

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

ÉTUDE DE FAISABILITÉ D'UN JUMELAGE
ÉOLIEN — DIESEL AVEC STOCKAGE
D'ÉNERGIE SOUS FORME D'AIR COMPRIMÉ

MÉMOIRE DE RECHERCHE
PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI

*COMME EXIGENCE PARTIELLE DU PROGRAMME DE MAÎTRISE EN
INGÉNIERIE POUR L'OBTENTION DU GRADE DE
« MAÎTRE EN SCIENCES APPLIQUÉES »*

PAR

TAMMAM BASBOUS

FÉVRIER 2009

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

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

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS.....	11
RESUME	12
INTRODUCTION	14
La production du pétrole et la flambée du prix du baril	14
Impact de la consommation de l'énergie sur l'environnement.....	16
Problématique des sites isolés.....	20
Solution apportée par les énergies renouvelables	21
Contenu du mémoire.....	23
CHAPITRE I SYSTEMES HYBRIDES EOLIENS DIESELS AVEC STOCKAGE DE L'ENERGIE SOUS FORME D'AIR COMPRIME	24
I.1- Systèmes hybrides : définitions et motivations.....	24
I.2- Problématique des systèmes hybrides et nécessité du stockage d'énergie	26
I.3- Histoire du stockage de l'énergie.....	33
I.4- Différents types de stockage	35
I.5- Caractéristiques du stockage sous forme d'air comprimé.....	37
I.6- Jumelage Éolien – Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé	41
I.7- Objectifs de ce mémoire.....	42
CHAPITRE II TECHNIQUES DE DESTOCKAGE DU CAES	44
II.1- Différentes Techniques de déstockage du CAES	44
II.2- Hiérarchisation des différentes solutions.....	52
CHAPITRE III MODELISATION SIMPLIFIEE DU SYSTEME	55
III.1- Objectifs	55

III.2- Découpage fonctionnel du système	55
III.3- Modèles par composant.....	57
III.4- Équations d'équilibre du système.....	70
CHAPITRE IV RESULTATS ET DISCUSSIONS	74
IV.1- Résultat de la modélisation simplifiée	74
IV.2- Voies potentielles pour obtenir des gains supplémentaires.....	82
IV.3- Stratégie de jumelage Groupe Éolien – Groupe Électrogène - CAES	93
CHAPITRE V CONCLUSION	99
ANNEXES.....	101
<i>Références</i>	102
<i>Logiciel SIMDID</i>	107
<i>Code Matlab</i>	124

INDEX DES FIGURES

Figure 1 - Prix nominaux d'une moyenne des prix du WTI FOB USA Gulf [1].....	14
Figure 2 - Émissions annuelles de gaz à effet de serre [2]	18
Figure 3 - Évolution de la capacité de l'énergie éolienne installée dans le monde [6]	22
Figure 4 - Évolution de la capacité de l'énergie éolienne installée au Canada [7].....	22
Figure 5 - Fluctuation de la vitesse du vent sur une journée	27
Figure 6 - Distribution annuelle de la puissance éolienne et de l'énergie capturée [42].....	28
Figure. 7 - variation de l'énergie couverte par JED en fonction de la vitesse de vent dans le cas d'un Système Jumelé Éolien - Diesel à Haute Pénétration [12].....	31
Figure. 8 - Système hybride (JEDHP) associé à une charge de délestage [42]	33
Figure. 9 - Production énergétique journalière d'une centrale d'électricité associée à un système de CAES.....	38
Figure 10 - Demande assurée par 60% d'éolien et 40% de CAES [15]	39
Figure. 11 - Différentes méthodes de stockage d'air comprimé [19]	40
Figure 12 - Schéma de principe du système JEDSAC [42]	41
Figure 13 - Schéma de principe - utilisation d'une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur.....	44
Figure 14 - Schéma de principe - utilisation d'une suralimentation étagée.....	46
Figure 15 - Schéma de principe – admission en amont du compresseur	48
Figure 16 - Schéma de principe – admission directe dans le moteur	49
Figure 17 - Schéma de principe – Compression Hyperbare	50
Figure 18 - Cycle Lenoir.....	52
Figure 19 - Découpage fonctionnel du modèle du moteur Diesel	56

Figure 20 - Caractérisation du compresseur fournie par le fabriquant	58
Figure 21 - Modèle du taux de compression du compresseur	59
Figure 22 - Modèle du rendement indiqué en fonction du rapport Air/Carburant	63
Figure 23 - Caractérisation du taux de détente de la turbine	64
Figure 24 - Caractérisation rendement de la turbine.....	65
Figure 25 - Comparaison du rapport Air/Carburant	75
Figure 26 - Comparaison de la pression à l'entrée du compresseur	76
Figure 27 - Comparaison du rapport de compression dans le compresseur	77
Figure 28 - Comparaison du rapport de détente dans la turbine.....	77
Figure 29 - Comparaison du rapport de la consommation du carburant	78
Figure 30 – Estimation de la consommation instantanée du carburant sur le site du village du Tuktoyaktuk	79
Figure 31 – Estimation de la consommation cumulée de carburant sur une semaine sur le site du village du Tuktoyaktuk.....	80
Figure 32 - Effet de la cylindrée sur le rendement indiqué	83
Figure 33 - Exemple des courbes de puissance des deux moteurs Diesels.....	85
Figure 34 - Utilisation de deux moteurs Diesels jumelés à une éolienne avec CAES	87
Figure 35 - Exemple d'utilisation des deux moteurs Diesels en présence du CAES	88
Figure 36 - Effet de la pression d'admission sur le rendement du moteur	89
Figure 37 - Effet de la pression d'admission sur la forme du cycle Diesel	91
Figure 38 - Effet de la pression d'admission sur la pression maximale dans le cylindre et sur la masse d'air admise.....	92
Figure 39 - Stratégie de jumelage Groupe Éolien – Groupe Électrogène - CAES.....	98

INDEX DES TABLEAUX

Tableau 1 - Caractéristiques des différentes techniques de stockage	37
Tableau 2 - hiérarchisation des différentes solutions de déstockage	54
Tableau 3 - Formules proposées pour le rendement indiqué.....	62
Tableau 4 - Différents modèles du rendement de la turbine.....	66
Tableau 5 - Formules proposées pour la PMF dans le moteur diesel	69

INDEX DES NOMENCLATURES ET ABREVIATIONS

A/F	: Rapport Air / Fuel
AC	: Air Comprimé
AF	: Air Frais
AIE	: Agence Internationale de l'Énergie
BP	: Basse Pression
C	: Compresseur
CAES	: Compressed Air Energy Storage
CC	: Chambre de Combustion
CH	: Charge
C_p	: Chaleur spécifique de l'air
C_{pt}	: Chaleur spécifique des gaz d'échappement
C_r	: Couple résistant dû à la charge appliquée
C_y	: Cylindrée du moteur
ECH	: Échappement
FA	: Filtre à air
GB	: Gaz Brûlés

GES	: Gaz à Effet de Serre
GTEP	: Giga Tonnes Équivalent Pétrole
HP	: Haute Pression
JED	: Jumelage Éolien – Diesel
JEDHP	: Jumelage Éolien - Diesel à Haute Pénétration
JEDHPSS	: Jumelage Éolien – Diesel à Haute Pénétration Sans Stockage
JEDSAC	: Jumelage Éolien Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé
k_{FA}	: Constante du filtre à air
N	: Régime de rotation du moteur Diesel
N_{rt}	: Régime réduit de la turbine
N_{rc}	: Régime réduit du compresseur
N_{tc}	: Régime du turbocompresseur
OPEP	: Organisation des Pays Exportateurs du Pétrole
p_{ci}	: Pouvoir calorifique inférieur du carburant
p_i	: Pression totale des gaz à l'état i
P_{mf}	: Pression moyenne des pertes par frottement
P_r	: Puissance résistante

P_{ref}	: Pression de référence du compresseur (ou de la turbine)
PMI	: Pression moyenne indiquée
SE	: Stockage d'Énergie
SMES	: Super-conductor Magnetic Energy Storage
T_e	: Température des gaz à l'entrée de la turbine
T_{st}	: Température des gaz à la sortie de la turbine
T_i	: Température des gaz à l'état i
TG	: Turbine à gaz
TPE	: Taux de Pénétration en Énergie
TPP	: Taux de Pénétration en Puissance
T_{ref}	: Température de référence du compresseur (ou de la turbine)
$\dot{m}_a$	: Débit d'air
$\dot{m}_{rc}$	: Débit réduit du compresseur
$\dot{m}_e$	: Débit des gaz d'échappement
$\dot{m}_f$	: Débit de carburant
$\dot{m}_{rt}$	: Débit réduit de la turbine
η_c	: Rendement du compresseur

η_{ech}	⋮ Rendement de l'échangeur
η_i	⋮ Rendement indiqué du moteur
η_v	⋮ Rendement volumique de remplissage
η_t	⋮ Rendement de la turbine
η_{t_op}	⋮ Rendement optimal de la turbine
ρ_i	⋮ Masse volumique des gaz à l'état i
γ	⋮ Coefficient polytropique
π_c	⋮ Rapport de compression du compresseur
π_t	⋮ Rapport de détente dans la turbine
ω	⋮ Régime de rotation du moteur
λ	⋮ Rapport Air / Fuel
λ_{opt}	⋮ Rapport Air / Fuel optimal
γ_t	⋮ Coefficient polytropique des gaz d'échappement

REMERCIEMENTS

Je remercie fortement mon directeur de recherche Adrian Ilinca, pour sa direction attentive et sa disponibilité pour résoudre tous les problèmes techniques et administratifs que j'ai rencontrés.

Je tiens aussi à exprimer ma très vive reconnaissance à Dr. Rafic Younes pour son aide précieuse en terme de cadrage du sujet et en terme de modélisation numérique.

Je remercie aussi l'étudiant doctorant Hussein Ibrahim pour l'aide en terme de compréhension du sujet et étude bibliographique qu'il m'a apportée.

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

Tammam BASBOUS

RESUME

Ce mémoire porte sur l'étude de faisabilité technique et du potentiel économique et écologique du système de Jumelage Éolien – Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé (JEDSAC).

Le système JEDSAC est une solution complètement innovatrice qui va pouvoir profiter du potentiel éolien disponible dans les sites isolés, dans les îles et dans le nord canadien, tous alimentés par les Diesels. L'idée consiste à jumeler ces Diesels, déjà sur place, avec une centrale éolienne surdimensionnée par rapport aux besoins et un système de stockage d'air comprimé. Le principe du fonctionnement de ce système hybride, les avantages techniques et économiques et la démonstration de l'efficacité énergétique du système, spécifiquement au niveau de l'augmentation du rendement du groupe Diesel et la diminution de sa consommation en carburant seront étudiés en détail et feront l'objet principal de ce mémoire.

Le stockage d'énergie excédentaire, jouant un rôle essentiel dans le fonctionnement du système JEDSAC, sera détaillé en terme de techniques diverses existantes sur le marché et de critères de choix de la technique la plus adaptée à l'énergie éolienne. Le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé CAES occupe une place intéressante dans ce positionnement, d'où le système JEDSAC proposé.

Cet air comprimé stocké, qui sert à améliorer le rendement du Diesel pendant les périodes d'utilisation de celui-ci, doit être utilisé de la façon la plus optimale, afin de maximiser l'économie de carburant. Nous avons ainsi listé différentes techniques

envisageables pour déstocker le CAES, nous les avons comparé d'une façon qualitative et nous avons choisi celle qui nous a semblé la plus adaptée au besoin.

Nous avons aussi, par des modèles simples, chiffré l'économie de carburant potentielle sur un site donné. Celle-ci peut s'élever à 50% d'économie grâce au système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé qui permet de faire fonctionner le moteur Diesel avec un rapport Air / Carburant optimal.

Ce n'est pas la seule voie pour l'obtention des gains. En effet nous avons décrit plusieurs autres voies potentielles permettant d'incrémenter davantage l'économie de carburant : Tout d'abord, l'utilisation de deux moteurs Diesels de dimensions choisies pour optimiser le fonctionnement avec et sans air comprimé, ensuite, le fonctionnement du moteur en mode « moteur à air comprimé » combiné avec le mode « moteur à combustion interne ».

Une modélisation bien plus poussée dans le cadre d'un futur projet doctoral, permettra d'optimiser le fonctionnement, de consolider les gains et de faire comparaison détaillée entre le système JEDSAC et les autres systèmes hybrides existant sur le marché.

INTRODUCTION

La production du pétrole et la flambée du prix du baril

Depuis les années 70, le prix du pétrole brut n'a pas cessé de fluctuer avec chaque événement géopolitique. La figure 1 illustre ce lien étroit entre les variations brusques du prix du baril et les incidents politiques et militaires dans les pays producteurs de pétrole.

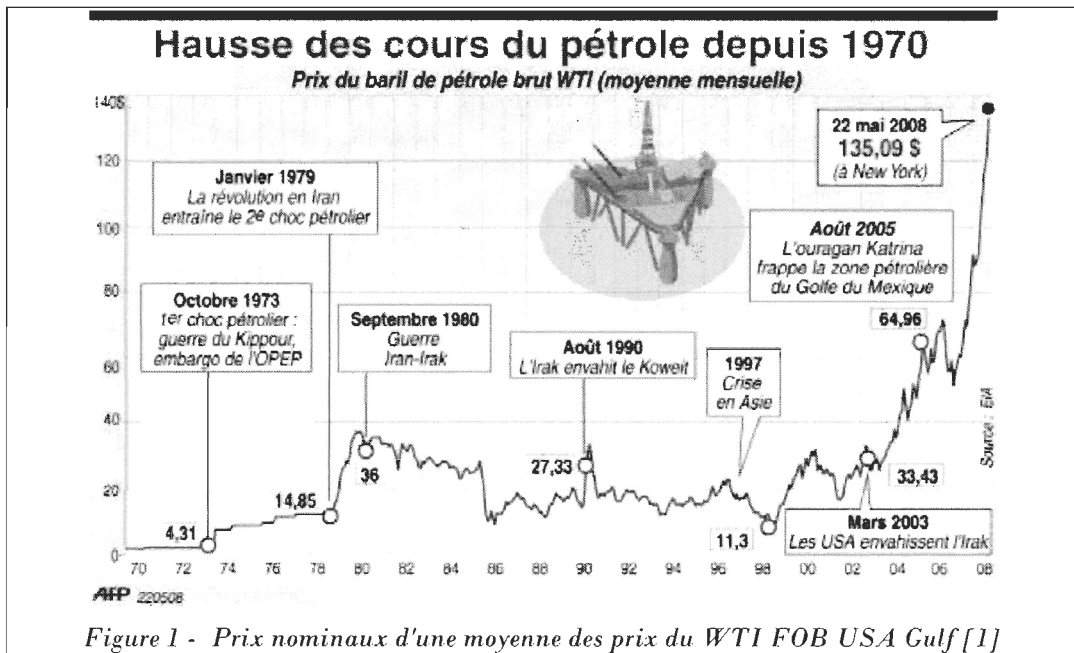


Figure 1 - Prix nominaux d'une moyenne des prix du WTI FOB USA Gulf [1]

En effet, depuis 1973, plusieurs événements historiques permettent d'expliquer une grande partie de l'évolution des prix. L'année 1973 marque le début de la guerre du 6 octobre entre la Syrie, l'Égypte et Israël. Les pays du Moyen-Orient producteurs de pétrole réduisent leur production, le prix de référence de l'époque (Saudi Arab Light) passe de 2,59\$ américains par baril à 11,65\$ américains par baril de septembre 1973 à mars 1974

(fin de l'embargo). Ce choc pétrolier entraîna une crise économique globale au cours des années 1970.

Les prix élevés entraînent une réduction de la demande (du fait de la mise en place de politique d'économie d'énergie notamment) et surtout le début de l'exploitation de nouveaux champs pétrolifères. L'OPEP qui détenait 50% des parts de marché en 1974, n'en détenait plus que 47% en 1979.

La révolution iranienne puis la guerre entre l'Iran et l'Iraq furent des événements influençant fortement la hausse des prix du pétrole du fait de la réduction considérable des exportations de ce pays. Ces prix élevés permirent à la production hors Moyen-Orient de progresser ainsi que de réduire la consommation du fait des politiques de lutte contre le gaspillage d'énergie. La demande connut un maximum en 1979 pour diminuer ensuite, et il parût alors clairement aux pays de l'OPEP qu'ils devaient réduire leur production s'ils souhaitaient maintenir le niveau des prix. Durant la première moitié des années 1980, l'OPEP la réduisait d'un tiers avec pour conséquences des parts de marché réduits à 30% du marché mondial, sans pour autant enrayer véritablement la diminution des prix. En réponse aux difficultés éprouvées par certains membres à respecter leurs quotas, l'Arabie Saoudite qui avait été le principal acteur dans la réduction de la production OPEP, décida de doubler sa production en 1986.

Les prix s'effondrèrent en 1987. Ces bas prix stimulèrent la consommation et ralentirent la production hors Moyen-Orient où les coûts d'exploitation sont plus élevés (cas de l'extraction Off - Shore par exemple).

Début des années 2000, le cours du pétrole a connu un niveau historique très élevé. En effet selon une étude menée par l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), la moyenne des prix du baril a été de 20\$ environ sur la période 1985 – 2000 alors que depuis 2000, celle-ci est de 29\$. 2004 est en cela un exemple très parlant. En effet au cours de cette année, le marché du pétrole a été très tendu et les prix ont augmenté de manière très forte (la plus forte progression enregistrée depuis le début des années 1980). Cette hausse s'explique notamment par le dynamisme de l'économie chinoise et de l'émergence de pays nouvellement industrialisés qui tendent à augmenter leur consommation d'énergie ainsi que par l'amélioration des conditions économiques dans certaines régions du monde et en particulier aux États-Unis. Pour faire face à cette situation, l'OPEP a décidé de remettre la baisse prévue de ses quotas de production à plus tard et d'intervenir sur le marché afin de sortir, dans la mesure du possible, de cette situation en hausse. Pour ce faire, l'Arabie Saoudite, tout d'abord, puis l'OPEP ensuite ont décidé d'élever respectivement leurs quotas de production.

Le pétrole a atteint le seuil symbolique des cent trente cinq dollars le baril franchi les 22 mai 2008 et récemment le seuil des cent quarante six dollars le baril franchi le 4 juillet 2008 à New York. Cette flambée succède à une longue période de quinze ans de calme plat, puis les cours ont presque doublé en un an.

Impact de la consommation de l'énergie sur l'environnement

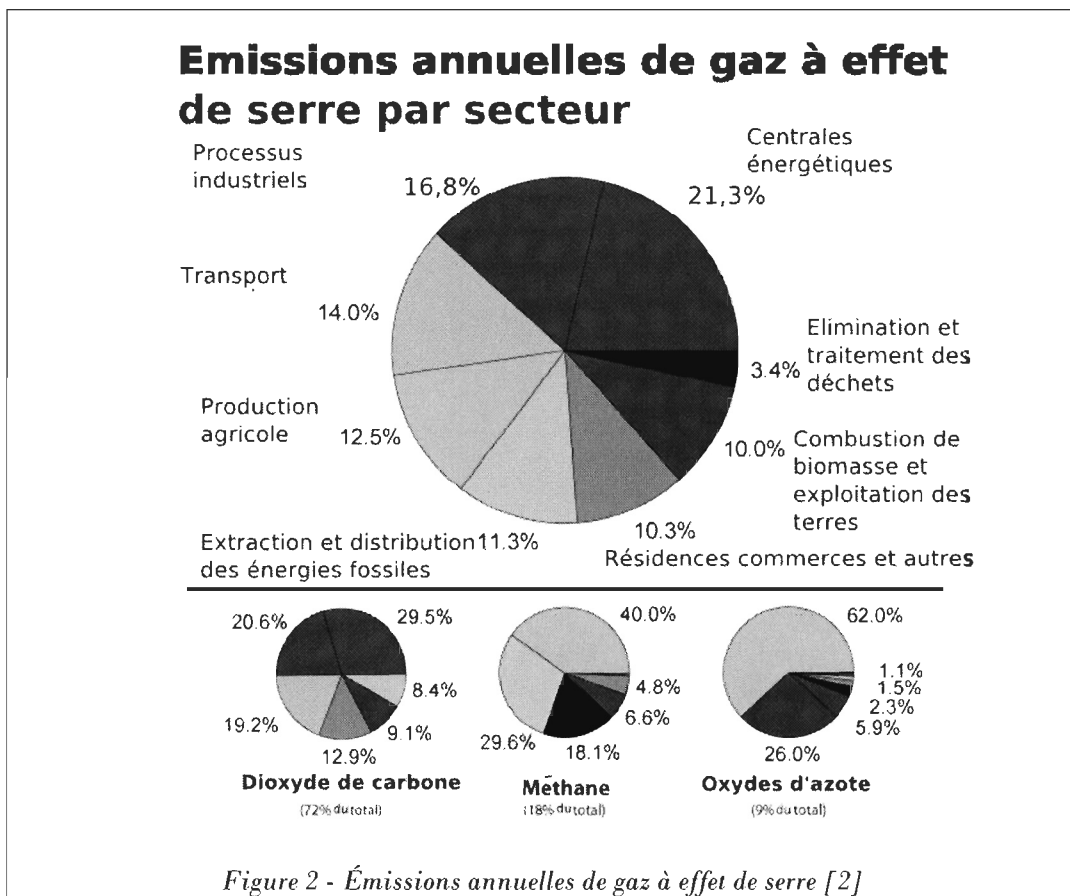
La consommation totale d'énergie dans le monde devrait passer de 10 GTEP (Giga Tonnes Équivalent Pétrole) par an à l'heure actuelle, à 22 GTEP par an en 2050. La grande

partie de l'énergie utilisée actuellement par l'humanité provient des énergies fossiles. Elles représentent 72% (le charbon et le pétrole représentent 26% chacun, et le gaz naturel 18%) et les sources d'énergie non fossiles 28%; ce dernier pourcentage se divise à peu près également entre les énergies renouvelables et l'énergie nucléaire. La croissance démographique exponentielle ainsi que le manque de matières premières essentielles augmentent la pollution du sol, de l'air et de l'eau. Ceci est source d'inquiétude pour les individus, les scientifiques, les ingénieurs, les politiciens et à une certaine mesure pour des gouvernements. En raison des styles de vie matérialistes et de l'industrialisation, la demande d'énergie augmente exponentiellement ce qui conduit à une augmentation exponentielle de la pollution.

En effet, le plus grand défi auquel tentent de faire face les gouvernements est le réchauffement climatique. Les experts climatiques internationaux s'accordent à penser qu'un lien étroit existe entre l'accroissement des émissions de CO₂ et la variabilité du climat. Il y a, cependant, encore beaucoup d'incertitudes sur l'évolution des variations du climat. Les experts parlent d'un « grand chambardement climatique » auquel se rattacheraient la plupart des phénomènes constatés ces dernières décennies :

- ◇ sécheresse et désertification sur le Continent Africain,
- ◇ cyclones et pluies torrentielles qui sévissent des Caraïbes au Middle West,
- ◇ canicules et écarts de températures inaccoutumés en Europe,
- ◇ fonte d'une partie des glaces polaires, ce qui ferait monter le niveau des mers menaçant ainsi la vie de plusieurs millions d'habitants des zones côtières.

Il est donc urgent de lutter par tous les moyens contre un réchauffement climatique qui menacerait l'intégrité de notre planète. La production électrique n'est à l'origine que de 21% de la production des émissions de Gaz à Effet de Serre (GES) dans le monde comme le montre la figure 2. Ces émissions sont principalement du dioxyde de carbone qui provient de la combustion du carburant dans les moteurs.



A titre d'exemple, au Canada, entre 1990 et 2004, la consommation d'énergie secondaire, c'est-à-dire l'énergie que les habitants consomment pour chauffer et climatiser les habitations et les lieux de travail ainsi que pour faire fonctionner les appareils ménagers,

les véhicules et les usines, a augmenté de 23%, passant de 6 950 à 8 540 petajoule¹ (PJ). Cette augmentation a entraîné une hausse des émissions de GES attribuables à la consommation d'énergie secondaire (incluant les émissions liées à l'électricité) de 24%, lesquelles sont passées de 408 à 505 mégatonnes (Mt) [3].

En juin 1992, à Rio De Janeiro, 178 pays ont signé une convention - cadre sur le réchauffement climatique visant à stabiliser les concentrations de gaz à effet de serre, qui enjoignait les pays développés de ramener leurs émissions au niveau de 1990. Trois ans plus tard, à Berlin, les états se sont engagés dans un nouveau processus non plus de stabilisation, mais de réduction des émissions de 5% en moyenne entre 2008 et 2012. Un protocole est adopté en décembre 1997 lors de la conférence de Kyoto. Ce régime multilatéral doit aller plus loin que 2012 : à la lumière des scientifiques, il faut diviser par 2, et donc par 4 pour les pays industrialisés, les émissions d'ici 2050 afin de limiter le réchauffement moyen de la terre en deçà de 2°C. Des négociations sur le régime post 2012 sont en cours.

Les gouvernements engagés dans le Protocole de Kyoto doivent donc multiplier leurs actions dans le secteur de la production d'énergie propre. Des sources renouvelables, propres et inépuisables d'énergie, telle que l'énergie éolienne, attirent plus que jamais l'attention d'ingénieurs, des écologistes et des financiers.

¹ *Un petajoule correspond à la consommation annuelle d'énergie d'une petite ville d'environ 3 700 habitants, et ce, pour toutes les utilisations, tant pour les habitations et le transport que pour les services locaux et industriels*

Problématique des sites isolés

Une autre problématique s'ajoute à celles détaillées dans les deux paragraphes précédents, celle des sites isolés. Dans ces secteurs isolés, il n'est pas rentable de connecter les charges, de relativement petite puissance sur le réseau de distribution central, à cause des longues distances. Cela est dû au coût cher des lignes de transmission et des pertes liées à la distribution de la puissance aux régions éloignées [4]. L'approvisionnement électrique dans ces secteurs dépend seulement des systèmes de génération diesel autonomes, ce qui est le cas aussi dans la plupart des régions du monde, particulièrement les pays en voie de développement. Outre les coûts de carburants ne cessant d'augmenter, s'ajoutent les coûts du transport de ce carburant vers ces sites, ce qui rend la production d'électricités économiquement très dispendieuses.

Au Canada, plus de 200,000 personnes vivent dans plus de 300 communautés isolées (Yukon, TNO, Nunavut, Îles, ...) qui ne sont pas connectés aux réseaux provinciaux ou nationaux de transport d'électricité. Il faut ajouter à cela 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 de distribution électrique et utilisent des diesels pour générer de l'électricité une méthode relativement inefficace et très dispendieuse, responsable de l'émission de 1.2 millions de tonnes de GES annuellement.

