



HAL
open science

Gestion optimale des systèmes hybrides pour la production de l'énergie dans les sites isolés

Youssef H Saad

► **To cite this version:**

Youssef H Saad. Gestion optimale des systèmes hybrides pour la production de l'énergie dans les sites isolés. Optimisation et contrôle [math.OC]. Université de Technologie Belfort - Montbéliard, 2018. Français. NNT: . tel-02105895

HAL Id: tel-02105895

<https://theses.hal.science/tel-02105895v1>

Submitted on 22 Apr 2019

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

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



THÈSE DE DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ BOURGOGNE FRANCHE-COMTÉ

École doctorale

SPIM

Spécialité Énergétique

Par

Youssef. H. SAAD

Gestion optimale des systèmes hybrides pour la production de l'énergie dans les sites isolés

Thèse soutenue à l'université de technologie Belfort - Montbéliard

Le 04 Décembre 2018

Devant le Jury suivant :

Najib LARAQI	Pr	Université Paris X	Président
Rachid OUTBIB	Pr	Laboratoire d'informatique et Systèmes-LIS	Rapporteur
Sanda-Carmen GEORGESCU	Pr	Université Polytechnique de Bucarest	Rapporteur
Adrian ILLINCA	Pr	Université du Québec à Rimouski	Examineur
Khaled LOUBAR	MC, HDR	École des Mines de Nantes	Examineur
Said ABOUDI	Pr	Université Bourgogne - Franche-Comté	Directeur
Rafic YOUNES	Pr	Université Libanaise	Co-directeur

Remerciements

Cette thèse de doctorat a été un long processus de recherches, d'apprentissages, de remises en question et de découvertes avec de nombreuses personnes que je souhaite ici remercier.

Je souhaiterais remercier infiniment mon directeur de thèse professeur Said Abboudi de m'avoir, depuis quatre années, écouté attentivement, initié avec professionnalisme à des nouvelles approches, soutenu et encouragé à poursuivre et à mener à bon terme l'expérience passionnante de cette recherche.

J'adresse mes vifs remerciements au co-directeur de ma thèse, professeur Rafic Younes. Mille mercis à ce Monsieur généreux, aimable et incroyablement dévoué pour son travail, celui qui répondait dans l'immédiat à mes questions, les urgentes comme les moins urgentes, celui qui tenait à me rassurer, à me motiver sans relâche et à me remettre sur la bonne voie.

Je tiens également à remercier messieurs les professeurs Adrian Ilinca et Chadi Nohra de leurs assistances et de leurs conseils précieux qui m'ont facilité la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont aussi à l'UTBM et à son personnel administratif qui a fait preuve de beaucoup de générosité et de gentillesse à mon égard.

Pour finir sur une note plus personnelle, je dois remercier ma sœur Nancy d'avoir apporté les corrections linguistiques nécessaires au corps de ce travail.

Je remercie ma mère, elle qui s'appelle Hayat « la vie », qui me l'a donnée et qui était la seule capable de me la rendre heureuse et paisible pendant les années de labeur.

Je fais la plus grande part de mon amour à ma femme Nancy pour avoir été toujours une épouse aimable, tendre et compréhensive. Sans son soutien moral continu, cette thèse n'aurait jamais vu le jour. Je lui suis infiniment reconnaissant d'avoir supporté, des années durant, mon tempérament maussade, d'avoir fait siennes mes inquiétudes et de m'avoir aidé à trouver les bonnes solutions et à surmonter toutes les difficultés.

Merci finalement à nos enfants Habib et Serge d'avoir laissé votre Papa faire des activités bien mystérieuses avec son ordinateur au lieu de jouer avec vous.

Résumé

Les générateurs diesels sont la principale source d'énergie électrique qui alimente la plupart des régions éloignées et isolées dans le monde. Malheureusement, ces moteurs posent encore d'énormes défis techniques, financiers et environnementaux. Toutefois, la combinaison de ces générateurs avec des sources renouvelables comme l'énergie éolienne dans un système éolien-diesel hybride (WDS) pourrait réduire ces déficits en réduisant la consommation de combustibles fossiles et la durée de fonctionnement des moteurs diesels et en réduisant le coût de l'exploitation et les émissions nocives. L'intermittence de l'énergie éolienne et sa dissipation pendant les périodes venteuses exigent un système de stockage d'énergie. Dans cette thèse, un nouveau système hybride éolien-diesel avec compression d'air adiabatique et stockage à pression constante (ACP-WDCAS) a été proposé. Ce système combine les technologies de stockage d'énergie hydropneumatiques et les systèmes de stockage de l'énergie sous forme d'air comprimé avec le système éolien-diesel. L'objectif de ce système est d'optimiser les performances des moteurs diesel et de réduire la consommation de carburant sans apporter de modifications majeures à l'architecture de ces moteurs dans les sites isolés. Une simulation numérique, une modélisation mathématique et une analyse des évolutions possibles du système seront de ce fait étudiés.

Abstract

Diesel generators are the main source of electrical energy that supply most of the remote isolated areas in the world. Unfortunately, these motors still pose enormous technical, financial and environmental challenges. Therefore, the combination of these generators with renewable sources like wind energy in a wind-diesel hybrid system (WDS) could reduce these deficits by reducing the fossil fuel consumption and the operating time of diesel engines and by shortening the operation cost and environmental harm. The intermittency of wind energy and its dissipation during windy periods require an energy storage system. In this thesis, a new wind-diesel hybrid system with adiabatic air compression and storage at constant pressure (ACP-WDCAS) was proposed. This concept combines compressed air and hydro pneumatic energy storage technologies with wind-diesel system. The objective of this system is to optimize the performance of diesel engines, and minimize fuel consumption without making major changes to the architecture of these engines in remote sites. A numerical simulation, a mathematical modeling and an analysis of the possible evolutions of the system are studied.

Tables des Matières

Introduction générale

1. Pour introduire	1
2. Etat de la question	2
3. Motivations et objectifs.....	3
4. Problématique et Méthodologie	4
5. Structure de la thèse	4

Chapitre 1- Production de l'énergie dans les sites isolés

1. Généralités sur les sites isolés	6
2. Sites isolés au Canada	7
3. Production d'électricité dans les sites isolés au Canada	7
4. Problématique de la production d'électricité dans les sites isolés	8
4.1. Les défis Techniques.....	8
4.2. Les défis économiques	10
4.3. Les défis sociaux.....	10
4.4. Les défis environnementaux	11
5. Combinaison du générateur Diesel avec des sources d'énergies renouvelables.....	12
5.1. Indispensabilité de l'utilisation des énergies renouvelables	12
5.2. Les sources d'énergies renouvelables dans les sites isolés au Canada	13
5.3. Systèmes Hybrides Eolien-Diesel.....	13
5.4. Taux de pénétration de l'énergie éolienne	14
5.4.1. Configuration à faible taux de pénétration.....	15
5.4.2. Configuration à taux de pénétration Moyen	16
5.4.3. Configuration à taux de pénétration élevé	16
5.5. Problématique des systèmes hybrides « éolien- diesel »	17
6. Conclusion	18

Chapitre 2- Technologie de Stockage d'énergie.....

1. Nécessité de stockage d'énergie.....	19
2. Classification des systèmes de stockage d'énergie	21
2.1. Energies primaires et énergies secondaires.....	21
2.1.1. Les systèmes de Stockage d'énergie	22
2.2. Stockage d'énergie électrique:	24
2.3. Stockage de l'énergie chimique	24
2.4. Stockage de l'énergie électrochimique	25
2.5. Stockage de l'énergie thermique.....	26
3. Comparaison des technologies de stockage	27
4. Pour conclure :	31
Chapitre 3- Systèmes hybrides pour les sites isolés- revue de littérature.....	32
1. Stockage associé au SHED dans les sites isolés	32
2. Stockage sous forme d'air comprimé.....	33
3. Classification des systèmes de stockage sous forme d'air comprimé.....	35
3.1. Système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé à petite échelle (SHEDACPE)	37
3.2. Système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé à moyenne échelle (SHEDAME).....	39
3.3. Suralimentation supplémentaire des moteurs Diesel :	40
3.4. Hybridation pneumatique.....	42
4. Stockage Hydro-pneumatique.....	45
4.1. Systèmes de stockage hydrauliques	45
4.2. Stockage hydraulique hybride.....	47
4.3. Systèmes de stockage Hydro-pneumatique.....	48
4.4. Stockage pneumatique avec conversion hydraulique d'huile.....	51
4.5. Système de Stockage « ICAES »	53
4.6. Système de Stockage « LightSail ».....	55
4.7. Système de Stockage « Hydrostock »	57

4.8. Système de Stockage « CP-CAES »	58
4.9. Système de Stockage « PHCA »	59
5. Conclusion	60
Chapitre 4- Système hybride éolien-diesel avec stockage hydro-pneumatique et adiabatique (ACP-WDCAS)	62
1. Objectifs de l'étude présente	62
2. Description du système (ACP-WDCAS)	63
3. Modes de fonctionnement	64
3.1. Mode charge	64
3.1. Mode décharge	65
4. Stratégie de fonctionnement	65
4.1. Premier cas : la puissance produite par les éoliennes est nulle	67
4.1.1. Pression d'air identique dans les réservoirs B et A ($Prhp=Prst$)	67
4.1.2. pression d'air dans le réservoir B supérieure à celle du réservoir A ($Prhp>Prst$)	68
4.2. Deuxième cas : la puissance produite par les éoliennes est inférieure à celle de la charge électrique ($Pwd<Pld$)	70
4.3. Troisième cas : la puissance produite par les éoliennes est supérieure à celle de la charge électrique ($Pwd>Pld$)	70
5. Description des composants du système ACP-WDCAS :	71
5.1. Le groupe électrogène Diesel	71
5.1.1. Fonctionnement et contrôle du diesel	72
5.1.2. Charges appliqués au diesel	75
5.1. Les éoliennes	76
5.1.1. Principes et éléments constitutifs de l'éolienne	76
5.1.2. La puissance du vent	77
5.1.3. Le coefficient de puissance	78
5.1.4. La vitesse spécifique « tip-speed ratio » (paramètre de rapidité)	78
5.1.5. Courbe caractéristique de puissance d'une éolienne	80

5.1.6.	Choix des éoliennes	80
5.1.7.	Energie annuelle produite – Courbe d'énergie	80
5.1.8.	Energie annuelle fournie	81
5.1.9.	Le facteur d'utilisation ou taux de charge.....	82
5.1.1.	Choix des éoliennes	83
5.2.	La chaine de compression	83
5.2.1.	La physique de la compression	84
5.2.1.1.	La compression isotherme	84
5.2.1.2.	La compression adiabatique	85
5.2.1.1.	La compression polytropique	85
5.2.2.	Choix des compresseurs.....	86
5.2.3.	Types des compresseurs.....	86
5.2.3.1.	Compresseur à piston :	87
5.2.4.	Dimensionnement du compresseur :	89
5.3.	La pompe électrique.....	90
5.3.1.	Choix de la pompe	90
5.3.1.	Paramètres caractéristiques d'une pompe centrifuge	92
5.3.1.1.	La hauteur manométrique totale :.....	92
5.3.1.2.	Le débit ou la capacité Qv :.....	93
5.3.1.3.	la puissance effective et le rendement de la pompe :	93
5.3.1.4.	Hauteur d'aspiration nette positive (NPSH).....	93
5.3.2.	Les courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge	94
5.3.3.	Modes de contrôle de la pompe	95
5.3.4.	Régulation de la pompe	96
5.3.4.1.	Régulation de débit par laminage	96
5.3.4.2.	Régulation de débit par by-pass	97
5.3.4.3.	Régulation par variation de la vitesse de rotation de la pompe... 97	

5.3.4.4.	Autres méthodes de régulations.....	98
5.4.	Le système de stockage hydro-pneumatique.....	99
5.4.1.	Fonctionnement du système.....	99
5.4.1.	Dimensionnement des réservoirs de stockages.....	99
5.4.1.1.	L'autonomie du diesel	100
5.4.1.2.	La pression de stockage.....	100
5.4.2.	Les réservoirs de stockages.....	102
5.4.2.1.	Différents types des réservoirs	102
5.4.2.2.	Calcul des réservoirs de stockage cylindriques superficiels : ...	103
5.5.	Le système de stockage de chaleur	105
5.5.1.	Le stockage adiabatique.....	105
5.5.2.	Système de stockage de chaleur pour l'ACP-WDCAS	106
5.5.3.	Choix du fluide caloporteur :	107
6.	Conclusion :	109
	Chapitre 5- Modélisation et simulation numérique du système ACP-WDCAS.....	110
1.	Introduction- Hypothèses de l'étude	110
2.	Modélisation mathématique	110
2.1.	Modèles des compresseurs.....	110
2.2.	Modèles des échangeurs de chaleur	111
2.3.	Modèle de réservoirs du système de récupération de la chaleur	113
2.4.	Modèle du Diesel	114
2.4.1.	Modélisation de l'admission	114
2.4.2.	Modélisation du moteur diesel.....	115
2.4.3.	Modélisation de l'échappement	116
2.5.	Modélisation du système de stockage hydropneumatique	116
3.	Simulation numérique	118
3.1.	Objectifs de la simulation.....	118

3.1. Application sur l'exemple du site de Tuktoyaktuk	118
3.1.1. Caractéristiques du site	118
3.1.2. Analyse des données	122
3.2. Mode « turbine hydraulique »	123
3.3. Mode « diesel optimal »	125
3.3.1. Rendement indiqué du diesel	125
3.3.2. Conditions d'admission optimales du diesel	126
3.3.1. Pression d'admission optimale	128
3.3.2. Température d'admission optimale.....	130
3.3.3. Résultats de la consommation de carburant.....	131
3.4. Influence de la capacité de stockage et de la puissance éolienne installée sur la consommation du carburant	133
3.5. Contribution de l'énergie renouvelable.....	133
3.6. Influence de la pression de stockage.....	135
3.7. Influence du volume de stockage.....	137
3.8. Synthèse	138
4. Étude économique - estimations des coûts.....	139
4.1. Coût actualisé de l'énergie (LCOE)	139
4.1.1. Le coût en capital installé " <i>ICC</i> "	139
4.1.2. Les charges d'exploitation annuelles " <i>AOE</i> "	140
4.1.3. Le coût annuel du carburant " <i>AFC</i> "	141
4.1.4. Le taux de charge fixe " <i>FCR</i> "	141
5. LCOE du système ACP-WDCAS	142
5.1. Étude comparative du LCOE	143
6. Choix de la configuration optimale « volume de stockage - puissance éolienne installée ».....	144
7. Analyse de sensibilité.....	146
8. Conclusion	147

Chapitre 6- Les possibilités d'évolution du système ACP-WDCAS	149
1. Introduction.....	149
2. Le système HCP-WDCAS	149
2.1. Description du système	149
2.2. Stratégie de fonctionnement.....	150
2.3. Objectifs du système	150
2.1. Résultats et discussions	151
2.1.1. Contributions des sources renouvelables dans la production électrique..	151
2.1.2. Influence du débit d'air.....	153
3. Le système HP-WDCAS.....	156
3.1. Description du système	156
3.2. Stratégie de fonctionnement.....	157
3.3. Objectifs du système	157
3.4. Résultats et discussions	157
3.4.1. Contributions des différentes sources dans la production électrique.....	158
3.4.2. Contribution des différentes sources en fonction du débit d'air	158
3.4.3. Synthèse et résultats de l'étude financière.....	160
4. Synthèse et comparaisons	162
Conclusion et Perspectives	164
Liste des figures	167
Liste des tables	173
Liste des abréviations	174
Bibliographie	176

Introduction générale

1. Pour introduire

Au cours des dernières décennies, la production de l'électricité s'est imposée comme une nécessité et le développement du secteur est toujours en pleine mutation. Les méthodes de fourniture ont été nombreuses, variant d'un pays à l'autre, d'une région à l'autre. Au Canada, la majorité de la population bénéficie de l'électricité fiable, garantie et à prix abordable. Toutefois, sa production dans les sites éloignés s'avère problématique du fait qu'ils ne sont pas connectés aux réseaux électriques nationaux. Afin de pourvoir aux besoins de ces « communautés hors réseaux » – environ 269 communautés actives – comptant environ 220000 habitants, distribués sur tout le pays, différentes sources d'électricité ont été mises à l'œuvre. Incontestablement, les générateurs diesel figurent au premier rang parmi les fournisseurs. Plus précisément, 72 % des communautés éloignées privilégient l'utilisation des générateurs à combustion fossile, à mazout ou au gaz naturel afin de s'auto-suffire en énergie électrique. Néanmoins, un nombre non négligeable de communautés (17 %), reliées entre elles à un réseau local, recourt à d'autres systèmes de production d'électricité, telle que la production hydroélectrique. Le reste des communautés envisagent d'autres systèmes de production. Alors que 4 % recourt à l'emploi des sources d'énergie renouvelables tels que la biomasse, la micro-hydroélectricité, les systèmes solaires photovoltaïques (PV) et éoliens, 5 % dépendent totalement ou partiellement des systèmes hybrides, considérés comme principale source d'électricité.

En dépit de nombreux avantages qu'ils possèdent (fiabilité, stabilité), les générateurs diesel présentent plusieurs inconvénients et leur usage pose de sérieux problèmes environnementaux, sociaux, économiques et techniques. Pollution, changement climatique, financement, maintenance, capacité de production sont autant de facteurs qui, entre autres, déterminent le changement urgent d'orientation en matière de recherche. Afin de réduire l'impact écologique, de limiter les dépenses d'exploitation et de résoudre les problèmes de maintenance ainsi que ceux liés à la restriction de la croissance de la demande, les chercheurs se placent dans une perspective de remédiation qui consiste en la conception d'un système hybride. Le grand intérêt qu'a suscité l'apparition d'un tel système en termes de modélisation, de simulation et

d'optimisation est à l'origine de toutes les études qui ont connu un essor considérable au cours du XX^{ème} siècle. En effet, dans le but de répondre à la demande électrique des « communautés hors réseau », de nombreux chercheurs se sont penchés sur la possibilité d'une fusion, mettant en place la combinaison entre les systèmes de production hybrides exploitant des ressources renouvelables disponibles localement (solaire, éolien, hydroélectrique...) et les groupes électrogènes diesel déjà existants. En raison de leur robustesse, de leur simplicité conceptuelle, et de leur faible besoin en maintenance, les systèmes photovoltaïques et éoliens, les études l'ont montré, se sont particulièrement avérés plus appropriés à l'hybridation que d'autres systèmes de production d'énergie renouvelable. Bien que mon intérêt pour le système éolien trouve sa justification première dans cette donnée scientifique, il ne s'y limite pas pour autant, mais pose son fondement sur le choix de la région étudiée. En effet, dans les sites éloignés où le vent domine, l'énergie éolienne devient de toute évidence la force motrice dans la production d'électricité.

2. Etat de la question

La conceptualisation des systèmes hybrides éolien-diesel se situant au cœur de ma recherche n'est pas une invention récente, elle a été investie dans la production de l'électricité à petite échelle au nord du Canada et aux États-Unis au début des années 80. Par définition, le système éolien-diesel combine un ou plusieurs générateurs diesel fonctionnant en parallèle avec une ou plusieurs éoliennes afin de rendre maximale la contribution des ressources éoliennes et de fournir une énergie électrique de qualité constante. Bien qu'elle ait été une révolution dans le domaine de la technologie de la production de l'électricité dans les sites isolés, la conception des systèmes hybrides éolien-diesel n'a pas été synonyme de perfection et ce pour plusieurs raisons : les démarrages récurrents dus aux fluctuations instantanées du vent, la surconsommation que subit le moteur... La remédiation à ces problèmes a été l'objet de plusieurs études attestant à l'unanimité la nécessité de l'incorporation d'un système de stockage de l'énergie dans les systèmes hybrides éolien-diesel. Qu'il soit électrique, mécanique, chimique, électrochimique ou thermique, le stockage d'énergie semble alors être un besoin urgent afin de maximiser le profit de l'énergie renouvelable dans la production de l'électricité.

En ce qui concerne le système hybride éolien-diesel, les recherches approfondies menées par H.Ibrahim, R.Younes et A.Ilinca recommandent fortement, suite à des analyses comparatives détaillées, la technologie de stockage sous forme d'air comprimé pour qu'elle soit associée au système hybride éolien-diesel dans les sites isolés.

Suite à cette découverte, les efforts de ces trois chercheurs se joignent à la vision d'autres chercheurs pour trouver la méthode optimale pour l'exploitation de l'air comprimé stocké. Dans sa thèse de doctorat intitulée « étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d'air comprimé » [17], ainsi que dans ses recherches ultérieures entreprises avec R.Younes et A.Ilinca, H.Ibrahim a proposé la suralimentation de l'air comprimé dans le moteur diesel selon différentes techniques. Pour sa part, la contribution de Tamam Basbous, en collaboration avec R.Younes et A.Ilinca, inspirée des recherches sur l'hybridation pneumatique des moteurs à combustion interne utilisée dans les applications automobiles, consiste en l'hybridation pneumatique des moteurs diesel en les transformant en moteurs hybrides pneumatique-diesel.

3. Motivations et objectifs

L'intérêt que nous portons sur l'optimisation des systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé trouve son origine dans ma volonté de prolonger les études entreprises afin d'aboutir à une meilleure performance des systèmes en question. Ainsi située dans la postériorité de ces recherches, la présente thèse a pour objectif principal de répondre à la demande en électricité en rendant ces systèmes applicables et réalisables.

Signalons particulièrement que ma recherche découle de la constatation de trois lacunes. En premier lieu, la plupart de ces systèmes présentent une défaillance quant à la continuité du courant électrique délivré (relai du diesel suite à la coupure des éoliennes). Pour éviter la coupure, les générateurs diesels sont continuellement mis en marche, ce qui cause l'augmentation des dépenses notamment dans ces régions éloignées où le prix du carburant est très élevé. En deuxième lieu, la plupart de ces systèmes hybrides proposés nécessitent l'apport de modifications majeures sur l'architecture des générateurs diesels, modifications que les producteurs ne sont pas toujours prêts à faire surtout que la demande se limite aux sites éloignés. En troisième lieu, cette étude vise à analyser la possibilité de réduire au maximum le volume des réservoirs de stockage de l'air comprimée sans pour autant réduire la capacité du stockage. Nous est venue alors l'idée de l'incorporation d'une troisième source de production dans le système hybride éolien-diesel capable de relayer la source éolienne en cas de coupure. Ma majeure contribution serait de ce fait l'intégration du stockage hydropneumatique dans le système éolien diesel, contenant une turbine hydraulique comme troisième source d'énergie électrique. Ajoutons que la finalité de ce travail rejoint le désir de conceptualiser un système

plus performant que les systèmes déjà conçus, plus économique et dont les composantes se trouvent sur le marché, rendant ainsi son applicabilité crédible.

4. Problématique et Méthodologie

Ma thèse intitulée « Gestion optimale des systèmes hybrides pour la production de l'énergie dans les sites isolés » serait la matérialisation d'un concept. Elle se situe au carrefour entre les préoccupations de conceptualisation, les simulations numériques, les enjeux économiques et les conditions d'applicabilité. Ma démarche s'articule autour de la conception du système. Viennent ensuite les simulations numériques permettant de valider ou non les résultats préliminaires. Ces derniers seront par la suite analysés et traités. Somme toute, la présente thèse qui se veut essentiellement comparative – mes résultats seront comparés aux résultats antérieurs d'autres chercheurs – vise à développer un nouveau système hybride éolien-diesel qui repose sur les principes de suralimentation supplémentaire du moteur par l'admission directe de l'air, de la compression adiabatique et du stockage hydropneumatique à pression constante.

5. Structure de la thèse

La structure de ma thèse est binaire. La première partie intitulée « production de l'énergie dans les sites isolés : histoire et évolution » sera formée de trois chapitres. Dans le premier chapitre, nous exposerons rapidement l'état actuel de la production de l'électricité dans les sites isolés au Canada. Dans le deuxième chapitre, nous passerons en revue les diverses technologies de stockage, nous les classifions et les comparerons. Dans le troisième chapitre nous rédigerons notre revue de littérature rattachée d'une part aux systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé et d'autre part aux systèmes de stockage hydropneumatique.

La deuxième partie intitulée « système hybride éolien-diesel avec stockage hydropneumatique pour les sites isolés » se constituera de trois chapitres. Le premier sera l'occasion de présenter notre nouveau concept, de le décrire en détail et de définir son principe de fonctionnement ainsi que la stratégie adoptée. Dans le deuxième chapitre, nous élaborerons la modélisation mathématique du système, tout en tentant de proposer un modèle approprié à chaque composante du système. Egalement, nous simulerons numériquement ses modèles, exposerons et analyserons les résultats obtenus. Dans le troisième et dernier chapitre, nous étudierons les deux évolutions possibles du système proposé et nous comparerons les résultats avec ceux du système principal.

Partie Première

**Production de l'énergie dans les sites isolés :
histoire et évolution**

Chapitre 1- Production de l'énergie dans les sites isolés

1. Généralités sur les sites isolés

Pour différentes raisons, plusieurs communautés au monde vivent dans des sites plus ou moins éloignés des agglomérations. La définition des sites isolés et éloignés dépend d'un pays à un autre. Selon RITG (the Remote and Isolated Task Group), les sites éloignés sont définis comme des sites situés à plus de 350 km du centre de service le plus proche ayant un accès routier toute l'année. L'INAC (Indian and Northern Affairs Canada) considère ses mêmes sites comme des régions qui n'ont pas de liaisons routières, ferroviaires ou maritimes. Le seul mode de transport disponible dans ses régions est le transport aérien. Ces sites peuvent être liés à la présence humaine comme une habitation, un village, ou même une île mais peut aussi remplir une fonction spécifique comme une antenne-relais isolée, un puits dans le désert ou encore une culture agricole dans un endroit reculé [1]. La consommation d'énergie ainsi que les puissances installées varient d'un site à un autre (Tableau 1).

En effet, ces communautés situées dans des sites éloignés ou isolés sont nombreuses ; elles ne sont pas liées à un réseau public de distribution d'électricité. Appelées « communautés hors réseau » ou bien « off-grid communities », ces communautés sont définies selon les rapports de Sigma et RetScreen comme communautés contenant au moins 10 habitants, et qui ne sont pas reliées au réseau public de distribution d'électricité ou de gaz naturel ni à un autre moyen de génération électrique conventionnelle [2].

Selon la Banque mondiale, 1.2 milliard de personnes dans le monde (16 % de la population mondiale) n'ont pas accès à l'électricité et leur interconnexion avec le réseau électrique ne sera pas réalisable dans les cinq à dix années prochaines. La plupart de cette population se situe en Afrique (93%) et les autres sont dispersées dans le reste du monde. Ces populations peuvent seulement être électrifiées au moyen de systèmes autonomes domestiques ou de micro réseaux [3]

Type de site isolé	Puissance électrique	Electricité consommée
Station météorologique	5 W	100 Wh/jour
Refuge de montagne	<10 kW	15 kWh/jour
Antenne de télécommunication	3 kW	66 kWh/jour
Île habitée (215 habitants)	250 kW	3 MWh/jour (420 000 L diesel/an)

Tableau 1 - Exemple de la consommation énergétique pour quelques sites isolés

2. Sites isolés au Canada

Selon la base de données de RNcan¹, 279 communautés sont classées hors réseaux ou bien « off-grid community ». Ces communautés ne sont pas reliées au réseau principal de distribution électrique de l'Amérique du Nord ni aux réseaux publics de distribution du gaz naturel comme la plupart des autres territoires canadiens. Dans ces communautés, disséminées dans tout le pays, vivent à peu près 211,000 personnes dont la plupart sont des populations autochtones (première nation, inuit, métis) [4]. Les sites isolés au Canada sont classés dans le Tableau 2 par région, nombre et population.

Province/Territoire	Nombre des sites isolés	Population totale estimée
Alberta	2	533
British Columbia	77	24,939
Manitoba	4	2,160
Newfoundland and Labrador	29	9,964
Ontario	38	21,342
Québec	45	45 35,615
Saskatchewan	1	57
Northwest Territoires	37	41,993
Nunavut	25	37,315
Yukon	21	37,334
Toutes les Territoires/Totale	279	211,252

Tableau 2 - Sites isolés au Canada (Sources : CBOC², RNcan)

3. Production d'électricité dans les sites isolés au Canada

L'électricité dans les sites isolés peut être générée localement par des réseaux autonomes. La puissance électrique consommée par les communautés isolées au Canada atteint 1850 GWh annuellement. Ce nombre ne représente que 2 % de la puissance électrique générée au Canada en 2014 selon le rapport du département de l'environnement et du changement climatique de Canada. La moitié de cette quantité d'énergie électrique est consommée par 77 % des communautés canadiennes qui utilisent les combustibles fossiles et principalement le Diesel comme source principale pour la génération d'électricité. Les autres communautés (23 %) utilisent des sources renouvelables pour la production de l'électricité principalement l'énergie

¹ Ressources Naturelles Canada - <https://www.rncan.gc.ca>

² Le Conférence Board du Canada - <http://www.conferenceboard.ca>

hydro-électrique ou bien les systèmes hybrides qui combinent les énergies renouvelables avec les énergies fossiles (Tableau 3). Notons que plusieurs communautés sont connectées entre elles par des réseaux locaux pour la distribution d'électricité. La Figure 1 représente la distribution des sites isolés au Canada ainsi que les pourcentages de différentes sources de production dans ces sites.

Province/Territoire	Date du projet	Puissance Electrique (kW)	Configuration du système hybride
Cambridge bay, NWT	1994	160	Éolien -Diesel
Sachs Harbour, NWT	1998	65	Éolien -Diesel
Kugluktuk, NU	1998	160	Éolien -Diesel
Ramea, NL	2003	390	Éolien -Diesel
Gwawaenuk	2009	25	Éolien –Diesel- Batteries
Siwash Lake, BC	2009	18	Solaire-Thermique-Diesel-Batteries
Taluyoak, NU	2010	40	Solaire- Éolien -Diesel-Batteries
Kasabonika, ON	2010	42	Éolien -Diesel
Dear lake, ON	2011	490	Hydraulique-Diesel
Colville lake, NT	2012	130	Solaire-Diesel-Batteries
Fort Simpson, NT	2012	144	Solaire-Diesel
Calvert island, BC	2012	50	Solaire-Diesel
Dear lake, ON	2014	152	Solaire-Diesel-Hydraulique

Tableau 3- Listes des projets des systèmes hybrides installés dans les sites éloignés de Canada [2], [5]–[9]

4. Problématique de la production d'électricité dans les sites isolés

De nombreuses difficultés font obstacle au processus de la production d'électricité dans les sites isolés au Canada. Elles relèvent de différents ordres : technique, économique, environnemental ou social.

4.1. Les défis Techniques

Le rapport des Ressources Naturelles de Canada en 2015 indique que la plus grande partie des générateurs Diesel dans les régions nordiques isolées de Canada ont déjà atténué leur durée de vie. Par exemple, au Nunavut 17 centrales électriques fonctionnant au diesel parmi les 25 existantes ont atténué leur durée de vie. Il en est de même pour les autres communautés canadiennes. De plus, les générateurs diesel vieillissant, nécessitent des professionnels concernés par les tâches de maintenance en visite permanente et ceci n'est pas facilement disponible dans les sites isolés.

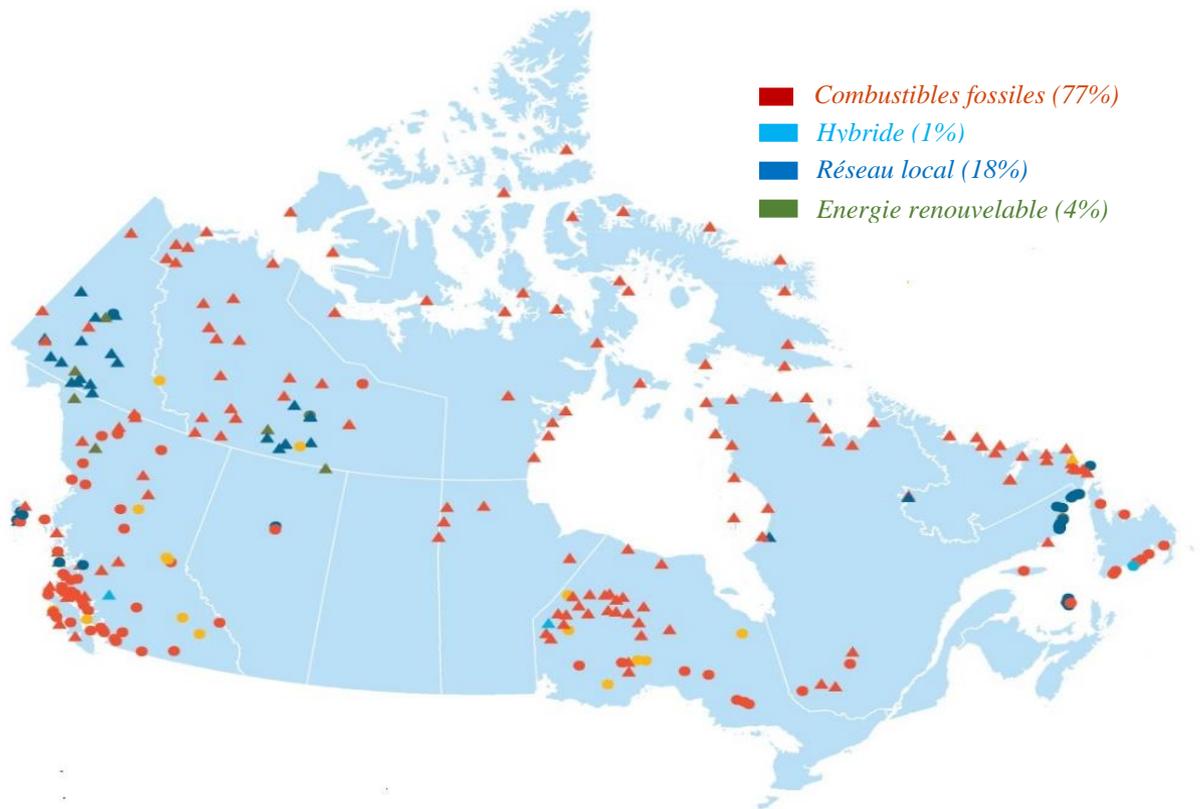


Figure 1- Sites isolés au Canada – (Source : Le Conférence Board du Canada)

Dans certaines communautés, les générateurs diesel sont dimensionnés de sorte à répondre à la demande de pointe qui peut être 5 fois plus grande que la charge électrique moyenne. Ces générateurs fonctionnent la plupart du temps à des charges partielles au-delà de leurs capacités, ce qui cause le glaçage des cylindres ; la perte d'adhérence de l'huile entre le cylindre et les segments, engendre une perte d'étanchéité, puis un encrassement s'amplifiant rapidement et finalement, une usure des pièces [5]. Ce phénomène réduit l'efficacité énergétique et augmente la consommation de carburant. De plus, le coût de maintenance est très élevé lorsque le moteur fonctionne régulièrement dans une telle marge de puissance [6].

L'accès aux carburants est un problème pour la majorité des communautés éloignées qui comptent sur la production d'électricité à moteur diesel. En effet, de nombreuses communautés sont situées à de longues distances des centres de population et donc inaccessibles. Si certaines régions éloignées pourraient être fréquentées par les routes normales de circulation au cours des quatre saisons, d'autres ne sont accessibles en hiver que par voie maritime ou aérienne.

4.2. Les défis économiques

La production d'électricité par les générateurs Diesel paraît très coûteuse en comparaison avec les autres sources de production électrique. Par exemple, cette production atteint 300 GWh par année au Québec avec un coût de 50 cents / kWh dans certaines régions, alors que le prix de vente dans le reste du Québec est de 6 cents / kWh [7]. En 2004, Hydro-Québec a estimé une perte annuelle de 133 millions de dollars canadiens résultant de la différence entre le coût élevé de la production locale par le diesel et les prix de ventes uniformes de l'électricité [10]. Le coût élevé de la production électrique par les générateurs diesel est dû :

- 1- Aux prix volatiles du carburant diesel (Mazout) : Imprévisibles et sujets à augmentation, ces prix sont fortement liés au coût du pétrole brut qui subit toujours des fluctuations et probablement va continuer de fluctuer à l'avenir, en fonction de l'offre et de la demande globales. Ainsi les coûts d'électricité dans les régions éloignées peuvent changer brusquement et soudainement ; le carburant n'y est transporté qu'une ou deux fois par an. Une telle pratique expose conséquemment ces communautés à un risque financier important suite aux contrats d'achat du carburant. De plus, le stockage de gros volumes de diesel pour de longues périodes augmente également les coûts, surtout que les installations requises sont chères et nécessitent une maintenance permanente.
- 2- Aux coûts de transport du carburant diesel : Ils sont généralement élevés, en particulier pour les communautés sans accès routier. Le carburant diesel doit être transporté ou conduit sur des longues routes d'hiver ou transporté par avion ce qui entraîne des coûts de transport très élevés. Le prix de l'électricité est donc beaucoup plus élevé dans les régions isolées que dans le reste du pays. (1,14 \$ /kWh au Nunavut contre 0,12 \$ / kWh pour la moyenne canadienne).

4.3. Les défis sociaux

Au cours des années, et pour plusieurs raisons, la demande électrique dans certaines communautés a augmenté pour atteindre des niveaux proches de la limite de la capacité de production installée. Ceci devient un facteur limitant qui restreint la croissance du service électrique ainsi que le développement économique [9]. Pour Eviter la surcharge, les nouveaux bâtiments et maisons sont dans l'impossibilité de se connecter au réseau électrique ; il en résulte nécessairement des restrictions au droit de la construction de nouveaux logements, une limitation de la croissance et du développement économique de la communauté ainsi que la

perte des opportunités en matière d'investissements. Ces restrictions affectent l'infrastructure publique et les autres activités économiques comme les magasins, les écoles, les services de santé et les autres commerces et services qui seront contraints de faire face à des pannes d'électricité [11].

Pour remédier à ce manque, les communautés ont recours à d'autres systèmes de production d'électricité comme les systèmes diesel qui causent la pollution sonore et répandent des émissions toxiques comme les oxydes d'azote, les hydrocarbures et les autres polluants atmosphériques. La contamination de l'air, du sol et de l'eau par le diesel peut avoir des conséquences écologiques graves sur l'environnement et la santé des résidents locaux.

4.4. Les défis environnementaux

La génération électrique par les groupes diesel dans les communautés isolées peut avoir de graves dommages et risques environnementaux. En effet, les générateurs diesel sont néfastes pour l'environnement et émettent de grandes quantités des gaz à effet de serre (GES) (environ 800 tonnes de CO₂ par GWh d'électricité générée) ainsi que les oxydes d'azote, le dioxyde de soufre et des émissions de particules, qui ont toutes un impact sur la qualité de l'air et sur la santé humaine. Cet effet aussi est particulièrement problématique dans les communautés où les générateurs diesel sont situés à proximité des lieux de résidence des habitants.



Figure 2- Vieux réservoirs de Stockage du carburant et avec une capacité de stockage insuffisante dans un site éloigné au Canada [11]

Des émissions supplémentaires très toxiques sont également générées lorsque le carburant est transporté pour des longues distances ou stocké localement en grande quantité pour assurer un approvisionnement sécurisé. Dans les deux cas, les risques de déversements et de fuites augmentent causant d'une part la contamination du sol et des eaux souterraines et provoquant d'autre part des accidents sur les routes ce qui nécessite urgemment des interventions de remédiation souvent difficiles et coûteuses.

5. Combinaison du générateur Diesel avec des sources d'énergies renouvelables

5.1. Indispensabilité de l'utilisation des énergies renouvelables

L'énergie renouvelable provient principalement de six sources distinctes ; l'énergie solaire, éolienne, hydraulique, géothermique, marine et la biomasse. Le potentiel de ces sources dépend de plusieurs facteurs tels que l'ensoleillement, l'exposition au vent, la topologie et la géométrie des terrains. L'énergie renouvelable a subi une grande évolution dans la génération mondiale de l'électricité dans les dernières années. Selon l'agence internationale de l'énergie (AIE), 75.5 % de la puissance électrique mondiale est produite en 2016 par les sources fossiles (gaz, fioul, charbon)... et nucléaires et le reste 24.5 % par des sources renouvelables.

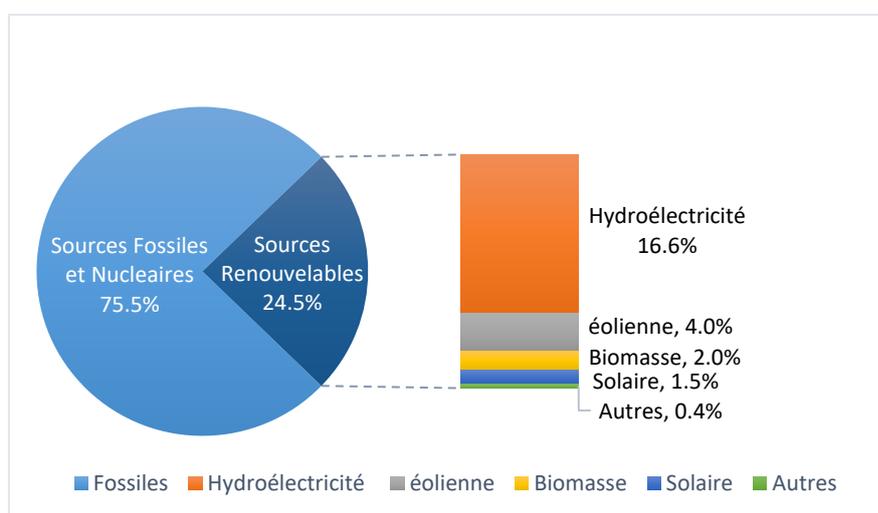


Figure 3 - Structure de la production électrique mondiale- 2016 [12].

5.2. Les sources d'énergies renouvelables dans les sites isolés au Canada

La substitution du diesel par des ressources d'énergie renouvelables (ER) dans les réseaux autonomes est devenue un intérêt pressant pour réduire l'impact environnemental, réduire les coûts d'exploitation et résoudre les problèmes de restrictions de la croissance. Ces énergies renouvelables constituent une réponse économique et viable aux problèmes d'électrification des sites isolés ; elles peuvent représenter une alternative propre et moins coûteuse que les groupes électrogènes-Diesel. Avec le progrès de la science et l'évolution du marché des technologies en énergie renouvelable au cours des années passées, beaucoup de barrières financières et techniques qui faisaient face à l'installation de systèmes d'ER dans les communautés hors réseau ont été retirées. Certaines de ces technologies ont des coûts compétitifs par rapport au diesel. D'autres sont encore plus chères, mais pourraient être plus rentables en terme de production à court ou moyen terme. Les sources d'énergie solaire et éolienne sont distribuées proportionnellement sur le globe terrestre. Elles sont de mieux en mieux exploitées, bien développées et présentent de nombreux avantages. Ce sont des énergies complètement propres, non polluantes, et n'émettent ni déchets ni gaz à effet de serre. De ce fait, les sites isolés ont grand intérêt à adopter l'énergie éolienne dans les sites venteux et à se tourner vers le photovoltaïque dans les régions ensoleillées.

5.3. Systèmes Hybrides Eolien-Diesel

Malgré leurs avantages, les installations de production d'électricité et d'énergies renouvelables sont particulièrement intéressantes dans les régions isolées seulement où les besoins d'électricité sont faibles utilisés principalement pour alimenter divers appareils tels que les dispositifs de signalisation routière ou encore les systèmes de télécommunication, de télédétection et de télésurveillance. Dans les sites isolés, la demande en électricité est assez élevée et les sources d'énergie renouvelable, malgré leur intérêt pressant, ne couvrent pas tous les besoins en énergie électrique, d'où la nécessité de couplage entre ces types d'énergie et la production diesel. En effet, la plupart des communautés isolées sont situées dans des zones où les ressources éoliennes sont suffisantes. Toutefois, l'intermittence et les fluctuations de cette énergie, son caractère imprévisible et le déséquilibre entre la production et la consommation nécessitent le couplage des générateurs diesels à des éoliennes à travers un système hybride éolien-Diesel (SHED). Ainsi, l'électricité sera continuellement procurée avec une réduction de l'utilisation des générateurs diesel, une baisse de consommation du carburant, une diminution des émissions des gaz à effets de serre (GES) et des coûts de production de l'électricité.

Le système éolien-Diesel combine un ou plusieurs générateurs diesel en parallèle avec une ou plusieurs éoliennes pour obtenir une contribution maximale des ressources éoliennes tout en fournissant une énergie électrique de qualité constante. Il comprend en plus que les éoliennes et les groupes électrogènes des convertisseurs, un système de régulation, de commande, de gestion des charges et de supervisions etc.... (Figure 4).

Le SHED est utilisé actuellement dans plusieurs sites isolés au Canada et d'autres pays. Egalement, il est largement utilisé en Alaska et aux Etats-Unis.

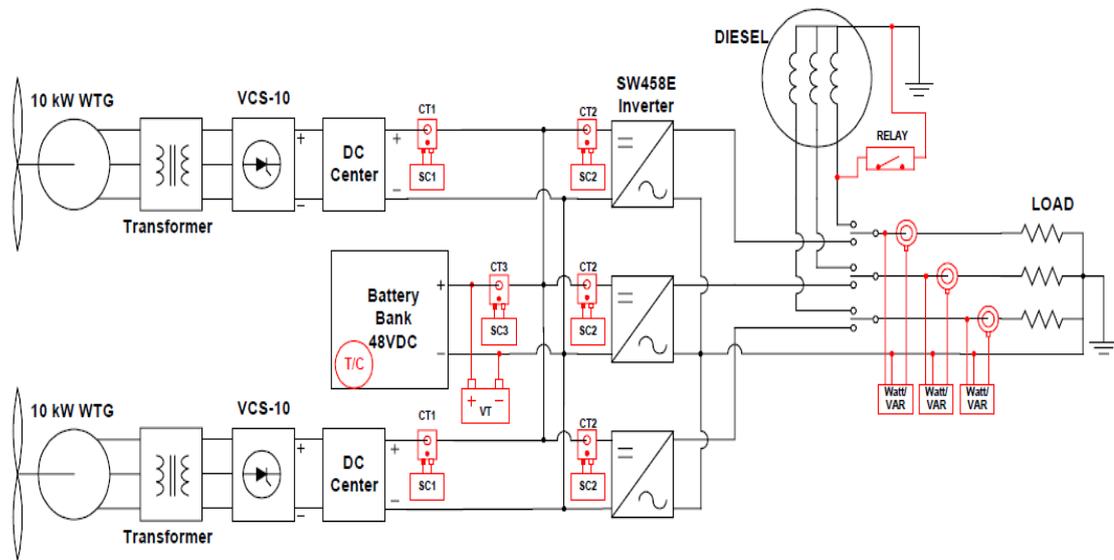


Figure 4 - Schéma électrique d'un système hybride éolien-diesel installé à Krasnoe – Russie [13]

5.4. Taux de pénétration de l'énergie éolienne

Pour définir les différents niveaux de pénétration de l'énergie éolienne sur le réseau, Steve Drouilhet distingue trois configurations des systèmes hybrides éolien-diesel, selon le taux de pénétration de l'énergie éolienne (TPE). Le niveau de complexité du système de contrôle de chaque configuration dépend principalement du TPE [14]. Selon Drouilhet, Le taux de pénétration instantané (TPE) est défini comme le rapport entre la puissance délivrée par la source éolienne et la puissance absorbée par la charge électrique tandis que le taux de pénétration moyen annuel (TPEM) est défini comme le rapport entre l'énergie annuelle délivré de la source éolienne et l'énergie totale consommée par la charge électrique [15]–[17].

$$= \frac{\text{Puissance des eoliennes (kW)}}{\text{Charges Electrique (kW)}}$$

$$= \frac{\text{Energie eoliennes annuelle délivré par les eoliennes(kWh)}}{\text{énergie totale consommée par la charge électrique (kWh)}}$$

Le taux de pénétration moyen TPEM permet d'estimer les économies et les besoins de stockage du carburant ainsi que les caractéristiques générales de fonctionnement du système et l'impact financier à long terme. D'autre part, la complexité des systèmes de contrôles des SHED dépend principalement du TPE dans le but de maintenir une qualité d'énergie acceptable. À mesure que le taux de pénétration instantané augmente, un système de contrôle plus complexe sera nécessaire car la variation de la puissance électrique produite par les éoliennes peut dépasser les capacités du matériel de contrôle des générateurs diesel. Selon le taux de pénétration, on peut distinguer trois configurations :

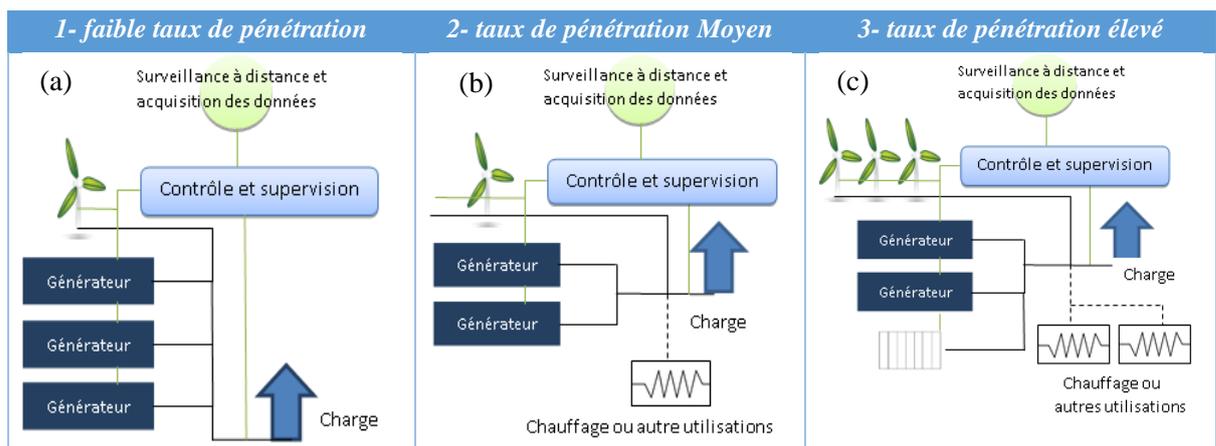


Figure 5 – configurations pour différents niveaux de pénétration de l'énergie éolienne sur le réseau [16]

5.4.1. Configuration à faible taux de pénétration

Dans cette configuration, le taux de pénétration instantané de l'énergie éolienne reste toujours plus petit que 50 % alors que le taux annuel moyen n'atteint pas les 20 %. Dans ces systèmes, les éoliennes agissent comme une source secondaire de production et ne nécessitent aucune disposition spéciale (Figure 5-a). La technologie de contrôle requise à ce niveau de production est assez simple en raison de la flexibilité et de la vitesse des systèmes diesel et éoliens modernes. Les systèmes de contrôles intégrés dans les éoliennes et les diesels peuvent être suffisants. Les groupes diesels fonctionnent sans arrêt et toute l'énergie éolienne produite alimente la charge principale et sert à la réduction de la charge du diesel. La réduction de

consommation du diesel dans ces systèmes peut atteindre 15%. Partout dans le monde, dans les sites isolés, de nombreux systèmes à faible taux de pénétration ont été installés dans des petits et des grands réseaux électriques. Un système à faible taux de pénétration est installé en 1998 à Kotzebue dans une région côtière dans le nord de l'Alaska et fournit de l'énergie électrique à une communauté de 3000 personnes. Ce système combine 6 générateurs diesel de puissance totale 11,2 MW avec 10 turbines de types AOC 15/50 de 50 kW de puissance nominale chacune dans un système hybride éolien-diesel. La charge moyenne de la communauté varie entre un minimum de 1.8 MW et un maximum de 3.9 MW [18].

5.4.2. Configuration à taux de pénétration Moyen

Le niveau de pénétration d'énergie éolienne est plus élevé dans ces systèmes. Il varie entre 50% et 100 % comme valeur instantanée et entre 20% et 50 % comme moyenne annuelle. Afin de maintenir la vitesse du vent élevée et le niveau de charge minimal sur les générateurs diesel, la régulation de la fréquence et le maintien de l'équilibre de puissance dans le réseau seront adéquats (Figure 5-b). Ceci nécessite le recours à diverses solutions, entre autres l'ajout des charges secondaires comme des résistances de chauffage ou bien la réduction de la production éolienne. D'autres systèmes de contrôle peuvent être adoptés dans ce cas comme l'usage d'un système de charge de lissage contrôlable ou bien l'installation des banques à capacité. La réduction de la consommation du diesel dans ces systèmes varie entre 15 et 50 %. Un système hybride à taux de pénétration moyen a été installé à Toksook Bay en Alaska en 2005-2006 pour fournir l'électricité à une population d'environ 560 personnes qui ont besoin d'une charge électrique moyenne d'un peu moins de 300 kW. Le système comprend 3 éoliennes de types Northwind 100/19 de 100 kW de puissance nominale chacune et comprend aussi des charges secondaires qui servent au chauffage de la communauté et au maintien de l'équilibre du réseau électrique.

5.4.3. Configuration à taux de pénétration élevé

Dans cette configuration la puissance éolienne produite peut dépasser les besoins électriques de la communauté. Le niveau de pénétration d'énergie éolienne instantané varie entre 100% et 400 % et entre 20% et 150 % pour la moyenne annuelle (Figure 5-c). Pour des vitesses élevées du vent, le groupe diesel peut être arrêté lorsque la puissance éolienne dépasse la charge électrique demandée. Des équipements supplémentaires et des systèmes de contrôle très avancés sont utilisés dans ce cas pour assurer la qualité de l'alimentation et le contrôle de la tension et la fréquence quand les moteurs diesel qui contrôlent généralement ces paramètres

sont éteints. Le système de contrôle est assez complexe pour cette configuration et les frais d'installation sont aussi élevés. La réduction de la consommation du diesel peut varier théoriquement entre 50 et 90 % selon la puissance éolienne installée. Ces systèmes à taux de pénétration élevé ont été démontrés commercialement à St. Paul au Pays de Galles et en Alaska pour des charges moyennes de l'ordre de 200 à 400 kW. L'énergie supplémentaire produite est utilisée pour chauffer les bâtiments communautaires et les maisons.

5.5. Problématique des systèmes hybrides « éolien- diesel »

La conception des systèmes hybrides éolien-diesel est une révolution dans le domaine de la technologie de la production de l'électricité dans les sites isolés. Toutefois, le fonctionnement de ces systèmes présente quelques inconvénients sur lesquels les chercheurs se sont penchés. Leurs travaux se sont focalisés principalement sur l'invention d'une technologie qui permettrait d'arrêter les groupes électrogènes diesel lorsque la puissance éolienne produite dépasse la demande électrique instantanée. Néanmoins, cette issue s'est avérée non réalisable avec les trois configurations déjà décrites pour les raisons suivantes :

- 1- En raison des fluctuations instantanées du vent, le moteur diesel démarre automatiquement dès que la puissance éolienne produite est inférieure à la charge électrique consommée. Les démarrages récurrents du groupe diesel engendrent plusieurs problèmes, entre autres, l'usure des moteurs diesel et de leurs démarreurs ainsi qu'une augmentation de la consommation. Ce problème de consommation est dû à la nécessité d'assurer une stabilité (continuité) dans la production de l'électricité. En fait, lorsque la production éolienne passe sous un seuil considéré comme sécuritaire par rapport à la demande instantanée, le groupe diesel démarre afin de pouvoir relayer les éoliennes.
- 2- Dans certains cas, les fluctuations du vent sont imprévisibles et parfois brutales. En regard du temps de démarrage du groupe diesel, et pour éviter la coupure du courant électrique, le groupe diesel est maintenu en état de marche à tout instant. Cette solution s'avère contraignante et surtout coûteuse du fait que le fonctionnement du moteur diesel exige sa mise en marche continue à plus de 30 % de sa puissance nominale. Le cas échéant, le moteur subit une surconsommation notamment lorsque la différence entre la puissance produite par les éoliennes et la demande électrique n'atteint pas les 30 % de la puissance du moteur diesel. Dans de telles situations, la nécessité de maintenir techniquement le diesel en marche implique inévitablement la perte d'une partie de

l'énergie produite gratuitement par les éoliennes. Ce qui cause la diminution du rendement global du système et l'augmentation de la consommation du carburant.

- 3- Dans le cas où l'énergie produite par les aérogénérateurs dépasse les besoins en électricité, l'introduction d'un système de délestage assurant la stabilité et la fréquence du réseau électrique serait essentielle afin d'absorber l'énergie excédentaire et de maintenir l'équilibre production / consommation. Il existe plusieurs méthodes qui permettent l'exploitation de ce surplus d'énergie comme par exemple le chauffage de l'eau et le dessalage de l'eau de mer.

La remédiation au problème de perte de l'énergie renouvelable éolienne déjà proposée s'avère lacunaire parce qu'elle consiste restrictivement en l'exploitation – parfois sans intérêt – de ce surplus d'énergie. Pour mieux gérer l'énergie éolienne gratuite, l'incorporation d'un système de stockage de l'énergie dans les systèmes hybrides éolien-diesel semble être la meilleure solution susceptible d'une part de résoudre les difficultés déjà mentionnées et d'autre part de maximiser le profit de l'énergie éolienne gratuite dans la production électrique totale.

