit être cohérente avec celle mesurée dans la tubulure d'admission ;
3. le travail indiqué correspondant à la boucle basse pression doit être indépendant du calage de la combustion (avance à l'allumage ou à l'injection) ;
4. la pression moyenne de frottements ne doit varier que faiblement lorsque le calage de la combustion est varié.

2.4. Mesure des débits

Le débit volumique est habituellement mesuré par déduction, en mesurant la vitesse moyenne à travers une section connue. Plusieurs capteurs peuvent être utilisés pour mesurer le débit tels que : débitmètre électromagnétique, débitmètre à turbine, débitmètre à pression différentielle, débitmètre à thermistance, débitmètre à ultrasons, débitmètre à vortex, rotamètre et tube de Pitot. Les débits des gaz d'échappements et de l'air à l'admission du moteur, dans le

cas où le fonctionnement du moteur est en mode atmosphérique ou suralimentation par turbocompresseur, ont été mesurés à l'aide des tubes de Pitot. Dans le cas où le moteur a été suralimenté par l'air comprimé, seul le débit des gaz d'échappement a été mesuré avec un tube de Pitot tandis que le débit d'air a été mesuré à l'aide d'un grand manomètre. Durant les 3 modes du fonctionnement du moteur, le débit du carburant a été mesuré avec un manomètre.

2.4.1. Détermination du débit réel à l'aide d'un tube de Pitot

Le tube de Pitot est un appareil qui permet de mesurer la vitesse d'un écoulement en un point donné de la conduite en mesurant une différence de pression. La méthode consiste à utiliser deux tubes qui mesurent la pression en des endroits différents à l'intérieur de la canalisation. L'un des tubes mesure la pression d'arrêt (ou pression totale) en un point de l'écoulement. Le second tube mesure uniquement la pression statique, généralement sur la paroi de la conduite (Figure 5-20).

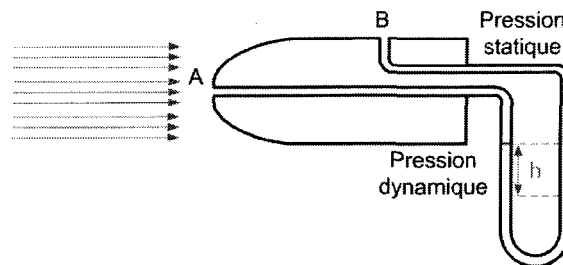


Figure 5-20 : Schéma de principe d'un tube de Pitot

La pression différentielle mesurée de part et d'autre du tube de Pitot, en utilisant un manomètre différentiel à eau, est proportionnelle au carré de la vitesse qui peut s'écrire, en appliquant le théorème de Bernoulli entre les deux points A et B, comme suit :

$$v = \sqrt{\frac{2(p_{\text{dynamique}} - p_{\text{statique}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\rho_{\text{eau}}gh}{\rho}} \quad (5-9)$$

2.4.2. Détermination du débit à l'aide d'un rotamètre

Le rotamètre est constitué d'un flotteur pouvant se déplacer dans un tube vertical transparent dont le diamètre varie linéairement en fonction de la hauteur z . Le flotteur reste en suspension au point où la différence de pression entre les surfaces supérieure et inférieure équilibre le poids. Une encoche dans le flotteur le fait tourner sur lui-même et stabilise sa position (Figure 5-21). Le repérage de la position du flotteur se fait par lecture directe sur le tube en verre qui est muni de graduations ou par l'intermédiaire d'un couplage optique ou magnétique entre le flotteur et l'extrémité du tube. La position du flotteur dépend de sa masse (M), de la poussée d'Archimède et de celle du liquide en déplacement vers le haut. À partir de l'équation décrivant l'état d'équilibre du flotteur, peut être obtenue l'expression du débit, d'où :

$$q_v = \frac{\pi}{4} [(D_0 + az)^2 - D_0^2] U = \frac{\pi}{4} [(D_0 + az)^2 - D_0^2] \sqrt{\frac{2g}{\rho S C_x}} (M - \rho V) \quad (5-10)$$

U et ρ sont respectivement la vitesse et la masse volumique du fluide, g est l'accélération de la pesanteur, C_x et S sont respectivement le coefficient de traînée selon l'axe x et la surface du flotteur projetée sur le plan $(y-z)$.

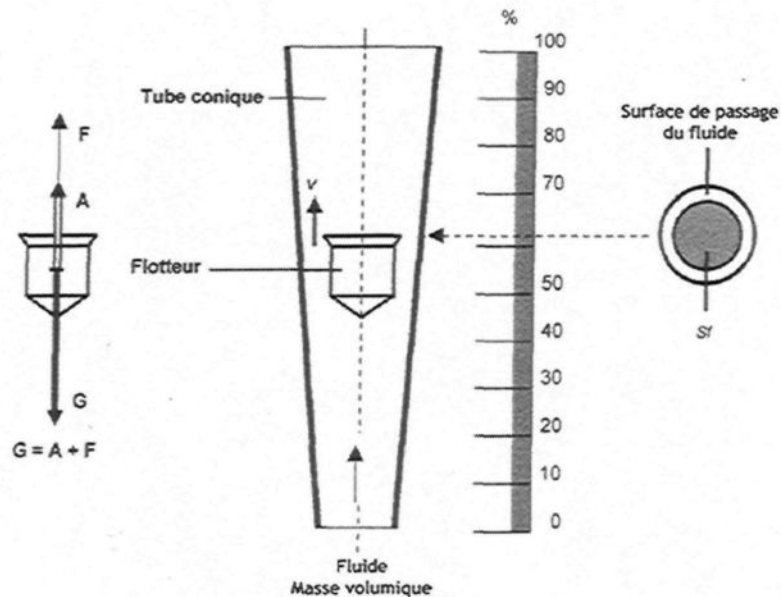


Figure 5-21 : Schéma de principe d'un rotamètre

3. Mesure de la puissance développée par le moteur diesel

3. 1. Principe d'utilisation des freins

Pour mesurer la puissance du moteur diesel, ce dernier doit être relié à une machine réceptrice où, à l'équilibre, la puissance développée peut être calculée par l'équation suivante :

$$P_{DE} = C_{m_DE} \omega_{DE} = C_{fr_DE} \omega_{DE} \quad (5-11)$$

C_{m_DE} , C_{fr_DE} et ω_{DE} sont respectivement le couples moteur, le couple résistant et la vitesse de rotation de l'ensemble moteur-génératrice.

La machine réceptrice dédiée aux mesures de puissance porte le nom de frein. Des différents types de freins existent tels que : freins de Porny (par frottement secs), freins hydrauliques (par cisaillement dans un fluide) et freins électromagnétique (par dynamo ou alternateur). Dans le cadre de ce banc d'essais, le seul type de frein qui peut être envisageable est celui de type électromagnétique sous forme d'un alternateur, étant donné que le moteur diesel est déjà associé à une génératrice électrique (alternateur) capable de fournir le courant électrique sous forme alternatif ou continu. La Figure 5-22 représente le schéma de principe d'un moteur diesel associé à un alternateur.

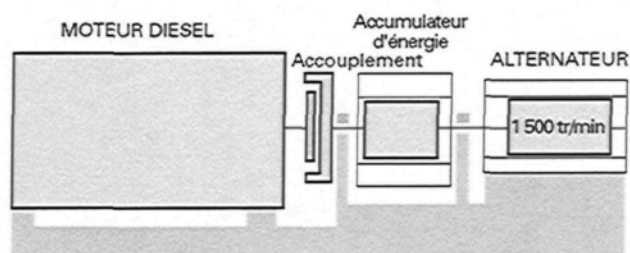


Figure 5-22 : Schéma de principe d'un moteur diesel associé à un alternateur [110]

3.2. Frein électrique : génératrice

Le frein électrique fondamental est la génératrice à courant continu (dynamo) associée à la machine thermique. Son fonctionnement est fondé sur l'induction électromagnétique. Un

circuit tournant autour d'un axe dans un champ d'induction magnétique est le siège d'une force électromotrice (d'induction). Le champ magnétique nécessaire au fonctionnement est créé par le stator inducteur. Le rotor ferromagnétique, entraîné par l'arbre du moteur, comprend des spires enroulées sur une armature et joue le rôle de circuit induit. C'est le flux magnétique qui le traverse qui génère la force électromotrice aux bornes de la dynamo.

Pour obtenir un frein, le circuit de la dynamo doit être fermé sur des résistances électriques (Figure 5-23 et Figure 5-24). Dans le banc d'essais, trois résistances (éléments chauffants) ont été utilisés ayant chacune une puissance maximale de 1.5 kW. Il est aisé de montrer que la valeur de ces résistances détermine l'intensité du couple résistant.

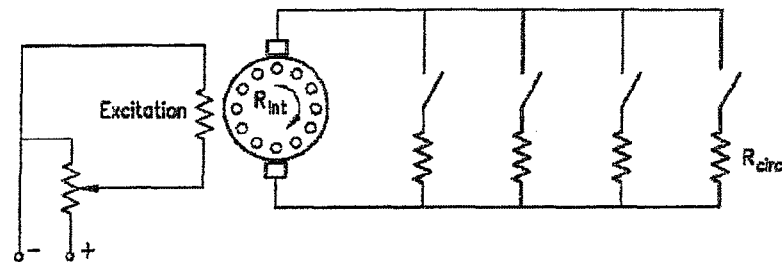


Figure 5-23 : Dynamo couplée à un circuit résistif

Le rotor est composé de conducteurs en mouvement. Ces derniers sont donc soumis aux lois de Lenz et d'Ampère. La loi de Lenz fournit la valeur de la force électromotrice disponible aux bornes de la dynamo :

$$E_{dyn} = K\Phi\omega \quad (5-12)$$

La loi d'Ampère fournit le couple résistant que la dynamo opposera au moteur :

$$C_r = K'\Phi i \quad (5-13)$$

Φ est l'intensité du flux magnétique, i est le courant généré par la dynamo, qui est bien sûr égal au rapport entre la force électromotrice E_{dyn} fournie par la dynamo et la résistance R , somme de la résistance interne de la dynamo, R_{in} , et de la résistance totale du circuit, R_{cir} , d'où :

$$i = \frac{E_{dyn}}{R} \quad (5-35)$$

En pratique, le courant i ne doit pas dépasser une valeur limite (35 ampères dans le cas de la génératrice utilisée pour le banc d'essais). L'expression finale du couple de freinage est alors la suivante :

$$C_r = \frac{KK'\Phi^2\omega}{R} \quad (5-36)$$

L'avantage de ce type de frein est lié au fait que la résistance absorbée est dissipée par des résistances extérieures à l'enceinte de la machine. Il n'y aura donc aucun problème lié au refroidissement du frein. Une grande liberté du type de refroidissement sera donc possible (convection naturelle ou forcée, eau ou air, ...). Dans le banc d'essais, le refroidissement a été réalisé grâce à la convection forcée résultant de la rotation du rotor (Figure 5-25).

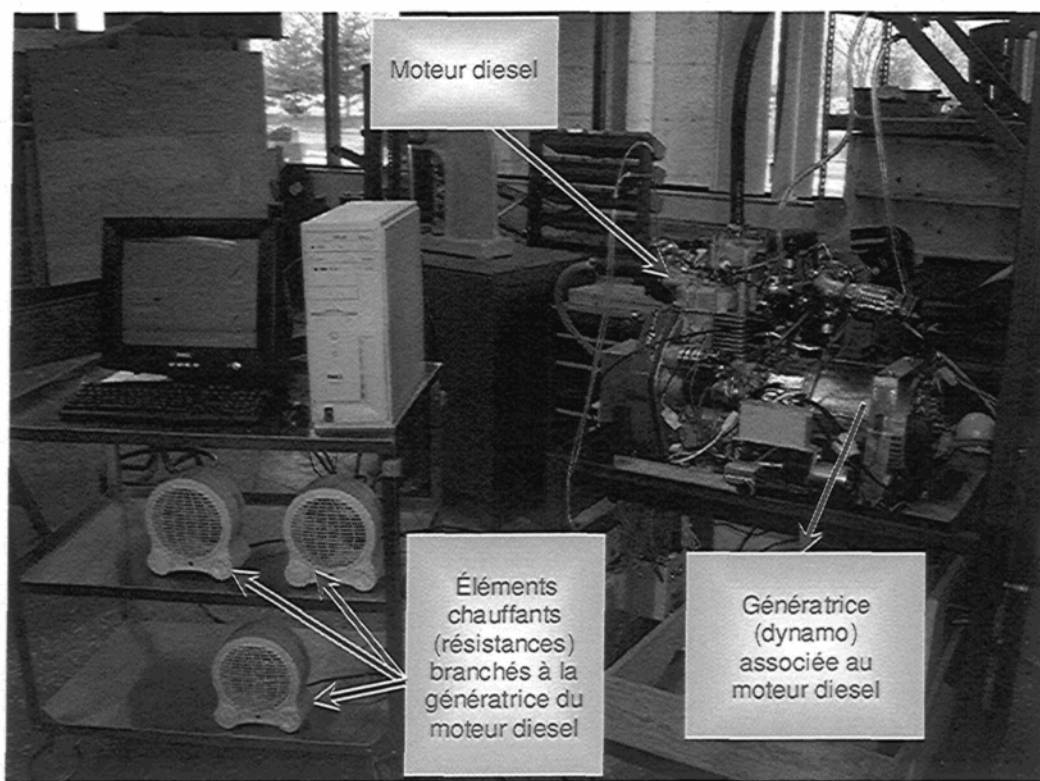


Figure 5-24 : Dynamo du moteur diesel couplée à un circuit résistif formé de trois éléments chauffants

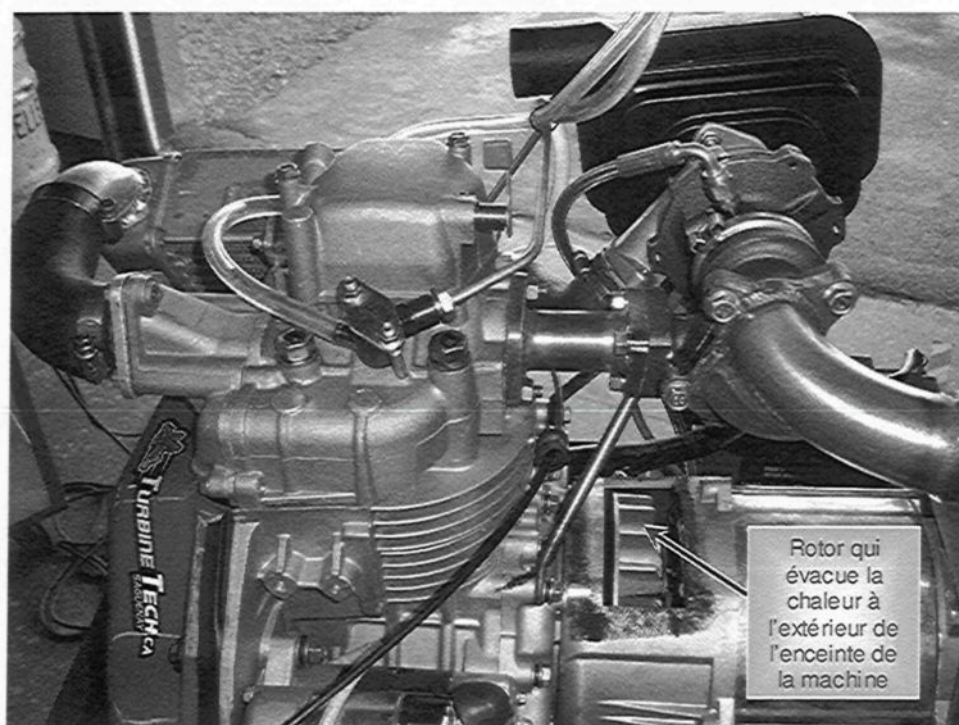


Figure 5-25 : Rotor évacuant la chaleur de l'intérieur de la génératrice par convection forcée

4. Catégories des essais

Les essais réalisés pour cette étude peuvent être classés en 3 grandes catégories [152] :

1. Moteur diesel atmosphérique (sans turbocompresseur et sans suralimentation par l'air comprimé stocké) où l'injection de carburant (idem le régime de rotation) est contrôlée automatiquement par le moteur.
2. Moteur diesel avec turbocompresseur seul et contrôle automatique de l'injection de carburant par le moteur.
3. Moteur diesel avec suralimentation par l'air comprimé stocké où la quantité du carburant injectée dans la chambre à combustion est contrôlée par un système manuel.

Dans chacune des catégories, plusieurs tests sont réalisés en faisant varier la charge électrique appliquée à la génératrice. L'acquisition de données a été pour tous les capteurs

présentés ci-dessous dans les Tableau 5-2 et Tableau 5-3 en fonction de chaque catégorie des tests.

Il est important de mentionner que les capteurs de pression ambiante, du régime de turbocompresseur, du couple du moteur, et de la température dans le cylindre ne sont pas installés sur le banc d'essais pour des raisons logistiques, budgétaires, et techniques. Par contre, la température ambiante est mesurée à l'aide d'un thermomètre numérique (la fréquence de variation de la température d'air n'est pas grande dans un petit délai de temps (moins qu'une minute pour chaque test)). La pression atmosphérique est admise constante et égale à 1 bar.

4.1. Catégories 1 et 2 : Moteur diesel en mode atmosphérique/suralimenté par turbocompresseur – Contrôle automatique d'injection du carburant

Dans la catégorie 1 (Tableau 5-2), l'objectif est de tester le moteur diesel en mode non suralimenté ni par le turbocompresseur, ni par l'air comprimé du réseau. Étant donné que le turbo est déjà installé sur le moteur, la valve de By-pass installée sur le tuyau des gaz d'échappement sera ouverte pour assurer un fonctionnement du moteur sans turbo [153].

Quatre tests sont réalisés sur le moteur. Le premier consiste à faire tourner le moteur à vide (sans charge appliquée). Les autres tests consistent à appliquer une charge qui augmente graduellement d'un test à l'autre jusqu'à la charge maximale (4.5 kW, 32 A) que la génératrice pourra supporter. Les paramètres mesurés sont la consommation du carburant, les pressions, les températures et les débits d'air et des gaz à l'entrée et à la sortie du moteur ainsi que la pression dans le cylindre.

Dans la catégorie 2 (Tableau 5-2), le moteur diesel a été testé en mode suralimentation seulement par le turbocompresseur. Pour ce faire, la valve de By-pass installée sur le tuyau des gaz d'échappement sera fermée pour assurer un fonctionnement du moteur avec turbo.

Quatre tests (semblables à ceux de la catégorie 1 surtout au niveau de la charge appliquée) ont aussi été réalisés. Les paramètres mesurés concernent la consommation du carburant, la pression dans le cylindre, les pressions, les températures et les débits d'air et des gaz à l'entrée et à la sortie du turbocompresseur et du moteur.

Durant la période des tests (catégories 1 et 2), c'est le contrôleur d'injection relié au régime du moteur (idem à la charge appliquée) qui va déterminer la quantité du carburant nécessaire pour la combustion selon le rapport (air/fuel) du moteur. Ces tests permettent d'avoir une idée claire sur la consommation du moteur sans/avec suralimentation, la pression maximale dans le cylindre (facteur déterminant pour les tests dans la catégorie 3) et le rendement.

Tableau 5-2 : Liste des essais et des paramètres à mesurer dans la catégorie 1

Catégorie 1/2	Paramètres à mesurer							
Essais	Pressions	Températures	Position angulaire	Régime de rotation	Débits	Courant	Tension	Charge (résistances)
Essai 1 : Charge nulle	P2, P3, P4, P5, P6	T2, T3, T5, T6	PO1	RO1	D1, D2, D3	I1	U1	0 kW
Essai 2 : Charge 1	P2, P3, P4, P5, P6	T2, T3, T5, T6	PO1	RO1	D1, D2, D3	I1	U1	1.5 kW
Essai 3 : Charge 2	P2, P3, P4, P5, P6	T2, T3, T5, T6	PO1	RO1	D1, D2, D3	I1	U1	3 kW
Essai 4 : Charge 3	P2, P3, P4, P5, P6	T2, T3, T5, T6	PO1	RO1	D1, D2, D3	I1	U1	4.5 kW

4.2. Catégorie 3 : Moteur diesel avec suralimentation par l'air comprimé du réseau - Contrôleur manuel de l'injection du carburant

Dans cette catégorie (Tableau 5-3), le moteur diesel est testé en mode de suralimentation par l'air comprimé fourni par le réseau de l'UQAC. Pour ce faire, il faudra ouvrir la valve de By-pass installé sur le tuyau des gaz d'échappement pour isoler le turbocompresseur du moteur et brancher ensuite la canalisation d'air comprimé au collecteur d'admission du moteur [153].

Tableau 5-3 : Liste des essais et des paramètres à mesurer dans la catégorie 3

Catégorie 3		Paramètres à mesurer							
Essais		Pressions	Températures	Position angulaire	Régime de rotation	Débits	Courant	Tension	Charge (résistances)
Essai 1 : P7 = 2.3 bars	Charge 1	P4, P5, P7	T4, T5, T7	PO1	RO1	D2, D3, D4	I1	U1	0 kW
	Charge 2								1.5 kW
	Charge 3								3 kW
	Charge 4								4.5 kW
Essai 2 : P7 = 2.83 bars	Charge 1	P4, P5, P7	T4, T5, T7	PO1	RO1	D2, D3, D4	I1	U1	0 kW
	Charge 2								1.5 kW
	Charge 3								3 kW
	Charge 4								4.5 kW
Essai 3 : P7 = 3.11 bars	Charge 1	P4, P5, P7	T4, T5, T7	PO1	RO1	D2, D3, D4	I1	U1	0 kW
	Charge 2								1.5 kW
	Charge 3								3 kW
	Charge 4								4.5 kW

Trois tests sont réalisés en alimentant le moteur par l'air comprimé ayant une pression qui change graduellement, à l'aide d'un réducteur de pression, de 2.3 à 3.11 bars. La procédure du fonctionnement est la suivante : la pression est fixée, d'abord, à une valeur initiale et la charge sera augmentée ensuite de la même manière que dans la catégorie 2 de 0 à 4.5 kW. Puis, après avoir passé au deuxième niveau de pression, les tests vont être répétés en changeant de nouveau la valeur de la charge de 0 à 4.5 kW, et ainsi de suite. Les mesures relevées sont la consommation du carburant, la pression dans le cylindre, les pressions, les températures et les débits d'air à l'entrée du moteur (sortie du réseau) et les gaz d'échappement à la sortie du moteur.

Ces tests permettent de déterminer le meilleur rapport air/fuel correspondant au rendement optimal du moteur. Aussi, ils peuvent servir à comprendre le comportement d'un moteur qui a subi des modifications pour passer de l'état atmosphérique à l'état suralimenté par air comprimé à pression plus élevée de celle d'un turbocompresseur. De plus, ces tests permettent de déterminer les performances du moteur modifiées surtout la consommation du carburant, la pression maximale dans le cylindre et le rendement.

5. Résultats et discussion

5.1. Fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation par air comprimé du réseau

Les résultats obtenus à partir des essais réalisés sur le moteur diesel en mode sans suralimentation, sont représentés sur les Figure 5-26 à la Figure 5-29²⁷.

La Figure 5-26 représente les variations de la température de l'air à l'admission du moteur ainsi que celles des gaz d'échappements en fonction de la charge appliquée au moteur. Étant donné que l'air aspiré par le moteur est aux conditions ambiantes de pression et de température, il est évident que l'air ne subit pas des variations significatives de température à l'entrée du moteur avec l'augmentation de la charge. Par contre, une augmentation d'environ 82% caractérise la température des gaz d'échappement quand la charge passe de 0 kW à 4.5 kW. Ceci résulte du fait que le moteur consomme plus du carburant pour répondre à l'augmentation de la charge et par conséquent l'énergie thermique dégagée par la combustion est supérieure.

²⁷ Pour de raisons de précision et qualité de résultats, deux essais ont été réalisés pour chaque niveau de charge appliquée au moteur diesel. Ceci apparaît clairement sur les graphiques.