Au Québec, Hydro-Québec exploite près de 100 MW de groupes électrogènes diesels pour alimenter ses réseaux non reliés. En 1992, l'exploitation de ces réseaux s'est

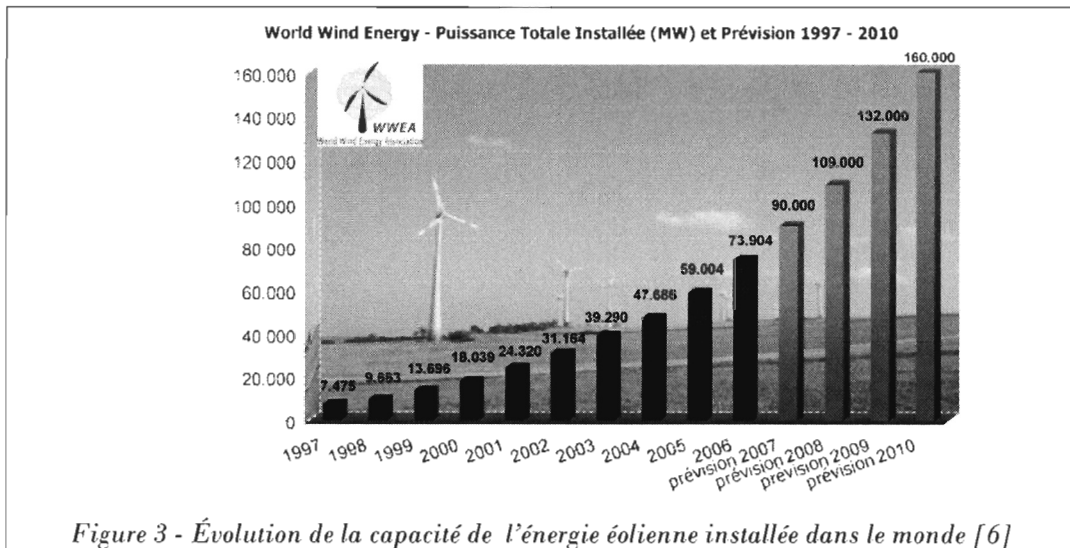
soldée par un déficit de 65,7 M\$, dont 19 M\$ pour les 14 villages nordiques. En 1991, le coût moyen de production de l'électricité pour tous ces villages était de 0,6 \$/kWh, dont 0,17 \$/kWh pour le carburant seulement [5]. La plupart d'entre eux sont situés près de la côte et possèdent un bon potentiel éolien. La demande de pointe va de 180 kW pour le plus petit à 1900 kW pour le plus grand [5].

Solution apportée par les énergies renouvelables, dont principalement l'énergie éolienne

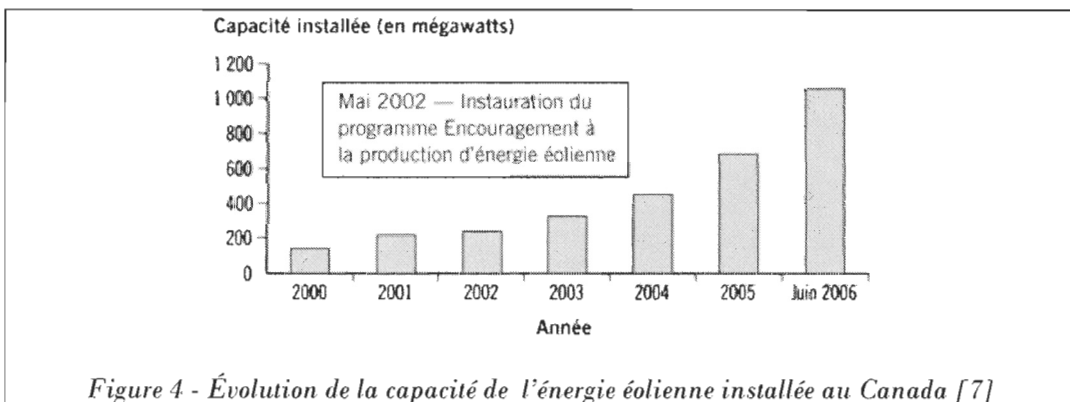
Par définition, les énergies dites renouvelables sont potentiellement inépuisables. La nature peut les reconstituer assez rapidement, contrairement au gaz, au charbon et au pétrole, dont les réserves, constituées après des millions d'années, sont limitées. Les énergies solaire, éolienne, hydraulique et géothermique en sont les formes les plus courantes.

Au Canada, les énergies solaire, éolienne, hydraulique et de biomasse sont les plus facilement exploitables. L'énergie lumineuse du Soleil peut être convertie en électricité, on peut exploiter la force du vent et de l'eau en mouvement pour faire tourner des turbines électriques; des céréales telles que le maïs et le blé peuvent produire de l'éthanol, un combustible que l'on peut utiliser pour alimenter les automobiles.

L'énergie éolienne représente le meilleur compromis entre le coût de production, qui assure la viabilité économique et les impacts sur l'émission des gaz à effet de serre. Ceci explique le très fort taux de croissance de cette filière énergétique partout dans le monde, comme le montre la figure 3.



Au Canada, cette croissance est exponentielle depuis 2002, suite à l'instauration au mois de mai, d'un programme d'encouragement à la production d'énergie éolienne. Cette croissance est illustrée par la figure 4.



Contenu du mémoire

Dans ce mémoire, nous allons détailler et démontrer la viabilité du Système Hybride Éolien Diesel avec Stockage d'Énergie sous forme d'Air Comprimé.

Dans le premier chapitre, nous présentons les systèmes hybrides éoliens Diesel ainsi que le principal frein à leur développement, la nécessité de stockage d'énergie. Nous citons aussi dans ce chapitre les types de stockage d'énergie les plus utilisés dans ces systèmes hybrides en détaillant la solution de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé.

Dans le deuxième chapitre, nous analysons les différentes techniques de déstockage de l'air comprimé et choisissons le système assurant le meilleur compromis de faisabilité technique et rentabilité économique.

Dans le troisième chapitre, une modélisation du moteur Diesel avec tous ses composants est faite afin de démontrer le gain en rendement sur la plage de fonctionnement du moteur Diesel grâce à l'air comprimé stocké préalablement.

Dans le quatrième chapitre, nous analysons les résultats de la modélisation et nous détaillons de nouvelles perspectives permettant de gagner davantage en rendement, préparant ainsi pour une étude plus approfondie et poussée dans un futur projet doctoral.

Nous finissons enfin ce mémoire par une conclusion de nos travaux en mettant en avant la rentabilité du système Hybride Éolien Diesel avec Stockage d'Énergie sous forme d'Air Comprimé et la nécessité de la poursuite des études pour concevoir un système qui assure une rentabilité économique meilleure que les autres concepts existants sur le marché.

CHAPITRE I

SYSTEMES HYBRIDES EOLIENS DIESELS AVEC

STOCKAGE DE L'ENERGIE SOUS FORME D'AIR COMPRIME

I.1- Systèmes hybrides : définitions et motivations

L'énergie éolienne est intermittente, ce qui veut dire que la puissance disponible dans le vent n'est pas uniforme tout au long de l'année, ni même tout au long d'une journée, ceci est illustré par les figures 5 et 6.

Afin d'assurer la réponse à une demande qui est beaucoup moins fluctuante, l'installation éolienne doit être utilisée en parallèle avec d'autres sources d'énergie. La technique la plus couramment utilisée pour pallier à ce décalage entre la demande et la production, est de relier des parcs éoliens au réseau de distribution haute tension où les autres sources d'énergie sur le réseau (hydrauliques, thermique) ont le rôle d'assurer l'équilibre entre la charge et la production. Le couplage se fait avec une centrale thermique dans les sites isolés et dans ce cas le déploiement de l'énergie éolienne présente un impact significatif, environnemental et économique, en remplaçant une partie de la production électrique par du Diesel.

Le «Jumelage Éolien – Diesel» (JED) ou plus simplement l'Hybridation, représente une technique de génération d'énergie électrique en utilisant en parallèle une ou plusieurs éoliennes avec un ou plusieurs groupes Diesel. Cette approche est utilisée actuellement dans des régions nordiques au Yukon, Nunavut et en Alaska.

La conception préliminaire du système Hybride Éolien – Diesel prévoit l'utilisation d'une centrale Diesel existante déjà et l'ajout d'un parc éolien comportant un seul modèle de turbine. À ces deux principaux éléments s'ajoutent le système de contrôle et les composants nécessaires à l'exploitation jumelée du système : charges secondaires de lissage, régulateur et commande automatisée.

Suivant l'intensité du vent, on distingue trois modes de fonctionnement pour les systèmes à haute pénétration :

- ◇ Vents faibles : diesels seuls
- ◇ Vents moyens : diesels et éoliennes en service
- ◇ Vents forts : éoliennes seules

Le Taux de Pénétration en Puissance (TPP) est défini comme le rapport entre la puissance éolienne installée et la puissance maximum de la charge tandis que le Taux de Pénétration en Énergie (TPE) est défini comme le rapport entre l'énergie éolienne annuelle produite et l'énergie consommée par la charge. Le «Jumelage Éolien - Diesel à Haute Pénétration» (JEDHP), caractérisé par des valeurs $TPP > 1$, permet l'arrêt complet des groupes diesel pendant que la production éolienne est supérieure à la demande.

Ces systèmes Hybrides permettent la réduction la plus importante de la consommation de diesel et des émissions de Gaz à Effet de Serre ainsi que la réduction du coût de production de l'électricité, notamment dans les sites isolés. En effet, cette façon de concevoir l'intégration éolienne amène des économies de carburant très intéressantes (50 à 80% selon le gisement éolien), et permet en plus de réduire les déficits d'exploitation des

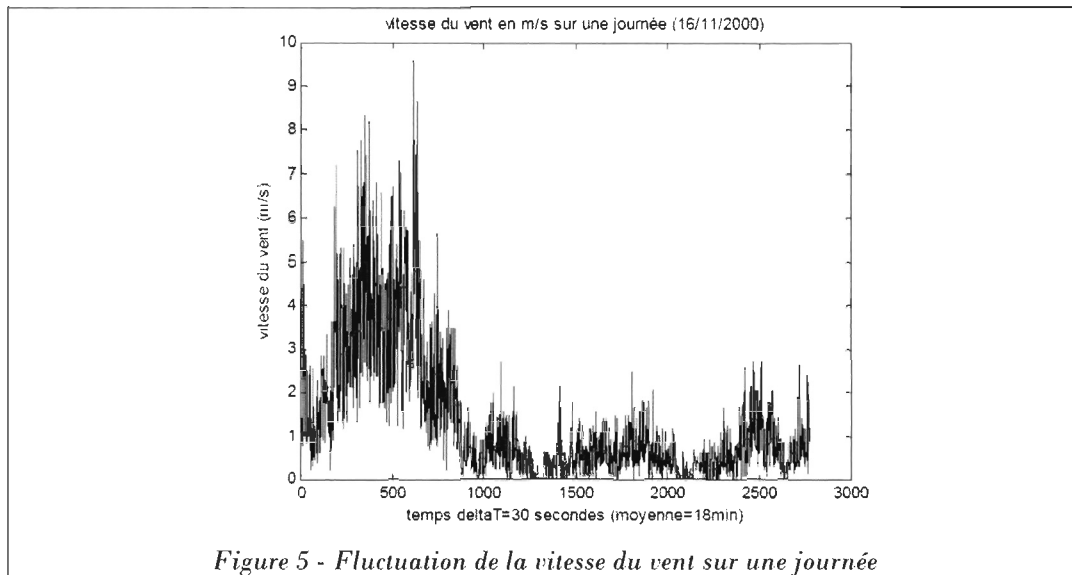
réseaux autonomes dont la production principale est obtenue par des groupes diesel en apportant des économies sur l'entretien et sur le coût de remplacement des diesels.

Cependant, ces systèmes Hybrides, sans stockage, sont sujets à des problèmes techniques complexes dont les solutions sont très coûteuses comme nous le détaillerons dans le paragraphe suivant.

I.2- Problématique des systèmes hybrides et nécessité du stockage d'énergie

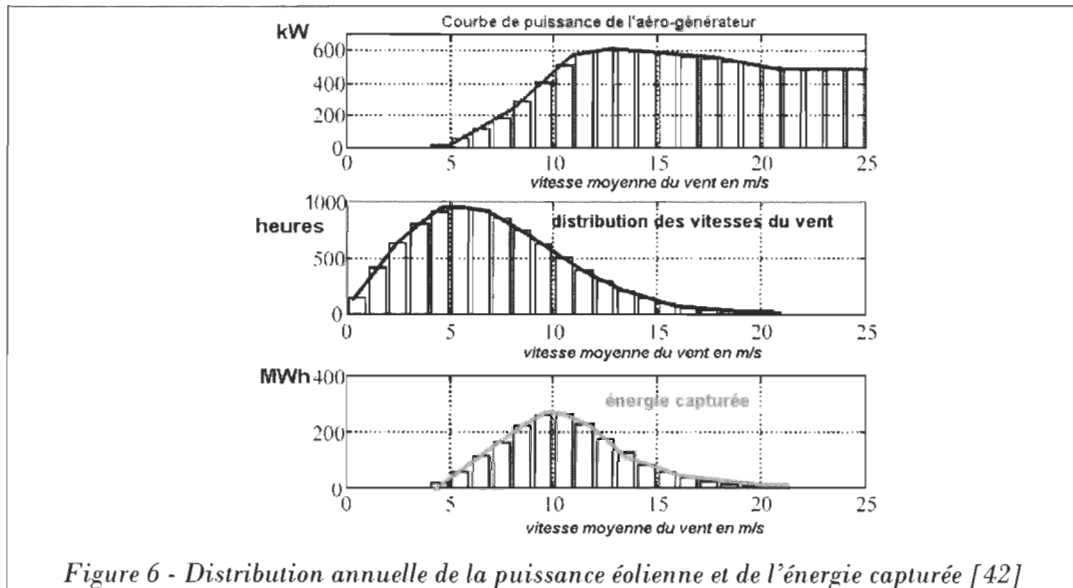
La puissance produite au fil du temps par les éoliennes, est caractérisée par sa fluctuation due au fait que le vent est une source primaire difficilement prévisible et très fluctuante, comme illustré par la figure 5.

Ceci augmente les problèmes induits par l'intégration en grand nombre d'éoliennes dans les réseaux et rend difficile leur participation aux services systèmes (réglage de la tension et de la fréquence, fonctionnement en îlotage, etc.).



Sur l'échelle d'une année, on peut calculer la distribution de la puissance éolienne et de l'énergie capturée, en fonction de la distribution statistique de la vitesse du vent sur un site. La figure 6 montre un exemple de cette distribution sur un site. Nous observons que la puissance maximale fournie par l'aérogénérateur est de 600 kW, mais pourtant :

- ◇ 30% du temps, cette puissance est nulle car la vitesse du vent est inférieure à 5 m/s, vitesse limite de production d'énergie éolienne
- ◇ 50% du temps, cette puissance est entre quelques kilowatts et 600 kW
- ◇ 20% du temps, cette puissance est égale à 600 kW



La demande d'énergie par les consommateurs n'a généralement pas la même répartition dans le temps et des problèmes de phasage de l'énergie produite versus de l'énergie consommée surgissent. Or, la stabilité du réseau repose sur l'équilibre entre production et consommation. L'augmentation du taux de pénétration des éoliennes sera donc conditionnée par leur participation à ces différents services, ce qui sera favorisé par l'association à ces éoliennes, des systèmes de stockage de l'énergie électrique.

Le stockage représente alors la clé de la pénétration de l'énergie éolienne sur le réseau électrique. Il fournit non seulement une solution technique au gestionnaire du réseau pour assurer en temps réel l'équilibre production consommation mais il permet également d'utiliser au mieux les ressources renouvelables en évitant un délestage en cas de surproduction. Associé à une production locale d'origine renouvelable, un stockage décentralisé présenterait également l'avantage d'améliorer la robustesse du réseau

électrique en permettant un fonctionnement en îlotage de la zone alimentée par cette ressource [39].

Par contre, le premier obstacle à cette perspective résulte des contraintes de fonctionnement des diesels qui limitent l'énergie éolienne à un niveau de pénétration trop faible pour en réaliser le plein potentiel. En effet, Il est reconnu que l'utilisation des groupes électrogènes Diesels sous des faibles facteurs d'utilisation (faible charge), est néfaste au niveau de l'usure. Ceci est principalement dû à une forte viscosité de l'huile de lubrification à cause d'une faible quantité d'énergie dégagée par la combustion du moteur et son fonctionnement à des températures trop basses. Ce manque de viscosité dégrade la qualité de la lubrification des paliers arbre à came et vilebrequin du moteur. La conséquence de cette usure se traduit directement sur la consommation de carburant qui augmente lors du fonctionnement chargé du moteur. La contrainte est donc de maintenir le facteur d'utilisation des groupes électrogènes supérieure à 30%.

Par conséquent, au delà d'une certaine pénétration, cette obligation de maintenir un diesel en marche en permanence et de le maintenir à 30% de sa puissance nominale force le rejet d'une quantité appréciable de l'énergie éolienne. En effet, pour les systèmes à basse pénétration, les éoliennes agissent uniquement comme une charge négative pour le réseau, mais le diesel consomme, même à vide, environ 50% du carburant à puissance nominale. Ces systèmes sont plus faciles à implanter mais leurs bénéfices sont moindres [8]. En agissant ainsi, on privilégiait l'usage du carburant diesel dispendieux au détriment du carburant gratuit de l'éolien. Selon ce mode de fonctionnement, dans un village de 200 kW, on ne pourrait installer qu'une seule éolienne de 60 kW. Il est clair que, considérant les

coûts de logistique du Grand Nord québécois, de tels projets ne sont pas économiquement avantageux.

Une solution, permettant de pouvoir lever cette contrainte d'exploitation, [5] se base sur le Jumelage Éolien – Diesel à Haute Pénétration Sans Stockage JEDHPSS. En augmentant le taux de pénétration en énergie éolienne TPE, on favorise des économies d'échelle qui rendent ces projets potentiellement plus profitables. Le JEDHPSS, caractérisé par des valeurs de $TPP > 1$ causées par l'augmentation du nombre d'éoliennes, fournit une puissance plus stable et permet l'arrêt complet des groupes diesel durant certaines périodes de temps, quand la production éolienne est supérieure à la demande. Ceci est possible sans avoir à recourir au stockage. Le JEDHPSS augmente aussi les bénéfices économiques et environnementaux de la production éolienne et permet la réduction la plus importante de la consommation de diesel et des émissions de GES, comme le montre la figure 7. Mais, cette conception est sujet à des problèmes techniques complexes dont les solutions sont très coûteuses [9], [10] ce qui fait qu'un seul projet de ce type, sans aucun stockage, est actuellement opérationnel en Alaska [11].

En effet, l'un des buts visés par un système JEDHPSS est d'arrêter les groupes thermiques le plus souvent possible, idéalement dès que la puissance éolienne égale la demande instantanée, de manière à maximiser les économies de carburant.

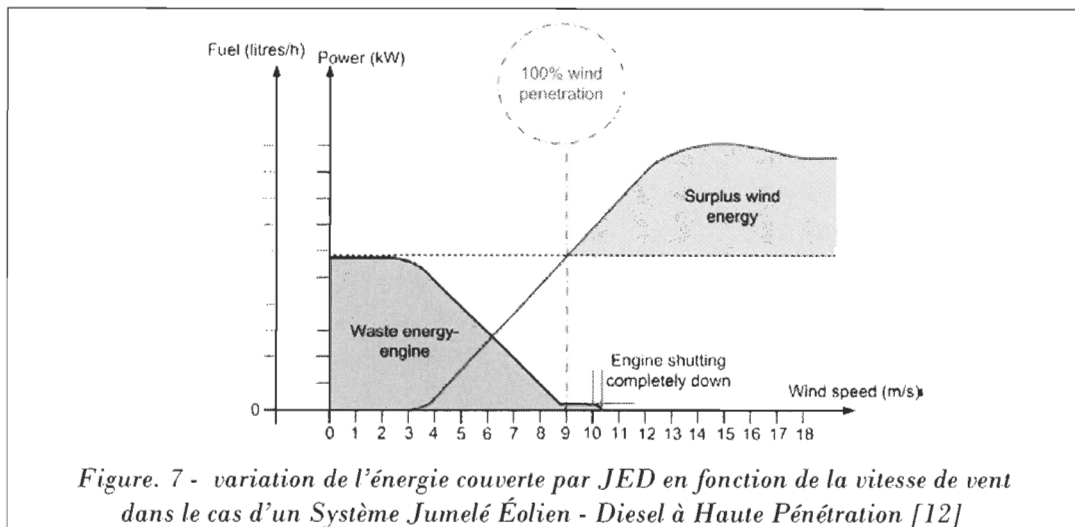


Figure. 7 - variation de l'énergie couverte par JED en fonction de la vitesse de vent dans le cas d'un Système Jumelé Éolien - Diesel à Haute Pénétration [12]

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. L'importance de cette réserve est qu'elle assure la fiabilité du système et elle 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. Ces groupes doivent tourner à régime minimum élevé, 50% selon le critère de l'exploitant, une forte consommation de carburant non productive s'ensuit. Dans un système sans stockage, à basse pénétration éolienne, cela peut même amener le système à consommer plus de carburant qu'en absence de jumelage. Il est aussi à noter qu'à très bas régime, non seulement les groupes subissent une usure et un encrassement accélérés mais, de plus, leur consommation augmente beaucoup. Le cas

échéant, des stratégies avancées de contrôle de performance d'exploitation du système, doivent être mises en place afin d'optimiser le résultat global.

Un problème technique important des installations semblables résulte d'une forte fluctuation de la puissance produite par l'aérogénérateur, qui est généralement incompatible avec la puissance demandée par des utilisateurs domestiques ou commerciaux typiques. Pour faire face à ce problème, il faut intégrer un système qui absorberait l'énergie excédentaire (charge de délestage). Ce surplus peut servir au chauffage de l'eau ou au dessalage de l'eau potable, tel qu'illustré dans la figure 8.

Une autre solution consiste à incorporer un dispositif approprié de stockage d'énergie, qui cependant augmente de manière significative le coût initial d'installations autonomes.

Le Stockage d'Énergie (SE) offre une gestion plus efficace pour les ressources éoliennes disponibles en assurant, en temps réel, l'équilibre production – consommation. Il permet également de les utiliser au mieux en évitant un délestage en cas de surproduction. Ceci augmente le Taux de Pénétration de l'Énergie éolienne (TPE) dans le réseau. De plus, un système de (SE), bien placé, augmente la qualité de l'énergie fournie en assurant un meilleur contrôle de la fréquence et de la tension et réduit l'impact de sa variabilité en apportant de la valeur au courant fourni surtout si l'électricité est livrée durant les périodes de pointe.

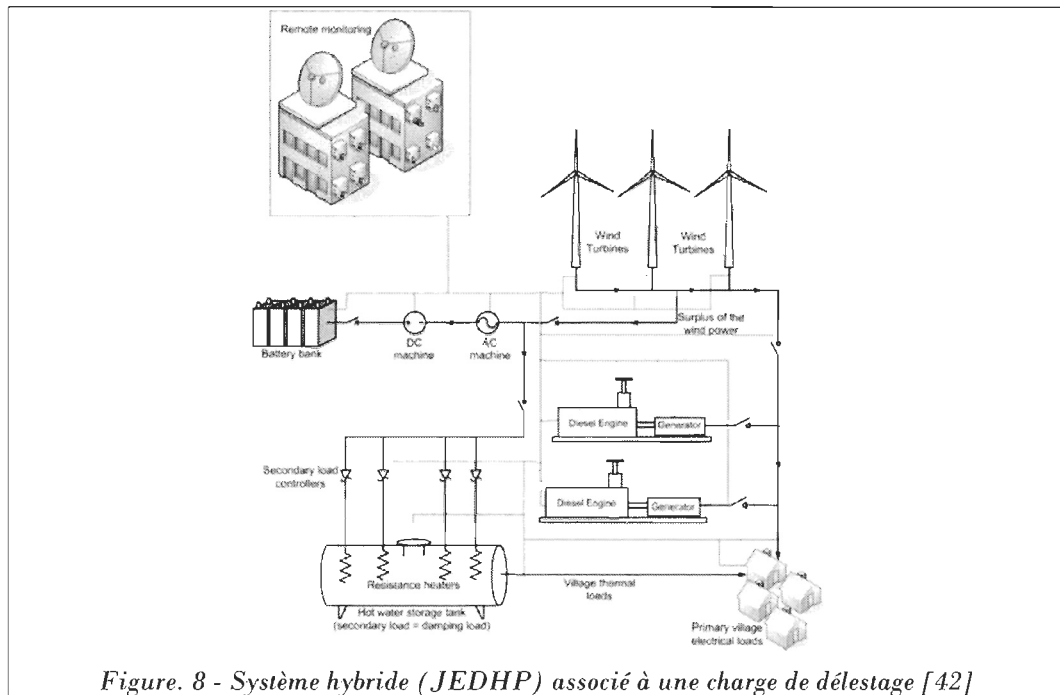


Figure. 8 - Système hybride (JEDHP) associé à une charge de délestage [42]

I.3- Histoire du stockage de l'énergie

Il a souvent été répété que l'électricité ne se stocke pas, que cette assertion est admise, alors que de nos jours de nombreuses solutions existent. La raison de ce malentendu est sans doute due au fait que l'électricité est massivement produite, transportée et utilisée en courant alternatif. Or, avant les années 1980, les moyens de conversion permettant de «stocker du courant alternatif» étaient excessivement coûteux. Tout cela a changé maintenant, notamment grâce à l'arrivée d'une électronique de puissance très performante, économique, et qui permet de traiter des puissances très élevées. On peut donc affirmer aujourd'hui que l'électricité se stocke, même s'il s'agit d'un stockage indirect. Évidemment, celui-ci a un coût d'investissement et de fonctionnement qui doit être acceptable, tant en termes économiques qu'en termes de respect de l'environnement [13].

Toutefois les quantités d'énergie qu'il est possible de confiner avec ces composants sont faibles même avec les super-condensateurs récemment apparus ou avec les SMES (Super-conductor Magnetic Energy Storage) nécessitant des super-conducteurs à basses températures (-269°C). En outre, l'utilisation actuelle se fait principalement en courant alternatif et les condensateurs se prêtent mal à un stockage direct sous cette forme. Donc pour stocker l'électricité de 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.

La forme d'énergie intermédiaire peut être mécanique, chimique ou thermique. Ces diverses solutions ont toutes été explorées. Elles ont donné naissance à différentes techniques de stockage. Selon la nature des besoins, la quantité d'énergie à stocker, la rapidité avec laquelle elles peuvent être disponibles, la durée de vie souhaitable, les coûts acceptables en investissement et en maintenance peuvent varier considérablement.

On présentera plus loin un panorama d'ensemble des techniques existantes et en cours de développement. Elles sont généralement mal connues, essentiellement parce que leur mise en œuvre n'est pas nécessaire dans le contexte actuel du marché centralisé de l'électricité.

Dans le futur, cette situation va changer. C'est pourquoi il nous a paru utile de les décrire ci-dessous.

I.4- Différents types de stockage

Plusieurs techniques de stockage de l'énergie sont utilisées et peuvent être classés selon la forme de l'énergie intermédiaire [39]. On distingue deux grandes catégories :

1. Énergie intermédiaire : énergie électro chimique

Comprend plusieurs formes de stockages dont notamment :

- ◇ Stockage sous forme d'hydrogène : L'énergie disponible est utilisée pour fabriquer de l'hydrogène par le phénomène d'électrolyse. La combustion de cet hydrogène permet de dégager l'énergie quand on en a besoin.
- ◇ Batteries et accumulateurs : Ce sont des systèmes qui permettent de convertir de l'énergie chimique en énergie électrique ; de stocker de l'électricité quand on les charge et de la restituer, à la décharge. Ils sont constitués de couples électrochimiques composés de deux électrodes séparées par un électrolyte et où se produisent des réactions d'oxydoréduction. Lors de ces réactions, le déplacement des ions dans le milieu induit la production d'énergie électrochimique

2. Énergie intermédiaire : énergie mécanique

Comprend plusieurs formes de stockages dont notamment :

- ◇ Stockage sous forme d'énergie potentielle comme, par exemple, les systèmes hydrauliques permettant de stocker l'eau dans des réservoirs élevés et réutiliser l'énergie fournie par la chute d'eau quand on en a besoin.