6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abordé les différentes problématiques de la production d'électricité dans les sites isolés. Egalement, la présentation des avantages des sources d'énergie renouvelables disponibles dans les sites isolés nous a servi de tremplin pour définir le système hybride éolien diesel et pour présenter ses inconvénients. Dans le chapitre suivant, nous passerons en revue les principaux systèmes de stockage et nous tenterons une classification qui nous permettrait d'établir des comparaisons entre eux afin d'opter ultérieurement pour le système de stockage le plus compatible avec le système hybride qui est l'objet de la présente étude.

Chapitre 2- Technologie de Stockage d'énergie

1. Nécessité de stockage d'énergie

Le stockage de l'énergie électrique est un besoin qui existe depuis un siècle, la date du début de l'installation des réseaux électriques, et qui continue jusqu'à nos jours. En effet, l'électricité produite par les systèmes de production traditionnels doit être consommée en même temps qu'elle a été générée sinon, elle sera rejetée et il en résulte d'énormes pertes économiques. Pour les applications commerciales et résidentielles, l'électricité doit être disponible de manière fiable 24 heures sur 24. Même une fluctuation d'une seconde à l'autre peut provoquer des perturbations majeures. En plus, le déséquilibre entre l'offre et la demande endommage la stabilité et la qualité des installations électriques [19].

En raison des effets négatifs de ses installations sur l'environnement, de l'épuisement rapide des combustibles fossiles et à cause des mesures préventives qui devraient être prises telle que l'utilisation des méthodes économes en énergie dans les processus de la production d'énergie , l'intégration des sources d'énergies renouvelables (SER) dans les systèmes de production est devenu indispensable afin de répondre aux demandes croissantes de l'énergie électrique. La production que procurent ces sources possédant un énorme potentiel a augmenté d'environ 700 % dans ces dernières années. La production mondiale d'énergie solaire et éolienne qui était 183 GW en 2009 a atteint 920 GW en 2017 [20].

L'intégration des SER surtout les éoliennes sur les réseaux électriques a donc compliqué la situation. La production par ces sources est intermittente, ainsi la puissance électrique produite par ces aérogénérateurs n'est pas constante et subit des fluctuations dépendant principalement de la disponibilité et de la vitesse du vent indépendamment de la consommation. Les études ont montré qu'un réseau électrique peut absorber les variabilités et l'incertitude résultante de l'intégration des SER sans avoir des problèmes techniques majeurs tant que la production électrique de ces derniers n'atteint pas 10 % de la capacité du système installé. Cependant, l'intégration des SER avec un taux de pénétration très élevé toutefois indispensable, provoque un déséquilibre offre/demande et affecte fortement la flexibilité des systèmes de production [21].

Les systèmes de stockage d'énergie (SSE) semblent la solution la plus prometteuse qui puisse jouer un rôle essentiel pour résoudre tous ces problèmes de flexibilité. Le stockage d'énergie

est devenu un facteur dominant dans l'intégration des sources renouvelables dans les systèmes de génération d'électricité. Il peut jouer un rôle très important pour rendre ces systèmes fiables et robustes et pour réduire les fluctuations de la puissance des énergies renouvelables, améliorer la flexibilité des systèmes et augmenter le taux de pénétration des SER. De plus, les systèmes de stockage semblent être une partie cruciale des réseaux intelligents dans le futur [22].

Le stockage d'énergie (SE) consiste à stocker l'électricité pendant les périodes de moindre demande et de la déstocker pendant les périodes de forte demande. Autrement dit, le SE consiste à préserver une quantité d'énergie pour une utilisation ultérieure. La Figure 6 montre le profil de la charge électrique sur le réseau d'Ontario en comparaison avec celui de la capacité éolienne produite pendant 24 heures. Un excédent d'énergie électrique est produit par les éoliennes durant les premières heures de la journée. Le stockage de ces quantités d'énergie perdues améliore le rendement de ce réseau électrique.

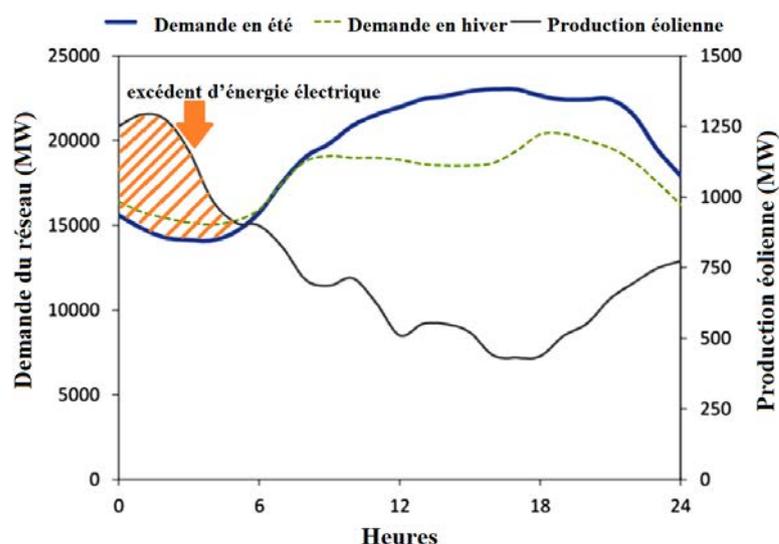


Figure 6 - profil de la charge électrique sur le réseau d'Ontario [23].

Avec l'augmentation de la production d'électricité par des ER, le stockage de ces énergies est devenu un enjeu vital pour toutes les sociétés et pour l'industrie. Il est un besoin économique, environnemental, technologique et géopolitique. De ce fait, le SE présente les avantages suivants :

- L'indépendance énergétique ; l'énergie électrique est disponible à la demande sans coupure.

- L'équilibre offre/demande ; il compense l'irrégularité de la production des énergies renouvelables intermittentes.
- La stabilité du réseau électrique en assurant la régulation de la tension et de la fréquence de ce dernier.
- L'optimisation des SER en maximisant le taux de pénétration et en permettant de profiter au maximum de ces sources.
- La réduction de la consommation globale d'énergie en ajustant la production d'énergie en fonction de la demande.
- Un gain environnemental lié à l'utilisation à grandes échelles des ER qui remplacent les centrales thermiques.
- Des avantages économiques à long terme surtout avec l'augmentation continue des prix des ressources fossiles.
- Une sécurité de l'approvisionnement en énergie électrique.
- Les lieux de la production sont généralement situés loin des endroits de consommation. Par conséquent, les longues lignes de transmission augmentent le coût de production et d'investissement. Le SE favorise la production décentralisée de l'électricité et réduit les coûts énormes des lignes de transmission.

2. Classification des systèmes de stockage d'énergie

2.1. Énergies primaires et énergies secondaires

L'énergie se présente sous diverses formes. D'une façon générale, elle peut être classée sous deux formes primaire et secondaire.

Les énergies primaires sont considérées comme les sources d'énergie qui n'ont été soumises à aucun processus de conversion, de nettoyage, de calibrage de transformation ou d'autres processus avant d'être converties en travail mécanique ou en chaleur. Elles sont généralement

puisées dans la nature, tels que le pétrole brut, le charbon, la biomasse, l'énergie éolienne, l'énergie solaire, le gaz naturel, etc.

Les formes secondaires comprennent toutes les formes d'énergies qui se produisent à la suite d'une transformation de l'énergie primaire utilisant des processus de conversion d'énergie. Elles sont plus commodes et peuvent directement être utilisées par les consommateurs. On cite à titre d'exemple l'électricité, la chaleur, l'essence, le diesel, l'éthanol, l'hydrogène, etc...

L'énergie est facilement stockée dans sa forme primaire. En effet le pétrole brut, le gaz naturel, le charbon et la biomasse peuvent être facilement stockés avec une densité énergétique très élevée. Cette forme de stockage est la plus courante et elle est déjà bien exploitée dans plusieurs pays.

Toutefois, il existe d'autres formes d'énergies primaires non stockables comme la plupart des énergies renouvelables (éolienne, solaire, etc.). Ces ressources ne sont pas facilement stockables dans leur forme naturelle. Elles ne peuvent être stockées qu'en les convertissant sous formes d'énergies secondaires. Certaines formes d'énergies secondaires sont facilement stockables en particulier celles qui sont à l'état liquide ou gazeux comme l'essence, le diesel, les biocarburants, l'hydrogène, etc. Ceci dit, le défi majeur dans le domaine du stockage d'énergie demeure, comme nous allons le voir, le stockage d'autres formes secondaires d'énergies comme la chaleur et l'électricité le plus largement utilisé.

2.1. Les systèmes de Stockage d'énergie

De nombreuses technologies sont utilisées pour le stockage d'énergie. Le classement de ces technologies diffère d'un chercheur à un autre. Généralement, on peut distinguer deux classifications :

1 - Les systèmes de stockage d'énergie (SSE) selon la forme de l'énergie convertie. Dans ce cas, nous avons distingué 5 catégories de SSE selon leur nature chimique, électrochimique, électrique, mécanique et thermique [23]–[26].

2 - Les systèmes de stockage d'énergie selon le but pour lequel l'énergie est stockée. Les SSE sont ainsi classés en fonction du processus de conversion en cours. Ils sont divisés en 2 groupes : le stockage de l'énergie électrique (EES) et le stockage d'énergie thermique (TES). La Figure 7 montre les différentes classes de technologies de stockages d'énergies [27], [28].

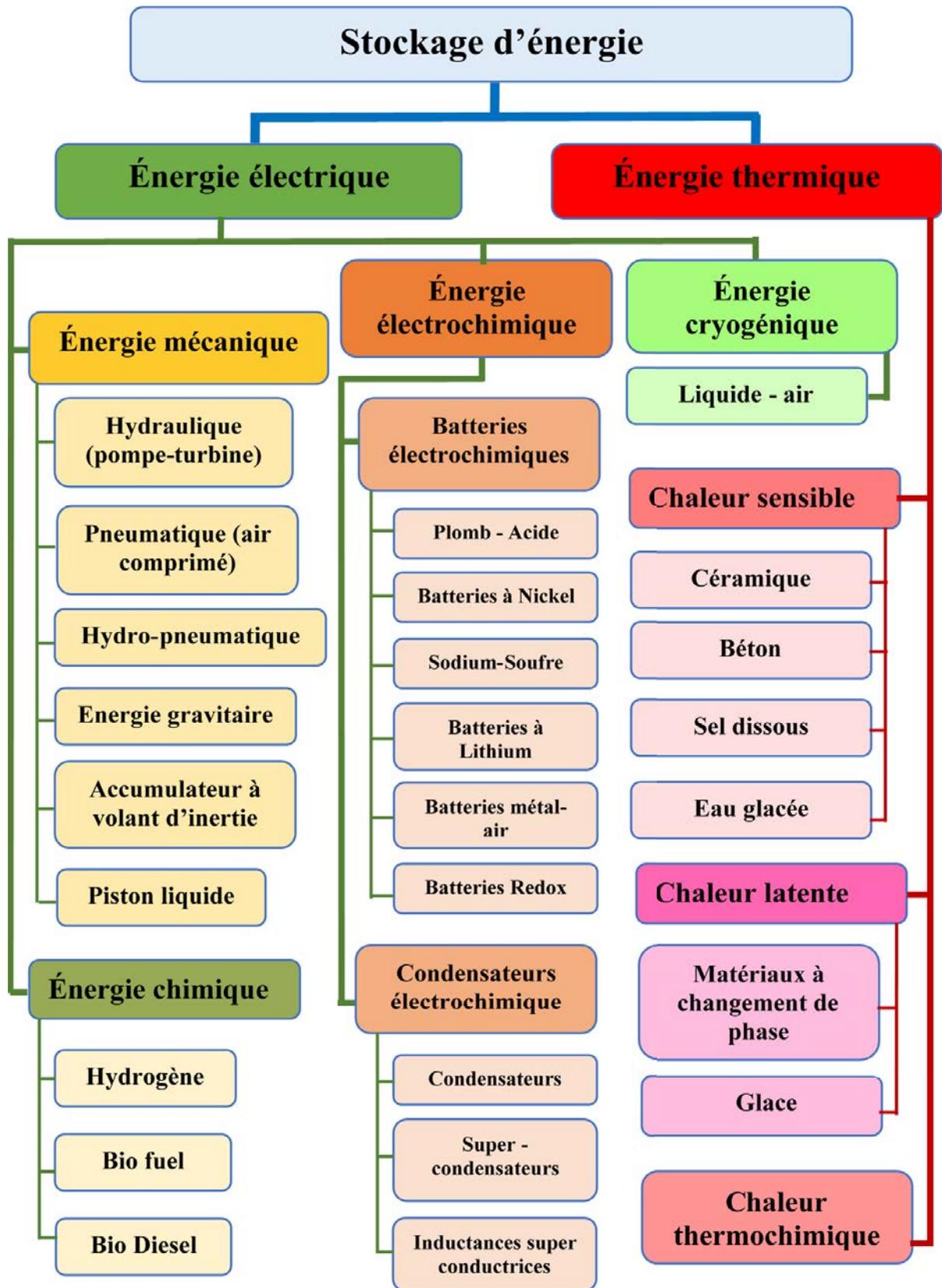


Figure 7- Classification des systèmes de stockages d'énergies

2.2. Stockage d'énergie électrique:

Dans ces systèmes, l'électricité est importée d'un réseau électrique et convertie en une forme qui pourrait être stockée à la demande hors pointe, lorsque le coût de l'énergie est généralement faible ou pendant une génération excédentaire. Cette énergie sera reconvertie en électricité à la demande de pointe ou en cas de besoin. Un système de stockage d'électricité est composé de quatre composants principaux (Figure 8) :

1. Une interface de stockage : c'est un système à travers lequel l'énergie électrique est stockée sous une autre forme, à titre d'exemple : le stockage de l'air comprimé CAES, pompage-turbinage STEP, etc.
2. Une unité de chargement : cette unité transmet le flux d'énergie du réseau électrique au moyen de stockage, comme l'éolienne, la pompe, les panneaux solaires, etc.
3. Une unité de décharge : elle assure la livraison de l'énergie stockée au besoin, par exemple, la turbine hydraulique, le moteur pneumatique etc.
4. Un système de contrôle : il contrôle tout le système de stockage.

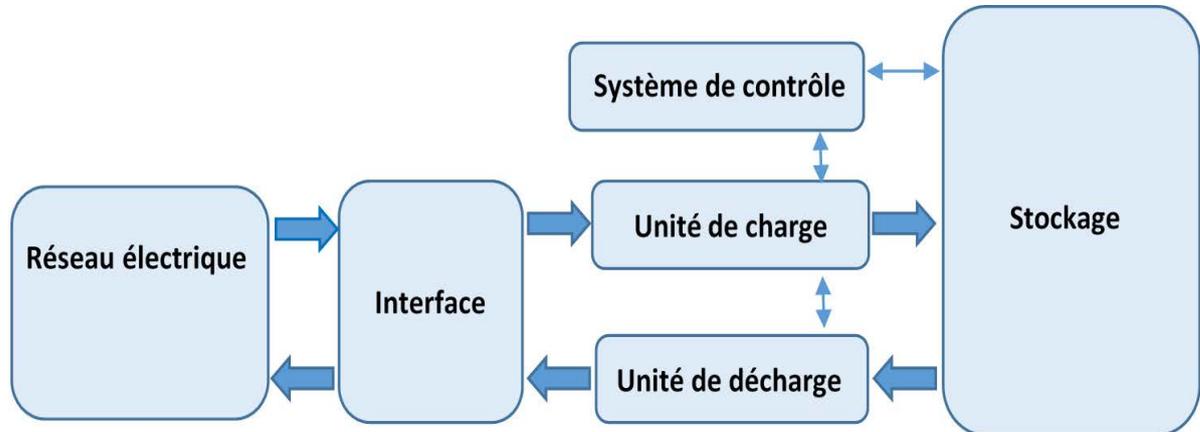


Figure 8- Composants d'un système de stockage d'énergie

2.3. Stockage de l'énergie chimique

Dans ce type de stockage, l'énergie électrique est utilisée pour produire des composants chimiques qui peuvent être stockés et utilisés en cas de besoin pour la production d'énergie. L'hydrogène, le méthane, les hydrocarbures, le méthanol, le butanol et l'éthanol sont principalement les composants chimiques utilisés actuellement pour les applications de

stockage d'énergie chimique. Parmi ces composants, est le plus utilisé pour les applications de production d'électricité. Sa conversion en électricité est la technologie la plus prometteuse [28].

En effet, l'électricité est utilisée pour décomposer l'eau en oxygène et en hydrogène dans un électrolyseur. L'hydrogène est ensuite comprimé, liquéfié ou stocké sous forme d'hydrure métallique. L'hydrogène stocké peut être utilisé ultérieurement pour alimenter une pile à combustible, pour synthétiser du gaz naturel comme le méthanol, ou encore pour alimenter une centrale à gaz pour la production de l'électricité [21].

2.4. Stockage de l'énergie électrochimique

Il existe deux principales technologies de stockage électrochimique : les batteries électrochimiques et les super condensateurs. Le principe de stockage dans les batteries repose sur la conversion de l'énergie chimique en énergie électrique et réciproquement. Des réactions d'oxydation ou de réduction interviennent aux interfaces de deux électrodes séparées par un électrolyte. Les types de ces systèmes varient selon la nature de la réaction chimique, les caractéristiques structurelles et la conception. Ces accumulateurs sont classés selon le principe de fonctionnement, la profondeur de décharge maximale ou selon la caractéristique de l'électrolyte dans la batterie. Différentes technologies ont été utilisées dans la fabrication de ces accumulateurs. Leur inconvénient majeur réside dans leur durée de vie qui reste relativement faible.

Les condensateurs emmagasinent l'énergie sous forme de charge électrique entre deux plaques métalliques séparées par un matériau isolant connu sous le nom de diélectrique lorsqu'un différentiel de tension est appliqué à travers les plaques. À cause de leurs faibles densités de stockage, leurs domaines d'utilisation sont limités pour des applications à très petites échelles. Les super-condensateurs sont basés sur le même principe que les condensateurs sauf que le matériau isolant est remplacé par un conducteur dans lequel le mouvement des ions est effectué le long d'une électrode conductrice avec une très grande surface spécifique offrant une plus grande densité d'énergie de stockage. Les super- condensateurs se caractérisent par une longue durée de vie et un rendement de l'ordre de 95 %. Une mise en série de plusieurs éléments est nécessaire pour former des modules avec une capacité de stockage de l'ordre de 50 à 100 kW [29].

Les inductances supraconductrices (SMES) sont des dispositifs de stockage d'énergie qui emmagasinent l'énergie électrique sous la forme d'un champ magnétique sans conversion en formes chimiques ou mécaniques. Ce champ est produit à cause de la circulation d'un courant électrique dans une bobine formée de filaments en niobium/titane (Nb Ti) et qui opèrent à très basse température (-270 C). En dépit des avantages qu'ils présentent, ces systèmes nécessitent un dispositif de refroidissement complexe, ce qui va augmenter leur coût et limiter leur développement.

2.5. Stockage de l'énergie thermique

Le stockage d'énergie thermique (TES) est une technologie qui permet de stocker l'énergie thermique en chauffant ou refroidissant un matériau de stockage afin que l'énergie thermique stockée puisse être utilisée ultérieurement pour des applications de chauffage, de refroidissement ou pour la production d'énergie. L'énergie thermique est transportée et stockée dans un dispositif de stockage thermique pendant la phase de charge pour être utilisée ultérieurement après conversion. Ce processus est schématisé dans la Figure 9 [30], [31].

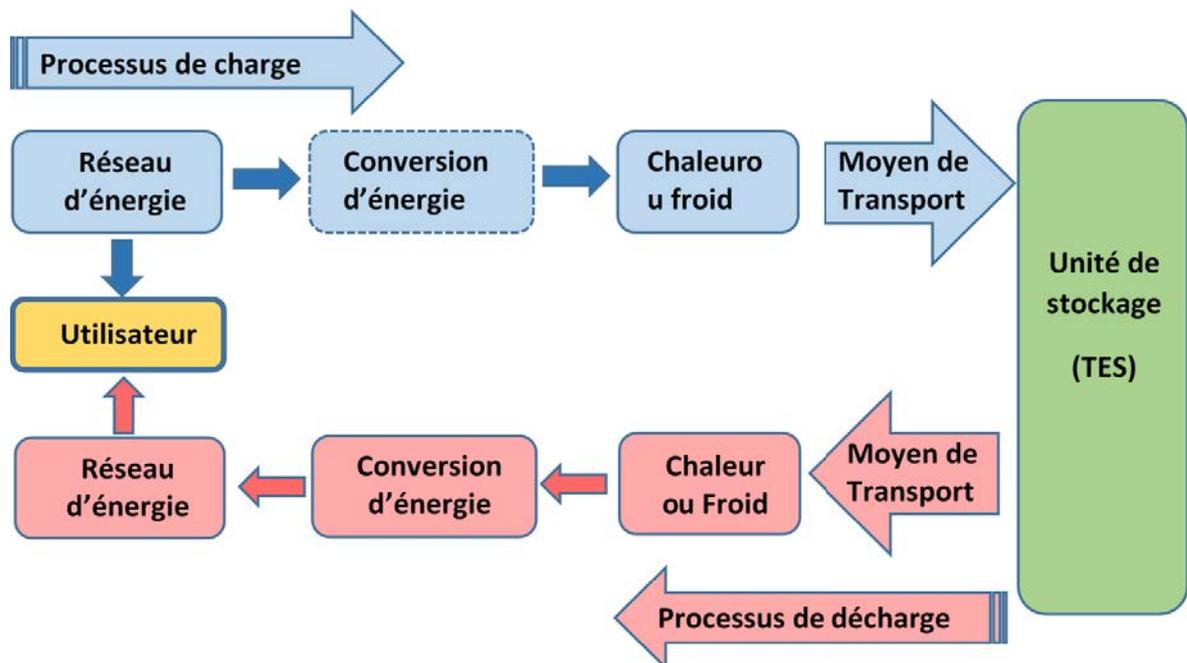


Figure 9- Processus du stockage d'énergie thermique

Il existe plusieurs types de systèmes de stockage thermique. On distingue les systèmes à chaleur sensible, à chaleur latente et les systèmes de stockage thermochimiques. Dans les systèmes à chaleur sensible, la température du matériau de stockage (liquide, solide ou gaz) est portée

d'une température T_1 à une température T_2 . Dans les systèmes à chaleur latente, la chaleur est stockée en utilisant un matériau à changement de phase (MCP) solide-liquide ou liquide-gaz. Dans le cas du stockage thermochimique, la chaleur apportée au système est utilisée pour provoquer une réaction endothermique et ainsi pour produire un composé chimique qui sera stocké par la suite [32]. Cette dernière technologie est relativement complexe et ne peut être mise en place à long terme ; sa durée de vie, après un grand nombre de cycles, est assez faible [33].

Les systèmes de stockages peuvent être classés selon qu'ils soient actifs ou passifs. Dans le cas des systèmes actifs, un fluide de transfert (HTF) circule à travers un échangeur thermique créant ainsi un mouvement de convection forcé qui permet d'augmenter d'une façon significative le flux thermique échangé. Les systèmes actifs opèrent de manières directe ou indirecte. Dans le premier cas, le fluide est stocké dans des réservoirs (système actif direct) ; et dans le second, le fluide échange sa chaleur avec un autre fluide qui sera stockée (systèmes actifs indirects). Quant aux systèmes passifs, le fluide de transfert (HTF) passe en convection libre à travers un réservoir thermique contenant un matériau solide, liquide, gazeux ou un matériau à changement de phase (MCP) [34].

3. Comparaison des technologies de stockage

La comparaison des différentes technologies de stockage de l'électricité n'est pas évidente. Plusieurs facteurs techniques doivent être pris en considération afin d'aboutir à un tableau comparatif qui permettrait le choix la meilleure technologie, celle qui serait la plus adaptée aux besoins. Le choix, nous le savons, dépend de nombreux paramètres et nécessite une analyse précise pour chaque situation. Ainsi, différents critères techniques, économiques et sociaux doivent être analysés pour déterminer la technologie la plus pertinente pour un usage particulier. Le degré de maturité de diverses technologies de stockage est présenté dans la Figure 10. Mentionnons au passage que parmi les technologies citées, certaines sont encore au stade de recherche et de développement. Le Tableau 4 résume les données disponibles sur les aspects techniques, et les critères environnementaux des différentes technologies de stockage d'énergie. Parmi ces aspects et critères, nous citons :

- **La puissance disponible (MW) :** C'est la puissance maximale qu'un moteur ou un générateur peut délivrer à une charge.

- **La capacité énergétique de stockage (MWh) :** Elle représente la quantité d'énergie disponible dans le dispositif de stockage à la fin de la charge.
- **Le temps de décharge :** Il est défini comme le rapport entre la capacité énergétique et la puissance maximale. Il est aussi appelé « constante de temps ». Ce critère représente le temps requis pour extraire la proportion exploitable (W_{ut}) de l'énergie stockée (W_{st}).

$$\tau_{(s)} = W_{ut}/P_{max} \quad (1)$$

- **Le rendement ou efficacité :** C'est le rapport entre l'énergie restituée utile sur l'énergie stockée.

$$\eta = W_{ut}/W_{st} \quad (2)$$

- **La durée de vie du dispositif de stockage :** Selon les technologies, elle est exprimée en années et en nombre de cycles de charge/décharge (N) (cas des batteries par exemple).
- **Le temps de réponse :** c'est la rapidité du système à mettre en disposition l'énergie stockée. Il caractérise la vitesse à laquelle l'énergie doit être libérée ou absorbé. pour les technologies de stockage comme les batteries il est préférable de définir cette durée. Certaines applications ont des exigences très strictes, ce temps de réponse peut être de quelques millisecondes au maximum.
- **Autodécharge :** ce critère représente la quantité de l'énergie qui sera dissipée avec le temps en dehors de toute utilisation.
- **Densités massique et volumique de l'énergie :** Elles représentent les quantités maximales d'énergies divisées par la masse ou le volume du dispositif de stockage. Les densités d'énergie sont calculées en Wh/kg et Wh/l.
- **Les coûts d'investissement et d'exploitation :** elle la part la plus marquante sur toute la durée de vie du système. Le coût est évalué par unité puissance (\$/kW) ou par unité d'énergie (\$/kWh). Il est divisé par le rendement de stockage. Le coût peut être évalué par cycle pour les systèmes de stockage d'énergie ayant des fréquences de charge / décharge.

- **Autres caractéristiques :** d'autres caractéristiques peuvent être prises en compte dans les technologies de stockage d'énergie comme : l'aspect écologique, la fiabilité, les équipements de contrôle et de surveillance, les contraintes opérationnelles, la facilité de maintenance, le niveau de maturité, etc.

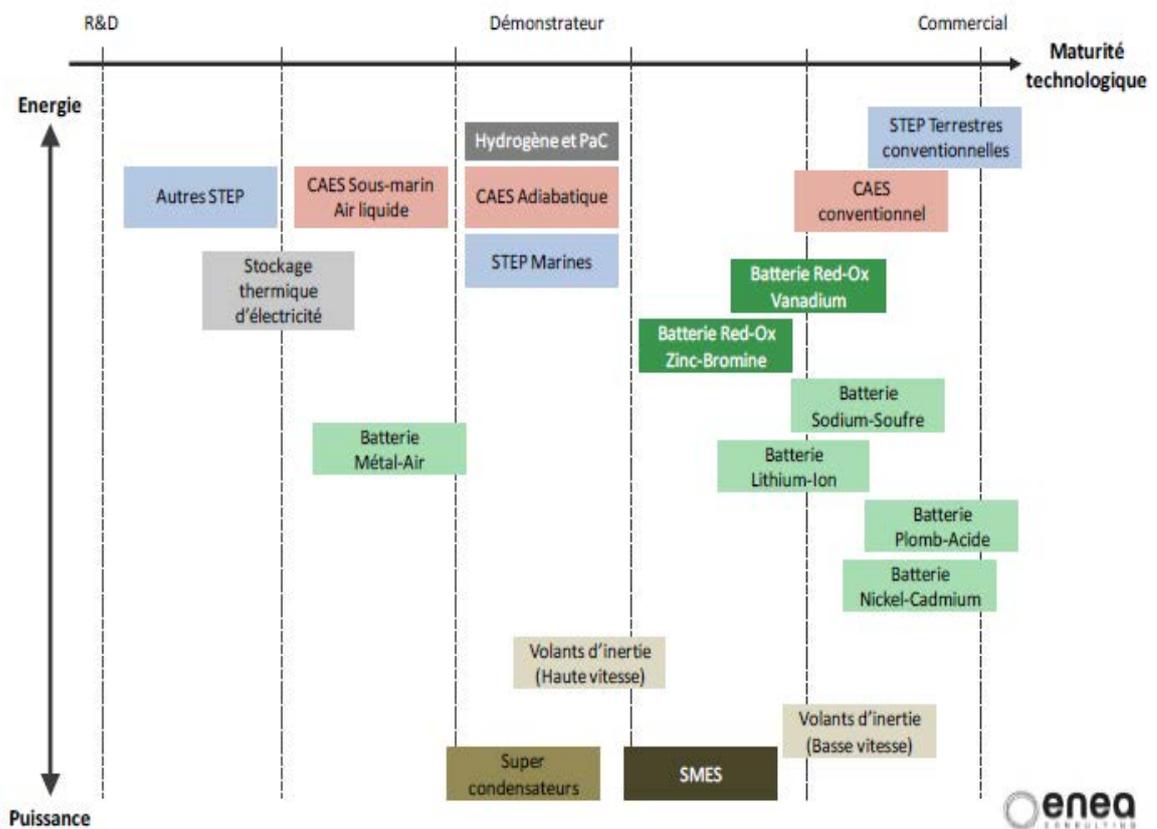


Figure 10 – Niveau de maturité technologiques des différents moyens de Stockage d'électricité (Source ENEA)

Technologie de Stockage	Gamme de puissance (MW)	Capacité disponible	Temps de décharge	Temps de réponse	Autodécharge (% / jour)	Rendement	Durée de vie (ans)	Nombres de Cycles	Energie Spécifique	Coûts (\$/kW)	Coûts (\$/kWh)
STEP	100-5000 ⁺	1000 ⁺	1-24 ⁺ h	~3 min	0.0005-0.02	65-85	30-60	-	0.1-1.5	600-2000	5-100
D-CAES	5-300 ⁺	1000 ⁺	1-24 ⁺ h	~10 min	0.0003-0.03	40-60	20-40	-	30-60	400-800	2-50
A-CAES	0.1-100 ⁺	1-100 ⁺	1-24 ⁺ h	min	0.5-1	75-95	20-30	-	30-60	700-1000	40-80
I-CAES	0.1-10	1-10	1-12 h	< 1 min	Négl.	75-95	20-30	-	30-60	500-1000	10-100
UW-CAES	1-1000 ⁺	1-1000 ⁺	1-24 ⁺ h	< 1 min	Négl.	75-95	20-30	-	30-60	750-2000	40-200
Volant d'inertie	0.1-10 ⁺	0.01-5	s-min	ms-s	55-100	75-95	15-20	20000-100000	5-100	250-350	1000-5000
Batterie Pb - Acide	0.0001-50	0.1-100	s-h	ms	0.033-0.3	70-90	5-15	400-1500	20-50	300-600	200-400
Batterie Ni-Cd	0.01-40	10 ⁻⁵ -1.5	s-h	ms	0.067-0.6	60-73	10-20	1000-1500	40-75	500-1500	800-1500
Batterie Ni-MH	0.01-1	10 ⁻⁵ -0.5	h	ms	0.4-1.2	70-75	5-10	800-1200	45-80	600-1800	900-1800
Batterie Li-Ion	0.1-50	10 ⁻⁵ -100	min-h	ms	0.1-0.3	85-95	5-15	2000-5000 ⁺	70-250	1200-4000	600-2500
Batterie Na-S	0.05-50	6-600	s-h	ms	0.05-20	70-90	10-15	4000-4500	100-240	1000-3000	300-500
Batterie Na-N₂Cl₂	0.001-1	0.12-5	min-h	ms	15	85-90	15	4000-4500	85-140	400-1800	500-1000
Redox VRB	0.05-7	0.01-10	s-10h	ms	0.2	60-85	5-15	10000-13000	10-35	600-1500	150-1000
Redox ZBB	0.025-2	0.05-4	s-10h	ms	0.24	60-75	5-10	5000-10000	30-85	700-2500	150-1000
Redox PSB	1-15	0.01-10 ⁺	s-10h	ms	Négl.	57-85	10-15	2000-2500	10-50	330-2500	120-1000
Pile à combustible-Hydrogène	0.1-1000 ⁺	100-1000 ⁺	1-24 ⁺ h	s-min	Négl.	30-50	20-30	-	-	1900-6300	1-10
Pile à combustible - Méthane	0.1-1000 ⁺	100-1000 ⁺	1-24 ⁺ h	min	Négl.	25-30	30	-	-	3500-5000	1-10
Super - condensateurs	0.001-10	10 ⁻⁶ -10 ⁻²	ms-h	ms	20-40	85-95	10-20	>100000	2.5-50	10-360	300-2000
Inductances super conductrices	0.01-10	10 ⁻⁴ -0.1	ms-min	ms	10-15	80-90	15-20	>100000	0.5-5	200-350	1000-10000

Tableau 4 - Caractéristiques des systèmes de stockages d'énergies [20]–[28].

4. Pour conclure :

Dans ce chapitre, nous avons présenté et comparé les différents systèmes de stockage de l'énergie électrique. La comparaison établie entre les caractéristiques de ces systèmes nous a permis de faire un choix sur la technologie de stockage la plus appropriée pour les systèmes hybrides éolien-diesel. Ce choix de stockage à air comprimé sera justifié dans le chapitre suivant et secondé d'une exposition exhaustive des différents systèmes hybrides (finalisés et en phase de recherche) avec stockage à air comprimé. Également, nous explorerons les systèmes de stockage hydropneumatiques qui consistent en la combinaison du système de stockage pneumatique au système de stockage hydraulique. Vu l'importance primordiale de cette technologie relativement récente sur les résultats de cette étude, nous avons jugé utile de nous nous inspirer de sa conception dans l'objectif de développer notre propre système de stockage, lequel sera adapté au système hybride éolien-diesel.

Chapitre 3- Systèmes hybrides pour les sites isolés- revue de littérature

1. Stockage associé au SHED dans les sites isolés

L'étude comparative élaborée dans le chapitre précédent montre clairement une préférence pour l'une des technologies de stockage, selon un seul critère de choix et non selon la globalité de toutes les caractéristiques techniques déjà citées. Ainsi le choix optimal d'un système de stockage est principalement lié à la nature de l'application et au type de production électrique. Pour les sites isolés, le dispositif de stockage doit répondre à plusieurs exigences techniques, sociales, économiques et environnementales. Il doit être bien adaptable avec les systèmes de productions d'électricité dans ces sites et avec les ressources renouvelables disponibles, principalement le générateur diesel et les éoliennes. Le dispositif de stockage doit être aussi capable d'agir en temps réel en fonction des fluctuations de la puissance générée par les ressources renouvelables et de la charge électrique appliquée. De plus, l'énergie stockée doit être bien gérée durant sa restitution afin de limiter tant que possible le fonctionnement des générateurs diesels et de minimiser leur consommation.

Dans sa thèse et ses articles postérieurs [10], [15], [17], [35], [36], H. Ibrahim a justifié le choix de la technologie de stockage sous forme d'air comprimé pour qu'elle soit associée au système hybride éolien-diesel dans les sites isolés. Ses études ont abouti à exclure toutes les autres technologies de stockage pour plusieurs raisons ; les batteries électrochimiques ont été exclues à cause de leur production électrique modeste qui ne peut pas répondre aux besoins lorsque la puissance est élevée. Il en est ainsi pour le stockage cinétique qui ne peut pas stocker des grandes quantités d'énergie à long terme. Le stockage par super-condensateurs n'a pas été adopté à cause de son coût unitaire élevé et du pourcentage d'auto décharge qui atteint 5 % par jour et qui réduit subséquemment l'autonomie du système de stockage. La complexité du système de réfrigération des inductances super conductrices et le prix prohibitif des batteries redox et autres facteurs font des barrières pour l'utilisation de ces méthodes de stockage avec le SHED. De même, malgré l'importance du stockage d'énergie chimique surtout les piles à combustible à hydrogène, ces systèmes ont été exclus car une intervention interne et complexe sur l'architecture des moteurs diesel sera nécessaire pour les faire opérer avec l'hydrogène comme carburant. Également, le stockage hydraulique gravitaire a été exclu de la liste des

technologies candidates parce qu'il nécessite une ressource d'eau abondante et un lieu géographique spécifique avec un grand dénivelé entre les réserves d'eau inférieures et supérieures. Concernant la technologie de stockage thermique, elle a été proposée comme un système auxiliaire qui améliore la performance énergétique des SHED et non pas comme un dispositif de stockage principal.

Une étude détaillée basée sur la méthode de « l'indice de performance » a validé le choix du stockage d'énergie sous forme d'air comprimé et a montré que le stockage d'air comprimé est le meilleur choix, le plus adaptable pour les systèmes hybrides de type éolien-diesel destinés à alimenter en électricité des sites isolés. Tout en prenant en considération une liste de critères bien précise (coût, durée de vie, rendement énergétique, autonomie, efficacité, etc.), cette étude nous a permis de mieux appréhender les avantages du stockage sous forme d'air comprimé.

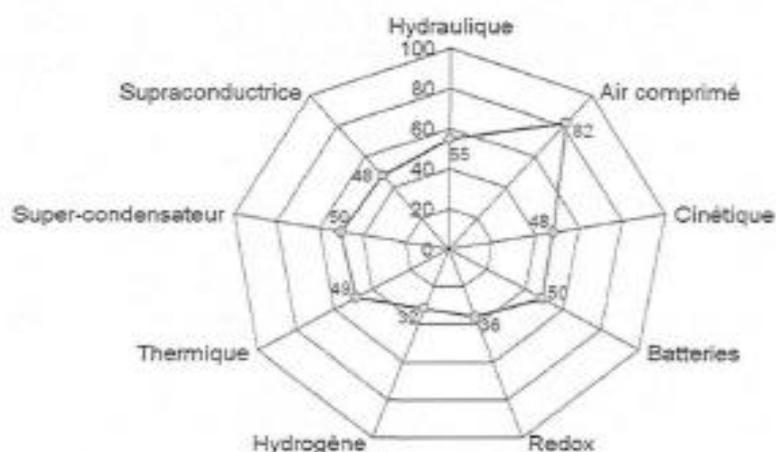


Figure 11- Indice de performance pour différents systèmes de stockage d'énergie

Un tel système de stockage présente une solution intéressante aux problèmes des fortes fluctuations stochastiques de l'énergie éolienne car il permet une conversion élevée (60-70% sur un cycle charge-décharge complet), et il est conçu, avec des matériaux conventionnels faciles à recycler, de façon à effectuer un nombre de cycles quasi illimité [17].

2. Stockage sous forme d'air comprimé

L'utilisation de l'air comprimé pour stocker de l'énergie n'est pas un problème nouveau. Il remonte presque à l'origine de la révolution industrielle avec le développement du transport. Les moteurs à air comprimé ont été déjà utilisés depuis le 19ème siècle, notamment pour les tramways. L'air comprimé a également été utilisé pour propulser des locomotives à air comprimé dans les mines de charbon afin d'éviter les incendies, en limitant le risque

d'explosion de gaz pendant le transport du charbon et des mineurs dans ces mines (Figure 12). Cette technologie a été largement étudiée dans les années 1970 pour fournir les services de suivi de la charge et pour augmenter le rendement des centrales de production (notamment nucléaire) en stockant l'électricité hors pointe [37].



Figure 12 - Une locomotive à air comprimé utilisée pour transporter le charbon et les mineurs dans la mine de charbon de Bankhead (Alberta, Canada) au début du XXe siècle entre 1904 et 1922 (Source : https://en.wikipedia.org/wiki/Bankhead,_Alberta)

Récemment, des systèmes de stockage d'énergie à grande échelle d'air comprimé (CAES) ont été introduits. Ce sont de grandes cavités souterraines remplies d'air comprimé en utilisant l'énergie électrique excédentaire. Cet air est récupéré plus tard sous la forme d'électricité lorsque cela est nécessaire. En 1978, une première centrale de production électrique avec stockage de l'énergie de l'air comprimé (CAES) a été construite à Huntorf en Allemagne avec une capacité de 290 MW. Sa capacité de stockage atteint 310,000 m³ d'air comprimé avec une marge de pression entre 44 et 70bars. En 1991, une autre de 110 MW a été construite en McIntosh, Alabama, avec une capacité de stockage qui atteint 540,000 m³. L'air déjà comprimé sera réchauffé dans une chambre de combustion et détendu dans une turbine à gaz. Les deux Centrales sont toujours en opération aujourd'hui [38].

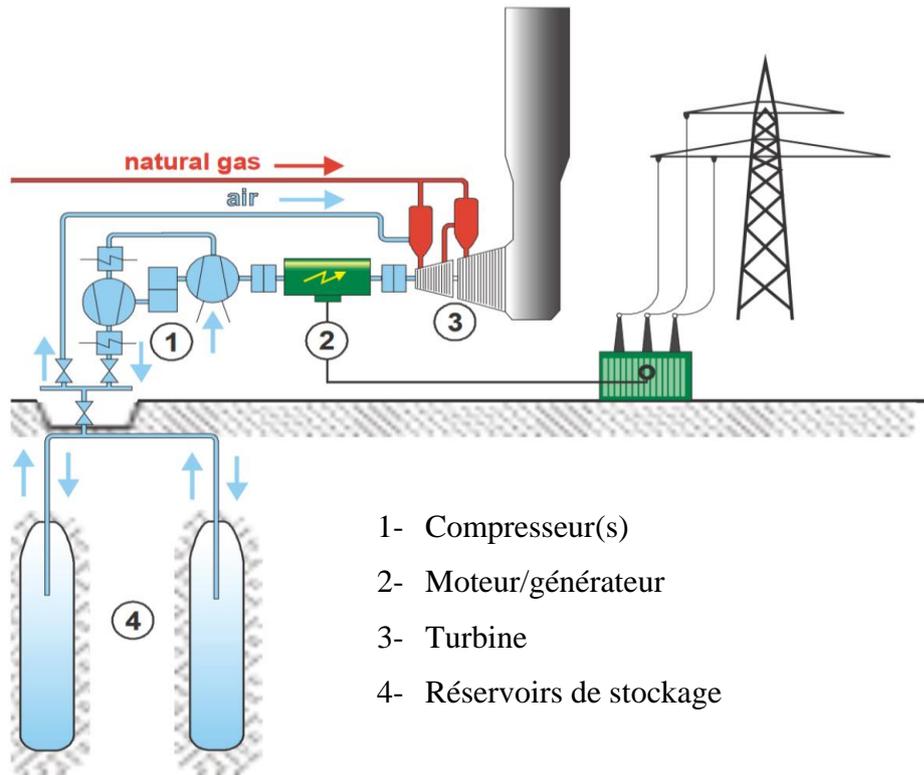


Figure 13 - Principaux composants d'une installation CAES [39]

3. Classification des systèmes de stockage sous forme d'air comprimé

Il existe deux systèmes adoptés pour le stockage de l'air : le système de stockage à volume constant (isochore) et le système de stockage à pression constante (isobare). La plupart des systèmes CAES existants fonctionnent dans des conditions de volume constant. Selon cette modalité, le volume de stockage est un réservoir de stockage fixe dans lequel la pression varie à volume constant pendant les modes de compression et d'expansion. Notons que les deux systèmes CAES de Huntorf et McIntosh sont conçues pour fonctionner à volume constant, où la pression de l'air dans les cavernes varie de 48 à 66 bars à Huntorf et de 45 à 74 bars à McIntosh. En outre, dans le système de stockage à pression constante, la pression de l'air stocké dans le réservoir est maintenue constante en faisant varier le volume d'air comprimé pendant les phases de compression et de détente (compensation par l'eau). Cette méthode de stockage améliore l'efficacité du système et minimise les pertes en dépit des instabilités de flux qui pourraient être créées (effet champagne)[40].

Les technologies CAES sont classées selon 3 concepts : diabatique, adiabatique et isotherme[41]. Chaque concept dépend de la façon dont la chaleur due à la compression est utilisée. Dans le concept diabatique (D-CAES), l'air comprimé est stocké à une température

proche de la température ambiante. La chaleur résultante de la compression de l'air sera dissipée à l'atmosphère. Lors de la détente de l'air comprimé, et pour éviter les phénomènes de condensation et l'accumulation de glace dans le module d'expansion, une source de chaleur supplémentaire sera nécessaire pour réchauffer l'air comprimé avant son expansion. D'autre part, dans le concept adiabatique (A-CAES), l'énergie thermique résultant de la compression sera stockée dans un système de stockage d'énergie thermique TES pour une utilisation tardive. Généralement, il sera utilisé pour chauffer l'air comprimé avant son expansion. Dans le cas du concept isotherme (I-CAES), la chaleur de compression doit être minimisée ou évitée ; ce concept est proposé pour réduire les pertes exergétiques des compresseurs et des détendeurs. Le travail de compression peut être réduit en pré refroidissant la température d'air d'entrée des compresseurs. Le cycle idéal d'un tel processus est de 100%, cependant, de nombreux problèmes techniques sont rencontrés dans la réalisation de la compression et de l'expansion à des températures ambiantes.

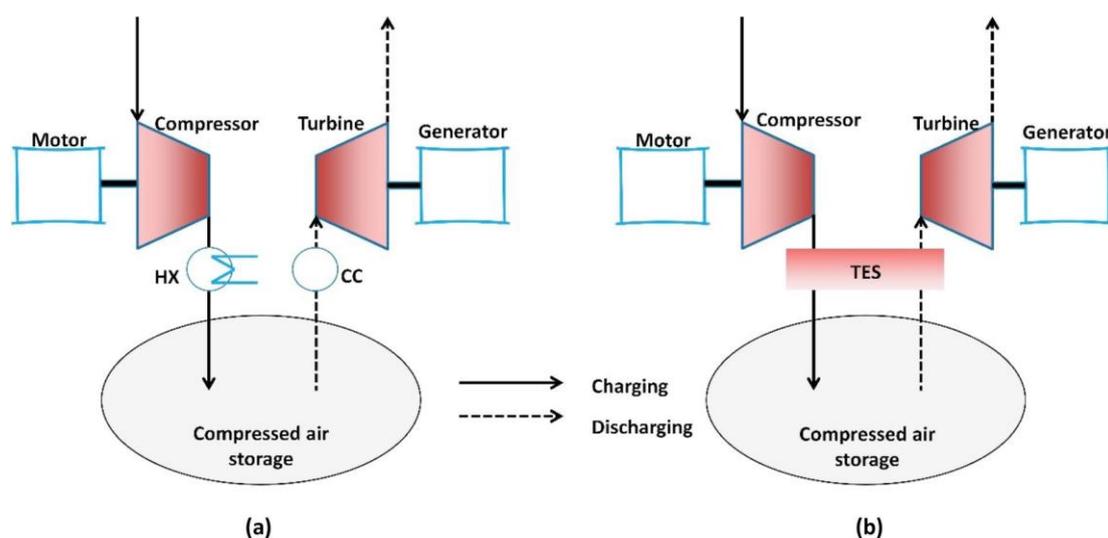


Figure 14 - Systèmes CAES diabatique (a) et adiabatique (b) [42].

Le concept adiabatique A-CAES est l'une des solutions écologiques les plus prometteuses. Plusieurs systèmes d'A-CAES modifiés ont été proposés récemment. L'adiabatique avancé AA-CAES consiste en l'installation d'un système de stockage d'énergie thermique (TES) à haute capacité en plus d'un système de compression amélioré. L'efficacité globale d'un tel système peut atteindre les 70%. Il s'agit d'une efficacité énergétique de stockage relativement élevée par rapport au processus diabatique avec une efficacité maximale de 54%. Actuellement, la première plante adiabatique avancée (AA-CAES) ADELE est en cours de développement en Saxe-Anhalt en Allemagne. Visant une efficacité de cycle de 70%, avec une capacité de

stockage de 360 MWh, cette centrale peut fournir 90 MW de production d'électricité [24]. Un autre système adiabatique à basse température (LTA-CAES) a été proposé [43]. Ce concept vise à éviter les défis techniques liés aux températures élevées de stockage d'énergie thermique et aux hautes pressions avec A-CAES.

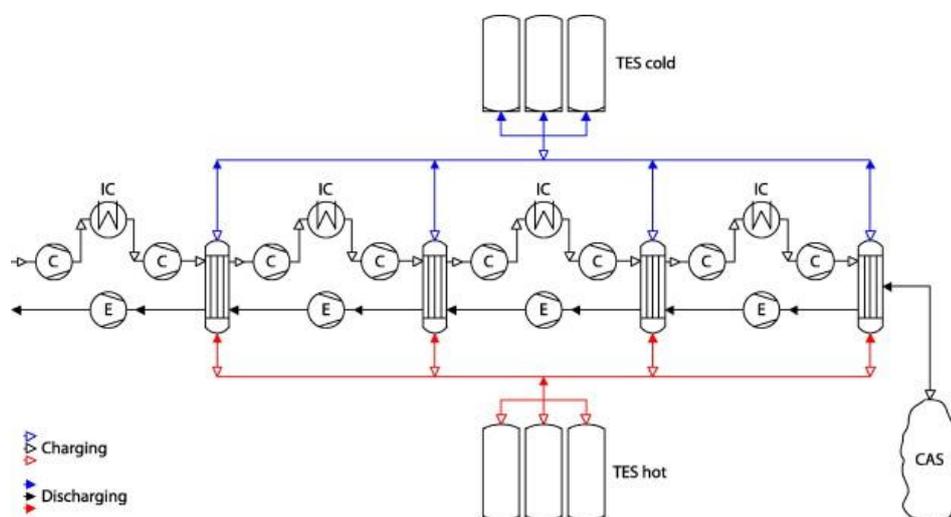


Figure 15 –le système adiabatique à basse température (LTA-CAES)

Un autre système nommé T-CAES qui est basé sur le principe de la trigénération et qui combine le stockage d'énergie, le chauffage et le refroidissement, a été proposé [24], [25]. Son principe de fonctionnement est similaire à A-CAES : la détente de l'air comprimé se fait à basse température pour générer de l'énergie électrique et produire le froid, et la chaleur retirée de la compression est utilisée pour répondre à des besoins de chauffage.

Pour résoudre les problèmes résultant de l'électrification des sites isolés par des moteurs diesels, plusieurs systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé ont été proposés récemment. Les paragraphes qui suivent donnent une idée générale sur ces systèmes.

3.1. Système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé à petite échelle (SHEDACPE)

Ce système est conçu pour répondre aux besoins électriques des petites stations installées dans des régions éloignées qui ne sont pas desservies par un réseau électrique comme les stations de télécommunication ou autres infrastructures. Ces applications ont besoin d'une source d'électricité fiable et continue qui sera disponible durant toute l'année. Généralement ces sites sont servis par des générateurs diesel qui posent toujours d'énormes problèmes techniques, écologiques et économiques.

Le système est constitué d'une centrale éolienne couplée à un compresseur et un moteur pneumatique (Figure 16). L'idée consiste à utiliser l'énergie éolienne comme une source d'appoint. Durant les périodes de fort vent où la puissance éolienne dépasse la charge électrique demandée, les turbines éoliennes alimentent directement la station en électricité et l'excédent de cette énergie sera utilisé par un moteur électrique pour alimenter un compresseur afin de recharger l'air comprimé dans des réservoirs à une pression qui atteint 300 bars. L'air déjà comprimé sera détendu dans un moteur à air comprimé pour alimenter la station en absence d'une énergie éolienne suffisante.

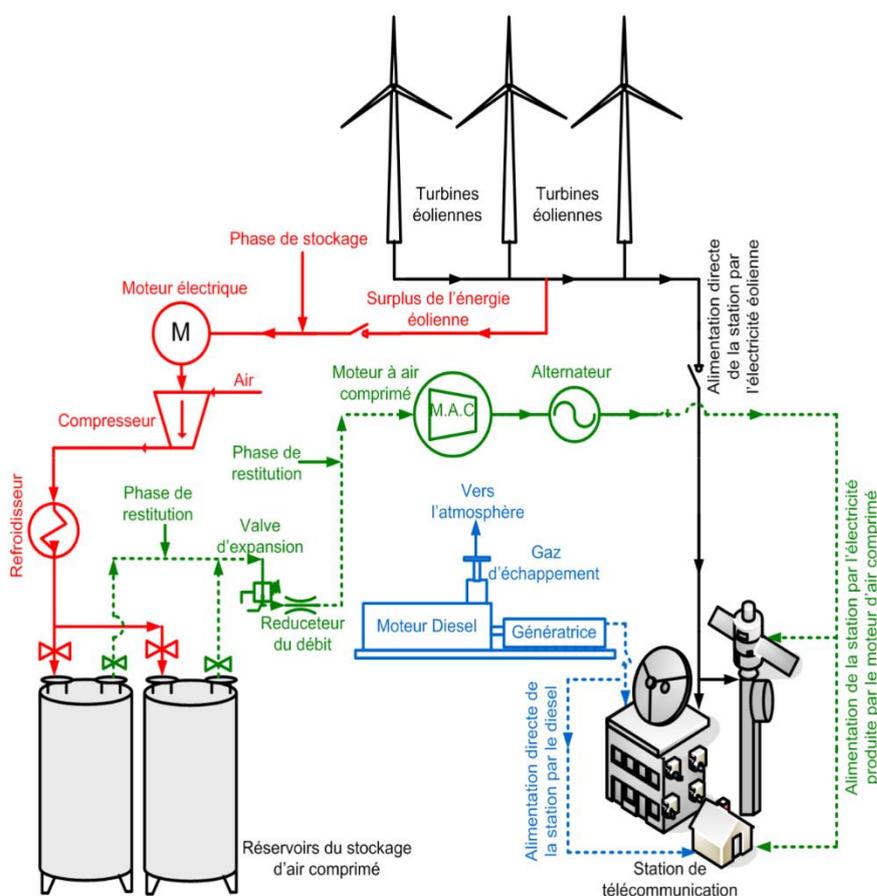


Figure 16 - Système hybride Eolien-Diesel à petite échelle avec stockage de l'air comprimé (SHEDACPE) [7]

L'autonomie de ces systèmes est liée directement à la capacité des réservoirs installés ; le moteur diesel sera utilisé seulement en absence totale de l'air comprimé dans les réservoirs de stockage. En ce qui concerne la puissance éolienne installée, elle doit être assez suffisante pour recharger les unités de stockage même lorsque la vitesse du vent est faible. Il est préférable que la puissance éolienne dépasse le double de la puissance électrique demandée.

Le système Hybride éolien-diesel (SHEDACPE) présente beaucoup d'avantages ; il augmente au maximum le taux de pénétration de l'énergie éolienne, réduit les heures d'opération et les visites de maintenance et d'entretien des générateurs diesels, réduit l'usure et prolonge la durée de vie de ces derniers et réduit enfin la consommation du carburant et les émissions nocives.

3.2. Système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé à moyenne échelle (SHEDAME)

Cette configuration est proposée pour alimenter en électricité les sites éloignés non connectés aux réseaux publics d'électricité où l'électricité est fournie généralement par des générateurs diesels (villages, îles, etc.). Comme pour les systèmes à petite échelle, la centrale éolienne alimente le village durant les périodes de haute pénétration lorsque la puissance générée par les turbines dépasse la charge demandée. L'excédent de l'énergie est utilisé pour comprimer de l'air frais dans des réservoirs de stockage (Figure 17). Cet air sera utilisé ultérieurement pour suralimenter les moteurs diesel en complément ou en substitution à sa suralimentation initiale lors des périodes de faible pénétration lorsque la puissance éolienne ne supporte pas la charge du village [10].