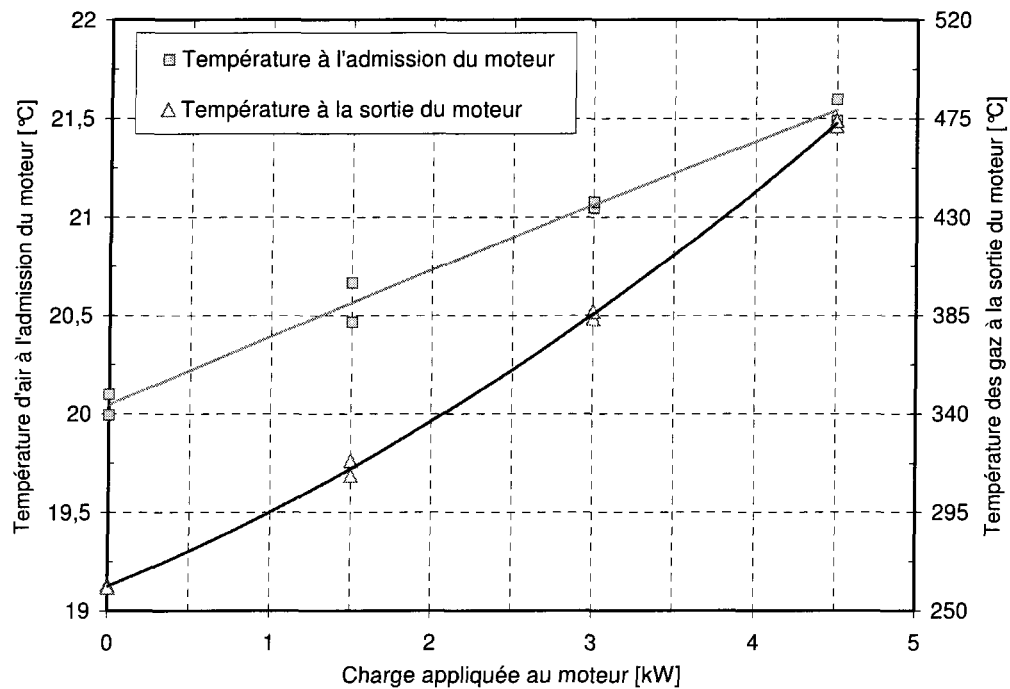


Figure 5-26 : Variation des températures de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe

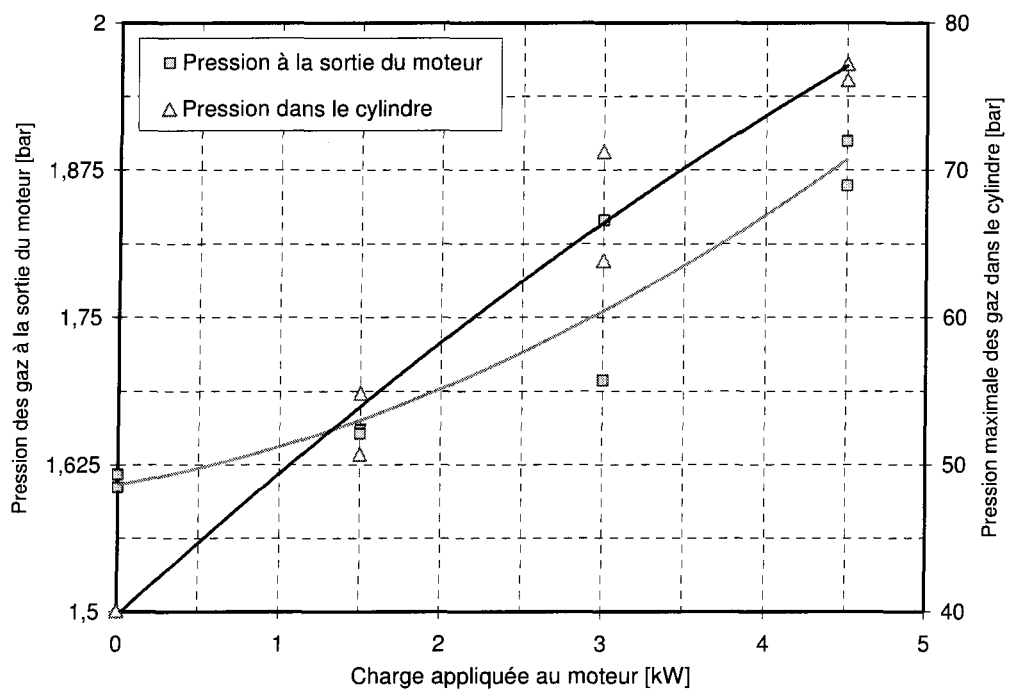


Figure 5-27 : Variation des pressions de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe

La Figure 5-27 représente les variations des pressions des gaz dans le cylindre et à la sortie du moteur en fonction de la charge appliquée. Ces variations ont une tendance croissante avec l'augmentation de la charge. Il est facile à remarquer que plus la charge augmente, la pression à la sortie du moteur tend quasi-linéairement vers la pression maximale d'environ 1.88 bars avec une pente d'ordre de 5.5 %. Cependant, la pression dans le cylindre augmente de manière significative avec la charge. Elle est environ 40 bars quand le moteur fonctionne à vide, 53 bars quand la charge est à 1.5 kW et elle atteint le niveau de 76 bars quand la charge est à 4.5 kW, c'est-à-dire une augmentation d'ordre de 90 % par rapport à la pression obtenue lors du fonctionnement à vide.

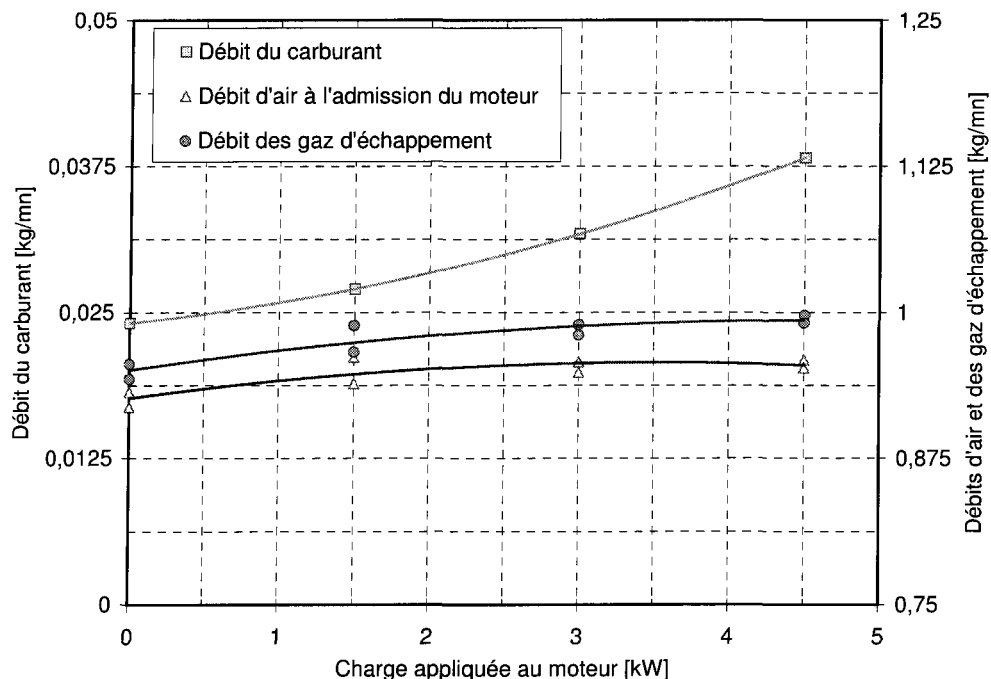


Figure 5-28 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement sans turbocompresseur et sans suralimentation externe

Les consommations en air et en carburant ainsi que le débit des gaz d'échappement, en fonction de la charge appliquée au moteur, sont représentées sur la Figure 5-28. Il peut être remarqué que la quantité d'air admis dans le moteur augmente avec la charge mais elle tend asymptotiquement vers une valeur limite. Ceci est dû au fait que la masse d'air maximale admise à la pression atmosphérique dans le cylindre est fonction du régime de rotation du

moteur, de la charge appliquée et du volume de la cylindrée où le taux de remplissage (proportionnel au rendement volumétrique) atteint à sa limite à pleine charge. Par ailleurs, il est tout à fait évident, que plus la charge augmente plus la consommation en carburant augmente. Le moteur brûle 58 % plus du carburant pour une charge égale à 4.5 kW comparée à la quantité consommée quand le moteur tourne à vide sans aucune production électrique. Cependant le débit massique des gaz d'échappement suit la même tendance que celui de l'air et il reste sur toute la plage du fonctionnement du moteur (0 kW à 4.5 kW) supérieur au débit d'air à l'admission du moteur. Ceci peut être expliqué par le fait que le balayage des gaz brûlés est quasi-total lors de l'échappement.

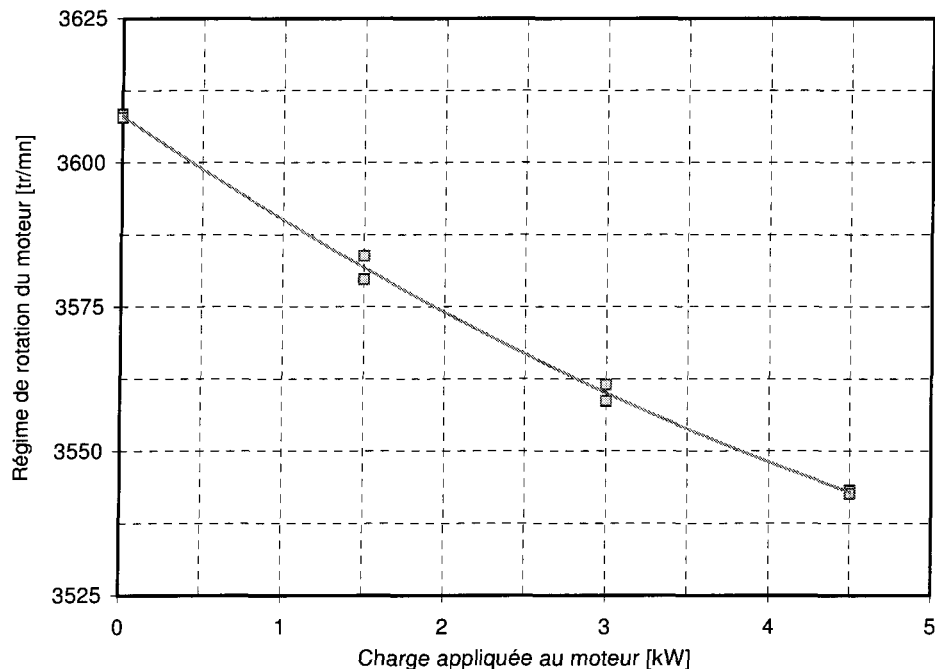


Figure 5-29 : Variation du régime de rotation du moteur en fonction de la charge en mode atmosphérique

L'augmentation de la charge électrique appliquée au moteur, induit une augmentation de la résistance à la rotation du moteur représentée par le couple créé par la génératrice synchrone associée à l'arbre du moteur thermique. De plus, des pertes mécaniques et thermiques dégradent le rendement indiqué du moteur d'une manière qui provoque une baisse de sa

vitesse de rotation. La Figure 5-29 représente la variation du régime du moteur en fonction de la charge. En fonctionnant à vide, le moteur tourne à environ 3610 tr/mn, tandis qu'il tourne à 3560 tr/mn (une baisse de l'ordre de 1.3 %) pour une charge égale à 3 kW et à 3540 tr/mn (une baisse d'environ 2 %) pour une charge égale à 4.5 kW. En général, il peut être conclu, sachant que la fréquence et la tension du courant électrique n'ont pas baissé respectivement de leurs valeurs optimales 60 Hz et 110 V, que cette variation est acceptable et reste toujours dans les limites du fonctionnement du moteur.

5.2. Fonctionnement avec turbocompresseur et sans suralimentation par air comprimé du réseau

Les résultats obtenus à partir des essais réalisés sur le moteur diesel avec turbocompresseur sont représentés sur les Figure 5-30 à Figure 5-43.

L'air délivré par le turbocompresseur subit un réchauffement (Figure 5-30) dû à sa compression et son passage de la pression atmosphérique à la pression maximale délivrée par le turbo. Ceci provoque une diminution de la densité de l'air et du remplissage de la cylindrée et par conséquence une détérioration du gain en puissance apporté par la suralimentation du moteur diesel. Ceci impose l'utilisation d'un échangeur thermique qui refroidit l'air (Figure 5-31), à pression quasi-constante, à une température permettant le gain en travail dû à l'apport de l'air comprimé à l'admission du moteur.

La Figure 5-30 montre les variations des températures de l'air à la sortie du compresseur et de l'échangeur de chaleur. La température maximale atteinte par l'air à la fin de sa compression, environ (87 °C) correspond à la charge maximale appliquée sur le moteur (4.5 kW). Ceci s'explique par le fait que le compresseur atteint son taux maximal de compression à forte charge. Cependant, la température de l'air sortant de l'échangeur varie de 24 °C, quand le moteur tourne à vide, à 32°C quand le moteur opère à pleine charge. L'efficacité de l'échangeur (Figure 5-31) passe de 91% en fonctionnant à très faible charge à 83% pour le cas d'opération à charge maximale. Ceci est dû aux conditions d'entrée qui influencent sur l'échange de chaleur par convection entre les ailettes de l'échangeur (dissipant la chaleur) et l'air refroidisseur (ambiant) traversant la surface de l'échangeur.

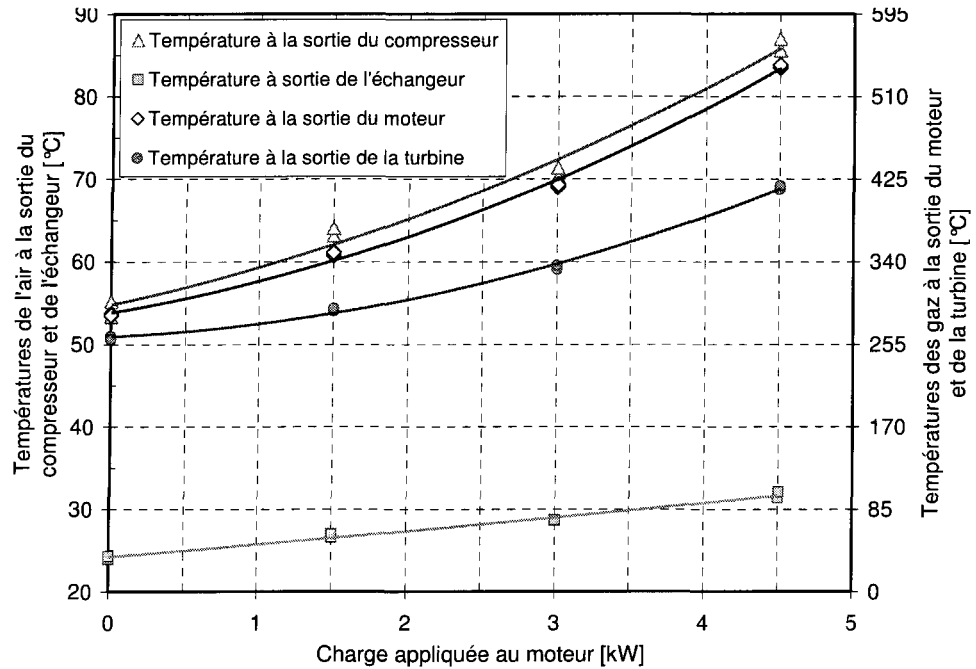


Figure 5-30 : Variation des températures de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

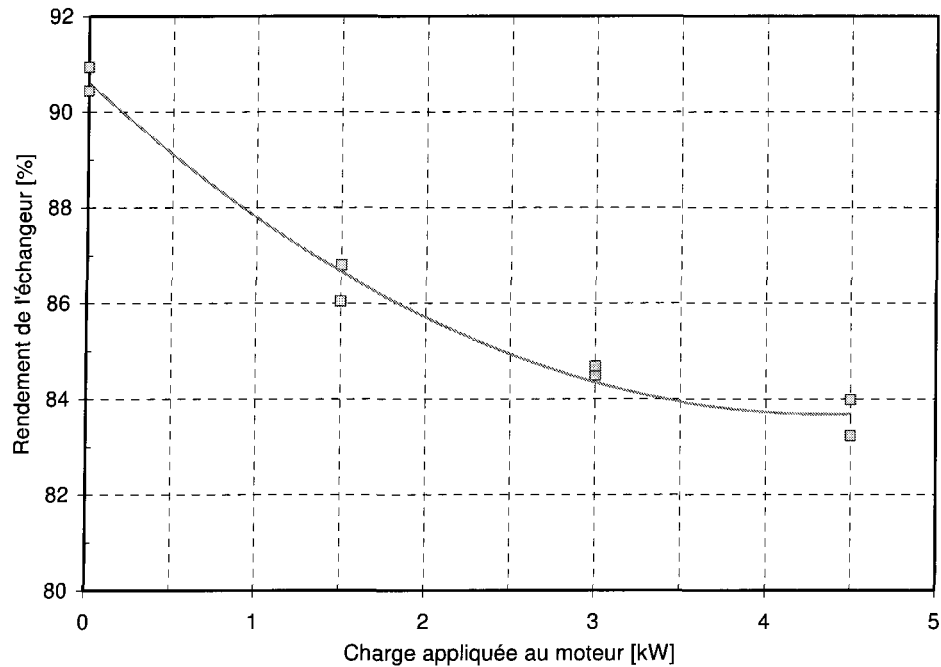


Figure 5-31 : Variation du rendement de l'échangeur thermique en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

Ainsi, l'augmentation de la charge est accompagnée d'un débit massique élevé d'air comprimé délivré par le turbocompresseur. Elle exige une augmentation de la quantité du carburant injectée dans le moteur pour pouvoir garder constant le rapport (air/fuel) et permettre une stabilité de fréquence et tension du courant électrique fourni par la machine synchrone. Ceci conduit à l'élévation de la température des gaz d'échappement au fur et à mesure que la charge augmente comme le montre la Figure 5-30. Elle passe de 285°C, quand le moteur tourne à vide, à 542°C quand ce dernier fonctionne à pleine charge; une augmentation d'environ 90%. Cependant, en traversant la turbine, les gaz d'échappements subissent une détente due à la libération des énergies cinétique et potentielle sous forme d'un travail mécanique de rotation. Ceci provoque une chute de température des gaz et la différence entre la température à la sortie du moteur et celle à la sortie de la turbine augmente avec la charge et atteint sa valeur maximale (124 °C) quand le moteur fonctionne en pleine charge (Figure 5-30).

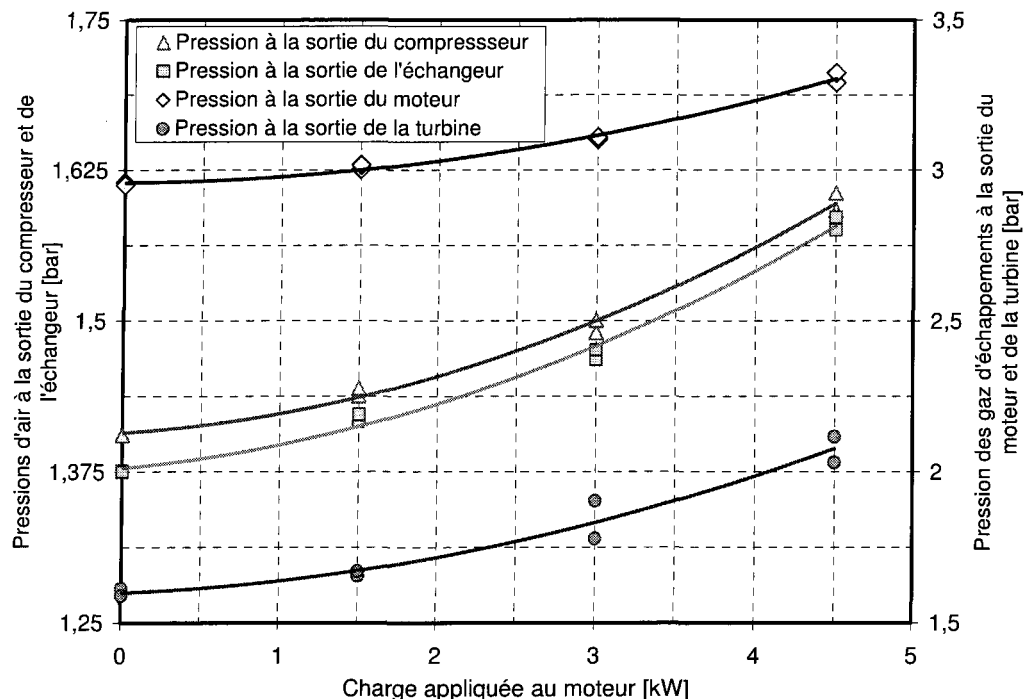


Figure 5-32 : Variation des pressions d'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

L'évolution de la pression de l'air comprimé entre la sortie du compresseur et l'entrée du moteur est représentée sur la Figure 5-32. Cette dernière montre que la valeur maximale du taux de compression correspond au fonctionnement en pleine charge du moteur et la pression de l'air comprimé, atteint une valeur de 1.6 bars, qui représente la limite du fonctionnement du turbocompresseur. La Figure 5-32 montre aussi que le passage de l'air comprimé à travers l'échangeur de chaleur provoque une chute de pression due essentiellement aux pertes de charges linéaires et singulières. Une légère diminution de la différence entre les pressions d'air à la sortie du compresseur et à la sortie de l'échangeur peut être remarquée avec l'augmentation de la charge appliquée au moteur. En conclusion, le taux des pertes de charges dues au passage de l'air comprimé dans l'échangeur de chaleur est quasi-constante le long de la plage du fonctionnement du moteur et est d'environ 2.1%.

En ce qui concerne les pressions des gaz d'échappement à la sortie du moteur et de la turbine, la Figure 5-32 montre que ces deux paramètres augmentent de manière similaire avec l'augmentation de la charge et ceci sur toute la zone d'opération du moteur. La différence entre les pressions mesurées pour 4 types de charge est d'environ 1.27 bars.

Cependant, le taux de détente (Figure 5-33) dans la turbine croît avec l'augmentation de la charge. Cette augmentation est d'environ 3 % dans la plage du fonctionnement située entre 0 kW et 1.5 kW tandis qu'elle passe à environ 8% quand le moteur opère dans la zone située entre 3 kW et 4.5 kW. En principe, le taux de détente subit une limitation quand le moteur est poussé à répondre à une charge qui dépasse la charge maximale selon laquelle le moteur a été conçu. Ceci peut être expliqué par le fait qu'à cette charge, la turbine tend à dépasser ses limites et elle ne pourra plus être capable d'assurer une détente optimale et efficace des gaz d'échappement la traversant. Cette baisse peut être aussi favorisée par un mauvais fonctionnement de la wastegate qui devrait empêcher la turbine de tourner trop rapidement quand le moteur opère à forte charge, tout en conservant le taux de détente le plus élevé surtout si la turbine a atteint ses limites. En effet, la commande de wastegate récupère l'information de pression. Si la pression devient trop haute, cela s'apparente à un indicateur que la turbine tourne trop rapidement, alors la wastegate dévie une partie de l'échappement autour des pales de turbine, permettant aux pales de ralentir.