- ◇ Stockage sous forme d'énergie cinétique : Utilisée pour le stockage à basse échelle. L'accumulateur à volant d'inertie est le modèle le plus utilisé.
- ◇ Stockage sous forme d'énergie de pression : Le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé dans des réservoirs ou des cavernes souterraines devient de plus en plus réputé [40]. L'électricité disponible durant les heures creuses sert à comprimer de l'air avec un turbocompresseur. L'air comprimé est stocké dans des cavernes situées à grande profondeur. Le poids des terrains au dessus de la caverne permet de résister à la pression de l'air. L'énergie libérée par la détente de l'air comprimé peut être utilisée par plusieurs techniques notamment la turbine à air, une turbine à gaz ou même un moteur Diesel. Ce dernier fait l'objet de notre étude.

	Caractéristiques Technologies	Densité d'énergie	Capacité réalisable	Rendement	Coût en €/kWh
STOCKAGE À GRANDE ÉCHELLE	Hydraulique gravitaire	1 kWh/m ³ pour une chute de 360 m	1000 – 100000 MWh	65% - 80%	70 à 150
	Air comprimé en caverne	12 kWh/m ³ de caverne à 100 bars	100 – 10000 MWh	50 – 70%	50 - 80
	Banc des batteries électrochimiques	Batteries au plomb : 33 kWh/t Batteries Li-ion : 10kWh/t	0,1 – 40 MWh	70% ou moins en décharge rapide	Plomb-acide : 200 lithium : 2000
	Batteries redox	33 kWh/m ³	10 à qq 100 MWh	70%	100 à 300
	Stockage thermique à turbine	200 kWh/m ³	1000 – 10000 MWh	60%	50
STOCKAGE À PETITE ET MOYENNE ÉCHELLE	Inductif supraconducteur	1- 5 Wh/kg	qq kWh	> 90%	500 à 72000
	Supercondensateur	10 – 60 Wh/kg	qq kWh	80% à 90% selon régime	50000 à 150000 (dimensionnement en puissance)
	Batteries électrochimiques	20 à 12 wh/kg	qq Wh à qq MWh	70 – 80% selon technologie et régime	Pb-acide : 50 à 200 Lithium : 700 à 1000
	Volant d'inertie	1 à 5 Wh/kg	qq kWh à qq dizaines 10 kWh	80 à >90% selon régime	150 à 2000 selon technologie et performance

Air comprimé en bouteilles	8 Wh/kg à 200 bars	qq kWh à qq dizaines kWh	30 à 50% selon le régime	?
Hydrogène-Piles à combustibles	300 à 600 Wh/kg (200 à 350 bars) hors piles à combustibles	qq dizaines kWh à qq centaines kWh	35 à 40 %	500 à 1500

Tableau 1 - Caractéristiques des différentes techniques de stockage

Le choix de la technique de stockage la plus appropriée est pris en fonction de certains critères précis dont principalement :

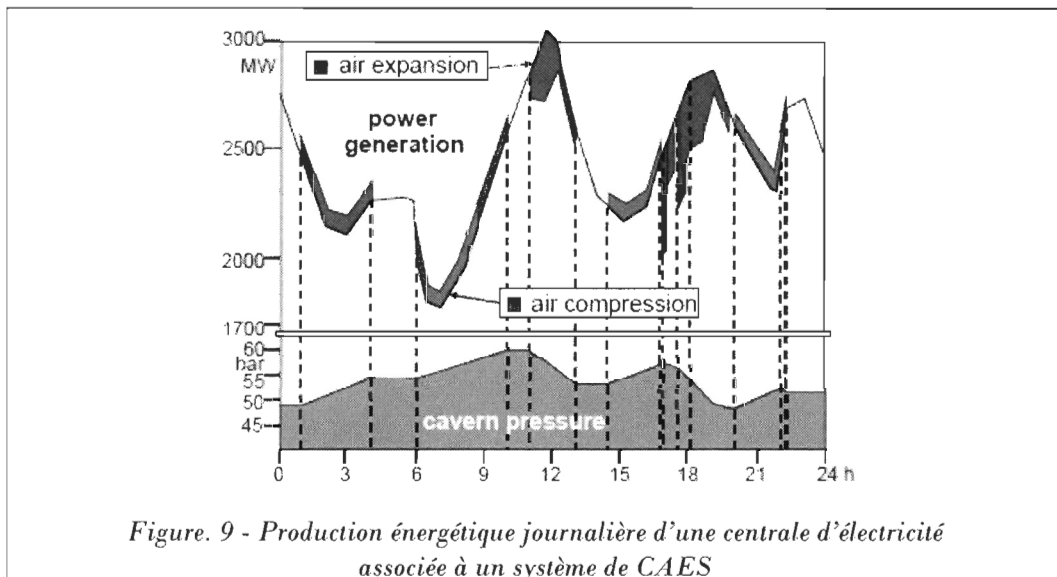
1. la densité d'énergie stockable (kWh/m^3)
2. la capacité réalisable (kWh)
3. la puissance réalisable (kW)
4. le rendement (%)
5. le coût spécifique (\$/kWh et \$/kW)
6. le temps de réponse (secondes)
7. la fiabilité (jours de fonctionnements)
8. la maturité

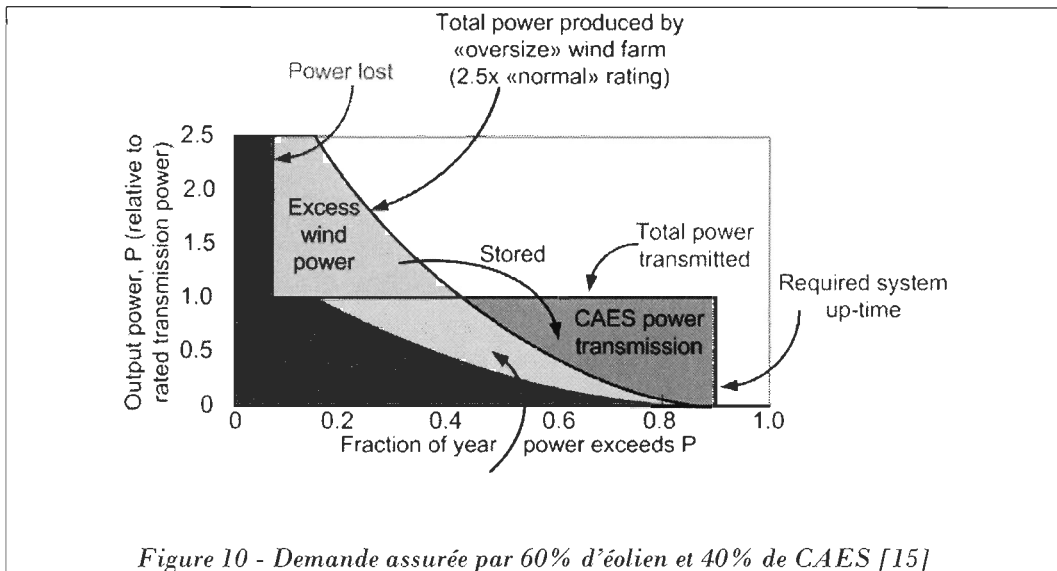
Le tableau 1 compare les différentes techniques de stockage sur les critères les plus répandues, en fonction de la durée du stockage [40].

I.5- Caractéristiques du stockage sous forme d'air comprimé

Le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (CAES : Compressed Air Energy Storage) représente une technologie déjà relativement mature avec plusieurs réalisations de grande puissance.

Le CAES à très grande échelle est déjà utilisé en Alabama et en Allemagne pour des centrales mixtes éolien – gaz naturel de plusieurs centaines de MW. L'utilisation du CAES pour ces centrales mixtes permet de passer d'une valeur TPE de 30% pour une simple centrale éolien - gaz naturel (sans stockage) à une valeur de TPE proche de 100% [14]. À titre d'exemple, le fait d'augmenter la puissance éolienne à un niveau 2.5 fois plus élevé que celui de la charge maximale permet de passer à une valeur près de 60% du taux de pénétration en puissance de l'énergie éolienne TPP, le CAES assurant le reste, comme l'illustre les figures 9 et 10 [15]. L'inconvénient du CAES était le coût supérieur d'environ 1 cent par kWh. Cependant, depuis la mise en fonction de ces centrales, quand cette estimation financière a été faite, l'augmentation du prix du gaz, les crédits pour émissions de GES et les crédits de production éolienne rendent la solution sans CAES plus dispendieuse que celle avec CAES.





L'idée fondamentale de l'hybridation éolien-CAES consiste à transférer 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 la machine standard de production (turbine à gaz, moteur thermique).

Les principales conceptions possibles d'hybridation qui couplent l'éolien et le stockage d'air comprimé, appartenant à des domaines de performances différents, peuvent être classées, selon leur nature d'application, en 3 catégories :

- ◇ à grande échelle : Éolien - CAES (centaines de MW),
- ◇ à moyenne échelle : Éolien – Diesel – Air Comprimé (centaines de KW),
- ◇ à petite échelle : Éolien – Diesel – Air Comprimé (dizaines de KW),

Les grandes cavernes situées à grande profondeur et constituées de roche de très bonne qualité, les anciennes mines de sel ou les 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. De nombreuses études [16] ont indiqué que l'air pourrait être comprimé et stocké dans des tuyauteries souterraines à haute pression (20 – 100 bars). Cette méthode permettra d'éliminer le critère de la géologie favorable et rendre le système plus simple à être exploité.

La densité volumique de l'énergie pour un tel système de stockage est de l'ordre de 12 kWh/m³ [17] tandis que le rendement estimé est de l'ordre de 70% [18].

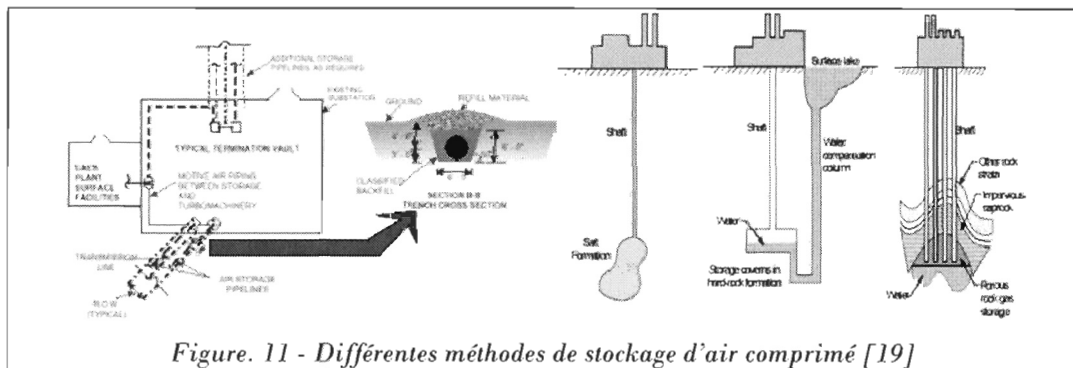


Figure. 11 - Différentes méthodes de stockage d'air comprimé [19]

En raison de l'arrêt intentionnel des grandes centrales de production d'énergie, on s'attend que l'importance « de la réserve minutieuse » (comme le CAES) augmente dans le proche avenir (la réserve minutieuse se réfère à la production de la centrale électrique qui peut se rendre disponible dans quelques minutes). Un autre argument en faveur de CAES se trouve dans la faculté de stabiliser la croissance de la puissance éolienne (lisser la puissance en absorbant les fluctuations), ce qui crée, moins de variabilité à court terme de la production de d'énergie nécessaire (diminue le besoin de prédire la puissance éolienne qu'on pourrait produire).

I.6- Jumelage Éolien – Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé

Le système que nous proposons d'étudier est un système Hybride Éolien Diesel à Haute Pénétration avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé. Ce stockage peut être fait soit dans des bouteilles, soit dans des réservoirs souterrains, selon la capacité de stockage souhaitée, comme l'illustre la figure 12.

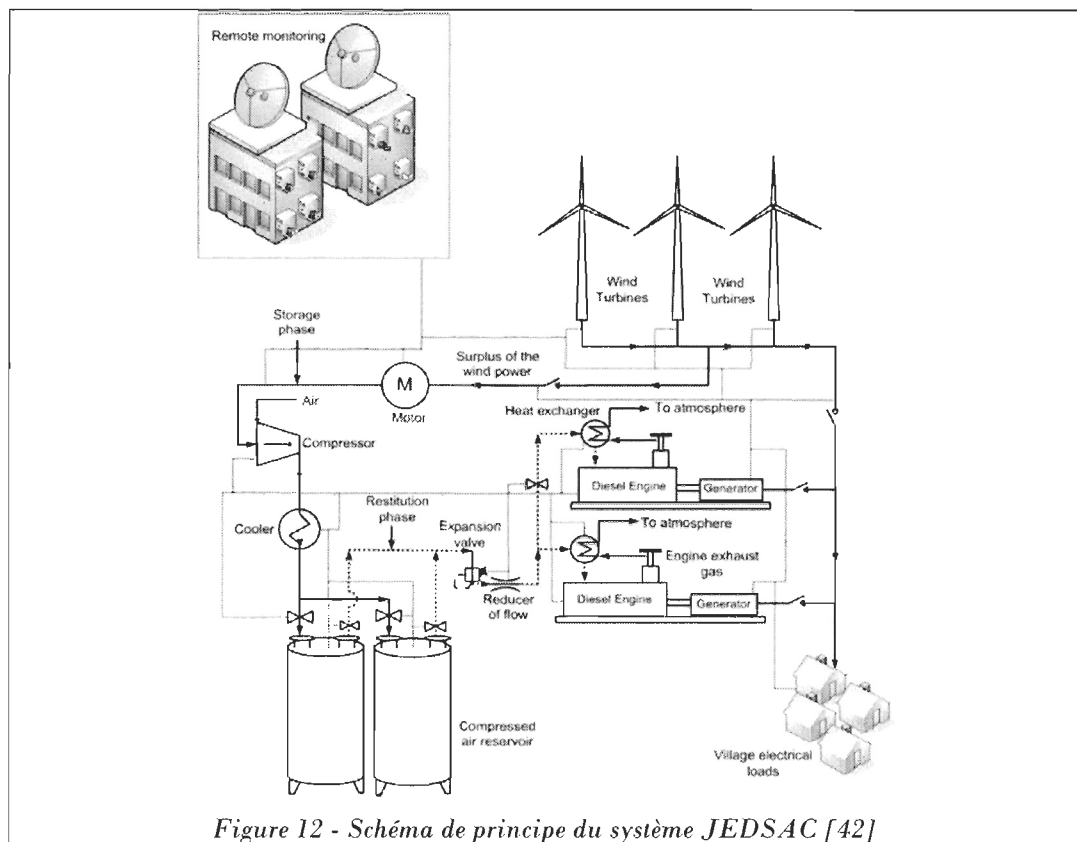


Figure 12 - Schéma de principe du système JEDSAC [42]

Lors des périodes de vent fort ($TPP > 1$), l'énergie supplémentaire disponible est utilisée pour entraîner un compresseur qui comprime de l'air frais à 50 bars environ pour le stocker après l'avoir refroidi dans un échangeur de chaleur.

Lors des périodes de fonctionnement du moteur Diesel, l'air comprimé peut servir pour suralimenter le moteur diesel artificiellement, en complément ou en substitution à sa suralimentation initiale par le turbocompresseur. L'objectif est de maximiser son rendement global, par plusieurs améliorations envisageables :

- ◇ Amélioration du rendement de combustion en fonctionnant le moteur continûment dans un rapport A/F optimal, ce que ne permet pas le turbocompresseur seul.
- ◇ Réduire les pertes par pompage pour la boucle basse pression du cycle thermodynamique. 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 pression 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 « downsizing² » et ainsi un meilleur rendement.

1.7- Objectifs de ce mémoire

Nous nous sommes fixés plusieurs objectifs à atteindre avec ce mémoire.

² *Nomenclature en anglais désignant la réduction de la cylindrée des moteurs*

1. Le premier objectif est de lister et comparer les différents scénarios de déstockage de l'air comprimé.
2. Le deuxième objectif est de démontrer par modélisation, l'économie de carburant apportée par le CAES.
3. Le troisième objectif est de mettre en avant les différentes autres voies potentielles pour obtenir des gains en terme d'économie de carburant et qui ne seront pas forcément démontrés par modélisation dans ce mémoire, mais qui peuvent faire l'objet d'une étude menée ultérieurement.
4. Le dernier objectif est de proposer les grandes lignes d'un projet de thèse doctorale future qui s'inscrit dans la continuité de ce projet de maîtrise.

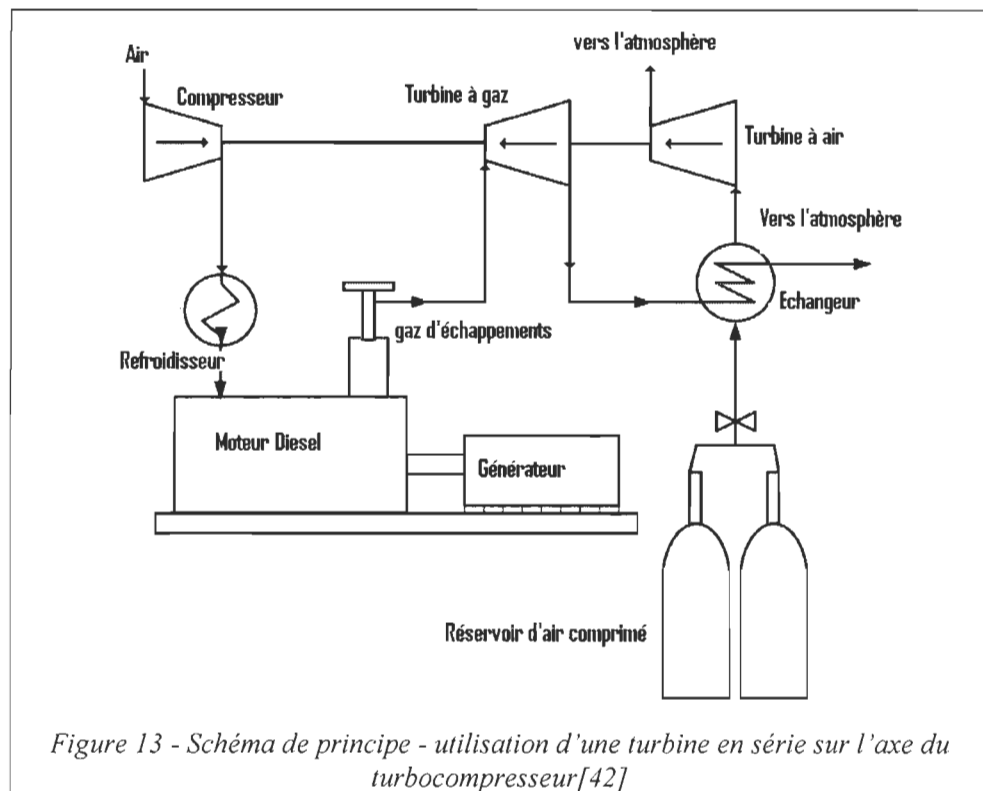
CHAPITRE II

TECHNIQUES DE DESTOCKAGE DU CAES

II.1- Différentes Techniques de déstockage du CAES

Nous avons imaginé plusieurs scénarios ou techniques permettant d'utiliser l'air comprimé stocké pour améliorer le remplissage du moteur Diesel. Les six techniques suivantes nous ont semblé les plus judicieuses. Nous dressons aussi un bilan qualitatif des avantages et inconvénients de chacune d'elles [41], [42].

II.1.a- Utilisation d'une turbine en série



Comme le montre la figure 13, on ajoute une turbine à air (air turbine) couplée au turbocompresseur sur un même axe. L'air comprimé stocké sous 50 bars se détend dans un détendeur jusqu'à 5 bars environ. Cette détente entraîne un refroidissement pouvant aller jusqu'à -100 °C. L'air comprimé passe ensuite par un échangeur permettant de le réchauffer par la chaleur dégagée par les gaz d'échappement sortants de la turbine à gaz. L'air comprimé ayant subi toutes ces transformations passe enfin dans la turbine à air fournissant ainsi de l'énergie mécanique qui, ajoutée à celle fournie par la turbine à gaz, permet d'entraîner le compresseur.

Cette méthode possède quelques inconvénients qui la rendent non pratique, parmi lesquels on cite principalement :

- ◇ 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
- ◇ la turbine à gaz et la turbine à air n'ont pas forcément le même régime de fonctionnement optimal, ce qui 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 nécessairement à faire lors du dimensionnement de ce compresseur.

II.1.b- Utilisation d'une suralimentation étagée :

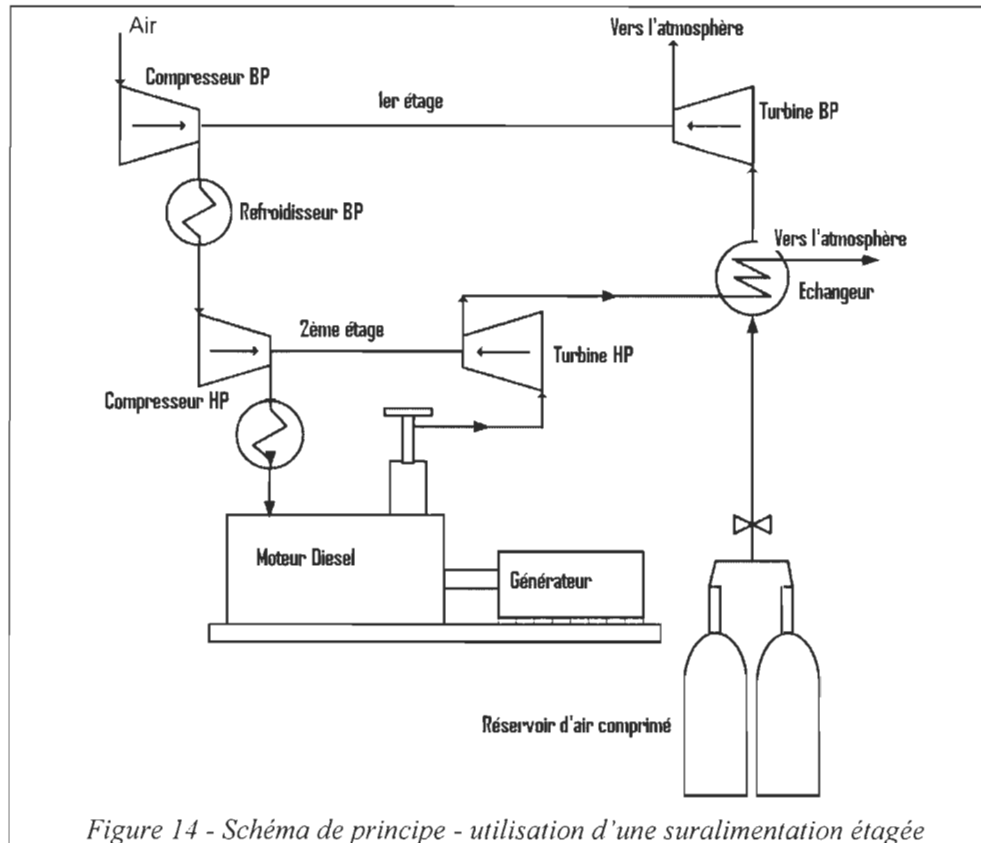


Figure 14 - Schéma de principe - utilisation d'une suralimentation étagée

Comme le montre la figure 14, on ajoute un étage basse pression du turbocompresseur. L'air comprimé stocké sous 50 bars se détend dans un détendeur jusqu'à 5 bars environ. Cette détente entraîne un refroidissement pouvant aller jusqu'à -100°C . L'air comprimé passe ensuite par un échangeur permettant de le réchauffer par la chaleur dégagée par les gaz d'échappement sortants de la turbine à gaz. L'air comprimé ayant subi toutes ces transformations passe enfin dans la turbine à air fournissant ainsi de l'énergie mécanique qui permet d'entraîner le

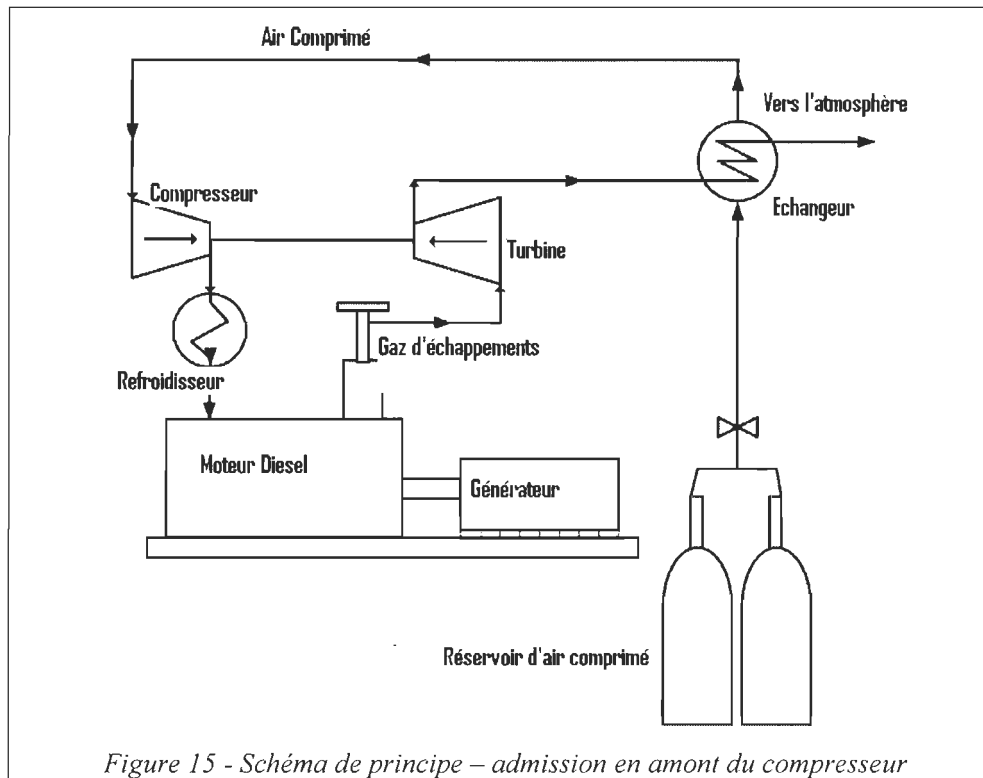
compresseur BP. La sortie du compresseur BP est connectée à l'entrée du compresseur haute pression HP entraîné par la turbine à gaz.

Comparé à la méthode précédente, cette méthode possède certains avantages dont principalement :

- ◇ aucune modification sur l'architecture du turbocompresseur n'est nécessaire
- ◇ 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.
- ◇ les turbines à air et à gaz peuvent fonctionner à leur régime nominal comme ils ne sont pas sur le même axe

II.1.c- Admission en amont du compresseur :

Contrairement aux deux précédentes technologies proposées, dans cette proposition aucun composant n'est ajouté, comme le montre la figure 15. L'air comprimé stocké sous 50 bars se détend dans un détendeur jusqu'à 5 bars environ. Cette détente entraîne un refroidissement pouvant aller jusqu'à - 100 °C. L'air comprimé passe ensuite par un échangeur permettant de le réchauffer par la chaleur dégagée par les gaz d'échappement sortants de la turbine à gaz. L'air comprimé ayant subi toutes ces transformations est connecté à l'entrée du compresseur, entraîné par la turbine à gaz.