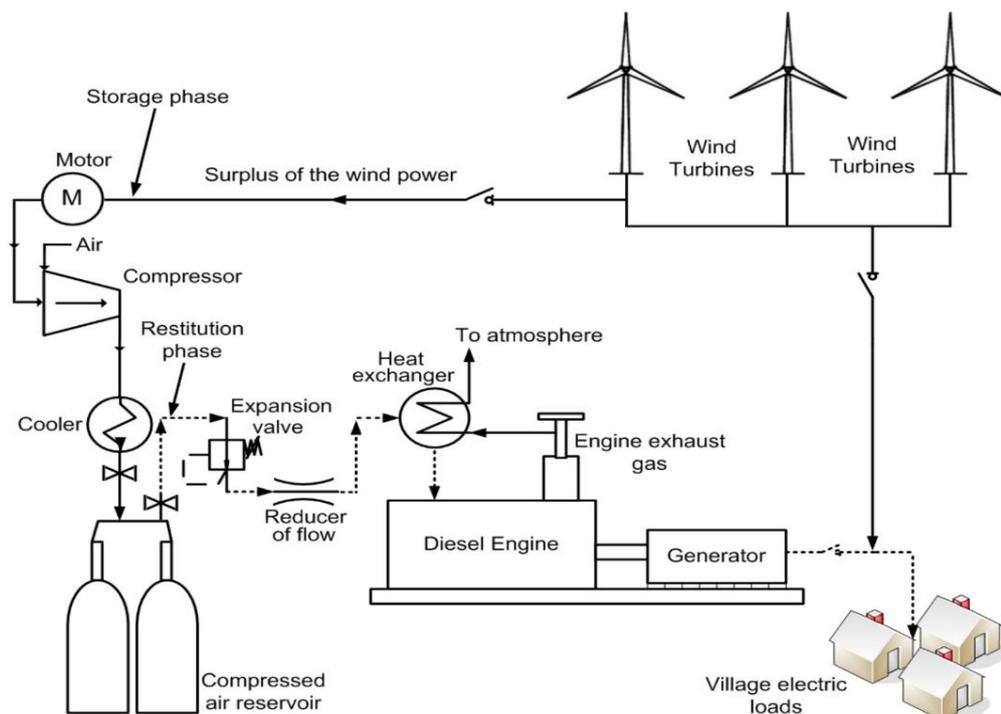


Figure 17 - Système hybride Eolien-Diesel à moyenne échelle avec stockage de l'air comprimé (SHEDAME)

3.3. Suralimentation supplémentaire des moteurs Diesel :

Généralement, la plupart des moteurs diesel utilisés dans les sites isolés sont équipés par un système de suralimentation par turbocompresseur. La suralimentation consiste à profiter de l'énergie disponible dans les gaz d'échappement pour augmenter la masse volumique de l'air admis dans les moteurs diesel, tout en effectuant un procédé de compression, et ce dans le but d'augmenter la puissance spécifique de ces moteurs. Pour les charges moyennes, le rendement indiqué d'un moteur diesel suralimenté subit une augmentation d'environ 170 % par rapport à un moteur atmosphérique. Par contre, cette augmentation de rendement reste modeste pour les fortes et les faibles charges. La suralimentation supplémentaire améliore le rendement du moteur sur toute la plage de fonctionnement en faisant opérer le moteur en permanence avec un rapport (air/fioul) optimal (Figure 18). Elle augmente aussi la puissance spécifique (par unité de cylindre) du diesel ce qui conduit à une réduction de la cylindrée (downsizing) et une diminution de la consommation.

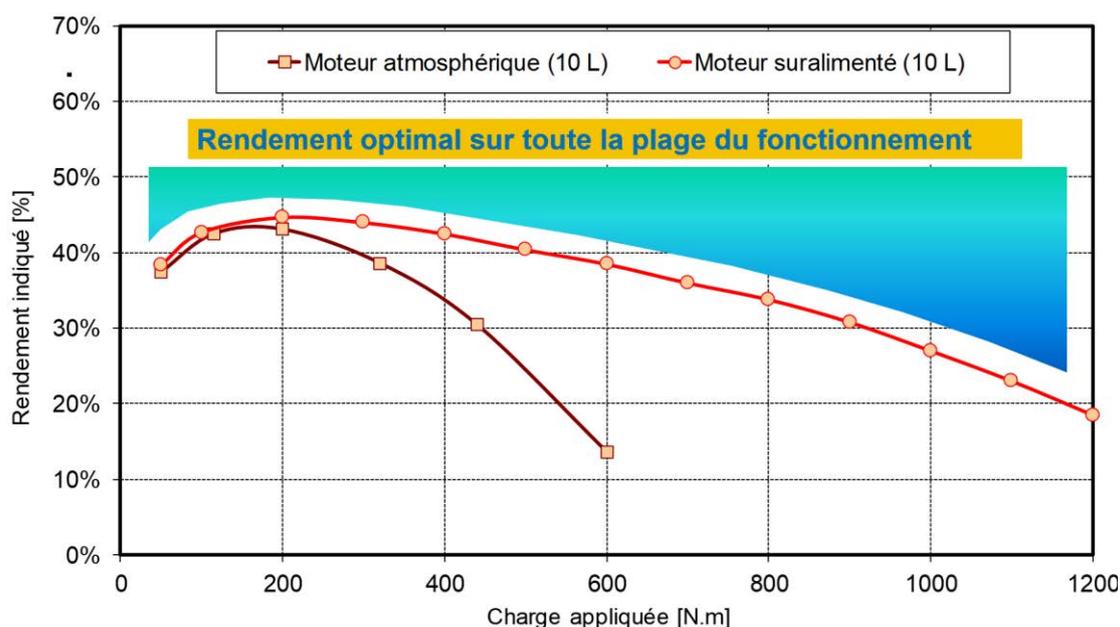


Figure 18 - potentiel de la suralimentation supplémentaire du moteur diesel par l'air comprimé stocké [44]

Plusieurs techniques ont été proposées pour la suralimentation supplémentaire des moteurs Diesel par l'air comprimé stocké. Chacune présente des avantages et des inconvénients.

La première méthode consiste à détendre l'air comprimé devant une turbine installée en série sur l'axe du compresseur du moteur diesel dans le but d'augmenter le couple sur l'axe et d'augmenter le taux de compression surtout aux faibles régimes de fonctionnements du moteur (Figure 19 a). La deuxième consiste à réaliser une suralimentation bi-étagée en montant une deuxième étage de suralimentation à basse pression pour augmenter le rendement global du

système (Figure 19 b). Dans la troisième méthode, l'air comprimé est détendu directement en amont du compresseur après qu'il soit réchauffé par les gaz d'échappement (Figure 19 c). Une quatrième proposition consiste à injecter l'air comprimé directement après réchauffement dans la chambre de combustion du moteur à travers une troisième soupape ou bien dans le collecteur d'admission (Figure 19 d). Une autre proposition nommée procédé Hyperbar consiste à suralimenter le moteur par une série de sous-systèmes disposés en dérivation par rapport au moteur dans le but d'augmenter le rapport de pression de suralimentation (Figure 19 e). Enfin une technique qui consiste à faire fonctionner le diesel avec le cycle de Lenoir pressurisé. L'air comprimé transforme le moteur à 4 temps en une sorte de moteur à 2 temps qui diffère du moteur à 2 temps classique (Figure 19 f).

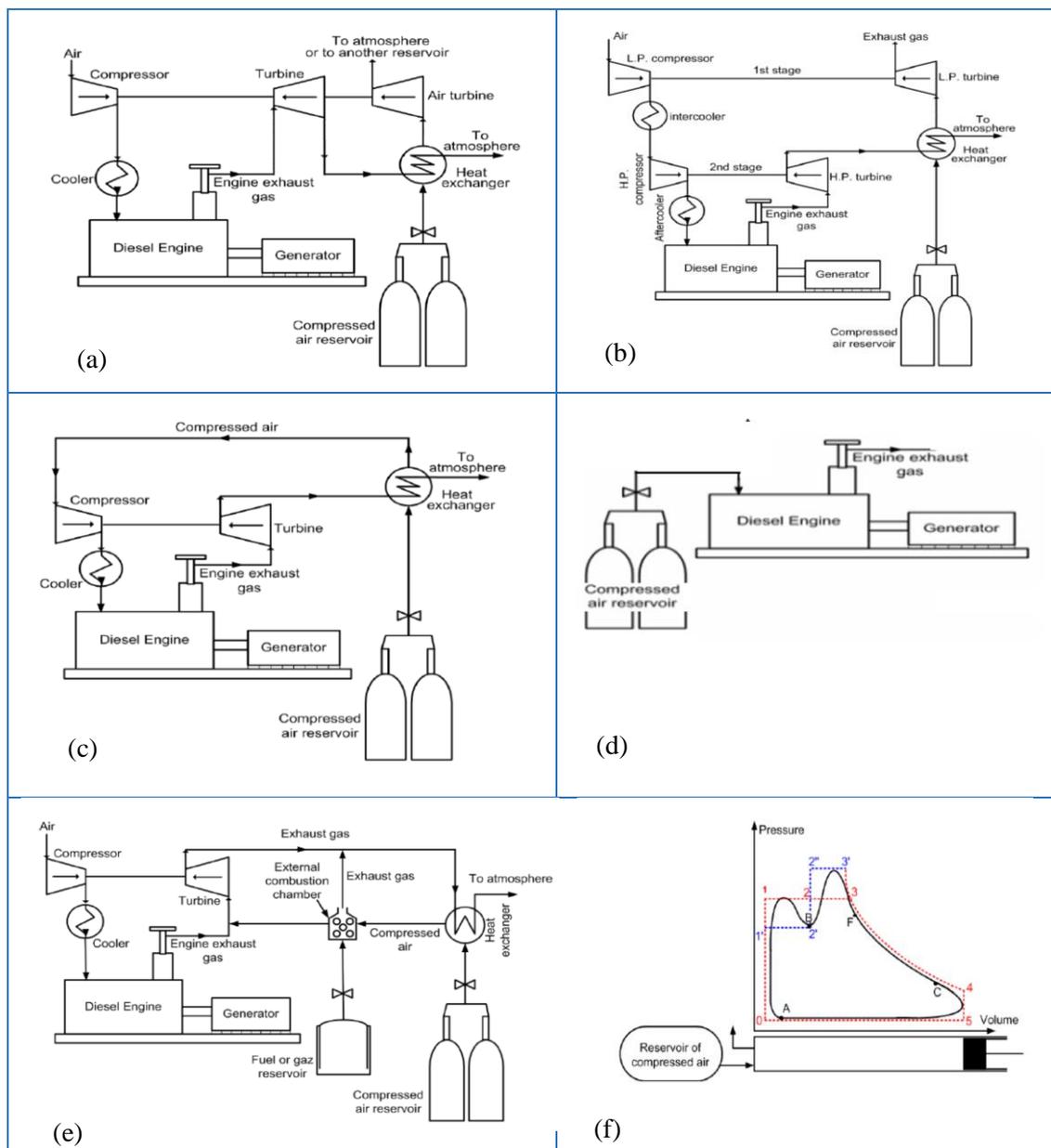


Figure 19 – Différentes techniques pour la suralimentation supplémentaire des moteurs Diesel [17]

Tenant compte de plusieurs critères (efficacité, simplicité de la conception, adaptation au moteur diesel, coût, système de contrôle), une étude comparative, réalisée par application de la méthode de l'indice de performance, a montré que la suralimentation par la détente de l'air comprimé devant une turbine installée en série sur l'axe du compresseur du moteur diesel et la suralimentation par la détente directe en amont du compresseur sont considérées comme les deux meilleures technologies et les plus adaptables au SHEDAME [45].

3.4. Hybridation pneumatique

Dans le cadre de sa thèse, T. Basbous a proposé et étudié l'hybridation pneumatique des moteurs diesel. Cette hybridation transforme les moteurs diesel en moteurs hybrides pneumatiques Diesel (MHPD). Elle consiste à adapter ces moteurs en leur permettant de pouvoir être entraînés totalement ou partiellement par l'air comprimé. L'idée n'est pas nouvelle, elle est inspirée des recherches sur l'hybridation pneumatique des moteurs à combustion interne utilisée dans les applications automobiles [46], [47].

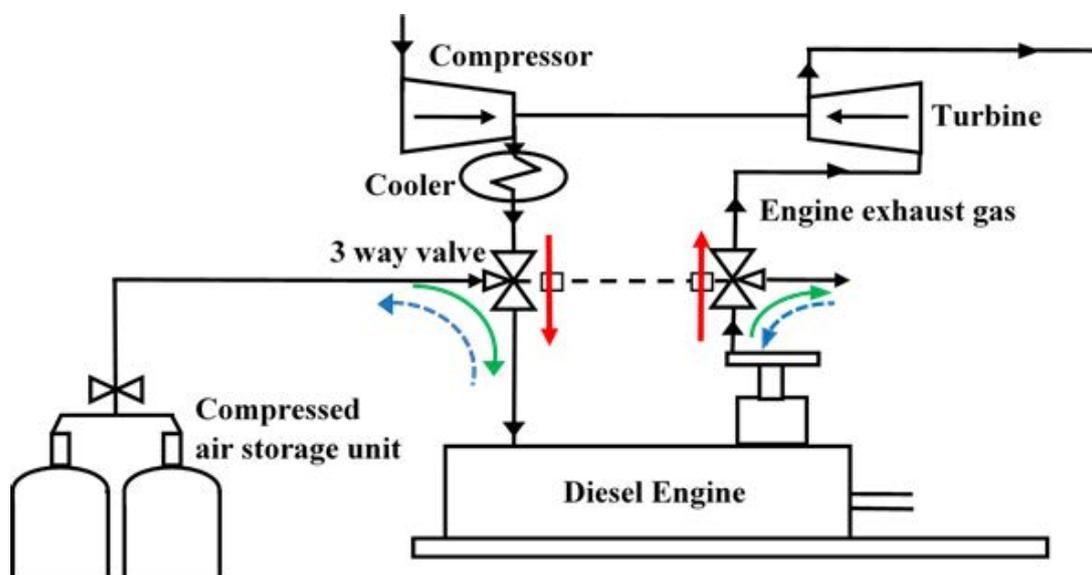


Figure 20- System SHEDAC-MHDP proposé pour l'hybridation pneumatique du Diesel [48]

Pour répondre aux besoins des sites isolés, un système SHEDAC-MHDP a été conçu. Il consiste à combiner le système hybride éolien- diesel SHED à un réservoir de stockage d'air comprimé et à transformer le moteur Diesel existant en un moteur MHPD [45]. Dans cet objectif, quelques modifications ont été proposées sur le Moteur Diesel existant telles que :

- L'ajout de deux vannes à trois voies entre le turbocompresseur et les collecteurs d'admission et d'échappement du diesel. Le premier connecte le compresseur à l'admission du diesel d'une part et aux réservoirs de stockage d'autre part. La deuxième vanne lie la turbine au collecteur d'échappement et à l'atmosphère.
- La modification du système de distribution existant en un système de distribution électromagnétique ou piézo-électrique pour la commande des soupapes [49].
- L'adaptation du système de Contrôle du système d'injection.

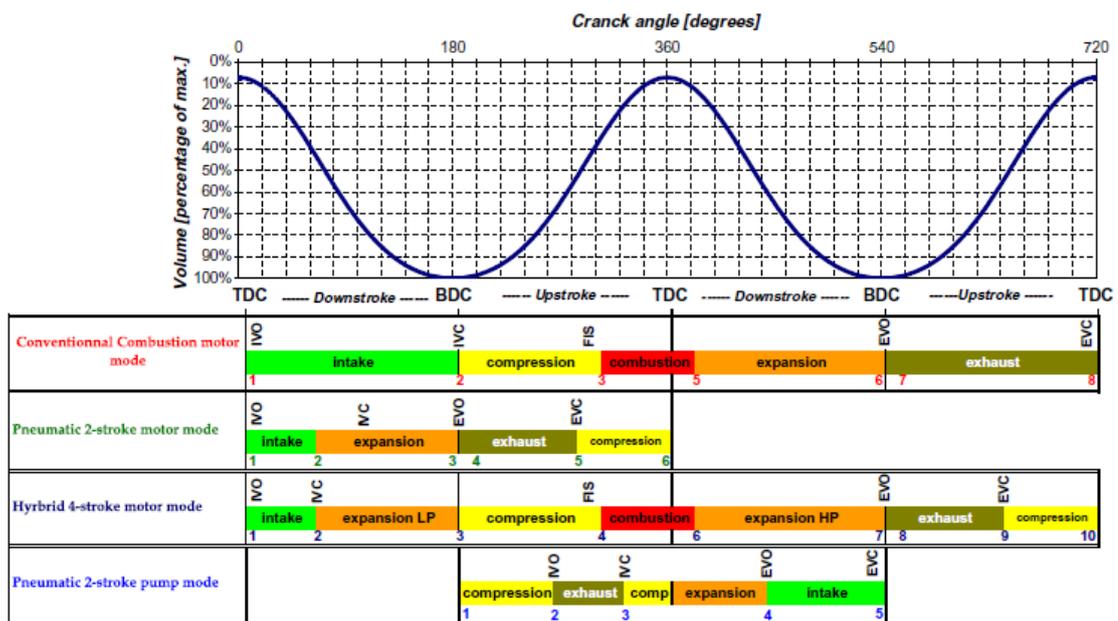


Figure 21 - principe de fonctionnement su système hybride SHEDAC-MHDP [45].

Le système fonctionne selon 4 modes :

- 1- Mode conventionnel – Moteur à combustion à quatre temps : les deux vannes à trois voies connectent le turbocompresseur aux collecteurs d'admission et d'échappement du diesel qui fonctionne normalement suivant le mode traditionnel à quatre temps (Figure 22 a).
- 2- Mode moteur pneumatique à deux temps : dans ce mode les vannes connectent l'admission du Diesel aux réservoirs de stockage et l'échappement à l'atmosphère. Le moteur diesel fonctionne ainsi comme un moteur pneumatique avec l'arrêt total du système d'injection. L'air comprimé est admis directement via les soupapes d'admission (phase de descente du piston) puis rejeté à l'atmosphère après sa détente (phase de la montée du piston) (Figure 22 b).

- 3- Mode moteur hybride pneumatique-combustion à quatre temps : les vannes sont connectées similairement au deuxième mode. L'air comprimé admis via la soupape d'admission pousse le piston vers le bas durant le premier temps du cycle et les 3 autres temps restants sont similaires à un moteur à combustion interne à 4 temps (compression, combustion, détente, échappement). L'admission directe de l'air comprimé dans le diesel augmente le rendement du moteur et diminue ainsi la consommation (Figure 22 c)[50].
- 4- Mode pompe pneumatique à deux temps (Figure 22 d) : ce mode est l'inverse du mode moteur pneumatique. Dans ce cas la position des valves reste identique avec un arrêt complet du système d'injection, mais le temps d'ouverture et de fermeture des soupapes sera modifié de façon à ce que l'air soit admis à travers les soupapes d'échappement et rejeté dans les réservoirs de stockage à travers les soupapes d'admission. Ce mode est activé en cas d'excès de l'énergie éolienne et ainsi le Diesel joue le rôle d'un compresseur pneumatique servant à comprimer l'air dans les réservoirs.

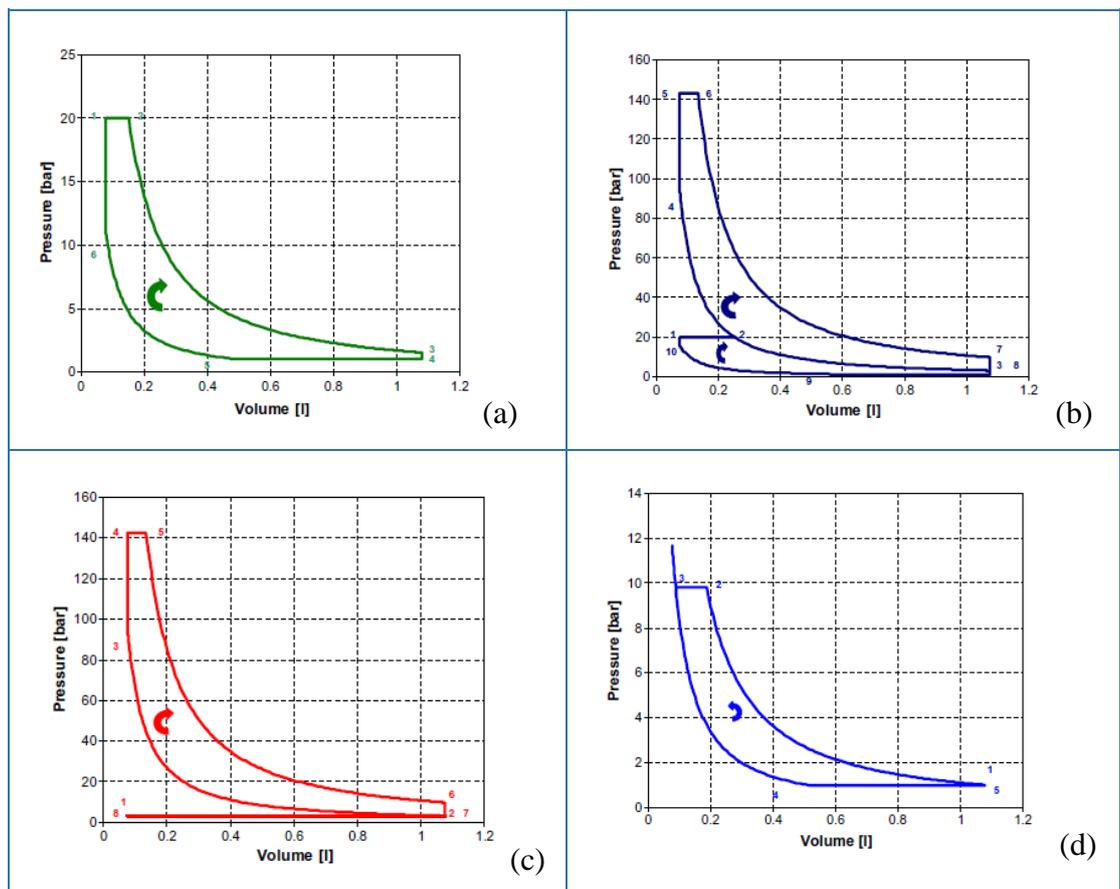


Figure 22- cycles thermodynamiques des 4 modes de fonctionnement du système hybride SHEDAC-MHDP [45].

Une stratégie de fonctionnement qui donne la priorité au moteur pneumatique est proposée. Le choix du mode convenable dépend principalement de la pression de l'air comprimé disponible dans les réservoirs de stockage et de la charge appliquée au moteur diesel. La Figure 23 illustre cette stratégie.

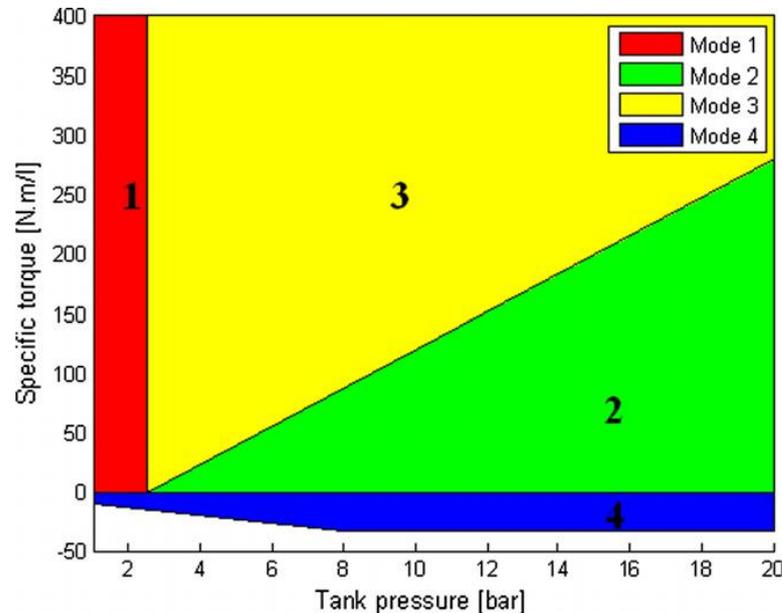


Figure 23 – Stratégie de fonctionnement du système SHEDAC-MHDP [51]

4. Stockage Hydro-pneumatique

Les systèmes de stockage hydro-pneumatique (HyPES) constituent une combinaison de systèmes de stockage pneumatique et hydraulique. D'une part, la compressibilité de l'air est utilisée pour stocker l'énergie dans un espace extrêmement réduit et d'autre part, la conversion de l'énergie mécanique est réalisée par une machine hydraulique à travers un piston à fluide. L'avantage de ce système est la séparation de l'élément de conversion d'énergie (machine hydraulique) de l'élément de compression de l'air.

4.1. Systèmes de stockage hydrauliques

Les systèmes de pompage d'eau sont connus depuis l'antiquité (vis d'Archimède, pompe à piston). Les systèmes de récupération d'énergie hydraulique sont apparus au début du moyen-âge sous la forme de moulins à eau associés aux scieries, aux forges ou aux minoteries. Par la suite, les systèmes de pompage hydraulique et de récupération d'énergie hydraulique (turbines) ont été diversifiés et continuellement améliorés pour atteindre de nos jours des rendements de

l'ordre de 95% pour les machines volumétriques (pompes), et 90% -92% pour les 3 principales turbines hydrauliques (Kaplan, Pelton et Francis).

En 1890, le pompage-turbinage STEP (PSS - pumped storage systems) est apparu en Suisse et en Italie. L'eau est pompée d'un réservoir inférieur à un autre de niveau supérieur et donc l'énergie est stockée sous forme d'énergie potentielle. Dans ce type de système, une pompe fonctionne pendant les périodes de faible demande de l'énergie électrique (électricité à faible coût) pour élever l'eau du réservoir inférieur à celui supérieur. L'eau stockée est libérée plus tard par des turbines hydrauliques pour produire de l'électricité pendant les périodes de pointe, lorsque le prix de l'électricité est plus élevé (Figure 24). Le déploiement historique du STEP diffère d'un pays à l'autre. Aux États-Unis, en Europe et au Japon, la majorité des usines STEP ont été construites entre 1960 et 1990. La raison de leur construction à cette époque est la hausse du prix du pétrole et du gaz, surtout après la crise énergétique en 1970, la nécessité de réduire la production d'énergie nucléaire (Pays d'Europe), la demande d'énergie croissante et le coût économique attractif en comparaison avec la production de carburant. En Chine, le développement du STEP s'est produit récemment en raison du développement économique rapide de ce pays [52]. En outre, la technologie de stockage STEP présente plusieurs avantages tels que le démarrage et l'arrêt flexibles, la régulation de tension et de la fréquence, l'adaptation aux variations de charges. Elle permet au même titre de transférer l'électricité des heures creuses aux heures de pointe et d'augmenter la fiabilité du réseau [53].

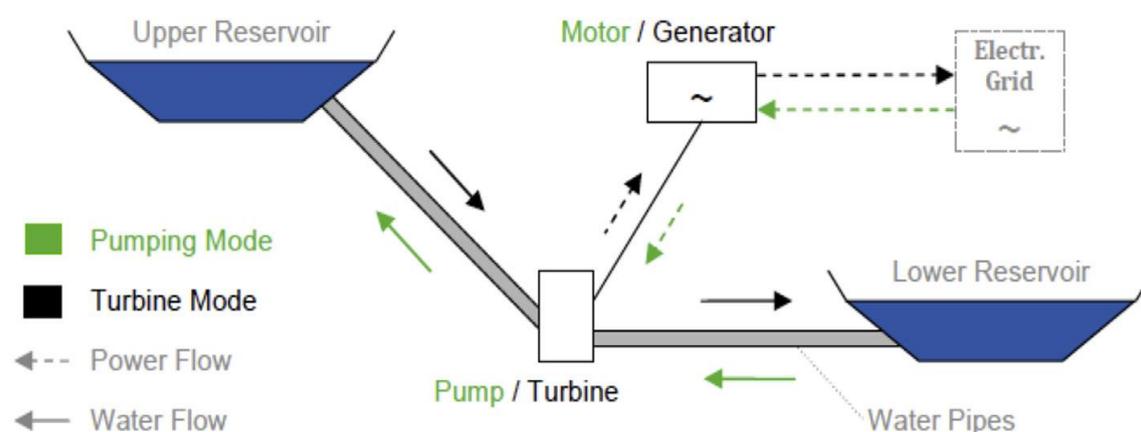


Figure 24 - Production d'électricité par pompage-turbinage (STEP)[54]

4.2. Stockage hydraulique hybride

L'augmentation de la contribution des sources d'énergie renouvelables est une bonne solution pour réduire les coûts de production d'électricité. La combinaison des systèmes STEP avec des éoliennes dans un système hybride (WP-PSS) peut présenter plusieurs avantages. Il peut améliorer la puissance de sortie surtout lorsque la nature de l'énergie renouvelable est intermittente. Cette combinaison permet une gestion efficace du vent en augmentant sa rentabilité et ses revenus et en minimisant les pertes d'énergie éolienne [55]. La puissance produite par les éoliennes est transmise au réseau pendant les périodes venteuses. Pendant les heures creuses l'énergie est utilisée pour pomper l'eau d'un réservoir inférieur vers le réservoir supérieur. L'eau stockée est ensuite libérée par une turbine hydraulique pour produire de l'électricité. Le WP-PSS est proposé pour fournir un approvisionnement énergétique continu en utilisant l'énergie éolienne comme source primaire et l'eau pour le stockage. Il peut s'agir d'un système d'énergie renouvelable autonome pour résoudre la pénurie d'électricité et d'eau dans les régions éloignées.

En outre, la combinaison du solaire photovoltaïque avec le STEP dans le système PV-PSS semble aussi être une bonne solution pour les petits systèmes autonomes, en particulier dans les régions éloignées [56].

Pour tirer parti de toutes les ressources énergétiques renouvelables disponibles, le STEP peut également être utilisé conjointement avec des sources d'énergie éolienne et solaire. Les zones de développement du STEP comprennent le stockage souterrain par pompage qui utilise la cavité souterraine existante comme réservoir inférieur, ou l'utilisation de la mer comme réservoir inférieur pour pomper l'eau de mer vers un réservoir supérieur pour la production d'électricité ou pour le dessalement de l'eau [57].

L'énergie éolienne combinée avec le STEP est considérée comme la technologie la plus complète économiquement et techniquement, mais son utilisation est tributaire de plusieurs restrictions géographiques. Le principal inconvénient de ces systèmes est leur dépendance d'une formation géologique spécifique en raison du besoin de deux grands réservoirs d'eau d'altitude différente. Ces sites existent dans des régions montagneuses qui sont généralement éloignées du centre de la demande [58].



Figure 25 – Pompage- turbinage de l'eau de mer à Okinawa au Japon (Capacité 30 MW) [57]

4.3. Systèmes de stockage Hydro-pneumatique

L'histoire de ce type de système commence dans les années 1980. L'idée était de maintenir une pression constante dans les cavernes de stockage d'air qui devraient alimenter les centrales électriques à turbine à gaz, afin d'augmenter leur efficacité. Pour cela, un système de stockage d'air à pression constante a été proposé par Alfred Schwarzenbach [59]. Pendant le processus de charge, l'air est comprimé à l'aide d'un compresseur indépendant dans une cavité souterraine scellée. L'air comprimé pompe l'eau dans un bassin libre situé au niveau du sol au moyen d'un tube de montée. Pendant le processus de décharge, l'eau s'écoule du bassin dans la caverne afin d'assurer une pression constante dans la caverne (Figure 26).

Malgré son efficacité, ce système présente quelques inconvénients non négligeables. En premier lieu, la pression statique de la colonne d'eau dépend de la profondeur de la caverne (800 m de profondeur pour une pression de 80 bars). En second lieu, des bulles d'air se forment dans l'eau pendant le processus de charge en raison de la dissolution de l'air dans l'eau (effet champagne). Ces deux contraintes provoquent une chute de pression dans la caverne qui engendrerait l'expulsion de la colonne d'eau et l'évacuation complète de la caverne.

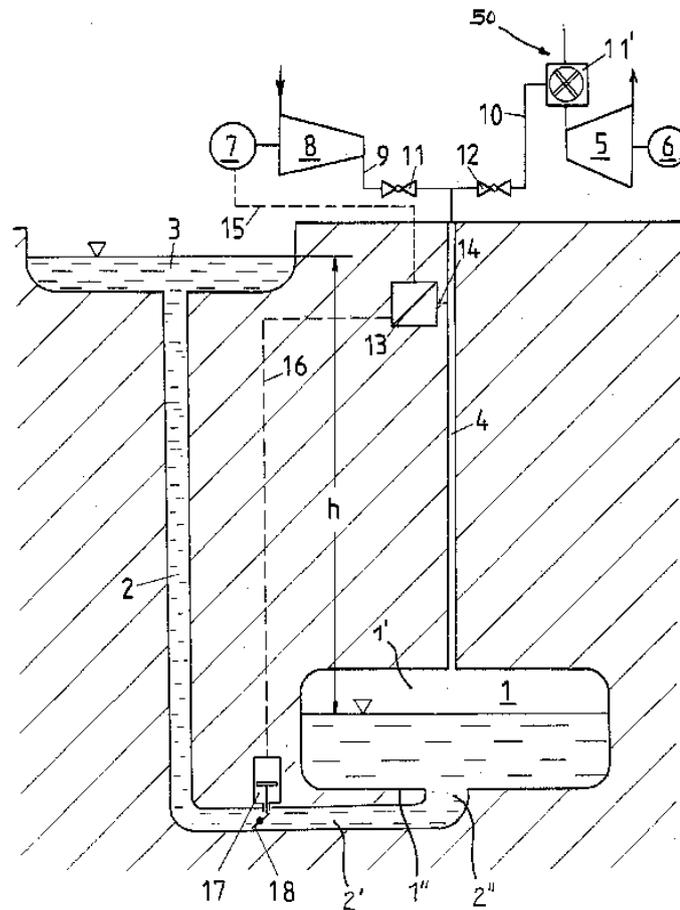


Figure 26 - Stockage d'air à pression constante avec alimentation en eau pour les centrales électriques à turbine à gaz [59]

Plusieurs études ont été faites afin de trouver des solutions à ce problème [60]. Schwarzenbach a proposé l'extension du tube d'eau dans un arc en U sous la caverne ou l'installation des dispositifs dans le milieu de stockage pour stabiliser le flux laminaire et éviter les turbulences [61] (Figure 27 a). Hürlimann et Zaugg [62] ont conçu l'idée des paramètres géométriques sur la forme de la caverne. Le sol de la caverne étant incliné, il se termine par une forme de puisard (Figure 27 b). Un générateur de vortex sous la forme d'une grille est installé dans le puisard pour fonctionner en phase de décharge. Ce concept minimise l'absorption d'air dans l'eau car les bulles d'air ne restent que sur la couche supérieure de l'eau au contact de l'air.

En 2007, David Heidenreich a proposé un système de stockage hydroélectrique à pompage d'air comprimé qui comprend deux réservoirs connectés l'un pour l'air comprimé et l'autre pour l'eau et l'air [63]. Le réservoir d'air est relié à un compresseur d'air qui développe une tête de pression dans le second réservoir pendant les périodes de faible demande.

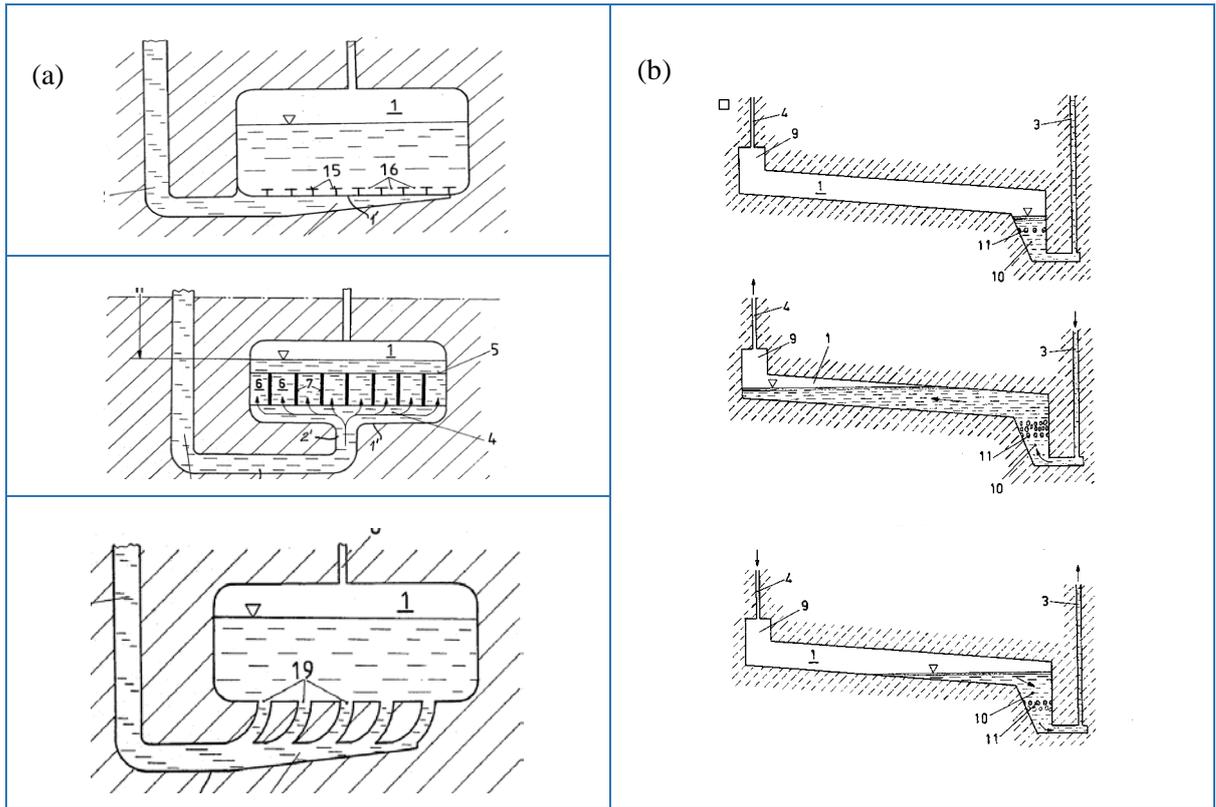


Figure 27 – Diverses solutions pour prévenir l'effet champagne dans les réservoirs de stockage.

Pendant les périodes de pointe, la tête de pression force l'eau à travers une turbine pompe / générateur connectée au réseau électrique pour générer de l'énergie. Deux configurations possibles ont été conçues pour ce système : l'une avec un réservoir au niveau de la terre (Figure 28 a) et l'autre avec un troisième réservoir souterrain (Figure 28 b).

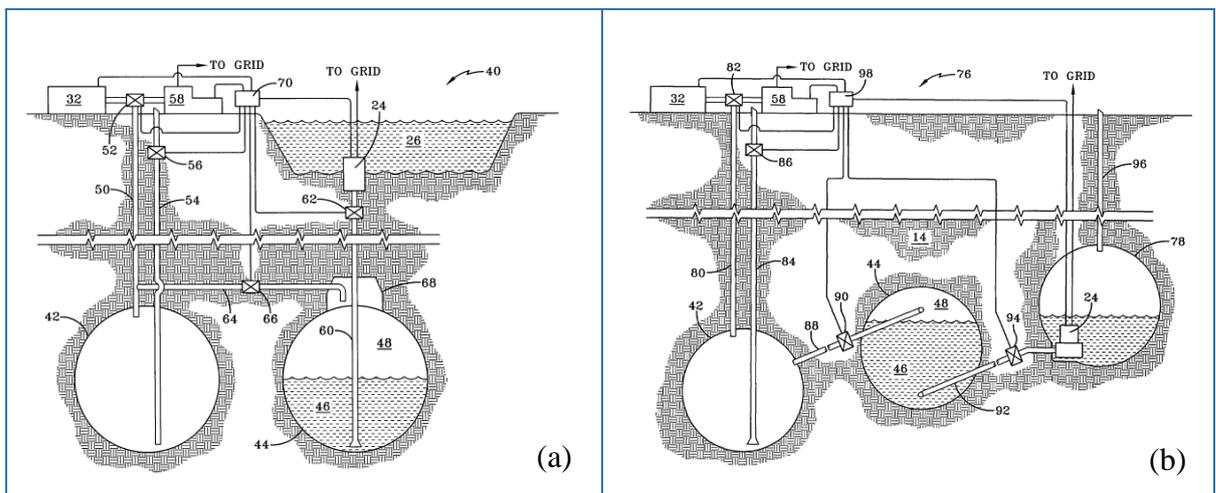


Figure 28 - Stockage hydroélectrique à pompage d'air comprimé [63]

4.4. Stockage pneumatique avec conversion hydraulique d'huile

S. Lemoufouet a développé deux systèmes de stockage pneumatiques avec conversion hydraulique d'huile [64]. Le premier système appelé BOP-A est un système de stockage de gaz (azote) avec un système de stockage auxiliaire super capacitif (Figure 29). Pendant le processus de stockage, le moteur PMS entraîne la pompe hydraulique pour comprimer le gaz dans les accumulateurs avec de l'huile. Pendant le processus de production d'électricité, la pression de l'air comprimé sur l'huile entraîne la machine hydraulique et par suite un générateur électrique. La vitesse est toujours contrôlée par un algorithme de suivi de l'efficacité maximale (*Maximum Efficiency Point Tracking* « *MEPT* ») afin de toujours maintenir le système en état optimal [65]. Un système modulateur est nécessaire car la puissance de sortie dépend largement de la vitesse. Le dispositif de stockage Super capacitif est généralement utilisé pour la régulation de tension. En raison de sa faible densité énergétique due à la quantité fixe de gaz, le BOP-A est plus approprié pour les applications à faible consommation d'énergie, le volume et le poids n'étant pas déterminants.

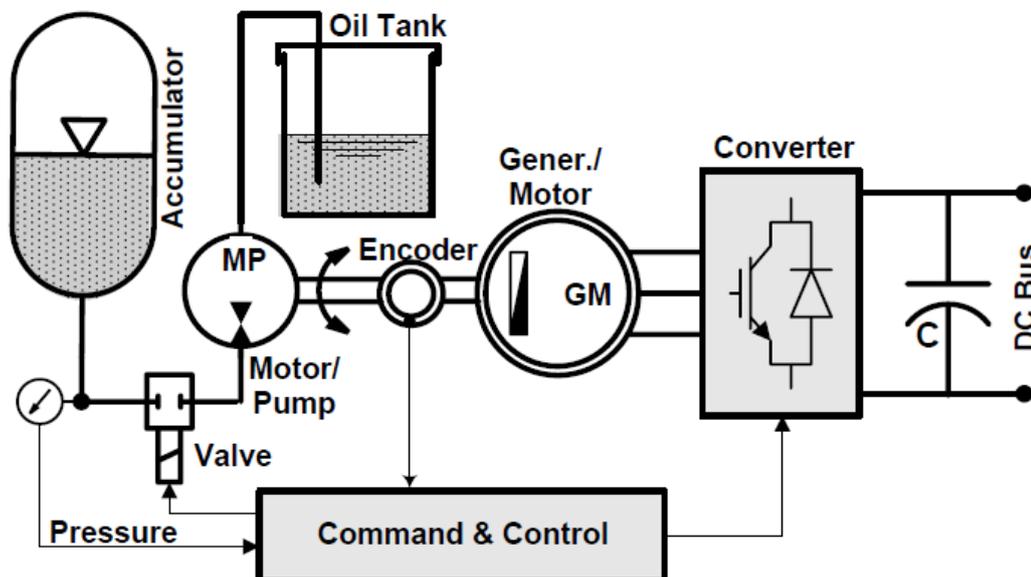


Figure 29 –Système BOP-A pour la conversion d'énergie pneumatique-électrique [64]

Le deuxième système BOP-B proposé est plus intéressant du point de vue de la densité énergétique et de l'efficacité. Il se compose de deux chambres de travail avec un piston alternatif (Figure 30). Le concept consiste à comprimer l'air séparément dans les réservoirs de stockage. En mode de génération, cet air est étendu à la pression atmosphérique dans la chambre de travail R1. La pression d'air est transmise à l'huile qui active le moteur hydraulique

avant de remplir la seconde chambre. L'air contenu dans la seconde chambre est évacué dans l'atmosphère à travers une soupape de refoulement. Lorsque la chambre B est remplie d'huile, le système fonctionne en sens inverse sans modifier le sens de rotation de la chaîne cinématique grâce à une vanne de distribution à 4 voies. Pour réaliser des processus isothermes et obtenir des rendements élevés, des échangeurs de chaleur sont intégrés à l'intérieur et à l'extérieur de la chambre de travail.

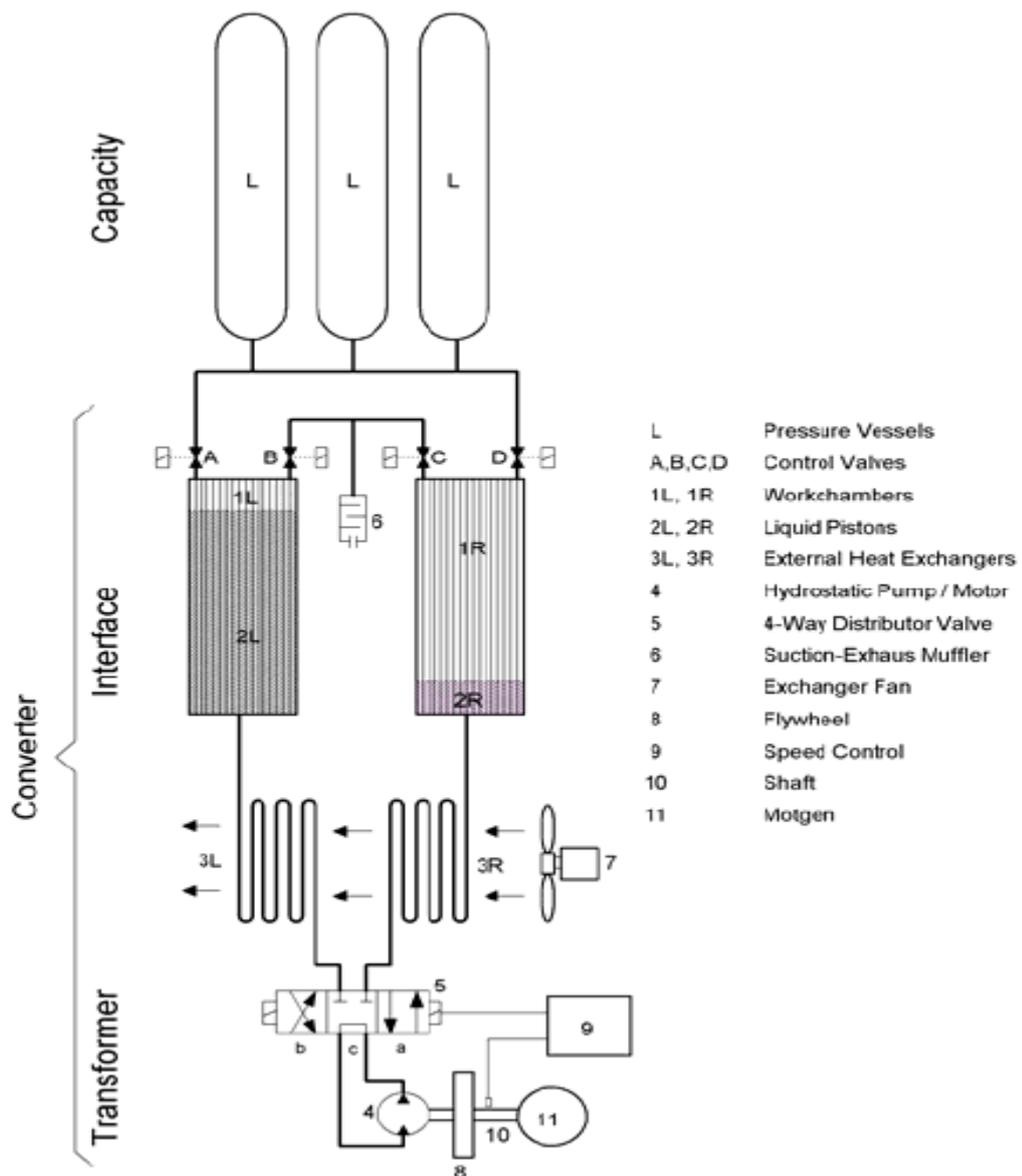


Figure 30 - Système de conversion BOP-B [64]

4.5. Système de Stockage « ICAES »

Sustain X, une société américaine, a développé un système de stockage isotherme qui utilise l'air comprimé comme moyen de stockage. Le système appelé ICAES (*Isothermal Compressed Air Energy Storage*) utilise des méthodes exclusives pour la compression isotherme et d'expansion étagée et isotherme des gaz en utilisant des composants industriellement matures et facilement disponibles. L'approche ICAES utilise un système mécanique entraîné électriquement pour élever l'air à haute pression afin de le stocker dans des cuves à pression, des canalisations ou dans des cavités rocheuses à faible coût (LRC). Cet air est ensuite détendu par le même système mécanique pour entraîner le moteur électrique en tant que générateur. L'approche intègre deux nouveaux concepts. le premier est le cycle gazeux isotherme (température constante), qui est obtenu en mélangeant le liquide avec de l'air sous forme de pulvérisation ou de mousse pour échanger de la chaleur avec l'air pendant la compression ou l'expansion; le second est un nouveau système d'expansion étagé de gaz qui permet l'opération de la chaîne de transmission à puissance constante tout en permettant au gaz stocké d'agir sur toute sa plage de pression [66].

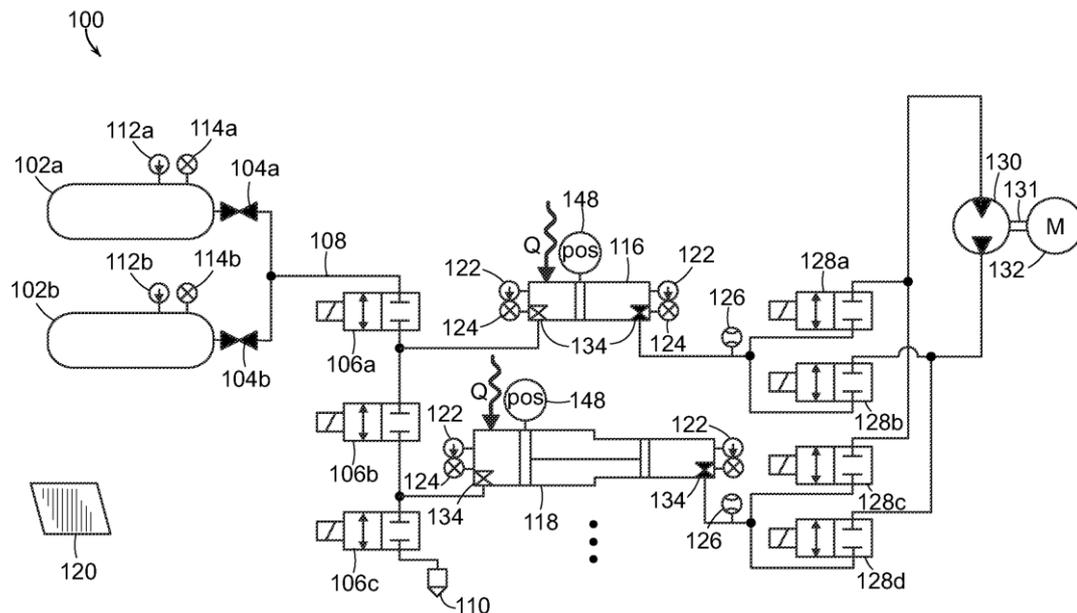


Figure 31 - Système de stockage isotherme proposé par SustainX (ICAES)[67]

Le système de base comprend un moteur électrique / pompe (130), un ou plusieurs réservoir(s) d'air à haute pression (102), des accumulateurs (116) et des intensificateurs (118) en plus d'un système de contrôle contenant des capteurs, des vannes et autres composants (Figure 31).

Chaque accumulateur comprend une chambre à air et une chambre à fluide divisées par un piston mobile présentant une étanchéité appropriée. Ce piston se déplace en réponse à une pression différentielle entre les deux chambres. La chambre à air de l'accumulateur est reliée d'une part aux réservoirs d'air à haute pression par l'intermédiaire d'une vanne commandée (106 a) et d'autre part à la chambre à air de l'intensificateur au moyen d'une autre vanne commandée (106 b).

L'intensificateur comprend également deux chambres à air et à fluide séparées par deux pistons raccordés de diamètres différents. A l'état initial, la chambre à fluide de l'accumulateur est remplie, tandis que celle de l'intensificateur est vide et la pression d'air du réservoir est nulle (Figure 32 a). Dans la première étape de compression, la pompe hydraulique entraîne l'eau de l'accumulateur vers l'intensificateur par le biais de soupapes correspondantes (128) provoquant une augmentation de la pression d'air dans les chambres à air de l'accumulateur et de l'intensificateur (Figure 32 b). Dans la seconde étape de compression, la pompe hydraulique aspire le fluide de l'intensificateur à l'accumulateur à l'aide d'un autre ensemble de soupapes entraînant une augmentation de la pression d'air dans la chambre d'air de l'accumulateur (Figure 32 c). Les pompes continuent de pressuriser les chambres d'accumulateurs jusqu'à ce que la haute pression prédéterminée du système soit atteinte. À ce stade, une vanne pneumatique est ouverte pour permettre au gaz à haute pression d'entrer dans les réservoirs de stockage (106 a). Après la fin de la deuxième étape, le système commence une autre étape de compression (Figure 32 d).

Pendant la phase d'expansion, l'énergie stockée sous forme de gaz comprimé est récupérée ; Les soupapes hydrauliques sont ouvertes et permettent au fluide de s'écouler de la chambre du fluide de l'accumulateur vers la chambre du fluide intensificateur entraînant un moteur / générateur afin de générer de l'électricité grâce à la pression de l'air comprimé dans la chambre d'air de l'accumulateur (Figure 32 e). Dans cette phase, l'air est évacué dans l'atmosphère depuis la chambre d'air de l'intensificateur à travers une soupape pneumatique (Figure 32 f). La deuxième phase de détente commence une fois que la chambre d'air de l'accumulateur atteint une seconde pression moyenne prédéterminée. Cette pression permet au fluide de passer de la chambre à fluide de l'intensificateur à l'accumulateur tout en faisant tourner le même moteur / générateur (Figure 32 g). Les phases de détente se poursuivent jusqu'à ce que tout l'air comprimé dans les réservoirs de stockage soit épuisé (Figure 32 h) [67].

Sustain X avait utilisé dans son premier prototype de 40 kW, une chaîne cinématique hydraulique pour convertir l'énergie mécanique rotative en énergie hydraulique puis en énergie mécanique et vice versa. Plus tard, dans son premier système commercial de 1,5 MW, ces conversions sont remplacées par un seul vilebrequin, qui convertit directement l'énergie mécanique rotative en énergie mécanique, améliorant ainsi l'efficacité de la transmission. Pour aboutir à ce résultat, Sustain X a utilisé la moitié inférieure d'un petit moteur Diesel (MAN) comme vilebrequin pour le système ICAES.

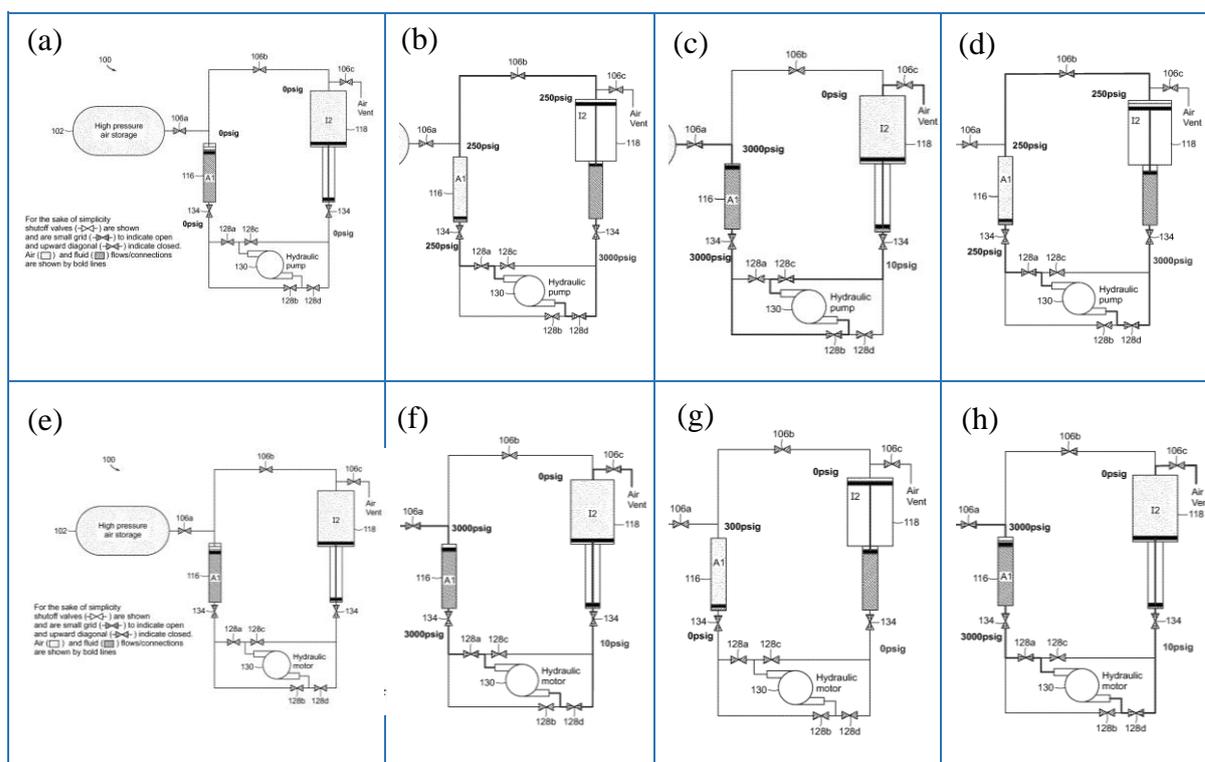


Figure 32 - Principe de fonctionnement du système ICAES de SustainX

4.6. Système de Stockage « LightSail »

LightSail Energy, une entreprise canadienne fondée en 2009 par Danielle Fong, Steve Crane et Ed Berlin, propose une nouvelle méthode pour capturer l'énergie thermique de compression et pour régénérer cette énergie ultérieurement. Le principe consiste à pulvériser une brume dense d'eau et à l'injecter pendant la phase de compression pour absorber rapidement l'énergie thermique de compression. La chaleur récupérée est fournie pendant l'expansion avec l'injection de l'eau chaude [68]. Le système de stockage de base contient un dispositif à cylindre ayant un piston alternatif relié à une entrée / sortie mécanique, une cellule de pression reliée au cylindre et à un réservoir d'air de stockage et un réservoir d'air liquide connecté au cylindre. Le

système contient également un filtre à air, un séparateur air-liquide et un ensemble de vannes commandées et d'autres systèmes de contrôle (Figure 33).