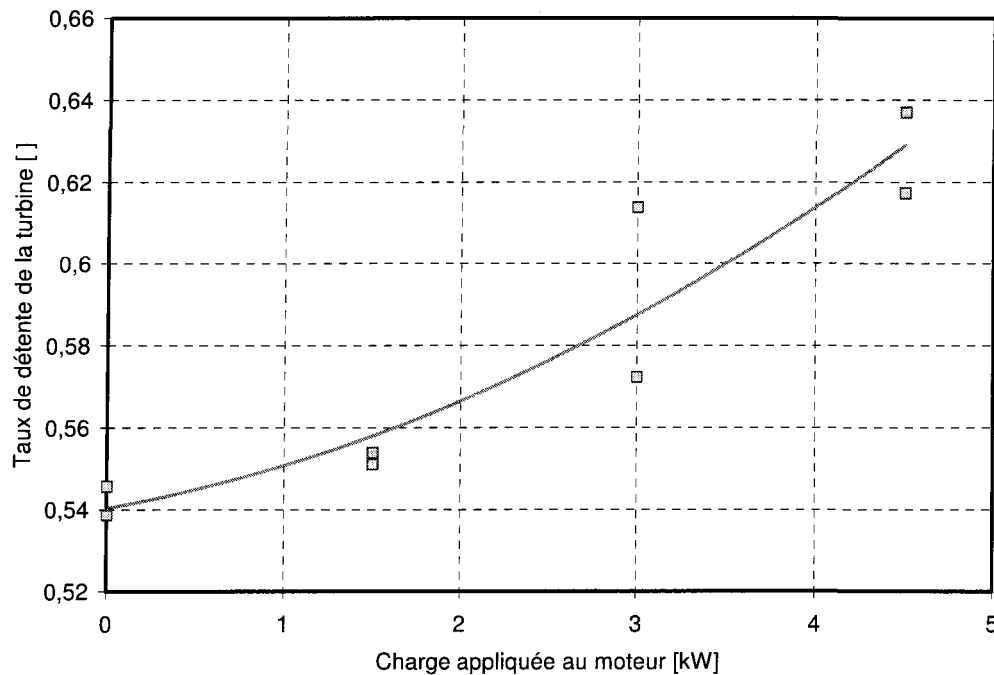


Figure 5-33 : Variation du taux de détente de la turbine en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

L'évolution du régime de rotation du moteur ainsi que la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge appliquée au moteur est représentée sur la Figure 5-34. Il est à constater, comme dans le cas du fonctionnement sans turbocompresseur, que le régime du moteur est supérieur pour des faibles charges et il se dégrade légèrement dans la zone du fonctionnement en plein charge, tout en restant, le long de la plage de la puissance demandée, supérieur au régime de rotation du moteur fonctionnant sans turbocompresseur. En ce qui concerne la pression maximale dans le cylindre (pression à la fin de la combustion), la Figure 5-34 montre que cette pression augmente et passe d'une valeur d'environ 66 bars quand le moteur fonctionne à vide à une valeur d'environ 87.7 bars à plein charge, une augmentation non négligeable d'ordre de 33 %. Comme pour le régime du moteur, la pression maximale dans le cylindre reste toujours supérieure dans le cas de la suralimentation par turbocompresseur comparé au mode d'opération atmosphérique. La différence est d'environ 26 bars quand le moteur fonctionne à vide et 11.7 bars quand le moteur fonctionne à pleine charge.

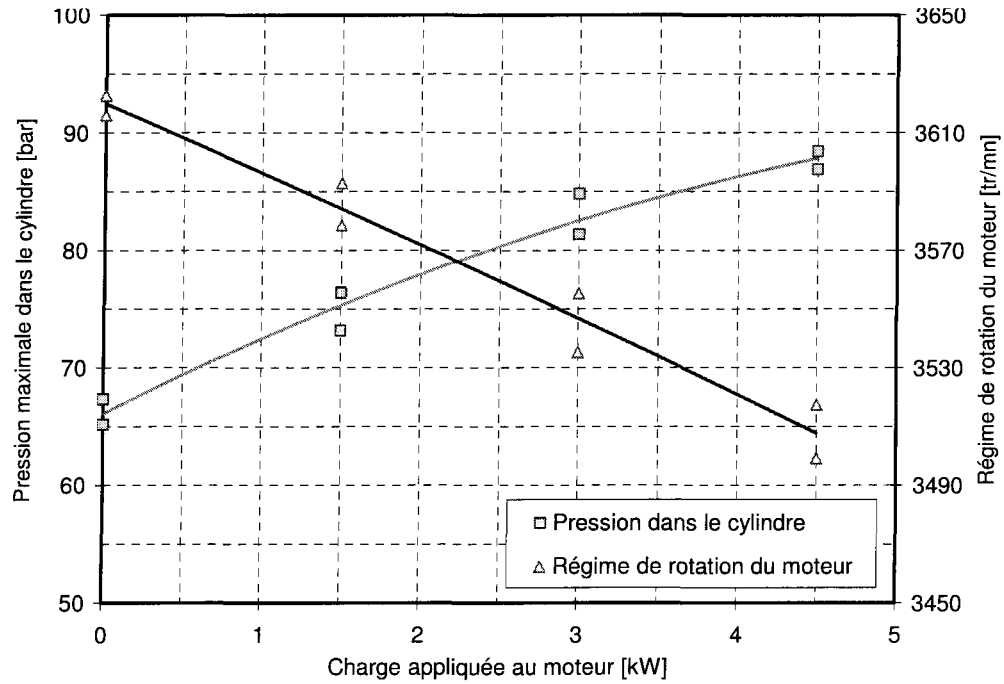


Figure 5-34 : Variation du régime de rotation et de la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

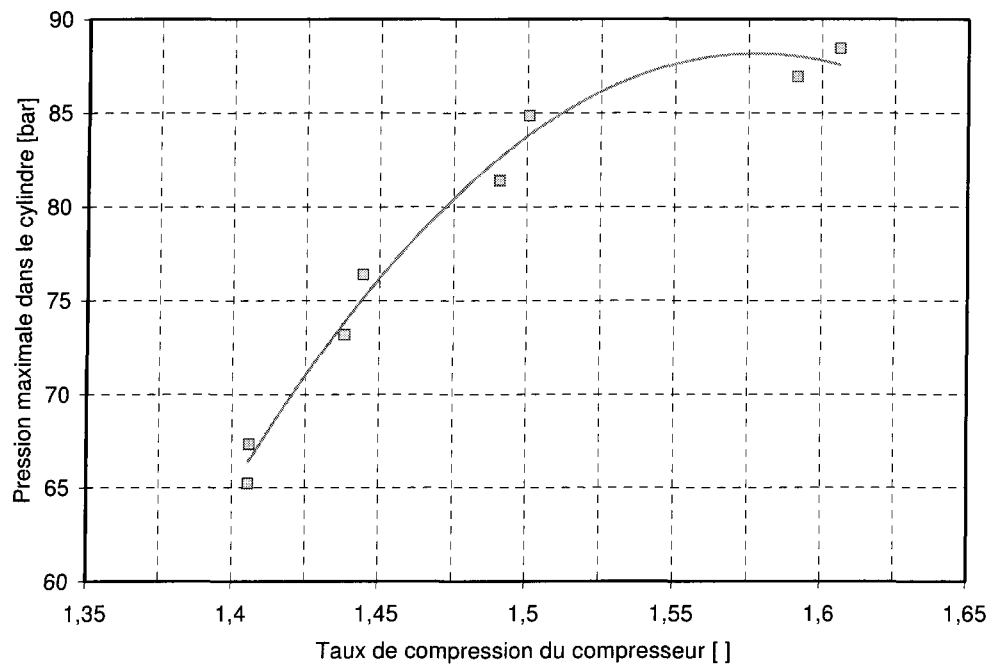


Figure 5-35 : Variation de la pression maximale dans le cylindre en fonction du taux de compression en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

La Figure 5-35 représente l'effet de la pression à l'admission du moteur sur la pression maximale dans le cylindre. Les résultats obtenus montrent que cette dernière augmente avec la pression d'admission (idem avec le taux de compression du compresseur) et la montée de pression est plus rapide (28%) dans la zone du fonctionnement de 0 à 1.5 kW (taux de compression de 1.4 à 1.475) que de 1.5 à 4.5 kW (taux de compression de 1.45 à 1.6) qui est de l'ordre de 10%.

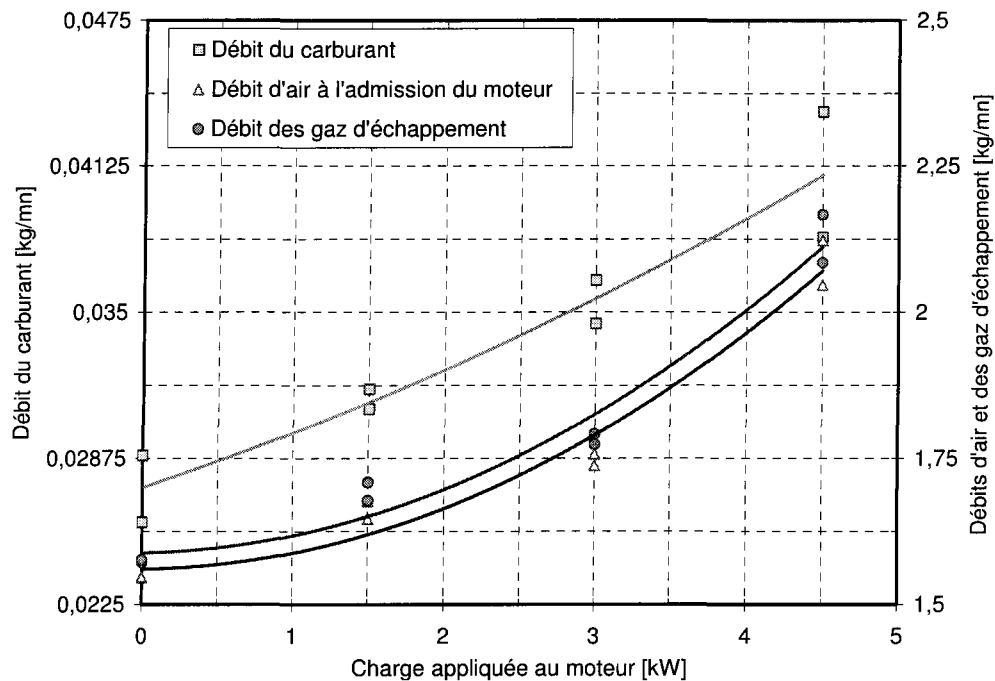


Figure 5-36 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

Les Figure 5-36 et Figure 5-37 représentent les variations des débits massiques du carburant, de l'air à l'admission et des gaz d'échappement en fonction de la charge appliquée au moteur et du taux de compression du compresseur. Il est simple à conclure que ces débits sont supérieurs pour des fortes charges et inférieurs pour des faibles charges parce qu'ils dépendent du régime de turbocompresseur qui fournit plus d'air comprimé, et à pression plus élevée, quand le moteur tourne à pleine charge. Sur les Figure 5-36 et Figure 5-37, peut être observé, sur toute la plage du fonctionnement, que le débit massique des gaz d'échappement est toujours supérieur à celui de l'air comprimé et égale, à une erreur près, à la somme des masses

d'air et du carburant introduites dans le cylindre. Ce qui signifie que le balayage des gaz dans le cylindre se fait d'une manière complète et justifie ainsi l'hypothèse de la conservation de masse considérée dans les modélisations numériques des systèmes d'admission et d'échappement du moteur.

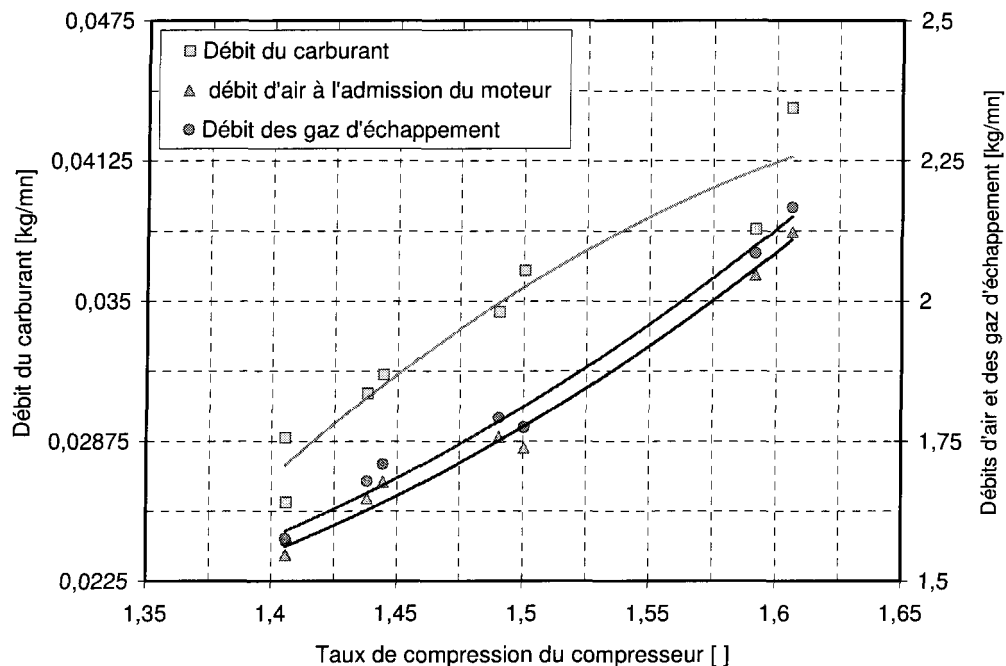


Figure 5-37 : Variation des débits d'air, du carburant et des gaz d'échappement en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

La Figure 5-38 représente l'évolution du taux de compression en fonction du taux de détente des gaz d'échappement dans la turbine. Le ratio de compression croît avec l'augmentation du rapport de détente pour atteindre sa valeur maximale admissible par le moteur et qui coïncide avec celle trouvée dans le calcul visant le dimensionnement du turbocompresseur (environ 1.62 bar). Après cette valeur limite, le turbocompresseur risque de fonctionner dans la zone de pompage où l'énergie mécanique transmise de la turbine au compresseur ainsi que la vitesse de rotation sont trop grandes. Cependant, la vitesse de rotation est limitée par la tenue mécanique de la roue de compresseur, les conditions aérodynamiques en sortie de roue et la stabilité de fonctionnement du système paliers. Il

convient alors dans ce cas de dévier une partie des gaz d'échappement, à l'aide de la valve de wastegate, pour éviter d'endommager le turbocompresseur.

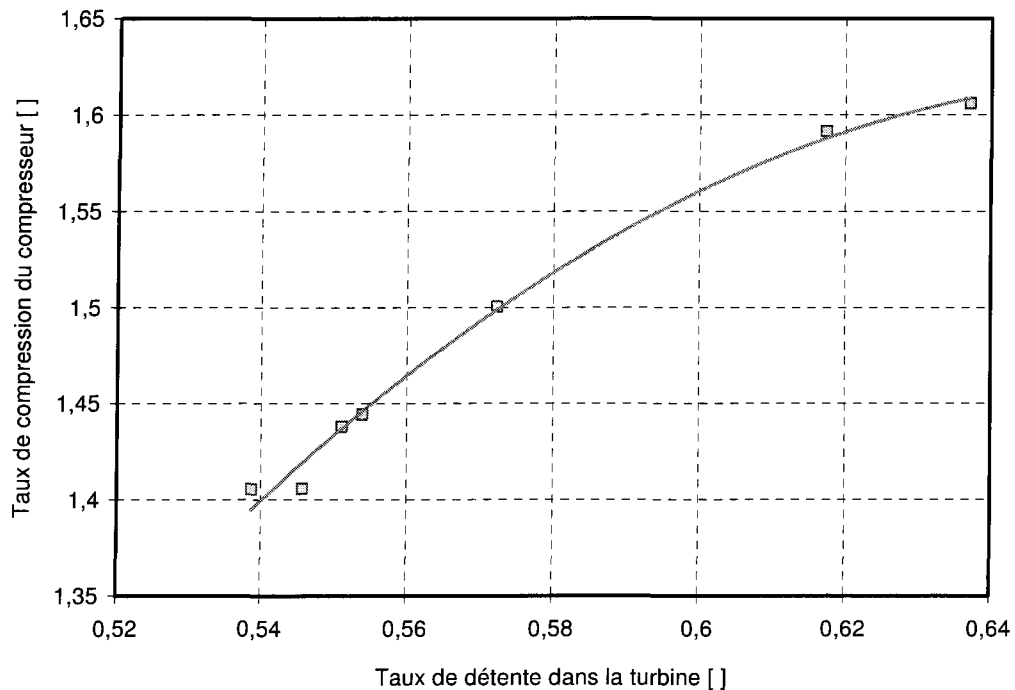


Figure 5-38 : Variation du taux de compression du compresseur en fonction du taux de détente de la turbine en mode de fonctionnement avec turbocompresseur

L'effet de la pression maximale dans le cylindre sur les taux de compression et de détente, respectivement, dans le compresseur et la turbine est représenté sur la Figure 5-39. Il est à remarquer que les deux ratios suivent la même tendance croissante en fonction de la pression du cylindre. Mais, à faibles pressions dans le cylindre (65 à 70 bars), c'est-à-dire dans la zone du fonctionnement correspondant aux faibles charges appliquées au moteur, le compresseur et la turbine fonctionnent à des taux quasi-fixes (0,53 pour la turbine et 1,4 pour le compresseur). Par contre, pour des pressions élevées dans le cylindre (correspondant à des grandes charges), le taux de détente réalisé à une pression maximale dans le cylindre d'environ 90 bars est 14 % plus grand que celui réalisé pour une pression égale à 75 bars. En ce qui concerne du taux de compression, ce dernier est 12 % plus grand pour une pression de cylindre d'environ 90 bars comparé à celui de 75 bars. Ceci prouve que le compresseur et la

turbine n'atteignent leurs taux maximaux de compression et de détente que pour des régimes du fonctionnement du moteur diesel à plein charge.

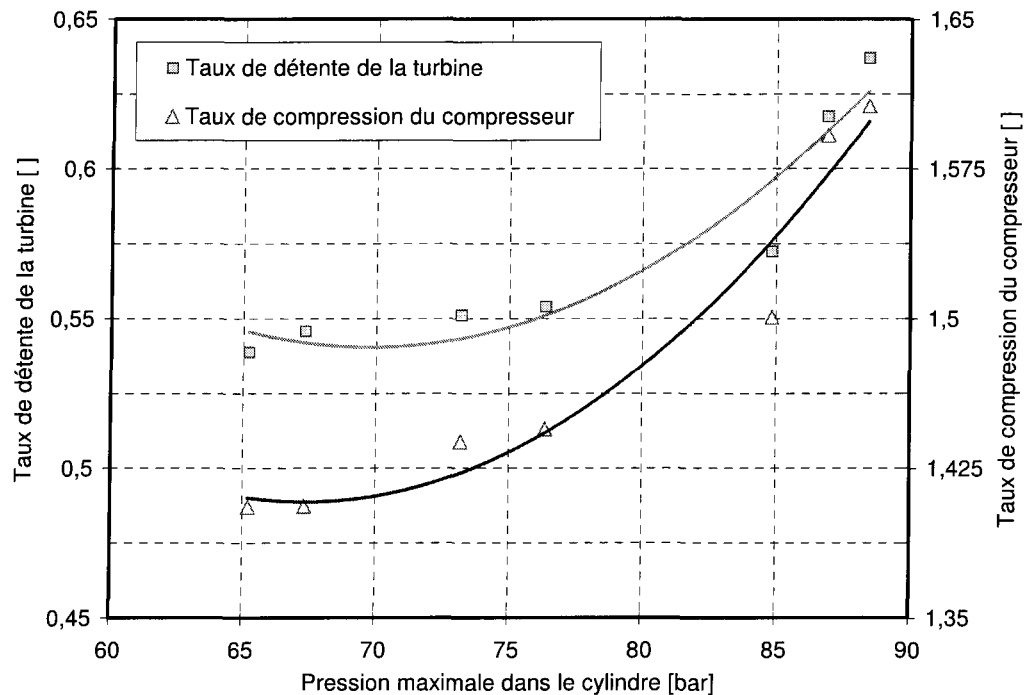


Figure 5-39 : Variation du taux de compression du compresseur et du taux de détente de la turbine en fonction de la pression maximale dans le cylindre en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

Les variations du rendement isentropique du compresseur, respectivement en fonction de son taux de compression et de la charge appliquée au moteur sont représentées sur les Figure 5-40 et Figure 5-41. Ces figures montrent que le rendement du compresseur se dégrade avec l'augmentation de la charge, ou du taux de compression. Il est environ 72% pour une charge nulle, 57% quand la charge égale à 3 kW et 52% quand le moteur alimente la charge maximale de 4.5 kW.

L'augmentation de la charge conduit à l'augmentation de la pression, de la température et du débit des gaz d'échappements traversant la turbine et, en conséquence, du taux de compression du turbocompresseur. Ceci signifie, selon la loi des gaz parfaits appliquée à l'air aspiré par le compresseur, que la température de l'air augmente davantage au cours de la

compression quand le moteur fonctionne à pleine charge. Par contre, cette augmentation de température fait croître les pertes thermiques à travers les parois du compresseur et dégrade son rendement thermique ce qui provoque la dégradation de son rendement isentropique. Le rendement mécanique se dégrade aussi avec l'augmentation du régime de rotation du turbocompresseur.

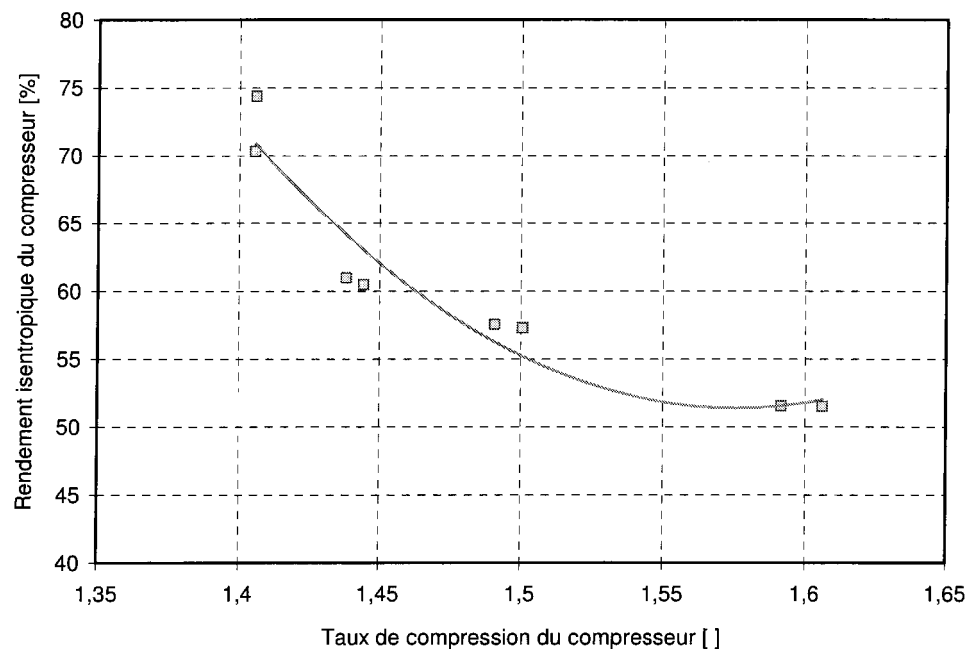


Figure 5-40 : Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de son taux de compression en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

Les variations du rendement isentropique de la turbine respectivement en fonction de son taux de détente et de la charge appliquée au moteur sont représentées sur les Figure 5-40 et Figure 5-41. Le premier point que la Figure 5-42 peut révéler est la tendance croissante du rendement isentropique de la turbine en fonction de l'augmentation de son taux de détente. Cependant, cette augmentation est limitée dans la plage du fonctionnement de la turbine correspondant à des taux de détente variant entre 0.538 et 0.58. Dans cette zone, le rendement de la turbine varie de 43% jusqu'à 77 %. En dehors de cette zone et pour des taux de détente supérieurs à 0.58, le rendement se maintient quasi-constant entre 77.5% et 78%. Le deuxième point révélé par la Figure 5-42 est la validation du modèle théorique adopté pour représenter le

rendement de la turbine (chapitre IV) par une courbe polynômiale de degré 3 dans la première zone du fonctionnement de la turbine et par une droite linéaire parallèle à l'axe des abscisses dans la deuxième zone et qui correspond au rendement optimal de la turbine.