Cette méthode possède les avantages d'être relativement simple et peu chère. Toutefois elle 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.

II.1.d- Admission directe dans le cylindre

Comme le montre la figure 16, Le turbo compresseur est supprimé, et l'air comprimé stocké sous 50 bars se détend dans un détendeur et passe ensuite par un échangeur permettant de le réchauffer par la chaleur dégagée par les gaz

d'échappement. Après avoir subi toutes ces transformations, l'air comprimé est admis directement dans le moteur.

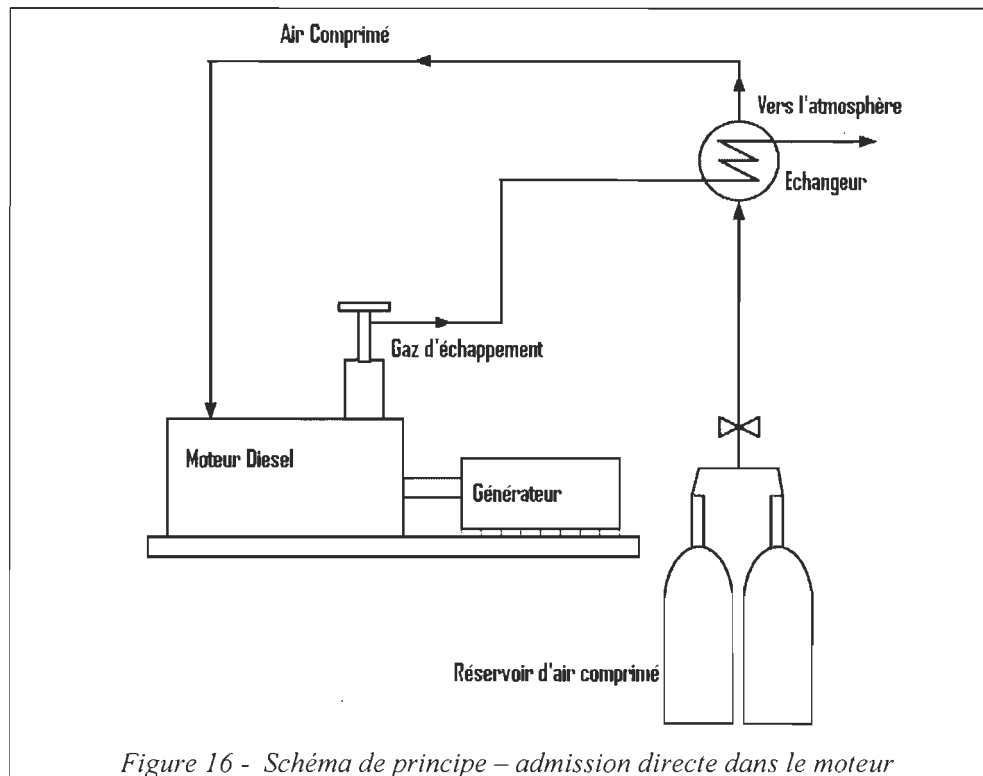


Figure 16 - Schéma de principe – admission directe dans le moteur

Cette méthode a plusieurs avantages dont principalement :

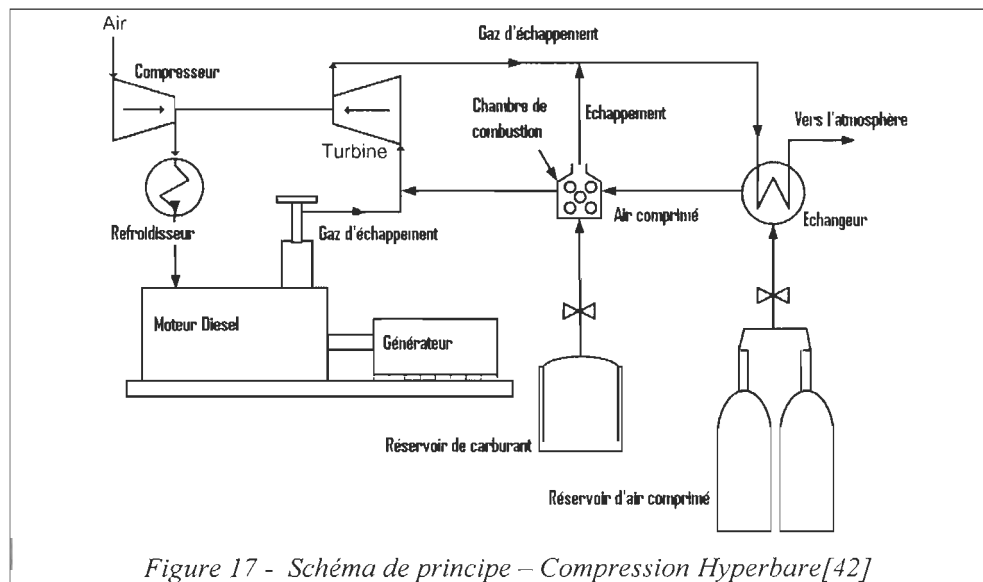
- ◇ Simple et peu coûteuse
- ◇ Aucun rendement lié à une détente dans la turbine ou une compression dans le compresseur n'est appliqué
- ◇ L'énergie des gaz d'échappements, initialement utilisée pour faire tourner le turbocompresseur, n'est pas perdue avec la suppression de celui-ci. En effet, cette énergie est récupérée pour chauffer l'air

comprimé qui a subi une détente et qui a besoin d'être chauffé pour pouvoir assurer une combustion stable dans la chambre de combustion.

Le principal risque associé à l'utilisation de ce mode, est cependant la possibilité de générer des instabilités de combustion si la température de l'air admis est encore trop froide.

II.1.e- Compression Hyperbare

La compression Hyperbare consiste à suralimenter le moteur Diesel par une turbine à gaz montée en dérivé par rapport au moteur. Le débit d'air sortant du compresseur est contrôlé par une vanne de « by-pass ». Une chambre de combustion auxiliaire permet d'augmenter l'énergie disponible à la turbine et par conséquent, augmenter le rapport de compression du compresseur. La figure 17 montre un schéma de principe du système Diesel Hyperbare.

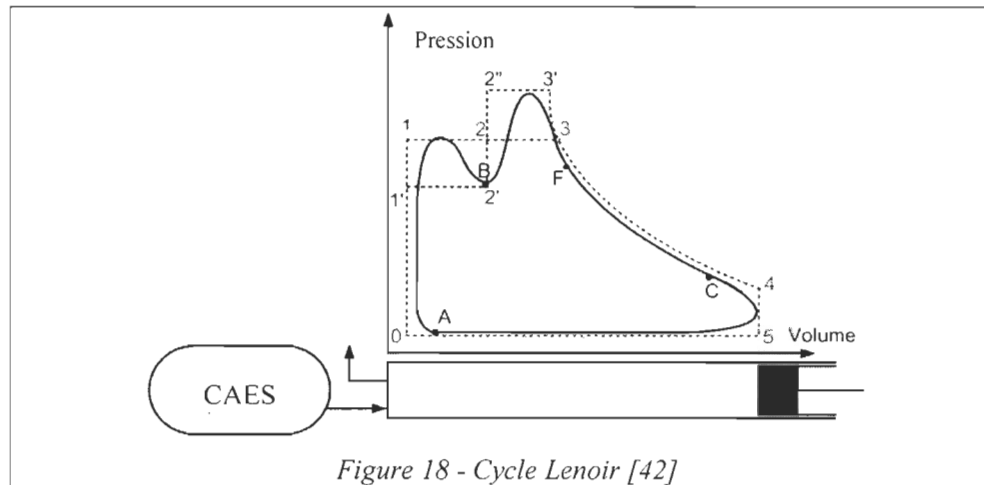


La vanne de « by-pass » permet de réguler une différence de pression constante entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine. De débit de carburant injecté dans la chambre de combustion de la turbomachine permet de contrôler la pression de sortie du compresseur.

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. Mais la complexité de son installation et de son contrôle le rend moins intéressant dans le cadre du projet JEDSAC.

II.1.f- Système Lenoir

Le cycle proposé utilise la succession de phases du cycle Lenoir, qui sont l'admission, la combustion et la détente. Ces phases sont réalisées sur un tour du vilebrequin du moteur. L'admission de gaz à haute pression, en provenance du CAES, commence quand le piston est au voisinage du point mort haut et s'arrête dès que la combustion commence. 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 se passer de la phase de compression, les gaz étant déjà à haute pression. Le cycle théorique de ce moteur peut être considéré comme isobare (1-2-3) ou isochore – isobare (1'-2'-2''-3'), comme le montre la figure 18.



Un gain significatif de puissance spécifique peut avoir lieu avec ce mode et qui peut atteindre jusqu'à 4 fois. Cependant, cette technique nécessite une régulation sophistiquée du système de distribution et du système d'injection du moteur Diesel.

II.2- Hiérarchisation des différentes solutions

L'évaluation des différentes solutions exposées ci-dessus repose sur différents critères qui doivent être pris en compte. Parmi ces critères on cite principalement :

- ◊ L'efficacité: la solution choisie doit être efficace et présenter un rendement élevé
- ◊ La simplicité: l'installation du système choisi doit être le plus simple possible

- ◇ L'adaptabilité : la solution choisie doit être adaptée aux installations actuelles sans qu'elle nécessite des changements majeurs dans leur architecture
- ◇ Le coût: le coût de l'adaptation des systèmes existants à la solution choisie doit être le plus bas possible pour justifier la rentabilité du projet.
- ◇ Le système de contrôle: le système choisi doit pouvoir être contrôlé facilement.

Nous avons appliqué ces critères pour évaluer les meilleures solutions à étudier dans le détail. Nous avons ainsi construit le tableau 2 qui permet de hiérarchiser ces solutions.

Nous avons appliqué des coefficients de pondération pour chaque critère. Nous avons accordé plus d'importance sur les critères d'efficacité, d'adaptabilité et du système de contrôle. Nous avons considéré les critères de simplicité et de coût comme étant d'ordre 2 d'importance. Les notes pour chaque solution et chaque critère vont varier de 1 pour le moins bon à 3 pour le meilleur.

Le résultat global de cette inter-comparaison montre que les meilleures solutions sont par ordre de priorité :

1. L'admission en amont du compresseur
2. L'utilisation d'une suralimentation étagée

3. L'admission directe dans le cylindre

Critère	Importance	Turbine en série	Suralimentation étagée	Admission amont compresseur	Admission directe dans le cylindre	Moteur Hyperbare	Système Lenoir
Efficacité	3	1	3	2	2	2	2
Simplicité	2	2	2	3	3	1	1
Adaptabilité	3	3	2	3	2	2	1
Coût	2	2	3	3	2	1	1
Contrôle	3	2	2	2	2	2	1
Total		2,00	2,38	2,54	2,15	1,69	1,23

Tableau 2 - hiérarchisation des différentes solutions de déstockage

CHAPITRE III

MODELISATION SIMPLIFIEE DU SYSTEME

III.1- Objectifs

Le but du travail effectué dans ce chapitre est de démontrer par approche numérique, le gain que peut apporter le CAES au niveau de la consommation en carburant du moteur Diesel.

Nous avons modélisé la solution de déstockage correspondant à l'introduction de l'air comprimé en amont du compresseur, qui s'est avérée la plus intéressante d'un point de vue global telle que détaillée dans le chapitre 2.

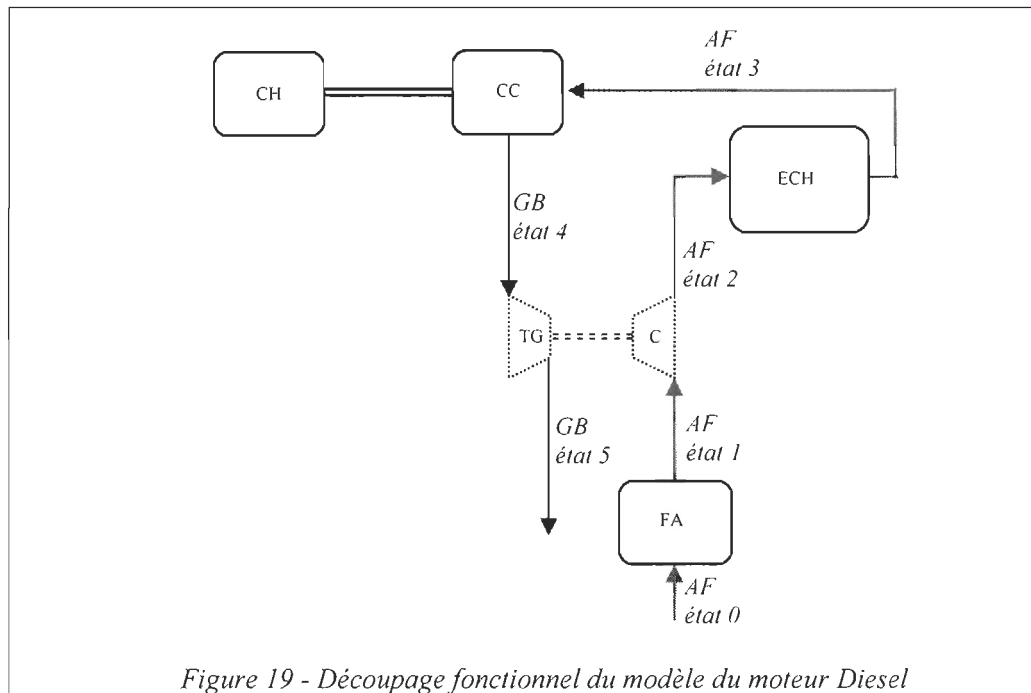
Le bilan des autres méthodes de déstockage par approche numérique ne sera donc pas fait dans ce mémoire.

III.2- Découpage fonctionnel du système

Nous proposons un modèle stationnaire du moteur Diesel, comprenant 8 blocs principaux. Chacun de ces blocs correspond à un composant qui entraîne un changement de l'état de l'air frais (AF) ou des gaz brûlés (GB) ou de l'air comprimé (AC) dans le circuit, comme le montre la figure 19. Ces blocs sont les suivants :

- ◇ le filtre à air (FA) : qui transforme l'air frais de l'état 0 (conditions ambiantes) à l'état 1
- ◇ le compresseur (C) : qui transforme l'air frais de l'état 1 à l'état 2
- ◇ l'échangeur (ECH) : qui transforme l'air frais de l'état 2 à l'état 3

- ◊ la chambre de combustion (CC) : qui transforme l'air frais à l'état 3 en gaz brûlés à l'état 4
- ◊ la turbine à gaz (TG) : qui transforme les gaz brûlés de l'état 4 à l'état 5
- ◊ la charge (CH) : qui prend en compte les frottements dans le moteur, l'entraînement des accessoires et l'entraînement de la génératrice.



Dans la suite, on notera par p_i , T_i et ρ_i la pression totale, la température et la masse volumique du fluide à l'état i . On suivra la même notation pour les autres grandeurs.

III.3- Modèles par composant

Les modèles des composants que nous utiliserons dans la suite ont fait l'objet de validation dans des publications antérieures.

III.3.a- Le filtre à air

Le filtre à air se comporte comme une perte de charge singulière. La température et pression après le filtre à air peuvent donc être donnés par les équations 1 et 2:

$$p_1 = p_0 - k_{FA} \cdot \frac{\dot{m}_a^2}{\rho_0} \quad (1)$$

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2)$$

III.3.b- Compresseur

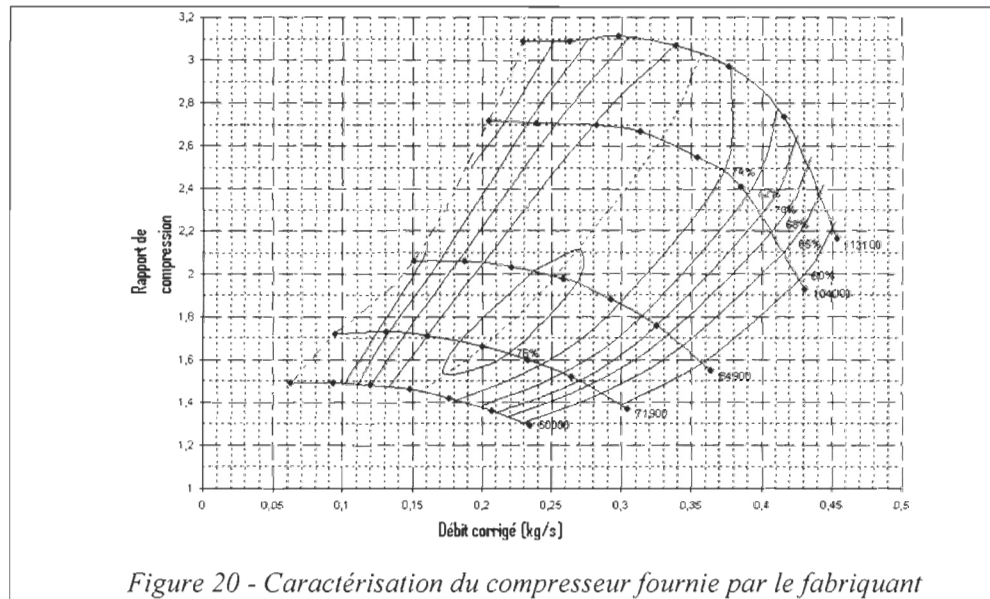
Pour modéliser le compresseur, il est nécessaire de connaître ses caractéristiques. Celles-ci sont généralement fournies sous forme de cartes établies en régime stationnaire et lient le rapport de compression π_c , le régime réduit N_{rc} , le débit réduit $\dot{m}_{rc}$ et le rendement isentropique. Le régime et le débit réduits permettent de ramener les conditions de fonctionnements du compresseur aux mêmes conditions avec lesquelles il a été caractérisé (T_{ref} et P_{ref}). Cette caractéristique du compresseur est décrite par les équations 3 et 4 :

$$\dot{m}_{rc} = \dot{m}_a \cdot \frac{\sqrt{T_2 / T_{ref}}}{p_2 / p_{ref}} \quad (3)$$

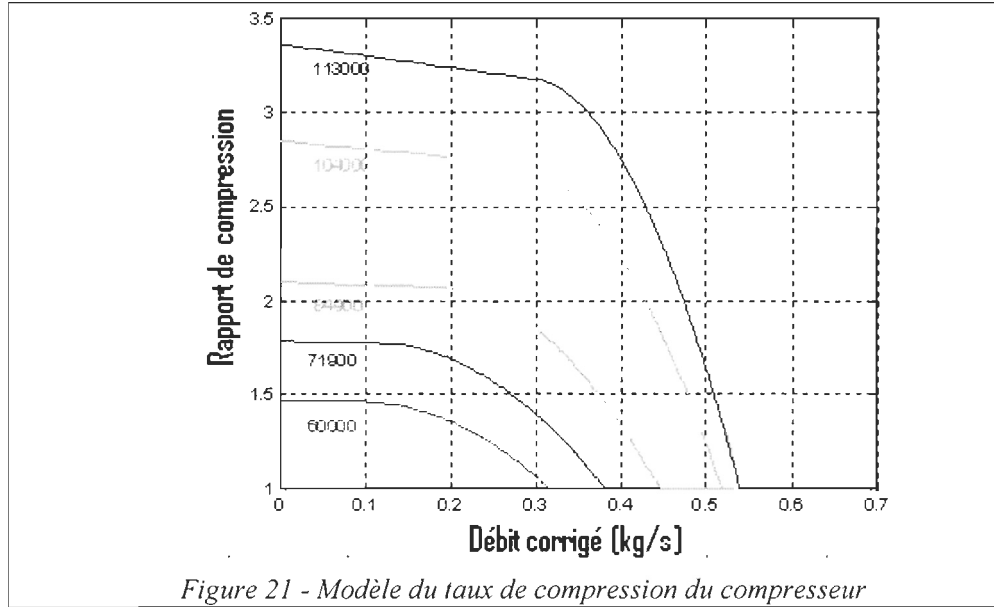
$$N_{rc} = \frac{N_{lc}}{\sqrt{T_2/T_{ref}}} \quad (4)$$

Où N_{lc} et $\dot{m}_a$ sont respectivement le régime réel du compresseur et le débit d'air réel passant par celui-ci.

La caractéristique du compresseur telle que fournie par le constructeur, se présente sous la forme de courbes iso régimes et iso rendements dans un plan en débit réduit et taux de compression, comme le montre la figure 20.



Pour assurer la convergence du modèle numérique, nous avons approximé les courbes de rendement avec des paraboles en prenant en compte la limite de pompage (zone située à gauche du champ compresseur). Ceci est illustré dans la figure 21.



L'hypothèse d'une compression adiabatique des gaz s'avère légitime dans le compresseur à cause des faibles gradients de température [20]. Les équations 5 et 6 permettent, en se positionnant dans le champ du compresseur de déduire l'état de l'air à la sortie du compresseur :

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (5)$$

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_2 - T_1} \quad (6)$$

La puissance nécessaire pour la compression peut être exprimé par l'équation 7 :

$$\dot{W}_{comp} = \frac{1}{\eta_c} \cdot \dot{m}_a \cdot C_p \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (7)$$

III.3.c- 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 ($p_3 = p_2$). La température de l'air à la sortie de l'échangeur T_3 , peut être calculée via l'équation 8 :

$$T_3 = T_0 \cdot (1 - \eta_{ech}) + \eta_{ech} \cdot T_2 \quad (8)$$

Où η_{ech} est le rendement de l'échangeur.

III.3.d- La chambre de combustion

Le modèle de la chambre de combustion consiste à estimer la quantité d'air admise, la température à la sortie du moteur (avant la turbine), le débit à l'échappement et le rendement indiqué du moteur.

- Estimation de la quantité d'air admise

Il s'agit de déterminer la masse d'air introduite dans le moteur pour chaque admission. À régime constant, l'équation de continuité appliquée sur le volume du collecteur d'admission, admis constant, montre que le débit d'air soufflé par le compresseur est égal à celui aspiré par le moteur $\dot{m}_a$ et s'écrit de la manière suivante :

$$\dot{m}_a = \eta_v \frac{C_y}{4\pi} \omega \frac{p_3}{r.T_3} \quad (9)$$

Où C_y est la cylindrée totale, et η_v est le rendement volumétrique (taux de remplissage) du moteur, modélisé par l'équation 10 [21] :

$$\eta_v = \alpha_0 + \alpha_1 \omega + \alpha_2 \omega^2 \quad (10)$$

Où α_i sont des constantes.

- Estimation de la température à la sortie du moteur

La température des gaz d'échappement peut être calculée à l'aide de l'approximation [22] donnée par l'équation 11 :

$$T_4 = T_3 + \frac{K}{1 + \lambda} \quad (11)$$

Avec $\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$ et $K = 1000$, une constante déterminée expérimentalement.

- Estimation du débit à l'échappement

Les gaz brûlés étant constitués de l'air introduit dans les cylindres et du débit de carburant, il vient donc que le débit $\dot{m}_e$ peut être obtenue par la somme du débit d'air de l'admission et du débit du carburant, comme exprimé par l'équation 12.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (12)$$

Où $\dot{m}_f$ est le débit du carburant, $\dot{m}_e$ est le débit sortant du moteur et $\dot{m}_l$ est le débit entrant à la turbine.

- Estimation du rendement indiqué du moteur

Cette estimation a pour but de calculer la puissance indiquée P_m . Celle-ci peut être calculée par l'équation 13.

$$P_m = p_{ci} \cdot \eta_i \cdot \dot{m}_f \quad (13)$$

Où p_{ci} désigne le pouvoir calorifique inférieur du carburant, $\dot{m}_f$ le débit du carburant injecté dans les cylindres et η_i le rendement indiqué.

Les formules du rendement indiqué ne sont pas abondantes (Tableau 3). Elles sont à caractère empirique ou semi empirique. Ces relations essayent 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 [23], [24] ou exponentielle [23].

Rendement indiqué	Forme	Représentant	Référence
$\eta_i = a + b\lambda + c\lambda^2$	Polynomiale	Pertes par imbrûlés	[24]
$\eta_i = a + b\lambda^{-k}$	Exponentielle	Pertes par imbrûlés	[23]
$\eta_i = a + b\omega + c\omega^2$	Polynomiale	Pertes par les parois	[23]
$\eta_i = (a + b\omega + c\omega^2)(f + g\lambda^{-k})$	Combinaison de deux formes	Deux type de pertes	[25]

Tableau 3 - Formules proposées pour le rendement indiqué

Pour prendre en compte les limites physiques de la combustion nous avons adopté un modèle quadratique de la forme

$$\begin{cases} \eta_i = a + b\lambda + c\lambda^2 & \text{si } \lambda \geq \lambda_{st} \\ \eta_i = \left(a + b\lambda + c\lambda^2\right) \cdot \frac{\lambda}{\lambda_{st}} & \text{si } \lambda \leq \lambda_{st} \end{cases} \quad (14)$$

Où λ_{st} est le rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ stochéométrique qui vaut 14,7 pour le carburant Diesel. Comme le montre la figure 22 il existe un rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ optimal $\lambda_{opt} \approx 53$, pour lequel le rendement indiqué est maximal.

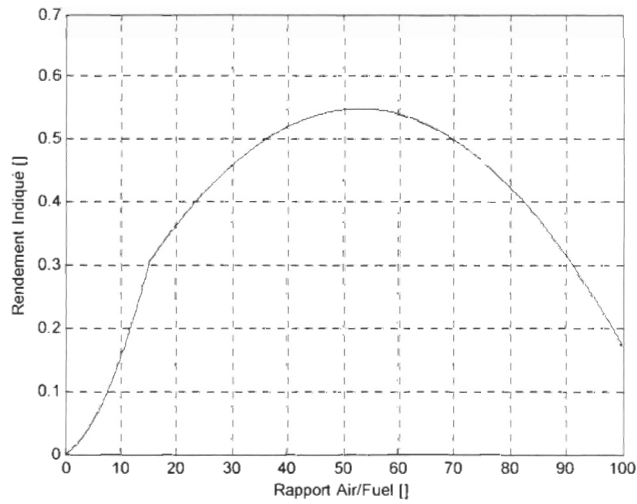
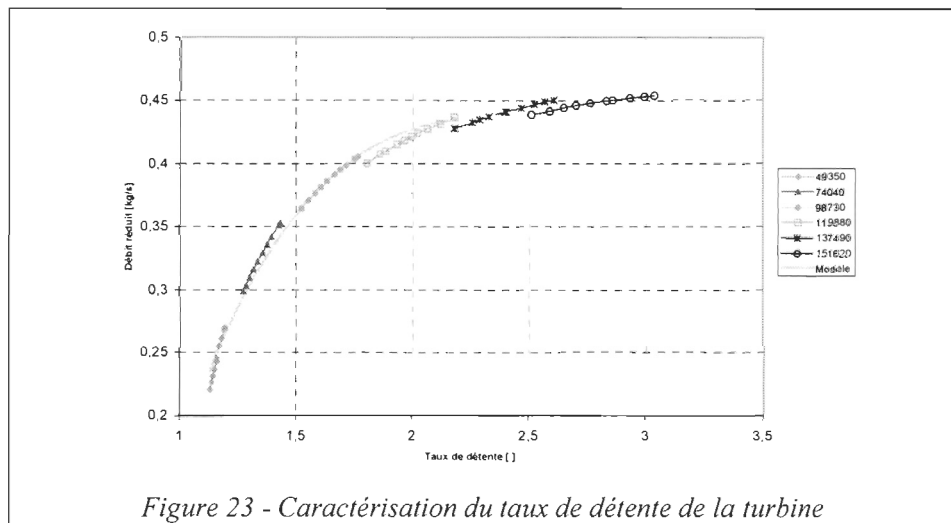


Figure 22 - Modèle du rendement indiqué en fonction du rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$

III.3.e- Turbine

Comme pour le compresseur, la turbine possède des courbes caractérisant ses performances. Ces courbes présentées dans les figures 23 et 24, lient le débit réduit, le régime réduit, le taux de détente et le rendement isentropique de la turbine. On considère ici une turbine à géométrie fixe.