L'air atmosphérique entre dans la chambre du cylindre où il est comprimé par l'action du piston. Dans la première étape de compression, une quantité d'un liquide approprié (eau, huile ou fluide spécifique) est ajoutée à la chambre de compression de telle sorte que le volume mort soit nul lorsque le piston atteint le point mort haut (PMH). Dans la deuxième étape, un liquide de brouillard est introduit dans la chambre du cylindre à partir du réservoir sous pression à travers une pompe pour absorber la chaleur générée pendant la compression de l'air. Au cours de la troisième étape, le piston, entraîné par un vilebrequin, comprime l'air qui contient du brouillard dans la chambre du cylindre. Lorsque la pression dans le cylindre atteint la valeur de pression de la cellule de pression, l'air comprimé s'écoule de la chambre du cylindre vers le réservoir de stockage d'air à travers le liquide contenu dans la cellule de pression tout en échangeant de la chaleur.

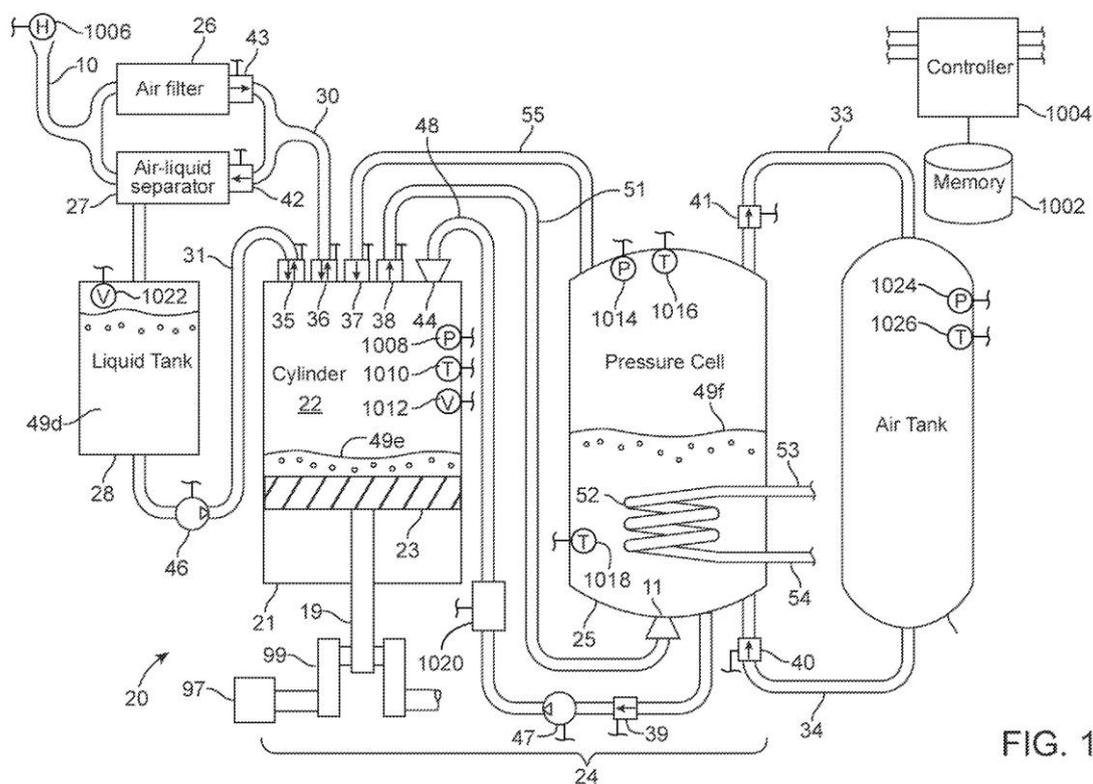


FIG. 1

Figure 33 - Système de stockage hydropneumatique "LightSail"

Pendant l'expansion, le processus inverse est effectué. L'air quitte le réservoir de stockage en bouillonnant à travers le liquide de la cellule de pression et en entraînant le piston du cylindre.

Le liquide de brouillard est également introduit dans cette phase pour maintenir une température constante pendant le processus d'expansion. A la fin de la détente, l'air est évacué dans l'atmosphère et le liquide est stocké [69]. Les résultats expérimentaux ont montré qu'une efficacité thermodynamique très élevée peut être atteinte. La puissance maximale d'un tel système est limitée à 250 kW.

4.7. Système de Stockage « Hydrostock »

Dans les systèmes déjà décrits, la conversion mécanique-hydraulique est réalisée par des machines réversibles. Dans sa thèse, Egoi Ortego Sampedro a présenté un système hydro-pneumatique, appelé "Hydrostock" [70], utilisant des machines roto-dynamiques telles que des pompes centrifuges réversibles et des turbines utilisées industriellement dans la production d'électricité (Francis, Kaplan, Pelton). Cette technologie semble avantageuse du fait qu'elle soit bien connue et maîtrisée même pour les systèmes de haute puissance. En effet, le système dont il est question est simple et peut fonctionner sans séparation entre l'air et l'eau. Il est composé d'un réservoir d'alimentation ouvert relié à un autre réservoir haute pression par une pompe/turbine et une vanne d'isolement.

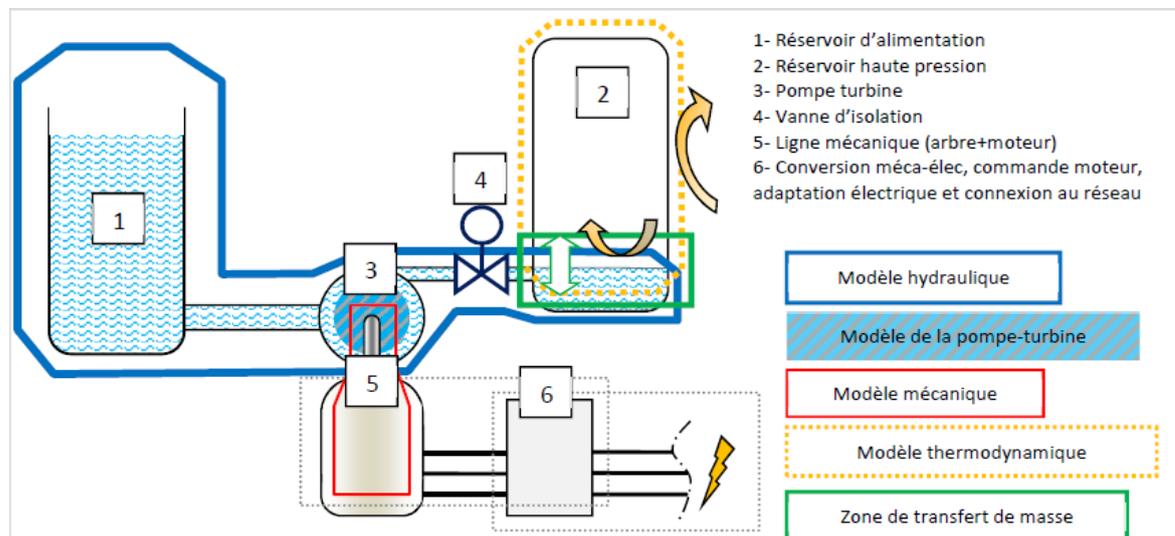


Figure 34 –Système hydro-pneumatique "Hydrostock"

Le système contient également un système de conversion électromécanique et un système de contrôle (Figure 34). Pendant la phase de compression, lorsque l'énergie excédentaire est disponible, l'eau est pompée du réservoir d'air vers le réservoir HP, créant ainsi une zone d'air comprimé dans le réservoir HP. Pendant la phase de récupération d'énergie, cet air pousse le piston hydraulique (eau) pour faire tourner la turbine qui génère de l'électricité.

4.8. Système de Stockage « CP-CAES »

Le maintien d'une pression constante dans le réservoir de stockage peut réduire considérablement le volume de stockage requis. Également, il permet de limiter les pertes d'énergie résultant du processus d'étranglement dans les systèmes CAES à pression variable. Cependant, comme ce système nécessite une caverne très profonde pour produire une pression relativement élevée par une colonne d'eau, un nouveau système de pression constante (CP-CAES) a été proposé par Yong Min Kim pour résoudre ce problème [71], [72]. Le système se compose de deux réservoirs de stockage d'air comprimé remplis d'air et d'eau et reliés dans leurs parties inférieures.

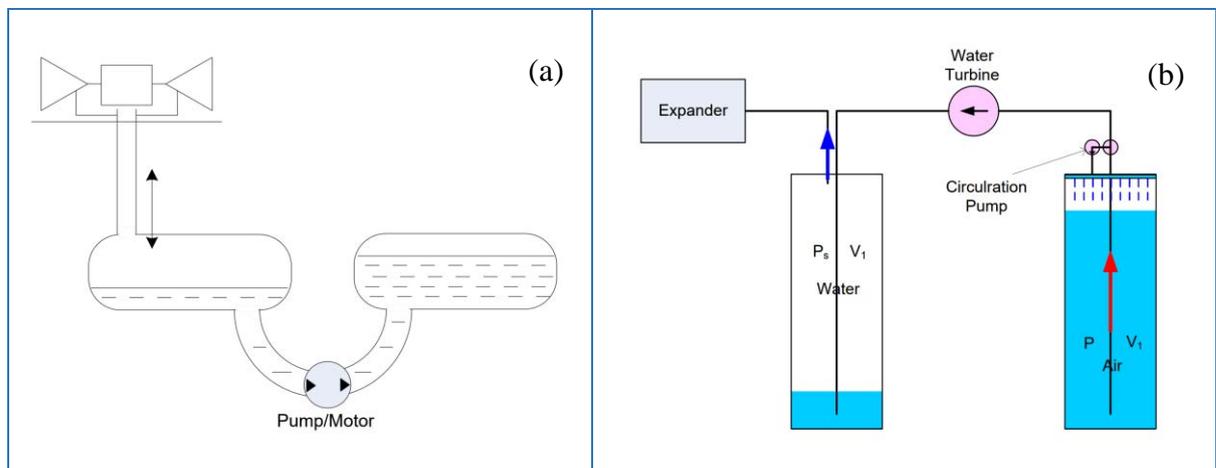


Figure 35 - Système de stockage hydropneumatique à pression constante (CP-CAES)

Pendant l'alimentation hors pointe, un compresseur injecte l'air dans le réservoir gauche. Simultanément, une pompe à eau installée entre les deux réservoirs pompe l'eau du réservoir gauche vers la droite afin de maintenir une valeur de pression constante dans le réservoir gauche. Le réservoir droit sert comme un accumulateur pour stocker l'air comprimé (Figure 35 a). Pendant la période de forte demande d'électricité, le processus est inversé ; l'air comprimé dans le réservoir droit pousse l'eau à s'écouler du réservoir droit à gauche en passant par une turbine hydraulique pour produire de l'électricité. La pression est toujours maintenue constante dans le réservoir gauche. Afin de réaliser un processus de stockage hydraulique quasi-isotherme, l'eau de pulvérisation est utilisée pour refroidir l'air comprimé pendant le processus de charge et une partie de l'eau peut être pulvérisée pendant le déchargement comme indiqué dans la Figure 35 b.

4.9. Système de Stockage « PHCA »

Erren Yao et Huanan Wang ont proposé un système de stockage à pression constante appelé PHCA qui combine le système de pompage hydraulique au système CAES [73]. Ce système est très similaire au dernier système décrit (Figure 36). L'avantage qu'il présente est significatif parce que la pompe et la turbine hydraulique fonctionnent dans des conditions stables, ce qui peut améliorer l'efficacité du système.

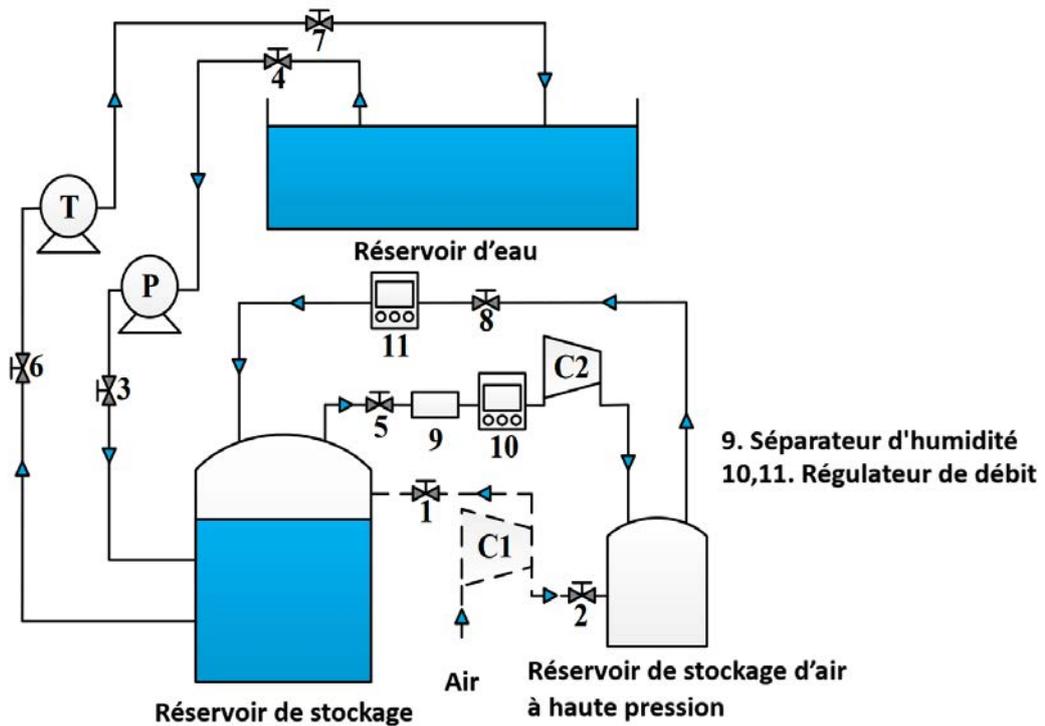


Figure 36 - Schéma du système de stockage à pression constante PHCA [74]

Le système est composé d'un réservoir d'eau ouvert, d'un réservoir de stockage, d'un réservoir haute pression, d'une pompe hydraulique (P), d'une turbine hydraulique (T) et de deux compresseurs d'air (C1, C2) (Figure 36). L'air atmosphérique est pré-comprimé dans le récipient haute pression à l'aide du premier compresseur. Pendant le processus de compression, la pompe transfère l'eau du réservoir d'eau vers le récipient de stockage et comprime ainsi l'air dans le récipient de stockage. Simultanément, le deuxième compresseur aspire une quantité de cet air et la comprime dans le récipient à haute pression pour maintenir toujours une pression constante dans le réservoir de stockage. Ce processus est inversé pendant la phase de la production d'énergie ; sous la pression de l'air comprimé, l'eau s'écoule à travers la turbine

hydraulique pour produire de l'électricité tout en maintenant une pression d'air constante dans le réservoir de stockage.

5. Conclusion

Nous avons consacré ce chapitre à l'étude des systèmes hybrides de production d'électricité dans les sites isolés, adoptant le principe de stockage pneumatique et celui hydropneumatique. Tout d'abord, nous avons tenté une classification taxinomique des systèmes de stockage sous forme d'air comprimé déjà étudiés par d'autres chercheurs et lesquels constituent notre point de départ. Ensuite, dans la deuxième section du chapitre nous avons passé en revue les différents systèmes de stockage hydropneumatique qui forment toujours les objets d'études distinctes. Vu leur importance pour notre travail, nous avons expliqué, pour chaque modèle, son fonctionnement. A partir de cette revue de littérature, nous passerons dans le chapitre suivant, à la conception d'un nouveau système hybride éolien-diesel qui reposerait sur le stockage hydropneumatique.

Deuxième partie

**Conception, développement et optimisation du
système ACP-WDCAS**

Chapitre 4- Système hybride éolien-diesel avec stockage hydro-pneumatique et adiabatique (ACP-WDCAS)

1. Objectifs de l'étude présente

Cette étude a pour objet principal de proposer et d'évaluer un nouveau système hybride éolien-diesel avec compression d'air adiabatique et stockage à pression constante, appelé ACP-WDCAS. Dans un premier temps, nous tenterons, dans une perspective théorique, de décrire le concept et de spécifier son fonctionnement. Dans un deuxième temps, nous élaborerons minutieusement la stratégie de fonctionnement convenable pour arriver dans un troisième temps à modéliser mathématiquement toutes les composantes de ce système et simuler numériquement son fonctionnement sur une base de données réelle, à savoir le village de Tuktoyaktuk au Canada (vitesse du vent, température et pression...). Partant du critère de l'économie de consommation du carburant, nous analyserons dans un quatrième temps l'effet produit par la variation de la puissance éolienne installée et du volume de stockage sur le rendement du système. Les résultats de la présente étude seront dans un dernier temps comparés aux résultats d'autres recherches menées sur le même site et simulées avec les mêmes bases de données réelles. Cette étude répond aux conditions suivantes :

- 1- Optimiser les performances du moteur diesel et minimiser la consommation de carburant en faisant fonctionner le moteur dans des conditions d'admission optimales sans apporter de changements majeurs à sa structure.
- 2- Assurer un arrêt total des moteurs diesel lorsqu'une puissance d'énergie renouvelable suffisante est disponible, ce qui empêche les moteurs diesel de fonctionner à faible charge. Ceci est réalisé en fournissant de l'énergie électrique directement à partir du système de stockage, en convertissant l'énergie emmagasinée sous forme d'air comprimé en énergie électrique, qui sera délivrée directement au réseau.
- 3- Répondre aux besoins électriques des zones éloignées et remédier aux problèmes des fluctuations de l'énergie éolienne et de la régulation de la fréquence du réseau afin d'assurer la stabilité et la fiabilité du réseau électrique.
- 4- Réduire au maximum le volume des réservoirs de stockage d'énergie sans pour autant réduire la capacité de stockage.

5- Profiter au maximum de l'énergie renouvelable disponible afin de réduire le coût de production d'électricité et de diminuer les émissions toxiques résultant de la combustion du carburant des moteurs diesel.

2. Description du système (ACP-WDCAS)

Le concept proposé repose sur trois principes : la suralimentation supplémentaire du moteur Diesel par l'admission directe de l'air comprimé dans le collecteur d'admission, la compression adiabatique de l'air et le stockage hydropneumatique à pression constante.

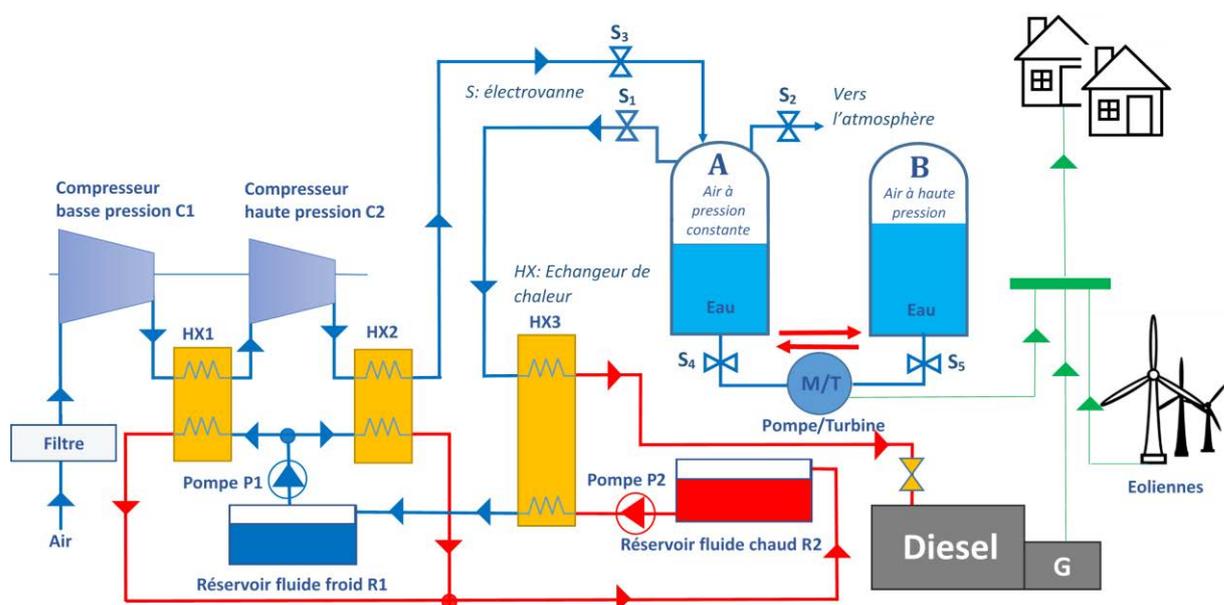


Figure 37 - Illustration schématique de système ACP-WDCAS

La Figure 37 montre l'illustration schématique du système ACP-WDCAS. Ce système peut être décomposé en 3 sous-systèmes :

1- Le système de génération d'électricité : il est responsable de la production de l'énergie électrique; il comprend au moins un groupe électrogène constitué d'un moteur thermique Diesel qui actionne un alternateur, une ou plusieurs génératrices éoliennes et une turbine hydraulique couplée à une génératrice électrique synchrone.

2- Le système de stockage de l'air : il est formé d'une chaîne de compression constituée de 2 ou plusieurs compresseurs d'air associés en série (C1, C2), au moins 2 réservoirs de stockage d'air comprimé, contenant chacun une quantité d'eau ou un autre liquide (A, B). Ces 2 réservoirs sont connectés à leurs parties inférieures par une pompe/turbine hydraulique ou bien par une pompe et une turbine liées en dérivation.

3- Le système de stockage et de récupération de la chaleur : il comprend au moins un échangeur de chaleur après chaque phase de compression (HX1, HX2), 2 réservoirs de fluide froid et chaud (R1, R2), une pompe hydraulique à la sortie de chaque réservoir (P1, P2). Également, il comprend un deuxième échangeur de chaleur lié à la sortie de l'air comprimé du réservoir HX3.

3. Modes de fonctionnement

Ce système est conçu pour fonctionner selon 2 modes : mode charge et mode décharge. Le mode de fonctionnement convenable est activé en fonction de la puissance éolienne disponible, de la charge électrique totale demandée et du potentiel de l'air comprimé stocké dans le réservoir à haute pression (B).

3.1. Mode charge

Le mode charge est activé lorsque la puissance électrique requise par la charge est inférieure à la puissance disponible produite par les éoliennes. Dans ce cas, les éoliennes alimentent complètement la charge, et l'énergie excédentaire sera stockée dans les réservoirs de stockage sous forme d'air comprimé pour une utilisation ultérieure (suralimentation du moteur diesel). L'excès de l'énergie éolienne est divisé en deux parties. La première partie du surplus d'énergie éolienne alimente la chaîne de compresseurs C1, C2 qui compriment l'air dans le réservoir R1. Le reste du surplus d'énergie électrique alimente la pompe hydraulique, qui est située entre les deux réservoirs de stockage. La pompe aspire et pompe l'eau du réservoir R1 vers le réservoir R2 tout en maintenant une pression constante dans le premier réservoir R1. Ainsi, la pression d'air dans le second réservoir R2 augmente avec l'augmentation du volume de l'air stocké à une pression constante dans le réservoir R1. Durant la phase de compression, la chaleur de l'air comprimé est extraite par échange thermique avec le fluide froid et elle est stockée dans le réservoir de fluide chaud R2 ; à l'aide d'une autre pompe hydraulique P1, le fluide froid est prélevé du réservoir de fluide froid R1 et il est transmis vers le réservoir chaud R2 en traversant les échangeurs de chaleur HX1 et HX2 qui sont placés à la sortie de chaque compresseur.

La Figure 58 montre la répartition de l'excédent de l'énergie éolienne disponible entre les compresseurs et la pompe hydraulique pour un réservoir de capacité de stockage de 1000 m³ et pour une puissance électrique excédentaire de 1000 kW. On remarque que la contribution de la pompe hydraulique dans le processus de charge augmente proportionnellement avec l'augmentation de la pression de stockage dans le réservoir de stockage à haute pression (B) ;

cette puissance atteint son maximum lorsque la pression de stockage atteint sa valeur maximale. Remarquons que la puissance maximale requise par la pompe hydraulique n'atteint que 30% de la puissance éolienne excédentaire.

3.1. Mode décharge

Ce mode est activé lorsque la puissance des éoliennes n'est pas suffisante pour alimenter totalement la charge. Dans ce cas, le moteur diesel est entièrement ou partiellement responsable de la couverture de la différence entre la charge requise et la puissance disponible des éoliennes. L'air déjà comprimé et stocké dans le réservoir A devrait suralimenter le moteur diesel afin de réduire sa consommation et augmenter ses performances.

Initialement, l'air comprimé est chauffé après sa sortie du réservoir de stockage à pression constante (A) à travers l'échangeur de chaleur HX3 par échange thermique avec l'huile chaude qui est pompée par la pompe P2 du réservoir d'huile chaude R2. Cette huile sera stockée dans le réservoir d'huile froide R1 juste après sa sortie de l'échangeur.

L'air comprimé sortant de l'échangeur HX3 sera détendu directement dans le collecteur d'admission du moteur diesel à une température et à une pression désirables après le processus de chauffage mentionné ci-dessus. Pour préserver une pression constante dans le réservoir A, l'air comprimé, qui a été déjà stocké dans le réservoir (B) à haute pression, pousse l'eau vers le réservoir (A) à travers la turbine hydraulique, qui à son tour produit de l'électricité.

4. Stratégie de fonctionnement

Pour un meilleur fonctionnement du système, nous adoptons dans cette étude une stratégie de base simplifiée qui donne la priorité à l'énergie éolienne. Cette stratégie est définie de façon à maximiser les gains, à diminuer les pertes, et à assurer un fonctionnement optimal et une continuité d'alimentation en électricité dans toutes les conditions de fonctionnement.

Cette stratégie prend compte de plusieurs contraintes telles que la variabilité de la vitesse du vent et sa chute brusque, la charge électrique du réseau qui varie selon les besoins en énergie électrique et la fiabilité du système qui impose l'arrêt des générateurs Diesel lorsqu'ils tournent à une charge très faible qui doit généralement dépasser 30 % de la puissance nominale de ces générateurs. De plus, pour assurer toujours une consommation minimale du carburant diesel

ainsi qu'une réduction des pertes économiques, cette stratégie est conçue de façon à donner toujours la priorité de la production électrique aux 2 sources renouvelables qui font partie de ce système : les éoliennes et la turbine hydraulique.

La Figure 38 résume, selon un logigramme, la stratégie de fonctionnement simplifiée du système hybride éolien-diesel avec stockage hydropneumatique et adiabatique à pression constante (ACP-WDCAS).

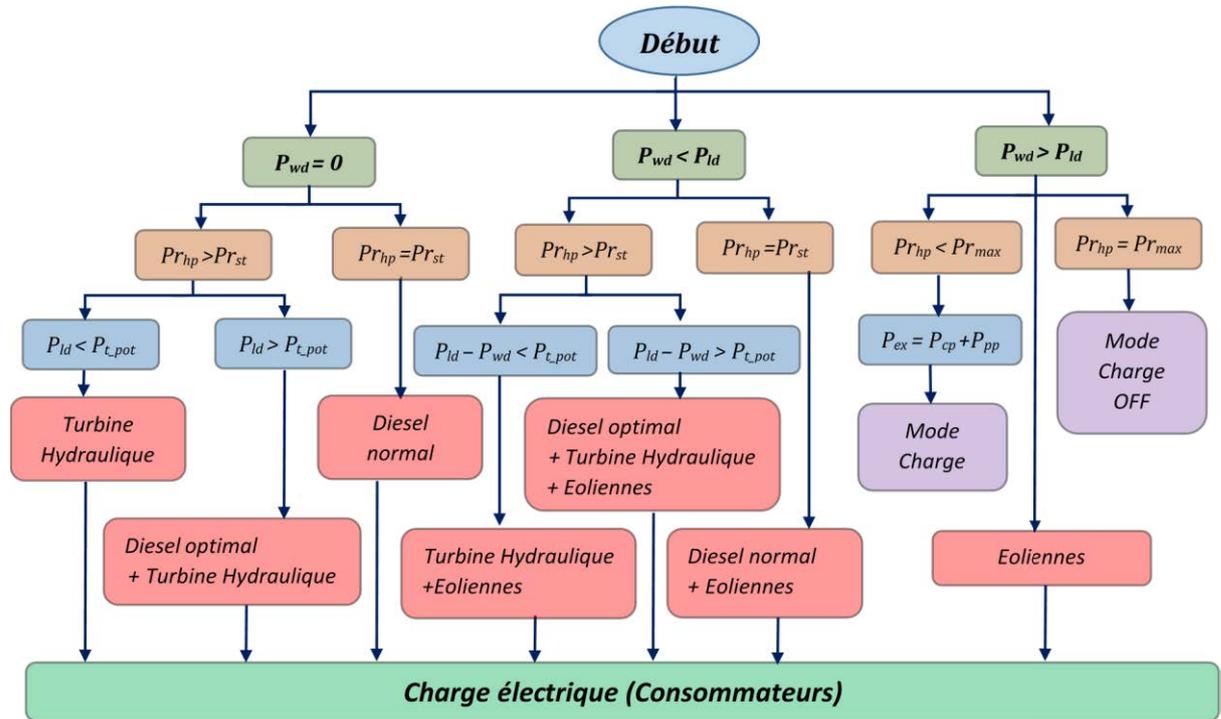


Figure 38- Stratégie de fonctionnement du système ACP-WDCAS

À tout moment, et en fonction de la vitesse du vent, l'énergie électrique produite par les éoliennes est comparée à la charge électrique. Le système fonctionne ainsi selon l'équation d'équilibre suivante :

$$P_{ld} = P_{wd} + P_{de} + P_{ht} - P_{cp} - P_{pp} \quad (3)$$

Où, P_{ld} représente la charge électrique totale sur le réseau, P_{wd} est la puissance éolienne disponible, P_{de} est la puissance fournie par le groupe électrogène Diesel et P_{ht} est la puissance générée par l'alternateur lié à la turbine hydraulique.

P_{ex} , P_{cp} , P_{pp} et $P_{t.pot}$ représentent respectivement l'énergie excédentaire qui résulte du surplus de l'énergie éolienne, la puissance de la chaîne des compresseurs, la puissance de la pompe

hydraulique et la puissance potentielle qui peut être produite par le générateur lié à la turbine hydraulique.

Pr_{hp} , Pr_{st} et Pr_{max} représentent respectivement la pression d'air à haute pression dans le réservoir B, la pression constante de l'air dans le réservoir de stockage A et la pression maximale autorisée de l'air dans le réservoir B.

Trois cas se présentent en fonction de la charge électrique et de la puissance de l'éolienne

4.1. Premier cas : la puissance produite par les éoliennes est nulle

Lorsque la puissance produite par les éoliennes est nulle ($P_{wd}=0$) le mode de fonctionnement du système dépend principalement de la pression de l'air comprimé dans le réservoir de stockage à haute pression B. deux cas se présentent alors :

4.1.1. Pression d'air identique dans les réservoirs B et A ($Pr_{hp}=Pr_{st}$)

Dans ce cas, la pression d'air dans le réservoir B (Pr_{hp}) est égale à la pression constante de stockage dans le réservoir A (Pr_{st}). Ce cas présente l'état initial du système de stockage hydropneumatique à pression constante ; le réservoir A est rempli d'eau et le réservoir B est rempli d'air à une pression légèrement plus élevée que la pression de stockage dans A (Pr_{st}). Autrement dit, le système de stockage de l'air comprimé est vide (Figure 39). Dans ce cas, le générateur diesel doit fournir tout seul la puissance demandée. Le diesel fonctionne sans alimentation supplémentaire dans son mode normal. Ce mode est appelé « mode Diesel normal ». L'équation d'équilibre (1) sera ainsi :

$$P_{ld} = P_{de} \quad (4)$$

Lorsque la charge électrique demandée ne dépasse pas 30 % de la charge nominale du diesel, et pour prévenir le fonctionnement de ce dernier au-dessous de cette valeur de charge et éviter son usure, le surplus de l'énergie générée par le diesel peut être utilisé pour alimenter les compresseurs et la pompe hydraulique pour remplir les réservoirs de stockage. L'équation d'équilibre (1) sera :

$$P_{ld} = P_{de} - P_{cp} - P_{pp} \quad (5)$$

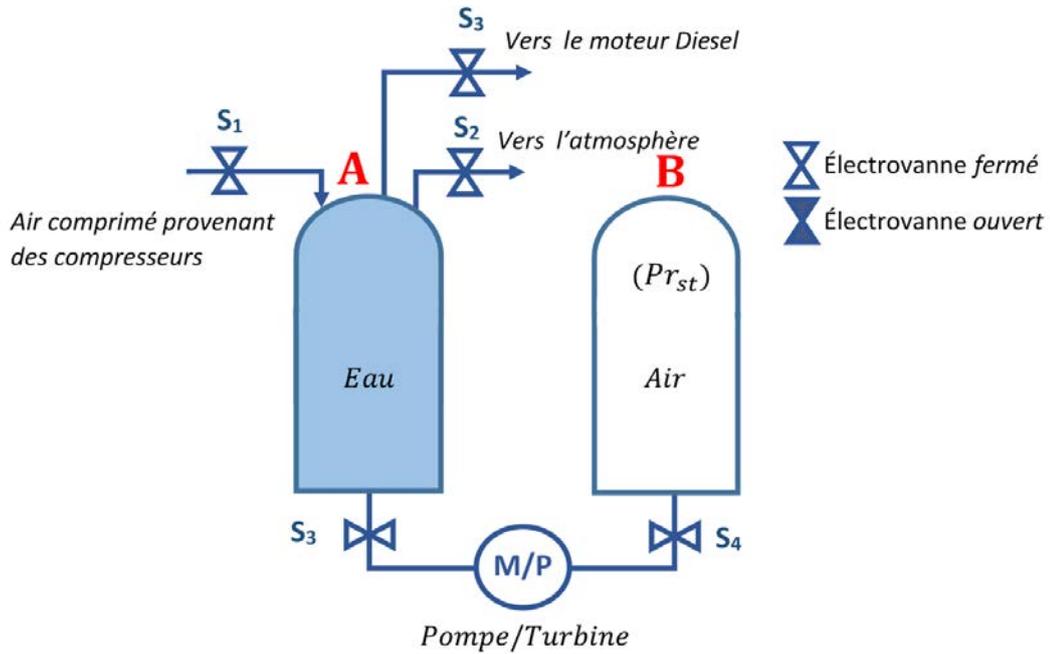


Figure 39- Système de stockage hydro pneumatique à l'état initial.

4.1.2. pression d'air dans le réservoir B supérieure à celle du réservoir A ($P_{r_{hp}} > P_{r_{st}}$)

À chaque instant, la charge électrique demandée sera comparée à la puissance potentielle qui peut être produite par le générateur lié à la turbine hydraulique ($P_{t_{pot}}$). Cette puissance dépend principalement de la pression d'air dans le réservoir B. Si cette puissance potentielle est supérieure à la charge électrique demandée ($P_{t_{pot}} > P_{ld}$), Le générateur relié à la turbine hydraulique fournit tout seul la puissance demandée. En effet, la pression de l'air dans le réservoir B agit sur l'eau réservée pour la faire circuler vers le réservoir A à travers la turbine hydraulique qui tourne et produit de l'électricité. Le débit d'eau circulant du réservoir A vers le réservoir B est contrôlé par une électrovanne S_4 en fonction de la puissance électrique demandée et de la pression de l'air dans le réservoir B. Afin de maintenir une pression constante dans le réservoir A, une autre électrovanne contrôlée S_2 s'ouvre pour libérer une quantité de l'air du réservoir A vers l'atmosphère (Figure 40). Le débit de cet air dépend principalement du débit d'eau et de la pression de l'air dans le réservoir B. Ce mode de fonctionnement est appelé « mode turbine ». Dans ce cas l'équation d'équilibre sera :

$$P_{ld} = P_{ht} \quad (6)$$

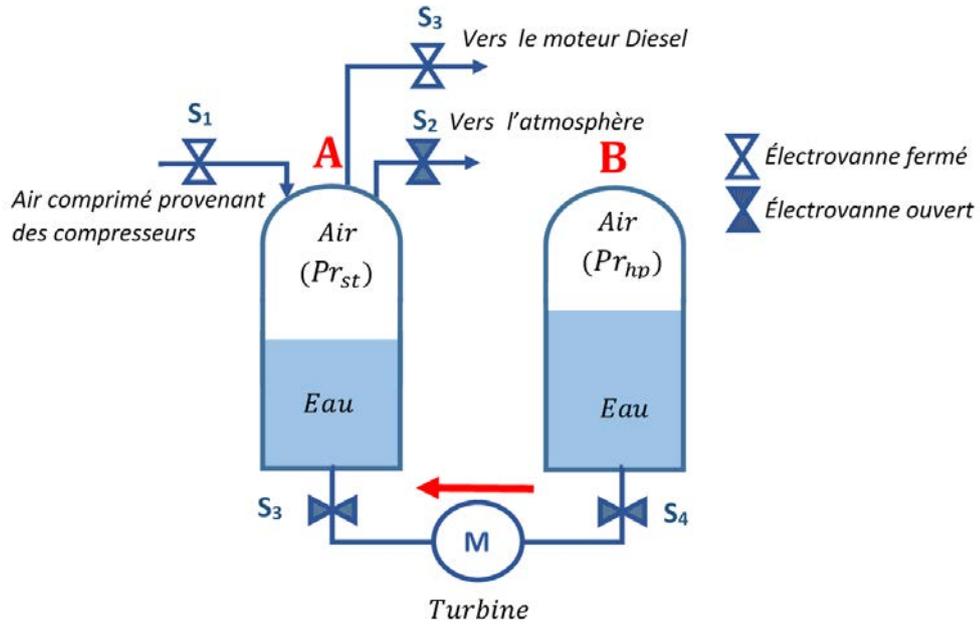


Figure 40 - Système de stockage hydro pneumatique « mode Turbine ».

Dans le cas contraire où la puissance potentielle est inférieure à la charge électrique demandée ($Pr_{hp} < Pr_{st}$), l'air comprimé disponible dans le réservoir A à une pression constante sera utilisé après réchauffement dans le système de stockage et de récupération de la chaleur pour suralimenter le moteur diesel et le faire fonctionner à son mode de fonctionnement optimal.

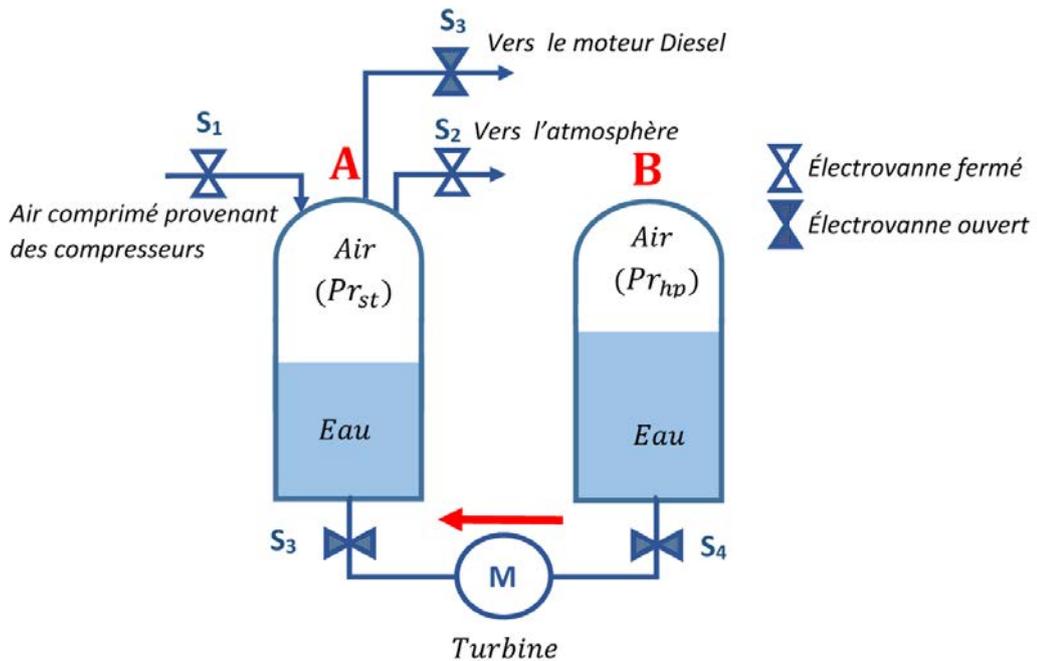


Figure 41- Système de stockage hydro pneumatique « mode diesel optimal »

Ce mode de fonctionnement est appelé « mode diesel optimal ». Dans ce cas, la turbine hydraulique et le diesel alimentent la charge selon l'équation d'équilibre suivante :

$$P_{ld} = P_{de} + P_{ht} \quad (7)$$

4.2. Deuxième cas : la puissance produite par les éoliennes est inférieure à celle de la charge électrique ($P_{wd} < P_{ld}$)

Dans le cas où la puissance des éoliennes n'est pas nulle mais insuffisante pour couvrir les besoins électriques des consommateurs ($P_{wd} < P_{ld}$), cette quantité d'énergie produite par les éoliennes est délivrée directement au réseau de distribution, et le système sera ainsi chargé seulement de couvrir la différence entre la charge et la puissance générée par les éoliennes ($P_{ld} - P_{wd}$). Dans ce cas, et à chaque instant, la valeur de cette différence de puissance est comparée à la puissance potentielle qui peut être produite par le générateur lié à la turbine hydraulique (P_{t_pot}). Si cette différence ne dépasse pas la puissance potentielle de la turbine ($P_{ld} - P_{wd} < P_{t_pot}$), cette dernière sera responsable de couvrir la différence. Dans ce cas, l'électricité est produite exclusivement par les 2 sources renouvelables disponibles (éoliennes et turbine hydraulique) et le moteur diesel peut être complètement éteint. L'équation d'équilibre sera ainsi :

$$P_{ld} = P_{wd} + P_{ht} \quad (8)$$

Si la puissance potentielle qui peut être produite par le générateur lié à la turbine hydraulique est plus petite que la différence entre la charge et la puissance générée par les éoliennes ($P_{t_pot} < P_{ld} - P_{wd}$), le moteur diesel doit être mis en marche pour couvrir le reste de la demande en électricité. Dans ce cas, l'électricité est produite par 3 sources : le diesel en « mode optimal », les éoliennes et la turbine hydraulique. L'équation d'équilibre sera :

$$P_{ld} = P_{wd} + P_{ht} + P_{de} \quad (9)$$

4.3. Troisième cas : la puissance produite par les éoliennes est supérieure à celle de la charge électrique ($P_{wd} > P_{ld}$)

Lorsque la puissance produite par les éoliennes est supérieure à la charge requise ($P_{wd} > P_{ld}$), les éoliennes alimentent complètement le réseau de consommateurs, et l'énergie excédentaire

(P_{ex}) qui résulte du surplus de l'énergie éolienne est utilisée pour alimenter les compresseurs et la pompe hydraulique qui compriment et stockent l'air dans les réservoirs de stockage ($P_{ex} = P_{cp} + P_{pp}$). Dans ce cas, le système fonctionne selon l'équation d'équilibre suivante :

$$P_{ld} = P_{wd} - P_{cp} - P_{pp} \quad (10)$$

Le mode « charge » reste ainsi activé jusqu'à ce que la pression de l'air dans le réservoir B atteigne sa valeur maximale autorisée ($P_{r_{max}}$). Dans ce cas, la puissance des éoliennes doit être limitée. De nombreuses méthodes de contrôle peuvent être utilisées pour limiter la puissance générée par les éoliennes, comme le contrôle de la vitesse du générateur, le réglage de l'inclinaison de la pale ou la rotation de toute l'éolienne. Ce surplus peut être aussi utilisé pour des applications de chauffage de l'eau ou pour d'autres applications.

5. Description des composants du système ACP-WDCAS :

Ce système est conçu pour produire de l'électricité à moyenne échelle pour des applications allant jusqu'au quelques dizaines de kW. L'électricité produite peut être utilisée dans les sites isolés pour alimenter des villages, des petits réseaux publics de distribution d'électricité, des centres commerciaux, des hôpitaux, etc.). L'idée principale consiste à installer ce système dans les sites isolés où l'électricité est produite seulement par des groupes électrogènes diesel afin de réduire leur consommation et limiter leur temps d'opération.

5.1. Le groupe électrogène Diesel

Malgré leur inconvénients, l'électricité générée par les groupes électrogènes diesel reste une source d'électricité stable qui répond aux demandes individuelles des sites éloignées. En plus le carburant diesel est une source d'énergie fiable, ainsi que cette technologie est facile à utiliser et nécessitent peu de planification pour leur mise en œuvre. Beaucoup des communautés canadiennes, ont trois moteurs diesel, dont un ou deux seront en marche et le troisième agit comme un moteur de secours pour les périodes où les autres nécessiter un entretien³. Généralement, Les générateurs diesel installés dans les sites éloignés sont de petite taille et

³ Hydro One – Canada , <https://www.hydroone.com>

nécessitent peu de planification pour leur mise en œuvre. Ces générateurs sont dimensionnés pour répondre à la demande maximale de la communauté (charge de pointe), avec une réserve capable de fournir les charges critiques pour la communauté. Pendant le fonctionnement normal, deux moteurs fonctionnent, chacun à charge partielle, de manière à garantir la fiabilité et la suivie de charge tout en assurant la flexibilité nécessaire à la communauté. Le Tableau 5 donne une idée sur le nombre et la puissance des générateurs diesels installés dans quelques sites éloignés dans la région d’Ontario à Canada [75].

Groupes Electrogènes Diesels								
Communauté isolée			Générateur 1		Générateur 2		Générateur 3	
	Population (2007)	Demande de pointe (kW)	Marque	Puissance nominale (kW)	Marque	Puissance nominale (kW)	Marque	Puissance nominale (kW)
Armstrong	1155	864	Caterpillar	600	Cummins	1000	Caterpillar	1000
Bearskin	459	6212	Caterpillar	250	Cummins	400	Caterpillar	600
Fort Severn	305	524	Caterpillar	250	Caterpillar	400	Caterpillar	600
Gull Bay	206	261	Caterpillar	125	Caterpillar	175	Caterpillar	250
Kingfisher	313	457	Detroit	250	Caterpillar	400	Caterpillar	600
Lansdowne	270	424	Caterpillar	250	Caterpillar	455	Caterpillar	825
Sachigo	540	624	Caterpillar	250	Caterpillar	400	Caterpillar	600
Wapekeka	350	506	Caterpillar	450	Caterpillar	820	-	-
Webequie	614	614	Caterpillar	250	Caterpillar	400	Caterpillar	600

Tableau 5- Nombres et puissances des générateurs diesels installés dans quelques communautés isolés a Ontario- Canada

5.1.1. Fonctionnement et contrôle du diesel

Le principe de fonctionnement d’un groupe électrogène diesel se base sur l’accouplement d’un moteur thermique – à combustion interne, diesel et un alternateur appelé génératrice. Le rôle de l’alternateur est de convertir l’énergie mécanique créée par la force motrice du moteur thermique en un courant alternatif. L’électricité est produite lorsque le rotor (partie tournante bobinée) tourne à travers un champ magnétique produit par les pôles positifs et négatifs d’un aimant fixe.



Figure 42- Groupes électrogènes diesel dans la Première nation de Bearskin Lake – Canada (source NNL, <http://www.netnewsledger.com>)

Dans le cas des alternateurs modernes, l'aimant est "auto-excité". Cela signifie que l'électricité utilisée pour créer le champ électromagnétique est créée dans l'alternateur lui-même, permettant ainsi à l'alternateur de produire de grandes quantités d'électricité. On rencontre deux contraintes fondamentales d'exploitation des diesels dans les réseaux autonome :

- 1- Le niveau de tension du courant de sortie doit être toujours réglé pour correspondre le plus possible sa valeur nominale (110/220/380 Volts).
- 2- La fréquence de l'onde de tension doit être stable et prêt de sa valeur nominale (50/60 Hz).

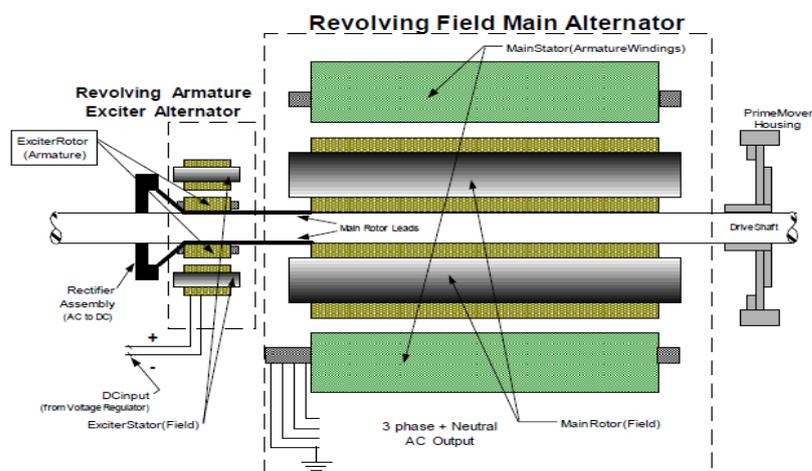


Figure 43- Alternateur auto-excité, à régulation externe (source Schneider-Electric)

La tension produite à la sortie de l'alternateur est généralement contrôlée par un régulateur de tension. Un régulateur est caractérisé par le temps de réponse approprié pour minimiser les creux et les surtensions qui se produisent lorsque la charge varie. Ces régulateurs de tension agissent sur l'excitation des alternateurs synchrones pour s'opposer aux variations de tension. De nombreuses technologies existent pour surveiller la tension de sortie afin de fournir la qualité d'alimentation la plus appropriée. Les 2 meilleurs technologies de régulation de tension sont l'AVR et la technologie « INVERTER ». L'AVR (Automatic Voltage Regulator), est un système de régulation électronique automatique qui régule la tension en fonction de la charge appliquée au groupe électrogène. La qualité de ce courant rend les groupes électrogènes compatibles avec la plupart des appareils. La technologie « INVERTER » permet de retraiter complètement et électroniquement le courant de base de l'alternateur pour approcher le courant sinusoïdal parfait. Cette nouvelle technologie permet aussi l'asservissement du régime moteur à la demande de courant.

De même, la fréquence du courant alternatif à la sortie de la génératrice diesel sera maintenue par un régulateur de vitesse nommé « gouverneur ». L'idée consiste à ajuster la quantité de carburant injectée dans le moteur diesel pour conserver un régime de vitesse constant pour le générateur diesel. De nombreuses conceptions de systèmes de régulation de fréquence existent, allant des simples ressorts à des systèmes hydrauliques et électroniques complexes qui ajustent dynamiquement la commande des gaz pour maintenir le moteur à régime constant. Le régulateur doit répondre à toute variation de charge. Aujourd'hui, la technologie du régulateur peut maintenir la régulation de fréquence à $\pm 0,25\%$ avec un temps de réponse aux changements de charge de l'ordre de 1 à 3 secondes. Les conceptions électroniques à semi-conducteurs d'aujourd'hui offrent une grande fiabilité pour la régulation de fréquence nécessaire pour les charges sensibles.

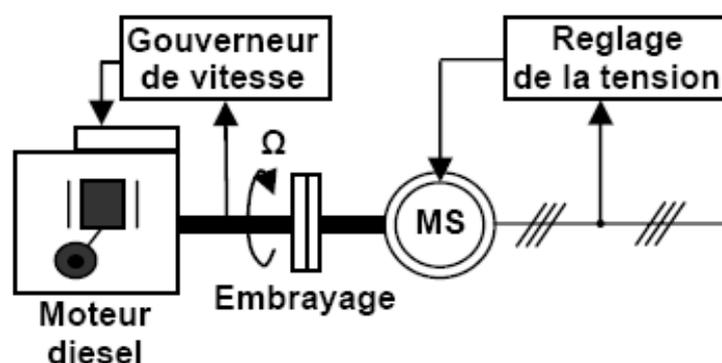


Figure 44- Configuration d'un groupe électrogène diesel

5.1.2. Charges appliqués au diesel

La génératrice diesel fournit deux formes d'énergie : L'énergie active et l'énergie réactive. L'énergie active est transformée en énergie mécanique, thermique, lumineuse et autres (chauffage, ampoules électriques...). Dans le cas production d'énergie active il n'y a pas de déphasage entre la tension (V) et l'intensité (A), le facteur de puissance est égal à 1. L'autre, énergie réactive, sert à l'alimentation des circuits magnétiques, des machines électriques des bobines, des condensateurs et autre (moteurs, lampes fluorescentes etc.). Dans ce cas il y a déphasage entre la tension et l'intensité, elles sont donc décalées, le facteur de puissance devient inférieur à 1. Ce décalage est appelé « cosinus phi » ou coefficient de déphasage dont la valeur est comprise généralement entre 0.8 et 1. Ce coefficient réduit la puissance du moteur.

Généralement, plusieurs groupes diesel fournissent de l'énergie aux réseaux électriques autonomes. Ces groupes sont généralement connectés à un bus à courant alternatif. Un système de commande est nécessaire pour une distribution correcte de la puissance fournie par ces générateurs. L'approche la plus répandue est d'utiliser un seul générateur appelé « générateur maître » qui a pour rôle de fixer la fréquence du réseau, et laisser tourner les autres générateurs « esclaves » à un régime de rotation fixe et donc fonctionner avec un débit de carburant constant. Ce débit de carburant est ajusté dans les systèmes de commande moderne pour optimiser la consommation.

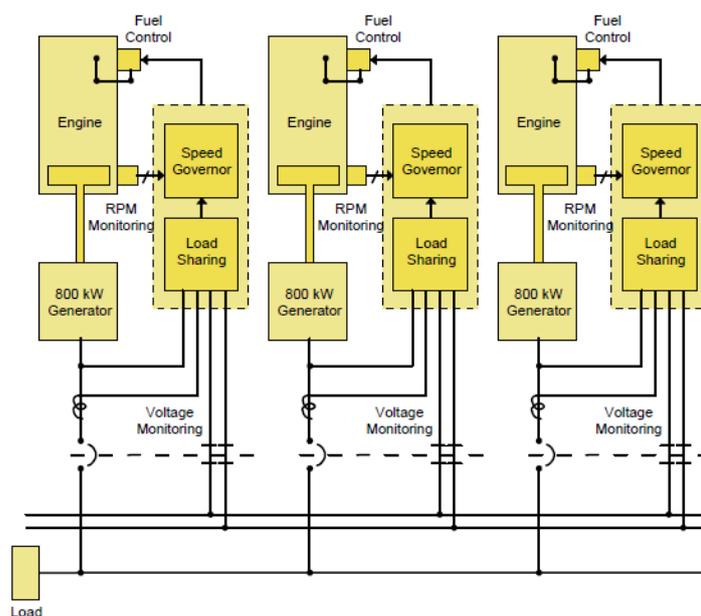


Figure 45- 3 Générateurs de 800 kW synchronisés entre eux pour supporter une charge de 1,6 MW avec une réserve de 800 kW [76]

5.1. Les éoliennes

5.1.1. Principes et éléments constitutifs de l'éolienne

Une éolienne permet de transformer l'énergie cinétique du vent en énergie électrique. Une éolienne "classique" est généralement constituée des éléments suivants (Figure 46) :

- 1- *Le mât* : nommé aussi « tour », qui est un élément rigide vertical, utilisé pour supporter l'éolienne. Les mâts des éoliennes sont généralement construits en acier mais aussi en béton précontraint lorsque des problèmes de transports se posent. La hauteur du mât est choisie en fonction de la vitesse moyenne du vent et des aspects environnementaux.
- 2- *Le rotor* : il est composé de plusieurs pales et du nez de l'éolienne. Les rotors à 3 pales sont les plus répandus. Les pales sont faites de matériaux composites à la fois légers et assurant une rigidité et une résistance suffisantes : polyester renforcé de fibre de verre et/ou fibre de carbone. Le rotor est relié à la nacelle par un moyeu.
- 3- *La nacelle* : elle est montée au sommet du mât et abritant les composants mécaniques et pneumatiques et certains composants électriques et électroniques nécessaires au fonctionnement de la machine. Le transport de l'électricité produite dans la nacelle jusqu'au sol est assuré par des câbles électriques descendant à l'intérieur du mât de l'éolienne. la nacelle contient un multiplicateur de vitesse qui sert à élever la vitesse de rotation entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire qui entraîne la génératrice électrique, une génératrice qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique, un système électronique de contrôle et de surveillance et d'autres divers dispositifs de refroidissement de freinage etc.