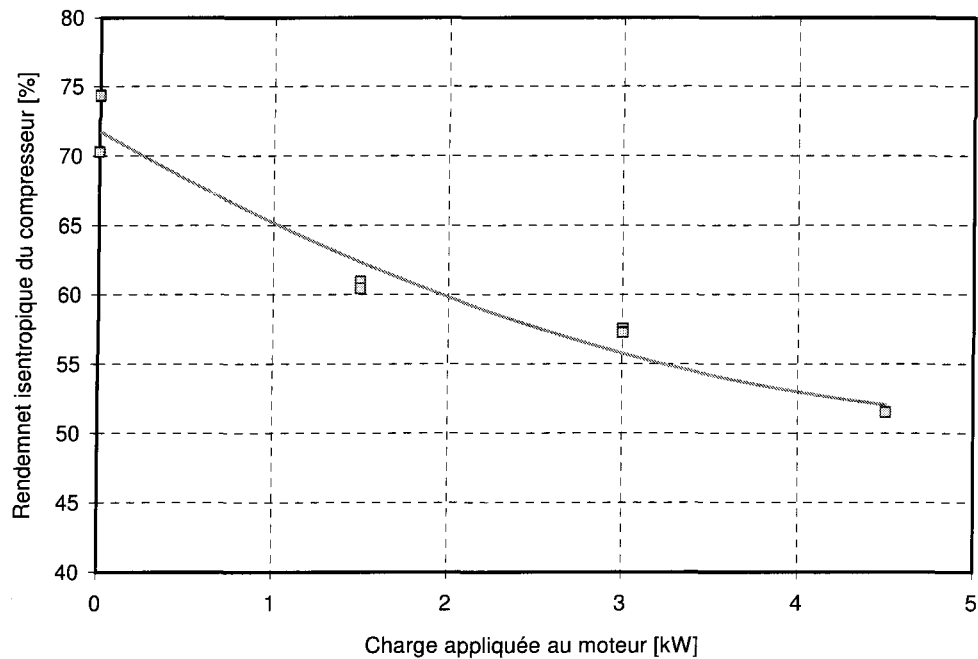


Figure 5-41 : Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

En ce qui concerne les variations du rendement de la turbine en fonction de la charge, la Figure 5-43 confirme que pour pouvoir atteindre les meilleures performances de la turbine, le moteur devrait fonctionner à pleine charge. Aussi, cette figure démontre que le rendement de la turbine tend asymptotiquement à sa valeur maximale avec l'augmentation de la charge. Ceci s'explique par le fait qu'à partir d'une certaine puissance du moteur, la turbine atteint ses limites et elle ne peut plus bénéficier des énergies cinétique, potentielle et thermique supplémentaires disponibles dans les gaz d'échappement. Cette conclusion est confirmée aussi par la Figure 5-42 où le rendement maximal est 77% est obtenu pour un taux de détente supérieur à 0.58 qui correspond à une charge supérieure ou égale à 3 kW. Ceci justifie la nécessité de la valve « Westgate » qui dérive une partie des gaz de combustion vers l'extérieur pour éviter d'endommager la turbine quand cette dernière arrive aux limites de saturation.

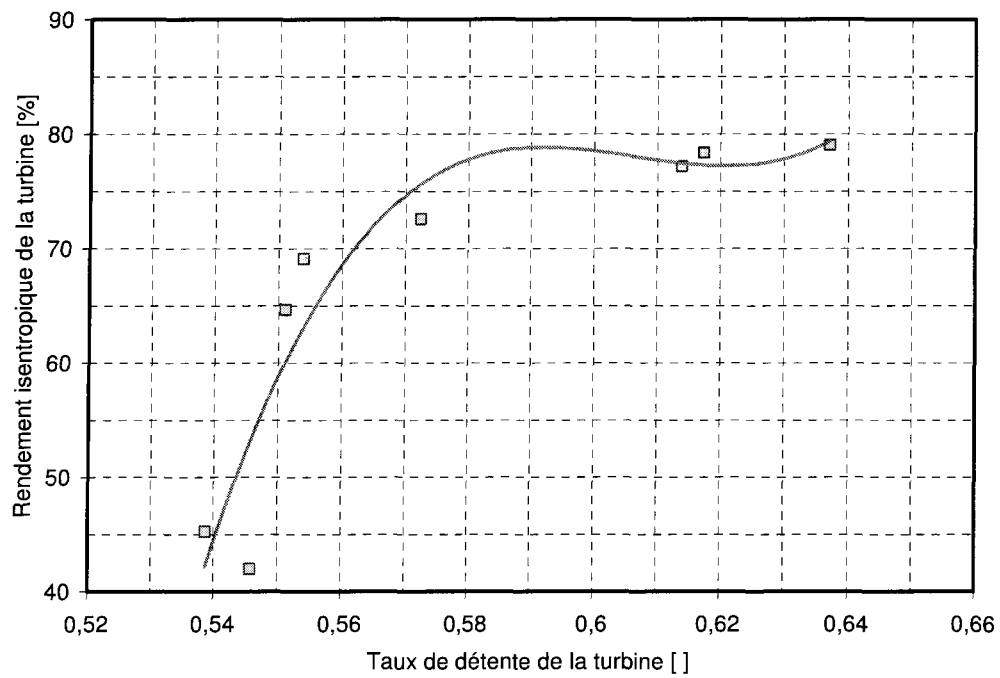


Figure 5-42 : Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de son taux de détente en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

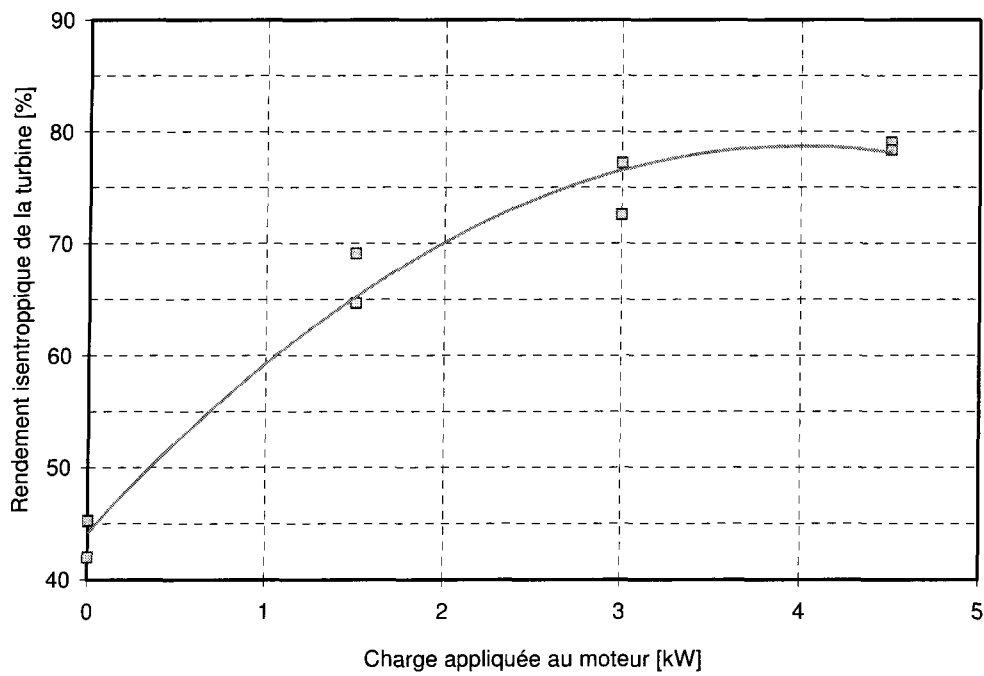


Figure 5-43 : Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec turbocompresseur

5.3. Fonctionnement avec suralimentation par l'air comprimé du réseau et sans turbocompresseur

Les résultats obtenus à partir des essais réalisés sur le moteur diesel en mode suralimentation par l'air comprimé pré-stocké et sans turbocompresseur, sont représentés sur les Figure 5-44 à Figure 5-55. La première partie de résultats (Figure 5-44 et Figure 5-45) porte sur les variations de la température et du débit d'air comprimé à l'admission du moteur. Les autres résultats sont comparés avec ceux obtenus pour le fonctionnement du moteur en modes atmosphérique et suralimenté par turbocompresseur.

Les tests ont été réalisés consécutivement pour 3 niveaux de pression de suralimentation, de 2.3 bar, 2.83 bar et 3.11 bar. Le réglage de la pression à l'admission du moteur a été réalisé à l'aide d'un réducteur de pression qui limite la pression maximale à 3.5 bars pour des raisons de sécurité et pour ne pas endommager le bloc moteur ou les pièces mécaniques mobiles si la pression dans le cylindre augmente de façon excessive. Cependant, le réglage de l'injection de carburant a été réalisé à l'aide d'une barre glissante numéroté de 0 à 100% où le chiffre 0 correspond à la coupure totale de l'alimentation du moteur par le carburant et le 100% représente une alimentation complète comme si le contrôle électronique d'injection du carburant n'était pas débranché.

5.3.1. Température et débit d'air comprimé à l'admission du moteur

Les variations de la température d'air comprimé à l'admission du moteur en fonction des pressions de la suralimentation et la charge sont représentées sur la Figure 5-44. Étant donné que la partie d'énergie thermique, résultante de la combustion du carburant, perdue par dissipation vers l'extérieur se propage dans le bloc moteur, ses auxiliaires et ses éléments périphériques (collecteurs d'admission et d'échappement par exemple) et que ces pertes augmentent avec l'augmentation de la charge appliquée au moteur, ceci explique que la température d'air traversant le collecteur d'admission augmente aussi et atteint sa valeur maximale pour les fortes charges. Par contre, sachant que l'air comprimé pré-stocké subit une détente et une chute de pression dans le réservoir du stockage ainsi qu'entre le réservoir et

l'admission du moteur au fur et à mesure que l'air est soutiré du réservoir, il est normal de constater alors une chute de la température, due à ces pertes énergétiques et exergetiques, à l'admission du moteur en passant d'un niveau de pression de suralimentation à un autre supérieur.

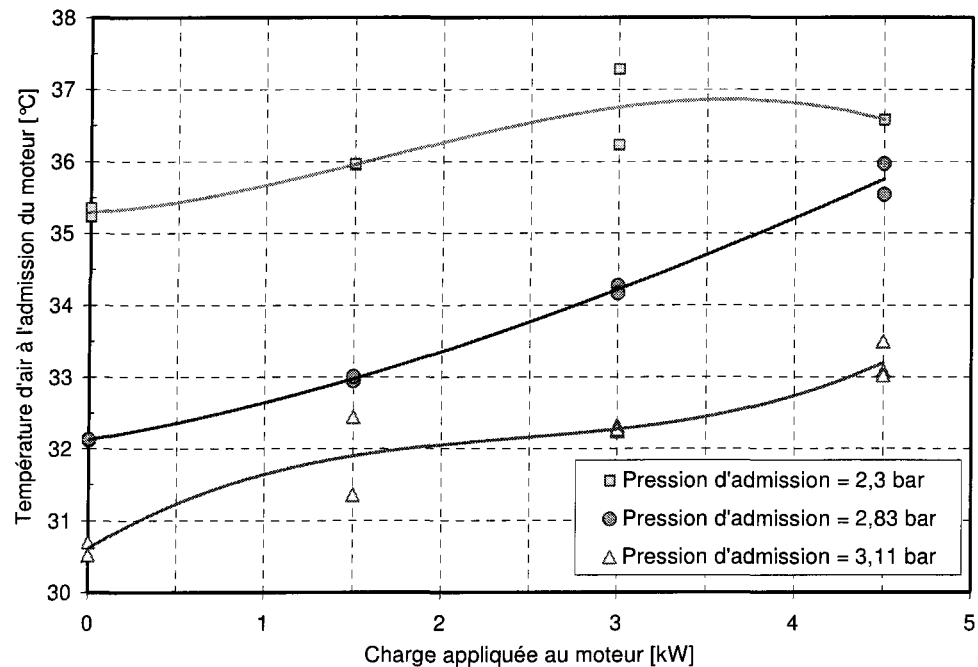


Figure 5-44 : Variation de la température d'air à l'admission du moteur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec suralimentation externe seule

Le débit d'air comprimé suralimentant le moteur ainsi que la quantité du carburant injecté ont été contrôlés de façon que la tension et la fréquence de la machine synchrone associée au moteur thermique restent constantes (50 Hz, 100-110 V). Alors, pour chaque niveau de pression d'air à l'admission, a été fixé un débit d'air quasi-constant (Figure 5-45) sur toute la plage de fonctionnement du moteur tandis que le débit du fuel variait en fonction de la charge (

Figure 5-46). Il est facile à constater d'après la Figure 5-45 que la quantité d'air admis dans le cylindre augmente proportionnellement avec la pression d'air comprimé avec un taux d'environ 1.5 quand la pression passe de 2.3 bars à 2.83 bars et de l'ordre de 1.3 quand le

moteur est suralimenté par l'air à 3.11 bar de pression au lieu de 2.83 bars. Ces résultats valident bien le modèle théorique, calculant le débit d'air, utilisé dans le chapitre IV.

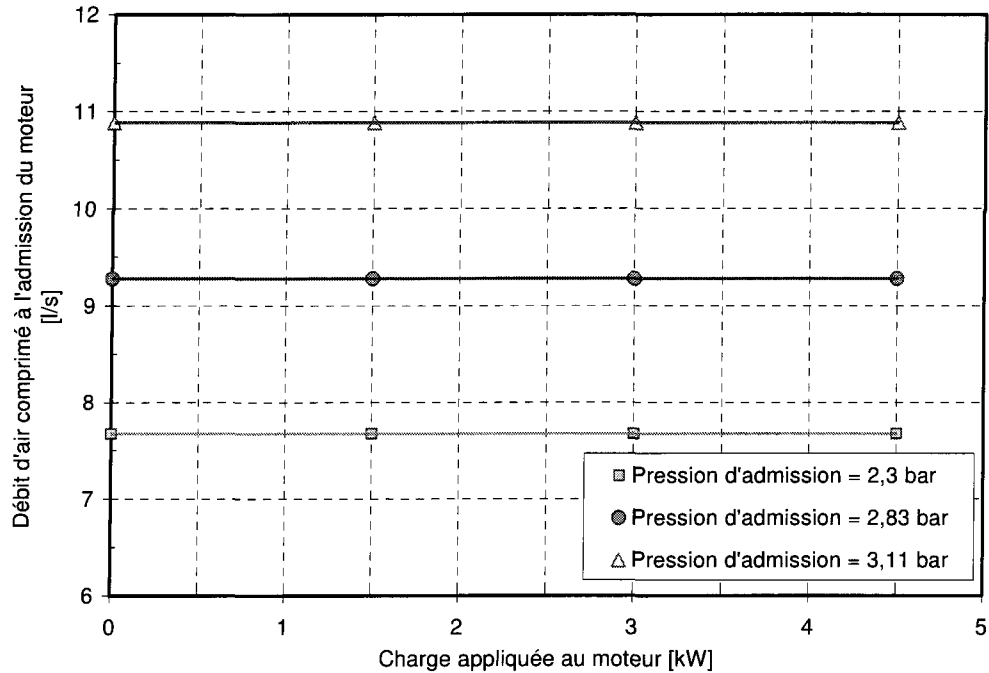


Figure 5-45 : Variation du débit d'air comprimé à l'admission du moteur en fonction de la charge en mode du fonctionnement avec suralimentation externe seule

5.3.2. Comparaisons selon la consommation du carburant

La Figure 5-46 caractérisant la consommation du carburant, montre, que quelque soit le mode du fonctionnement du moteur (atmosphérique, suralimenté par turbocompresseur seul ou suralimenté par l'air comprimé seul), la consommation du fuel augmente avec l'augmentation de la charge et ceci pour le même niveau de pression à l'admission du moteur. Il est facile à constater que sur toute la plage du fonctionnement du moteur (0 kW à 4,5 kW), la suralimentation du moteur par turbocompresseur provoque une augmentation moyenne du fuel d'environ 11% comparée à la quantité consommée par le moteur opérant en mode atmosphérique. Ceci est dû au fait que le turbocompresseur augmente de débit d'air aspiré par le moteur tout en poussant ce dernier à fonctionner avec un rapport air/fuel constant et proche du stochéométrique.

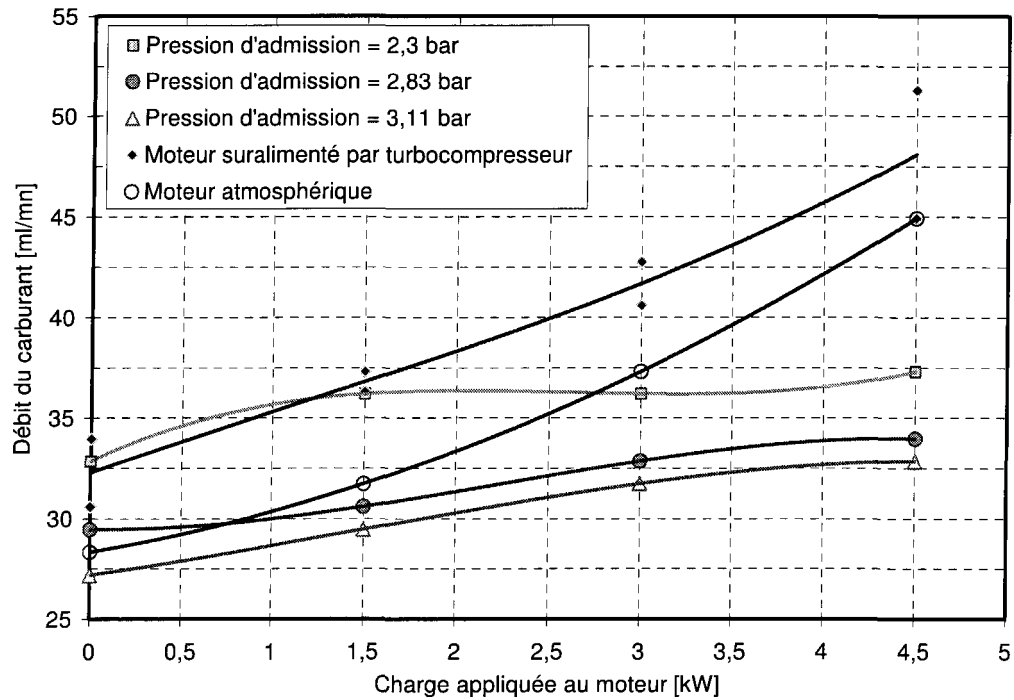


Figure 5-46 : Variation du débit du carburant en fonction de la charge

Par ailleurs, le moteur suralimenté par l'air comprimé du réseau consomme moins de carburant au fur et à mesure que la pression de suralimentation augmente. Le taux de cette diminution s'affaiblit avec la croissance de la pression d'admission du fait qu'il est limité par les contraintes liées à la stabilité et l'homogénéité de la combustion. De plus, ce taux est quasi-fixe, entre deux niveaux de pression, sur toute la plage d'opération du moteur. En suralimentant le moteur diesel par l'air comprimé ayant 2.83 bars comme pression d'admission au lieu de 2.3 bars, le moteur consomme en moyenne 10% moins de carburant. Par contre, si la suralimentation du moteur se fait à 3.11 bars de pression, le moteur consomme 3.7% moins de carburant s'il suralimenté à 2.83 bars de pression. Par conclusion, en suralimentant le moteur à 3.11 bars de pression au lieu de 2.3 bars, une économie de carburant d'environ 12% peut être réalisée.

L'économie en carburant obtenue grâce à la suralimentation externe comparé au moteur fonctionnant en mode atmosphérique, est représentée sur la Figure 5-47. Il est à remarquer que plus la charge augmente, plus la quantité du carburant économisée augmente. Aussi, plus la

pression à l'admission augmente, meilleure est l'économie réalisée au niveau du fuel consommé. Pour une charge de 4.5 kW, le moteur économise près de 17% du carburant s'il est suralimenté à 2.3 bars de pression, 24% s'il est suralimenté à 2.83 bars et 27% si la pression à l'admission devient 3.11 bars. Par ailleurs, il peut être remarqué que cette économie diminue au fur et à mesure que la pression à l'admission augmente et ceci résulte du fait que le moteur fonctionnera dans la zone où le rendement du processus de combustion se dégrade. Un autre point relevé à la Figure 5-47 est qu'en fonctionnant à vide, seule la suralimentation faite à 3.11 bars permet d'économiser environ 4% du carburant. De plus, l'avantage économique d'un moteur suralimenté à 2.3 bars, par rapport au mode atmosphérique, n'apparaît qu'à partir d'une charge supérieure à 1.5 kW.

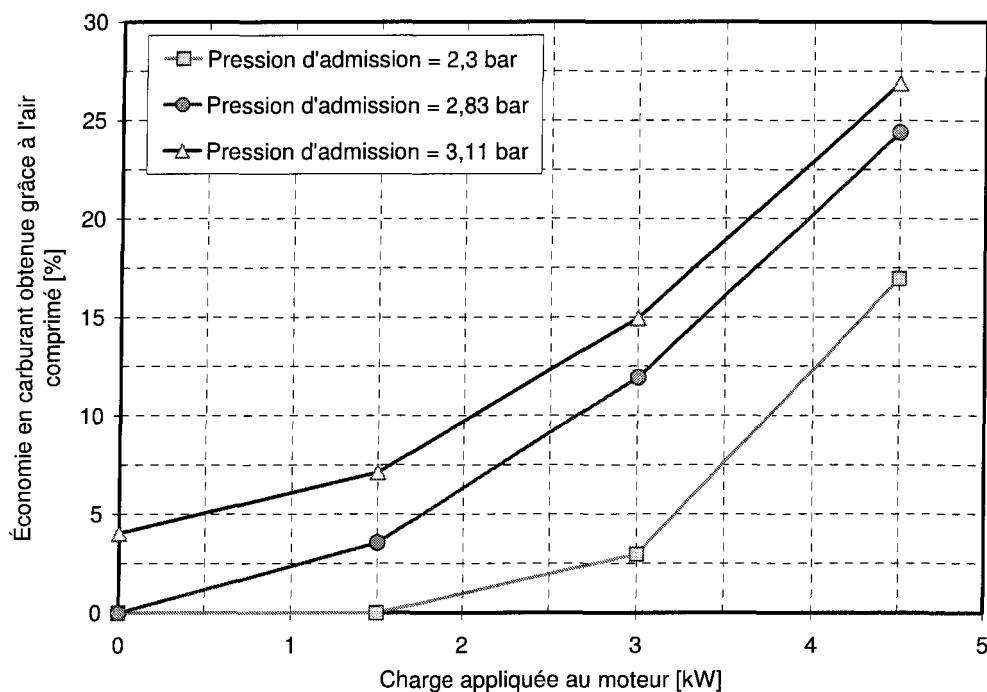


Figure 5-47 : Économie en carburant réalisée grâce à la suralimentation externe en comparaison au mode du fonctionnement à pression atmosphérique

Comparé à un moteur suralimenté par turbocompresseur, la suralimentation à pressions élevées apporte des économies de carburant remarquables et qui augmentent avec la charge comme le montre la Figure 5-48.