Comme le montre la figure 23, le débit réduit de la turbine peut être modélisé, indépendamment du régime de rotation de la turbine, par une courbe polynomiale d'ordre 3 en fonction du taux de détente dans cette turbine 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 15 exprime le modèle utilisé pour lier le taux de détente au débit réduit de la turbine.

$$\dot{m}_{rt} = \begin{cases} a \cdot \pi_t^3 + b \cdot \pi_t^2 + c \cdot \pi_t + d & \text{si } \pi_t \leq \frac{-b}{3a} \\ -\frac{4b}{27 \cdot a^2} - \frac{b \cdot c}{3a} + d & \text{si } \pi_t > \frac{-b}{3a} \end{cases} \quad (15)$$

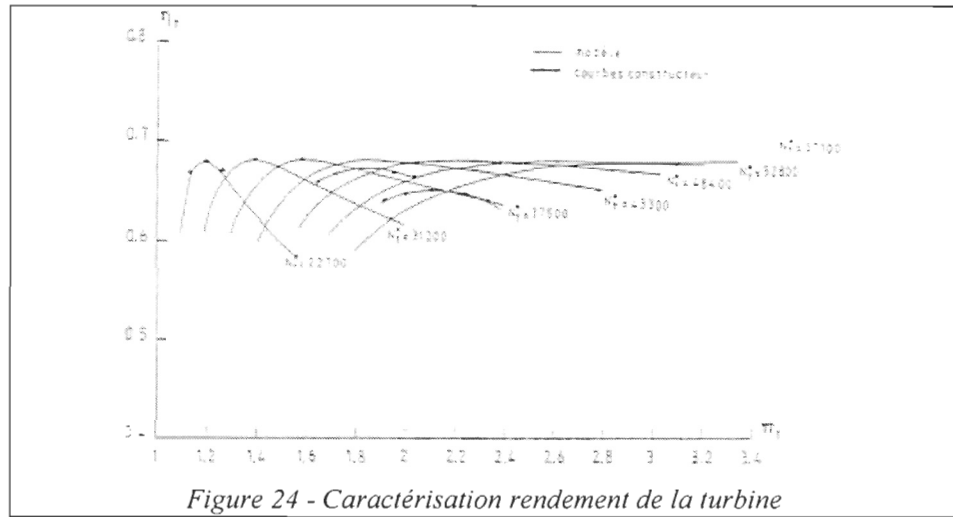


Figure 24 - Caractérisation rendement de la turbine

Quant au *rendement* isentropique η_t de la turbine, illustré par la figure 23, plusieurs variantes de modèles sont proposées (Tableau 4) pour le calculer en fonction de la vitesse réduite N_{rt} et du débit réduit $\dot{m}_{rt}$, en suivant le même principe d'identification à partir des expériences menées sur la turbine. Les coefficients a_i , b_i et h_i sont des constantes identifiées expérimentalement.

À régime constant, la modélisation de la turbine consiste à lier, le débit réduit de la turbine $\dot{m}_{rt}$, la pression à l'échappement p_e et le rendement isentropique de la turbine η_t .

Rendement de la turbine	Référence
$\eta_t = (a_0 + a_1 N_{rt} + a_2 N_{rt}^2) (b_0 + b_1 \pi_t + b_2 \pi_t^2)$	[26]
$\eta_t = a_0 + a_1 \frac{u}{C} + a_2 \left(\frac{u}{C} \right)^2$ $\frac{u}{C} = \frac{\pi \cdot N_{tc} \cdot r_t}{30} \left(2 \cdot C_{pg} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right) \right)$ $a_i = \frac{k_{1,i} + k_{2,i} \cdot N_{tc}}{k_{3,i} - N_{tc}}$	[27]
$\eta_t = h_1 \frac{N_{rt}}{\left(\frac{\gamma_t-1}{1-\pi_t^{\gamma_t}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h_2 \frac{N_{rt}^2}{\left(\frac{\gamma_t-1}{1-\pi_t^{\gamma_t}} \right)}$ $h_1 = k_{21} + k_{22} \cdot N_{rt} \quad h_2 = \frac{k_{23}}{N_{rt}} + k_{24}$	[28]

Tableau 4 - Différents modèles du rendement de la turbine

Si on ne tient pas compte des pertes résultant des échanges thermiques avec l'extérieur, nous pourrions ainsi considérer la transformation dans la turbine comme adiabatique et par conséquent le rendement isentropique η_t , correspondant s'obtient à partir de l'équation 16:

$$\eta_t = \frac{T_e - T_{st}}{T_e \left(\frac{\gamma_t-1}{1-\pi_t^{\gamma_t}} \right)} \quad (16)$$

Où p_{st} et T_{st} sont respectivement la pression et la température des gaz à la sortie

de la turbine, $\pi_t = \frac{p_{st}}{p_e}$ est le rapport de détente de la turbine.

L'application de l'équation 17 exprimant le rendement de la turbine [28] :

$$\eta_t = h_1 \cdot \frac{N_{rt}}{\left(\frac{\gamma_t - 1}{1 - \pi_t^{\gamma_t}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h_2 \cdot \frac{N_{rt}^2}{\left(\frac{\gamma_t - 1}{1 - \pi_t^{\gamma_t}} \right)} \quad (17)$$

$$h_1 = k_{21} + k_{22} \cdot N_{rt} \quad h_2 = \frac{k_{23}}{N_{rt}} + k_{24}$$

conduit aux représentations de la figure 23. 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 [28]. Cette modélisation sera cependant valable dans le cadre de notre étude. Ceci est dû à ce que le taux de détente a une valeur peu variable ainsi que le débit des gaz d'échappement alimentant la turbine vu la charge constante appliquée sur le moteur ainsi que son régime constant du fonctionnement. Nous supposons même dans la plupart des cas d'étude que la turbine fonctionne avec un rendement constant et optimal [28].

Le rendement constant et optimal peut être obtenu en remplaçant la valeur optimale de la vitesse de rotation de la turbine dans l'équation de η_t , d'où :

$$\eta_{t_op} = \frac{-h_1^2}{4h_2} \quad (18)$$

Enfin, la puissance fournie par la turbine au compresseur s'exprime par l'équation 19 :

$$P_t = \dot{m}_t \cdot C_{pt} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \right) \cdot \eta_t \quad (19)$$

Où C_{pt} est la chaleur massique des gaz d'échappements à pression constante à la température T_e .

III.3.f- Charge

Les puissances résistantes incluent 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.

La puissance résistante totale P_r , peut ainsi s'exprimer via l'équation 20 :

$$P_r = P_{mf} \cdot \frac{C_y}{4\pi} \cdot \omega + C_r \cdot \omega \quad (20)$$

Où P_{mf} est la pression moyenne des pertes par frottement, C_y est la cylindrée totale du moteur et C_r est le couple résistant dû de 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, nous avons préféré les formules d'évaluation globale de ces pertes. Toutes ces formules sont basées sur des

corrélations empiriques à partir des résultats expérimentaux [26]. Le tableau 5 se limite aux formules proposées pour le moteur diesel.

Pertes par frottement	Référence
$p_{mf} = A + 4,83 \cdot 10^{-4} N + 0,103 \left(\frac{V_p}{5,05} \right)^2$ $A = \frac{(\varepsilon - 4)}{14,5} \text{ pour moteur à injection directe}$ $A = \frac{\varepsilon}{14,5} \text{ pour moteur à injection indirecte}$	[29]
$p_{mf} = 0,061 + 0,294 \frac{N}{100} + 0,016 p_{\max}$	[30]
$p_{mf} = C_1 (\mu N)^{0,6}$	[31]
$p_{mf} = p_{mfs} + p_{mfj}$ $p_{mfs} = (0,023 + 0,03 V_p) F_r$ $p_{mfj} = 0,04 + 0,15 V_p$	[32]
$p_{mf} = 1,03 + 0,62 \cdot 10^{-3} N - 0,11 \cdot 10^{-6} N^2$	[33]
$p_{mf} = \left(1 + \omega S_{eng} \left(k_{f1} + k_{f2} \frac{p_a}{p_{atm}} \right) + k_{f3} \omega^2 \right) p_{atm} \frac{C_{cy}}{4\pi} \omega$	[34]
$p_{mf} = 1 + 0,0125 p_{\max}$	[35]
$p_{mf} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2$	[36]

Tableau 5 - Formules proposées pour la PMF dans 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 $p_{\max}$ reflète le frottement sur le vilebrequin [37].

Suite à une analyse de ces différentes formulations du frottement global, nous avons retenu, pour sa simplicité et l'identification facile de ses coefficients, la formulation de [36] :

$$p_{mf} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (21)$$

III.4- Équations d'équilibre du système

III.4.a- Cas du moteur Diesel fonctionnant sans CAES

Le problème à résoudre consiste à trouver l'état d'équilibre du système pour un régime et charge donnée.

Nous cherchons donc à trouver les cinq variables suivantes : $\dot{m}_a$, $\dot{m}_c$, π_c , π_l et N_{tc} qui vérifient les cinq équations suivantes :

1. **équation d'équilibre du vilebrequin** : La puissance fournie par le moteur doit être égale à la puissance résistante. On peut donc écrire l'équation:

$$P_m = P_r \quad (22)$$

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 η_{TC} du turbocompresseur près ce qui est exprimé par l'équation :

$$P_C \cdot \eta_{TC} = P_{TG} \quad (23)$$

3. *vérification de la cartographie du compresseur* : Le rapport de compression doit vérifier la cartographie du compresseur telle que développée dans le paragraphe III.3.b, d'où l'équation:

$$\pi_c = f(\dot{m}_a, N_{ic}, T_0, p_0) \quad (24)$$

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 développé dans le paragraphe III.3.e, d'où l'équation 25 :

$$\pi_t = f(\dot{m}_e, N_{ic}, T_4, p_4) \quad (25)$$

5. *continuité du débit d'air à l'admission* : Le débit d'air doit vérifier le modèle du remplissage, développé dans le paragraphe III.3.d, et illustré par l'équation 26

$$\dot{m}_a = \eta_v \frac{C_y}{4\pi} \omega \frac{p_3}{r.T_3} \quad (26)$$

III.4.b- Cas du moteur Diesel fonctionnant avec CAES

Comme nous l'avons expliqué dans le premier paragraphe de ce chapitre, à défaut d'une caractérisation d'une turbine adaptée au fonctionnement à l'air comprimé, et compte tenu que ce papier a pour but d'évaluer le gain en consommation du moteur Diesel fonctionnant avec $\lambda = \lambda_{opt}$, nous avons simplifié le problème 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

$$\lambda = \lambda_{opt}.$$

Le problème à résoudre consiste ainsi à trouver l'état d'équilibre du système pour un régime et charge donnée.

Nous cherchons donc à trouver les cinq variables suivantes : p_0 , $\dot{m}_a$, $\dot{m}_c$, π_c , π_t et N_{tc} qui vérifient les cinq équations suivantes :

1. **équation d'équilibre du vilebrequin :** La puissance fournie par le moteur doit être égale à la puissance résistante. On peut donc écrire l'équation:

$$P_m = P_r \quad (26)$$

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 η_{TC} du turbocompresseur près ce qui est exprimé par l'équation :

$$P_C \cdot \eta_{TC} = P_{TG} \quad (27)$$

3. **vérification de la cartographie du compresseur :** Le rapport de compression doit vérifier la cartographie du compresseur telle que développée dans le paragraphe III.3.b. On note que ce rapport de compression est bien évidemment le rapport de la pression de sortie du compresseur sur la pression d'entrée du compresseur, et qui est dans ce cas, la pression du CAES après détente. D'où l'équation 28 :

$$\pi_c = f(\dot{m}_a, N_{tc}, T_0, p_0) \quad (28)$$

4. ***vérification de la cartographie de la turbine*** : Le rapport de détente doit vérifier la cartographie de la turbine telle que développé dans le paragraphe III.3.e, d'où l'équation:

$$\pi_t = f(\dot{m}_e, N_{tc}, T_4, p_4) \quad (29)$$

5. ***continuité du débit d'air à l'admission*** : Le débit d'air doit vérifier le modèle du remplissage, développé dans le paragraphe III.3.d, et illustré par l'équation:

$$\dot{m}_a = \eta_v \frac{C_y}{4\pi} \omega \frac{p_3}{r.T_3} \quad (30)$$

6. ***Le rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ optimal*** : Le débit d'air admis et le débit de

carburant injecté doivent être de façon à assurer un rapport

$\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ optimal et répondre donc à l'équation:

$$\lambda = \lambda_{opt} \quad (31)$$

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1- Résultat de la modélisation simplifiée

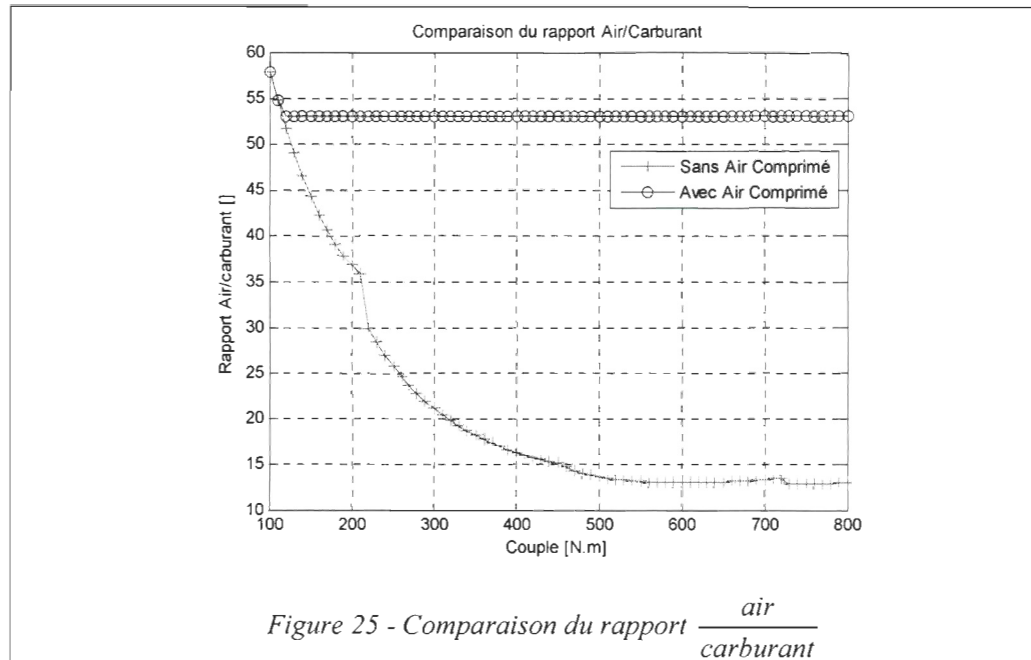
IV.1.a- Présentation et discussions des résultats

Il est d'abord important de noter que les équations utilisées pour la modélisation du moteur suralimenté ont été validées dans des publications antérieures [38].

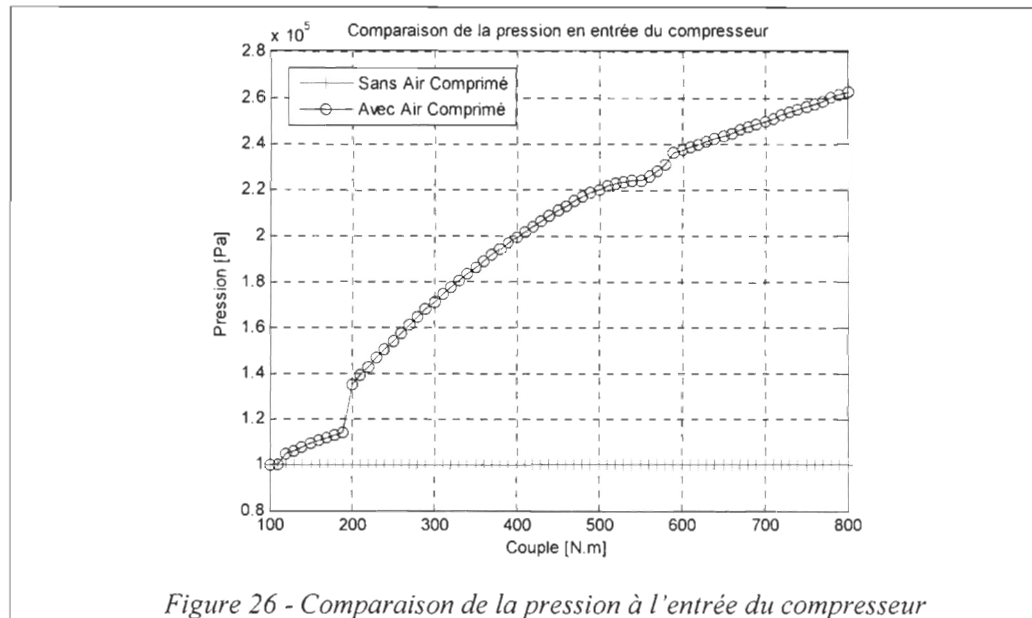
Nous avons supposé dans cette application numérique que le moteur utilisé possède une cylindrée de 5 litres et tourne à un régime constant de 1500 tours par minute. Les résultats ainsi obtenus par l'optimisation sont présentés dans les figures 25 à 29.

La figure 25 montre que sans l'utilisation de l'air comprimé, le rapport/carburant décroît avec la charge pour arriver en pleine charge au voisinage de la stoechiométrie.

Pour tout couple demandé au moteur inférieur à 120 N.m nous obtenons un rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$, $\lambda > \lambda_{opt} \approx 53$, ce qui veut dire qu'il n'y a aucun apport de l'utilisation de l'air comprimé. 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 d'intérêt du fonctionnement avec air comprimé.

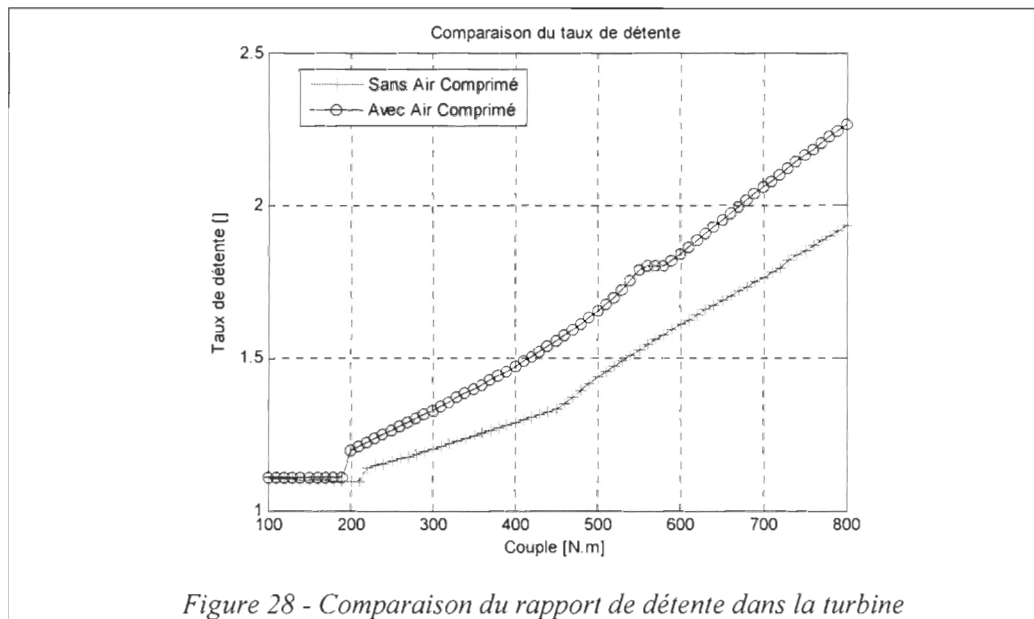
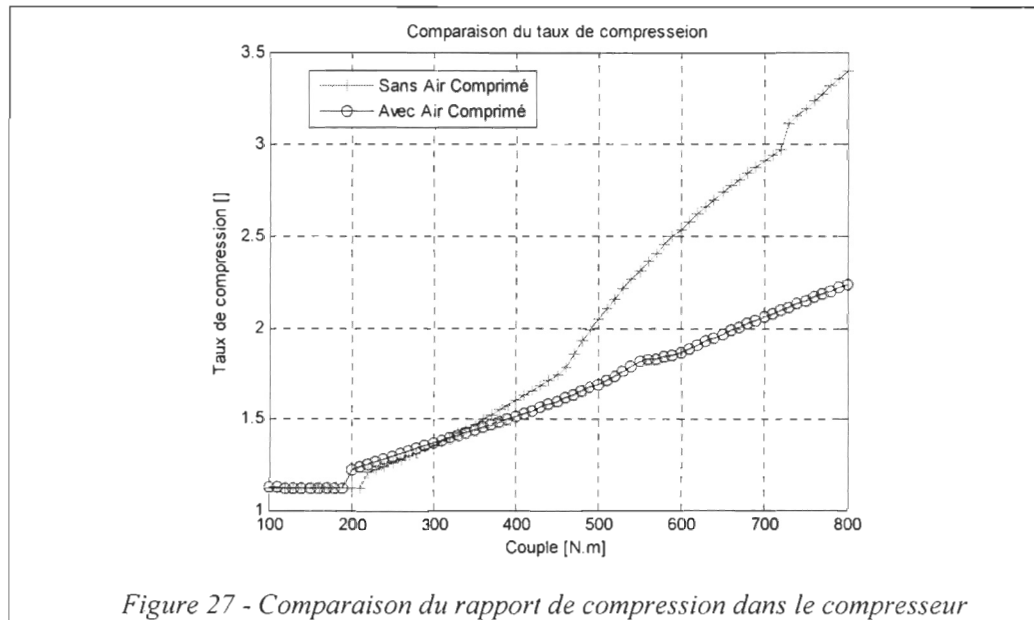


La figure 26 montre la pression en entrée du compresseur nécessaire pour fonctionner le moteur à son rendement maximal grâce à l'air comprimé. En l'absence du CAES, la pression à l'entrée du compresseur est constante et égale à 1 bar, ce qui est montré par la courbe rouge (« Sans Air Comprimé »). Le CAES, permettant d'alimenter le compresseur à une pression p_0 , qui est choisie de façon à atteindre le débit d'air exactement nécessaire pour avoir un rendement maximal. Cette pression p_0 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, adaptée permettrait d'atteindre cet équilibre.

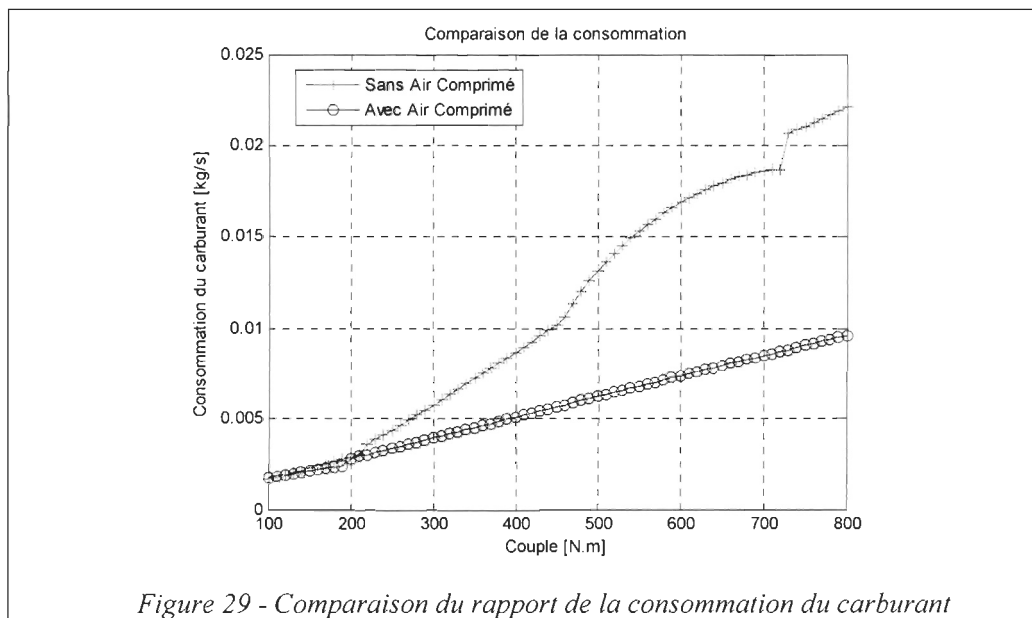


La figure 27 montre le rapport de compression du compresseur avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. Avec l'air comprimé, le taux de compression diminue car le débit d'air frais traversant le compresseur augmente. Cette tendance peut être facilement confirmée par la simple observation de la caractéristique du compresseur. 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.

La figure 28 montre le rapport de détente de la turbine avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. 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.



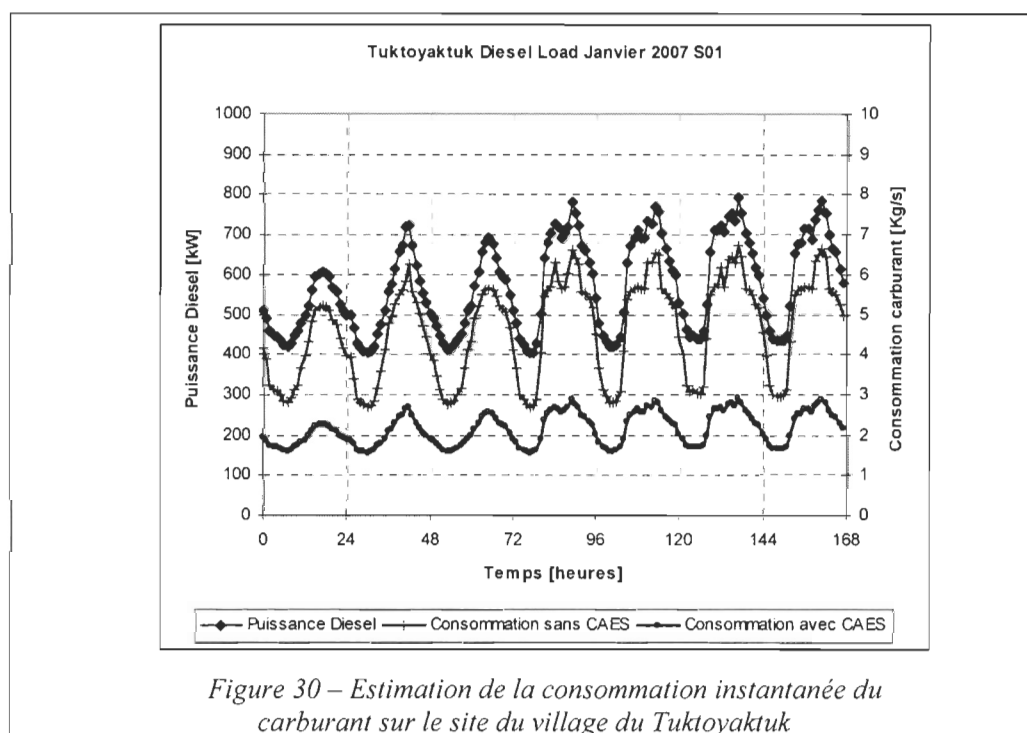
Enfin, la figure 29 montre la consommation de carburant pour différentes charges du moteur Diesel, avec et sans l'utilisation de l'air comprimé. L'air comprimé permet théoriquement d'obtenir une économie de carburant qui est d'autant plus importante que la charge du moteur augmente. Cette économie peut atteindre jusqu'à 50% pour les fortes charges.