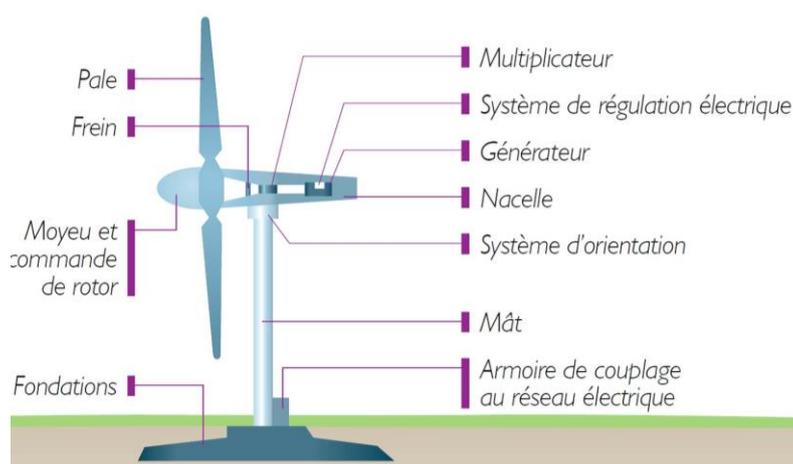


Figure 46- Eléments constitutifs d'une éolienne

Les pales du rotor éolien captent une partie de l'énergie contenue dans le vent et la transfèrent au moyeu qui est fixé sur l'arbre de l'éolienne. Celui-ci transmet ensuite l'énergie mécanique au générateur électrique à travers le multiplicateur de vitesse de rotation. Le générateur convertit l'énergie éolienne en énergie électrique par induction. Ce dernier est composé de deux parties, une partie mobile (rotor) et une partie fixe (stator), permettant de créer un champ magnétique et de générer un courant électrique.

5.1.2. La puissance du vent

La puissance du vent dépend principalement de sa vitesse. Elle varie aussi légèrement avec les conditions climatiques de température, de pression et d'altitude. Pour déterminer l'énergie produite par la machine éolienne il suffit de connaître la vitesse moyenne du vent en un point donné. La puissance disponible du vent est donnée par la formule suivante :

$$P_d = 1/2 \rho A V_1^3 \quad (11)$$

Où P_d , ρ , A et V_1 représentent respectivement la puissance du vent en Watt, la masse volumique de l'air en kg/m^3 , la surface de contact avec l'air perpendiculairement au mouvement de l'air en m^2 et la vitesse de l'air en m/s .

La masse volumique de l'air (ρ) est une fonction de la pression atmosphérique de la température de l'air et de l'altitude (z). Elle est donnée par la formule suivante [77] :

$$\rho_{(z)} = \frac{P_0}{RT} \exp\left(\frac{-gz}{RT}\right) \quad (12)$$

Où P_0 , T , R et g sont respectivement la pression atmosphérique au niveau de la mer, la température de l'air, la constante spécifique des gaz parfaits et l'accélération de la pesanteur.

La vitesse du vent à la hauteur du moyeu est plus élevée que celle mesurée à la hauteur habituelle ou sont placés les anémomètres (généralement normalisé à 10 m). Le calcul de la vitesse du vent à la hauteur du moyeu est basé sur la formule suivante :

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^\alpha \quad (13)$$

Ou, V_1 , V_2 , H_1 , H_2 et α représentent respectivement les vitesses moyennes du vent à la hauteur des anémomètres et à la hauteur du moyeu, les hauteurs correspondantes de l'anémomètre et du moyeu ainsi que le coefficient de cisaillement du vent.

5.1.3. Le coefficient de puissance

À cause de plusieurs séries de pertes qui réduisent l'efficacité aérodynamique de l'éolienne, cette dernière n'est pas capable d'extraire toute la puissance cinétique disponible dans l'air en écoulement. On définit alors le coefficient de puissance C_p qui caractérise ces pertes. La puissance utile fournie par une éolienne est donc donnée par :

$$P_u = C_p P_d = 1/2 C_p \rho A V^3 \quad (14)$$

Cette théorie a été découverte par Betz, en 1926 et selon lui le maximum que peut atteindre le coefficient de puissance C_p est 0.59. En effet, en cas de débit d'air homogène, la vitesse V_1 avant la turbine subit un retard dû à la conversion de puissance pour passer à la vitesse V_3 après la turbine (Figure 47). Un calcul simple montre que la vitesse moyenne V_2 dans le plan des aubes de la turbine est [78] :

$$V_2 = \frac{(V_1 + V_3)}{2} \quad (15)$$

Betz a montré en se basant sur ce principe que la puissance maximale est obtenue pour :

$$\frac{V_3}{V_1} = 1/3 \quad (16)$$

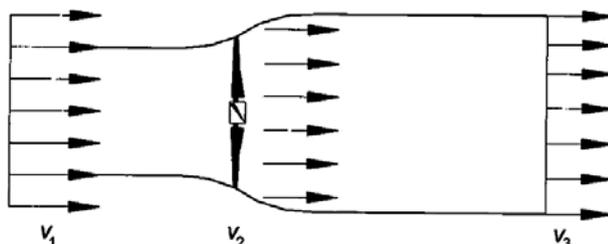


Figure 47- Ecoulement d'air idéal pour un rotor d'éolienne

Le coefficient de puissance maximale est donc :

$$C_p = 16/27 = 0.59 \quad (17)$$

5.1.4. La vitesse spécifique « tip-speed ratio » (paramètre de rapidité)

En réalité, la valeur maximale du coefficient de puissance dans les machines éoliennes est moindre, il est inférieur à 0.59 à cause de plusieurs autres séries de pertes qui réduisent l'efficacité aérodynamique de l'éolienne. Ces pertes sont dues au contact de l'air avec les pales

de l'éolienne (pertes de sillage et pertes de traînée du profil d'aile). Le facteur qui influence grandement ces pertes est le paramètre de rapidité ou la vitesse spécifique « tip-speed ratio » (TSR) ; c'est le rapport entre la vitesse en bout de pale (induite par la rotation) et la vitesse du vent, le TSR est donné par la formule suivante [79] :

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_1} \quad (18)$$

Où ω, R et V_1 sont respectivement la vitesse de rotation angulaire, le rayon de la pale de l'éolienne et la vitesse du vent.

Les expériences ont montrées que les pertes sont minimisées pour un TSR donné. Ainsi pour chaque vitesse de vent, il existe une vitesse de rotation correspondante à un rendement aérodynamique maximal de l'éolienne. On constate que plus l'éolienne tourne vite, moins les pertes par la mise en rotation sont importantes (pertes de sillage) et plus les pertes de traînée du profil d'aile sont importantes. Aussi, on voit que moins le nombre de pales est important, moins le rapport optimal de vitesse en bout de pale est faible (Figure 48).

Le rendement idéal n'étant jamais atteint, la valeur maximale de C_{pmax} sera comprise entre 0.4 et 0.5. De plus, cette valeur sera réduite davantage par les pertes mécaniques et électriques. L'expression (11) doit être multipliée par des coefficients de perte dans les trains planétaires, les roulements, les boites de vitesse et autres...

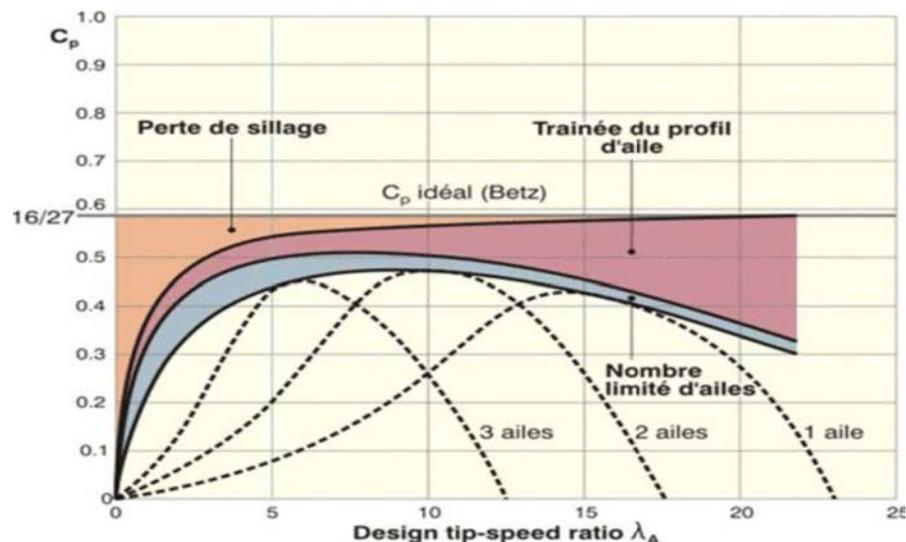


Figure 48- Illustration des différentes sources de pertes par rapport au rendement idéal de Betz

5.1.5. Courbe caractéristique de puissance d'une éolienne

La courbe de puissance est un graphe qui représente la puissance de sortie d'une éolienne à différentes vitesses de vent. Elle est élaborée à partir de mesures effectuées sur site, en fixant un anémomètre sur un mât situé à proximité de l'éolienne et non directement sur l'éolienne même ni trop près de celle-ci, car elle risque alors de provoquer des turbulences qui nuiront à la fiabilité des mesures. La courbe caractéristique est définie par trois paramètres :

- 1- *La vitesse minimale de démarrage (cut-in wind speed)* : C'est la vitesse du vent à partir de laquelle l'éolienne débite une puissance électrique.
- 2- *La vitesse maximale ou d'arrêt (cut-out wind speed)* : C'est la vitesse du vent maximale acceptable par la structure de l'éolienne. Une fois cette vitesse dépassée, un mécanisme d'arrêt freine les pales qui, entraînées trop rapidement, risqueraient d'endommager la structure.
- 3- *La puissance nominale (rated power)* : C'est la puissance électrique maximale qui peut être extraite de l'éolienne.

Ci-dessous la courbe caractéristique d'une éolienne de type « REpower 5M » de puissance nominale 5MW.

Wind speed v [m/s]	Electrical power P [kW]
3.5	53
4.0	126
5.0	352
6.0	648
7.0	1081
8.0	1638
9.0	2335
10.0	3170
11.0	4017
12.0	4755
13.0	5000
14.0 – 30.0 (25)	5000

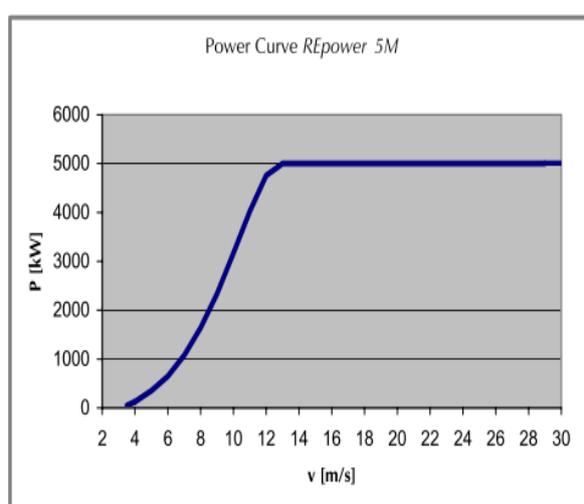


Figure 49- Courbe caractéristique de puissance pour une éolienne REpower type 5M (source : REpower Systems)

5.1.7. Energie annuelle produite – Courbe d'énergie

La courbe d'énergie permet de déterminer la quantité d'énergie produite par une éolienne dans une gamme de vitesse moyenne annuelle ou mensuelle du vent. La courbe d'énergie est établie

pour un intervalle de vitesse moyenne du vent allant de la vitesse minimale de démarrage à la vitesse maximale. Cette courbe est définie à partir de la courbe de puissance fournie par le constructeur et de la densité de probabilité de Weibull (Figure 50). Chaque point de la courbe d'énergie E_v est calculé par la formule suivante :

$$E_v = 8760 \sum_{V_{min}}^{V_{max}} P_V f(V) \quad (19)$$

Où : V_{min} , V_{max} , P_V et $f(V)$ représentent respectivement les vitesses moyennes minimale et maximales du vent considéré, la puissance fournie par l'éolienne à la vitesse du vent V et la fonction de densité de probabilité de Weibull pour la même vitesse du vent.

La distribution de la vitesse du vent est calculée comme une fonction de la densité de probabilité de Weibull. Elle correspond bien à la distribution du vent pour prévoir le complément de distribution de fréquence des vitesses de vent moyennes pour toute l'année. La fonction de densité de probabilité de Weibull est représentée comme le montre l'expression suivante :

$$\frac{df(V)}{dV} = \frac{K}{A} \left(\frac{V}{A}\right)^{k-1} \exp\left(-\left(\frac{V}{A}\right)^k\right) \quad (20)$$

Où A et K représentent respectivement les facteurs d'échelle et de forme.

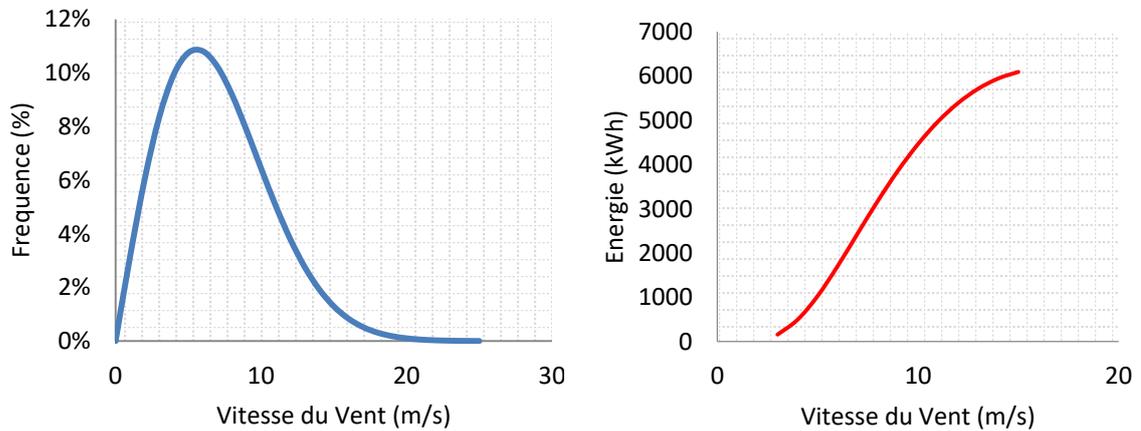


Figure 50- Exemple de la distribution de Weibull et de la courbe d'énergie

5.1.8. Energie annuelle fournie

L'énergie renouvelable fournie E_d est le produit de l'énergie renouvelable captée E_c par le taux d'absorption de l'énergie éolienne μ

$$E_d = E_c \mu \quad (21)$$

Le taux d'absorption de l'énergie éolienne μ est le pourcentage de l'énergie captée par le réseau. Pour les applications raccordées à un réseau central, ce taux est toujours égal à 100 % car on estime que le réseau est assez gros pour absorber toute l'énergie produite par le projet du central éolienne. Pour les applications en réseau isolé ou hors réseau, la valeur du taux d'absorption varie de 82 à 100 % selon la vitesse moyenne du vent, la puissance de l'éolienne et la charge de pointe du réseau.

L'énergie renouvelable captée E_c est l'énergie annuelle totale produite par le système éolien après considération des pertes dues aux facteurs de température et de pression et en fonction des pertes des équipements. Elle est donnée par la formule suivante :

$$E_c = E_u C_h C_t C_L \quad (22)$$

E_u , C_h , C_t et C_L sont respectivement la production d'énergie non corrigée qui est calculée par interpolation de la courbe d'énergie pour la valeur de vitesse moyenne, les coefficients de correction barométrique et thermique et le coefficient des pertes. Ce dernier est donné par la formule suivante :

$$C_L = (1 - \lambda_a)(1 - \lambda_s)(1 - \lambda_d)(1 - \lambda_m) \quad (23)$$

Où $\lambda_a, \lambda_s, \lambda_d, \lambda_m$ sont respectivement les coefficients représentant les pertes par effet de sillage, par encrassement des pales et verglas, par cause d'arrêt (disponibilité) et les pertes diverses.

5.1.9. Le facteur d'utilisation ou taux de charge

Le facteur d'utilisation FPI ou taux de charge TDC représente le rapport entre la production réelle de l'éolienne et celle qu'elle produirait si elle tournait toute l'année à la puissance nominale. Il est calculé par la formule suivante :

$$FPI = \left(\frac{E_c}{P_{éol} h_y} \right) 100 \quad (24)$$

Où $P_{éol}$ et h_y représentent simultanément la puissance installée de la centrale éolienne en kW et le nombre d'heures d'une année (8760 h).

5.1.1. Choix des éoliennes

Pour le système ACP-WDCAS, la puissance installée des éoliennes doit être choisie en fonction de la puissance consommée par la charge. De plus, il faut ajouter à la charge la puissance absorbée par le système de stockage hydropneumatique à air comprimé.

Des mesures de la vitesse du vent ainsi que de sa direction, sur une grande période du temps, sont nécessaires pour déterminer la puissance de l'éolienne à installer selon sa courbe de puissance.

Le coefficient de puissance et la vitesse spécifique peuvent être utilisés pour décrire les performances de n'importe quelle taille de rotor d'éolienne. La Figure 51 montre que le coefficient de puissance maximale est atteint pour une seule valeur de la vitesse spécifique et cela ne se produit qu'à une seule vitesse du vent. Par conséquent, l'avantage de faire fonctionner une éolienne à vitesse de rotation variable est qu'il est possible de fonctionner à un maximum de coefficient de puissance C_p sur une plage de vitesses du vent.

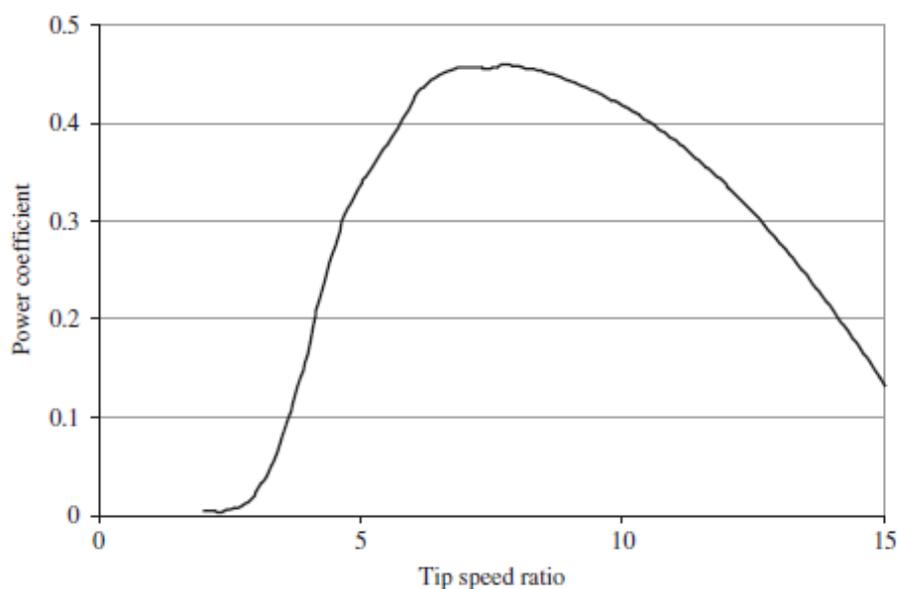


Figure 51- Variation du coefficient de puissance en fonction de la vitesse spécifique

5.2. La chaîne de compression

Dans les applications de stockage de l'air comprimé, l'air ambiant à la pression atmosphérique est comprimé à une pression désirable à l'intérieur des réservoirs de stockage au moyen d'une machine volumétrique à déplacement positif nommée « compresseurs ».

5.2.1. La physique de la compression

La relation entre la pression, la température et le volume d'un gaz parfait est décrit par la relation de Clapeyron (1799-1864) qui est connue comme la loi des gaz parfaits :

$$PV = nRT \quad (25)$$

Où P est la pression du gaz (en pascals), V représente le volume occupé par le gaz (en m^3), n la quantité de matière (en moles), R la constante universelle des gaz parfaits ($8,31\text{J/K/mol}$), et T représente est la température du gaz (en Kelvins).

Cependant, le comportement de l'air, qui est un gaz réel s'écartent du comportement des gaz parfaits. Mais habituellement ces écarts qui sont si faibles peuvent être négligés.

Les paramètres principaux concernant l'état initial de l'air avant sa compression sont connu (pression, température, volume massique), mais en revanche, après la compression, seule la pression de refoulement de l'air est déterminée. La température finale de l'air comprimé dépend des échanges thermiques avec l'extérieur. Théoriquement, il existe une relation qui relie la température et la pression dans un volume de gaz durant une compression. Cette relation est définie selon le mode de compression réalisé. En effet on distingue deux méthodes de compression théorique ; la compression isotherme et la compression adiabatique. Aucun d'eux ne décrit exactement le monde réel, mais chacun peut être utile pour comprendre les contraintes inhérentes au processus. Une troisième méthode, mesure les résultats du monde réel : c'est la compression polytropique.

5.2.1.1. La compression isotherme

Dans la compression isotherme, l'air comprimé reste à une température constante tout au long du processus de compression. Dans ce cycle, l'énergie interne est évacuée du système sous forme de chaleur au même rythme que le travail mécanique de compression. L'intérêt du processus de compression isotherme est qu'il minimiserait le travail à fournir. Cependant, dans le monde réel, une compression isotherme parfaite n'est pas possible car la transmission instantanée de la chaleur nécessite une paroi parfaitement conductrice, ce qui n'est jamais le cas dans la réalité. Les compresseurs qui utilisent le refroidissement entre les étapes de compression dans le cas d'une compression multi-étage sont les plus proches de la compression isotherme. Ainsi La transformation que l'on réalise s'approche alors d'une isotherme. Elle est appelée transformation para-isotherme.

5.2.1.2. La compression adiabatique

Une compression est dite adiabatique si elle est effectuée sans aucun transfert d'énergie thermique avec le milieu extérieur. En effet, la variation d'énergie mécanique est le seul échange d'énergie du système avec l'extérieur qui modifie alors les paramètres d'états (température, volume, pression). Pendant le processus de compression, tous les travaux mécaniques sont ajoutés à l'énergie interne du gaz, ce qui entraînant une augmentation de la température et de la pression. Une compression adiabatique exige des parois parfaitement isolantes thermiquement, ce qui ne peut être qu'approché en pratique. Il y aura toujours une certaine quantité de chaleur s'écoulant du gaz comprimé. Un compresseur adiabatique parfait nécessiterait une parfaite isolation thermique de toutes les parties de la machine. Dans une compression adiabatique, la pression et le volume massique sont liés par la relation de Laplace suivante :

$$PV^\gamma = cte \quad (26)$$

Ou γ représente le coefficient adiabatique de l'air qui vaut 1,4 pour les gaz parfaits .La valeur du coefficient adiabatique pour les gaz réels dépend principalement de la composition de ces gaz.

5.2.1.1. La compression polytropique

Dans un processus de compression réel, on ne peut pas réaliser effectivement une compression isotherme parce qu'il y a toujours un changement de température de l'air. De même la réalisation d'une compression adiabatique est difficile parce qu'on a toujours un peu d'échange de chaleur avec l'environnement. Ainsi on définit dans ce cas la compression polytropique qui consiste une modification de l'état thermodynamique de l'air ambiant avec un échange thermique partiel entre cet air et son environnement. Une compression polytropique se classe donc entre le cas isotherme et le cas adiabatique (Figure 52). Dans une compression polytropique, la pression et le volume massique sont reliés par l'expression suivante ;

$$PV^n = cte \quad (27)$$

Ou n représente le coefficient polytropique de l'air. Sa valeur dépend de plusieurs facteurs comme la composition du gaz, les chaleurs spécifiques, le degré d'échange de la chaleur et les caractéristiques des compresseurs. La valeur de ce coefficient varie généralement entre 1.1 et 1.35.

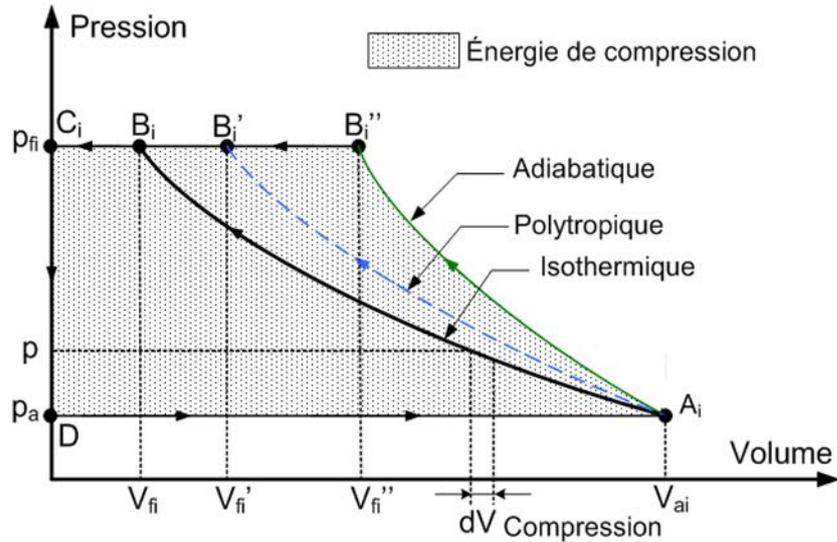


Figure 52- Diagramme de Clapeyron (PV) d'un cycle de compression

5.2.2. Choix des compresseurs

Un compresseur est caractérisé par son taux de compression qui représente le rapport de la pression de refoulement sur celle d'aspiration, son débit de refoulement qui représente la masse de l'air réellement mis en mouvement par le compresseur et le nombre d'étages de compression. Généralement les compresseurs sont entraînés par un moteur électrique. Pour le système ACP- WDCAS, le compresseur ou la chaîne de compression doit fournir un débit d'air qui varie en fonction du surplus de l'énergie éolienne disponible. L'air doit être comprimé dans le réservoir de stockage à pression constante. L'avantage de ce système est que cette pression constante est relativement faible par rapport à la pression de stockage dans le second réservoir. Ainsi le travail de compression est reparti entre le compresseur et de la pompe hydraulique placée entre les deux réservoirs.

5.2.3. Types des compresseurs

Il existe en gros deux types de compresseurs : les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques. Dans les compresseurs volumétriques, le volume d'une quantité donnée d'air aspirée dans une chambre de compression est diminué afin d'entraîner une augmentation correspondante de sa pression avant qu'il soit refoulé. Les types les plus répandus de compresseurs alternatives et les compresseurs d'air rotatifs (Figure 53). Les compresseurs d'air dynamiques comprennent des machines centrifuges et des machines axiales. Ils sont courants dans les grandes installations de fabrication. Ces compresseurs sortent du cadre de notre étude.

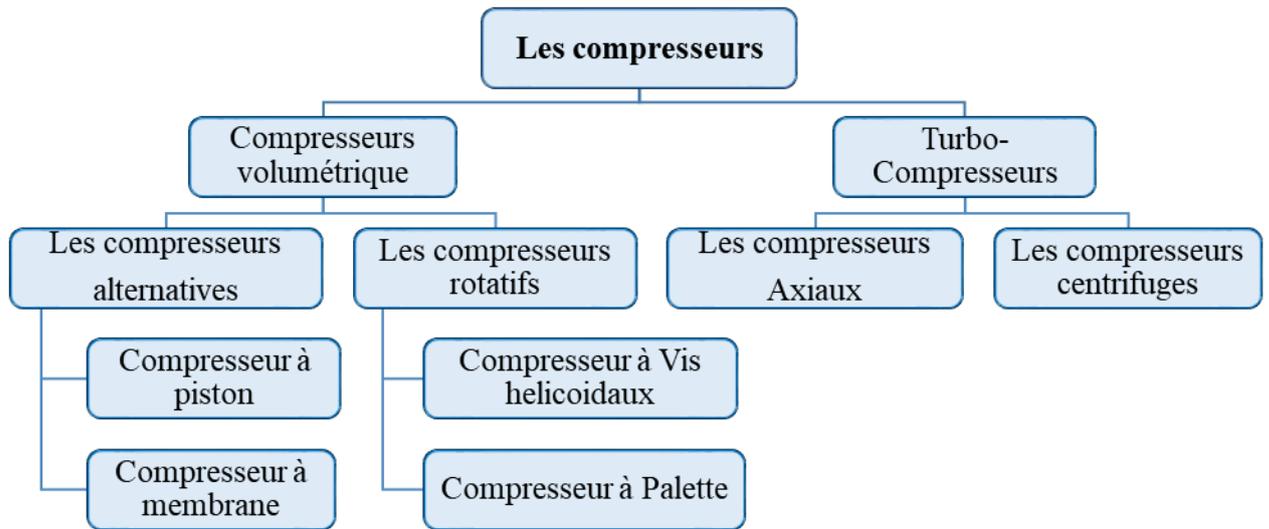


Figure 53- Différents types des compresseurs

5.2.3.1. Compresseur à piston :

Dans cette étude le compresseur volumétrique alternatif à piston à débit variable sera adopté. Ce type de compresseur très répandu, facile à utiliser et à maintenir, fonctionne et assure un bon rendement sur toute la plage de régime de fonctionnement. Un moteur entraîne un système bielle / manivelle qui actionne un piston. Ce dernier aspire l'air extérieur dans sa course de descente, et le refoule vers le réservoir de stockage dans sa course montante (Figure 55).

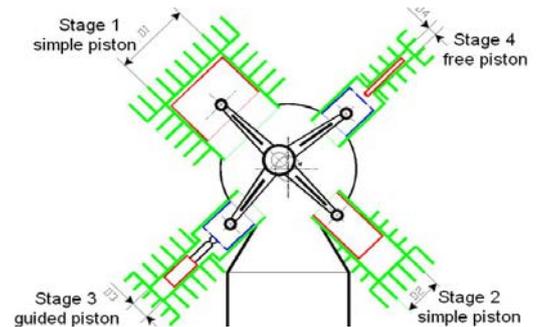
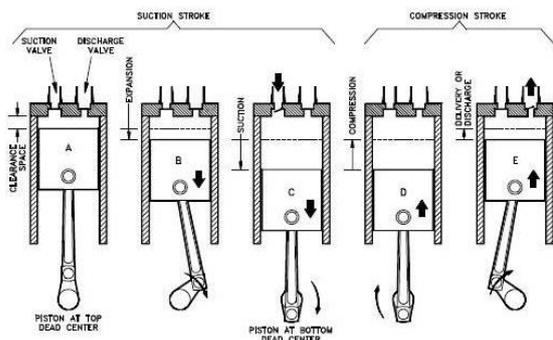


Figure 55- Fonctionnement d'un compresseur simple à piston Figure 54- Compresseur multi-étagé en étoiles

Un taux de compression trop élevé sur un seul étage de compression diminue le rendement global et accroît la température de l'air à la sortie du compresseur. Une compression multi-étagée permet également d'atteindre des pressions de compression assez élevées et d'augmenter le rendement volumétrique de la compression. Le principe consiste à séparer les compressions sur différents étages successifs et de refroidir le gaz entre chaque étage.

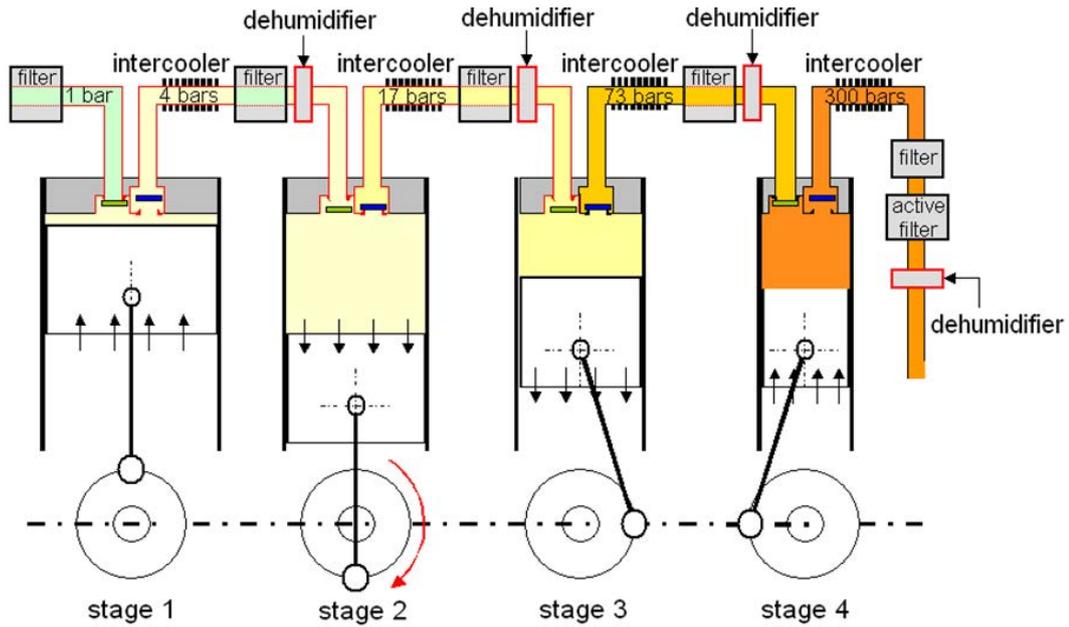


Figure 56- Compression multi-étagée en série avec refroidissement et déshumidification

Les Figure 54 et 56 présentent respectivement deux types de compresseurs multi-étages en étoile et en série. Le nombre d'étages de compression dépend de la pression de l'air comprimé à la sortie. En effet, la puissance totale consommée par un compresseur multi-étage diminue avec l'augmentation des nombres d'étages. La variation de l'énergie de compression en fonction du nombre d'étages et du taux de compression est représentée sur la Figure 57.

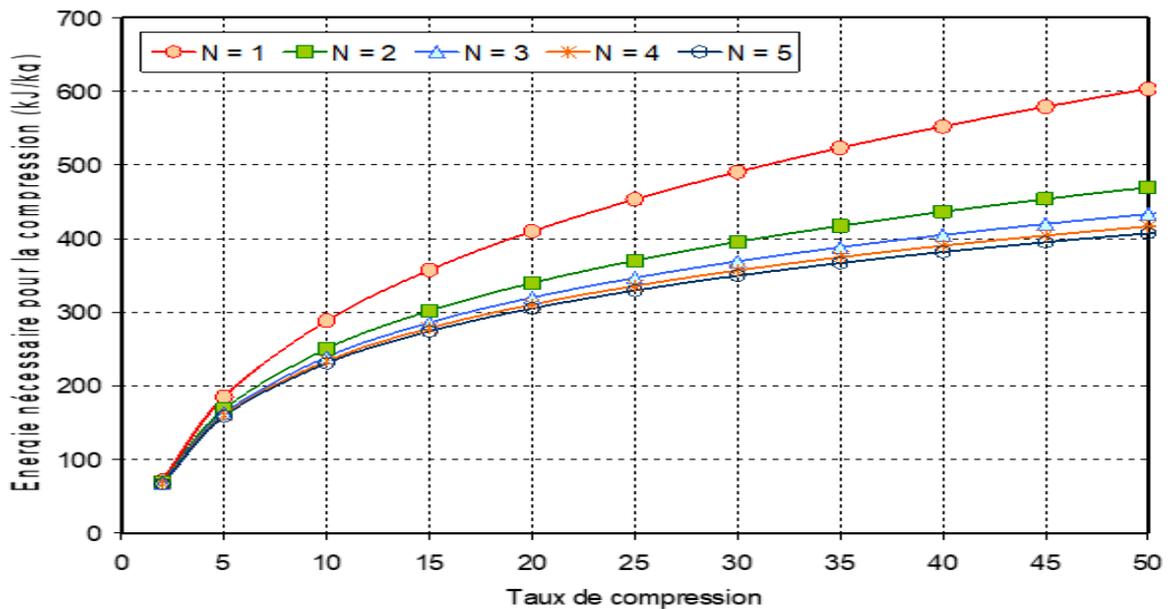


Figure 57- Variation de l'énergie de compression en fonction du nombre d'étages et du taux de compression

5.2.4. Dimensionnement du compresseur :

Le choix de la puissance de la chaîne à compression à installer dans le cas de l'ACP-WDCAS dépend de plusieurs facteurs comme le débit de l'air comprimé nécessaire, le volume des réservoirs de stockages, la pression de stockage, le surplus de la puissance éolienne installée et plusieurs autres facteurs. En effet, dans le cas du stockage d'air comprimé dans les systèmes classiques CAES, le surplus de l'énergie éolienne disponible est supposé absorbé totalement par les moteurs électriques qui entraînent la chaîne de compression. Dans le système ACP-WDCAS, le surplus de l'énergie éolienne est absorbé simultanément par la chaîne de compression et par la pompe hydraulique. La puissance de chacune de ces deux composants dépend principalement de la pression dans les réservoirs de stockage. La Figure 58 montre la répartition du surplus d'énergie éolienne entre les compresseurs et la pompe pour un volume de stockage de 5000 m³ et un surplus de 800 kW d'énergie éolienne avec une pression initiale dans les deux réservoirs à pression constante (A) et à haute pression (B) de 50 bars environ. On remarque qu'au début de la phase de compression, la contribution de la pompe électrique est nulle pour une contribution maximale des compresseurs (800 kW). Avec l'augmentation de la pression dans le réservoir B, la contribution des compresseurs diminue et celle de la pompe continue à augmenter jusqu'à elle dépasse celle des compresseurs (à une pression de 150 bars dans ce cas) jusqu'à la fin de la compression lorsque la pression atteint sa valeur maximale (300 bars environ). dans tout ce processus, la pression de stockage dans le premier réservoir A demeure constante (50 bars).

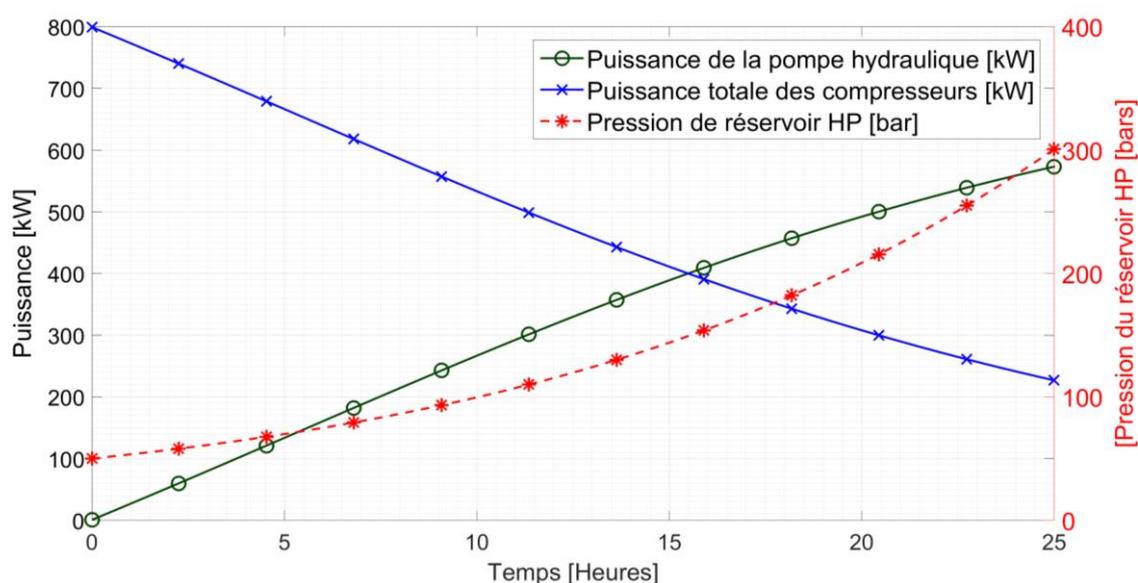


Figure 58- Répartition de l'énergie éolienne excédentaire entre les compresseurs et la pompe hydraulique

Dans ce système, la chaîne de compression doit être dimensionnée seulement pour répondre aux besoins de stockage dans le réservoir à pression constant A, étant donné que la pompe assure la compression à haute pression dans le réservoir B. ainsi, un compresseur à deux étages avec une puissance appropriée selon la valeur du surplus d'énergie éolienne sera suffisant pour le système ACP-WDCAS.

5.3. La pompe électrique

Les pompes sont généralement regroupées en deux grandes catégories : les pompes volumétriques nommées aussi à déplacement positif et les pompes roto-dynamiques ou turbopompes (centrifuges, diagonales et axiales). Les pompes volumétriques utilisent un moyen mécanique pour faire varier le volume de la chambre à fluide pour faire circuler le fluide. D'autre part, les pompes centrifuges donnent de l'élan au fluide en faisant tourner les roues qui sont immergées dans le fluide. Ainsi l'énergie mécanique (à l'arbre du moteur électrique qui est couplé à l'arbre de la pompe) sera convertie en énergie hydraulique dans la roue de la pompe. Les pompes sont d'une grande diversité. Le tableau regroupe les principaux types des pompes.

5.3.1. Choix de la pompe

La pompe électrique joue un rôle important durant la phase de compression dans le système ACP-WDCAS. Son rôle est de comprimer l'air dans le réservoir à haute pression par l'intermédiaire de la colonne de l'eau qui sépare les deux réservoirs. Ainsi la pression de l'eau à la sortie de la pompe doit être assez élevée pour assurer une haute pression d'air dans le réservoir HP. Les pompes roto-dynamiques ou turbopompes sont les plus adaptées pour générer des hautes pressions de compression dans le système proposé. Ces pompes présentent plusieurs avantages. En effet, ces machines sont de construction simple et demandent peu d'entretien, leur prix est relativement modéré et leur coût de maintenance est faible. Ils sont compacts et peu encombrants. En plus ils ont de bonnes caractéristiques techniques, une longue durée de vie et un bon comportement en service. Ces pompes ont aussi la possibilité de régulation et elles peuvent fonctionner dans une large gamme de pression, débit et capacités. Ainsi ils peuvent s'adapter à des systèmes ACP-WDCAS à petite et à moyenne échelle de production (Figure 59).

Les pompes centrifuges sont conçues à un étage ou à plusieurs étages. La pompe à un étage est la pompe centrifuge standard, équipée d'une seule roue. D'autre part, les pompes multicellulaires se composent de deux ou plusieurs roues montées sur le même arbre dans un

seul boîtier. Ils fonctionnent comme deux ou plusieurs pompes fonctionnant en série. Ces pompes sont particulièrement adaptées aux applications à faible débit et haute Pression [80]. La puissance des pompes centrifuges multicellulaires dépasse 30 MW avec des pressions allant jusqu'à 600 bars. Le choix de ces pompes à haute pression varie en fonction du niveau de pression, du débit demandé et des autres conditions de température, etc.

Pompes hydrauliques volumétriques	➤ Pompes volumétriques alternatives	– Pompes à palettes	– Libres – Flexibles – Guidées
		– Pompes à engrenages extérieurs – Pompes à lobes – Pompes à pistons circonférentiels – Pompes à vis – Pompes à rotor hélicoïdal excentré – Pompes à piston rotatif – Pompes péristaltiques	
	➤ Pompes volumétriques rotatives	– Pompes à membranes	
		– Pompes à pistons	– Simple effet – Double effet
		– Pompes à piston rotatives	
Pompes roto-dynamiques	➤ Pompes centrifuges mono cellulaire	– Pompe à roue – Pompe à diffuseur – Pompe mono étage à roue double – Pompe à bulbe	
	➤ Pompes centrifuges multicellulaire	– Pompe barrel – Pompe à cellules empilées – Pompe verticale – Pompe à plan de joint horizontal – Pompe à bulbe	
	➤ Pompes hélico centrifuges	– Pompe à volute à une roue – Pompe à volute à roue double – Pompe verticale montée en cuve	
	➤ Pompe hélice ou axiale	– Pompes horizontales – Pompes verticales	

Tableau 6- Différentes types des pompes [81]

5.3.1. Paramètres caractéristiques d'une pompe centrifuge

Les performances d'une pompe centrifuge sont généralement décrites en fonction de ses caractéristiques: le débit ou la capacité, Q_v , la puissance effective, P_{eff} , le rendement hydraulique ou l'efficacité η_{hyd} , la vitesse de rotation, la hauteur manométrique totale H_{mt} et la hauteur d'aspiration nette positive, NPSH [82].

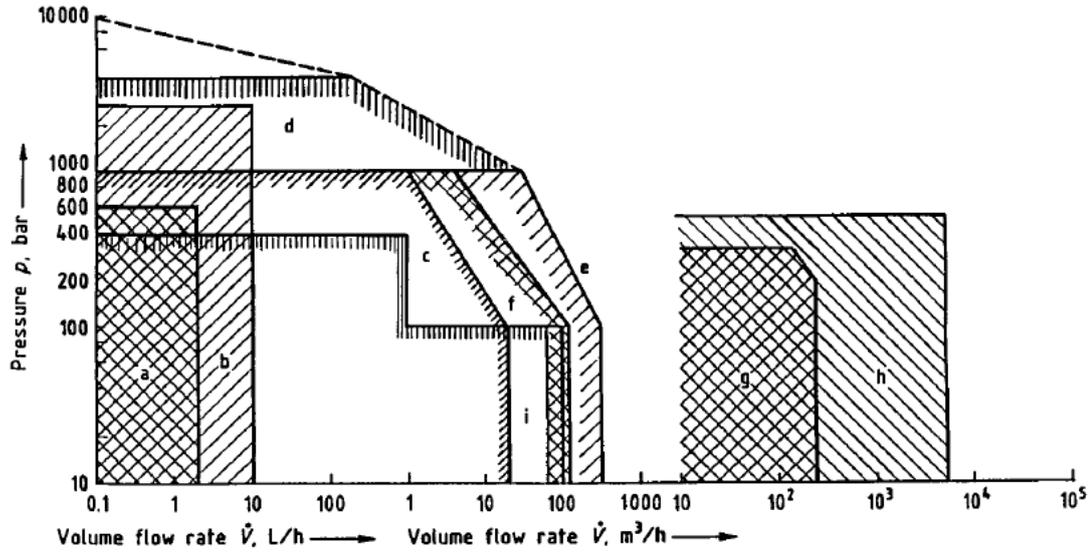


Figure 59- gamme de capacité pour différents types des pompes ((a-f), pompes à pistons ;(g), pompes centrifuges ; (h), Pompes centrifuges multicellulaires ;(i), Pompes volumétriques rotatives.

5.3.1.1. La hauteur manométrique totale :

La hauteur manométrique totale (*Total Dynamic Head -TDH*) est utilisée pour définir l'énergie fournie à un liquide par une pompe. Elle est exprimée en unités de longueur. Elle représente la différence entre la hauteur de refoulement dynamique totale et la hauteur d'aspiration dynamique totale. Elle dépend du dénivelé, de la pression utile et des pertes de charges. La hauteur manométrique totale est donnée par la formule suivante ;

$$H_{mt} = H_{ref} - H_{asp} = H_{mt_th} - \frac{\Delta P_f}{\rho g} \quad (28)$$

Où, H_{mt} , H_{asp} , H_{ref} , H_{mt_th} , $\frac{\Delta P_f}{\rho g}$ représentent respectivement la hauteur manométrique totale, les hauteurs manométriques d'aspiration et de refoulement, la hauteur manométrique théorique et les pertes de charge par frottement dans la pompe (écrites comme pertes de pression par frottement).

5.3.1.2. Le débit ou la capacité Q_v :

Le débit d'une pompe correspond à la quantité d'eau fournie par unité de temps, Il est calculé en fonction de la vitesse du fluide .Le débit dépend de la géométrie de la roue et du régime de rotation. Les roues d'une pompe sont optimisées pour atteindre les vitesses de sortie les plus élevées en fonction de diamètre de la roue.

5.3.1.3. la puissance effective et le rendement de la pompe :

Le travail effectué par une pompe est fonction de la hauteur manométrique totale, du débit et de la masse volumique du fluide. La puissance effective fournie par le moteur électrique de la pompe est défini comme le rapport de la puissance hydraulique qui est l'énergie fournie au fluide par unité de temps et le rendement hydraulique de la pompe.

La puissance hydraulique est définie comme suit :

$$P_{hyd} = Q_v \rho g H_{mt} \quad (29)$$

En raison des pertes mécaniques et hydrauliques dans la pompe, le rendement hydraulique est calculé ainsi :

$$\eta_{hyd} = \eta_m \eta_i \eta_{tuy} \quad (30)$$

Où, η_m , η_i , η_{tuy} représentent le rendement mécanique, le rendement indiqué et le rendement des tuyauteries. La puissance effective du moteur électrique sera ainsi :

$$P_{eff} = \frac{Q_v \rho g H_{mt}}{\eta_m \eta_i \eta_{tuy}} \quad (31)$$

5.3.1.4. Hauteur d'aspiration nette positive (NPSH)

Le NPSH est l'abréviation de l'expression anglaise « *Net-Positive-Suction-Head* ». Il est rattaché au phénomène de cavitation. La cavitation d'une pompe centrifuge est un phénomène physique qui cause la vaporisation d'une partie du liquide pompé à l'entrée de la roue. Elle est due au fait que la pression d'aspiration de la pompe tombe en dessous de la pression de vapeur saturante du fluide pompé pour les conditions de température locale. Ainsi des bulles de gaz dissous se créent dans le liquide et causent une chute du débit et de la pression et cause l'apparition de bruits importants et de claquements ce qui entraîneront la corrosion de la roue de la pompe et sa destruction. Le NPSH disponible ($NPSH_{disp}$) caractérise le circuit d'aspiration sur lequel est installée la pompe. Il peut être calculé par la relation suivante :

$$NPSH_{disp} = \frac{P_{asp} - P_{vap}}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} - (z_{asp} - z_i) - h_{i_asp} \quad (32)$$

Ou z_{asp} et z_i sont les cotes au-dessus d'un niveau de référence et h_{i_asp} représente la totalité des pertes de charge sur le trajet qui relie le point (i) à l'entrée dans le système hydraulique et le point (asp) à la section d'aspiration de la pompe. Les pertes de charge totales incorporent les pertes de charge par frottement et les pertes de charge singulières.

Le NPSH requis ($NPSH_{requis}$) est le NPSH disponible minimal que doit avoir la pompe pour fonctionner sans cavitation. C'est une donnée du constructeur. Il est généralement donné par le constructeur sous forme de courbe en fonction du débit. Pour savoir si la pompe choisie pour l'installation est adaptée ou non (fonctionnement sans cavitation), la condition suivante doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{requis} \quad (33)$$

5.3.2. Les courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

La performance des pompes est normalement décrite par un ensemble de courbes. Ils montrent généralement la hauteur manométrique totale, la puissance, le rendement et le NPSH tracée en fonction du débit à un régime donné. Ces courbes sont utilisées pour sélectionner la pompe correspondant aux besoins pour une application donnée et pour estimer son comportement pour différentes conditions [83]. Ces courbes caractéristiques sont fournies par la plupart des fabricants des pompes (Figure 60).

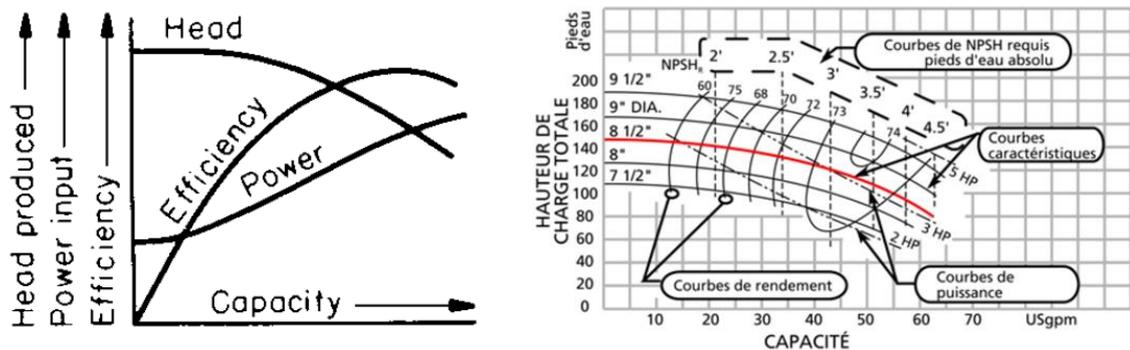


Figure 60- Courbes caractéristiques typiques (gauche) et réelle (droite) d'une pompe.

5.3.3. Modes de contrôle de la pompe

Etant donné que le système ACP-WDCAS fonctionne avec des puissances, des débits et des pressions variables, alors un système de régulation et de contrôle de la pompe est indispensable. En effet on distingue 2 modes de contrôle : le contrôle à pression variable et le contrôle à pression constante.

Dans le système de contrôle à pression variable, la pression dans les réservoirs de stockage varie proportionnellement en fonction du débit de l'eau pompée entre les 2 réservoirs. Ceci est fait en variant la vitesse de rotation de la pompe par rapport au débit. Ce mode de régulation peut être effectué jusqu'à une vitesse maximale, à partir de ce point la courbe suivra cette vitesse.

Dans le système de contrôle à pression constante, la pression indépendante du débit, est maintenue constante par les moyens de contrôle. La courbe de pompage pour le contrôle de la pression est une ligne horizontale (Figure 61). Etant donné que la pression dans le réservoir A du système de stockage proposé dans ACP-WDCAS doit rester constante, le système de contrôle à pression constante est le plus approprié à adopter dans notre cas. Le système de contrôle fait varier le débit de l'eau pompée entre les deux réservoirs pour toujours assurer une pression constante dans le réservoir A. la valeur de ce débit dépend de la puissance électrique disponible et de la pression dans le deuxième réservoir B.

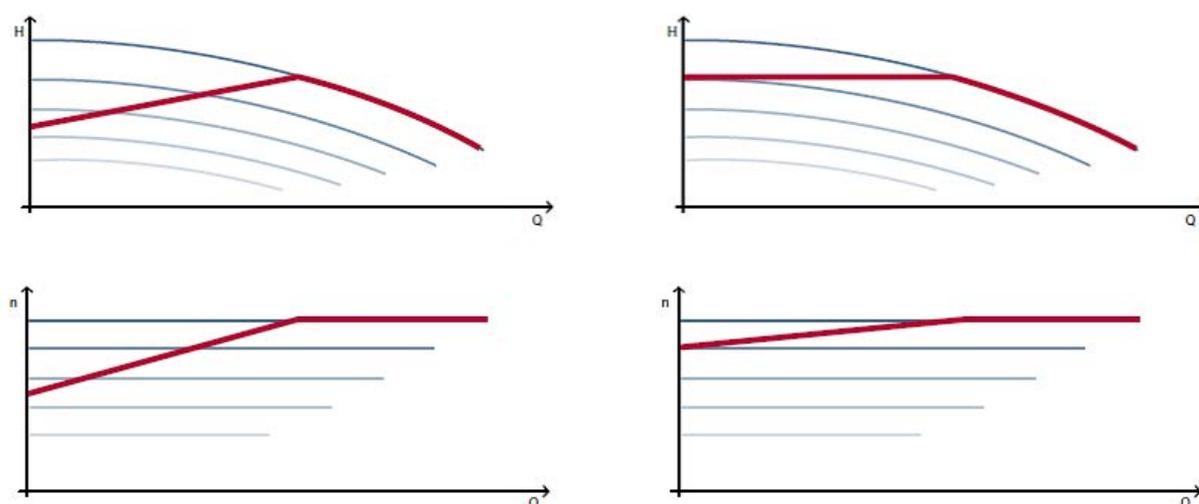


Figure 61- Courbe de pompage à pression variable (gauche) et à pression constante (droite).

5.3.4. Régulation de la pompe

Dans un circuit hydraulique, le débit réel généré par une pompe dépend principalement des caractéristiques du réseau dans lequel cette pompe débite notamment les variations de pression et les pertes de charges dans le circuit. La courbe du réseau qui caractérise un circuit hydraulique est représentée sur le même graphe de la courbe caractéristique de la pompe par un tracé des pertes de charge et des variations de pression en fonction du débit volumique. Le point de fonctionnement de la pompe est l'intersection de la courbe de réseau avec sa courbe caractéristique de charge. Ce point représente le débit qui équilibre la pression fournie par la pompe et la pression nécessaire au fonctionnement du réseau à ce débit (Figure 62).

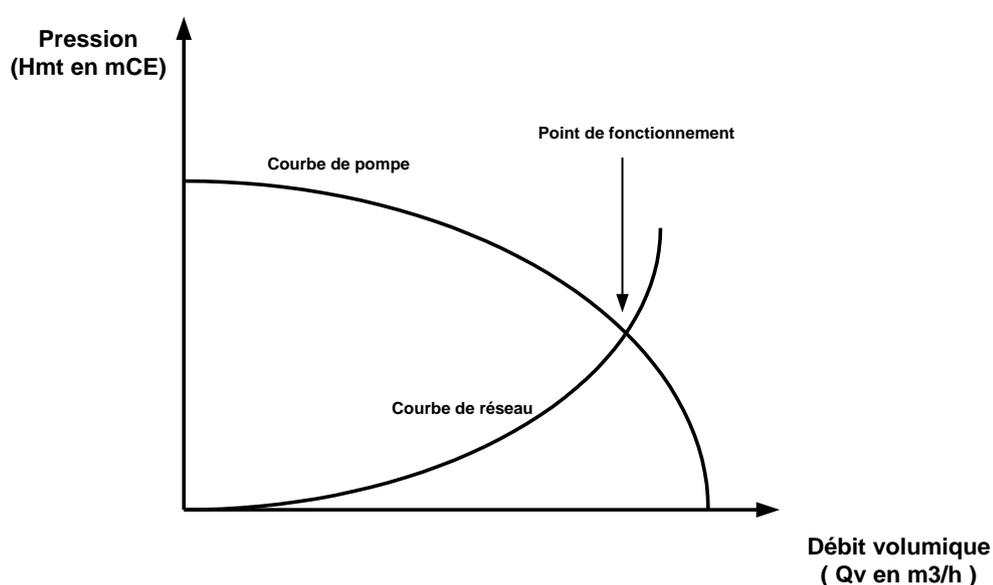


Figure 62- Point de fonctionnement d'une pompe

La régulation de la pompe consiste à varier la courbe du réseau ainsi le point de fonctionnement de la pompe. Il existe deux méthodes pour la régulation de la pompe. La régulation par variation de pertes de charge et la régulation par variation de la vitesse de rotation de la pompe.