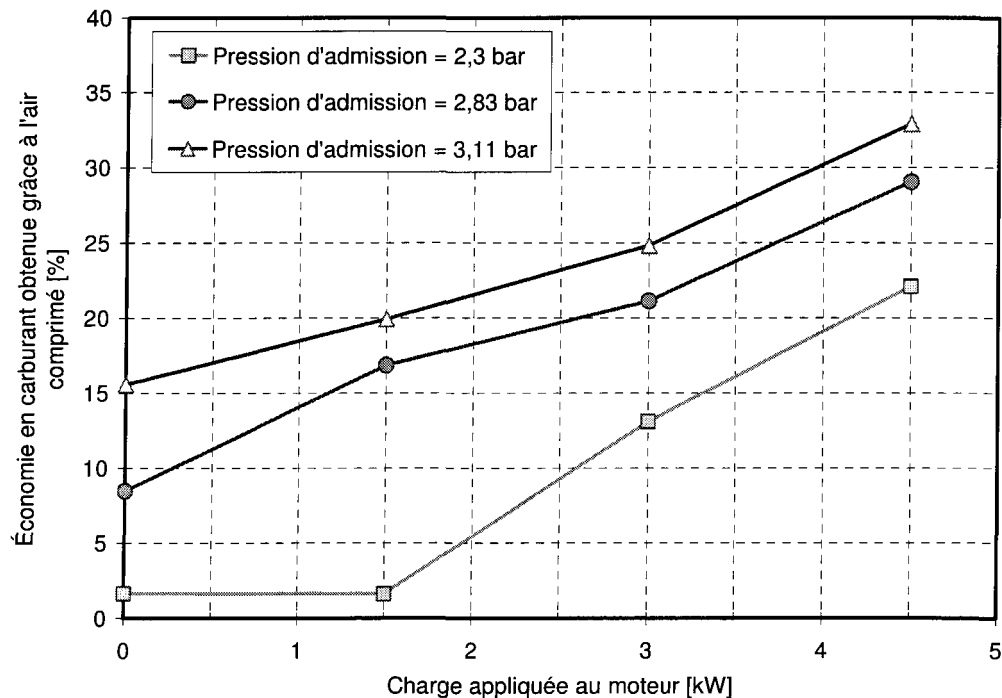


Figure 5-48 : Économie en carburant réalisée grâce à la suralimentation externe en comparaison à la suralimentation par turbocompresseur

Le premier point que cette figure peut révéler est que l'économie réalisée en carburant augmente avec la charge et que cette augmentation est quasi-linéaire pour des charges supérieures ou égales à 1.5 kW. La pente est de 6.8 quand le moteur est suralimenté à 2.3 bars et d'environ 5.3 quand la suralimentation se fait à 2.83 et 3.11 bars. Le deuxième point est que plus la pression à l'admission augmente, meilleure est l'économie réalisée au niveau du fuel consommé. Pour une charge de 4.5 kW, le moteur économise près de 22% du carburant s'il est suralimenté à 2.3 bars, environ 29% s'il est suralimenté à 2.83 bars et 33% si la pression à l'admission devient 3.11 bars. Mais, le taux de réduction diminue au fur et à mesure que la pression de suralimentation augmente et ceci résulte du fait que le moteur fonctionnera dans la zone où le rendement de combustion se dégrade. Il est intéressant de remarquer que, contrairement au cas précédent (Figure 5-47), l'économie est réalisée quel que soit le niveau de pression à l'admission du moteur et la charge appliquée. Même dans la plage de fonctionnement située entre 0 et 1.5W, le moteur suralimenté à 2.3 bars économise près de 2% de carburant, tandis qu'il économise, en moyenne, jusqu'à 13% et 17.5% s'il est suralimenté

respectivement à 2.83 bars et 3.11 bars. Le dernier point illustré à la Figure 5-48 est que l'économie en carburant réalisée sur toutes les charges avec une suralimentation externe, comparée à celle faite avec un turbocompresseur, reste toujours supérieure et avantageuse par rapport à celle réalisée sur un moteur atmosphérique.

5.3.3. Comparaisons selon la pression maximale dans le cylindre et la température des gaz d'échappements

Pour pouvoir déterminer les limites du fonctionnement de moteur en mode de suralimentation externe, il est indispensable d'analyser la pression maximale dans le cylindre et la température des gaz d'échappement. Ces deux paramètres représentent respectivement l'indice des contraintes mécaniques dues aux forces de pression sur les pièces mobiles du bloc moteur et l'indice des contraintes thermiques dues aux échanges de chaleur entre les gaz de combustion et les parois du cylindre.

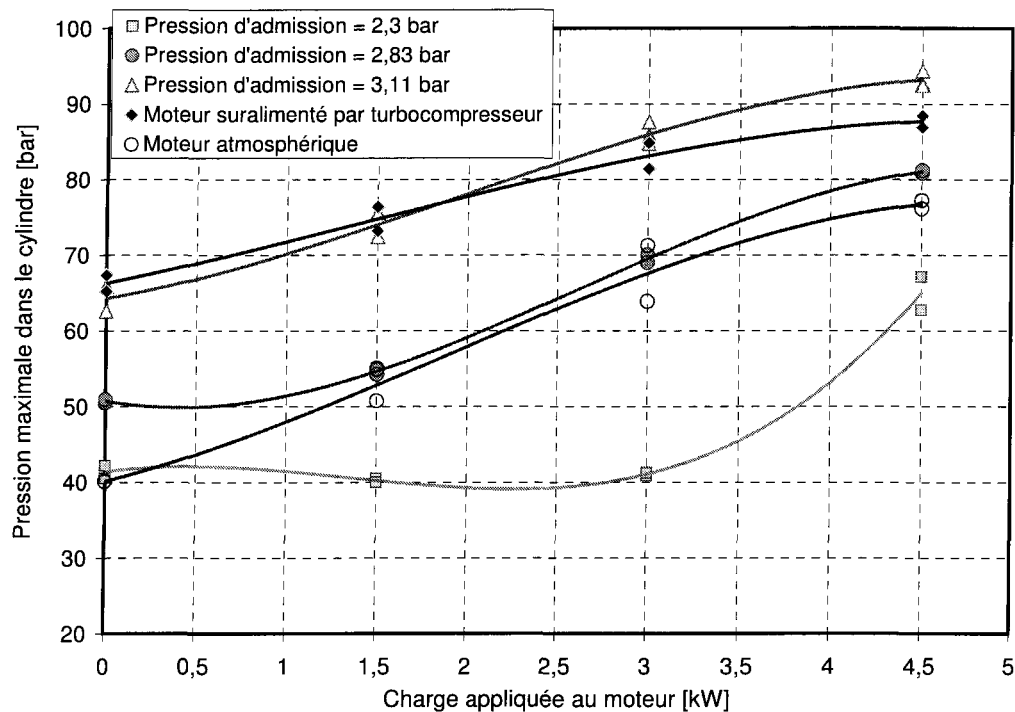


Figure 5-49 : Variation de la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge

La variation de la pression maximale des gaz dans le cylindre est représentée sur la Figure 5-49. D'abord, cette figure dégage une conclusion évidente que la croissance de la puissance demandée au moteur fait en sorte d'augmenter davantage la pression dans le cylindre et ceci pour tous les modes du fonctionnement. Par conséquence de l'augmentation de la consommation du fuel en mode turbo, il est évident que la pression à la fin de la combustion durant ce mode d'opération soit supérieure à celle obtenue dans le mode atmosphérique. Une augmentation moyenne d'environ 30% peut être remarquée sur la Figure 5-49.

Cependant, la pression maximale dans le cylindre reste quasiment constante (41 bars en moyenne) sur la plage du fonctionnement située entre 0 kW et 3 kW pour une pression de suralimentation de 2.3 bars. Par contre, une augmentation d'environ 58% se produit sur la pression maximale quand le moteur opère dans la zone située entre 3 kW et 4.5 kW. Quand le moteur est suralimenté par l'air comprimé à 2.83 bars et 3.11 bars de pression, les courbes montrent une croissance en fonction de la charge. Le taux moyen d'augmentation de la pression maximale dans le cylindre due à la suralimentation faite à 2.83 bars est d'environ 22% par rapport à celui faite à 2.3 bars. La pression dans le cylindre augmente au même taux (22%) quand la suralimentation se fait à 3.11 bars plutôt qu'à 2.83 bars.

Il est à remarquer d'après les Figure 5-27, Figure 5-34 et Figure 5-49 que même avec une forte suralimentation faite à 3.11 bars, pression 2 fois plus grande que celle fournie par le turbocompresseur, la pression maximale dans le cylindre reste toujours dans les limites acceptables pour le moteur surtout dans la zone critique du fonctionnement (fortes charges). Cependant, en fonctionnant à vide, la pression maximale dans le cylindre due à la suralimentation à 3.11 bars est la même que celle due à la suralimentation par le turbocompresseur mais elle reste toujours supérieure à celle du moteur atmosphérique. Ceci permet de conclure que les risques et les contraintes mécaniques et thermiques qui pourraient limiter le fonctionnement du moteur ou même l'endommager n'ont plus d'importance du fait que le choix du turbocompresseur a tenu compte de toutes ces contraintes et que la suralimentation supplémentaire n'a pas dépassé les limites du fonctionnement du moteur avec un turbocompresseur. En effet, la pression maximale à forte charge est autour de 90 bars pour les deux cas, tandis que la température des gaz d'échappement est beaucoup plus basse quand

le moteur est suralimenté à 3.11 bars de pression (225 °C) plutôt qu'avec le turbocompresseur (550°C) (Figure 5-30 et Figure 5-50). Les contraintes thermiques et mécaniques peuvent être alors négligées vu que la pression maximale dans le cylindre est encore loin de la valeur limite admissible pour ce moteur (120 bars). Ainsi, il est illustré à la Figure 5-50 que le taux de la diminution de la température des gaz d'échappement diminue avec la croissance de la pression de suralimentation externe du fait qu'il est limité par la dégradation des conditions de combustion (Figure 5-50). Ce taux est beaucoup plus grand (32%) si la suralimentation se fait à 2.83 de pression au lieu de 2.3 bars. Quand le moteur est suralimenté à 3.11 bars au lieu de 2.83 bars, la baisse de température des gaz d'échappement est de 13 %. La température à la sortie du moteur décroît d'environ 43% avec une pression à l'admission égale 3.11 bars plutôt que 2.3 bars.

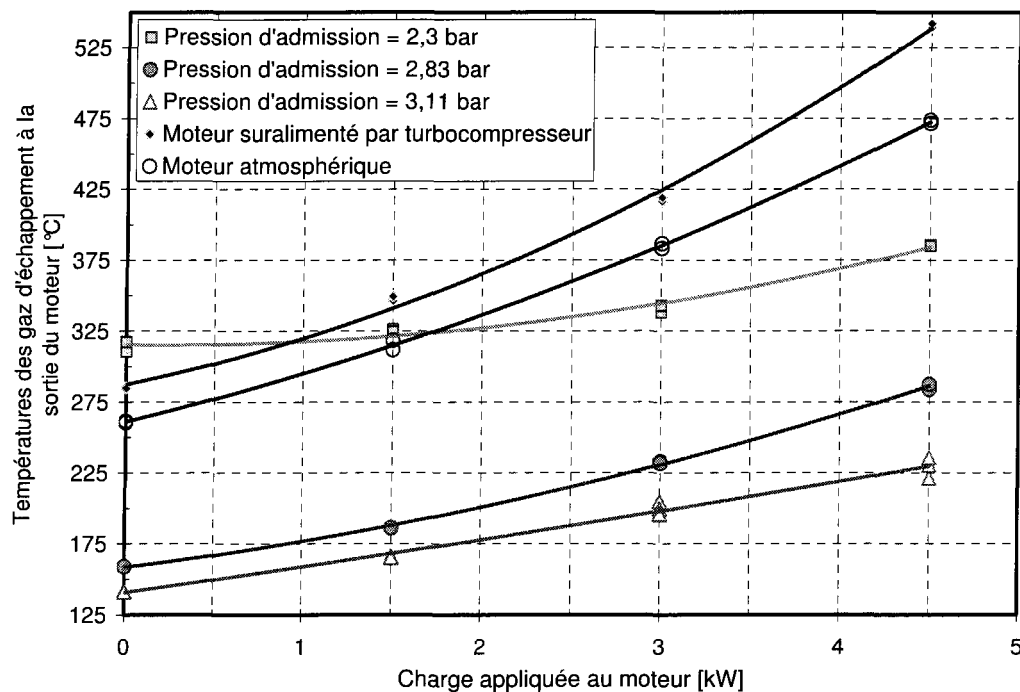


Figure 5-50 : Variation de la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur en fonction de la charge

5.3.4. Comparaisons selon le rapport air/fuel

La Figure 5-51 représente les variations du rapport air/fuel du moteur diesel, opérant en différents modes du fonctionnement, en fonction de la charge. Cette figure montre que le rapport air/fuel décroît avec l'augmentation de la charge. Cependant, cette décroissance devient de plus en plus remarquable avec la suralimentation supplémentaire par l'air comprimé du réseau mais le rapport air/fuel reste toujours supérieur, quelque soit la charge appliquée, à celui du moteur atmosphérique ou suralimenté par le turbocompresseur.

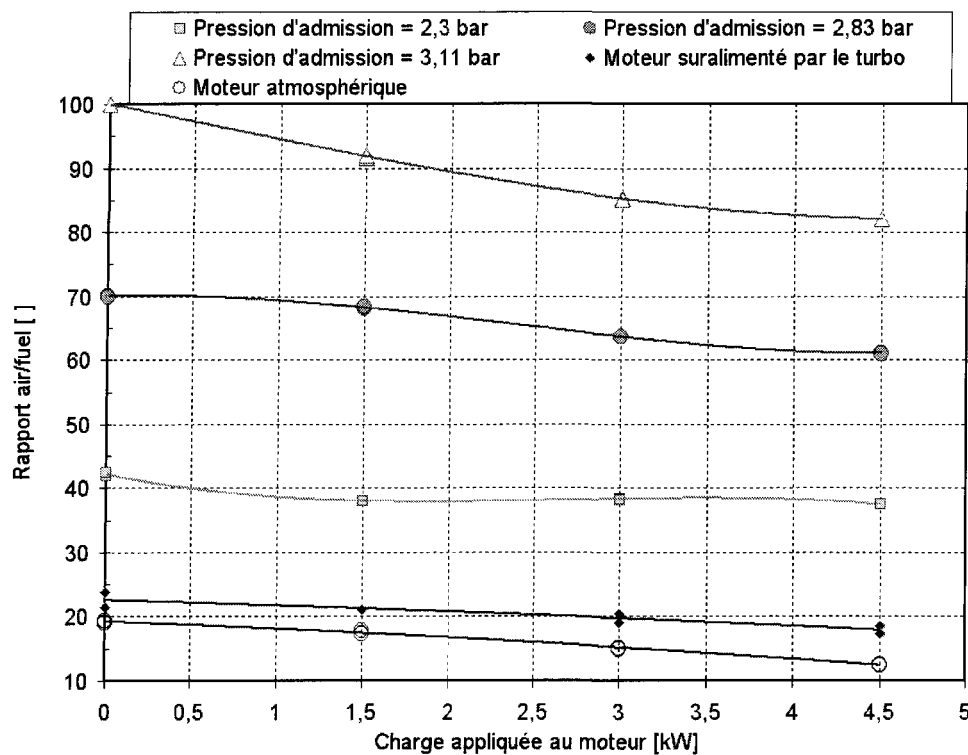


Figure 5-51 : Variation du rapport air/fuel du moteur diesel

Pour un moteur atmosphérique, la Figure 5-51 montre que la zone du fonctionnement stœchiométrique (rapport air/fuel inférieur ou égal à 14,7) correspond bien à la plage où la charge varie entre 3 et 4,5 kW. Dans cette zone, le décroissement du rendement sera beaucoup plus rapide que celui de la zone située entre 0 et 3 kW où le rapport air/fuel est supérieur à sa

valeur stœchiométrique (λ_{st}). Cette décroissance rapide du rendement dans la zone stœchiométrique s'explique par la dégradation du rendement de combustion due à l'instabilité et l'inhomogénéité du processus de combustion surtout quand $\lambda < \lambda_{st}$, comme c'est déjà démontré par la modélisation numérique dans le chapitre IV. Ceci est confirmé aussi par la Figure 5-53 qui représente l'évolution du rendement en fonction du rapport air/fuel.

La Figure 5-51 montre que pour un moteur suralimenté par turbocompresseur, le rapport air/fuel décroît légèrement avec l'augmentation de la charge mais le moteur fonctionne toujours en dehors de la zone stœchiométrique et ceci sur toute la plage du fonctionnement, ce qui correspond parfaitement aux calculs réalisés pour adapter le turbo au moteur.

Il est à remarquer, aussi, qu'en suralimentant le moteur avec 2.3 bars de pression, le rapport air/fuel décroît de 42 à 41 dans la zone située entre 0 et 1.5 kW et il se stabilise à 41 sur le reste de la plage du fonctionnement (de 1.5 à 4.5 kW), tandis que dans le cas où la suralimentation se fait à 2.83 bars de pression, le rapport air/fuel reste presque constant au voisinage de 70 quand la charge varie entre 0 et 1.5 kW et il diminue par la suite pour atteindre la valeur de 61 quand le moteur alimente une charge de 4.5 kW de puissance, une baisse moyenne d'environ 11%. Par contre, en adoptant 3.11 bars comme pression à l'admission du moteur, le rapport air/fuel subit une baisse continue en fonction de la charge et il passe d'une valeur de 100 quand le moteur tourne à vide pour atteindre la valeur de 82 à pleine charge du fonctionnement, une baisse d'environ 18%.

5.3.5. Comparaisons selon le rendement indiqué

Les Figure 5-52 et Figure 5-53 représentent, pour différents modes du fonctionnement, les variations du rendement indiqué du moteur diesel en fonction de la charge appliquée et du rapport air/fuel respectivement. Il est intéressant de remarquer, comme il a été déjà présenté dans le chapitre IV, que le rendement est meilleur à faibles charges et commence à se dégrader avec l'augmentation de la charge quand le moteur fonctionne en mode atmosphérique ou turbo. Mais, en suralimentant davantage le moteur par l'air comprimé du réseau, le rendement

indiqué du diesel augmente avec l'augmentation de la charge et il est beaucoup meilleur et plus stable pour des pressions moins élevées à l'admission mais supérieures à celles fournies par le turbocompresseur.

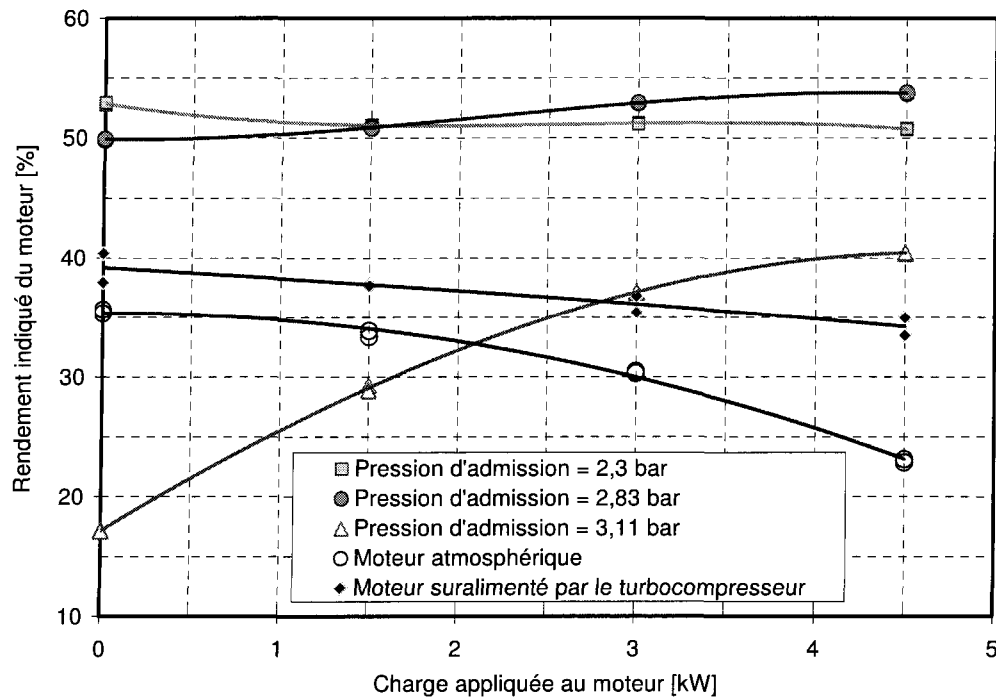


Figure 5-52 : Variation du rendement indiqué en fonction de la charge

En tournant à vide, le moteur atmosphérique a un rendement d'environ 35% (Figure 5-52), tandis qu'en fournissant 4.5 kW de puissance, il opère avec une efficacité qui ne dépasse pas le 23%, c'est-à-dire avec 34% de pertes supplémentaires. Par contre, le moteur suralimenté par un turbo opère avec un rendement d'environ 38% pour des charges de 0 à 1.5 kW et atteint une efficacité de l'ordre de 34% à pleine charge (Figure 5-52). Une augmentation moyenne d'environ 19% par rapport un moteur non suralimenté. Ainsi, la Figure 5-53 montre que quand le moteur fonctionne en mode atmosphérique ou turbo, le rendement est meilleur au grand rapport air/fuel correspondant aux faibles charges et il diminue avec la dégradation du rapport air/fuel. Ceci confirme alors ce qui était démontré dans le chapitre IV, que la suralimentation par turbocompresseur rend le moteur diesel toujours plus efficace que s'il fonctionne en mode atmosphérique sur toute la plage de la charge appliquée.

La Figure 5-52 montre aussi qu'en suralimentant le moteur par l'air comprimé à 2.3 bars de pression le rendement obtenu est d'environ 50% mais il augmente à 54% si la pression à l'admission devient 2.83 bars et ceci, pour les deux cas, sur toute la plage du fonctionnement du moteur (Figure 5-52). Par contre, si la pression à l'admission est augmentée davantage pour atteindre le niveau de 3.11 bars, le rendement augmente aussi avec la charge mais il ne dépasse pas le 40%. De plus, à ce niveau de pression, le rendement est trop faible, environ 17%, quand le moteur tourne à vide mais il fonctionne à 28% d'efficacité quand il alimente une charge de 1.5 kW de puissance. Ceci peut s'expliquer par l'instabilité du processus de combustion dans le cylindre vu la grande masse d'air admise (rapport air/fuel allant de 80 à 100), ce qui provoque une dégradation du rendement de la combustion et du moteur.

Par conclusion, il peut être constaté d'après les Figure 5-52 et Figure 5-53 que, malgré les avantages que la suralimentation à hautes pressions peut apporter sur l'amélioration du rendement du moteur diesel, cette méthode peut causer un mal-fonctionnement du moteur et par conséquent une dégradation du rendement indiqué. Pour ces raisons, ce type de suralimentation est limitée par :

- un niveau de pression maximale à l'admission qui ne devrait pas dépasser le 2.83 bars dans le cas du moteur utilisé pour ce banc d'essais. Dans le cas contraire, le moteur devient inefficace, surtout à faibles et moyennes charges.
- un rapport air/fuel situé dans l'intervalle 50-60. Si ce rapport est inférieur à cet intervalle, le moteur s'approche du fonctionnement stœchiométrique et son rendement ne dépassera pas alors le 35%, et si le rapport air/fuel est supérieur à cette valeur, le moteur fonctionnera alors dans la zone de l'instabilité de combustion et avec un rendement qui ne dépasse pas le 40% à pleine charge.
- La représentation des valeurs du rendement indiqué en fonction du rapport air/fuel (Figure 5-53) et ceci pour différents niveaux de pression à l'admission du moteur permet de valider le modèle théorique du rendement indiqué utilisé dans la modélisation numérique dans le chapitre IV.