. Nous avons donc démontré grâce à cette modélisation simple que le potentiel du système JEDSAC dans la réduction de la consommation du moteur. Nous avons démontré que nous pouvons nous attendre à des économies de carburant qui peuvent atteindre 50% sur les pleines charges. Ce gain est moindre sur les charges partielles mais reste toutefois très intéressant.

IV.1.b- Application sur l'exemple du site de Tuktoyaktuk

Afin d'estimer le gain potentiel sur un site cible, nous avons récupéré des données de la charge du Diesel, sur le site du village de Tuktoyaktuk, dans les territoires du Nord-Ouest du Québec sur la côte arctique. Nous avons estimé la consommation de carburant avec et sans CAES, sur une durée d'une semaine. Les figures 30 et 31 illustrent le résultat obtenu.



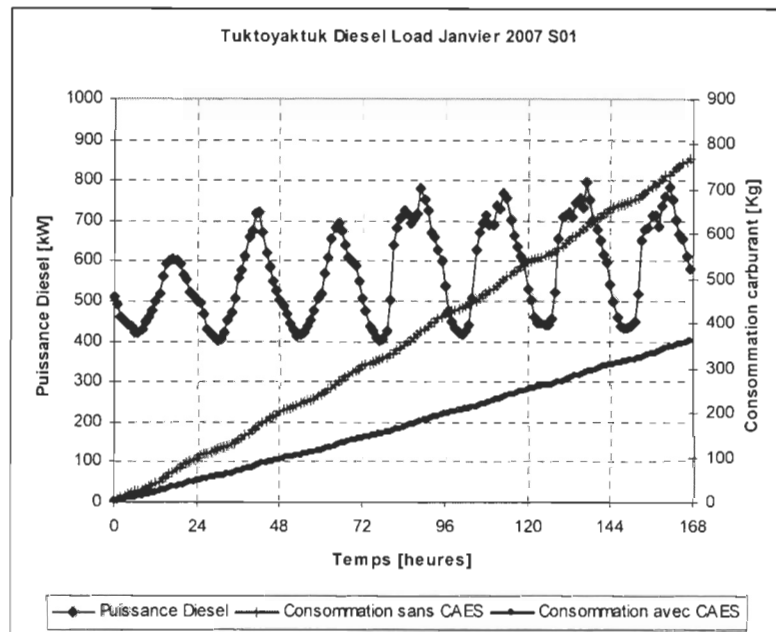


Figure 31 – Estimation de la consommation cumulée de carburant sur une semaine sur le site du village du Tuktoyaktuk

Afin d'estimer la consommation du carburant sur ce site, nous avons adimensionné la charge du moteur de Tuktoyaktuk et celui du moteur utilisé par le modélisation. Nous avons ainsi raisonné en pourcentage de charge maximale, et obtenu ainsi une estimation de la consommation de carburant avec et sans CAES.

Nous remarquons que les gains en consommation apportés par le CAES sont bien plus importants dans les phases de fortes demandes de charge. Ceci est bien conforme avec ce que nous annonce le résultat de la figure 29.

En fin de compte, nous pouvons espérer une économie de 400 kg de carburant pendant une semaine grâce à l'air comprimé.

IV.1.c- Validité et robustesse des résultats

Cependant des limites physiques peuvent empêcher l'atteinte de ce niveau d'économie. Parmi ces limites, nous citons principalement :

- la limite de perméabilité des soupapes d'admission si un blocage sonique a lieu.
- la limite mécanique du système, en effet la pression maximale dans la chambre de combustion augmente rapidement avec la quantité d'air admise et risque d'atteindre la limite de résistance et entraîner la casse du moteur. Ceci sera montré dans le paragraphe suivant, avec les simulations que nous avons effectué avec le logiciel « SimDID »³.

De plus, certains modèles utilisés, comme nous l'avons déjà précisé, ont fait l'objet de validations dans des publications antérieures. Dans le cas de notre présente étude, nous extrapolons l'utilisation de ces modèles dans des zone au-delà de la zone dans laquelle ceux-ci ont été validé. Parmi ces modèles, le modèle le plus important étant celui du rendement du moteur en fonction du rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ et qui est le modèle le plus dimensionnant du gain en consommation que nous avons annoncé. Il s'avère donc nécessaire de, soit vérifier leur validation dans ces conditions, soit les substituer par des modèles plus physiques (exemple : simulation du cycle thermodynamique au lieu d'utilisation d'un modèle polynomiale).

³ Logiciel de SIMulation des cycles thermodynamiques Diesel à Injection Directe, développé par l'IFP. Les modèles embarqués sont détaillés dans l'annexe.

Enfin afin de consolider les gains annoncés, il est nécessaire d'effectuer une modélisation poussée du système d'admission et de la combustion dans le moteur Diesel, ce qui fera l'objet d'une partie de ma future thèse.

IV.2- Voies potentielles pour obtenir des gains supplémentaires

IV.2.a- Système Hybride Éolien – deux moteurs Diesels, sans CAES

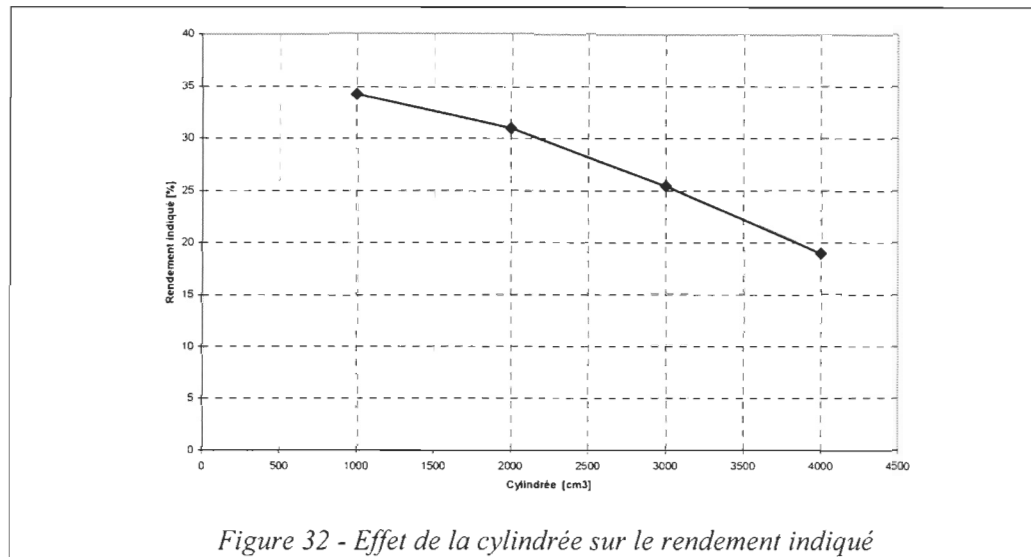
Parmi les solutions très répandue dans l'industrie automobile pour réduire la consommation, le « downsizing ». On appelle « downsizing » la réduction de la cylindrée du moteur pour une performance donnée. La suralimentation constitue l'élément clé de cette solution. Elle permet en fait d'améliorer le remplissage du moteur et d'augmenter ainsi sa puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée). En effet, plus la cylindrée du moteur est faible, moindre sa consommation est-elle.

Pour mettre en évidence cet aspect qui n'est pas pris en compte par le modèle quadratique du rendement utilisé dans la modélisation simplifiée ci-dessus, nous avons eu recours au Logiciel SimDID qui simule le cycle thermodynamique avec la prise en compte des pertes thermiques aux parois du cylindre.

En fixant le rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ à la valeur 32, nous observons dans la figure 32 que le rendement indiqué se dégrade avec l'augmentation de la cylindrée.

L'explication de cet écart de rendement réside principalement dans les pertes thermiques qui sont plus importantes pour les moteurs à grande cylindrée. Nous

pouvons donc envisager 10% d'amélioration de rendement indiqué en divisant par 2 la cylindrée du moteur.



La plupart des centrales Éoliennes – Diesel utilisent aujourd’hui deux moteurs Diesels pour profiter du fait qu’un petit moteur consomme moins qu’un grand moteur pour fournir une même puissance.

A titre d’exemple, nous supposons une centrale thermique de 1MW de puissance, nous pouvons installer deux moteurs M1 et M2 de puissances respectives 400 kW et 600 kW. En fonction de la puissance demandée au Diesel, l’un et/ou l’autre des moteurs M1 et M2 est utilisé, comme le montre la figure 33. En effet :

- ◇ Pour toute puissance demandée au Diesel inférieure à 400 kW, le moteur M1, seul assure la demande. Dans ce cas de fonctionnement, nous pouvons envisager entre 10% et 15% de gain en consommation 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, nous pouvons nous attendre à 8% à 10% de gain de consommation 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, qui doit tenir compte de la préconisation de ne pas fonctionner un moteur Diesel à une charge dessous de 30% de sa charge nominale. Mais dans ce cas, et malgré l'optimisation que l'on pourrait faire, 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 leurs 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 fera aussi l'objet d'une partie de la thèse doctorale que je ferai suite à ce projet de maîtrise.

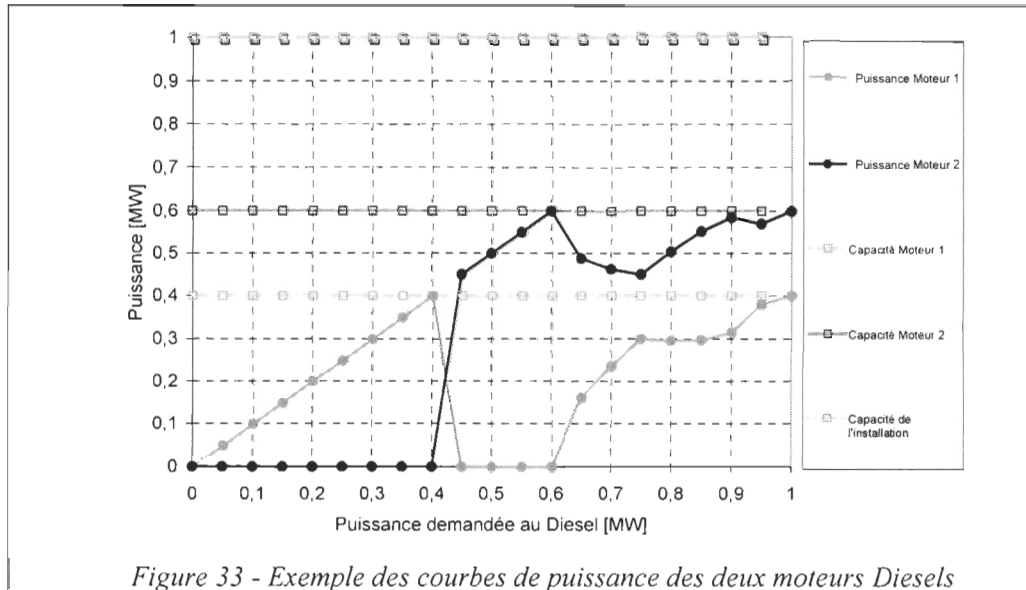


Figure 33 - Exemple des courbes de puissance des deux moteurs Diesels

IV.2.b- Système Hybride Éolien – deux moteurs Diesels, avec CAES

La puissance spécifique d'un moteur Diesel est généralement limitée par la première des trois limitations suivantes :

- ◇ Le débit d'air maximal que peut admettre ce moteur. En effet au-delà d'une richesse 0,7, la combustion dans la chambre du moteur se dégrade ainsi que le rendement, et on observe des émissions de fumées et des particules excessives. Cette limite en richesse associée à la limite de perméabilité, définit la puissance maximale que peut produire le moteur. Cette limite peut être optimisée en utilisant un turbocompresseur adapté et qui permet d'améliorer au maximum le remplissage en air de la chambre. Mais la limite reste donc le taux de compression maximal que peut produire le compresseur qui utilise l'énergie des

gaz d'échappements pour l'entraîner, cette énergie étant limitée surtout pour les faibles charges.

- ◇ Limites liées à des contraintes thermomécaniques dans le cylindre. En effet, pour les fortes puissances la pression maximale dans le cylindre augmente et peut dépasser la limite de tenue du matériau du bloc moteur et de la culasse qui sont généralement en fonte. Cette pression maximale est de l'ordre de 180 bar dans les moteurs Diesels conventionnels. Cette puissance maximale peut être optimisée en décalant le motif d'injection de carburant vers la détente, ce qui permet de réduire ce « peak » de pression, mais il dégrade le rendement du moteur en contrepartie.
- ◇ Limites liées à des contraintes thermomécaniques à l'échappement. En effet, pour les fortes puissances la température à l'échappement et à l'entrée de la turbine augmente aussi et peut dépasser la limite de tenue du matériau de cette dernière. Cette température maximale est de l'ordre de 850°C dans les moteurs Diesels conventionnels.

Dans les cas où le manque d'air est la première limitation sur le moteur Diesel, le CAES peut être utilisé pour repousser cette limite en compensant le déficit du turbocompresseur. La nouvelle limitation de la performance du moteur Diesel sera donc dictée par soit le blocage sonique au niveau de la soupape d'admission, soit les contraintes thermomécaniques dans le cylindre ou à l'échappement.

On peut donc envisager un jumelage d'une Éolienne avec deux moteurs Diesels [43], combinés 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 34.

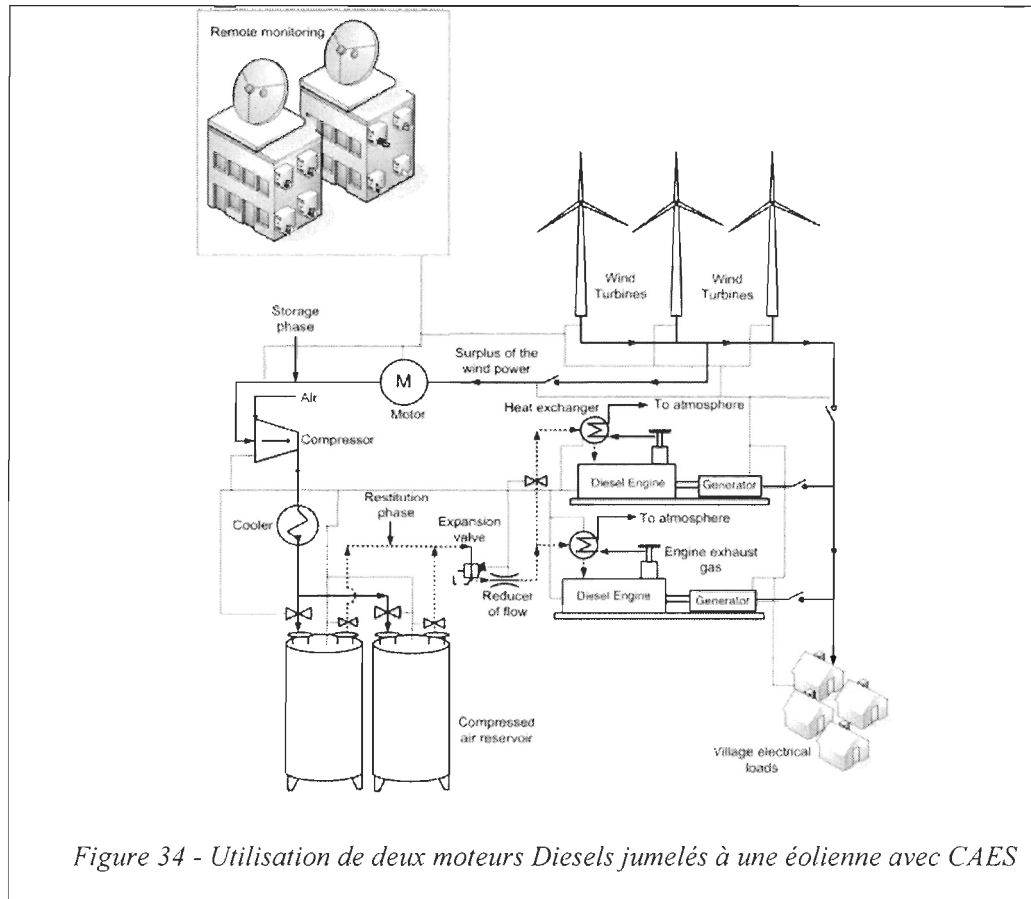
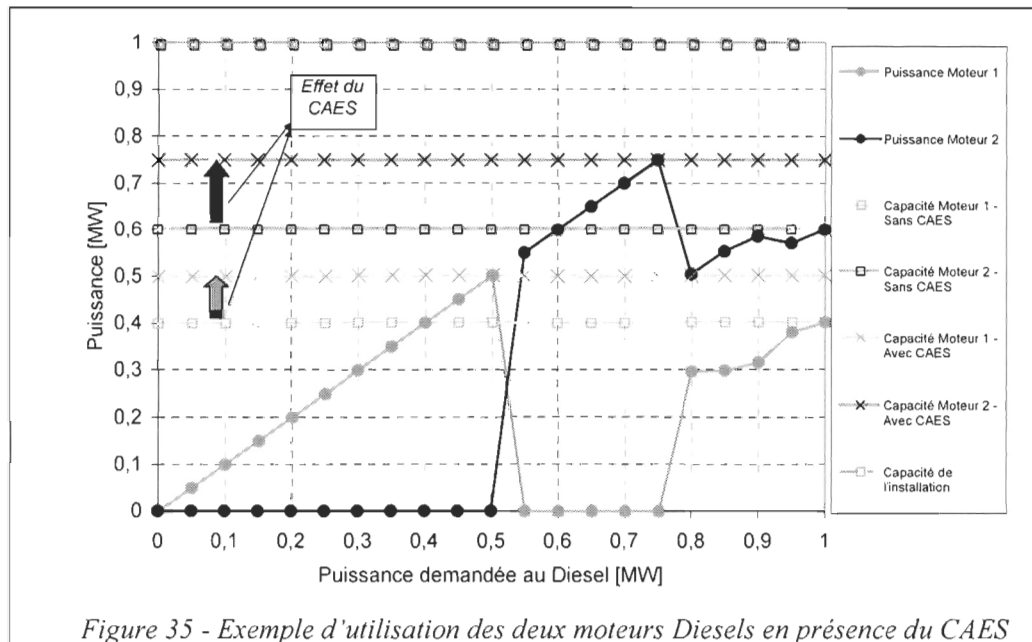


Figure 34 - Utilisation de deux moteurs Diesels jumelés à une éolienne avec CAES

La figure 35 illustre un exemple de principe de l'utilisation des deux moteurs Diesels en fonction de la puissance demandée aux Diesels. A titre de comparaison, on a pris les mêmes caractéristiques des moteurs cités dans le paragraphe IV.2.a. On prend l'hypothèse 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

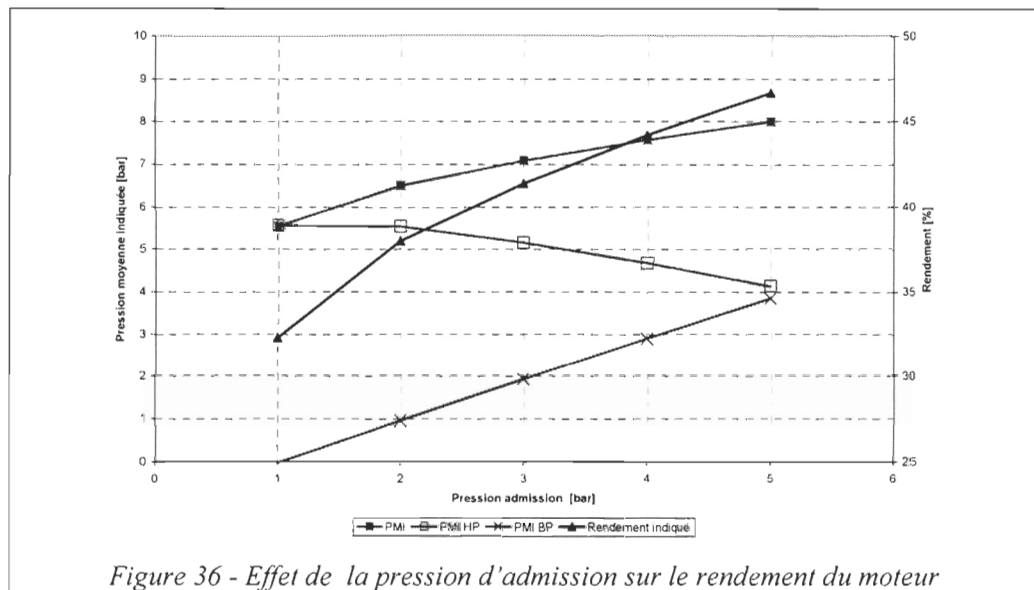
respectivement 500 et 750 kW. Pour les puissances demandées au groupe Diesel comprises entre 400 et 500 kW, le moteur M1 peut maintenant satisfaire tout seul le besoin en réduisant ainsi la consommation par rapport au cas où cette demande est satisfaite par le moteur M2 ayant une plus grande cylindrée. De même pour toute puissance demandée au Diesel 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 route.



IV.2.c- Fonctionnement du moteur Diesel en Moteur à air comprimé

Parmi les voies les plus prometteuses dans l'économie de carburant, nous citons principalement la technique permettant de faire fonctionner le moteur Diesel comme un moteur à air comprimé. En effet, en augmentant artificiellement la pression d'admission

(via le système d'air comprimé), nous pouvons augmenter la pression moyenne indiquée basse pression, et qui est naturellement négative (couple résistant). Celle-ci peut devenir positive, et fournir donc une énergie motrice qui s'ajoute à celle fournie par la combustion. Le cycle thermodynamique s'inverse donc dans sa partie basse pression.



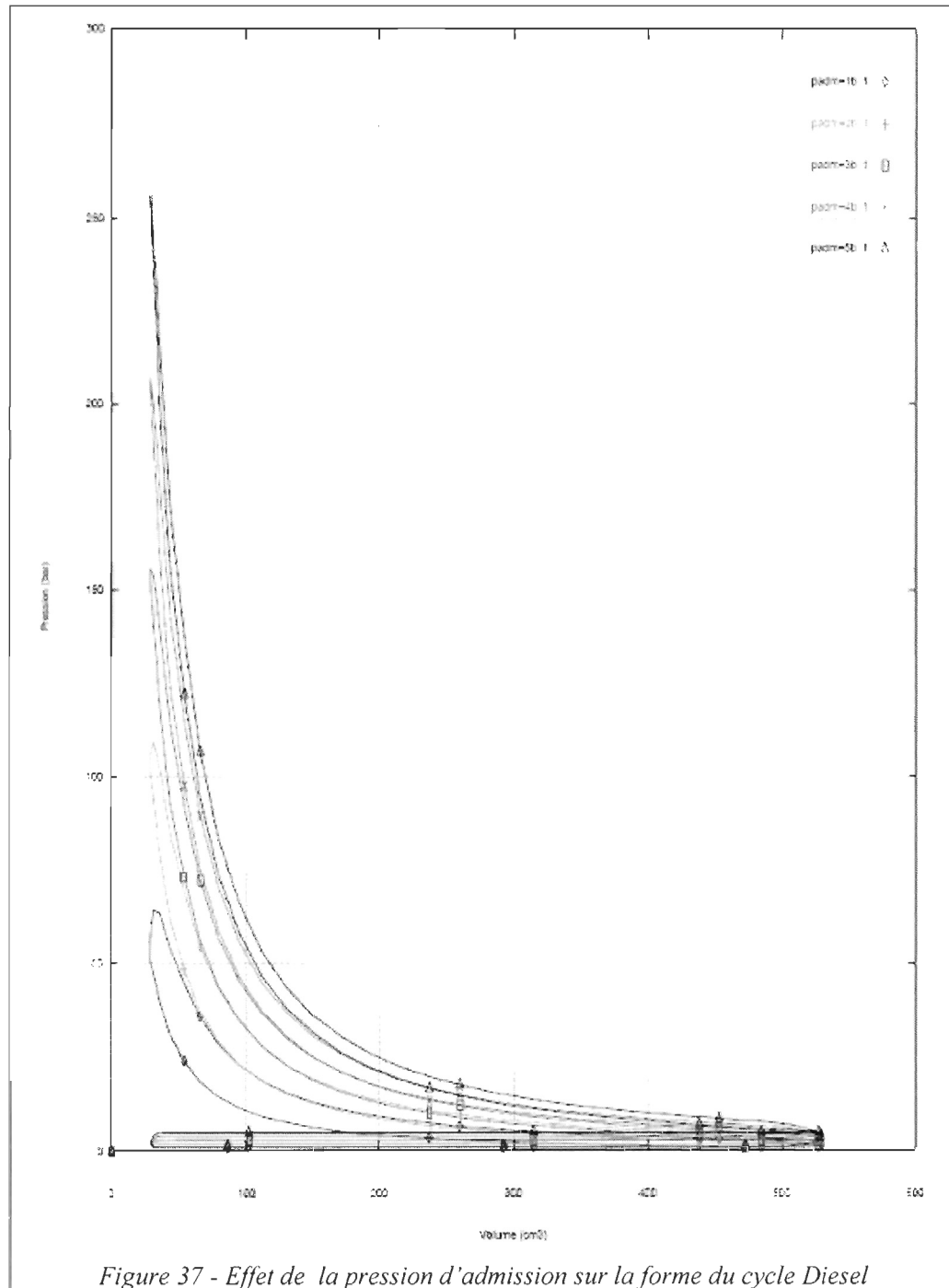
Nous remarquons dans la figure 36, que l'augmentation de la pression d'admission entraîne une augmentation du travail de la boucle Basse Pression (PMI BP). Cette augmentation est linéaire avec la pression d'admission. En effet, de façon macroscopique, la PMI-BP est égale à la différence $(P_{adm} - P_{ech})$.

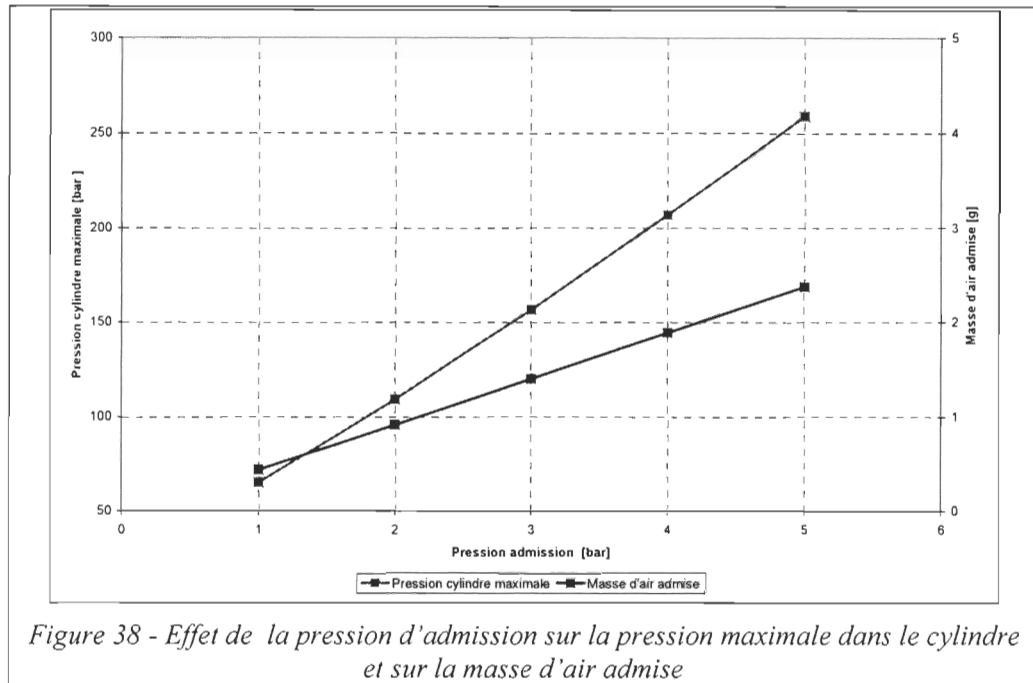
Cependant, la pression moyenne indiquée effectuée par la boucle Haute Pression (PMI HP) diminue avec l'augmentation de la pression d'admission. Ceci s'explique par une augmentation des pertes thermiques.