Dans la première méthode la régulation est réalisée par la variation du débit de l'eau ou du liquide délivré à la sortie de la pompe. On distingue plusieurs systèmes de régulation :

5.3.4.1. Régulation de débit par laminage

Une vanne contrôlée électriquement est placée en série avec la pompe au conduit de refoulement. Son rôle est de varier la perte de charge sur le circuit de refoulement à un régime

de rotation fixe. Ainsi le point de fonctionnement de la pompe varie selon le besoins de débit et de pression (Figure 63).

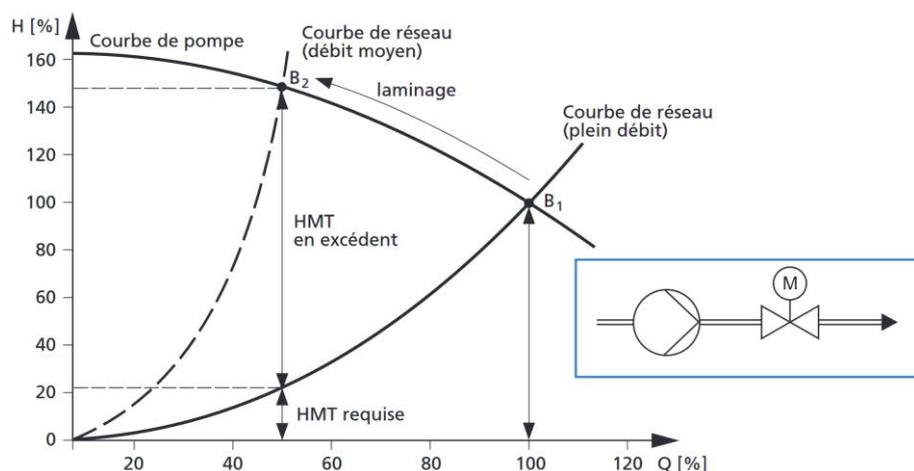


Figure 63- Régulation de débit par laminage [84]

5.3.4.2. Régulation de débit par by-pass

Une tuyauterie de by-pass est installée parallèlement à la pompe. Une partie du débit fourni par la pompe passe par le by-pass. La variation du débit du by-pass à l'aide de la vanne de régulation cause la modification du débit délivré dans l'installation (Figure 64).

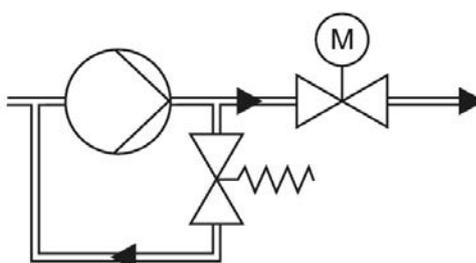


Figure 64- Régulation du débit par by-pass

5.3.4.3. Régulation par variation de la vitesse de rotation de la pompe

Contrairement aux systèmes de régulations de débits décrites précédemment, on trouve aussi un autre système de régulation du débit à variation de vitesse. Ce type de régulation permet d'adapter en permanence la puissance de la pompe aux besoins de l'installation en adaptant sa vitesse en fonction de la courbe du réseau (Figure 65).

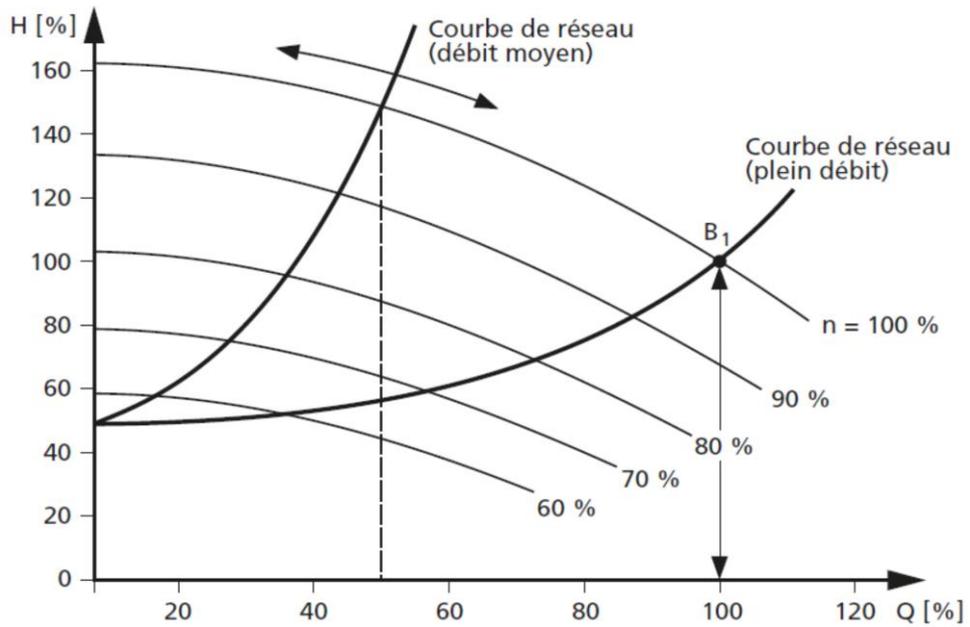


Figure 65- Fonctionnement d'une pompe à vitesse variable réglée avec différentes courbes de réseau

5.3.4.4. Autres méthodes de régulations

Il existe encore plusieurs méthodes de régulation du débit telles que la régulation par cascade de pompes (Figure 66- a). Dans ce cas, plusieurs pompes sont installées en parallèle. Le système de contrôle assure le réglage du débit par l'enclenchement et le déclenchement des pompes convenables. La courbe caractéristique du fonctionnement des pompes en parallèles s'obtient en ajoutant les débits pour la même hauteur manométrique. Aussi, on trouve une autre méthode de régulation qui consiste à combiner en parallèles plusieurs pompes à vitesse variable (Figure 66- b).

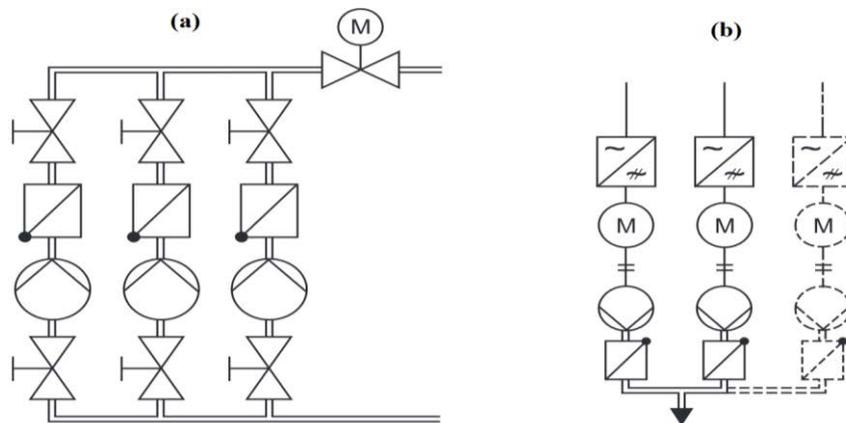


Figure 66- Régulation par cascade (a) et régulation combinée (b).

5.4. Le système de stockage hydro-pneumatique

Il existe deux approches pour le stockage de l'air dans les cavernes ou les réservoirs :

- Le stockage à volume constant durant lequel la pression varie durant la compression et la détente dans le réservoir de stockage à un volume constant
- Le stockage à pression constante durant lequel le volume de l'air comprimé varie pour assurer toujours une pression constante de l'air dans le réservoir [85].

Un stockage hydropneumatique utilise une machine hydraulique reliée à un moteur-générateur électrique, pour déplacer un dispositif hydraulique de compression-détente de l'air. L'énergie est stockée sous forme d'énergie potentielle de pression. La fonction de base consiste à pomper l'eau du réservoir d'alimentation vers le réservoir à haute pression lors du surplus d'énergie électrique [70]. La combinaison de ces deux systèmes forme un système de stockage hydropneumatique à pression constante.

5.4.1. Fonctionnement du système

Le système de stockage hydropneumatique se compose de deux réservoirs de stockage d'air séparés par une quantité d'eau et reliés par une pompe-turbine électrique ou par une pompe et une turbine séparées. Dans le premier réservoir (A), l'air est stocké à une pression constante. Le deuxième réservoir (B) agit comme un accumulateur d'énergie sous forme d'air comprimé. L'air est comprimé dans ce réservoir à une pression plus élevée que celle du réservoir (A). Le principe consiste à pomper l'eau du réservoir (A) vers le réservoir (B) durant la phase de charge lorsque l'énergie électrique excédentaire est disponible [52]. Pour toujours assurer une pression constante dans le réservoir (A) pendant la phase de décharge, l'air déjà comprimé dans le réservoir (B) pousse l'eau dans le réservoir (A) à travers une turbine hydraulique liée mécaniquement à un générateur électrique pour produire de l'électricité (Figure 39 - 41)

5.4.1. Dimensionnement des réservoirs de stockages

Le dimensionnement des réservoirs de stockage est un point crucial dans cette étude. Il est conditionné par plusieurs facteurs techniques et économiques. Le volume de stockage est fonction des pressions maximales dans les deux réservoirs A et B, de l'autonomie désirée pour le moteur diesel en mode optimal, de l'autonomie désirée pour la turbine hydraulique lorsque cette dernière alimente la charge, du débit maximal et de la pression de l'air nécessaire pour suralimenter le diesel, de la puissance et du débit des compresseurs, de la puissance maximale des éoliennes disponibles et de la charge électrique maximale du réseau.

5.4.1.1. L'autonomie du diesel

C'est la durée pendant laquelle le moteur diesel peut fonctionner avec une suralimentation supplémentaire par l'air comprimé dans son mode optimal. Elle dépend principalement du débit de l'air admis par le diesel, \dot{m}_{in_dm} et de sa pression P_{in_dm} et de la pression (P_{st}) et le volume (V_{st}) de l'air comprimé à pression constante dans le réservoir A. L'autonomie a_{dm} est calculée comme suit :

$$a_{dm} = \frac{V_{st} P_{st} \rho_{air}}{P_{in_dm} \dot{m}_{in_dm}} \quad (34)$$

La Figure 67 montre la variation de l'autonomie avec le volume et la pression de l'air dans le réservoir à pression constante pour un débit constant de 1.8 kg/s et une pression de détente de 2 bars.

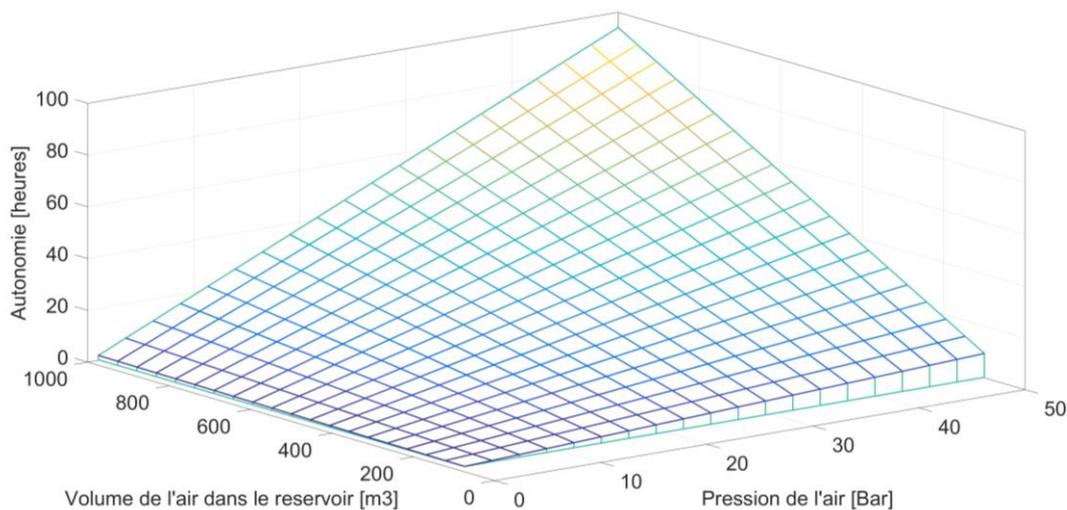


Figure 67- Variation de l'autonomie du moteur diesel en mode optimal en fonction de la pression du volume et de la pression de stockage

5.4.1.2. La pression de stockage

La valeur de la pression de l'air dans le réservoir à pression constante (A) ne doit pas être petite afin de s'assurer que la quantité de l'air stockée est suffisante pour suralimenter le pendant son fonctionnement. Cette pression ne doit pas être trop grande pour éviter la chute de la température de l'air lors de sa détente dans le collecteur d'admission du moteur diesel. La Figure 68 montre la variation de la température de l'air à l'admission du moteur après sa détente à une pression de 2 bars, par rapport à la pression de stockage et à la température avant la détente. On remarque clairement que le chauffage de l'air avant sa détente est nécessaire pour

éviter des températures d'admission très basses. De plus, une pression trop élevée dans le réservoir peut causer le même effet même avec le préchauffage de l'air. Ainsi la pression de l'air dans le réservoir de stockage à pression constante doit être choisie en tenant compte d'une part, de la température minimale admissible pour l'admission de l'air et d'autre part de l'autonomie désirée pour le fonctionnement du diesel en mode optimal.

La valeur maximale de la pression de l'air dans le réservoir à haute pression (B), dépend aussi de plusieurs facteurs. Elle dépend de la quantité de l'énergie à stocker sous forme d'air comprimé sachant que cette densité augmente proportionnellement avec la pression de stockage. De même, cette pression dépend de l'autonomie ou du temps d'un cycle de décharge du réservoir qui varie en fonction du débit d'air libéré du réservoir A.

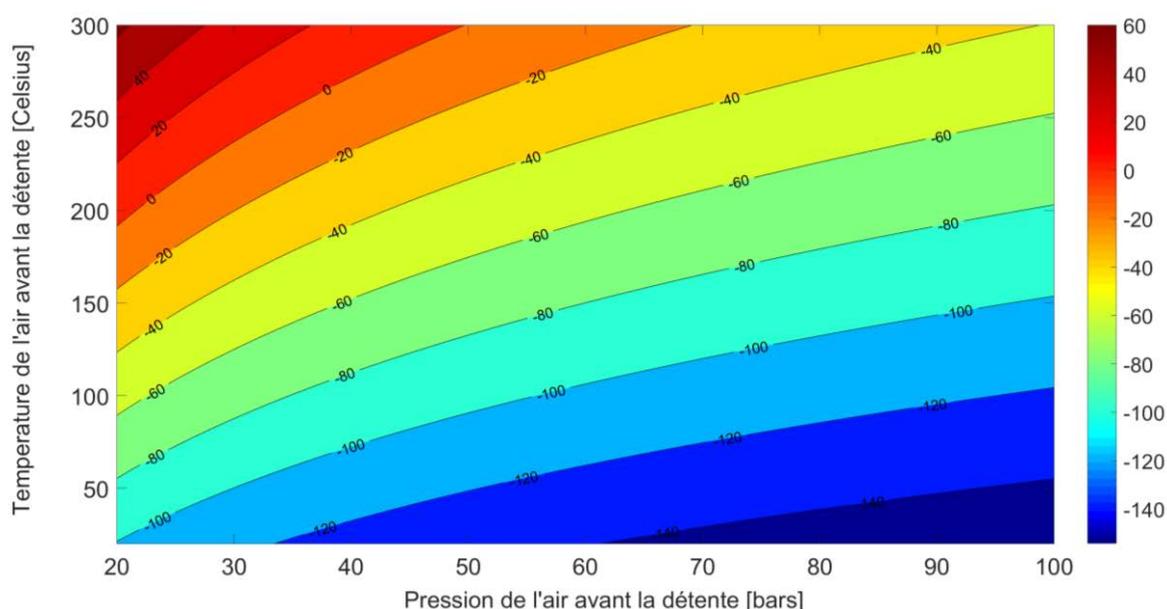


Figure 68- Variation de la température de l'air d'admission dans le diesel en fonction de sa température avant la détente et de la pression de stockage.

La pression de l'air dans le réservoir B doit être assez élevée pour pouvoir fournir une puissance hydraulique suffisante à la turbine hydraulique lorsque cette dernière est responsable de la production de l'électricité (en mode turbine) pour alimenter totalement ou partiellement la charge.

La puissance hydraulique à la turbine est donnée par la formule suivante :

$$P_{tur_h} = \rho Q g H \quad (35)$$

Où Q représente le débit de l'eau traversant la turbine et gH représente l'énergie hydraulique ou en autre terme la pression manométrique sur la colonne d'eau qui représente la différence des pressions de stockage de l'air entre les 2 réservoirs A et B. La Figure 69 montre la variation puissance hydraulique fournie par une turbine hydraulique en fonction de la pression exercée par l'air comprimé sur la colonne d'eau dans le réservoir B et le débit de l'eau traversant la turbine. Notons aussi que la pression maximale de l'air dans le réservoir B dépend aussi des contraintes mécaniques et des limitations physiques de la construction des réservoirs de stockage.

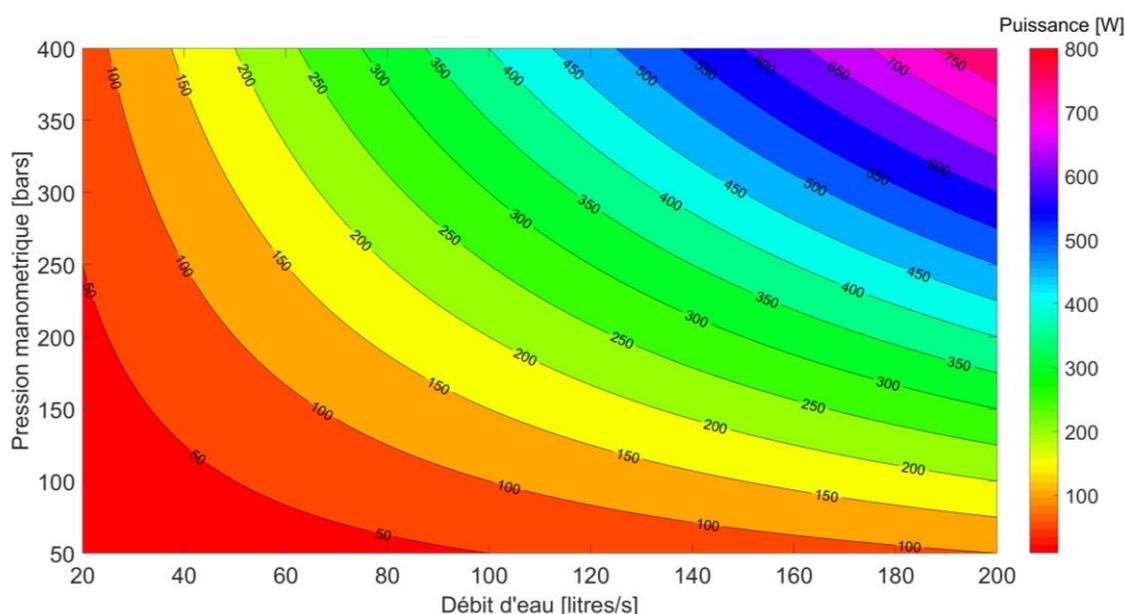


Figure 69- Puissance hydraulique fournie par la turbine en fonction du débit d'eau et de la pression manométrique sur la colonne d'eau

5.4.2. Les réservoirs de stockages

5.4.2.1. Différents types des réservoirs

Il existe principalement deux solutions pour les réservoirs de stockage d'air, l'une est une solution souterraine et l'autre superficielle. Le type souterrain utilise une caverne minérale naturelle ou abandonnée pour stocker de l'air comprimé. On distingue les cavités excavées dans les roches, les mines de sel, les anciens gisements de pétrole ou de gaz et les nappes aquifères. Ces types de réservoirs se caractérisent par une grande capacité de stockage et un faible coût

unitaire [86]. Actuellement, les réservoirs de stockage souterrains sont plus réalisables pour les systèmes à grande échelle du point de vue technique et économique alors que les réservoirs de stockage superficiel ou en surface ne peuvent fonctionner que pour les systèmes à petite échelle. Les deux projets commerciaux CAES (Huntorf et McIntosh) ont exploré des cavernes souterraines pour stocker l'air comprimé. Les cavités de stockage de l'air souterrain dépendent fortement d'une certaine géologie, ce qui limite leurs développements. Cependant le type superficiel est indépendant de certaines géologies et constitue une direction de développement importante pour les unités de stockage d'air. On distingue également plusieurs types de stockage de gaz au-dessus du sol : les réservoirs de stockage d'air superficiels, les bouteilles de gaz et les tuyauteries de stockage de gaz.

Plusieurs critères peuvent influencer le choix des réservoirs de stockage tels que les coûts d'investissement et de maintenance, la densité énergétique et la capacité de stockage, la flexibilité de leur emplacement et les exigences particulières du site, les contraintes physiques (pression, température, humidité etc.) et l'impact sur l'environnement et sur la sécurité de leur fonctionnement [17].

La méthode la plus appropriée pour le système ACP-WDCAS est de stocker l'air comprimé dans des réservoirs métalliques superficiels de forme cylindrique, fabriqués pour ce but étant donné que ce système est conçu pour la production électrique à petite et moyenne échelle. Ce type de réservoirs peut s'adapter à la conception de ce système et répondre aux exigences particulières des sites d'où la possibilité de dimensionner les réservoirs selon les besoins de stockage et d'ajouter des unités en parallèle lorsque les besoins de stockage augmentent. Ce type de réservoirs peut supporter des pressions de stockage relativement élevées. De plus, ces réservoirs possèdent une flexibilité d'emplacement et une haute sécurité de fonctionnement.

5.4.2.2. Calcul des réservoirs de stockage cylindriques superficiels :

La plupart des réservoirs superficiels utilisés pour le stockage de l'air comprimé ont une forme cylindrique ou sphérique. Ces réservoirs peuvent être connectés en parallèles ou en série pour augmenter la capacité de stockage. Ils sont fabriqués généralement en acier. L'épaisseur des réservoirs cylindriques est donnée par la formule suivante [87]:

$$\delta_{11} = \frac{PD_1}{2\sigma\phi - P_1} \quad (36)$$

$$\delta_{12} = \frac{PD_1}{4\sigma\phi - P_1} \quad (37)$$

Ou δ_{11} et δ_{12} représentent respectivement l'épaisseur du corps cylindrique et l'épaisseur de la tête sphérique du réservoir (mm). P représente la pression maximale admis de stockage qui doit être généralement plus de 10% de la pression maximale de fonctionnement (bar). σ, ϕ, D_1 représentent respectivement la contrainte admissible du matériel du réservoir (MPa), l'efficacité de soudage et le diamètre intérieur du réservoir (Figure 70).

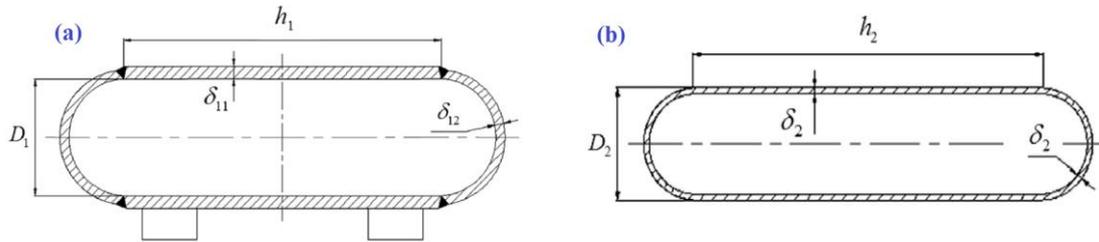


Figure 70- Modèle des réservoirs superficiels (a) et des bouteilles à gaz (b)

La consommation théorique de métal brut du réservoir (kg) de chaque unité de stockage cylindrique est calculée ainsi [88] (Figure 71):

$$M_1 = \left((\rho\pi\delta_{11}(D_1 + \delta_{11})h_1) + \left(\frac{\rho\pi}{6} ((D_1 + 2\delta_{12})^3 - D_1^3) \right) \right) \quad (38)$$

Le volume du réservoir est calculé ainsi :

$$V_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 h_1 + \frac{\pi}{6} D_1^3 \quad (39)$$

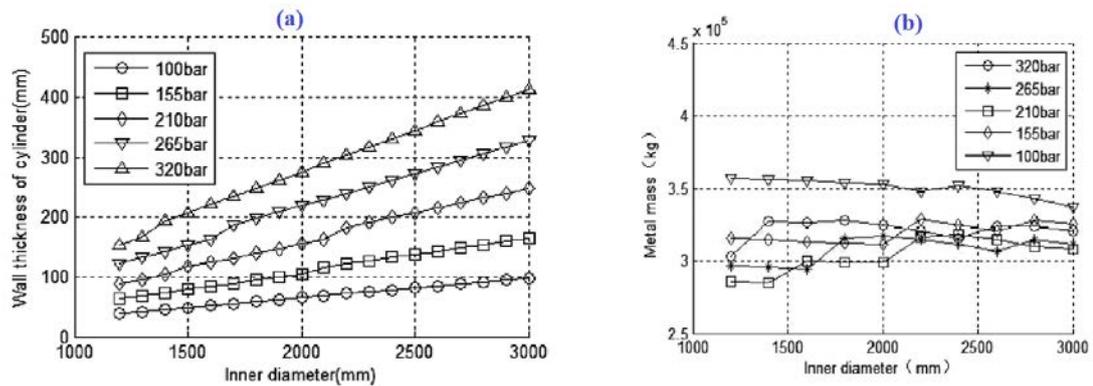


Figure 71- Épaisseur des parois (a) et masse du métal (b) en fonction de la pression de stockage pour un réservoir superficiel

Pour les bouteilles de gaz à haute pression l'épaisseur des parois cylindriques est calculée comme suit (Figure 72) :

$$\delta_2 = \frac{D_2}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{\sigma - 1.3P_h}{\sigma + 0.4P_h}} \right) \quad (40)$$

Ou P_h représente la pression hydraulique d'essai en (MPa).

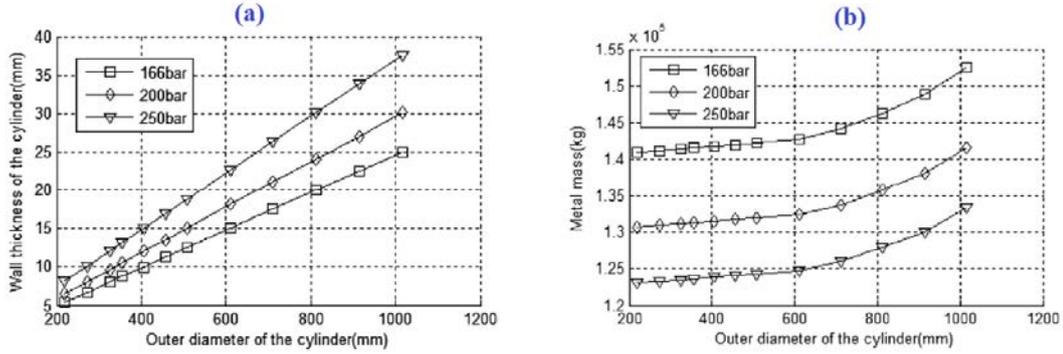


Figure 72- Épaisseur des parois (a) et masse du métal (b) en fonction de la pression de stockage pour une bouteille de gaz

La consommation théorique de métal brut du réservoir de chaque unité de stockage cylindrique est calculée comme suit :

$$M_2 = \left((\rho\pi\delta_2(D_2 - \delta_2)h_2) + \left(\frac{\pi}{6}(D_2^3 - (D_2 - 2\delta_2)^3) \right) \right) \quad (41)$$

Le volume du réservoir est calculé comme suit :

$$V_2 = \frac{\pi}{4}(D_2 - 2\delta_2)^2h_2 + \frac{\pi}{6}(D_2 - 2\delta_2)^3 \quad (42)$$

5.5. Le système de stockage de chaleur

5.5.1. Le stockage adiabatique

Il existe deux types de systèmes de stockage d'air comprimé, diabatiques et adiabatiques. Dans le cas du stockage diabatique, l'énergie thermique, qui résulte de la compression de l'air sera dissipée [89]. Par contre, dans le cas adiabatique, l'énergie thermique extraite sous forme de chaleur sera stockée dans un système de stockage thermique TES pour être utilisée ultérieurement [90]. Dans le système ACP-WDCAS, cette énergie, stockée sous forme de chaleur, va servir à chauffer l'air comprimé avant sa détente dans le moteur diesel.

Le stockage adiabatique est une des solutions écologiques les plus prometteuses. Il offre relativement une meilleure efficacité énergétique de stockage. Avec une amélioration des systèmes de compression et une installation des systèmes de stockage de chaleur (TES) à haute capacité, le stockage adiabatique pourrait augmenter le rendement global de notre système jusqu'à 70 %.

5.5.2. Système de stockage de chaleur pour l'ACP-WDCAS

Dans le cas de l'ACP-WDCAS, le système de stockage adiabatique à chaleur sensible paraît le plus convenable car le flux de chaleur transmissible peut être plus important que dans le cas de l'utilisation du système de stockage à chaleur latente. Le système proposé dans cette étude est un système de stockage actif, direct, à chaleur sensible avec deux réservoirs de stockages séparés et qui utilise un seul élément comme fluide caloporteur et matériau de stockage.

Durant la phase de charge (stockage), la chaleur de l'air comprimé est extraite par échange avec le fluide froid. À l'aide d'une pompe, le fluide froid est aspiré du réservoir R1 puis transmis vers des échangeurs implantés à la sortie de chaque compresseur. Le fluide froid sera donc chauffé sous l'effet de la chaleur échangée avec l'air comprimé et, par la suite, stocké dans le réservoir de fluide chaud R2.

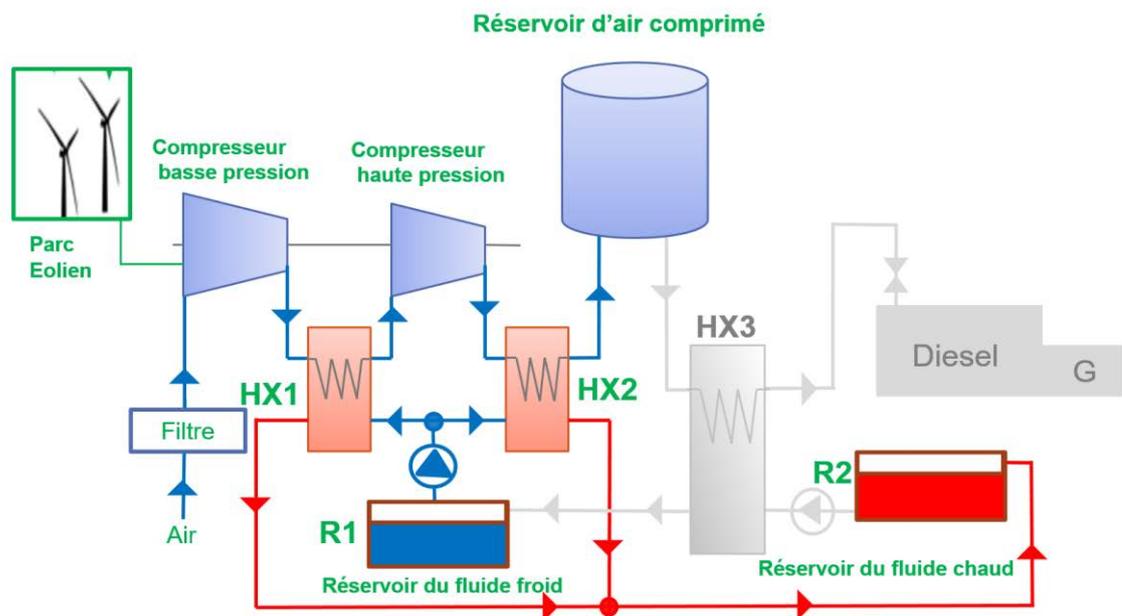


Figure 73- Système de stockage adiabatique- phase de charge

Durant la phase de décharge, l'air comprimé, est chauffé à la sortie du réservoir par la chaleur de compression déjà emmagasinée dans le fluide chaud du réservoir R2 à travers un ou plusieurs échangeurs (HX3). Le fluide refroidi, sortant des échangeurs sera emmagasiné dans le réservoir du fluide froid R1.

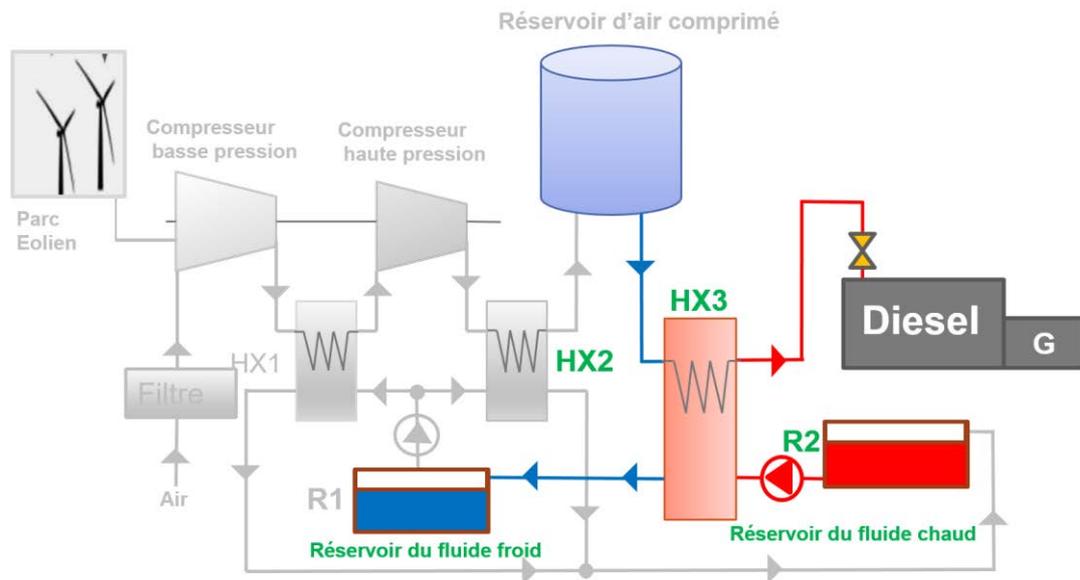


Figure 74- Système de stockage adiabatique- Phase de décharge

Vu le caractère intermittent de l'énergie éolienne, ce type de stockage présente une excellente flexibilité car il permet un stockage à température quasi constante à cause du stockage direct du fluide caloporteur dans le réservoir. De plus, la simplicité de la mise en œuvre d'un tel système, la puissance calorifique transmise, la température élevée du stockage du fluide caloporteur et le temps de réponse favorise l'utilisation de ces systèmes dans le cas de l'ACP-WDCAS dans les sites isolés. Cependant, ce système est relativement coûteux parce qu'il dépend des prix des échangeurs, des pompes, des réservoirs et du fluide caloporteur [32], [33].

5.5.3. Choix du fluide caloporteur :

Le choix du fluide caloporteur d'échange et de stockage dépend de plusieurs facteurs. Le fluide choisi doit bien fonctionner dans la plage de température de l'ACP-WDCAS (généralement entre -20 et 400 °C). Il doit aussi avoir un pouvoir calovecteur (convectif) élevé pour pouvoir échanger au maximum la chaleur avec l'air chaud et avoir le plus haut pouvoir caloporteur possible, étant donné que ce fluide doit servir comme un matériau de stockage. Parmi les principaux fluides caloporteurs, on cite les gaz (hélium, azote et dioxyde de carbone), l'eau sous forme de liquide ou sous forme de vapeur saturée, les fluides organiques (huiles minérales,

huiles synthétiques, et fluides halogènes), les sels fondus et les métaux fondus (mercure, sodium). Compte tenu de leurs pouvoirs caloporteurs et calovecteurs médiocres, les gaz ne seront pas retenus pour notre application mais ils sont valorisables pour des usages à très haute température. Il en est de même pour les métaux fondus qui ont un pouvoir calovecteur exceptionnel mais qui présentent des contraintes rédhibitoires et nécessitent des équipements de sécurités trop lourds.

L'eau sous forme de liquide constitue un excellent fluide caloporteur et calovecteur et sert comme fluide de référence pour les autres fluides. Son usage est limité de 0 à 100 °C à la pression atmosphérique et jusqu'à 300 °C à des pressions plus élevées, compte tenu des pressions importantes de saturation (eau surchauffée). De plus, l'eau naturelle doit être soigneusement filtrée, traitée et purifiée pour une utilisation industrielle [91]. Malheureusement, ces propriétés limitent l'utilisation de l'eau dans les applications des SHEDAC.

Les sels fondus formés de nitrites de sodium (NaNO_2), et (NaNO_3) et de nitrate de potassium (KNO_3) sont utilisés pour réaliser des eutectiques comme les HTS1 et HTS2 (Heat Transfer Salt). Ces eutectiques présentent des bonnes propriétés calovectrices et caloportrices (150 -500 °C) mais leur température de fusion élevée (150 °C) résulte de la solidification de ce fluide au sein du système de stockage de chaleur TES surtout dans le réservoir du fluide froid.

En ce qui concerne les huiles, les huiles minérales d'origine pétrolière et les fluides halogènes présentent des températures d'usage relativement basses (au-dessus de 300 °C), tandis que les huiles synthétiques présentent une stabilité thermique plus importante allant jusqu'à 400 °C.

Bien que les capacités énergétiques des huiles minérales synthétiques soient inférieures à celles de l'eau, leur utilisation reste la meilleure solution pour notre système de stockage. On aura ainsi besoin d'une plus grande surface d'échange au niveau des échangeurs ce qui augmente l'encombrement et le prix d'un tel système.

6. Conclusion :

Nous avons introduit dans la première section de ce chapitre le système ACP-WDCAS. Ensuite nous avons décrit son principe et élaboré sa stratégie de fonctionnement. Dans la deuxième section, nous avons mis l'accent sur les éléments constitutifs du système afin de mieux le dimensionner. Nous avons également tenté d'identifier ces éléments et de mettre à jour leurs types, modèles, systèmes de régulation et courbes caractéristiques afin d'effectuer le choix convenable pour la conception de notre système, lequel sera modélisé mathématiquement et simulé numériquement.

Chapitre 5- Modélisation et simulation numérique du système ACP-WDCAS

1. Introduction- Hypothèses de l'étude

Le but du travail effectué dans cette section est de modéliser mathématiquement les composantes de ce système afin de démontrer par une simulation numérique le gain que peut apporter le système ACP-WDCAS au niveau de la consommation des moteurs diesels dans les sites isolés et afin de comparer nos résultats avec ceux obtenus par d'autres chercheurs pour d'autres systèmes hybrides éoliens- diesel.

Pour pouvoir établir les modèles, nous nous sommes basés sur les hypothèses suivantes :

- 1- L'air dans le système agit comme un gaz parfait (stockage, admission et échappement).
- 2- Les fluides hydrauliques sont supposés incompressibles (eau et fluide d'échange).
- 3- Les effets des énergies potentielle et cinétique sont négligés dans les écoulements de gaz et de liquide.
- 4- Les phénomènes de changement de phase et la formation des produits chimiques ne sont pas pris en compte.
- 5- Les pertes de pression dans les tuyaux d'écoulement de gaz et de liquide sont négligées.
- 6- Les échanges de chaleur avec l'extérieur sont négligés (réservoirs, collecteurs d'admission, etc.).

2. Modélisation mathématique

2.1. Modèles des compresseurs

Une partie du surplus de l'énergie éolienne alimente les compresseurs, qui sont entraînés par des moteurs électriques. La puissance du compresseur P_c varie en fonction du débit d'air comprimé \dot{m}_c selon la relation suivante :

$$P_c = \frac{1}{\eta_c} \dot{m}_c \int_{T_{c,in}}^{T_{c,out}} C_{p,air}(T) dT \quad (43)$$

Le processus de compression est supposé isentropique ; le rendement isentropique peut donc être évalué en utilisant l'équation empirique suivante [92] :

$$\eta_c = 0,91 + \frac{\pi_c - 1}{300} \quad (44)$$

La chaleur spécifique à pression constante de l'air $C_{p,air}$ est exprimée en fonction de la température selon l'équation suivante [93]:

$$C_{p,air}(T) = \left(\begin{array}{l} 1048,4 - 0,38 * T + 9,45 * 10^{-4} * T^2 \\ -5,49 * 10^{-7} * T^3 + 7,39 * 10^{-11} * T^4 \end{array} \right) \quad (45)$$

Un système de compression à 2 étages est proposé dans cette étude. L'air atmosphérique est comprimé dans le premier étage de compression (C1), et, après avoir échangé sa chaleur par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur, cet air traverse le deuxième étage de compression (C2). Le taux de compression total, π_c est défini en fonction du taux de compression de chaque étage comme suit :

$$\pi_c = (P_{c,out}/P_{c,int})^n \quad (46)$$

$P_{c,out}$, $P_{c,int}$ et n Représentent respectivement la pression à la sortie du compresseur, la pression d'entrée du compresseur et le nombre d'étages de compression. Le même modèle mathématique proposé est valable pour chaque compresseur.

La température de sortie de chaque étage de compression est calculée en utilisant la relation polytropique des gaz parfaits :

$$T_{c,out} = T_{c,in} \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) \quad (47)$$

$T_{c,out}$, $T_{c,in}$ sont respectivement les températures de sortie et d'entrée du compresseur et k le coefficient de compression polytropique.

2.2. Modèles des échangeurs de chaleur

Dans cette étude, les échangeurs de chaleur à contre-courant sont utilisés dans les processus de charge et de décharge. Dans la phase de charge, les échangeurs de chaleur permettent le transfert de chaleur de l'air comprimé chaud vers le fluide froid. Cette chaleur stockée sera utilisée ultérieurement dans la phase de décharge. La chute de la pression pendant la détente de l'air comprimé dans le collecteur d'admission du moteur diesel entraîne la chute de la température de l'air. Ainsi, le réchauffage de l'air comprimé qui alimente le diesel durant la phase de décharge est indispensable car une température d'admission très basse peut créer des perturbations pendant le processus de combustion dans le moteur diesel. De plus, le chauffage

de l'air d'admission augmente l'enthalpie de l'air et par conséquent, le rendement global du système augmente.

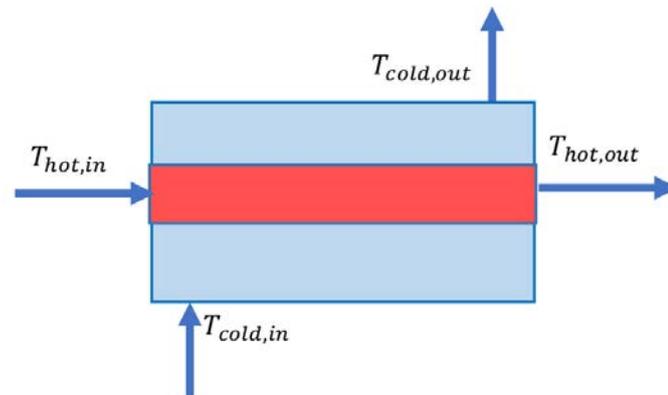


Figure 75- Illustration schématique d'un échangeur à contre-courant

La méthode du nombre d'unités de transfert (NTU) est adoptée dans cette étude pour choisir et dimensionner chaque échangeur de chaleur [94], [95]. Pour le modèle proposé, on néglige la perte de charge à travers chaque échangeur.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est définie comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré (φ) dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrées des 2 fluides dans un échangeur de chaleur tubulaire à contre-courant de longueur infinie (φ_{max}):

$$\eta_{ech} = \frac{\varphi}{\varphi_{max}} \quad (48)$$

Le débit calorifique est défini comme le produit du débit massique (\dot{m}) et de la chaleur spécifique à pression constante (C_p) :

$$q_c = \dot{m} \cdot C_p \quad (49)$$

Dans le mode de charge, le fluide chaud (air comprimé) contrôle le transfert. Dans ce cas, on définit une efficacité de refroidissement η_c :

$$\eta_c = \frac{T_{hot,in} - T_{hot,out}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \quad (50)$$

$T_{hot,in}$, $T_{hot,out}$ et $T_{cold,in}$ sont, respectivement, les températures d'entrée et de sortie de l'air comprimé et la température d'entrée du fluide froid.

En mode de décharge, le fluide froid contrôle le transfert, dans ce cas, on définit une efficacité de chauffage η_h :

$$\eta_h = \frac{T_{cold,out} - T_{cold,in}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \quad (51)$$

$T_{cold,out}$, $T_{cold,in}$ et $T_{hot,in}$ sont respectivement, les températures d'entrée et de sortie du fluide froid et la température d'entrée de l'air comprimé.

Le NTU est lié à l'efficacité, il représente le pouvoir d'échange de l'échangeur, sa valeur varie d'un échangeur à un autre. Pour un échangeur à contre-courant le NTU maximal est donné par la relation suivante [96], [97]:

$$NTU_{max} = \frac{1}{\left(\frac{q_{c,min}}{q_{c,max}}\right)^{-1}} \ln \frac{\eta_{ech}^{-1}}{\left(\frac{q_{c,min}}{q_{c,max}}\right)\eta_{ech}^{-1}} = \frac{hS}{q_{c,min}} \quad (52)$$

$q_{c,min}$, $q_{c,max}$, h et S représentent respectivement le débit calorifique minimal et maximal, le coefficient de transfert global et la surface totale d'échange de l'échangeur.

L'équation de bilan thermique de l'échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$q_{hot}(T_{hot,in} - T_{hot,out}) = q_{cold}(T_{cold,out} - T_{cold,in}) \quad (53)$$

2.3. Modèle de réservoirs du système de récupération de la chaleur

Pendant la compression, l'énergie thermique est captée puis stockée dans le réservoir de fluide chaud du système de stockage d'énergie thermique (TES). Cette énergie sera extraite du fluide chaud pour chauffer l'air comprimé avant sa détente dans la phase de décharge. Ce fluide sera stocké dans le réservoir de fluide froid. L'échange de chaleur dans ces réservoirs de fluide est modélisé par l'équation de conservation d'énergie suivante [90]:

$$\rho_{TES} V_{TES} C_{p, TES} \frac{dT_{TES}}{dt} = q_{in}(T_{in} - T_{TES}) - q_{out}(T_{TES} - T_{out}) - U_{TES} A_{TES} (T_{TES} - T_{amb}) \quad (54)$$

La variation de l'énergie thermique dans chaque réservoir dépend de l'énergie thermique d'entrée, $q_{in}(T_{in} - T_{TES})$ de l'énergie thermique de sortie, $q_{out}(T_{TES} - T_{out})$ et de la perte de chaleur à travers les parois des réservoirs d'huile, $U_{TES} A_{TES} (T_{TES} - T_{amb})$.

ρ_{TES} , V_{TES} et $C_{p,TES}$ représentent respectivement la densité, le volume et la chaleur spécifique de l'huile dans le réservoir de stockage de chaleur, T_{in} et T_{out} sont, respectivement les températures d'entrée et de sortie de l'huile et T_{TES} représente la température de l'huile dans le réservoir. U_{TES} représente le coefficient global de transfert de chaleur entre le réservoir et l'environnement, et A_{TES} la surface externe du réservoir (Figure 76).

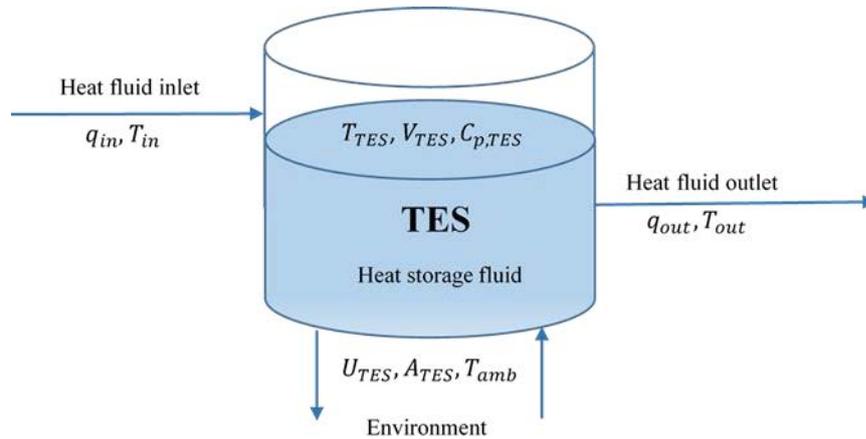


Figure 76- Schéma du processus d'échange de chaleur dans un réservoir de fluide.

2.4. Modèle du Diesel

2.4.1. Modélisation de l'admission

Le collecteur d'admission est considéré comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique. Le débit d'air réel admis dans les cylindres \dot{m}_{in_dm} est calculé en fonction du rendement volumétrique du moteur diesel η_{v_dm} , de la cylindrée totale, C_{y_t} , de la vitesse de rotation du moteur diesel ω_{dm} , de la température de l'air à l'admission T_{in_dm} et de la pression de l'air à l'admission P_{in_dm} . Le débit d'air est ainsi calculé en utilisant la formule suivante [98] :

$$\dot{m}_{in_dm} = \eta_{v_dm} \left(\frac{C_{y_t}}{4\pi} \omega_{dm} \frac{P_{in_dm}}{rT_{in_dm}} \right) \quad (55)$$

A cause du temps de cycle très court et des pertes de charge dans l'écoulement de l'air lors de l'admission et de l'échappement, la quantité d'air admis dans le moteur diesel est loin d'être idéale. Le rendement volumétrique du moteur diesel η_{v_dm} appelé aussi taux de remplissage, est défini comme le rapport de la quantité d'air effectivement admis sur la quantité d'air qui

peut être admis théoriquement. Le rendement volumétrique du moteur diesel η_{v_dm} est modélisé en fonction de la vitesse de rotation du moteur par l'équation empirique suivante [17] :

$$\eta_{v_dm} = (\alpha_0 + \alpha_1\omega_{dm} + \alpha_2\omega_{dm}^2) \quad (56)$$

où α_0, α_1 et α_2 sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

2.4.2. Modélisation du moteur diesel

Selon le principe de conservation de l'énergie, la puissance fournie par le moteur diesel (charge) est égale à la puissance résistive totale. Elle peut être représentée par l'expression suivante :

$$P_{load_dm} = P_{fr_dm} \frac{C_{y,t}}{4\pi} \omega_{dm} + C_{r_dm} \omega_{dm} = P_{ci} \eta_{i_dm} \dot{m}_{f_dm} \quad (57)$$

C_{r_dm} représente le couple résistif du moteur diesel, P_{ci} est le pouvoir calorifique inférieur indiqué du carburant, et \dot{m}_{f_dm} est le débit massique du carburant.

P_{fr_dm} est la pression moyenne des pertes dues au frottement. Ce terme regroupe les frottements dans le cylindre, le vilebrequin et les accessoires. Cette pression de frottement est estimée en fonction de la vitesse de rotation du moteur diesel N_{dm} en utilisant l'équation empirique suivante obtenue à partir des travaux expérimentaux [99] :

$$P_{fr_dm} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N_{dm}}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N_{dm}}{1000} \right)^2 \quad (58)$$

η_{i_dm} est le rendement indiquée du moteur diesel, il représente le rapport de la chaleur transformée en travail indiquée sur la quantité totale de la chaleur reçue par la suite de la combustion. La valeur du rendement indiquée est estimée en fonction du rapport air /carburant λ , sur la base de l'équation empirique suivante [100] :

$$\eta_{i_dm} = (a + b\lambda + c\lambda^2) \quad (59)$$

Où a, b et c sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

Le rapport air-carburant λ peut être déterminé en fonction du débit d'air et du carburant par l'équation suivante :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{in_dm}}{\dot{m}_{f_dm}} \quad (60)$$

2.4.3. Modélisation de l'échappement

La modélisation du collecteur d'échappement permet d'analyser l'évolution de la pression et de la température dans ce volume alimenté par les gaz qui sortent des différents cylindres du moteur. Le modèle est basé sur les principes de la thermodynamique et de conservation de la matière. La pression des gaz d'échappement est calculée en fonction de la pression d'admission P_{in_dm} , du régime du moteur ω_{dm} , du rendement indiqué η_{i_dm} et du taux de compression τ_{dm} , par la formule suivante [17]:

$$P_{exh_dm} = P_{in_dm} + (\gamma - 1) \frac{(\tau_{dm}-1)}{\tau_{dm}} \left(1 - \frac{\eta_{i_dm}}{\eta_{th_dm}} - \left(DE \left(\frac{\omega_{dm}}{\omega_{max_dm}} \right)^{1/2} \right) \right) \rho_a \eta_{v_dm} \frac{P_{ci}}{P_{com}} \frac{\eta_{th_dm}}{\lambda} \quad (61)$$

γ , η_{th_dm} , ω_{max_dm} , ρ_a et P_{com} représentent respectivement le rapport des capacités calorifiques des gaz d'échappement, le rendement thermochimique de la combustion, le régime maximal de rotation du moteur, la masse volumique de l'air d'admission et le pouvoir comburivore (la quantité d'air nécessaire pour brûler une quantité unitaire de combustible). D et E sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales ($D \approx 0.4$, $E \approx 0.23$).

Le débit des gaz d'échappement est obtenu par la somme du débit d'air de l'admission et le débit du carburant :

$$\dot{m}_{exh_dm} = \dot{m}_{in_dm} + \dot{m}_{f_dm} \quad (62)$$

La température des gaz d'échappement dans le collecteur est calculée par la formule empirique suivante [101]:

$$T_{exh_dm} = T_{in_dm} + \frac{b_1 + b_2 \lambda + b_3 \lambda^2}{1.2 + \frac{\lambda}{15}} + \frac{b_4}{\omega_{dm}} + b_5 \quad (63)$$

2.5. Modélisation du système de stockage hydropneumatique

La compression et la détente de l'air dans les réservoirs sont modélisées comme un processus polytropique qui dépend du volume (V), de la pression (P) et du coefficient polytropique (n) de l'air comprimé :

$$PV^n = cte \quad (64)$$

Le débit d'eau (\dot{m}_w) circulant dans la pompe pendant la phase de charge ou à travers la turbine pendant la décharge est calculé en fonction de la densité de l'eau (ρ_w) et du volume d'air dans le réservoir haute pression comme suit [74]:

$$\dot{m}_w = -\rho_w \frac{dv_{hp}}{dt} \quad (65)$$

La puissance requise par la pompe hydraulique pour pomper l'eau du premier au second réservoir dépend de la densité de l'eau (ρ_w), du débit d'eau (\dot{m}_w), de la pression d'air dans le réservoir haute pression, (P_{hp}) de la pression constante dans le premier réservoir à pression constante (P_{st}) et du rendement hydraulique de la pompe, (η_{hyd_pp}).

$$P_{pp} = \frac{\dot{m}_w}{\eta_{hyd_pp}} \left(\frac{P_{hp} - P_{st}}{\rho_w} \right) \quad (66)$$

La même formule est utilisée pour simuler la puissance électrique générée par la turbine pendant la phase de décharge.

$$P_{tur} = \frac{\dot{m}_w}{\eta_{hyd_tur}} \left(\frac{P_{hp} - P_{st}}{\rho_w} \right) \quad (67)$$

Pour simplifier le calcul dans cette étude, le rendement hydraulique est supposé être de 0,85 pour la turbine électrique et de 0,80 pour la pompe.

Dans tous les cas de fonctionnement de ce système, le volume d'eau totale dans le système (V_0) est égal à la somme du volume d'eau dans le réservoir à pression constante (V_{st}) et dans le réservoir à haute pression (V_{hp}) :

$$V_0 = V_{hp} + V_{st} \quad (68)$$

En combinant les formules mentionnées ci-dessus avec la loi des gaz parfaits, le débit d'air comprimé dans le premier réservoir (\dot{m}_a) peut être calculé comme suit :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w P_{st}}{r T_a \rho_a} \quad (69)$$

3. Simulation numérique

3.1. Objectifs de la simulation

La simulation numérique consiste à réaliser l'étude virtuelle du système ACP-WDCAS selon différents scénarios d'étude. Elle nous permet de dimensionner le système pour bien répondre aux besoins, de valider sa conception, de détecter les risques et d'optimiser les coûts de productions et de construction. En faisant varier plusieurs paramètres, la simulation numérique nous permet également de prédire le comportement de ce système dans toutes les conditions de fonctionnement avant la construction des prototypes ou la réalisation réelle de ce système.

Dans cette étude, nous simulerons l'application de notre nouveau concept, ACP-WDCAS, pour le cas du village de Tuktoyaktuk dans le nord du Canada. Cette simulation nous permet de comparer nos résultats obtenus avec les résultats des autres systèmes déjà proposés et étudiés sur le même cas et avec les mêmes données du village de Tuktoyaktuk.

3.1. Application sur l'exemple du site de Tuktoyaktuk

3.1.1. Caractéristiques du site

Le village de Tuktoyaktuk est un site nordique isolé qui se situe dans les Territoires du Nord-Ouest du Canada sur la côte arctique (Figure 77-78). Les conditions climatiques sont considérées comme extrêmes avec une température qui, parfois, arrive à -48.9°C en hiver avec des fortes précipitations de neige ainsi que des vitesses du vent assez régulières. Ce village se caractérise par une vitesse de vent annuelle qui ne dépasse pas les 5.5 m/s à une altitude de 10 m. Initialement, ce village est alimenté en électricité laquelle est fournie par 2 génératrices diesel ayant une puissance totale de 1088 kW (544 kW pour chaque générateur) à un régime nominal de 1800 tr/min. Les données disponibles reviennent pour l'année 2007. Ces données incluent, pour chaque heure sur une année, la vitesse du vent, la charge électrique totale du village, la température et la pression atmosphérique (Figure 79-81).