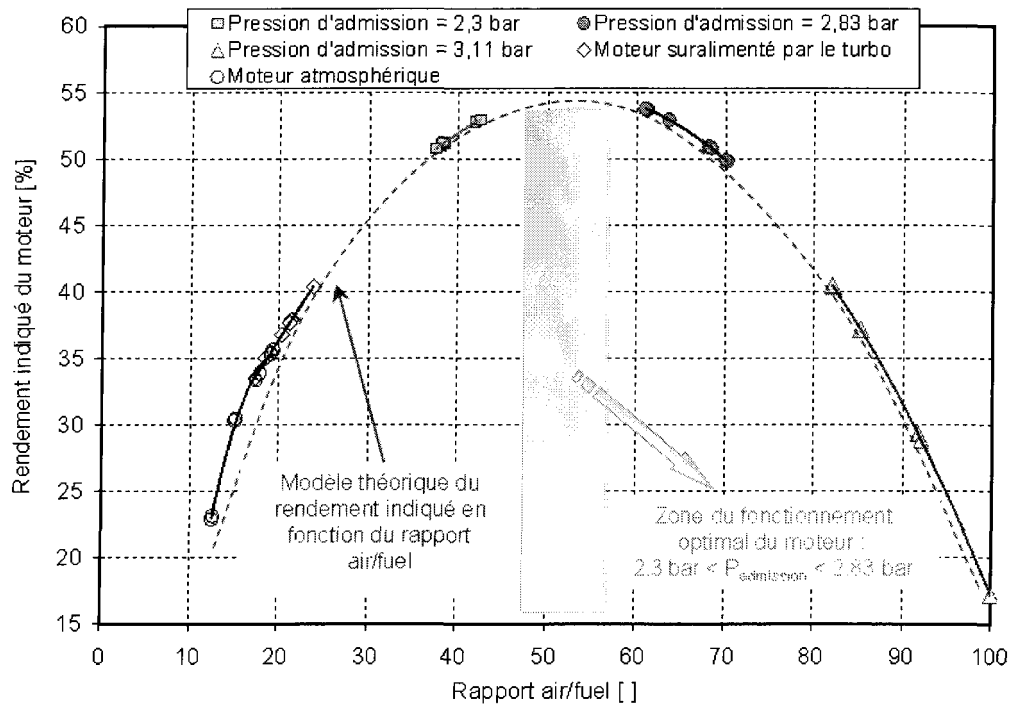


Figure 5-53 : Variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/fuel

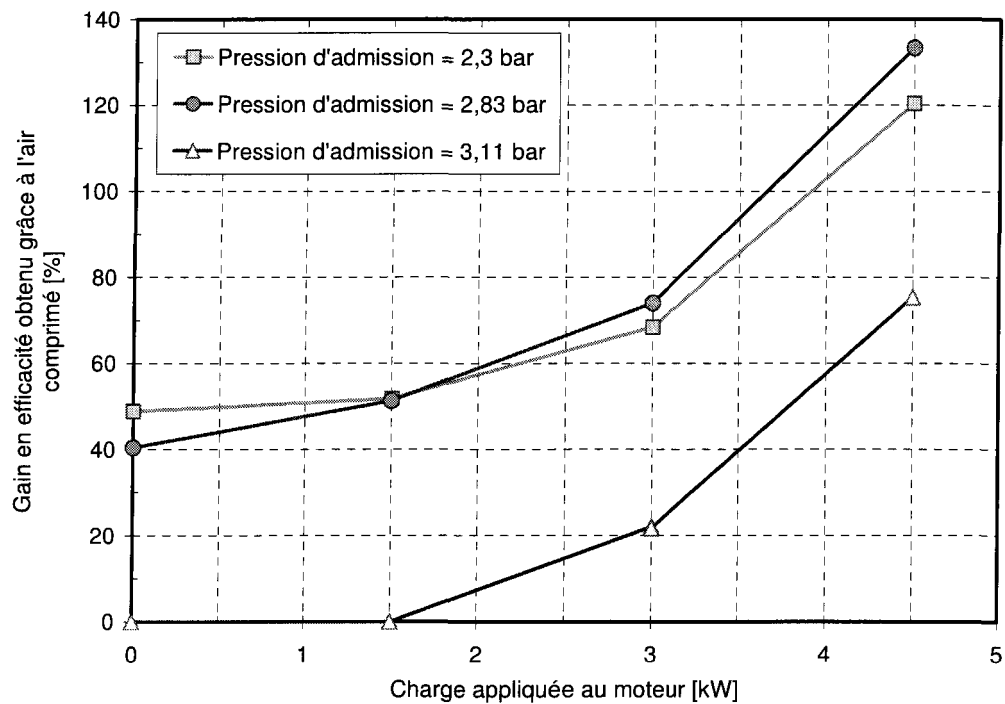


Figure 5-54 : Gain en efficacité réalisé grâce à la suralimentation externe en comparaison au mode du fonctionnement à pression atmosphérique

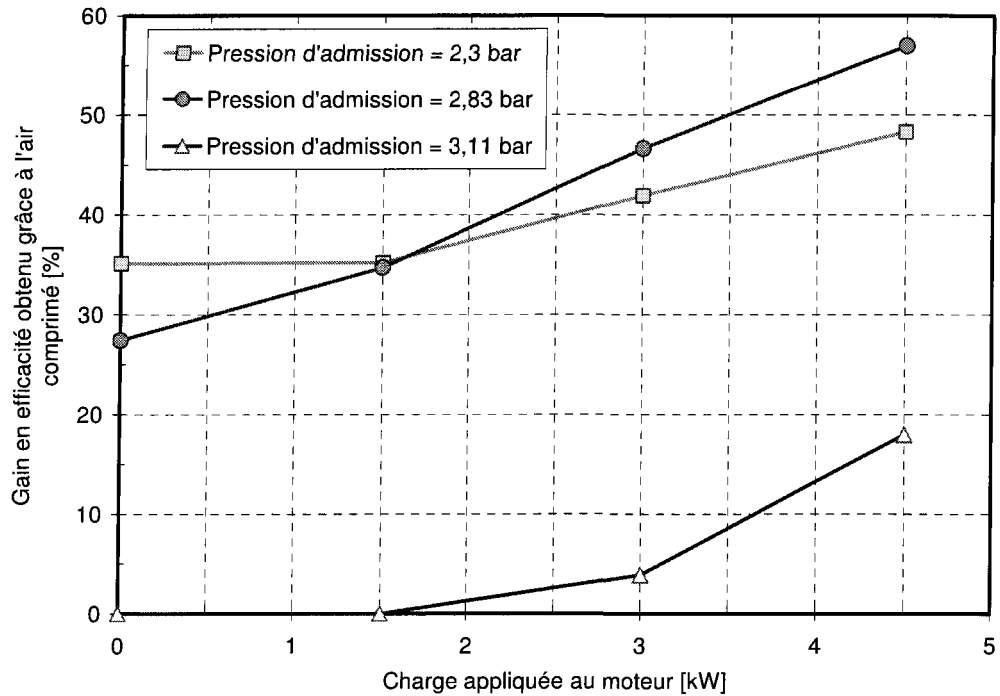


Figure 5-55 : Gain en efficacité réalisé grâce à la suralimentation externe en comparaison à la suralimentation par turbocompresseur

Le gain en efficacité qui peut être réalisé grâce à la suralimentation par air comprimé à hautes pressions est représenté sur les Figure 5-54 et Figure 5-55. Ce sont les résultats les plus déterminants de la réussite de la conception étudiée, de son intérêt et son apport énergétique. Les résultats ont été représentés pour trois niveaux de pression à l'admission soit 2.3, 2.83 et 3.11 bars.

La Figure 5-54 caractérise le gain en efficacité que l'air comprimé à haute pression, admis dans le cylindre, peut apporter au moteur, comparé au fonctionnement en mode atmosphérique. Il est facile à remarquer que la suralimentation du moteur à une pression variant entre 2.3 et 2.83 bars apporte plus de gain au niveau du rendement indiqué sur toute la plage d'opération et surtout à fortes charges. Ceci confirme alors ce qui était démontré dans le chapitre IV. Dans cet intervalle de pression, le rendement du moteur peut augmenter d'environ 50% s'il tourne à vide comparé au mode atmosphérique. Ce gain devient remarquable à pleine charge où il atteint le seuil de 130%. Ceci n'a jamais été réalisé auparavant. Par contre, la suralimentation à 3.11 bars de pression, n'apporte aucun gain au niveau du rendement quand le

moteur fonctionne à faible charge, entre 0 et 1.5 kW, tandis que le gain à fortes charges (4.5 kW) ne dépasse pas le 78% comparé à un moteur atmosphérique (Figure 5-54).

Comparé à un moteur suralimenté par turbocompresseur, la suralimentation à pressions variant entre 2.3 et 2.83 bars apporte des gains en efficacité non négligeables qui augmentent avec la charge comme le montre la Figure 5-55. La suralimentation avec 2.83 bars de pression augmente le rendement d'une façon linéaire et rapide (pente égale à 6.4) quand le moteur alimente des charges variant de 0 et 3 kW avant qu'il se stabilise pour des puissances qui varient entre 3 et 4.5 kW. Le gain maximal apporté à ce niveau de pression est d'environ 47% comparé à celui réalisé à 2.3 bars comme pression de suralimentation et qui ne dépasse pas le 38% en moyenne. Cependant, il est clair que le fait d'injecter d'air comprimé à 3.11 bars de pression à l'admission du moteur diesel n'apporte aucun gain de rendement quand le moteur fonctionne dans la plage allant de 0 à 1.5 kW, tandis que ce gain est trop faible pour le reste de la plage du fonctionnement (de 1.5 à 4.5 kW) où il ne dépasse pas le 10% à pleine charge (Figure 5-55).

CHAPITRE VI

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

1. Conclusions

En raison des avantages techniques, économiques et énergétiques démontrés, dans plusieurs études de littérature, pour le système hybride éolien-stockage d'air comprimé à grande échelle avec turbines à gaz (CAES), a été explorée la possibilité d'utilisation du jumelage éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (JEDSAC), destiné à des applications à moyenne et à petite échelles (sites isolés). Le choix de ce système n'était pas seulement basé sur les réussites du système CAES à grande échelle : il résulte aussi du fait que le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé est adaptable pour les deux sources de production d'électricité envisagées en sites isolés, l'éolien et le diesel. Qui plus est, il présente une solution intéressante au problème des fortes fluctuations stochastiques de l'énergie éolienne car il permet une conversion à rendement élevé (60–70 % sur un cycle charge-décharge complet). Enfin, le système de stockage utilise des matériaux conventionnels, faciles à entretenir et à recycler (tuyauteries) et permet d'effectuer un nombre de cycles quasi illimité.

Le système hybride éolien-diesel-air comprimé (SHEDAC) représente un concept très innovateur, écologique et très prometteur. En effet, il a été constaté que le SHEDAC, tel que proposé dans cette thèse, n'a jamais fait l'objet d'une étude scientifique, d'une application commerciale ou d'un projet de recherche faisant état de la conception ou des performances d'un tel système.

Le potentiel technique, économique et commercial de ce système est très important pour les régions isolées au Québec et ailleurs dans le monde puisqu'il est conçu pour éliminer la plupart des barrières auxquelles fait face le déploiement de l'énergie éolienne en sites isolés. En effet, les coûts d'implantation sont minimisés et la fiabilité est augmentée par l'utilisation des génératrices diesel déjà en place. La solution est conçue comme l'ajout d'un moteur à air comprimé, pour des applications à petite échelle, ou comme la modification des moteurs existants au niveau du système d'admission pour des applications à moyenne échelle, l'ajout d'une centrale éolienne et d'un système de compression et stockage d'air.

Il a été démontré que le SHEDACME a comme effet, non seulement l'augmentation du taux de pénétration en énergie éolienne (TPE), la puissance et le rendement du moteur diesel et la diminution de la consommation en combustible et des émissions des gaz à effet de serre (GES) mais il permet aussi un démarrage rapide du moteur diesel. Le gain potentiel sur un site cible du SHEDACME, au niveau de la consommation du diesel, a été quantifié en utilisant les données de la charge appliquée aux groupes électrogènes diesel qui alimentent le village de Tuktoyaktuk, dans les territoires du Nord-Ouest du Canada sur la côte arctique. Les résultats obtenus pour les modes du fonctionnement du moteur diesel avec et sans suralimentation supplémentaire par l'air comprimé stocké, ont montré que le système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé permet de faire fonctionner le moteur diesel avec un rapport air/fuel optimal et que les gains en consommation apportés par le CAES sont bien plus importants dans les phases de fortes demandes de charge. L'économie de carburant obtenue, grâce à l'air comprimé, à la fin d'une semaine d'exploitation (première semaine du mois Janvier 2007) du groupe diesel est de l'ordre de 13000 litres. Cette quantité représente 47% de la consommation du diesel fonctionnant sans suralimentation supplémentaire par l'air comprimé (environ 27660 litres). Ceci permet d'éviter l'émission de 35.56 tonnes de GES qui est l'équivalent à la quantité émise par 7 automobiles et camions légers qui roulent 15000 km par année.

Il a été démontré aussi que le SHEDACPE permet de diminuer la consommation en carburant et remplacer le démarrage intermittent du groupe électrogène ce qui réduit l'usure du moteur diesel et les frais d'entretien. Le gain apporté par l'utilisation du SHEDACPE a été

quantifié en réalisant une étude sur la station de télécommunication de Bell-Canada à Kuujjuarapik (grand nord canadien), supposée avoir une charge électrique constante. En proposant d'utiliser une éolienne de type PGE (puissance nominale de 35 kW) au lieu de celle de type BERGEY installée déjà, il a été possible de tirer profit de l'énergie éolienne supplémentaire et assurer une haute pénétration même avec des faibles vitesses de vents. Les résultats obtenus ont montré que durant le mois d'avril 2005, le jumelage diesel-Bergey n'économise qu'environ 9% de la consommation de fuel, tandis que le système diesel-PGE apporte une économie de près de 55%. Par contre, une réduction de 97% des heures de fonctionnement de diesel pourra être obtenue facilement (100% de réduction dans certains périodes) même dans les conditions les plus sévères de fiabilité. Ceci signifie, qu'à long terme, jusqu'à 97% des coûts de carburant, d'huile et d'entretien des groupes diesels, peuvent être réduits en optant pour la solution proposée, éolien-diesel-air comprimé. De plus, cette quantité épargnée du carburant permet d'éviter l'émission d'environ 4 tonnes de GES durant le mois avril 2005 seulement, ce qui est l'équivalent à la quantité émise par une automobile ou camion léger qui roule 15000 km par année.

Le banc d'essais réalisé à l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC) a permis de valider expérimentalement le gain en termes de puissance, rendement et économie de carburant qu'une suralimentation supplémentaire pourrait apporter à un moteur diesel de 7.5 kW de puissance thermique et 4.5 kW de puissance électrique. Les résultats obtenus pour les différents tests ont montré que dans un intervalle de pression variant entre 2.3 et 2.83 bars, le rendement du moteur peut augmenter d'environ 50% s'il tourne à vide comparé à un moteur atmosphérique. Ce gain devient remarquable à pleine charge où il atteint le seuil de 130%. Par contre, la suralimentation du moteur à 3.11 bars apporte un gain d'environ 78% à fortes charges (4.5 kW) comparé à un moteur atmosphérique. Dans la même catégorie de comparaison et pour une charge maximale de 4.5 kW, le moteur économise près de 17% du carburant s'il est suralimenté à 2.3 bars de pression, d'environ 24% s'il est suralimenté à 2.83 bars et 27% si la pression à l'admission devient 3.11 bars.

Comparé à un moteur suralimenté par turbocompresseur, la suralimentation avec 2.83 bars de pression apporte un gain maximal du rendement d'environ 47% comparé à celui réalisé

à 2.3 bars comme pression de suralimentation et qui ne dépasse pas le 38% en moyenne. Cependant, le fait d'injecter d'air comprimé à 3.11 bars de pression à l'admission du moteur diesel apporte un gain trop faible (10%) pour la plage du fonctionnement (de 1.5 à 4.5 kW). Dans la même catégorie de comparaison, les résultats obtenus du banc d'essais montrent que plus la pression à l'admission augmente, meilleure est l'économie de fuel réalisée. En effet, pour une charge de 4.5 kW de puissance, le moteur économise près de 22% du carburant s'il est suralimenté à 2.3 bars, d'environ 29% s'il est suralimenté à 2.83 bars et 33% si la pression à l'admission devient 3.11 bars. Aussi, les tests expérimentaux ont révélé que l'économie en carburant réalisée avec une suralimentation externe appliquée sur un moteur turbocompressé reste toujours supérieure et avantageuse que celle obtenue si la suralimentation externe est appliquée sur un moteur atmosphérique et ceci sur toute la plage des charges.

2. Perspectives et travaux futurs

Cette thèse représente seulement une étude préliminaire de modélisation et expérimentation sur chacun des sous-systèmes du SHEDAC, à savoir l'éolienne, le compresseur et le système de stockage d'air comprimé, le moteur diesel et les échangeurs de chaleur. Plusieurs problèmes d'intégration et d'optimisation restent encore à résoudre, notamment la confirmation des performances prédites par les analyses préliminaires à l'aide de modèles thermodynamiques plus réalistes et la validation de ces analyses à l'aide d'expérimentations plus poussées (une seule conception a été testée dans le cadre de cette thèse), incluant la mise au point d'un SHEDAC complet intégrant tous les sous-systèmes mentionnés.

Concernant le SHEDACPE, il est important d'avoir des données plus réalistes de la consommation horaire de la station de télécommunication et de la vitesse du vent le long d'une année complète. Dans cette étude, il a été impossible d'avoir plus des détails sur la charge électrique, les différents équipements disponibles sur le site, etc. Ainsi, les seules données de la vitesse du vent accessibles, étaient celles du mois d'avril 2005. Une optimisation peut aussi être

apportée sur l'étude du SHEDACPE en appliquant le même système sur un autre site, poste des frontières par exemple, dont la charge maximale ne dépasse pas le 12 kW (puissance maximale d'un moteur à air comprimé disponible sur le marché) et ayant un meilleur potentiel éolien. Il est important de mentionner qu'une conclusion définitive à propos du SHEDACPE nécessite une réalisation d'un banc d'essais permettant de réaliser des tests en temps réel sur le comportement global du système et élaborer une stratégie de contrôle efficace et qui assure une bonne opération de tous les composants formant le SHEDACPE.

À propos du SHEDACME, il n'est pas la seule voie pour l'obtention des gains en carburant et en efficacité au niveau du moteur diesel alimentant un village nordique isolé par exemple. En effet, plusieurs autres voies potentielles permettent d'incrémenter davantage l'économie de carburant, tels que l'utilisation de deux moteurs diesels de dimensions appropriées pour optimiser le fonctionnement avec et sans air comprimé, le fonctionnement du moteur en mode « moteur à air comprimé » combiné avec le mode « moteur à combustion interne ». Ces deux voies peuvent être appliquées sur des cas réels comme le village de Tuktoyaktuk où une étude complète pourrait être réalisée en considérant le dimensionnement de la centrale éolienne avec une haute pénétration en puissance, la chaîne de compression pouvant absorber l'excès de la puissance éolienne disponible, le réservoir de stockage d'air comprimé, le système stockeur-échangeur de chaleur, des coûts d'investissement, du transport du carburant, d'opération et de maintenance, et pleins d'autres facteurs. Cependant, l'optimisation de ce gain ainsi que l'évaluation complète du potentiel et des limites physiques pour l'obtention du bénéfice maximal nécessite un travail plus long et plus poussé et qui peut faire l'objet d'un projet futur de recherche. Les grandes lignes de ce projet peuvent être décrites comme suit :

1. Modélisation poussée du cycle thermodynamique dans le moteur.
2. Modélisation poussée de l'aérodynamique des systèmes d'admission et d'échappement du moteur. pour déterminer les limites du blocage sonique des soupapes et évaluer davantage les gains sur la boucle inférieure du cycle thermodynamique.

3. Modélisation poussée des autres techniques de la suralimentation supplémentaire du moteur présentées dans le chapitre IV pour valider les résultats de la méthode d'indice de performance.
4. Le couplage de ces modèles associés aux différents modèles de l'éolienne et du système de stockage de l'air comprimé, pour avoir une approche globale du système et permettant d'obtenir le meilleur dimensionnement du groupe diesel avec le système de déstockage optimal, sur un site de démonstration à choisir. Ceci devrait prendre en considération les autres paramètres comme la capacité de stockage par rapport à l'autonomie désirée, la puissance relative des composantes (éolienne, compresseur, moteur diesel), la puissance de chauffage de l'air avant admission dans le moteur et celle de refroidissement de l'air avant stockage ainsi qu'en fonction de la variation de la charge.
5. Une partie expérimentale permettant de calibrer ces modèles et de valider les gains annoncés, pour chaque méthode de la suralimentation.
6. Remplacer certains capteurs sur le banc d'essais par d'autres beaucoup plus précis.
7. Tester les autres méthodes de suralimentations pour valider les conclusions théoriques à leurs propos.
8. Valider la possibilité de fonctionnement du moteur en mode « moteur à air comprimé » surtout durant les phases de démarrage et sans charge appliquée.
9. Conception et prototypage d'un système de stockage thermique avec de MCP dans le but d'augmenter le rendement global du système.
10. Refaire les tests mais avec une analyse spectrale des gaz d'échappement pour déterminer l'impact de la nouvelle conception sur la nature des gaz émis.
11. Développement d'une stratégie du contrôle pour le système dans sa globalité et une autre pour le moteur diesel fonctionnant avec l'air comprimé stocké. Cette stratégie devrait permettre au moteur de régler la quantité du carburant injecté en fonction de la pression et du débit massique d'air comprimé suralimentant le moteur et de la

charge électrique demandée dans un délai du temps très court (temps de réponse rapide). Autrement dit, il faudra proposer une nouvelle stratégie de commande qui régit le fonctionnement du gouverneur de la vitesse de rotation du moteur où deux autres entrées vont s'ajouter dans le calculateur électronique, soit le débit et la pression d'air à l'admission du moteur.

ANNEXE I

MATRICES DE DÉCISION DU CHOIX DU SYSTÈME DE STOCKAGE D'ÉNERGIE ADAPTABLE AU SHEDAC

Tableau AI- 1 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «efficacité»

Efficacité	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	0	1	1	1	1	0	0	4.5
Air comprimé	0.5		0	1	1	1	1	0	0	4.5
Cinétique	1	1		1	1	1	1	0.5	0.5	7
Batteries	0	0	0		0.5	0.5	0.5	0	0	1.5
Redox	0	0	0	0.5		0.5	0.5	0	0	1.5
Hydrogène	0	0	0	0.5	0.5		0.5	0	0	1.5
Thermique	0	0	0	0.5	0.5	0.5		0	0	1.5
Super-condensateur	1	1	0.5	1	1	1	1		0.5	7
Supraconductrice	1	1	0.5	1	1	1	1	0.5		7

Tableau AI- 2 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité»

Simplicité	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5
Air comprimé	1		0.5	0	1	1	1	0	0.5	5
Cinétique	1	0.5		0	1	1	1	0.5	0.5	5.5
Batteries	1	1	1		1	1	1	0.5	1	7.5
Redox	0.5	0	0	0		0.5	0.5	0	0	1.5
Hydrogène	1	0	0	0	0.5		0.5	0	0	2
Thermique	1	0	0	0	0.5	0.5		0	0	2
Super-condensateur	1	1	0.5	0.5	1	1	1		1	7
Supraconductrice	1	0.5	0.5	0	1	1	1	0		5

Tableau AI-3 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «adaptabilité au SHEDAC»

Adaptabilité au SHEDAC (petite et moyenne échelle)	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5
Air comprimé	1		1	1	1	1	1	1	1	8
Cinétique	1	0		0.5	1	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
Batteries	1	0	0.5		1	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
Redox	0.5	0	0	0		0.5	0	0.5	0.5	2
Hydrogène	1	0	0.5	0.5	0.5		0	0.5	0.5	3.5
Thermique	1	0	0.5	0.5	1	1		1	1	6
Super-condensateur	1	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0		0.5	3.5
Supraconductrice	1	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0.5		3.5

Tableau AI-4 : Matrice élémentaire de décision pour le critère « coût »

Coût	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	1	1	1	1	0.5	1	1	6.5
Air comprimé	1		1	1	1	1	1	1	1	8
Cinétique	0	0		0	1	1	0	0.5	0.5	3
Batteries	0	0	1		1	1	0	1	1	5
Redox	0	0	0	0		0.5	0	1	1	2.5
Hydrogène	0	0	0	0	0.5		0	0.5	0.5	1.5
Thermique	0.5	0	0.5	1	1	1		1	1	6
Super-condensateur	1	0	0.5	0	0	0.5	0		0.5	1.5
Supraconductrice	1	0	0.5	0	0	0.5	0	0.5		1.5

Tableau AI-5 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «capacité de stockage»

Capacité et puissance de stockage d'énergie	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	1	1	1	1	1	1	1	7.5
Air comprimé	0.5		1	1	1	1	1	1	1	7.5
Cinétique	0	0		0	0	0	0	0.5	0.5	1
Batteries	0	0	1		0.5	0.5	0	1	1	4
Redox	0	0	1	0.5		0.5	0	1	1	4
Hydrogène	0	0	1	0.5	0.5		0	1	1	4
Thermique	0	0	1	1	1	1		1	1	6
Super-condensateur	0	0	0.5	0	0	0	0		0.5	1
Supraconductrice	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5		1

Tableau AI-6 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «faible autodécharge»

Faible autodécharge	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	1	1	1	1	1	1	0	6
Air comprimé	1		1	1	1	0.5	1	1	1	7.5
Cinétique	0	0		1	1	0	1	0.5	0	3.5
Batteries	0	0	0		0.5	0	0.5	0.5	0.5	2
Redox	0	0	0	0.5		0	0.5	1	1	3
Hydrogène	0	0	0	1	1		0.5	1	1	4.5
Thermique	0	0	0	0.5	0.5	0.5		0.5	1	3
Super-condensateur	0	0	0.5	0.5	0.5	0	0.5		0	2
Supraconductrice	0	0	1	0.5	0.5	0	0	1		3