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 de ces deux derniers 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 37 illustre un aperçu du cycle thermodynamique pour les différentes pressions d'admission.

Nous pouvons constater la déformation du cycle thermodynamique pour les pressions d'admission artificiellement augmentées. Nous remarquons donc l'élargissement de la boucle basse pression et l'inversement de son sens pour devenir négatif indiquant que le travail devient moteur. Nous observons aussi le rétrécissement et l'allongement de la boucle haute pression et l'augmentation rapide de la pression maximale dans le cylindre. Cette augmentation est très inquiétante et constitue forcément une limitation très forte de ce mode de fonctionnement. En effet, comme le montre la figure 38, la pression maximale augmente linéairement avec la pression d'admission avec une pente proche de 50.





Ceci s'explique parfaitement par la phase de compression isentropique du cycle de beaux de Rochas. L'équation 32 décrit la compression isentropique dans le cylindre durant la phase de compression :

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = P_1 \times \tau_c^\gamma \quad (32)$$

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 bar. 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 baissant le taux de compression du moteur. Mais ceci s'accompagne par une chute du rendement thermodynamique du moteur. Un compromis est donc à trouver!

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. Nous pourrions ainsi solliciter le moteur au maximum autorisé de sa tenue mécanique sur toute la plage de fonctionnement, 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.

De même qu'à la fin de chacune des trois dernières parties, je propose d'optimiser ce mode de fonctionnement d'une façon poussée et en prenant en compte tous les phénomènes physiques liés à la saturation des soupapes, à la stabilité de la combustion et aux contraintes thermomécaniques réelles du moteur, dans ma future thèse doctorale que je souhaite effectuer à la suite de cette maîtrise.

IV.3- Stratégie de jumelage Groupe Éolien – Groupe Électrogène - CAES

IV.3.a- Rappel des contraintes

Avant de définir la stratégie qui nous semble optimale pour le jumelage entre le Groupe Éolien, Groupe Électrogène et le système de stockage d'air comprimé, nous rappelons

brièvement les contraintes qu'il faut prendre en compte lors de la définition de cette stratégie. Ces contraintes sont classées en trois types :

- ◇ Contraintes Naturelles : Liés 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
- ◇ 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. Cette contrainte impose de ne pas s'autoriser à éteindre complètement le groupe Diesel, quand l'énergie éolienne disponible n'est pas au moins 1,4 fois l'énergie demandée par la consommation.
- ◇ 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 Diesel, ceux-ci doivent au moins être chargés à 30% de leur puissance nominale.

IV.3.b- Stratégie proposée

Compte tenu de toutes les contraintes citées ci-dessus et des gains potentiels obtenus, nous proposons une stratégie de gestion du flux d'énergie en fonction de l'état de l'énergie éolienne, de la consommation et du réservoir du CAES. Cette stratégie est définie de façon à maximiser le gain ou minimiser les pertes. On note les cas suivants :

1- Cas où la puissance éolienne est nulle :

Dans ce cas, 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. On distingue donc deux cas :

a. Cas où la puissance des consommateurs 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 CAES 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 excédentaire 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 du CAES est plein, l'énergie excédentaire est malheureusement perdue.

b. Cas où la puissance des consommateurs 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 CAES n'est pas vide.

2- Cas où la puissance éolienne est non nulle mais inférieure à 1,4 fois la demande des consommateurs

Malgré l'existence d'une puissance éolienne qui peut couvrir les besoins des consommateurs, il n'est pas autorisé d'arrêter complètement le moteur Diesel comme nous l'avons déjà précisé. Ce moteur Diesel doit rester en marche, et doit tourner à au moins 30% de sa charge nominale. On distingue aussi deux cas :

a. Cas où la puissance des consommateurs 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 excédentaire du Diesel sont utilisées pour remplir le réservoir de CAES quand celui-ci n'est pas plein.

Quand le CAES 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 excédentaire 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.

b. Cas où la puissance des consommateurs 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 les consommateurs 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 de CAES 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.

3- Cas où la puissance éolienne est non supérieure à 1,4 fois la demande des consommateurs

C'est le seul cas où le moteur Diesel peut être éteint complètement. L'éolienne alimente seule le réseau des consommateurs et le surplus de l'énergie éolienne est utilisé pour stocker l'air comprimé quand les réservoirs ne sont pas pleins.

La figure 39 résume la stratégie que nous avons décrite ci-dessus.

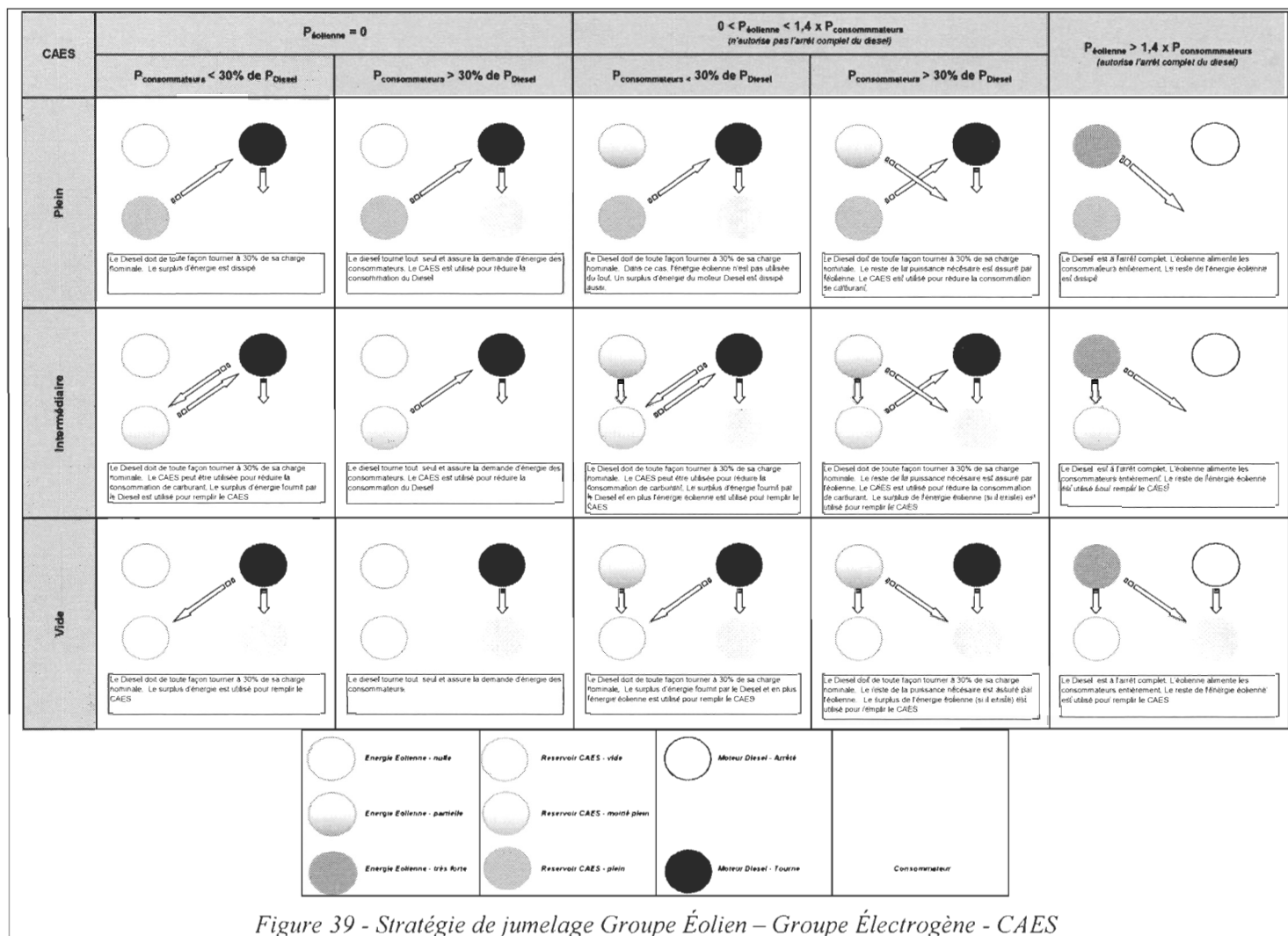


Figure 39 - Stratégie de jumelage Groupe Éolien – Groupe Électrogène - CAES

CHAPITRE V

CONCLUSION

Nous avons démontré par cette étude que le Jumelage Éolien – Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé (JEDSAC) présente un potentiel économique et écologique très prometteur.

Nous avons listé et comparé qualitativement, les différentes techniques de déstockage de l'air comprimé et choisi le meilleur moyen en tenant compte des critères de simplicité, de rentabilité et d'efficacité énergétique.

Nous avons aussi, par des modèles simple, chiffré les gains potentiels qui peuvent s'élever à 50% d'économie de carburant dans certains points de fonctionnement du système grâce au système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé qui permet de faire fonctionner le moteur Diesel avec un rapport $\frac{\text{air}}{\text{carburant}}$ optimal.

Ce n'est pas la seule voie pour l'obtention des gains. En effet nous avons décrit plusieurs autres voies potentielles permettant d'incrémenter davantage l'économie de carburant : Tout d'abord, l'utilisation de deux moteurs Diesels de dimensions choisies pour optimiser le fonctionnement avec et sans air comprimé, ensuite, le fonctionnement du moteur en mode « moteur à air comprimé » combiné avec le mode « moteur à combustion interne ».

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 fait l'objet d'un projet de recherche doctoral que je propose de mener.

Les grandes lignes de ce projet doctoral peuvent être décrites comme suit :

1. Modélisation poussée du cycle thermodynamique dans le moteur.
2. Modélisation poussée de l'aérodynamique de l'admission et de l'échappement du moteur.
3. Modélisation poussée des différentes techniques de déstockage que nous avons listées dans le chapitre II.
4. Le couplage de ces modèles associés aux différents modèles de l'éolienne et du système de stockage de l'air comprimé développés dans le LREE, 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.
5. Une partie expérimentale permettant de recalibrer ces modèles et de valider les gains annoncés doit être effectuée. Le programme de cette partie sera défini ultérieurement.

Beaucoup de logiciels existent sur le marché et peuvent être utilisés. Un travail de recherche des meilleurs logiciels adaptés à notre besoin doit être effectué dès le début de la thèse.

ANNEXES

Références

- [1]: Source du graphique : AFP
- [2]: Secrétariat de la CNUCED d'après les données de l' « Energy Information Administration » du gouvernement américain
- [3]: Publications de l'office de l'efficacité énergétique du Canada
<http://www.oeenrcan.gc.ca/Publications/statistiques/evolution06/chapitre2.cfm?attr=0>
- [4]: 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/>
- [5]: R. Reid, Application de l'éolien en réseaux non reliés, Liaison Énergie-Francophonie, N°35/2e Trimestre, 1997.
- [6]: World Wind Energy Association (www.wwindea.org)
- [7]: Association Canadienne de l'Énergie Éolienne (<http://www.canwea.ca>)
- [8]: V. Singh “Blending Wind and Solar into the Diesel Generator Market”, Renewable Energy Policy Project (REPP) Research Report, Winter 2001, No. 12, Washington, DC
- [9]: 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
- [10]: 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

[11]: B. Reeves « Kotzebue Electric Association Wind Projects », Proceedings of NREL/AWEA 2002 Wind-Diesel Workshop, Anchorage, Alaska, USA, 2002

[12]: www.danvest.com

[13]: 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

[14]: D.Robb - «Making a CAES for Wind Energy Storage», North American Wind Power, june 2005

[15]: J.B. Greenblatt, Using gas turbines to enhance the value of wind power, Combined cycle journal, First quarter 2005

[16]: 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

[17]: 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

[18]: B. Robyns, « Contribution du stockage de l'énergie électrique à la participation au service d'un système des éoliennes », Séminaire SRBE – SEE – L2EP « Éolien et réseaux : enjeux », 22 mars 2005

- [19]: Bradshaw DT, Ingram M. Pumped hydroelectric storage (PHS) and compressed air energy storage (CAES), IEEE PES summer meeting on energy storage, 2000
- [20]: Lallemand A., Modélisation d'un groupe turbocompresseur de suralimentation de moteur alternatif. Entropie, n°111, 1983
- [21]: G. Gissinger, N. Le Fort-Piat, « Contrôle-Commande de la voiture », Editions Hermes & Lavoisier. 2002
- [22]: Dovifaaz, Modélisation et commande d'un moteur diesel en vue de la réduction de ses émissions, Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2001
- [23]: Hendricks E, Continuous identification of a four stroke SI engine. Proc. Of the American Control Conference, pp 1876-1881, 1990
- [24]: 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
- [25]: 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, 1993.
- [26]: Younes R., Modélisation du turbocompresseur de suralimentation en régime stationnaire et instationnaire, DEA, École Centrale de Lyon, Ecully, 18 Septembre 1989
- [27]: Hendricks E, Mean value modeling of a small turbocharged diesel engines. SAE paper n° 910070, 1991

- [28]: 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, 19 Février 1990
- [29]: B.W. Millington, E.R. Hartles, Frictional losses in Diesel engine, SAE Transactions, 1968, n°680590, p.2390-2410
- [30]: D.E. Winterbone, D.W.H. Tennant, The variation of friction and combustion rates during diesel engine transients, SAE paper, 1981, n°810339, 4p
- [31]: S. Furuhami, S. Sasaki, New device for measurement of piston frictional forces in small engines, SAE transactions, 1983, n°831284, p.39-50
- [32]: K. Yokooku, A. Nagoa, H. ODA, Development of Mazda fuel-efficient concept car, SAE transactions, 1984, n°841309, P.295-307
- [33]: J.L. Guichaoua, J.F. Magnien, H. Perrin, B. Constants, 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
- [34]: J.P. Jensen, A.F. Kristensen, S.C. Sorenson, E. Hendricks, Mean value modelling of a small turbocharged diesel engine, SAE Technical paper, n°910070, 1991
- [35]: R.E. Gish, J.D. Mc-Cullough, J.B. Retzlöff, H. Mueller, Determination of engine friction, SAE transactions, 1958, v.66, 9.649-667
- [36]: J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, New York McGraw-Hill, 1988, 2th edition, 950p

- [37]: Ledger J.D., Walmsley S., Computation and simulation of a turbocharged diesel engine operation under transient load conditions. SAE paper n°71077, 1977
- [38]: Omran R. Younès R. Champoussin J.C., Optimization of the air mass flow rate and the pressure of admission in the turbocharged diesel. Journal of Optimal Control, Applications and Methods (under review)
- [39]: 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
- [40]: Hussein Ibrahim, Adrian Ilinca, Jean Perron, Solutions de stockage de l'énergie éolienne. Rapport interne, UQAR, UQAC, LREE – 01, Janvier 2006
- [41]: H. Ibrahim, A. Ilinca, R. Younès, J. Perron, T. Basbous, Comparison of Wind-Diesel System Architectures to be used with Compressed Air Energy Storage, Article soumis au journal international "Renewable Energy" (Avril 2008)
- [42]: H. Ibrahim, 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 2007, "Renewable and Alternative Energy Resources", EPC2007, Montreal, Canada, October 25-26, 2007, Page(s):320 - 325.
- [43]: T. Basbous, étude de la faisabilité économique d'un Jumelage Éolien – Diesel avec Stockage d'énergie sous forme d'Air Comprimé, rapport d'avancement du projet de maîtrise, Université du Québec à Rimouski, session été 2007.

Logiciel SIMDID

Pour décrire les phénomènes internes aux cylindres des moteurs, on dispose actuellement de deux grandes familles de codes informatiques:

Les codes 3D (et leurs dérivés 2D et 1D) qui résolvent, en tout point de la chambre, les équations générales de la mécanique des fluides (Navier-Stokes). Ils permettent de tenir compte de façon explicite de la forme des conduits ou de la chambre de combustion, de la présence de couches limites le long des parois, de la viscosité des fluides, ... La mise en œuvre de tels codes (logiciels KIVA, FIRE, ...) conduit à l'utilisation de maillages complexes (avec fréquemment plusieurs centaines de milliers de mailles pour représenter une chambre de combustion). Les temps de calcul peuvent être, en conséquence, importants (plusieurs heures), même sur de gros ordinateurs;

Les codes 0D sont basés sur les lois de la thermodynamique. Les modèles rattachés à ces codes apportent une approche beaucoup plus globale des phénomènes. Ainsi, moyennant un certain nombre de simplifications, des résultats de simulations peuvent être obtenus rapidement (quelques minutes). Ces résultats ne fournissent pas une description très précise de la réalité mais ils permettent d'estimer des tendances ou des sensibilités bien réelles des performances des moteurs vis à vis de divers paramètres.

Le programme SIMDID (SIMulation du cycle thermodynamique des moteurs Diesel à Injection Directe) fait partie de ces codes 0D. Il réalise le calcul de l'évolution des grandeurs thermodynamiques internes au cylindre : la pression, la ou les températures des fluides, la masse enfermée. Basé sur les équations de la thermodynamique, il prend en compte les

transferts de chaleur durant tout le cycle, les transferts de masse (à l'admission et à l'échappement avec prise en compte du "back-flow") et une loi de combustion fournie par l'utilisateur.

Voici un extrait de la Notice d'utilisation du logiciel SIMDID, permettant de donner la visibilité sur les différents aspects modélisés avec ce logiciel.

I. FONDEMENTS THEORIQUES

I.1) La nomenclature et les conventions:

Pour écrire les équations des modèles, les notations suivantes sont utilisées :

- θ : angle du vilebrequin (360 °Vil correspond au PMH),
- ϕ : richesse des gaz,
- T : température (K),
- P : pression (Pa),
- W : masse de gaz (kg),
- V : volume de la chambre (m³),
- Q : transferts thermiques (J),
- u : énergie interne massique (J/kg),
- h : enthalpie massique (J/kg),
- r : constante des gaz parfaits (J.kg⁻¹.K⁻¹),

- adm: indice des gaz de la soupape d'admission,
- ech: indice des gaz de la soupape d'échappement,
- col : indice du mélange dans le collecteur d'admission (air, carburant et EGR),
- bfl: indice des gaz de "back-flow",
- inj: indice du carburant injecté,
- air: indice de l'air originel.

Nous rappelons également la convention utilisée pour écrire les équations de la thermodynamique : « un flux (débit, chaleur, travail) est positif lorsque ce flux est dirigé du milieu extérieur vers le système thermodynamique étudié »

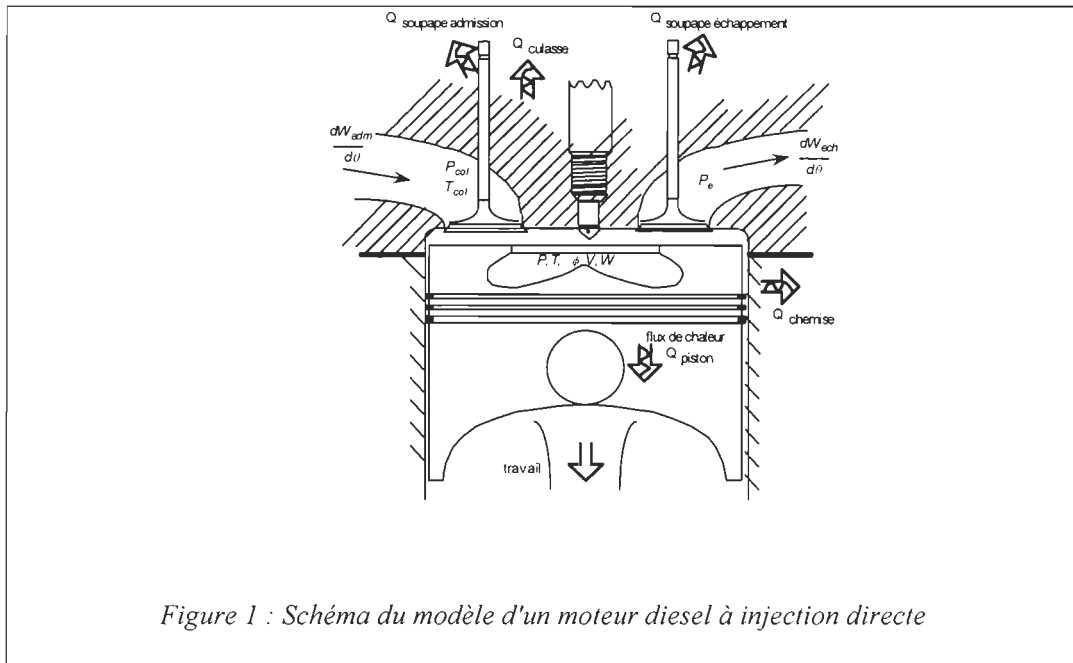
Ainsi, si l'on considère le système thermodynamique constitué par les gaz présents dans le cylindre d'un moteur :

- le débit au travers des soupapes d'admission est positif lorsque les gaz entrent dans le cylindre ;
- le travail du piston est négatif durant la détente ;
- les flux thermiques entre les gaz et une paroi sont négatifs si la température des gaz est supérieure à la température de la paroi.

I.2) Le modèle formel:

Comme le montre la figure 1, pour calculer l'évolution des grandeurs thermodynamiques (pression, température,...), nous allons considérer le système

thermodynamique délimité par la chambre de combustion et composé d'une seule masse de gaz.



Les hypothèses qui sous-tendent ce modèle formel sont les suivantes, à tout instant:

- la masse de gaz est en équilibre thermodynamique;
- elle a des propriétés (pression, température, richesse, composition) homogènes en tout point du cylindre;
- elle est composée d'air et de produits de combustion;
- elle est considérée comme un mélange de gaz parfaits. Ses propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, chaleurs massiques, masse molaire, ...) sont calculées suivant les lois de mélange et par interpolation de

tables thermodynamiques (JANAF Thermochemical Tables, third edition, 1985);

- les transferts de masse se réalisent au travers des seules soupapes d'admission et d'échappement. Le "blow-by" est négligé;
- la pression, la température et la composition du mélange admis sont constantes;
- la pression du collecteur d'échappement est constante;
- le "back-flow" à l'admission, circulation des gaz du cylindre vers le collecteur d'admission, est pris en considération. La masse qui "remonte" dans le collecteur est totalisée. Elle est ensuite réadmise aux conditions de température du cylindre;
- les gaz du collecteur d'échappement réadmis dans le cylindre ont la température des gaz du cylindre. Leur composition est celle des gaz du cylindre en début de phase d'échappement;
- le carburant est injecté à température constante. Il est immédiatement brûlé et transformé en produits de combustion;
- la masse de gaz du cylindre échange de la chaleur avec cinq parois de la chambre (la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement) qui ont une température constante et uniforme.

I.3) Le modèle mathématique:

I.3.1) Les équations de base:

Elles sont dérivées des lois de conservation de la masse et de l'énergie,
ainsi que de l'équation d'état des gaz parfaits:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{dW_{adm}}{dt} + \frac{dW_{ech}}{dt} + \frac{dW_{inj}}{dt}$$

$$\frac{dW_{air}}{d\theta} = \frac{\frac{dW_{adm}}{d\theta}}{1 + \frac{\phi_{adm}}{R_{afst}}} + \frac{\frac{dW_{ech}}{d\theta}}{1 + \frac{\phi}{R_{afst}}}$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\frac{dW}{d\theta} - \left(1 + \frac{\phi}{R_{afst}}\right) \cdot \frac{dW_{air}}{d\theta}}{W_{air}} \cdot R_{afst}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{A_1 - \frac{\partial u}{\partial \mathcal{P}} \cdot \left(\frac{\frac{dW}{d\theta}}{W} + \frac{\frac{\partial \mathcal{P}}{\partial \phi}}{r} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} - \frac{\frac{dV}{d\theta}}{V} \right) - \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{d\theta}}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial \mathcal{P}} \frac{A_2}{A_3}}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\frac{\frac{dW}{d\theta}}{W} + \frac{\frac{\partial \mathcal{P}}{\partial \phi}}{r} \cdot \frac{d\phi}{d\theta} - \frac{\frac{dV}{d\theta}}{V} + A_3 \cdot \frac{dT}{d\theta}}{A_2}$$

Avec :

$$A_1 = \frac{-P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} + h_{adm} \cdot \frac{dW_{adm}}{d\theta} + h_{ech} \cdot \frac{dW_{ech}}{d\theta} + h_{inj} \cdot \frac{dW_{inj}}{d\theta} - u \cdot \frac{dW}{d\theta}}{W}$$

$$A_2 = \frac{1}{P} - \frac{\frac{\partial r}{\partial P}}{r}$$

$$A_3 = \frac{1}{T} + \frac{\frac{\partial r}{\partial T}}{r}$$

1.3.2) La loi de vitesse de dégagement d'énergie:

La description détaillée de la combustion dans les moteurs diesel nécessite une connaissance des phénomènes qui se produisent depuis l'injection du combustible jusqu'à sa transformation en produits de combustion. Ces phénomènes impliquent l'étude de l'aérodynamique interne à la chambre de combustion, l'étude de la pénétration et de la vaporisation du carburant, l'étude du délai d'auto-inflammation et l'étude de la combustion proprement dite.

En plus, cette description devrait tenir compte des gradients de température et de concentrations des espèces dans la chambre de combustion. De telles modèles ne peuvent être envisagés que dans le cadre des études en 2 ou 3D.

Aussi a-t-il été choisi de représenter les phénomènes liés à la combustion par une loi globale de dégagement apparent d'énergie.

Or, l'analyse de la combustion des moteurs diesel montre que la combustion peut être divisée en quatre phases:

- la phase du délai d'auto-inflammation. Le carburant introduit ne brûle pas tant que le délai d'auto-inflammation ne s'est pas écoulé;

- la phase de combustion en prémélange. Cette phase correspond à la combustion en masse du carburant qui a été injecté durant le délai d'auto-inflammation. Cette combustion est particulièrement rapide puisque le carburant est mélangé à l'air;
- la phase de combustion contrôlée par l'introduction du carburant. Une fois la combustion en prémélange achevée, le carburant est introduit dans un milieu déjà chaud. Il brûle donc quasiment immédiatement. La combustion est donc gouvernée par la loi de débit de l'injecteur;
- la phase de combustion finale. L'injection étant terminée, le carburant encore non brûlé est brassé par les mouvements des gaz. La vitesse de combustion qui est alors très faible dépend des phénomènes de diffusion.

Pour représenter ces différentes phases, en supposant que le carburant injecté brûle immédiatement, la loi de dégagement apparent d'énergie est identique à la loi de débit apparent de carburant injecté. Ainsi la figure 2 ci-contre présente-t-elle l'évolution de la richesse globale des gaz et la courbe de dégagement apparent d'énergie.