Le logiciel Matlab / Simulink⁴ a été utilisé dans cette étude pour exécuter toutes les simulations numériques, imprimer et analyser les graphiques et les résultats. Une génératrice diesel à cylindrée de 60 litres a été modélisée avec une vitesse de rotation de 1800 tours par minute

⁴ MATLAB and Statistics Toolbox Release 2015b, the MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.

(tr/ min) et une puissance nominale de 1000 kW. Pour les éoliennes, nous avons adopté le modèle de la turbine ENERCON E-44 qui est caractérisé par une puissance nominale de 900 kW. Cette turbine a été modélisée en fonction de sa courbe de puissance fournie par le fabricant (Figure 82).



Figure 77- Carte géographique de Tuktoyaktuk – Canada (source Google maps)

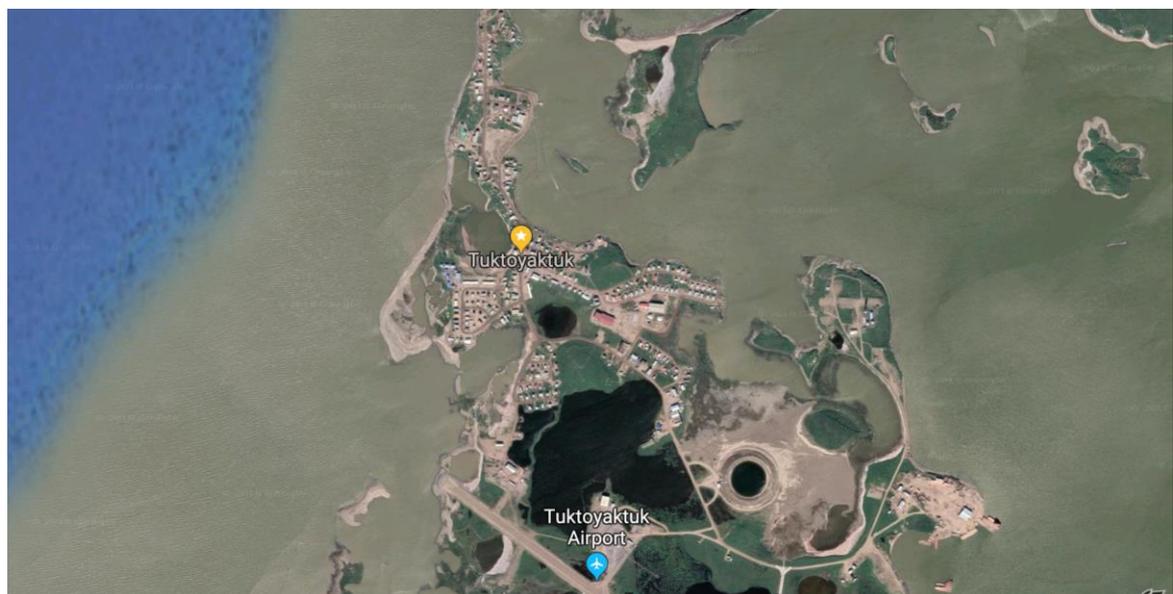


Figure 78- Photo aérienne du village de Tuktoyaktuk – Canada (source Google maps)

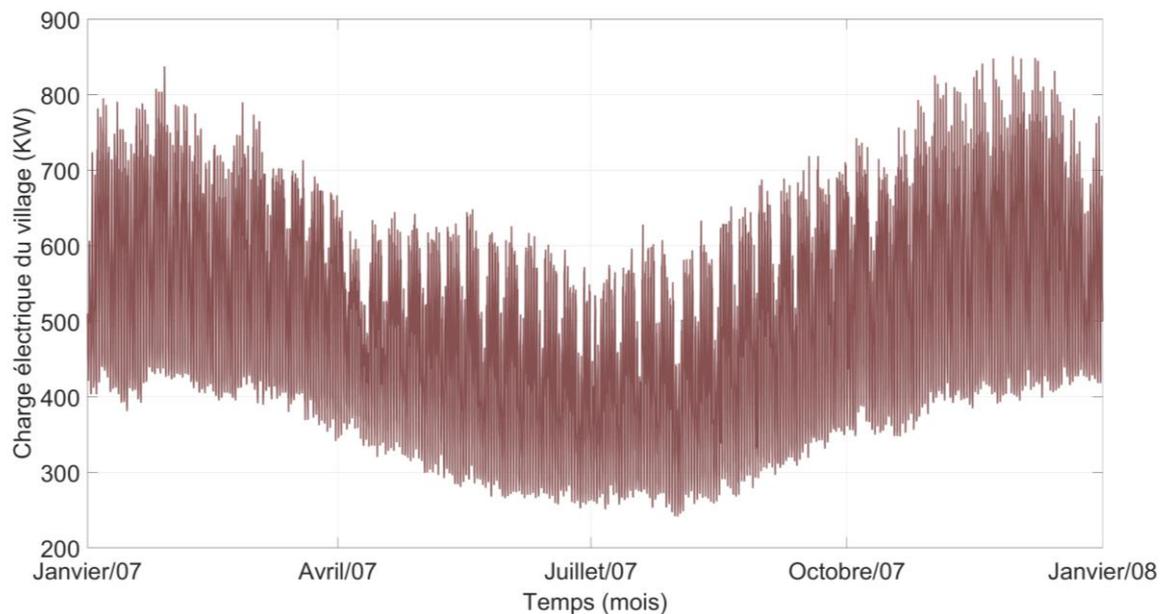


Figure 79- Profil annuel de la charge électrique du village de Tuktoyaktuk en 2007

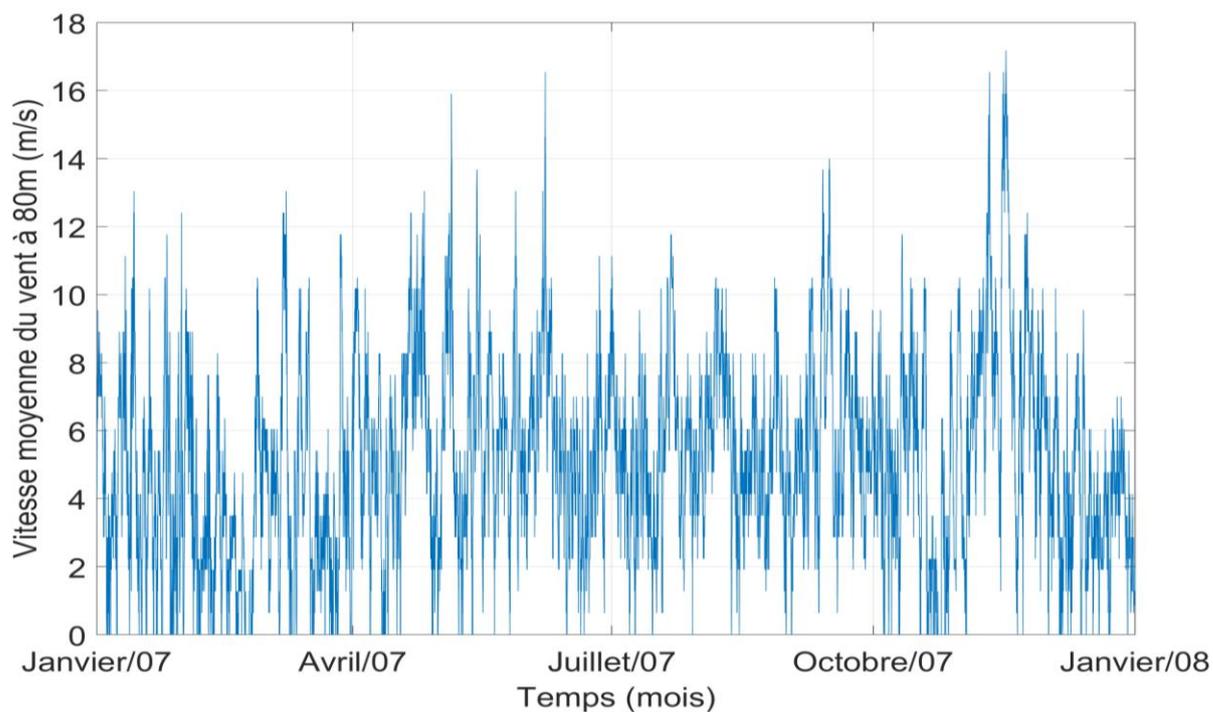


Figure 80- Profil annuel de la vitesse moyenne du vent du village de Tuktoyaktuk en 2007

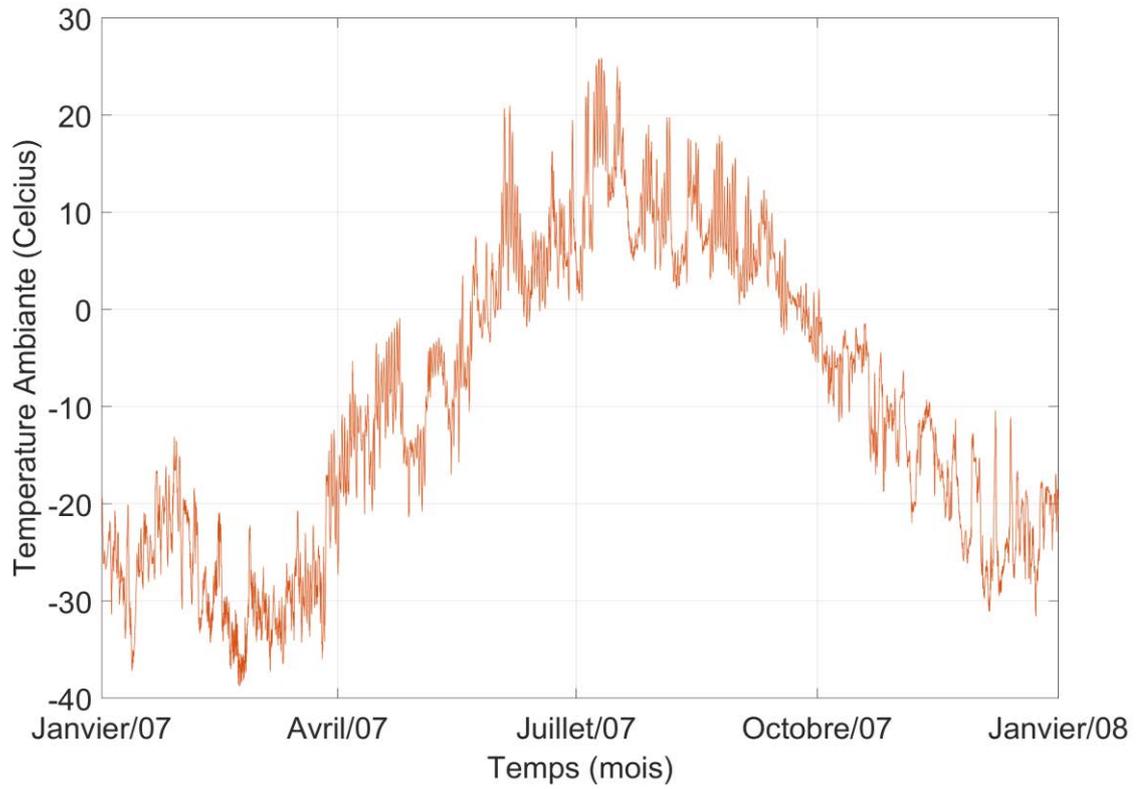


Figure 81- Profil annuel de la température ambiante du village de Tuktoyaktuk en 2007

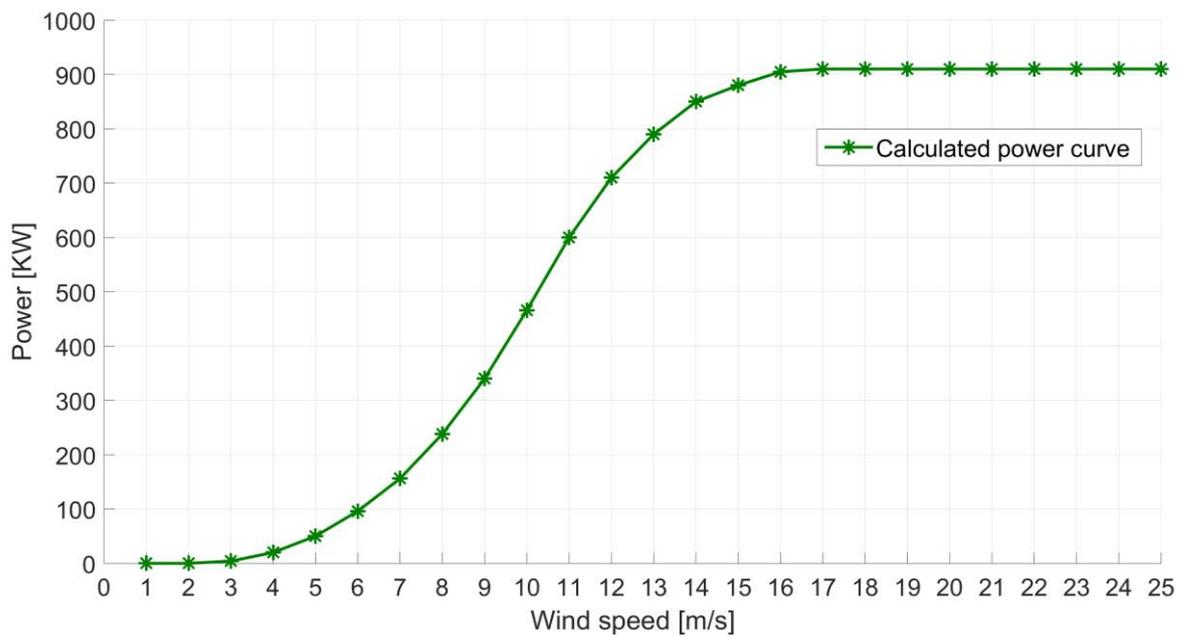
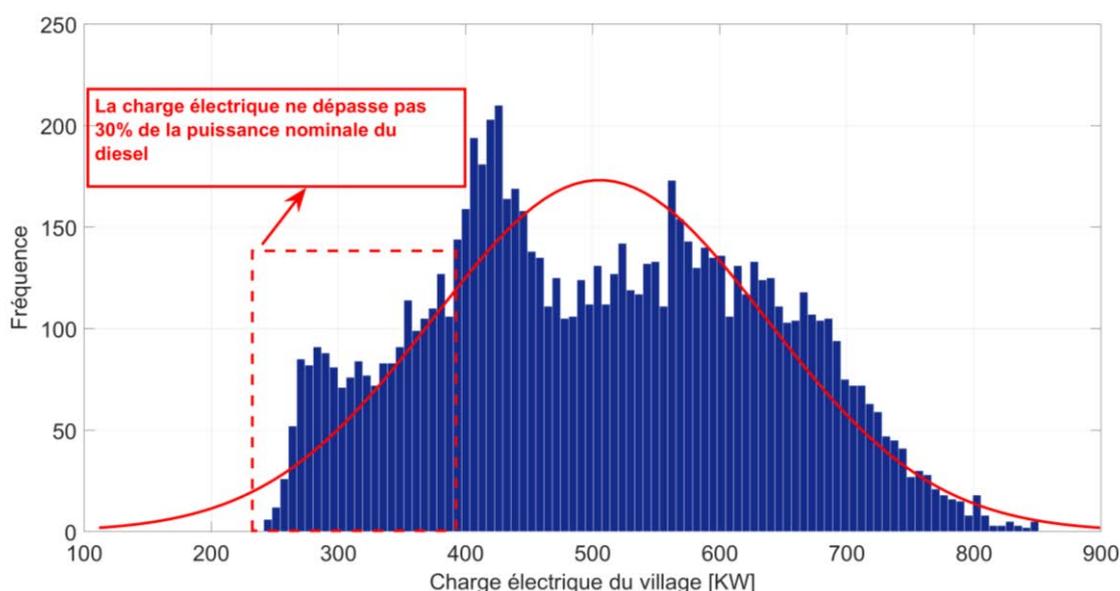


Figure 82- Courbe de puissance de l'Enercon E44 (source : Enercon)

3.1.2. Analyse des données

En analysant les données de la charge électrique du village au cours d'une année, nous avons constaté que dans la plupart des cas, la puissance fournie par le moteur diesel ne dépasse pas 30% de sa puissance nominale (Figure 83). Le fonctionnement du diesel à des charges partielles n'est pas très avantageux vu qu'il accélère l'usure du moteur et augmente la consommation de carburant. Le « Downsizing » (réduction de l'effectif) des moteurs diesel existants a été proposé pour résoudre ce problème [98]. Cette approche consiste donc à remplacer le moteur diesel existant par 2 moteurs de puissance inférieure. Lorsque la charge électrique est faible, il suffit d'activer un seul moteur. Dès que cette charge dépasse la puissance nominale du premier moteur, un deuxième sera activé pour subvenir aux besoins électriques. D'un point de vue technique et économique, le « downsizing », approche adoptée dans la plupart des sites isolés produisant l'électricité par des génératrices diesel, s'avère être la meilleure solution permettant la bonne gérance de ces génératrices.



Dans la perspective des systèmes hybrides éolien-diesel, le downsizing n'a plus sa place en tant que solution idéale. Dans ces systèmes, lorsque l'énergie éolienne est disponible mais n'est pas suffisante pour alimenter le village en électricité, le moteur diesel doit fonctionner pour compenser le manque d'énergie. La puissance électrique nécessaire, dans ce cas ($P_{wd} - P_{ld}$) qui représente la différence entre la puissance éolienne disponible (P_{wd}) et la charge électrique du village (P_{ld}), ne dépasse pas souvent 30% de la puissance nominale du moteur diesel. Cet

inconvenient persiste même si on a recours au downsizing assurant la production électrique par une seule génératrice diesel de petite puissance (Figure 84). Néanmoins, la remédiation totale nous semble envisageable par la conceptualisation de notre nouveau système ACP-WDCAS, où le moteur diesel fonctionnera très rarement à charge partielle grâce à l'intégration révolutionnaire de la turbine hydraulique comme troisième source d'électricité (outre les éoliennes et le diesel).

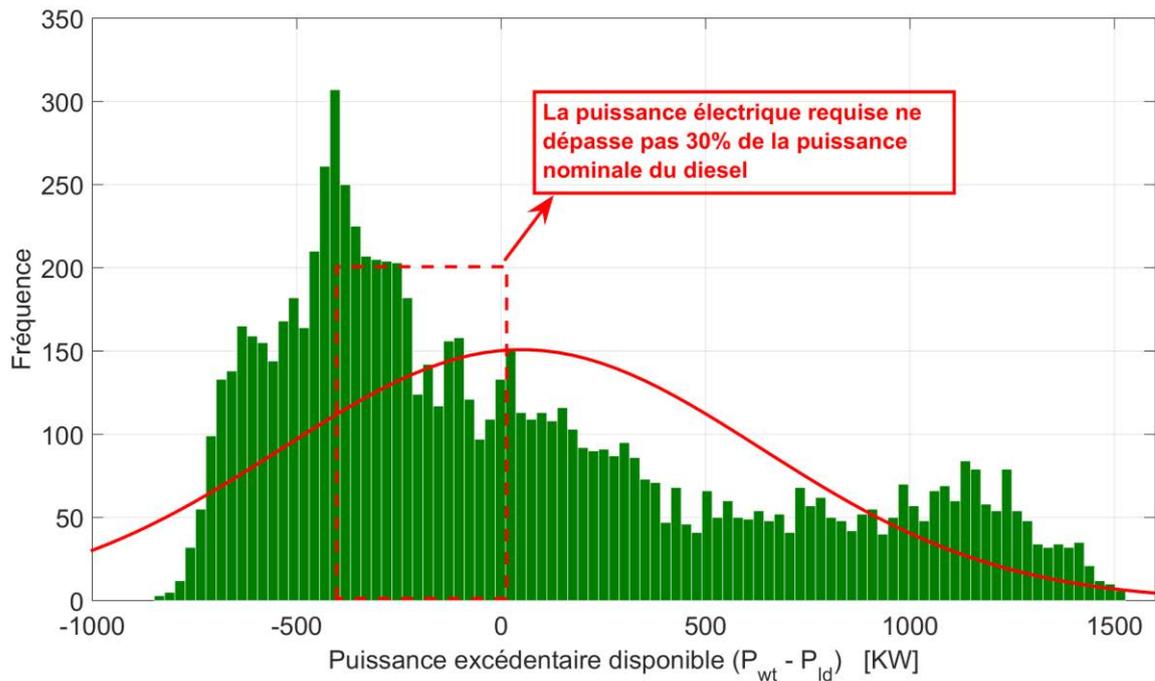


Figure 84- Courbe de fréquence (histogramme) de la puissance excédentaire disponible

3.2. Mode « turbine hydraulique »

Auparavant, l'arrêt complet des moteurs diesel dans les systèmes hybrides éolien-diesel n'était pas envisageable même au cas où la puissance éolienne disponible dépassait les besoins électriques. Ceci est dû d'une part au caractère éminemment aléatoire et intermittent de l'énergie éolienne et d'autre part à l'utilisation du diesel comme source secondaire pour la régulation de la fréquence électrique du réseau au moment où les éoliennes prennent en charge l'alimentation du village. Actuellement, grâce à notre contribution, il est devenu tout à fait possible, et dans maints cas, d'arrêter totalement le diesel. Le cas échéant, la turbine hydraulique, qu'elle soit isolément opératrice ou secondée des éoliennes, parvient à produire l'électricité et à relayer le moteur diesel. Conformément à la stratégie proposée dans la section 4, la turbine hydraulique génère de l'électricité suivant des modalités différentes.

L'importance de l'intégration de la turbine hydraulique au système ACP-WDCAS apparait surtout dans les deux cas suivants : lorsque la vitesse du vent est nulle ($P_{wd} = 0$) et lorsque la puissance des éoliennes ne suffit pas pour répondre aux besoins du village en électricité ($P_{wd} < P_{td}$). Comme ces deux cas se présentent, les besoins en électricité sont comparables à la puissance électrique potentielle que peut fournir la turbine hydraulique. Cette puissance est principalement tributaire de la pression de l'air comprimé dans le réservoir de stockage à haute pression (HP), autrement dit, de la capacité d'énergie stockée. Pour ce faire, le système fonctionne suivant le mode de décharge selon lequel l'air est évacué du réservoir A dans l'atmosphère au moyen d'une électrovanne pneumatique. Ceci permet à l'air comprimé dans le réservoir B d'agir sur l'eau et de la transférer vers le réservoir A à travers la turbine hydraulique produisant l'électricité.

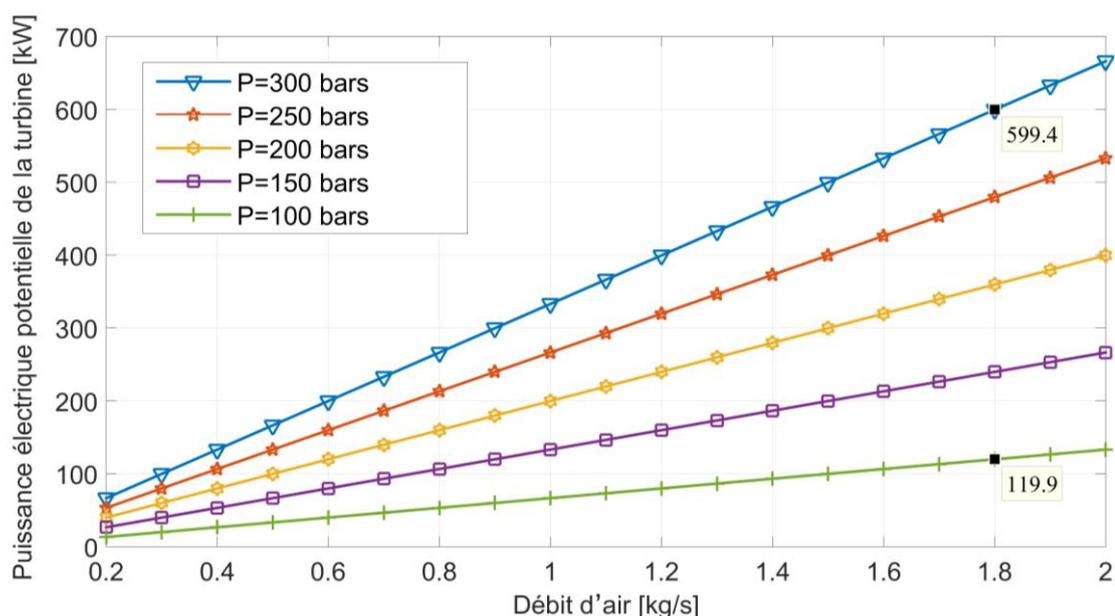


Figure 85- Puissance électrique potentielle de la turbine en fonction du débit d'air

La puissance électrique produite par le générateur connecté à la turbine hydraulique dépend en grande partie du débit de l'air évacué du réservoir A et de la pression de stockage dans le réservoir B. Ce débit peut être contrôlé en faisant varier la section de passage de l'air à travers l'électrovanne. Lorsque le potentiel de la pression de l'air dans le réservoir B n'est pas assez élevé pour produire l'énergie électrique nécessaire pour l'alimentation totale du village, le moteur diesel fonctionnera dans son mode optimal tant que la pression dans le réservoir B dépasse la pression de l'air dans le réservoir A, à pression constante. Au cours de cette phase, la turbine continue de générer de l'électricité, laquelle sera acheminée vers le réseau électrique en synchronisation avec l'énergie électrique produite par le diesel et celle produite par les

éoliennes. La Figure 85 montre la variation de la puissance électrique potentielle qui pourrait être produite par la turbine hydraulique, et ce en fonction du débit de l'air évacué du réservoir A à pression constante, pour différentes valeurs de pression dans le réservoir B. Par exemple, avec un débit d'air de 1,8 kg/s, similaire au débit maximal nécessaire pour la suralimentation supplémentaire du moteur diesel simulé, la puissance électrique produite par la turbine atteint 600 kW pour une pression de 300 bars dans le réservoir B. Alors que cette valeur diminue à 120 pour une pression de 100 bars.

3.3. Mode « diesel optimal »

Dans les centrales de production électrique avec stockage de l'air comprimé CAES à Huntorf et McIntosh, l'air comprimé dans les cavernes souterraines est utilisé après chauffage pour alimenter des turbines à gaz accouplées à des générateurs électriques qui, à leur tour, produisent de l'électricité. Cependant, dans les sites éloignés qui ne sont pas reliés au réseau électrique, la gestion optimale de la réserve d'air stocké serait de recourir à une suralimentation supplémentaire des moteurs diesel existants avec cet air comprimé. Plusieurs techniques et scénarios de suralimentation supplémentaire ont été mentionnés dans les chapitres précédents. Dans le cas du système ACP-WDCAS, le meilleur scénario serait alors de remplacer le système de suralimentation du moteur diesel par l'introduction directe de l'air comprimé (déjà stocké dans le réservoir A) dans le collecteur d'admission du moteur diesel sans changer sa fonction globale. Le but de la suralimentation supplémentaire est de garantir toujours, et sur toute la plage de fonctionnement du moteur diesel, un rendement indiqué maximal.

3.3.1. Rendement indiqué du diesel

La valeur du rendement indiqué d'un moteur diesel varie selon le rapport air/fioul. Cette valeur se dégrade aussi avec l'augmentation de la cylindrée du moteur en raison des pertes thermiques plus élevées dans les moteurs à grande cylindrée. Par conséquent, la plupart des centrales de production d'électricité par les systèmes hybrides éolien-diesel ou par le diesel tout seul utilisent plusieurs moteurs diesel relativement petits au lieu d'un gros moteur, le petit moteur consommant moins de carburant que le gros moteur pour produire la même puissance. La Figure 86 montre la variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/carburant pour plusieurs valeurs de la cylindrée du moteur diesel. Pour un rapport air/carburant optimal qui est égal à 53 le rendement maximal atteint 57 % pour un moteur de 3 litres tandis que cette valeur diminue jusqu'à 43% pour un moteur de 10 litres.

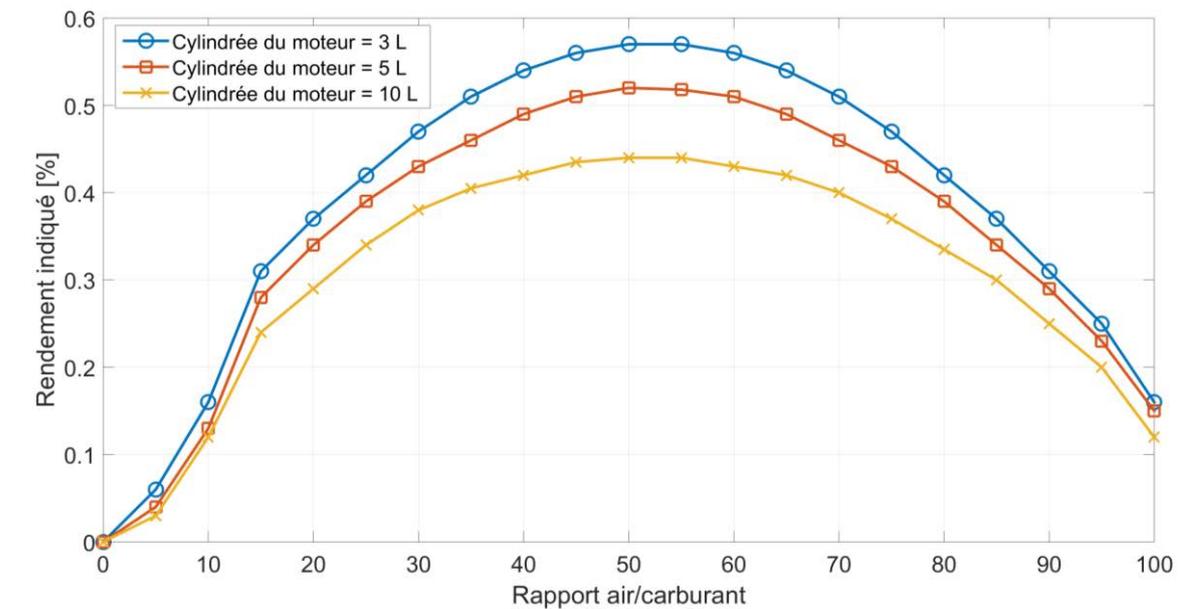


Figure 86- Variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/carburant

De plus, le rendement indiqué varie en fonction de la charge appliquée au moteur. Il varie entre 10 et 45% pour les moteurs atmosphériques ou suralimentés. Dans le but d'étudier la variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/carburant pour différentes valeurs de pression d'admission, une étude expérimentale a été réalisée sur un moteur diesel de puissance 4,5 kW ayant une cylindrée de 0,4 litre [17]. Les résultats ont validé la courbe théorique déjà décrite et ont montré que le rendement indiqué atteint sa valeur maximale (57%) pour une pression d'admission approximative de 2,83 bars. Dans une autre étude, l'effet de la température d'admission sur la consommation de carburant pour la même pression d'admission a été étudié [98]. Les résultats ont montré que la consommation de carburant diminue à mesure que la température d'admission diminue. En effet, la réduction de la température d'admission réduit les pertes de chaleur et améliore le rendement du cycle car la température globale du gaz est plus basse (densité d'air plus élevée et température de cycle initial plus basse).

3.3.2. Conditions d'admission optimales du diesel

Sur la base des études déjà mentionnées, on peut conclure que pour chaque valeur de la charge du moteur diesel et selon la valeur de la cylindrée du moteur, une combustion optimale dans le moteur diesel peut être achevée. Cette combustion dépend principalement des paramètres d'admission dans le moteur diesel : du débit d'air et de la température de pression d'admission. Ainsi, il en résulte une combustion optimale avec un rendement indiqué maximal et une consommation minimale de carburant.

L'importance du système proposé, ACP-WDCAS, réside d'une part dans le fait que le débit d'air d'admission, la pression d'admission et la température d'admission peuvent être contrôlés. Le contrôle de la température de l'air d'admission est réalisé en faisant varier le débit de la pompe (P2) qui fait partie du système de stockage de chaleur. Cette pompe aspire le fluide chaud déjà stocké dans le réservoir chaud (R2) et le fait passer à travers un échangeur de chaleur pour chauffer l'air admis au moteur provenant du réservoir de stockage d'air à pression constante (A). En variant le débit de cette pompe, la température de l'air comprimé sera contrôlée pour atteindre une valeur souhaitable avant l'admission et la détente de l'air dans le diesel (Figure 87).

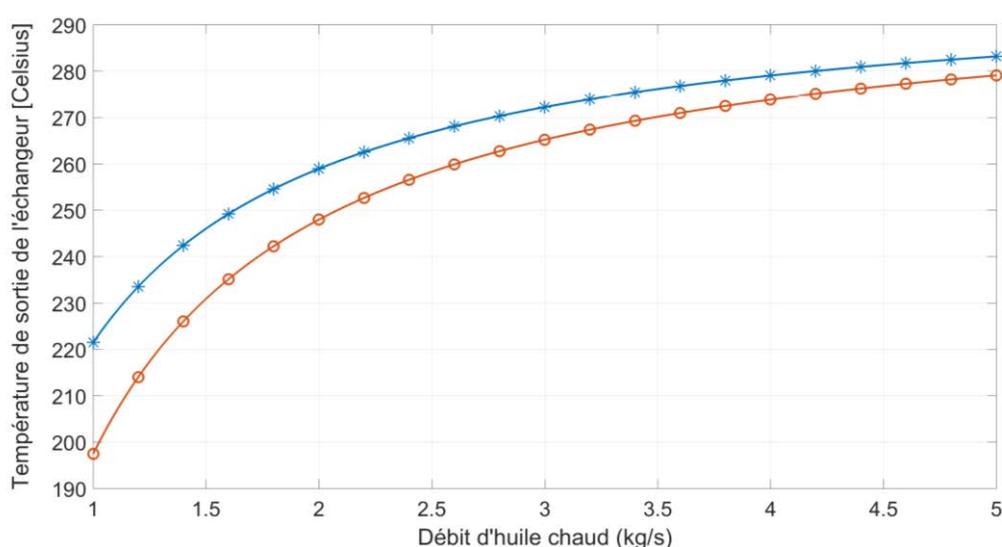


Figure 87- Exemple de variation de la température à la sortie de l'échangeur en fonction du débit d'huile chaude pour 2 types d'échangeurs.

D'autre part, le débit d'air et la pression dans le collecteur d'admission peuvent être contrôlés en faisant varier le temps d'ouverture d'une électrovanne, qui est installée juste avant le collecteur d'admission. La méthode étendue de contrôle de ce système sera l'objectif d'une étude ultérieure.

La Figure 88 montre pour différentes valeurs de charge du diesel, le débit d'air d'admission et la consommation de carburant qui correspondent au fonctionnement du moteur diesel dans des conditions optimales. C'est la consommation minimale que le moteur diesel simulé peut avoir. Le débit d'air est le débit correspondant à un rapport air/carburant optimal. Ce débit augmente proportionnellement avec l'augmentation de la charge appliquée au moteur diesel.

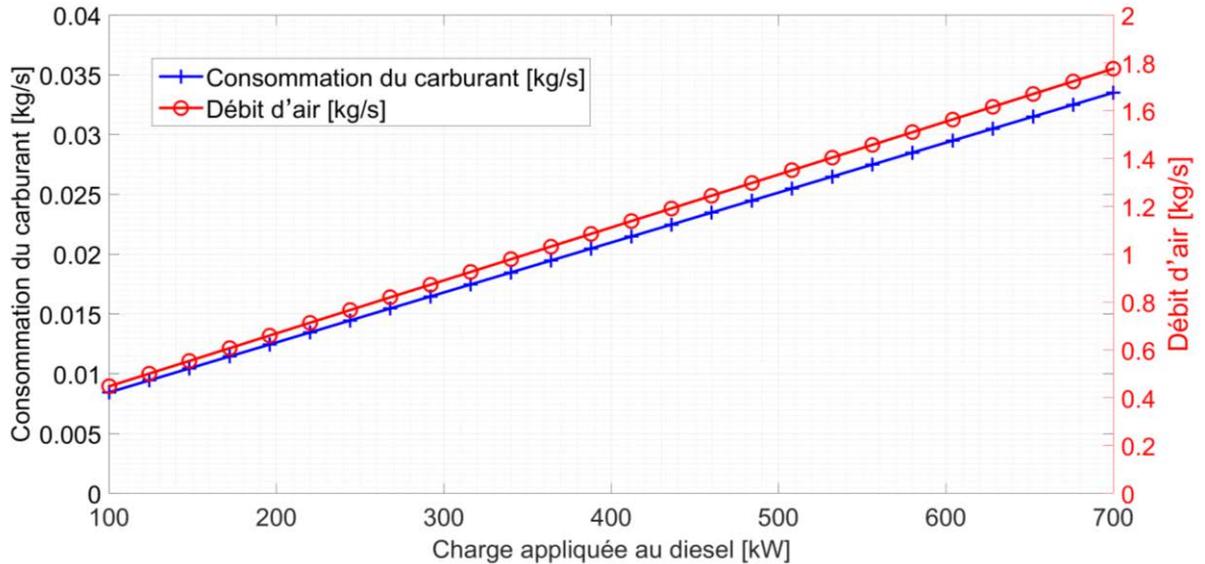


Figure 88- Débit d'air d'admission et consommation de carburant dans les conditions optimales pour différentes valeurs de la charge appliquée au diesel.

Pour chaque valeur de la charge appliquée au moteur diesel, il existe un rapport pression / température (P/T) correspondant, qui garantit un fonctionnement optimal du moteur. Ce rapport varie également en fonction de la cylindrée du moteur. Ainsi, le contrôle d'un des deux paramètres d'admission (température et pression) est tributaire de la valeur de l'autre paramètre. La Figure 89 montre la variation du rapport optimal pression/température en fonction de la charge appliquée au diesel pour différentes valeurs de cylindrée du moteur.

3.3.1. Pression d'admission optimale

Le choix de la pression d'admission optimale en fonction de la charge appliquée au moteur et selon la valeur de la cylindrée est traité dans cette partie (Figure 90). En fixant la température d'admission de l'air à une valeur de 0°C, on constate que la pression d'admission doit augmenter lorsque la charge appliquée au moteur diesel augmente pour assurer toujours une admission optimale. Cette valeur de pression atteint 3 bars pour une charge de 700 kW. Cependant, une pression d'admission trop élevée n'est pas favorable pour des petites valeurs de charge.

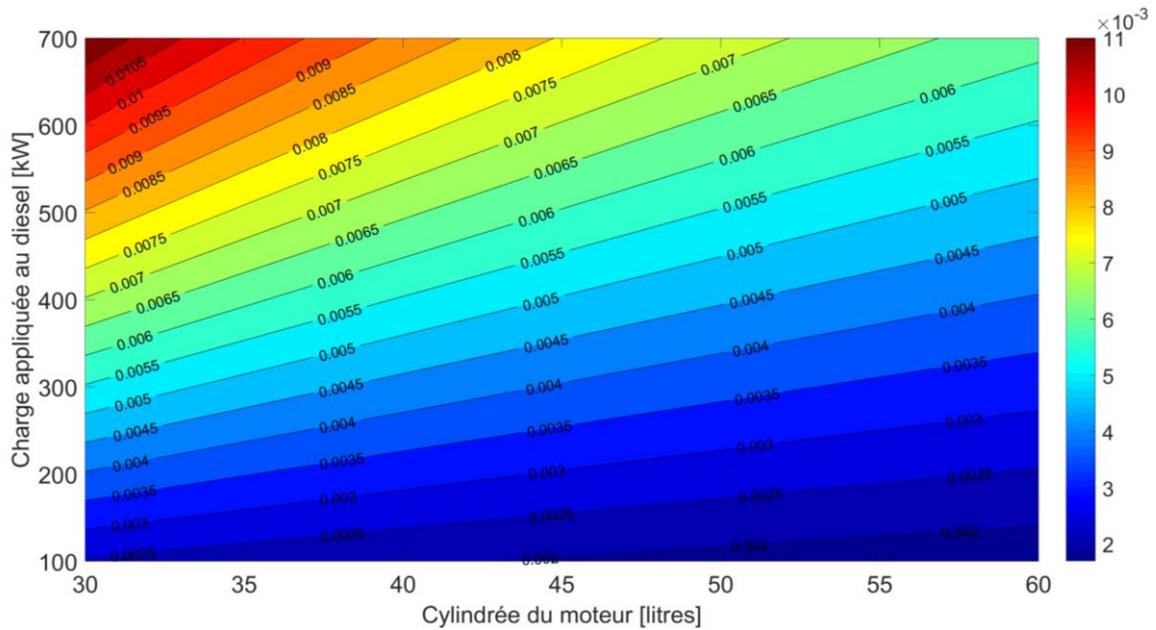


Figure 89- Rapport pression/température dans les conditions optimales

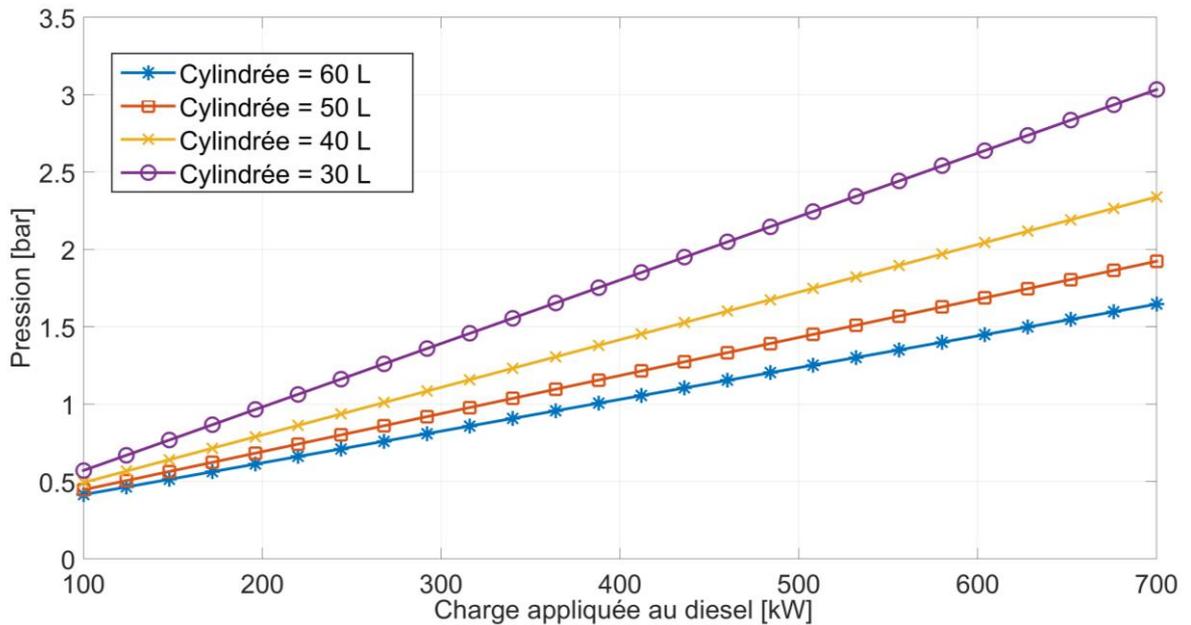


Figure 90-Pression d'admission optimale en fonction de la charge appliquée pour différentes cylindrées

Qui plus est, la pression d'admission optimale requise augmente avec la diminution de la cylindrée du moteur. À noter, pour une même valeur de charge appliquée au diesel de 700 kW, une pression d'admission de 3 bars est nécessaire pour une cylindrée de 30 litres, alors que sa valeur optimale est de 1,7 bars pour un moteur de 60 L. Sachant que la pression maximale admissible dans le moteur ne doit pas dépasser 4 bars. Si c'est le cas, la pression maximale de la combustion dépasserait les 200 bars, ce qui peut endommager le moteur [46].

La Figure 91 montre l'effet de la variation de la pression d'admission sur la consommation de carburant pour plusieurs valeurs de charge. La consommation du carburant atteint une valeur minimale pour des pressions d'admission relativement élevées lors du fonctionnement du diesel à des charges élevées (2.3 bars pour une charge de 900 kW). Avec la diminution de la charge appliquée au diesel, ce minimum de consommation correspond à des pressions d'admission relativement plus petites (1.7 bars pour une charge de 700 kW).

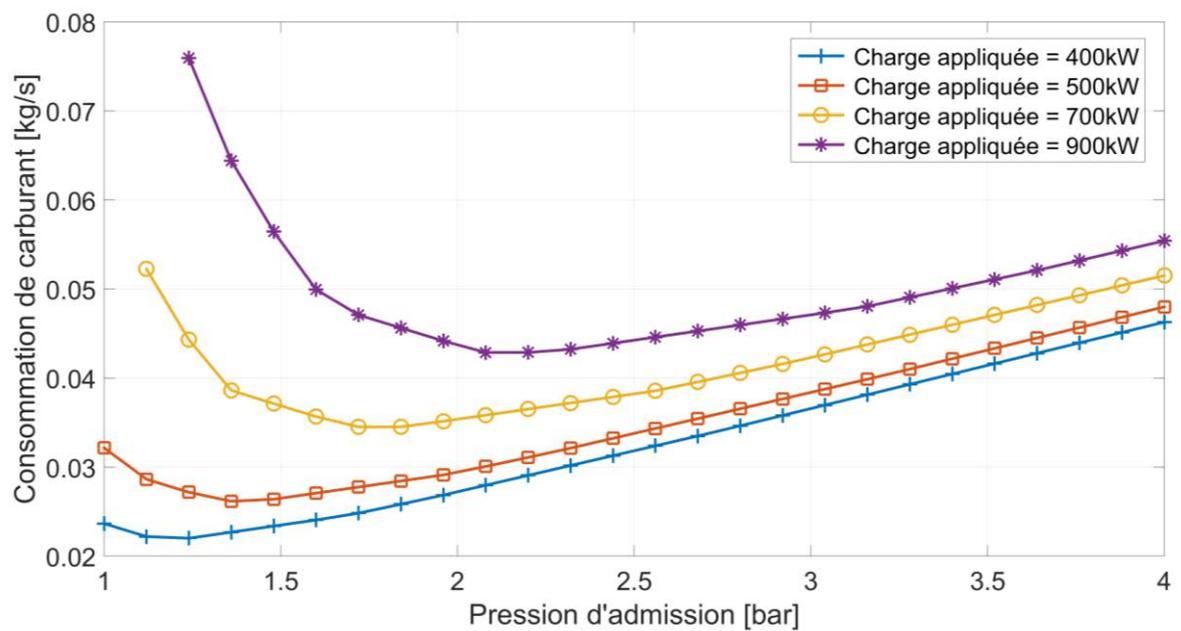


Figure 91- Variation de la consommation du carburant en fonction de la pression d'admission

3.3.2. Température d'admission optimale

Les résultats de la simulation montrent que l'influence de la température de l'air d'admission n'est pas négligeable. En fixant de la pression d'admission à 1 bar, nous remarquons que pour obtenir un fonctionnement optimal du moteur diesel, une température d'entrée élevée est préférable pour les faibles valeurs de charge appliquées au moteur, alors qu'une température d'entrée basse est préférable pour des valeurs élevées de la charge (Figure 92)

La Figure 93 montre l'effet de la variation de la température d'admission sur la consommation de carburant pour plusieurs valeurs de charge. Cette consommation de carburant diminue proportionnellement avec la température de l'air d'admission pour les valeurs de charge élevées. Tandis que cette variation est très faible pour les faibles charges. Il faut cependant noter qu'une température d'admission très basse peut créer des perturbations pendant le processus de la combustion.

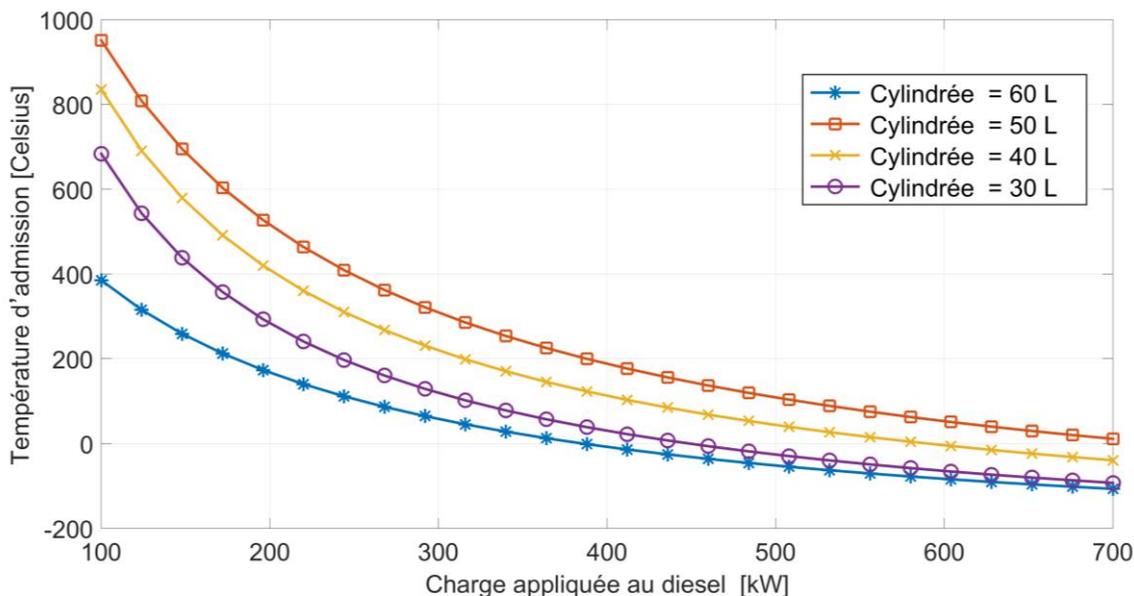


Figure 92- Température d'admission optimale en fonction de la charge appliquée pour différentes cylindrées

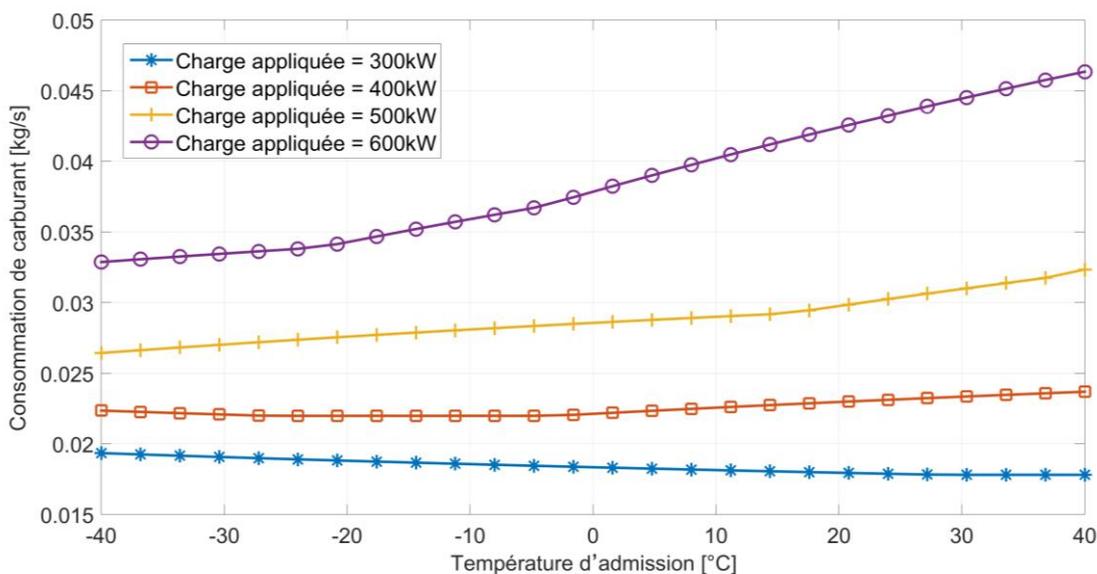


Figure 93- Variation de la consommation du carburant en fonction de la température d'admission

3.3.3. Résultats de la consommation de carburant

Pour comparer les résultats de consommation du carburant lorsque le moteur diesel fonctionne dans son mode optimal avec les modes classiques, plusieurs modes de fonctionnement ont été simulés pour le cas du village de Tuktoyaktuk sur la base des données disponibles de l'année 2007. La Figure 94 illustre la consommation de carburant cumulative durant une année complète pour la production d'électricité pour les cas suivants :

- L'électricité est produite complètement par le moteur diesel simulé dans son mode de fonctionnement atmosphérique normal (DE).
- L'électricité est produite par un système hybride éolien-diesel avec l'opération permanente du diesel même si l'énergie éolienne disponible dépasse la charge demandée (WDS - DE_on).
- L'électricité est produite par un système hybride éolien-diesel avec la mise hors marche du diesel lorsque l'énergie éolienne disponible dépasse la charge demandée. (WDS - DE_off).
- L'électricité est produite par un système hybride éolien-diesel avec l'opération du diesel dans les conditions optimales d'admissions (WDS - DE_opt).

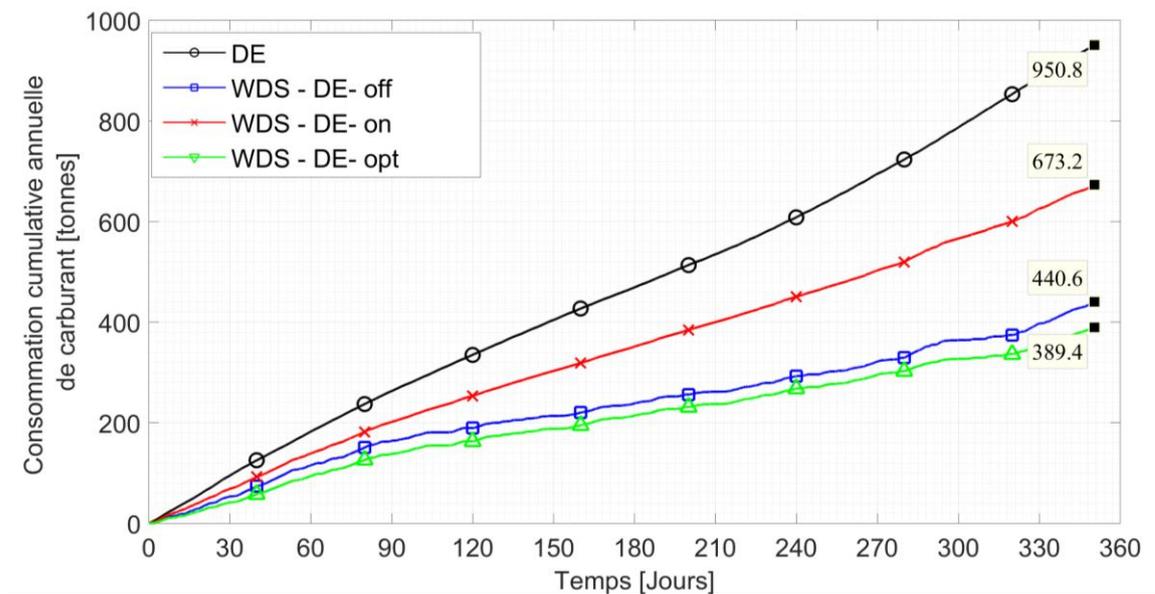


Figure 94- Consommation cumulée annuelle de carburant pour différentes configurations.

Nous supposons que dans les conditions d'admission optimales, le moteur diesel fonctionne toujours avec un rapport air/carburant optimal et un rendement indiqué maximal et par conséquent une consommation minimale. En outre, nous avons considéré pour cette étude que le système éolien est composé de 2 éoliennes de type ENERCON de 900 kW de puissance chacune.

Dans les systèmes hybrides éolien-diesel existants, le moteur diesel doit toujours rester en fonctionnement, même pour les installations équipées d'un système de stockage de l'énergie éolienne. Théoriquement, le moteur diesel devrait s'arrêter lorsque l'énergie éolienne est suffisante pour alimenter le village en électricité. Cependant, dans la pratique, cela n'était pas

possible pour plusieurs raisons techniques déjà traitées dans le chapitre de la revue de littérature. Par conséquent le moteur diesel doit fonctionner à 30% de sa puissance nominale. En comparant la consommation de carburant pour les 2 cas (diesel en marche permanent toujours et diesel hors marche si possible), nous pouvons clairement observer une diminution de la consommation de carburant cumulative annuelle de 35% (673 jusqu'à 440 tonnes de carburant) lorsque le moteur diesel est complètement arrêté pendant les périodes de vents forts (WDS – DE_off). Il y a également une diminution de consommation supplémentaire de 12% (440 jusqu'à 398 tonnes de carburant) pour le fonctionnement du moteur diesel dans les conditions d'admission optimales (WDS - DE_opt). Si l'on compare les résultats de la consommation du moteur diesel dans son mode normal (DE) avec celle du mode optimal (WDS-DE_opt), une diminution de la consommation, qui atteint 58% peut être réalisée annuellement. Ce gain est possible en adoptant le système ACP-WDCAS pour la production de l'électricité. De plus, avec le système de stockage hydro-pneumatique de l'ACP-WDCAS, il est possible d'arrêter complètement le diesel dans plusieurs cas même si la puissance éolienne ne dépasse pas la charge électrique du village. Par conséquent, il est également possible de minimiser la consommation au-delà de cette valeur (58%), comme décrit dans les paragraphes qui suivent.