Tableau AI-7 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «cyclabilité»

Cyclabilité (durée de vie)	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	7
Air comprimé	0.5		1	1	1	1	1	1	0.5	7
Cinétique	0	0		1	1	1	1	0.5	0	4.5
Batteries	0	0	0		0	0	0	0	0	0
Redox	0	0	0	1		0.5	0.5	0	0	2
Hydrogène	0	0	0	1	0.5		0.5	0	0	2
Thermique	0	0	0	1	0.5	0.5		0	0	2
Super-condensateur	0	0	0.5	1	1	1	1		0	4.5
Supraconductrice	0.5	0.5	1	1	1	1	1	1		7

Tableau AI-8 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «autonomie»

Autonomie	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	1	1	0.5	1	1	1	1	7
Air comprimé	0.5		1	1	0.5	1	1	1	1	7
Cinétique	0	0		0	0	0	0	1	1	2
Batteries	0	0	1		0	0	0.5	1	1	3.5
Redox	0.5	0.5	1	1		0.5	0.5	1	1	6
Hydrogène	0	0	1	1	0.5		0.5	1	1	5
Thermique	0	0	1	1	0.5	0.5		1	1	5
Super-condensateur	0	0	0	0	0	0	0		0.5	0.5
Supraconductrice	0	0.5	0	0	0	0	0	0.5		0.5

Tableau AI-9 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «aspect sécuritaire»

Aspect sécuritaire	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	1	1	1	1	1	0.5	1	7
Air comprimé	0.5		1	1	1	1	1	0.5	1	7
Cinétique	0	0		1	1	1	0.5	0	0.5	4
Batteries	0	0	0		0.5	0.5	0.5	0	0.5	2
Redox	0	0	0	0.5		0.5	0.5	0	0.5	2
Hydrogène	0	0	0	0.5	0.5		0.5	0	0.5	2
Thermique	0	0	0.5	0.5	0.5	0.5		0	0.5	2.5
Super-condensateur	0.5	0.5	1	1	1	1	1		1	7
Supraconductrice	0	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0		2.5

Tableau AI-10 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «fiabilité-maturité»

Fiabilité-Maturité	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	1	0.5	1	1	0.5	1	1	6.5
Air comprimé	0.5		1	0.5	1	1	0.5	1	1	6.5
Cinétique	0	0		0	1	1	0	0	0	2
Batteries	0.5	0.5	1		1	1	0.5	0.5	0.5	5.5
Redox	0	0	0	0		0.5	0	0	0	0.5
Hydrogène	0	0	0	0	0.5		0	0	0	0.5
Thermique	0.5	0.5	1	0.5	1	1		0.5	0.5	5.5
Super-condensateur	0	0	1	0.5	1	1	0.5		0.5	4.5
Supraconductrice	0	0	1	0.5	1	1	0.5	0.5		4.5

Tableau AI-11: Matrice élémentaire de décision pour le critère «aspect écologique»

Aspect écologique de l'utilisation de la technologie de stockage	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	0.5	1	1	1	1	0	0	5
Air comprimé	0.5		0.5	1	1	1	1	0	0	5
Cinétique	0.5	0.5		1	1	1	1	0.5	0.5	6
Batteries	0	0	0		0.5	0.5	0.5	0	0	1.5
Redox	0	0	0	0.5		0.5	0.5	0	0	1.5
Hydrogène	0	0	0	0.5	0.5		0.5	0	0	1.5
Thermique	0	0	0	0.5	0.5	0.5		0	0	1.5
Super-condensateur	1	1	0.5	1	1	1	1		0.5	7
Supraconductrice	1	1	0.5	1	1	1	1	0.5		7

Tableau AI-12 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «temps de réponse»

Temps de réponse	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0.5	0	0	0.5	0.5	0.5	0	0	2
Air comprimé	0.5		0	0	0.5	0.5	0.5	0	0	2
Cinétique	1	1		1	1	1	1	0.5	0.5	7
Batteries	1	1	0		1	1	1	0	0	5
Redox	0.5	0.5	0	0		0.5	0.5	0	0	2
Hydrogène	0.5	0.5	0	0	0.5		0.5	0	0	2
Thermique	0.5	0.5	0	0	0.5	0.5		0	0	2
Super-condensateur	1	1	0.5	1	1	1	1		0.5	7
Supraconductrice	1	1	0.5	1	1	1	1	0.5		7

Tableau AI-13 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «souplesse de l'exploitation»

Souplesse de l'exploitation	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	0	0	0.5	0.5	0	0	0	1
Air comprimé	1		0.5	0.5	1	1	0.5	1	1	6.5
Cinétique	1	0.5		0	1	1	1	0.5	0.5	5.5
Batteries	1	1	1		1	1	1	0.5	0.5	7
Redox	0.5	0	0	0		0.5	0.5	0	0	1.5
Hydrogène	0.5	0	0	0	0.5		0.5	0	0	1.5
Thermique	1	0.5	0	0	0.5	0.5		0.5	0	3
Super-condensateur	1	0	0.5	0.5	1	1	0.5		1	5.5
Supraconductrice	1	0	0.5	0.5	1	1	1	0		5

Tableau AI-14 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «facilité du contrôle et supervision»

Facilité du contrôle et supervision	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	0.5	0.5	0	0.5	0	0	0	1.5
Air comprimé	1		1	1	0.5	1	0.5	0.5	0.5	6
Cinétique	0.5	0		0.5	0	0.5	0	0	0	1.5
Batteries	0.5	0	0.5		0	0.5	0	0	0	1.5
Redox	1	0.5	1	1		1	0.5	0.5	0.5	6
Hydrogène	0.5	0	0.5	0.5	0		0	0	0	1.5
Thermique	0.5	0.5	1	1	0.5	1		0.5	0.5	5.5
Super-condensateur	1	0.5	1	1	0.5	1	0.5		0.5	6
Supraconductrice	1	0.5	1	1	0.5	1	0.5	0.5		6

Tableau AI-15 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «contribution à la diminution de la consommation du carburant»

Contribution à diminution de la consommation du carburant et de l'émission des GES	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice	Total
Hydraulique		0	1	0	0.5	0.5	0.5	1	1	4.5
Air comprimé	1		1	1	1	1	1	1	1	8
Cinétique	0.5	0		0	0	0	0	0.5	0.5	1.5
Batteries	1	0	1		0.5	1	1	1	1	6.5
Redox	1	0	1	0.5		1	0.5	1	1	6
Hydrogène	0.5	0	1	0	0		0.5	1	1	4
Thermique	0.5	0	1	0	0.5	0.5		1	1	4.5
Super-condensateur	0	0	0.5	0	0	0	0		0.5	1
Supraconductrice	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5		1

Tableau AI-16 : Matrice globale de décision pour tous les critères régissant le choix de la technique de stockage d'énergie

Critères	Pondération	Hydraulique	Air comprimé	Cinétique	Batteries	Redox	Hydrogène	Thermique	Super-condensateur	Supraconductrice
Efficacité	0.075	0.3375	0.3375	0.525	0.1125	0.1125	0.1125	0.1125	0.525	0.525
Simplicité	0.075	0.0375	0.375	0.4125	0.5625	0.1125	0.15	0.15	0.525	0.375
Adaptabilité au SHEDAC	0.1	0.05	0.8	0.45	0.45	0.2	0.35	0.6	0.35	0.2625
Coût	0.1	0.65	0.8	0.3	0.5	0.25	0.15	0.6	0.15	0.15
Capacité et puissance de stockage	0.05	0.375	0.375	0.05	0.2	0.2	0.2	0.3	0.05	0.1
Faible autodécharge	0.05	0.3	0.375	0.175	0.1	0.15	0.225	0.15	0.1	0.15
Cyclabilité	0.075	0.525	0.525	0.3375	0	0.15	0.15	0.15	0.3375	0.525
Autonomie	0.075	0.525	0.525	0.15	0.2625	0.45	0.375	0.375	0.0375	0.0375
Aspect sécuritaire	0.05	0.35	0.35	0.2	0.1	0.1	0.1	0.125	0.35	0.125
Fiabilité-Maturité	0.05	0.325	0.325	0.1	0.275	0.025	0.025	0.275	0.225	0.225
Aspect écologique	0.05	0.25	0.25	0.3	0.075	0.075	0.075	0.075	0.35	0.35
Temps de réponse	0.05	0.1	0.1	0.35	0.25	0.1	0.1	0.1	0.35	0.35
Souplesse d'exploitation	0.05	0.05	0.325	0.275	0.35	0.075	0.075	0.15	0.275	0.25
Facilité du contrôle	0.05	0.075	0.3	0.075	0.075	0.3	0.075	0.275	0.3	0.3
Contribution à diminution de la consommation du carburant et de l'émission des GES	0.1	0.45	0.8	0.15	0.65	0.6	0.4	0.45	0.1	0.1
Total	1	4.4	6.5625	3.85	3.9625	2.9	2.5625	3.8875	4.025	3.825
Rang		2	1	6	4	8	9	5	3	7

ANNEXE II

MATRICES DE DÉCISION DU CHOIX DU SYSTÈME DE SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

Tableau AII-1 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «efficacité»

Efficacité	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7	Total
Système 1		0.5	1	0.5	1	0.5	0.5	4
Système 2	0.5		0.5	0.5	1	0.5	0.5	3.5
Système 3	0	0.5		0.5	1	0.5	0.5	3
Système 4	0.5	0.5	0.5		1	0.5	0.5	3.5
Système 5	0	0	0	0		0	0	0
Système 6	0.5	0.5	0.5	0.5	1		0.5	3.5
Système 7	0.5	0.5	0.5	0.5	1	0.5		3.5

Tableau AII-2 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité»

Simplicité	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7	Total
Système 1		0.5	0.5	1	1	1	1	5
Système 2	0.5		0	0.5	0.5	0.5	1	3
Système 3	0.5	1		1	1	1	1	5.5
Système 4	0	0.5	0		0.5	0.5	1	2.5
Système 5	0	0.5	0	0.5		0.5	0	1.5
Système 6	0	0.5	0	0.5	0.5		0	1.5
Système 7	0	0	0	0	1	1		2

Tableau AII- 3 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «adaptabilité au moteur diesel»

Adaptabilité au moteur diesel	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7	Total
Système 1		0.5	0.5	1	1	1	1	5
Système 2	0.5		0.5	0.5	0.5	1	1	4
Système 3	0.5	0.5		0.5	1	1	1	4.5
Système 4	0	0.5	0.5		0	0.5	1	2.5
Système 5	0	0.5	0	1		1	1	3.5
Système 6	0	0	0	0.5	0		1	1.5
Système 7	0	0	0	0	0	0		0

Tableau AII- 4 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «coût»

Coût	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7	Total
Système 1		1	0	1	1	1	1	5
Système 2	1		0	1	1	1	1	4
Système 3	1	1		1	1	1	0.5	5.5
Système 4	0	0	0		0.5	0.5	1	2
Système 5	0	0	0	0.5		0.5	0	1
Système 6	0	0	0	0.5	0.5		0	1
Système 7	0	0	0.5	0	1	1		2.5

Tableau AII-5 : Matrice élémentaire de décision pour le critère «simplicité du contrôle et supervision»

Simplicité du contrôle et de supervision	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7	Total
Système 1		0.5	0.5	1	1	1	0.5	4.5
Système 2	0.5		0	1	0.5	0.5	0.5	3
Système 3	0.5	1		1	1	1	0.5	5
Système 4	0	0	0		0.5	0.5	0	1
Système 5	0	0.5	0	0.5		0.5	0	1.5
Système 6	0	0.5	0	0.5	0.5		0	1.5
Système 7	0.5	0.5	0.5	1	1	1		4.5

Tableau AII-6 : Modèle de la matrice globale de décision

Critères	Pondération	Système 1	Système 2	Système 3	Système 4	Système 5	Système 6	Système 7
Efficacité	0.20	0.8	0.7	0.6	0.7	0	0.7	0.7
Simplicité	0.25	1.25	0.75	1.375	0.625	0.375	0.375	0.5
Adaptabilité avec le moteur diesel	0.25	1.25	1	1.125	0.625	0.875	0.375	0
Coût	0.15	0.75	0.6	0.825	0.3	0.15	0.15	0.375
Système de contrôle	0.15	0.675	0.45	0.75	0.15	0.225	0.225	0.675
Total	1	4.725	3.5	4.675	2.4	1.625	1.825	2.25
Rang		1	3	2	4	7	6	5

ANNEXE III

CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DIESEL ET DU TURBOCOMPRESSEUR

1. Caractéristiques complètes de la génératrice KCG-5000DES

- Puissant moteur “silencieux” au diesel de 10 CV, 4 temps à refroidissement à air.
- Alternateur sans balai et ignition électronique
- Interrupteur de niveau d’huile avec lumière indicatrice arrête et protège le moteur lorsque le niveau d’huile est trop bas
- Prise double: CA de sortie 120V/35 ampères
- Prise verrouillage: CA de sortie 240V/17.5 ampères
- Terminaux: CC de sortie 12V, 8.3 ampères
- Élément de réchauffement pour démarrages au froid
- Démarrage électrique à clé
- Voltmètre, sélecteur de voltage et terminal pour la mise à la terre
- Disjoncteur CA et fusible CC pour une opération en sécurité
- Cabinet isolé avec du matériel d’insonorisation, construction réduit les vibrations, tige d’équilibre et un grand silencieux pour une opération silencieuse.
- Montée sur 4 roues pour faciliter le transport.

2. Caractéristiques du turbocompresseur Garrett GT1241-756068

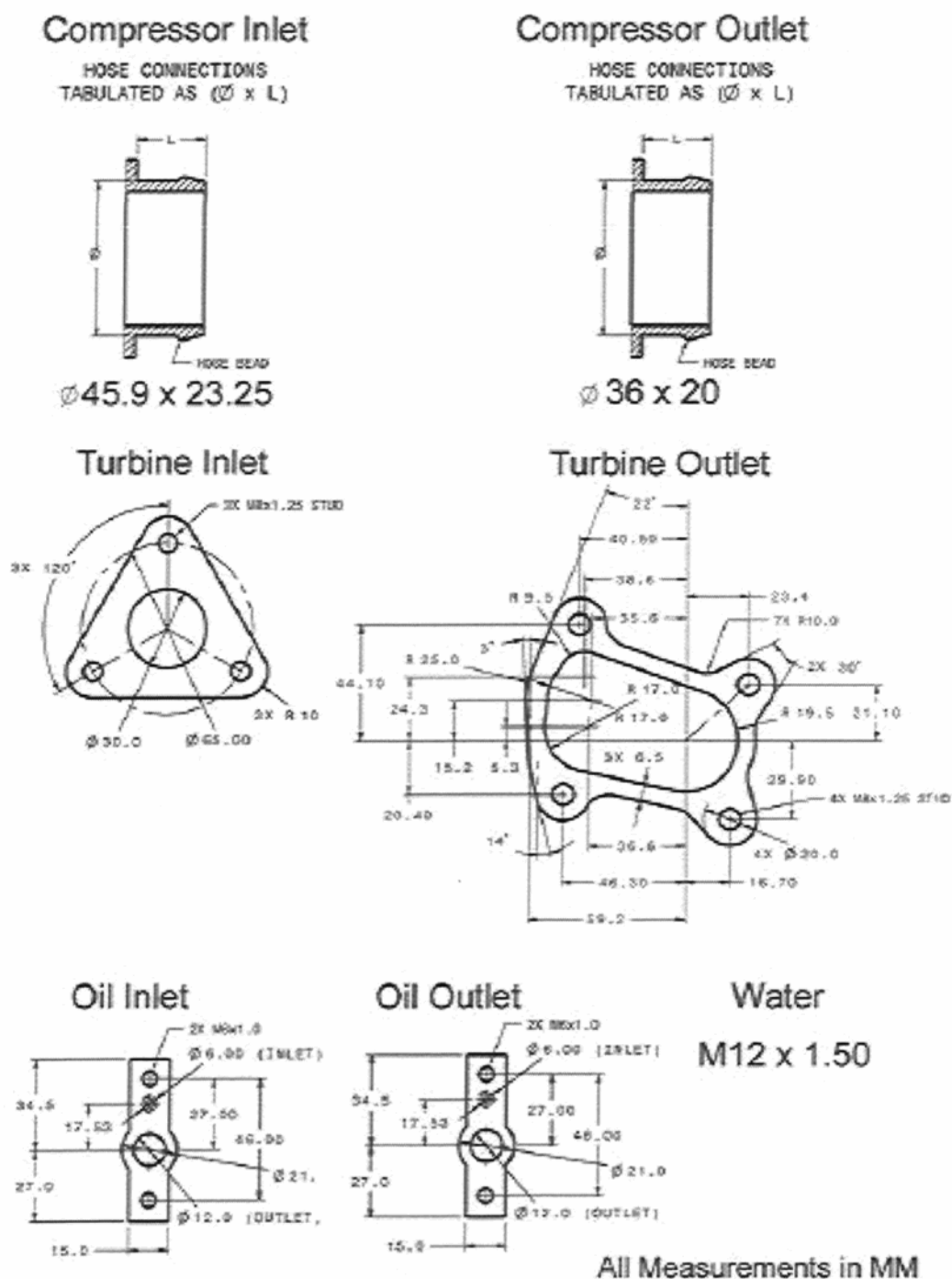
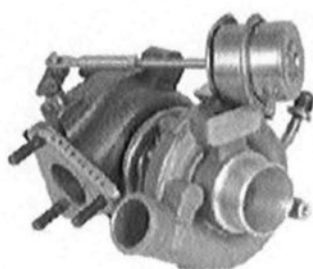
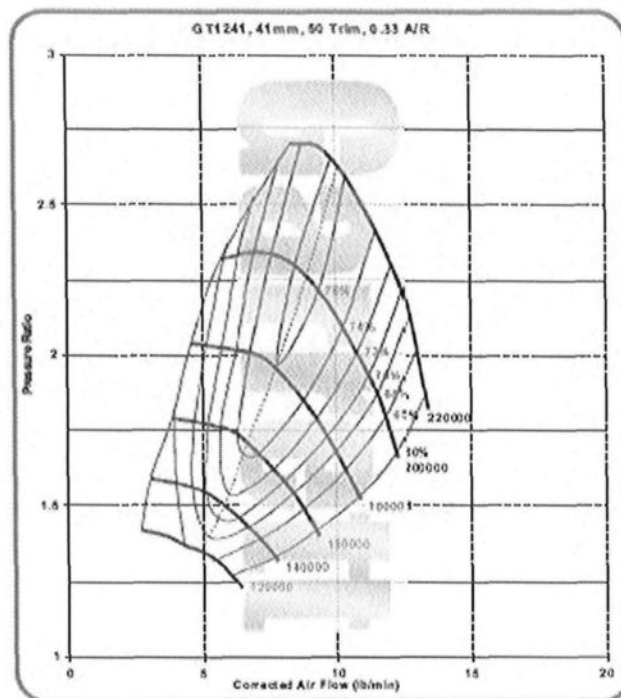


Figure AIII- 1 : Dimensions de la turbine et du compresseur

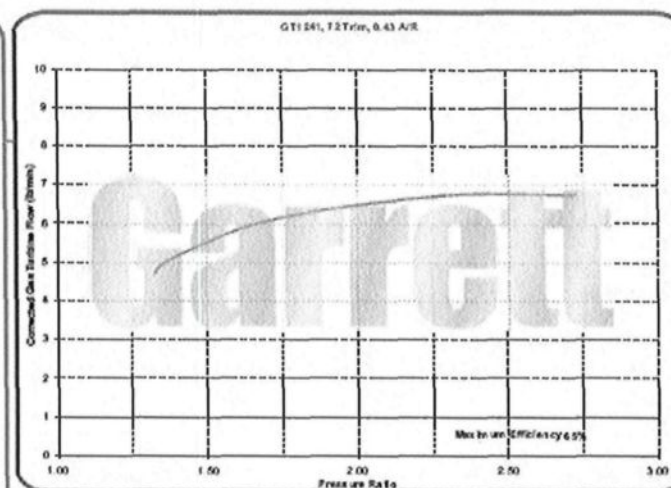
- * Journal bearing
- * Oil & Water-cooled bearing system
- * The smallest turbocharger in our range
- * Internally wastegated turbo
- * Complete with actuator
- * Excellent for motorcycles or other small engines up to 130 horsepower



Compressor Map



Turbine Map



POWERSHIFT

Horsepower 50 - 130
Displacement 0.4L - 1.2L

GT1241		COMPRESSOR				TURBINE			
Turbo	CHRA	Wh Dia Ind	Exd	Trim	A/R	Wh Dia	Trim	A/R	Type
756068-1	757864-1	29.0mm	41.0mm	50	0.33	35.5mm	72	0.43	Wastegated

Journal bearing

Oil & Water-cooled bearing system

Figure AIII- 2: « Compressor map » et « Turbine map »

RÉFÉRENCES

- [1] Sigma Engineering, Étude générale des questions énergétiques dans les collectivités éloignées du Canada. Préparé pour le programme de démonstration dans les collectivités éloignées. Énergie, Mines et Ressources Canada, Mars 1985.
- [2] Adelaar & Ass., Communitech & Ass. « Community Specific Energy Supply in the Yukon and Northwest Territories », Gov. of Canada, Dep. of Indian & Northern Aff., Contract No. 81-117, 1981.
- [3] B. Janz, D.G. Howell, A. Serna « Wind Energy in the Northwest Territories », prepared for The Science Advisory Board of the Northwest Territories, Yellowknife, Northwest Territories, 1982.
- [4] Unies Consulting Eng. « Investigation of the Viability of a Remote Wind/Hydroelectric Power Supply in the Northwest Territories », Study No. 1, Energy Mines and Nat. Res. Canada, 1985
- [5] M.S. Chappell « Wind Energy Research and Development at the National Research Council of Canada 1975-1985 », NRCC No. 27459, 1986.
- [6] M. Lodge, J. Passmore « Wind-Diesel Systems for Remote Communities », report for Mushkegowuk Council, Ontario Energy Co., Ontario Hydro, CANMET, NRC, 1995.
- [7] Arctic Energy Alliance « Review of Technical and Economic Viability of Wind Energy Systems in the NWT and Nunavut », NWT Power Corporation, Hay River, Northwest Territories, 2001.
- [8] J.P. Pinard, T.M. Weis « Pre-Feasibility Analysis of Wind Energy for Inuvialuit Region in Northwest Territories », Aurora Research Institute, 2003.
- [9] La stratégie énergétique du Québec 2006-2015, L'énergie pour construire le Québec de demain, <http://www.mrnf.gouv.qc.ca/energie/eolien>

- [10] Kim Ah-You, Greg Leng, Énergies renouvelables dans les communautés éloignées du Canada, Programme des énergies renouvelables pour les communautés éloignées, Ressources Naturelles Canada.
- [11] Liu W, Gu S, Qiu D, Techno-economic assessment for off-grid hybrid generation systems and the application prospects in China, <http://www.worldenergy.org/wecgeis/publications>.
- [12] Philip Raphals, Søren Krohn, Martin Tampier, Technologies permettant de réduire l'utilisation du diesel dans les territoires des réseaux autonomes d'Hydro-Québec, Rapport Préparé pour Hydro-Québec, 15 mai 2006.
- [13] NWT Energy Secretariat, (2003) "Towards an Energy Strategy for the NWT – A Discussion Paper", Government of the Northwest Territories, Department of Resources, Wildlife and Economic Development Energy Secretariat, Yellowknife, Canada.
- [14] FORCIONE A., Système jumelé éolien-diesel aux Îles-de-la-Madeleine (Cap-aux-Meules) – Établissement de la VAN optimale, Institut de Recherche, Hydro-Québec, Février 2004.
- [15] Roussy, M.-F., courriel "Données pour l'analyse du jumelage éolien diesel à CAM", 30 décembre 2003.
- [16] Hunter R, Elliot G. Wind-diesel systems – A guide to the technology and its implementation. Cambridge (UK): Cambridge University Press; 1994.
- [17] <http://www.ecy.wa.gov/programs/air/PDFS/Non-roadDieselStudy.pdf>. p.60 : diesel à bas contenu en soufre (0.05%)
- [18] J.F. Maisson « Wind Power Development in Sub-Arctic Conditions with Severe Rime Icing », Presented at the Circumpolar Climate Change Summit and Exposition, Whitehorse, Yukon, 2001
- [19] www.nunavutpower.com
- [20] B. Reeves « Kotzebue Electric Association Wind Projects », Proceedings of NREL/AWEA 2002 Wind-Diesel Workshop, Anchorage, Alaska, USA, 2002