La loi de dégagement apparent d'énergie peut être modélisée par l'addition de deux lois de Wiebe: la première correspond à la combustion en prémélange, la seconde à une combustion gouvernée par l'injection du carburant et sa diffusion.

La loi de Wiebe permettant le calcul de la masse apparente injectée par une des phases s'écrit:

$$W_{inj} = W_{total_inj} \cdot \frac{1 - \exp(-w \cdot y^{m+1})}{1 - \exp(-w)}$$

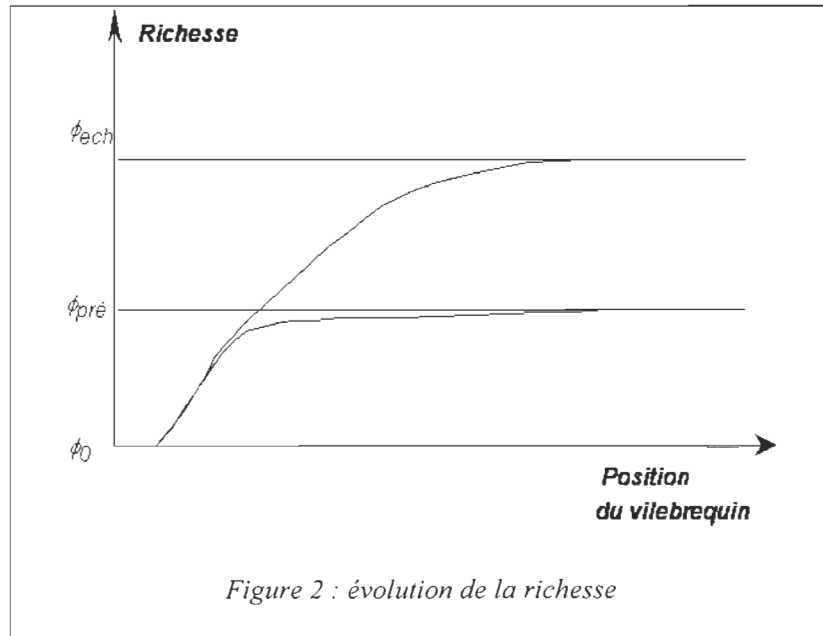
où:

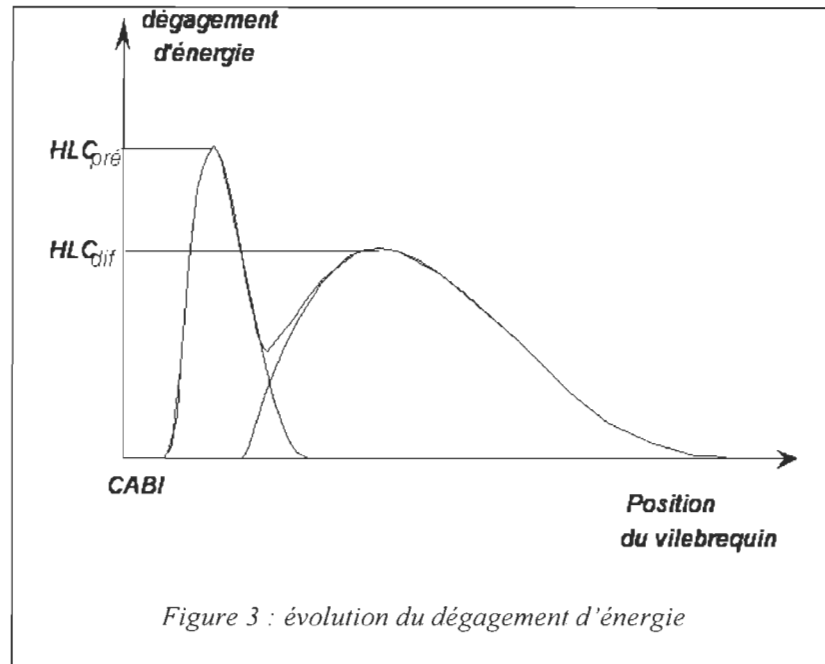
- ♦ W_{total_inj} est la masse totale de carburant injectée pour la phase considérée,

- ♦ y désigne un temps sans dimension: $y = \frac{\theta - \theta_{phase}}{\Delta\theta_{phase}}$ avec:

θ_{phase} (°Vil): l'angle où commence la phase considérée,

$\Delta\theta_{phase}$ (°Vil): durée de cette phase.





♦ w et m sont des coefficients de la loi de Wiebe:

$$w = \frac{m}{m+1} \cdot \frac{1}{y_{HLC}^{m+1}} \quad \text{avec } m \text{ tel que :}$$

$$HLC = \frac{m}{y_{HLC}} \frac{\exp\left(-\frac{m}{m+1}\right)}{1 - \exp(-w)} \cdot \frac{1}{\Delta\theta_{phase}}$$

avec:

HLC ($^{\circ}\text{Vil}$), la hauteur de la loi de combustion, c'est-à-dire le dégagement d'énergie maximal pour la phase considérée,

$$y_{HLC} = \frac{\theta_{HLC} - \theta_{phase}}{\Delta\theta_{HLC}} \quad (\theta_{HLC} : \text{position angulaire du HLC}).$$

Comme on vient de le voir, donc, la loi de combustion peut être modélisée par deux lois de Wiebe. Mais SIMDID donne aussi à l'utilisateur la possibilité d'entrer une loi de combustion point par point.

1.3.3) Les transferts thermiques aux parois:

Difficilement mesurables directement, les transferts thermiques sont modélisés avec une loi qui a été testée pour le logiciel d'analyse de combustion ANADID 2.4 et qui a fait ses preuves:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \sum_{j=\begin{cases} \text{soupapes d'admission} \\ \text{soupapes d'échappement} \\ \text{piston} \\ \text{culasse} \\ \text{chemise} \end{cases}} \varphi \cdot A_j \cdot (CT1 \cdot (T_j - T_{sc}) + CT2 \cdot (T_{sc} - T))$$

avec:

- ◆ A_j : surfaces participant aux transferts de chaleur (m²),
- ◆ T_j : températures moyennes des surfaces (K),
- ◆ T : températures des gaz du cylindre (K),
- ◆ T_{sc} : températures des gaz du cylindre si la combustion n'avait pas lieu (K),
- ◆ $CT1$: coefficient multiplicatif pour la phase de compression
- ◆ $CT2$: coefficient multiplicatif pour la phase de combustion détente

- ♦ φ : coefficient d'échange thermique instantané (J.m-2.K-1.deg-1),
calculé à l'aide de la relation suivante qui est le modèle dit de
Woschni:

$$\varphi = 12,986 \cdot 10^{-3} \cdot D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \left(2.28 \cdot V_{mp} + 0.00324 \cdot \frac{V_s T_0}{V_0 P_0} \cdot (P - P_{sc}) \right)^{0.8}$$

avec :

- D (m), diamètre du piston,
- $V_{mp} = 2 \cdot L_{course} \cdot \frac{RPM}{60}$ (m.s-1), vitesse moyenne du
piston, où :
 L_{course} : course du piston (m),
RPM: régime de rotation du moteur (tr/min),
- V_s : volume de la chambre de combustion au PMB
(m3),
- T_0 , P_0 , V_0 : respectivement la température (K), la
pression (Pa) et le volume de la chambre (m3), pris à
un état de référence correspondant au début du calcul
(fermeture admission),
- P_{sc} : pression des gaz du cylindre (Pa) si la
combustion n'avait pas lieu,
- P: pression des gaz du cylindre (Pa),

- T: température des gaz du cylindre (K).

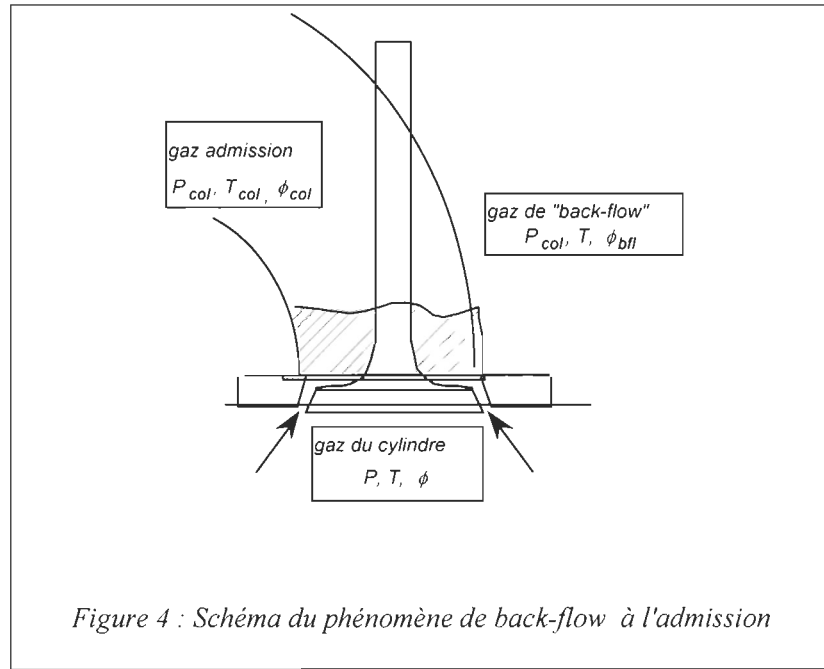
1.3.4) Les phases de "back-flow":

Ce phénomène se produit, à l'admission ou à l'échappement, lorsque la pression dans le cylindre est supérieure à celle du collecteur. Comme le montre la figure 3 (cas de l'admission), les gaz qui sortent ainsi du cylindre vont constituer une masse qui va être réadmise lorsque la pression dans le cylindre sera de nouveau inférieure à la pression du collecteur. Ce phénomène se produit essentiellement durant les premiers degrés de l'ouverture de la soupape d'admission. Les gaz concernés sont essentiellement des produits de combustion. Leur réadmission va concourir à diminuer la quantité d'air admise dans le moteur.

Dans le cas de l'admission, les hypothèses prises sont les suivantes:

- ♦ les gaz de back-flow ont une température, une pression et une composition homogène;
- ♦ la pression des gaz de back-flow est celle du collecteur d'admission;
- ♦ la température de ces gaz est égale à la température des gaz dans le cylindre. Cette hypothèse simple à mettre en œuvre est critiquable: un calcul plus rigoureux demande en effet de modéliser les transferts thermiques dans le collecteur d'admission.

Voici, en figure 4, le schéma considéré pour prendre en compte le back-flow à l'admission:



Les lois de conservation de la masse conduisent aux relations suivantes:

♦ si $P > P_{col}$ (constitution de la masse de back-flow):

$$\phi_{bfl} = \frac{W_{bfl} - W_{air\ bfl}}{W_{air\ bfl}} \cdot R_{afst}$$

$$\frac{dW_{bfl}}{d\theta} = -\frac{dW_{adm}}{d\theta} = -\frac{dW_x}{d\theta}(P, T, r, \gamma, P_{col})$$

$$\frac{dW_{air\ bfl}}{d\theta} = \frac{\frac{dW_{bfl}}{d\theta}}{1 + \frac{\phi_{bfl}}{R_{AFst}}}$$

$$h_{adm} = h_{\text{gaz}_{brûlés}}(T, P, \phi)$$

♦ si $P < P_{col}$ (admission de gaz):

○ cas où $W_{bfl} > 0$: les gaz issus d'un "back-flow"

précédemment constitué sont introduits dans le cylindre:

$$\frac{dW_{bfl}}{d\theta} = -\frac{dW_{adm}}{d\theta} = -\frac{dW_x}{d\theta}(P_{col}, T, r_{bfl}, \gamma_{bfl}, P)$$

$$\frac{dW_{bfl}}{d\theta} = -\frac{dW_{adm}}{d\theta} = -\frac{dW_x}{d\theta}(P_{col}, T, r_{bfl}, \gamma_{bfl}, P)$$

$$\frac{dW_{air\ bfl}}{d\theta} = \frac{\frac{dW_{bfl}}{d\theta}}{1 + \frac{\phi_{bfl}}{R_{AFst}}}$$

$$h_{adm} = h_{\text{gaz}_{brûlés}}(T, P_{col}, \phi_{bfl})$$

○ cas où $W_{bfl} = 0$: des gaz d'admission (air, carburant et EGR)

sont admis:

$$W_{bfl} = W_{air\ bfl} = 0$$

$$\frac{dW_{adm}}{d\theta} = -\frac{dW_x}{d\theta}(P_{col}, T_{col}, r_{col}, \gamma_{col}, P)$$

$$h_{adm} = h_{\text{gaz}_{brûlés}}(T_{col}, P_{col}, \phi_{col})$$

Dans le cas de l'échappement, le modèle est plus simple que pour l'admission dans la mesure où l'on considère que les gaz qui sont réintroduits ont:

- ♦ une température qui est celle du cylindre,
- ♦ une pression égale à la pression d'échappement P_e ,
- ♦ une composition massique en air, gaz brûlés et carburant identique à celle des gaz en fin de combustion.

Avec de telles hypothèses, on obtient les équations suivantes:

- ♦ si $P < P_e$ (réadmission de gaz d'échappement):

$$h_{ech} = h_{\text{gaz brûlés}}(T, P_e, \phi)$$

- ♦ si $P > P_e$ (échappement des gaz du cylindre): $h_{ech} = h_{\text{gaz brûlés}}(T, P, \phi)$

I.4) La simulation numérique du modèle mathématique:

La figure 5 illustre un aperçu très général de l'algorithme du programme SIMDID.

SIMDID traduit les équations du modèle mathématique et utilise diverses méthodes numériques pour les résoudre. Ces méthodes appartiennent aux classes suivantes:

- ♦ les méthodes finies:

Résolution de systèmes linéaires par la méthode de Gauss avec recherche du pivot maximal par colonne pour le calcul des concentrations molaires des constituants des gaz

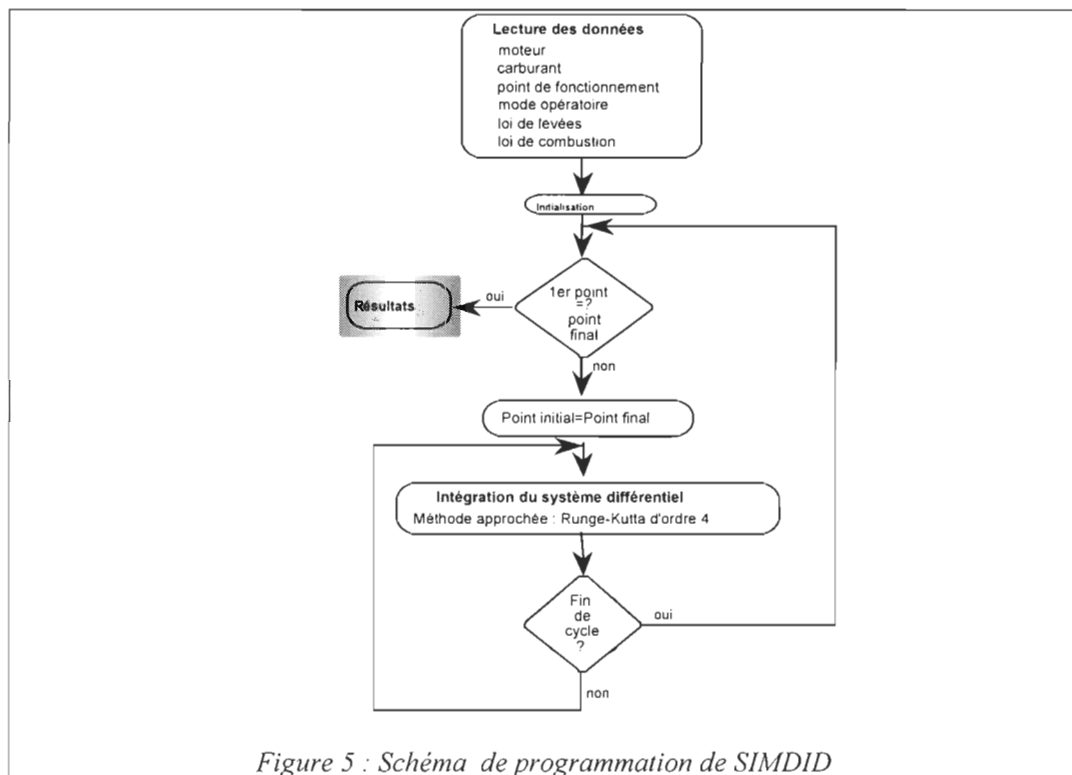
brûlés, ainsi que les dérivées de ces concentrations par rapport à la température, la pression et la richesse;

- ◆ les méthodes itératives:

Résolution de systèmes non linéaires par la méthode de Raphson-Newton pour le calcul des concentrations molaires des constituants des gaz brûlés à l'équilibre;

- ◆ méthodes approchées:

Intégration du système différentiel par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4; Approximation par un polynôme de Lagrange d'ordre 5 des enthalpies et des chaleurs molaires à pression constante.



Code Matlab

```
% Initialisation
clear
global Cyl pci Cr XOT XOP etav A_F_st A_F_etaechgaz N Pech Xac Taux_ext
a_etai b_etai c_etai mf_opti taux_1 mac A_F_opti
Cyl = 0.005; % cylindrée totale du moteur (m3)
pci=42e+6; % 42 MJ/kg
Cr=400; % couple résistant (charge) en N.m
etav=0.75; % rendement volumique de remplissage
XOT=298; XOP=1e5; %conditions ambiantes[P(Pa) Temp(°K)]
Pech=1.1e5;
A_F_st=14.7;
etaechgaz=0.8;
N=2500*pi/30;
Taux_ext=1/5; %taux de détente de l'extenseur
cartocompresseur2



---


%Programme Principal
global u
[SOL,FVAL,EXITFLAG]=fsolve(@equation_3,.7*[1 1 1 1
1],optimset('Display','final','MaxIter',10000,'MaxFunEvals',10000,'Levenberg
Marquardt','on'));
U=u.*SOL;
disp(' ')
disp(['FVAL = ',num2str(FVAL)])
disp(' ')
disp(['débit de fuel = ',num2str(U(1))])
disp(['debit d''air = ',num2str(U(5))])
disp(['Lambda = ',num2str(U(5)/U(1))])
disp(['Rapport de compression = ',num2str(U(2))])
disp(['Rapport de detente = ',num2str(U(3))])
disp(['Régime Turbo = ',num2str(U(4))])



---


% codage du systeme d'équations d'équilibre (cas du fonctionnement avec CAES
function f=equation_3(U)
global Cr Pech XOP XOT u
% paramètres d'adimensionnement
u1=0.01;
u2=2.5;
u3=2.5;
u4=100000;
u5=0.25;
u6=1e5;
u=[u1 u2 u3 u4 u5 u6];
% reconstitution du vecteur solution
U=U.*u;
% variables locales
```

```

mf=U(1);
Pic=U(2);
Pit=U(3);
Ntc=U(4);
Qair=U(5);
PCAES=U(6);
%equation d'équilibre axe turbo
f(1) = 1 - ( Pgaz(U) / Pcomp(U) );
% équation d'équilibre axe vilebrequin
f(2) = 1 - ( Puissance_Diesel(U) / Puissance_Res(Cr) );
%cartographie compresseur
f(3)= 1 - (Pic / modtcomp(U));
%cartographie turbine
f(4)= 1 - ((Qadm(U)+mf)*(X3T(U)/288)^0.5/(X3P(U)/1e5)) / modQturb(Pit);
%remplissage
f(5)=1 - (Qair/Qadm(U));
%Qair optimal
f(6)=1 - (Qair/mf/53);



---



% modèle du rendement du compresseur
function f=modcomp(U)
global X0P X0T
mf=U(1);
Pic=U(2);
Pit=U(3);
Ntc=U(4);
Qair=U(5);
N=Ntc*sqrt(298)/sqrt(X0T);
%Q=Qair*sqrt(X0T/298)/(X0P/0.75e5);
Q=Qair*sqrt(X0T/298)/(X0P/0.75e5);
global arc1 arc2 arc3 brc1 brc2 brc3 crc1 crc2 crc3
f=max((arc1.*N.^2+arc2.*N+arc3).*Q.^2+(brc1.*N.^2+brc2.*N+brc3).*Q+(crc1.*N.^2+crc2.*N+crc3),0.2);



---



% modèle du débit passant par la turbine
function f=modqturb(Pit)
a=-40.4761904764367;
b=141.42857142893;
c=-91.452380952562200;
if Pit<1.8
    f=(a*Pit^2+b*Pit+c)*0.45359237/60; % 0.45359237/60:coef de
    transformation de lb/min à kg/s
elseif Pit<3
    f=(32+(Pit-1.8)*5)/126.2;
else
    f=38*0.45359237/60;% 0.45359237/60:coef de transformation de lb/min à
    kg/s
end

```

```

%Modèle du taux de compression
function f=modtcomp(U)
global X0P X0T atc1 atc2 atc3 btc1 btc2 btc3 ctc1 ctc2 ctc3
mf=U(1);
Pic=U(2);
Pit=U(3);
Ntc=U(4);
Qair=U(5);
N=Ntc*sqrt(298)/sqrt(X0T);
Q=Qair*sqrt(X0T/298)/(X0P/0.75e5);
N=max([N 50000]);
A=(atc1.*N.^2+atc2.*N+atc3);
B=(btc1.*N.^2+btc2.*N+btc3);
C=(ctc1.*N.^2+ctc2.*N+ctc3);
lim=-B/2/A*1.03;
der=2*A*lim+B;
if Q>lim
    f=max(A.*Q.^2+B.*Q+C,1);
else
    f=der*(Q-lim)+ (A.*lim.^2+B.*lim+C);
end

```

```

function f = Rendement_indique(U)
mf=U(1);
Qair=U(5);
global a_eta i b_eta i c_eta i
A_F=Qair/mf;
if A_F>15
    f =7.2e-2+ 1.8e-2*A_F- 1.7e-4*A_F.^2;
else
    f =7.2e-2+ 1.8e-2*A_F- 1.7e-4*A_F.^2;
f=f*A_F/15;
end

```

```

function f=Qech(U)
mf=U(1);
global N
f=flowcomp(U)+mf;

```

```

function f=Qadm(U)
%débit admission en Kg/seconde
global etav Cyl N
r = 287;
f=etav*Cyl*N*X2P(U)/(r*X2T(U))/4/pi;

```

```

function f=Puissance_Diesel(U)
mf=U(1);
global pci
f=mf*pci*Rendement_indique(U);

```

```

function f=Puissance_Res(Cr)
%Cr=couple résistant
%N=regime
global Cyl N
f=PMF(N)*Cyl/4/pi*N+Cr*N;

```

```

function f=PMF(N)
a=1.03;
b=0.62e-3;
c=0.11e-6;
f=1e5*(a+b*N+c*N^2);

```

```

function f = Pgaz(U)
mf=U(1);
Pic=U(2);
Pit=U(3);
Ntc=U(4);
Qair=U(5);
%%% pat: Pression sortie turbine [Pa]
%%% Eg: Ett.T; Em: Etta mécanique
global N
Cp = 1007; Em = 0.9;
etat=modeturb(U); %modèle de Rafic
f= etat*Em*(Qair+mf)*Cp*X3T(U)*(1 - (1/Pit)^0.2308);

```

```

function Pc = Pcomp(U)
global X0T X0P N
mf=U(1);
Pic=U(2);
Pic=modtcomp(U);
Ntc=U(4);
Qair=U(5);
%%% Ec: Etta.C; Dc: débit [m3/s]; T0: Temp. Ambiante [K];
%%% pat: pression atmosphérique [Pa]; ga=Cp/Cv;
Cp = 1007; % etac=.6 dans le programme de Rafic;
etac=modecomp(U); % modele de Rafic
Pc = (1/etac)*Qair*Cp*X0T*(Pic^0.2857-1);

```

```

% Script : Cartocompresseur2 : appelé dans le programme principal

global atc1 atc2 atc3 btc1 btc2 btc3 ctc1 ctc2 ctc3 arc1 arc2 arc3 brc1 brc2
brc3 crc1 crc2 crc3
warning('off')
% carte compresseur de IFP gareth GT37 82mm, 52 trim, 0.54 A/R
Ncomp1=60000;
Qcomp1=[0.0625
0.0928
0.12
0.1478
0.1761
0.207
0.2342];
taux1=[1.49
1.49
1.48
1.46
1.42
1.36
1.29];
Ncomp2=71900;
Qcomp2=[0.0947
0.131
0.1605
0.2002
0.2329
0.2642
0.3041];
taux2=[1.72
1.73
1.71
1.66
1.6
1.52
1.37];
Ncomp3=84900;
Qcomp3=[0.1513
0.1877
0.221
0.258
0.2923
0.3249
0.3642];
taux3=[2.06
2.06
2.03
1.98
1.88
1.76
1.55];
Ncomp4=104000;
Qcomp4=[0.2046
0.2388

```

```

0.282
0.3134
0.3542
0.3852
0.4309];
taux4=[2.72
2.71
2.7
2.67
2.55
2.41
1.93];
Ncomp5=113100;
Qcomp5=[0.229
0.2624
0.2975
0.3386
0.3763
0.4157
0.4541];
taux5=[3.09
3.09
3.11
3.07
2.97
2.74
2.17];
P1= POLYFIT(Qcomp1,taux1,2);
P2= POLYFIT(Qcomp2,taux2,2);
P3= POLYFIT(Qcomp3,taux3,2);
P4= POLYFIT(Qcomp4,taux4,2);
P5= POLYFIT(Qcomp5,taux5,2);
Ax=[Ncomp1 Ncomp2 Ncomp3 Ncomp4 Ncomp5];
A1y=[P1(1) P2(1) P3(1) P4(1) P5(1)];
A1= POLYFIT(Ax,A1y,2);
atc1=A1(1);atc2=A1(2);atc3=A1(3);
A2y=[P1(2) P2(2) P3(2) P4(2) P5(2)];
A2= POLYFIT(Ax,A2y,2);
btc1=A2(1);btc2=A2(2);btc3=A2(3);
A3y=[P1(3) P2(3) P3(3) P4(3) P5(3)];
A3= POLYFIT(Ax,A3y,2);
ctc1=A3(1);ctc2=A3(2);ctc3=A3(3);
arc1=0;arc2=0;arc3=0;
brc1=0;brc2=0;brc3=0;
crc1=0;crc2=0;crc3=0.5;

```

```

function f=X4T(U)
mf=U(1);
Pic=U(2);
Pit=1/U(3);
Ntc=U(4);
global Pech

```

```

etat=modeturb(U);
f=X3T(U)*(etat-1+Pit^(0.2308))/etat;

```

```

function f=X4P(U)
global Pech
f=Pech;

```

```

function f=X3T(U)
mf=U(1);
Qair=U(5);
A_F=Qair/mf;
f=X2T(U) + 10000./(4+A_F);
f = min(f, 1000);

```

```

function f=X3P(U)
Pit=U(3);
global Pech
f=Pit*Pech;

```

```

function f=X2T(U)
global N X0T etaechgaz
f=X1T(U)*(1-etaechgaz)+etaechgaz*X0T;

```

```

function f=X2P(U)
global N X0T X0P etaechgaz
f=X1P(U);

```

```

function f=X1T(U)
Pic=U(2);
global X0T N
etac=modecomp(U);
f=X0T*(Pic^0.2857-1+etac)/etac;

```

```

function f=X1P(U)
Pic=U(2);
PCAES=U(6);
Pic=modtcomp(U);
global X0T X0P N
etac=modecomp(U);
f=Pic*PCAES;

```