- [21] S. Drouilhet, Wind-Diesel Hybrid System Options for Alaska, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO, USA.
- [22] Ionel VECHI, Modélisation et analyse de l'intégration des énergies renouvelables dans un réseau autonome, Thèse de doctorat, Université du Havre, France, Décembre 2005.
- [23] Vincent Rogez, Modélisation simplifiée de sources de production décentralisée pour des études de dynamique des réseaux. Application à l'intégration d'une production éolienne dans un réseau de distribution insulaire. Thèse de doctorat, Université d'Artois, France, Décembre 2004.
- [24] World Wind Energy Association (WWEA), World Wind Energy Report 2008, February 2009
- [25] ACÉE, Association canadienne de l'énergie éolienne, <http://www.canwea.com>
- [26] Institut de l'énergie éolienne du Canada (IEEC), <http://www.ieec.ca>
- [27] <http://www.mrnf.gouv.qc.ca/energie/eolien>
- [28] BOURILLON C., Wind Energy-Clean Power For Generations, Renewable Energy 1999, vol. 16, pp. 948 – 953.
- [29] Vaughn C. Nelson, Ken L. Stracher, Robert E. Foster, R. Nolon Clark, Deon Raubenheimer, Wind hybrid systems technology characterization, West Texas AM University – AEI, New Mexico State University – SWTDI, USDA – ARS Bushland, Vista University, May 2002.
- [30] J. G. McGowan, J.F. Manwell, Hybrid/PV/Diesel system experiences, renewable Energy, Vol. 16, pp. 928-933, 1999.
- [31] E. Ian Baring-Gould, L. Flowers, P. Lundsager, Worldwide status of wind-diesel applications, Pre-Workshop Wind-Diesel 101, Anchorage, Alaska, 2004.
- [32] <http://www.ferme-energie.ca/IReF>
- [33] www.danvest.com

- [34] Y. Jean, A. Nouaili, P. Viarouge, B. Saulnier, R. Reid, «Développement d'un système JEDHPSS représentatif d'un village typique des réseaux non reliés», rapport IREQ-94-169-C, 1994
- [35] R. Gagnon, A. Nouaili, Y. Jean, P. Viarouge; «Mise à jour des outils de modélisation et de simulation du Jumelage Éolien-Diesel à Haute Pénétration Sans Stockage et rédaction du devis de fabrication de la charge de lissage», Rapport IREQ-97-124-C, 1997
- [36] H. G. Beyer, T. Degner. "Assessing the maximum fuel savings obtainable in simple wind-diesel systems", Solar Energy, Vol. 61, N°. 1, pp. 5-10.
- [37] R. REID, Application de l'éolien en réseaux non reliés, LIAISON ÉNERGIE-FRANCOPHONIE, N°35/2^e Trimestre, 1997.
- [38] Y. Jean, P. Viarouge, D. Champagne, R. Reid, B. Saulnier, «Perfectionnement des outils pour l'implantation des éoliennes à Hydro-Québec», rapport IREQ-92-065, 1992
- [39] S. Ruin, O. Carlson, Wind-hybrid systems with speed and Dc-link, Wind power for the 21 Century, Kassel, Germany, 25-27 September 2000.
- [40] B. Wichert, «PV-diesel hybrid energy systems for remote area power generation – A review of current practice and future developments», Renewable and Sustainable Energy Reviews, 1997, vol. 1, N°. 3, pp. 209-228.
- [41] A. Ilinca, J.L. Chaumel, «Implantation d'une centrale éolienne comme source d'énergie d'appoint pour des stations de télécommunications», Colloque international sur l'énergie éolienne et les sites isolées, Îles de la Madeleine, 2005
- [42] Belhamed M., Moussa S., et Kaabeche A. , « Production d'électricité au moyen d'un système hybride éolien-photovoltaïque-diesel, Revue Énergies Renouvelables : Zones Arides (2002), pp. 49-54.
- [43] Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Systèmes de stockage de l'énergie pour les éoliennes. Colloque international «Énergie éolienne et sites éloignés», Îles de la Madeleine, Québec, Canada, 19-21 octobre 2005.

- [44] Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Solutions de stockage de l'énergie éolienne. Rapport interne, UQAR, UQAC, LREE-01, Janvier 2006.
<http://biblio.uqar.qc.ca/archives/24285067.pdf>
- [45] Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Investigation on the Performances of Energy Storage Techniques. le 21ième congrès canadien de mécanique appliquée (CANCAM07-ETS-76), Toronto, Canada, 3-7 juin 2007, pp. 358-359.
- [46] Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Energy Storage Systems - Characteristics and Comparisons. Renewable & Sustainable Energy Reviews, Volume 12, Issue 5, June 2008, Pages 1221-1250.
- [47] Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Investigations des différentes alternatives renouvelables et hybrides pour l'électrification des sites isolés. Rapport interne, UQAR, UQAC, LREE-03, Septembre 2008, <http://biblio.uqar.qc.ca/archives/30054690.pdf>.
- [48] Hussein Ibrahim, Systèmes de stockage de l'énergie pour les éoliennes. Séminaire de formation sur l'énergie éolienne à l'Université d'Alep, Syrie, 22-25 Octobre 2007.
- [49] T.M. Weis, A. Ilinca, The utility storage to improve the economics of wind-diesel power plants in Canada, Renewable Energy, Volume 33, Issue 7, Julu 2008, Pages 1544-1557.
- [50] Ibrahim H., A. Ilinca, R. Younès, J. Perron, T. Basbous, Study of a Hybrid Wind-Diesel System with Compressed Air Energy Storage, IEEE Canada, Electrical Power Conference (EPC) 2007, "Renewable and Alternative Energy Resources", pp. 320-325, Montreal, Canada, October 25-26, 2007.
- [51] Stephan ASTIER, « Des machines à aimants permanents aux systèmes énergétiques autonomes. Systémique, électricité et développement durable », HDR INP-ENSEEIH, 2003.
- [52] www.electricitystorage.org
- [53] Rémi Saisset, Contribution à l'étude systémique de dispositifs énergétiques à composants électrochimiques. Formalisme Bond Graph appliqué aux piles à combustible,

- accumulateurs Lithium-Ion, Véhicule Solaire, Thèse du doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse (INPT), France, 2004.
- [54] Renewable energy storage : The missing link, Elsevier Advanced Technology.
- [55] A. Rufer, S. Lemofouet, Stockage d'énergie par air comprimé: un défi pour les circuits d'électronique de puissance, Laboratoire d'électronique industrielle, Station 11, EPFL, Lausanne, Suisse.
- [56] A. Marquet, C. Levillain, A. Davriu, S. Laurent, P. Jaud, Stockage d'électricité dans les systèmes électriques, Techniques de l'Ingénieur, Génie électrique, D4030, 1998.
- [57] Bulletin d'information stratégique sur les grandes tendances, Capitech-Hydro-Québec.
- [59] J.P. ANZANO, P. JAUD, D. MADET, « Stockage de l'électricité dans le système de production électrique », Techniques de l'ingénieur, traité de Génie Électrique, D4030, 09/1989.
- [58] Thermal Energy Storage, ATLAS Project-European Union.
- [59] J.P. ANZANO, P. JAUD, D. MADET, « Stockage de l'électricité dans le système de production électrique », Techniques de l'ingénieur, traité de Génie Électrique, D4030, 09/1989.
- [60] B. MULTON, G. ROBIN, E. ERAMBERT, H. BEN AHMED, « Stockage de l'énergie dans les applications stationnaires », Colloque Énergie électrique : besoins, enjeux, technologies et applications, Belfort, pp.64-77, 18 juin 2004.
- [61] B. MULTON, J. RUER, « Stocker l'électricité : Oui, c'est indispensable, et c'est possible ! Pourquoi, où, comment », Publication ECRIN en contribution au débat national sur l'énergie, avril 2003.
- [62] J. Ruer, Un nouveau procédé de stockage de l'électricité à grande échelle, Procédé THESE, SAIPEM, Novembre 2007.
- [63] A. Gazarian, Energy storage for power systems, IEE Energy Series 6, 1994.

- [64] D.Robb - «Making a CAES for Wind Energy Storage», North American Wind Power, june 2005.
- [65] C. Blanc, A. Rufer, Modélisation d'un système de stockage de type électrolyseur réversible au vanadium, Laboratoire d'Électronique Industrielle, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, 2006.
- [66] « Le stockage des énergies intermittentes », Clefs CEA, N°50/51, hiver 2004-2005.
- [67] D. Maly, K. Kwan, Optimal Battery nergy Storage System (BESS) Charge Scheduling with Dynamic Programming, IEE Proceedings Sciences Measurements Technologies 142, N°6, pp. 453-458, 1995.
- [68] B. Bolund, U. Lundin, M. Leijon, EUSUSTEL WP3 Report [Storage], Department of Engineering, Uppsala University, Sweden, 2006.
- [69] F Abou-Chacra, Valorisation et optimisation du stockage d'énergie dans un réseau d'énergie électrique, Thèse du doctorat, Université Paris XI, UFR Scientifique d'Orsay, 2005.
- [70] <http://www.beaconpower.com/>
- [71] www.accel.de
- [72] B. MULTON, Stockage de l'énergie électrique pour la production décentralisée d'électricité (connectée au réseau ou en site isolé), Équipe SETE, École Normale Supérieure de Cachan – SATIE, France, Janvier 2007.
- [73] F. Faure, Suspension magnétique pour Volant d'inertie, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, France, 20 Juin 2003.
- [74] J.M. BONNEVILLE, « Stockage cinétique », Rapport interne, Institut de Recherche de l'Hydro-Québec, Varennes, Québec, Canada, février 1975.
- [75] B. ROBYNS, « Contribution du stockage de l'énergie électrique à la participation au services système des éoliennes », Séminaire SRBE – SEE – L2EP « Éolien et réseaux : enjeux », 22 mars 2005.

- [76] O. GERGAUD, « Modélisation énergétique et optimisation économique d'un système de production éolien et photovoltaïque couplé au réseau et associé à un accumulateur », Thèse de l'ENS de Cachan, 9 décembre 2002.
- [77] Battery operations, Global resource Options.
- [78] R. MESSENGER et J. VENTRE, «Photovoltaic systems engineering», CRC Press, 1999.
- [79] Emerging Energy Storage Technologies in Europe. Rapport Frost & Sullivan; 2003.
- [80] EUROPEAN COMMISSION, Community Research Report, « Energy storage - A key technology for decentralised power, power quality and clean transport » Report European Communities EUR 19978, 2001.
- [81] A. Boyette, Contrôle-commande d'un générateur asynchrone à double alimentation avec système de stockage pour la production éolienne, Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy I, France, 2006.
- [82] H. Ibrahim, A. Ilinca, J. Perron, Alimentation en électricité d'une station de télécommunication par un système mixte de type éolien-diesel-air comprimé, ACFAS, 09 Mai 2008, Québec, CANADA.
- [83] Présentation officielle du groupe électrogène à air comprimé, MDI (Motor Developpement International) et Université «La Sapienza», Rome, 19 Janvier 2005.
- [84] Bell-Canada, www.bell.ca
- [85] Analyse de projets d'énergies propres, Manuel d'ingénierie et d'études de cas RETSCREEN®, www.etscreen.net.
- [86] A.N. Celik, Energy Output Estimation for Small-Scale Wind Power Generators using Weibull – Representative Wind Data, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 91, pp. 693-707, 2003.
- [87] Hiester, T.R. and Pennell, W.T., The Siting Handbook for Large Wind Energy Systems, WindBooks, New York, NY, USA, 1981.
- [88] Ayotte, Keith W.; Davy, Robert J., and Coppin, Peter A. A Simple Temporal and Spatial

- Analysis of Flow in Complex Terrain in the Context of Wind Energy Modelling. Boundary-Layer Meteorology. 2001 Feb; 98(2): 275-295.
- [89] Seguro, J. V. and Lambert, T. W. Modern Estimation of the Parameters of the Weibull Wind Speed Distribution for Wind Energy Analysis. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. 2000 Mar; 85(1):75-84.
- [90] Stevens, M. J. M. and Smulders, P. T. The estimation of the parameters of the Weibull Wind speed distribution for wind energy utilization purposes. Wind Engineering. 1979; 3(2).
- [91] Yang, Z. L. and Xie, M. Efficient Estimation of the Weibull Shape Parameter Based on a Modified Profile Likelihood. Journal of Statistical Computation and Simulation. 2003 Feb; 73(2):115-123.
- [92] Énergie PGE, <http://www.energiepge.com>
- [93] Bergey wind power, <http://www.bergey.com/>
- [94] P. GIPE, Wind Energy Comes of Age, Wind Energy Comes of Age, John Wiley & Sons, Inc New York, 1995.
- [95] Hussein Ibrahim, Mariya Dimitrova, Adrian Ilinca, Jean Perron, Système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé pour l'électrification d'une station de télécommunications isolée. European Journal of Electrical Engineering, Volume 12/5-6 - 2009 - pp.701-731
- [96] S. Lemofouet, Investigation and optimisation of hybrid electricity storage systems based on compressed air and supercapacitors, Thèse de doctorat, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, 2006.
- [97] Atlas Copco, LBZ Air Motors Manual, Tools Nr. 9833 8998 03, 2002, www.atlascopco-airmotors.com
- [98] <http://www.vikingpump.com>
- [99] B. GOURMELEN, J.F LEONE , Air comprimé dans l'industrie, Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Mécanique, Fascicule BM 4130, juillet 1997.

- [100] R. Pandian, F. Takemura, Y. Hayakawa, and S. Kawamura, "Control performance of an air motor," Proceedings of the IEEE Conference on Robotic & Automation, pp. pp. 518–524, May 1999.
- [101] B.-V. Karlekar, Thermodynamics for Engineers. Prentice-Hall, Inc, 1983.
- [102] Yu-Ta Shen, Yean-Ren Hwang, Design and implementation of an air-powered motorcycles, Applied Energy, Vol. 86, Issues 7-8, July-August 2009, pp. 1105-1110.
- [103] E. NEUMAN. A thermodynami and analysis of compressed air energy storage for electric utilities. Thesis of Master of Science. Queen's University, Kingston, Ontario, Canada, 1979.
- [104] M. NAKHAMKIN, « New compressed air energy storage concept improves the profitability of existing simple cycle, combined cycle, wind energy, and landfill gas power plants », ASME Turbo Expo, 14 – 17 June 2004, Vienna, Austria.
- [105] <http://www.ecolopop.info>
- [106] Quantum Fuel Systems Technologies Worldwide Inc., USA, <http://www.qtw.com>
- [107] S. Rothhäuser, Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher. PhD thesis, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, Aachen, 1993.
- [108] G. Grazzini, A. Milazzo, Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants, Renewable Energy, Vol. 33, Issue 9, September 2008, pp. 1998-2006.
- [109] Hussein Ibrahim, Rafic Younès, Adrian Ilinca, Optimal Conception of a Hybrid Generator of Electricity, Reference Number : CANCAM07-ETS-39, le 21ième Congrès Canadien de Mécanique Appliquée, Toronto, Canada, 3-7 juin 2007.
- [110] Bernard COLIN, Groupes électrogènes de secours, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie électrique, D5180
- [111] H. Ibrahim, R. Younès, A. Ilinca, T. Basbous, Optimization of Diesel Engine Performances for a Wind-Diesel System with Compressed Air Energy Storage, Article soumis au journal "Energy".

- [112] T. Basbous, Étude de la faisabilité économique d'un Jumelage Éolien - Diesel avec. Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé, séminaire 1 (Rapport d'avancement des travaux de recherche), UQAR, Août 2008.
- [113] T. Basbous, Étude de la faisabilité économique d'un Jumelage Éolien - Diesel avec. Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé, Mémoire de Maîtrise, UQAR, Février 2009.
- [114] H. Ibrahim, A. Ilinca, R. Younès, M. Dimitrova, J. Perron, Study and Design of a Hybrid Wind-Diesel-Compressed Air Energy Storage Systems for Remote Areas, Applied Energy, Volume 87, Issue 5, May 2010, Pages 1749-1762
- [115] P. Higelin, A. Charlet, Y. Chamaillard, Thermodynamic Simulation of a Hybrid Pneumatic-Combustion Engine Concept, International Journal of Applied Thermodynamics, vol. 5, N°. 1, pp. 1-11, March 2002.
- [116] PAROIS A., Suralimentation par turbocompresseur, Techniques de l'ingénieur, Fascicule 2631, 1990.
- [117] Ph. Arquès, Thermodynamic cycle and reciprocating internal combustion engine with compressed air energy storage. Proceedings of the 19th annual meeting, Society of Engineering Science Inc., Rolla, Missouri, 27-29 October 1982.
- [118] M. Chandoul, Cycle thermodynamique de Lenoir-Diesel associé à un stockage pneumatique, Revue Entropie, n°132, pp. 11-16, 1986
- [119] A. Charlet, L. Vasile, P. Higelin, Relance turbocompresseur et hybridation pneumatique, L.M.E., École Polytechnique de l'Université d'Orléans, 2006.
- [120] H. Ibrahim, Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec un élément de stockage d'air comprimé, Rapport de séminaire 1 (état d'avancement du projet de doctorat), UQAC, Juin 2009.
- [121] Jean-Sébastien SAVARD, Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Étude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air

- comprimé (JEDSAC). Phase 1 : Recherche du modèle. Rapport interne, UQAR, LREE–04, Octobre 2008, <http://biblio.uqar.qc.ca/archives/30055832.pdf>
- [122] Hussein Ibrahim, Hakim Chahbour, Mariya Dimitrova, Adrian Ilinca, Jean Perron, Potentiel d'un système hybride éolien-diesel-air comprimé pour une station télécom isolée (Parties I et II). 22ème Congrès Canadien de Mécanique Appliquée (CANCAM09), Halifax, Canada, 31 Mai-4 juin 2009.
- [123] Garrett Engine Boosting Systems, <http://www.egarrett.com/>
- [124] Lallemant A., Modélisation d'un groupe turbocompresseur de suralimentation de moteur alternatif. Entropie, n°111, 1983
- [125] Gissinger G, Le Fort-Piat N. Contrôle-Commande de la voiture. Editions Hermes & Lavoisier, 2002.
- [126] Jensen JP, Kristensen AF, Sorenson SC, Hendricks E. Mean value modelling of a small turbocharged diesel engine. SAE Technical paper, n°910070, 1991.
- [127] Younes R. Élaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, France 1993.
- [128] Kao M, Moskwa JJ. Turbocharger diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation. Trans. ASME Ser., G.J. Dynamic Systems Measurement and Control, 117, 20-30, 1995.
- [129] Ledger JD, Walmsley S. Computation and simulation of a turbocharged diesel engine operation under transient load conditions. SAE paper n°71077, 1977.
- [130] Winterbone DE, Tennant DWH. The variation of friction and combustion rates during diesel engine transients. SAE paper, 1981, n°810339, 4p.
- [131] Furuhashi S, Sasaki S. New device for measurement of piston frictional forces in small engines. SAE transactions, 1983, n°831284, p.39-50
- [132] Yokooka K, Nagoa A, ODA H. Development of Mazda fuel-efficient concept car. SAE transactions, 1984, n°841309, P.295-307

- [133] Guichaoua JL, Magnien JF, Perrin H, Constants B. Frottement et température du film d'huile entre piston, segments et chemise d'un moteur diesel. Journées internationales sur le moteur diesel d'application, SIA École Centrale de Lyon, 13-14 mai 1984, p.131-153.
- [134] Gish RE, Mc-Cullough JD, Retzloff JB, Mueller H. Determination of engine friction. SAE transactions, 1958, v.66, 9.649-667
- [135] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York McGraw-Hill, 1988, 2th edition, 950p
- [136] Millington BW, Hartles ER. Frictional losses in Diesel engine. SAE Transactions, 1968, n°680590, p.2390-2410.
- [137] Hendricks E. Continuous identification of a four stroke SI engine. Proc. Of the American Control Conference, 1876-1881, 1990.
- [138] Setoklosa H, Ferenc M, Osaba J, Osuch W. Evaluation of the dynamic response of a medium speed diesel engine in generator set applied as stand-by power source for nuclear plants. CIMAC 87 in Warschau, 17th International Congress on combustion engines, 1987.
- [139] Hendrickes E. Mean value modeling of a small turbocharged diesel engines. SAE paper n°910070, 1991.
- [140] Hussein Ibrahim, Tammam Basbous, Adrian Ilinca, Mariya Dimitrova, Mathewu Adegnon, Daniel Boulay, Cédric Arbez, Potential of a Hybrid Wind-Diesel-Compressed Air System for Nordic Remote Canadian Areas. IEEE Transactions on Sustainable Energy (Under Review).
- [141] M. GRATADOUR, Application de la suralimentation aux moteurs, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B2630, février 1991
- [142] Dovifaaz X. Modélisation et commande d'un moteur diesel en vue de la réduction de ses émissions. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, France 2001.
- [143] Younes R, Ouladsine M, Noura H. Optimisation du débit d'air dans le diesel suralimenté. Congrès International Francophone d'Automatique, CIFA 2006, Bordeaux, France.

- [144] Younes R. Modélisation du turbocompresseur de suralimentation en régime stationnaire et instationnaire. DEA, École Centrale de Lyon, Ecully, France 18 Septembre 1989.
- [145] Duyme V. Récupération énergétique à l'échappement d'un moteur de véhicule industriel par une turbine à gaz entraînant les auxiliaires, Simulation du fonctionnement et optimisation du système. Thèse de doctorat, INSA, Villeurbanne, France 19 Février 1990.
- [146] Omran R. Younès R. Champoussin J.C., Optimal Control of a Variable Geometry Turbocharged Diesel Engine. Application on ETC Cycle, IEEE Transactions on Control Systems Technology (DOI:10.1109/TCST2008.2001049).
- [147] M. Minoux, « Programmation mathématique, tome 1 & 2 », editions dunod, 1983.
- [148] Hussein Ibrahim, Mariya Dimitrova, Mathew Adegnon, Daniel Boulay, Cedric Arbez, Adrian Ilinca, Jean Perron, Investigation of Electricity Production with a Wind-Diesel-Compressed Air Energy Storage System for Nordic Remote Villages (Part 1), 2nd International Conference on Energy Conversion and Conservation, 22-25 April 2010, Hammamet, Tunisia
- [149] Hussein Ibrahim, Marwa El-Hajj, Adrian Ilinca, Rafic Younès, Mariya Dimitrova, Cedric Arbez, Daniel Boulay, Mathew Adegnon, Electricity Production in Nordic Village with a Wind-Diesel-Compressed Air Energy Storage System, Article soumis à 9th World Wind Energy Conference & Renewable Energy Exhibition : Large Scale Integration of Wind farms, 15-17 June 2010, Istanbul, Turkey.
- [150] M. Adomou, Conception d'un banc d'essais pour le système JEDSAC (jumelage éolien-diesel avec stockage d'air comprimé), Rapport de stage, UQAC, Août 2007.
- [151] G. Bonnier, E. Devin, Couples thermoélectriques : Caractéristiques et mesure de température, Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle, R2950, décembre 1997.
- [152] H. Ibrahim, Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec un élément de stockage d'air comprimé, Rapport de séminaire 2, (résultats du banc de tests), UQAC, Novembre 2009.

- [153] Hussein Ibrahim, Mariya Dimitrova, Adrian Ilinca, Jean Perron, Optimisation de l'efficacité du moteur diesel pour un système hybride éolien-diesel : Validation expérimentale. CSME/SCGM Forum 2010 at Victoria, British Colombia, The Canadian Society for Mechanical Engineering, 7-9 Juin 2010.