3.4. Influence de la capacité de stockage et de la puissance éolienne installée sur la consommation du carburant

Afin d'étudier l'influence du volume de stockage et de la puissance éolienne installée sur la consommation annuelle de carburant, 48 simulations ont été réalisées pour différents volumes de stockage allant de 1000 à 100000 m³ et pour différentes puissances éoliennes (2 à 25 éoliennes - 900 kW chacune). Les résultats sont dressés dans le Tableau 7. On peut remarquer clairement que la consommation annuelle du carburant diminue avec l'augmentation du volume de stockage. Également, elle subit une diminution avec l'augmentation la puissance éolienne installée.

3.5. Contribution de l'énergie renouvelable

Dans le système hybride ACP-WDCAS, trois sources d'énergies sont chargées afin de fournir de l'électricité pour alimenter le village. Deux d'entre elles sont des sources renouvelables : l'énergie électrique produite par les éoliennes et celle produite par la turbine hydraulique du système de stockage hydro-pneumatique. La contribution des sources d'énergies renouvelables dans la production d'électricité dépend principalement de la configuration adoptée «Volume de

stockage - Puissance éolienne». Lorsque le volume de stockage et le nombre d'éoliennes augmentent, l'utilisation du moteur diesel diminue, ce qui engendre une diminution de la consommation et des émissions de polluants gazeux. Le Tableau 8 montre les pourcentages de la production électrique pour chaque mode de fonctionnement pour différentes valeurs de volume de stockage et pour différents niveaux de puissance éolienne.

ACP-WDCAS - Consommation cumulative annuelle de carburant (tonnes)									
		Volume de stockage (m ³)							
		1000	5000	10000	20000	25000	30000	50000	100000
Puissance éolienne installée	2 éoliennes (1800 kW)	395	382	382.2	372.8	366.5	357	366	371
	3 éoliennes (2700 kW)	325	300.8	282	265.8	263	259	244	234
	4 éoliennes (3600 kW)	282.1	251	237	224.7	221	218.9	208	196
	5 éoliennes (4500 kW)	252.7	222	209	196.4	195	191	181	170.4
	10 éoliennes (9 MW)	185.8	161.5	152	144.2	144.5	143	138	134
	25 éoliennes (22.5 MW)	133	112.5	113.9	105.8	109	109	106	103

Tableau 7- Consommation cumulative annuelle pour différentes configurations

Pourcentage de contribution dans la production électrique							
		Nombre d'éoliennes (× 900 kW) (Volume de stockage= 10000 m ³)					
		2	3	4	5	10	25
Mode de Production	Turbine Hydraulique [%]	5.59	8.93	13.58	11.23	10.8	6.36
	Diesel en mode "Normal" [%]	23.7	10.39	0	0	0	0
	Diesel en mode "Optimal" [%]	27.32	28.18	29.45	24.4	19.4	15.7
	Eoliennes [%]	43.34	52.14	57	61.08	69.72	77.69
	Energie fossile [%]	51.05	38.9	29.4	24.66	19.4	15.95
	Energies renouvelables [%]	49.93	61.4	70.6	75.32	80	84.04

Tableau 8-Pourcentage de contribution dans la production électrique pour différents modes de production

La Figure 95 montre les pourcentages de production électrique par le mode turbine hydraulique pour plusieurs configurations de " Volume de stockage - Puissance éolienne »".

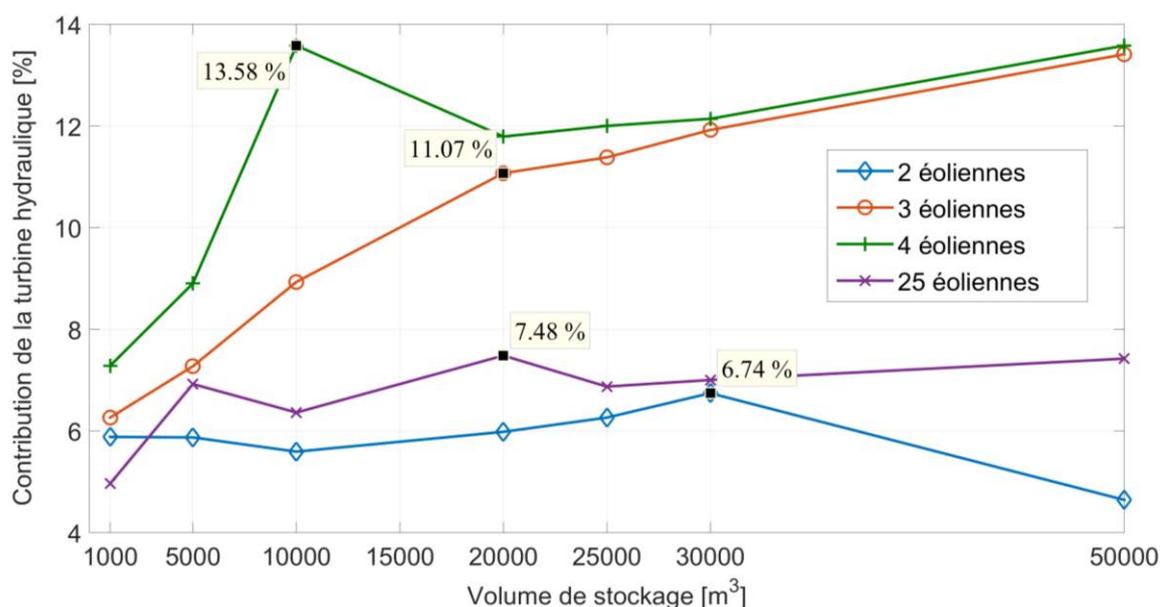


Figure 95- Pourcentage de contribution de la turbine hydraulique dans la production d'électricité pour différentes configurations

3.6. Influence de la pression de stockage

Ce qui est intéressant et remarquable dans le système proposé est que la contribution de la turbine hydraulique dans la production d'électricité dépend principalement de la pression de stockage dans le réservoir à haute pression B. Dans ce but, le profil de la variation de la pression dans le réservoir B a été étudié pour différents volumes de stockage. Cette étude a montré que, dans les petits réservoirs, la période durant laquelle la pression de l'air est élevée est plus maintenue que dans des grands réservoirs. Ceci dit, la contribution de la turbine hydraulique dans la production électrique est donc élevée tant que la pression de l'air dans le réservoir B est élevée.

La pression dans le réservoir de stockage à haute pression B dépend principalement de la puissance éolienne excédentaire disponible durant la phase de charge et du volume du réservoir. La Figure 96 montre les profils de variation de la pression dans le réservoir B durant une année complète d'un réservoir de stockage ayant un volume de 10000 m³ et un autre de 50000 m³ pour une puissance éolienne installée de 1800 kW et une autre de 3600 kW. On remarque qu'une haute puissance éolienne est nécessaire pour assurer fréquemment une pression de stockage élevée dans le cas d'un réservoir à grand volume (Figure 96-b).

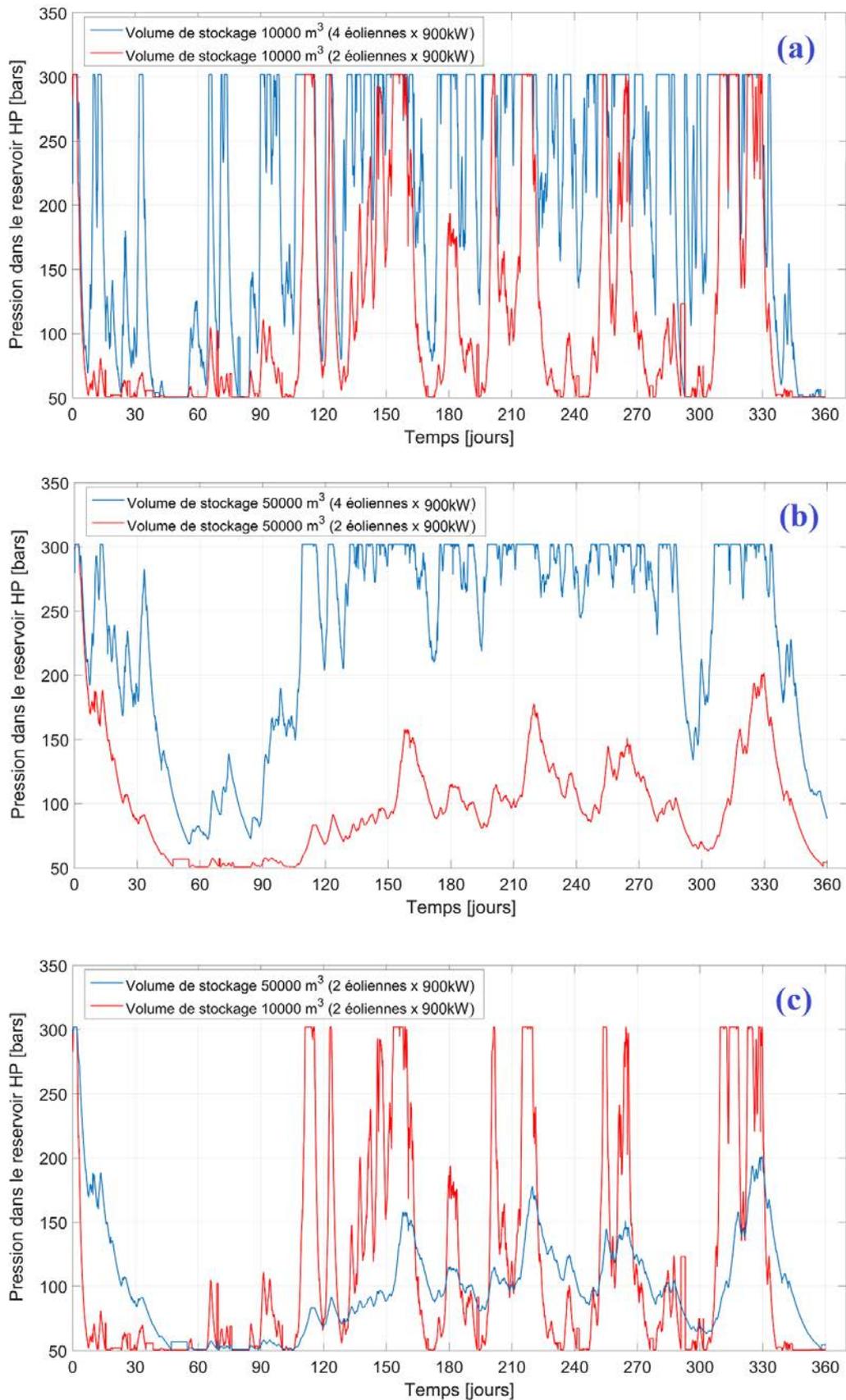


Figure 96- Profils de la pression dans le réservoir à haute pression B pour différents volumes de stockage

Également, le profil de pression pour les 30 premiers jours dans la Figure 96-b montre l'importance du grand volume de stockage lorsque la puissance éolienne disponible est faible. En effet, un volume de 50000 m³ assure une autonomie allant jusqu'à un mois avec une pression disponible dans le réservoir de stockage entre 100 et 200 bars tandis que dans le cas du volume de 10000 m³ la pression dans le réservoir B subit une chute rapide dès que le réservoir est déchargé (Figure 96-c).

3.7. Influence du volume de stockage

Contrairement aux systèmes hybrides éolien-diesel classiques, un grand volume de stockage n'est pas favorable et ceci est un des principaux avantages du système proposé. En effet, plus le réservoir de stockage est petit, plus la pression de l'air atteint rapidement sa valeur maximale dans le réservoir B. La courbe de la Figure 97 montre le temps de charge nécessaire pour atteindre la pression maximale de 300 bars en fonction de la puissance éolienne excédentaire pour différentes valeurs de volume de stockage.

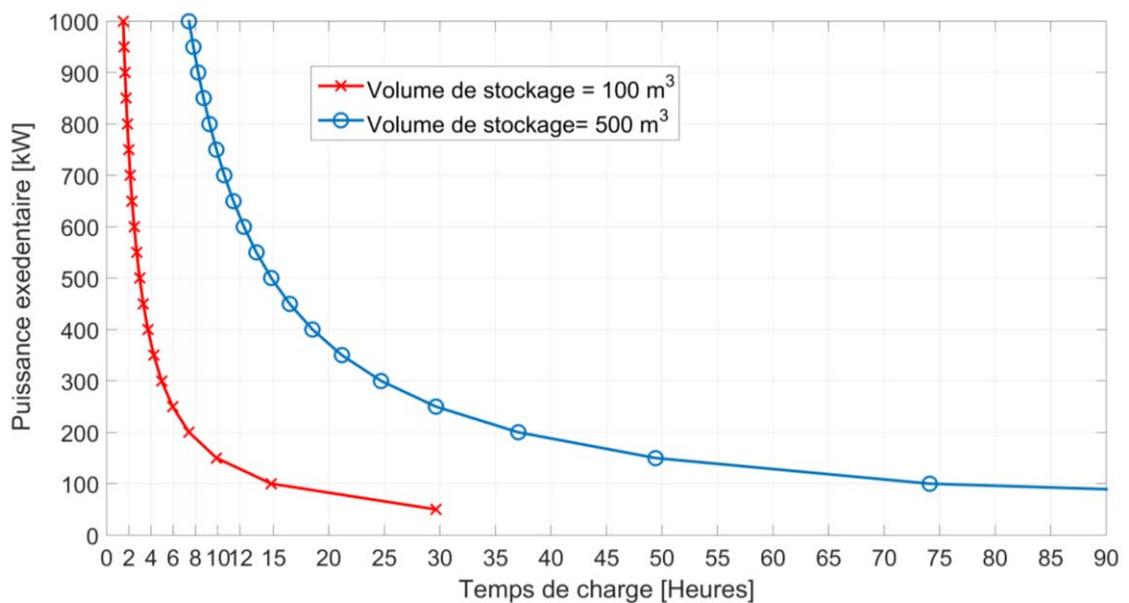


Figure 97- Temps de charge en fonction de la puissance éolienne excédentaire pour différentes valeurs du volume de stockage.

Toutefois, pour assurer l'autonomie désirée, le volume du réservoir de stockage à pression constante doit normalement être suffisant. La Figure 98 montre la variation du temps de décharge en fonction du volume de stockage pour un débit d'air maximal de 1.8 kg/s et une pression de stockage maximale de 300 bars.

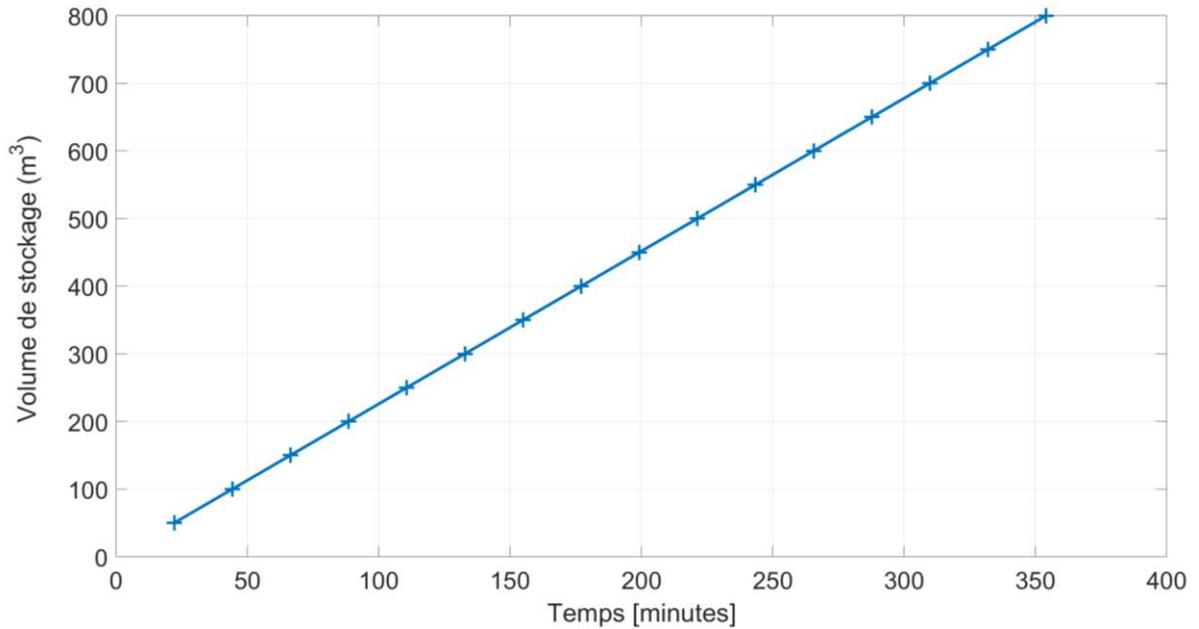


Figure 98- Variation du temps de décharge en fonction du volume de stockage

Également, le profil de pression pour les 30 premiers jours, voir Figure 96, montre l'importance du grand volume de stockage lorsque la puissance éolienne disponible est faible. En effet, un volume de 50000 m³ assure une autonomie allant jusqu'à un mois avec une pression disponible dans le réservoir de stockage entre 100 et 200 bars tandis que dans le cas du volume de 10000 m³ la pression dans le réservoir B subit une chute rapide dès que le réservoir est déchargé (Figure 96-c).

3.8. Synthèse

D'après les résultats obtenus dans les paragraphes précédents, on peut conclure qu'un grand volume de stockage sera favorable seulement avec l'installation d'un grand nombre d'éoliennes. Dans ce cas, la consommation de carburant diminue car la contribution des sources renouvelables dans la production électrique sera plus grande. Cependant, cela rend le système infructueux d'un point de vue économique en raison du coût des réservoirs et des éoliennes. Une étude économique, réalisée dans la partie suivante, nous permettra de choisir la configuration optimale « volume de stockage - puissance éolienne installée ». Cette configuration optimale permet de profiter d'un maximum des ressources renouvelables et de rendre le système rentable.

4. Étude économique - estimations des coûts

4.1. Coût actualisé de l'énergie (LCOE)

Une étude économique est nécessaire pour démontrer la faisabilité d'un tel système et pour choisir la meilleure configuration " volume de stockage - puissance éolienne installée " pour le système ACP-WDCAS. Dans cette étude, le coût de l'énergie électrique produite par notre système hybride est exprimé en LCOE « Levelized Cost Of Energy », soit en français le « coût actualisé de l'énergie ». Le coût actualisé de l'énergie est utilisé pour évaluer le coût relatif des projets de production d'électricité et pour étudier l'impact des changements de conception technologique sur le coût.

Le coût actualisé de l'électricité (LCOE) sert à calculer la valeur actuelle du coût total de la construction et d'exploitation du système de production d'électricité sur une durée de vie supposée. Il peut être utilisé pour comparer les coûts de tous les types des systèmes de production d'électricité, à condition que la même formule et les mêmes calculs soient utilisés pour chaque type. Il prend donc théoriquement en compte l'ensemble des coûts relatifs à une installation, et ce pour toute sa durée de vie. Ce type de calcul est essentiel pour prendre une décision déterminante afin de procéder à l'élaboration d'un projet d'installation, de collectivité ou un projet à l'échelle commerciale. Le LCOE est calculé en divisant la somme de tous les coûts de production de l'énergie (\$) sur toute la durée de vie du projet par la quantité totale d'énergie produite du système en MWh.

La relation suivante est utilisée pour calculer le LCOE [102]:

$$LCOE = \frac{(ICC*FCR)+AOE+AFC}{(AEP_{net}/1000)} \quad (70)$$

Ou ICC et FCR sont le taux de charge fixe et le coût en capital installé, AOE et AFC représentent respectivement les charges d'exploitation annuelles et le coût annuel du carburant. AEP_{net} représente la quantité totale d'énergie produite du système.

4.1.1. Le coût en capital installé "ICC"

L'ICC, « Installed Capital Cost » est une mesure qui comprend tous les coûts de planification, d'achat d'équipements, de construction et d'installation du système ACP-WDCAS. Le coût en capital installé ICC comprend le coût des autres composantes du système, BOS « Balance Of Station » qui comprend les fondations, l'infrastructure, la gestion de projet, les services

d'ingénierie, les équipements de contrôle et de surveillance, les frais d'expédition et de transport, les travaux de génie civil et autres. Il comprend également des coûts secondaires tels que les frais de prévoyance, d'assurance et autres. Le Tableau 9 résume les coûts en capital estimés pour le système ACP-WDCAS.

Le coût Total en capital installé ICC (\$/kW)		
équipements (\$/kW)	Moteur Diesel	371.00
	Turbines éoliennes	1500.00
	Réservoirs de stockages	478.94
	Pompes et turbines hydrauliques	3000.00
	Compresseurs et échangeurs	1000.00
BOS – autres composants du système (\$/kW)	Développement	120.00
	Gestion du projet	50.00
	Fondations	70.00
	Infrastructures	30.00
	Assemblages	200.00
	Systèmes de contrôles	800.00
	Transport	65.00
	travaux de génie civil	80.00
	Autres	400.00
Coûts secondaires (\$/kW)	Assurances	50.00
	Contingence	250.00
	Autres	50

Tableau 9- Estimation des coûts en capital installé ICC pour le ACP-WDCAS [102], [103]

4.1.2. Les charges d'exploitation annuelles "AOE"

Les charges d'exploitation annuelles AOE « Annual Operating Expenses » comprennent les coûts d'exploitation et de maintenance O&M « Operating and Maintenance costs », les coûts des locations et des terrains LLC « land-lease costs » et les coûts de remplacement nivelés LRC « levelized replacement costs ». Les coûts d'exploitation et d'entretien comprennent les activités administratives (facturation, comptabilité, etc.), les activités de surveillance, la maintenance préventive (entretien planifié, services publics, etc.) et la maintenance corrective (réparation et maintenance non planifiée). Les coûts d'exploitation et d'entretien estimés pour les projets d'énergie renouvelable ont une valeur moyenne comprise entre 25 et 30 \$ / kW / an. Pour l'ACP-WDCAS, nous estimons une valeur de 40 \$ / kW / an. À noter que les coûts d'exploitation et de maintenance O&M dépendent également de l'emplacement du projet, de la taille du système, des composants du système, de la couverture de la garantie et des conditions

météorologiques. Le Tableau 10 résume les dépenses d'exploitation annuelles du système ACP-WDCAS.

4.1.3. Le coût annuel du carburant "AFC"

Le coût annuel du carburant AFC « Annual Fuel Cost » comprend le prix du carburant diesel pour toute l'année. Ce prix varie dans les sites canadiens isolés de 1 à 7 USD (\$) selon la région.

Annual operating expenses (\$/kW/an)	
location et terrains (LLC)	7.00
exploitation et maintenance (O&M)	40.00
remplacement nivelés (LRC)	10.00
O&M « escalation » (%)	3.00 %
Somme AOE (\$)	76.58

Tableau 10- Estimation des dépenses d'exploitation annuelles pour le système ACP-WDCAS.

4.1.4. Le taux de charge fixe "FCR"

Le taux de charge fixe FCR « Fixed Charge Rate » est un ensemble de frais qui devraient être payés régulièrement. Cette valeur peut être calculée en utilisant la formule suivante :

$$FCR = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} * \frac{1 - (T * PV_{dep})}{(1-T)} \quad (71)$$

Où i est le taux d'intérêt en %, n est la durée de vie opérationnelle en années, T est le taux d'imposition effectif en % et PV_{dep} représente la valeur actuelle de l'amortissement en %.

Le CRF « Capital Recovery Factor » représente le facteur de récupération du capital. C'est un ratio qui est utilisé pour calculer la valeur actuelle d'une annuité. Il est calculé comme suit :

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (72)$$

Le Tableau 11 résume les taux facturés pour le système ACP-WDCAS.

Taux facturés (%)	
Taux d'intérêt (%)	6.00
Durée de vie opérationnelle (années)	25
Taux d'imposition effectif (%)	3.00
Valeur actuelle de l'amortissement (%)	1.00
Facteur de récupération du capital (CRF)	7.82

5. LCOE du système ACP-WDCAS

Dans ce paragraphe, la variation du LCOE du système ACP-WDCAS avec le prix du diesel est étudiée et comparée avec le LCOE si l'électricité était produite en utilisant exclusivement le moteur diesel. Les résultats économiques ont montré que l'installation de l'ACP-WDCAS est inefficace si le prix du diesel ne dépasse pas 1,5 \$ le litre. La Figure 99 montre que l'utilisation du système ACP-WDCAS est essentielle pour les prix élevés du carburant diesel.

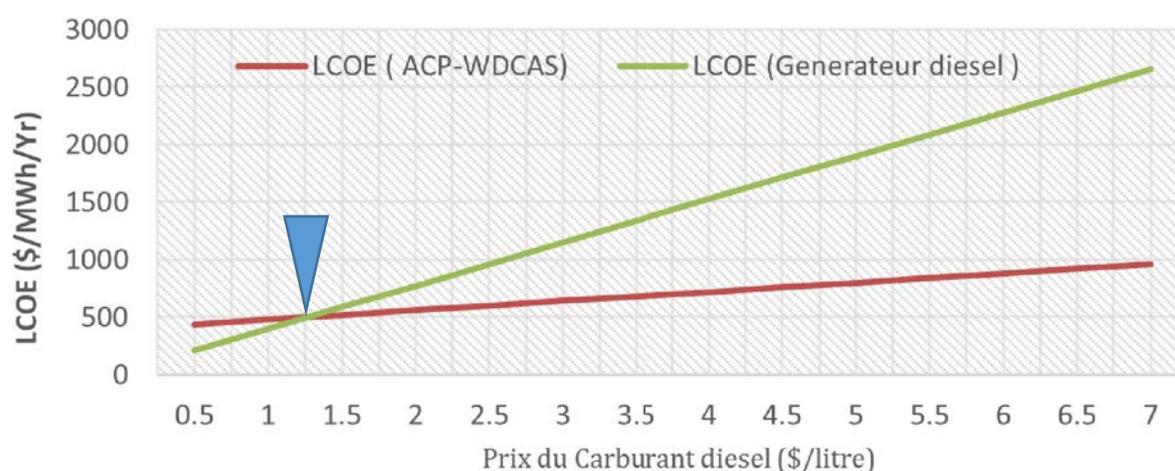


Figure 99- Variation du LCOE avec le prix du carburant pour la production par l'ACP-WDCAS et la production par le diesel

Il est important de noter que le LCOE est une estimation et non pas un calcul de coût réel. Son calcul repose sur des hypothèses et prévisions qui peuvent changer avec le temps et selon les cas. Ainsi, l'installation de l'ACP-WDCAS peut être réalisable même si le prix du carburant ne dépasse pas le 1.5 \$/litre (prix actuel) dans les sites isolés et ce pour plusieurs raisons :

- Dans cette étude l'estimation du coût des équipements est maximale. En effet, le coût des éoliennes, des systèmes de contrôle et d'autres équipements continuent toujours à baisser à l'échelle mondiale. De 2008 à 2015, le prix des éoliennes a chuté de 20 à 40 %. Le coût des éoliennes poursuit son déclin en raison des améliorations technologiques ; les pales sont beaucoup plus longues et plus légères. Les éoliennes, montées sur des tours plus hautes, deviennent plus fiables. Quant aux systèmes de contrôle, ils sont optimisés pour augmenter le

rendement. Toutes ces améliorations signifient une augmentation de la puissance pour un coût moins cher.

- Le prix du pétrole est déterminé par une comparaison entre l'offre et la demande mondiale ; son prix est très volatile, il évolue rapidement et inopinément avec le temps. Au cours des dernières décennies, le prix du pétrole n'a pas cessé de monter. L'instabilité dans les pays producteurs du pétrole met vraiment son approvisionnement en danger. En plus, les études synoptiques entreprises prévoient d'ici vingt ans une forte croissance de la demande mondiale en énergie surtout en énergie primaire.

- La durée de vie utilisée dans les calculs de LCOE pour le système ACP-WDCAS est supposée de 25 ans alors que dans la pratique, ces installations peuvent être exploitées sur de longues périodes.

5.1. Étude comparative du LCOE

La Figure 100 montre une étude comparative du LCOE pour différents types de production électrique. Le coût prohibitif de la production d'énergie électrique par le moteur diesel dans des sites isolés est bien remarquable. Les valeurs du LCOE peuvent être réduites jusqu'à 70% si le diesel est remplacé par le système ACP-WDCAS.

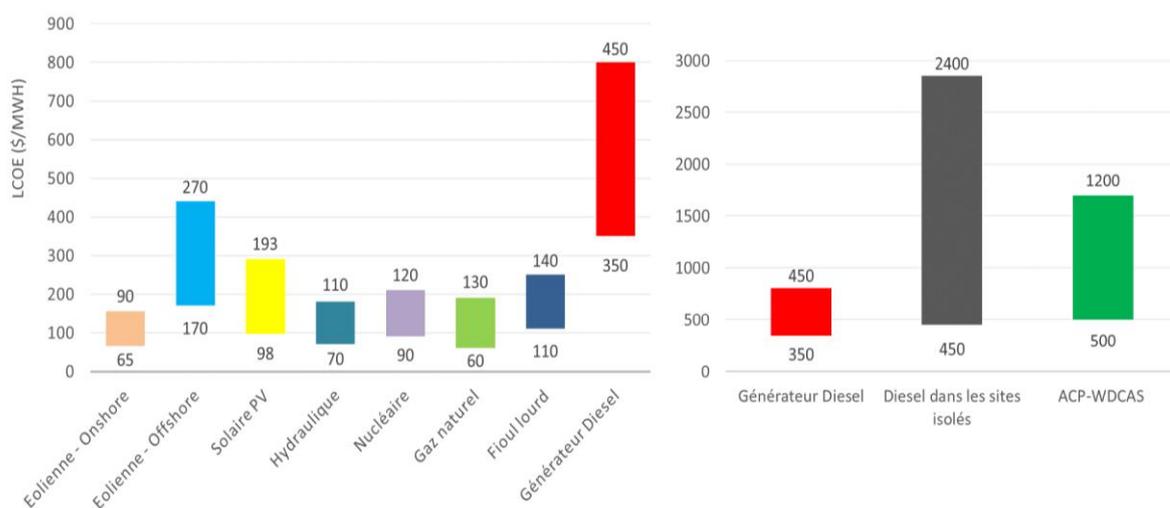


Figure 100- LCOE estimé pour différentes sources de production d'électricité (EIA, 2017)

6. Choix de la configuration optimale « volume de stockage - puissance éolienne installée »

Pour pouvoir choisir la meilleure configuration « volume de stockage - puissance éolienne », nous avons étudié la variation du LCOE en fonction du prix du carburant pour différentes valeurs de volume de stockage et pour différents nombres d'éoliennes. Les résultats de la simulation ont montré que la consommation annuelle minimale est obtenue pour un prix de carburant diesel égal à 1\$/litre, si l'on adopte un volume de stockage de 10000 m³ et une puissance éolienne de 4500 kW, soit une installation de 5 éoliennes (900 kW chacune). Cependant, cette configuration n'est pas optimale au niveau LCOE. La valeur correspondante de LCOE (540 \$/MWh/an) est très élevée par comparaison avec d'autres configurations (Figure 101).

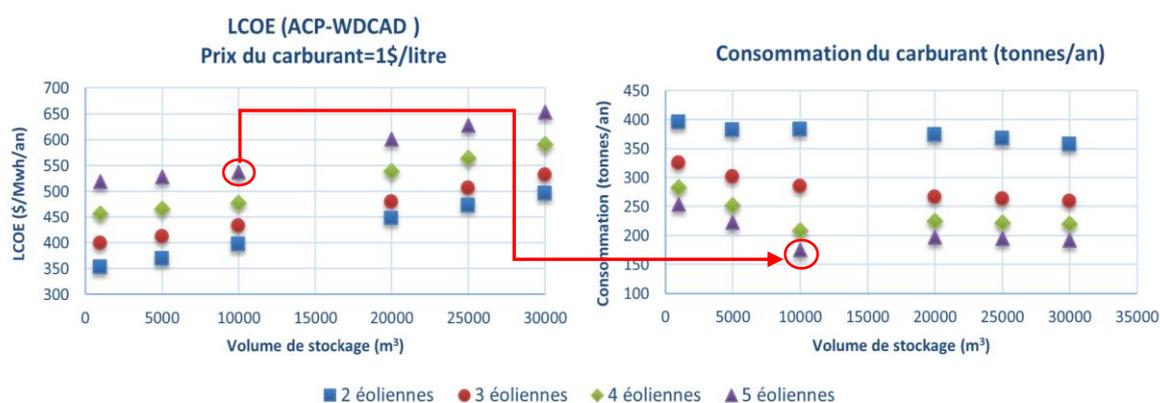


Figure 101-Consommation annuelle cumulative et LCOE pour un prix de carburant de 1 \$/litre

Le choix de la configuration optimale dépend principalement du prix du carburant diesel, qui est le plus influant. La Figure 102 montre les valeurs du LCOE pour différentes valeurs du prix du carburant diesel allant de 2 à 7 \$/litre. Il est remarquablement clair que le volume de stockage de 10000 m³ soit le meilleur choix pour le cas du village Tuktoyaktuk quel que soit le prix du carburant alors qu'une plus grande puissance éolienne est toujours favorable avec l'augmentation du prix du gasoil. Par exemple, l'utilisation de 4 éoliennes (900 kW chacune) est favorable si le prix du carburant diesel est compris entre 3 et 5 \$/litre. L'utilisation de 5 éoliennes est préférable si le prix du carburant dépasse cette valeur.



Figure 102- LCOE pour différentes configurations et différents prix de carburant

Le Tableau 12- résume les résultats de la simulation et de l'étude économique pour la configuration optimale du système ACP-WDCAS pour le cas du village de Tuktoyaktuk. Cette configuration consiste à installer une capacité éolienne de 3600 kW distribuée sur 4 éoliennes (900 kW chacune) ainsi qu'un système de stockage d'une capacité de stockage de 10 000 m³. En comparant les résultats de la production électrique utilisant le système ACP-WDCAS avec les résultats de la production électrique utilisant un moteur diesel, nous trouvons un gain allant de 39% à 176% en fonction du prix du carburant diesel. Notons que si le système ACP-WDCAS est adopté, 70% de l'énergie électrique sera produite par des sources renouvelables pendant toute la durée de vie du projet (25 ans pour cette étude).

Configuration Optimale du système ACP-WDCAS						
Volume de Stockage [m ³]	10000					
Nombres d'éoliennes (900 kW)	4					
Contribution de la turbine hydraulique [%]	13.58					
Contribution du diesel en mode "optimal" [%]	29.45					
Contribution de l'énergie éolienne [%]	57					
Contribution totale de l'énergie renouvelable [%]	70.6					
Consommation cumulative annuel du fioul [tons/an]	237					
	<i>Prix du carburant diesel (\$/litre)</i>					
	2	3	4	5	6	7
Coût actualisé de l'énergie LCOE [\$/kW/an]	557	638	718	798	878	958
LCOE (production d'électricité par Diesel) [\$/kW/an]	774	1149	1524	1890	2274	2649
Réduction annuelle [%]	39	80	112	136	158	176

Tableau 12- Résultats de la simulation et de l'étude économique pour la configuration optimale

7. Analyse de sensibilité

Dans le paragraphe précédent, nous avons examiné l'influence du prix du diesel sur le LCOE. Cependant, d'autres paramètres influencent le LCOE. Il est utile d'étudier comment les variations de ces paramètres peuvent l'affecter. L'analyse de sensibilité est une technique qui peut déterminer comment tous les autres paramètres d'entrée affectent le LCOE sous un ensemble d'hypothèses données. L'analyse de sensibilité, illustrée sur la Figure 103, se centre sur quelques paramètres d'entrée qui affectent le LCOE, tels que la capacité de stockage (volume de stockage), le nombre d'éoliennes (la puissance éolienne installée), le taux de charge fixe FCR, les coûts d'exploitation, le coût total en capital installé (ICC), la durée de vie du projet et le facteur de capacité.

Le facteur de capacité est défini comme la puissance totale moyenne générée, divisée par la puissance nominale de pointe. Pour les parcs éoliens, les facteurs de capacité typiques se situent entre 25 et 45%. Pour cette étude, nous avons supposé un facteur de capacité de 40%, tout en sachant que la combinaison des éoliennes avec les systèmes de stockage peut augmenter la valeur du facteur de capacité.

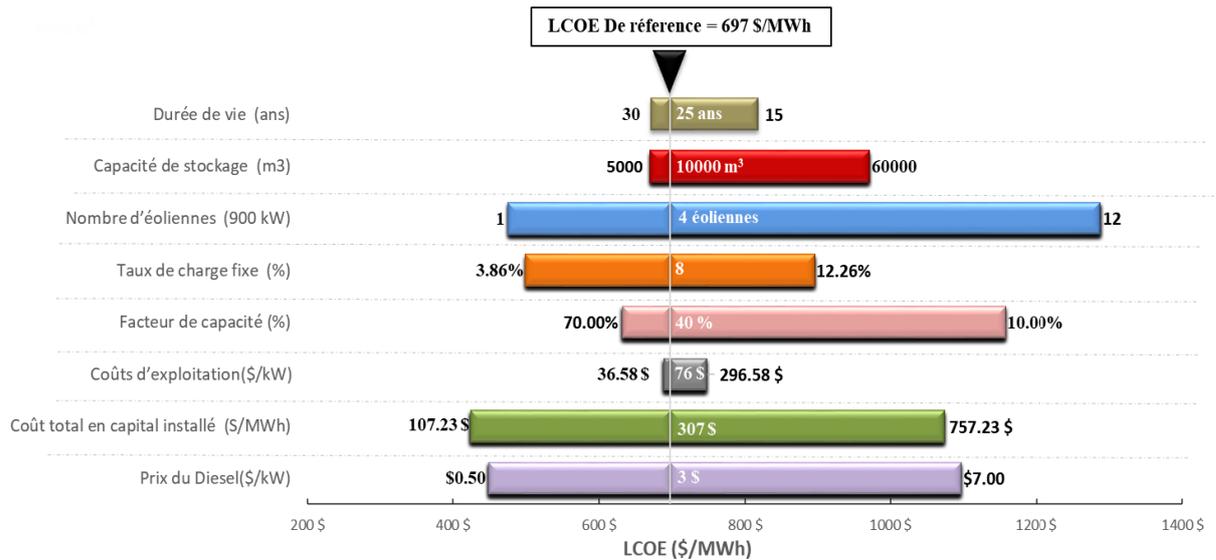


Figure 103 -Analyse de sensibilité pour différents paramètres d'entrée - LCOE

La valeur de référence du LCOE obtenue pour les valeurs des paramètres d'entrée déjà adoptées dans cette étude vaut 697 \$ / MWh. En déplaçant une variable spécifique vers la gauche ou vers la droite, la valeur du LCOE change. Les valeurs sur l'axe des abscisses indiquent comment le LCOE change lorsqu'une variable donnée est modifiée et que tous les autres paramètres sont supposés constants. Par exemple, une diminution du facteur de capacité ou du nombre d'années d'exploitation augmente le LCOE, tandis qu'une augmentation de la capacité de stockage ou du coût en capital peut augmenter le LCOE. Cette analyse qui donne une idée claire de l'influence de la variation de chaque paramètre d'entrée sur la valeur du LCOE, aide à étudier les scénarios de réduction des coûts et à estimer le coût de l'énergie pour différents cas lors de l'utilisation d'un tel système dans des différentes conditions de fonctionnement.

8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons proposé un modèle mathématique à chaque élément constitutif du système ACP-WDCAS et puis nous avons effectué des simulations numériques adaptées aux sites de Tuktoyaktuk. Ensuite, nous avons étudié et analysé les deux nouveaux modes de fonctionnement introduits dans nos systèmes : le mode de fonctionnement du diesel optimal et le mode de la turbine hydraulique. Par la suite, nous avons évoqué l'influence de la capacité de stockage sur la consommation annuelle du combustible, notamment l'influence du volume et la pression du stockage. En outre, nous avons élaboré une étude économique détaillée et calculé la valeur du LCOE pour notre système. Cette valeur a été comparée à d'autres valeurs pour d'autres systèmes de production d'électricité. Sur la base de la valeur obtenue, une analyse a

été minutieusement menée pour effectuer le choix optimal de la configuration (pression de stockage-volume de stockage). Enfin, une étude de sensibilité a été nécessaire pour observer les variations du LCOE en fonction des autres paramètres déterminants du système.

Chapitre 6- Les possibilités d'évolution du système ACP-WDCAS

1. Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons traité, étudié et évalué la possibilité de l'utilisation de l'air comprimé pour suralimenter le moteur diesel au moyen d'un système hydro-pneumatique avec stockage adiabatique de l'air à une pression constante. Les résultats de la simulation et de l'étude économique ont montré que ce système sera plus performant que les systèmes déjà proposés dans des études récentes visant à résoudre le problème de la production d'électricité par les générateurs diesels dans les sites isolés au nord du Canada.

Dans cette dernière partie de cette étude, nous tenterons d'étudier quelques évolutions du système hybride dont il est question au chapitre précédent. Notre analyse se rapportera à la structure et aux composantes utilisées en vue de rendre le système plus simple et plus réalisable, d'améliorer la flexibilité et le rendement global du système et de généraliser son utilisation dans plusieurs régions autres que les sites éloignés. Ce chapitre s'articulera autour de deux illustrations majeures émanant de notre conceptualisation du système principal ACP-WDCAS. La première configuration illustre ce que pourrait être le système sans suralimenter le diesel par l'air comprimé. Le système d'échange de chaleur et le système de la suralimentation du diesel seront éliminés dans ce concept qui est nommé HCP-WDCAS. La deuxième configuration, baptisée HP-WDCAS consiste, quant à elle, en une version simplifiée du système principal contenant seulement le système de stockage hydro-pneumatique combiné au moteur diesel. L'étude de ces deux configurations sera suivie d'une analyse comparative des résultats de la consommation annuelle et de la contribution de chaque source dans la production de l'électricité. De même, les résultats des études économiques seront présentés pour chaque système.

2. Le système HCP-WDCAS

2.1. Description du système

Dans cette configuration, le système d'échange de chaleur formé des échangeurs et des réservoirs du fluide de transfert est éliminé ainsi que le système de suralimentation du diesel. La Figure 104 montre l'illustration schématique du système HCP-WDCAS qui est décomposé en 2 sous systèmes :

- 1- Le système de génération d'électricité formé du diesel, des éoliennes et de la turbine hydraulique.
- 2- Le système de stockage de l'air qui est formé des réservoirs de stockage et de la chaîne de compression.

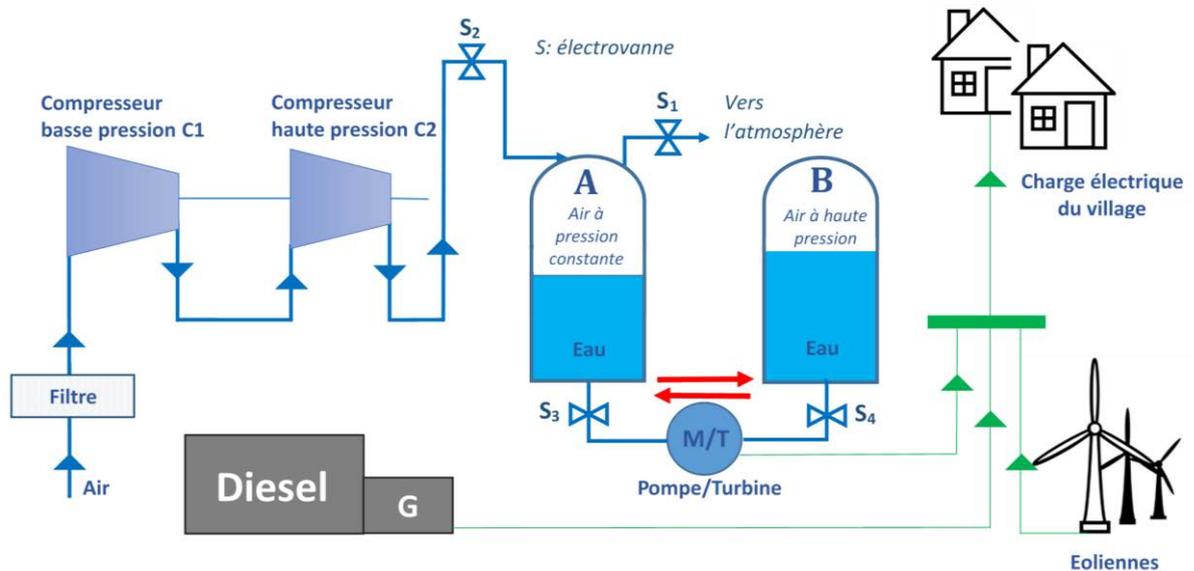


Figure 104- Illustration schématique du système HCP-WDCAS

2.2. Stratégie de fonctionnement

Comme pour le système principal, celui proposé est conçu pour fonctionner selon 2 modes charge et décharge (ch-4 sec.3). La stratégie de fonctionnement adoptée est similaire à celle décrite dans la section 4 du quatrième chapitre mais à une différence près : le moteur diesel ne fonctionne plus dans son mode optimal mais il fonctionne uniquement en mode normal. La Figure 105 résume selon un logigramme la stratégie de fonctionnement simplifiée adoptée pour le système HCP-WDCAS.

2.3. Objectifs du système

Plusieurs raisons ont privilégié l'étude du système ACP-WDCAS après suppression de l'admission directe de l'air comprimé dans le moteur diesel. Ces raisons sont de natures différentes. La première, qui est la plus déterminante est de l'ordre de l'applicabilité. En effet, la technologie de l'admission directe de l'air comprimé dans le moteur diesel est toujours en phase de recherche et pratiquement non réalisable jusqu'à présent. De ce fait, il serait plus garanti de ne pas fonder notre recherche uniquement sur une technologie inachevable.

Le deuxième obstacle, quant à lui, est logistique. La demande du marché n'étant pas très élevée, les entreprises s'abstiennent de produire des générateurs diesel équipés de la technologie en question vue sa complexité et son usage restreint.

Enfin, il nous est évident d'opter pour un système moins complexe et moins couteux. Il serait donc intéressant d'étudier la possibilité de profiter de toute la quantité d'air comprimé dans la génération de l'air par la turbine hydraulique au lieu de la suralimentation du diesel.

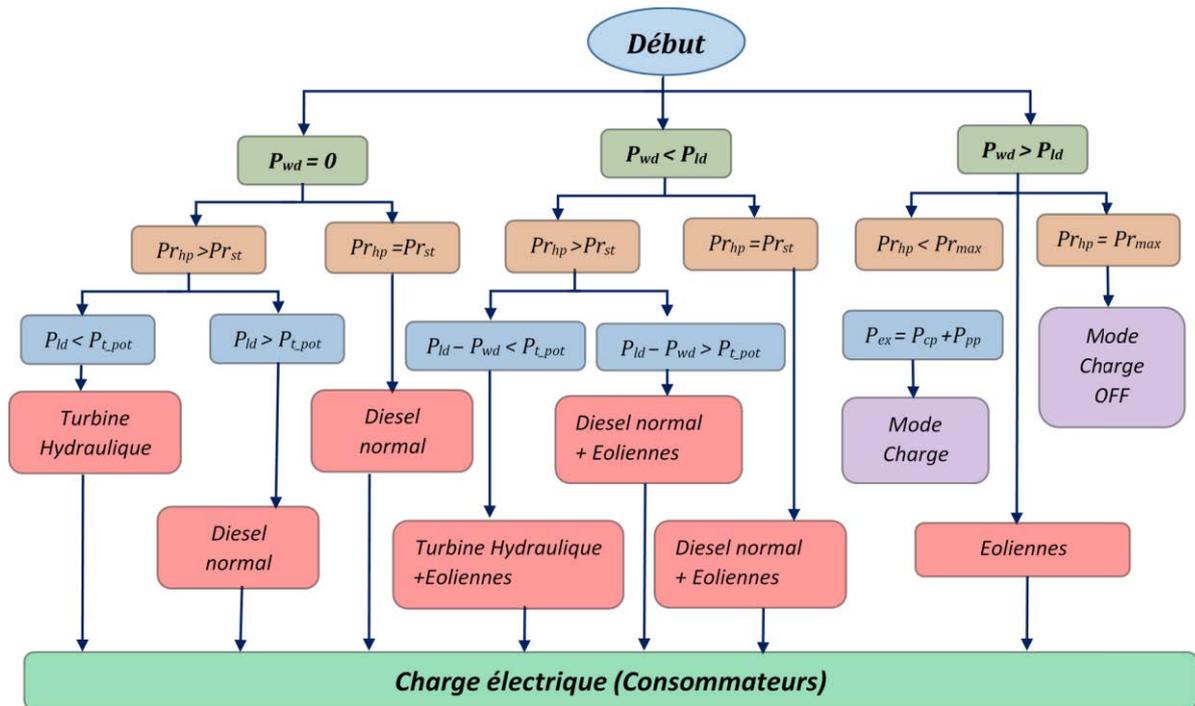


Figure 105- Stratégie de fonctionnement simplifiée adoptée pour le system HCP-WDCAS

2.1. Résultats et discussions

Une simulation numérique basée sur les mêmes modèles mathématiques déjà décrits dans le chapitre 5 a été réalisée pour le système HCP-WDCAS pour le cas du village de Tuktoyaktuk dans le nord du Canada. Cette simulation permettra la comparaison des résultats obtenus avec ceux du système principal ACP-WDCAS.

2.1.1. Contributions des sources renouvelables dans la production électrique

La Figure 106 présente les résultats des deux systèmes mentionnés ci-dessus, pour un volume de 10000 m³ de stockage et un débit d'air maximal de 1,2 kg/s. Nous désignons par débit d'air maximal, la quantité d'air maximale qui s'échappe par unité de temps du réservoir à pression constante A vers l'atmosphère à travers l'électrovanne S1. Le choix de la valeur 1,2 n'est pas

arbitraire mais bien réfléchi afin d'établir une comparaison solide, cette valeur présentant le débit d'air maximal qui assure la suralimentation du diesel dans le système ACP-WDCAS.

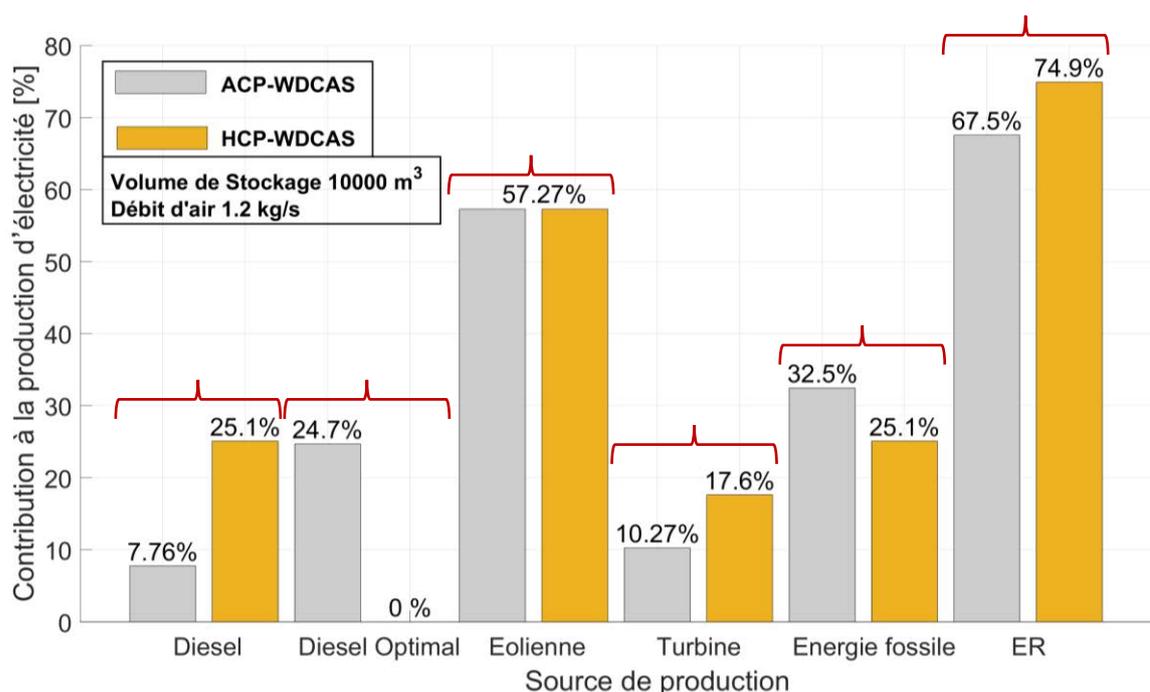


Figure 106- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.2 kg/s

Il est tout à fait évident, comme le montre bien le diagramme, que la contribution du diesel en mode normal ait augmenté (7.76 à 25.1%) suite à l'arrêt du mode optimal. Toutefois, la contribution totale des sources de l'énergie fossile a subi une diminution de 29 % (32.5 à 25.1%). L'analyse des résultats nous permet de spéculer sur les causes de cette diminution surprenante et imprévue. Si nous observons la contribution de la turbine hydraulique dans la production de l'électricité, nous constatons une augmentation de 71 % (10.27 à 17.6%). Ce résultat est la preuve irréfutable que l'exploitation de l'air comprimé dans la turbine hydraulique est plus efficace que son utilisation dans la suralimentation du moteur diesel. Ainsi, la contribution totale des sources d'énergie renouvelable dans la production connaît une augmentation de 11% (67.5 à 74.9 %).

À ce niveau-là, il serait inévitable de rappeler que les études précédentes considéraient la suralimentation du diesel par l'air comprimé comme solution optimale. Cependant, l'introduction de la turbine hydraulique au corps du système hybride éolien diesel avec air comprimé s'est avérée révolutionnaire du fait qu'elle maximise l'exploitation de l'énergie renouvelable.

2.1.2. Influence du débit d'air

Comme nous l'avons constaté, la turbine hydraulique a connu une promotion dans le fonctionnement du système HCP-WDCAS. À partir de cette donnée, nous exposerons dans ce qui suit les fluctuations de la contribution de chaque source en fonction du changement du débit d'air. La Figure 107 illustre les résultats de la contribution pour une augmentation du débit d'air de 50% soit 1.8 kg/s.

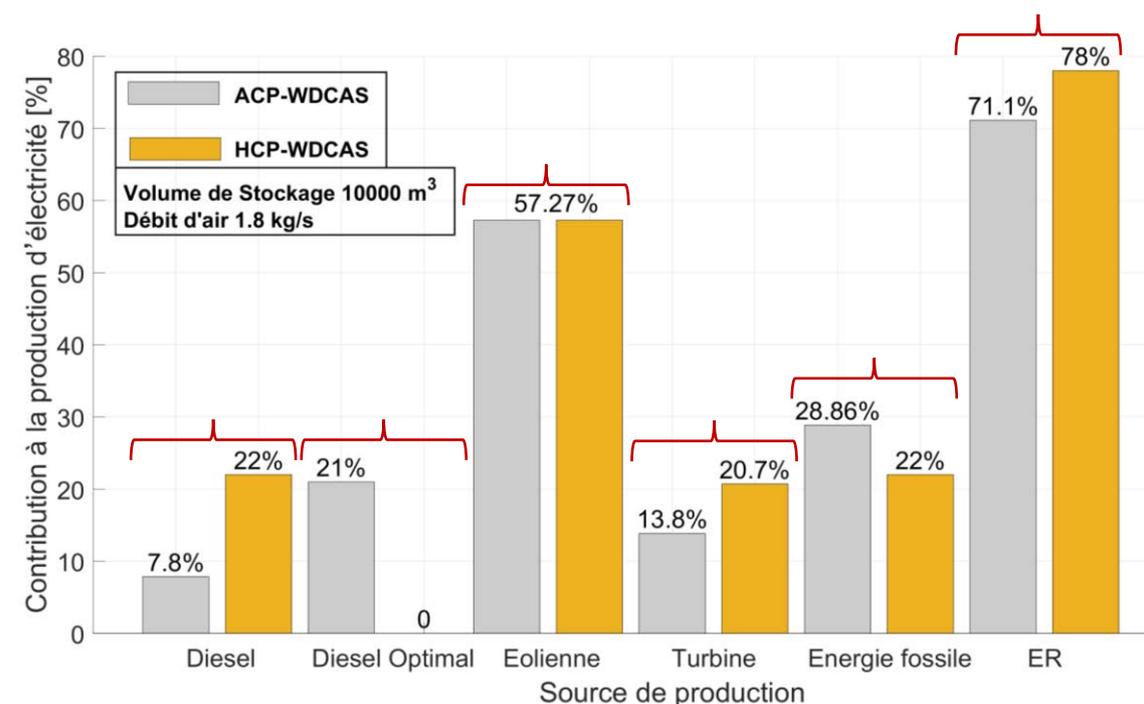


Figure 107- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.8 kg/s

Une lecture comparative des Figure 106 et Figure 107 montre qu'avec un débit de 1.8 kg/s, la contribution de la turbine connaît une augmentation de 18% par rapport à sa contribution précédente pour un débit de 1.2 kg/s (17.6 à 20.73%) et une augmentation de 102 % par rapport à sa contribution initiale du système principal ACP-WDCAS (10.26 à 20.73%). Également, nous remarquons que la contribution totale du diesel subit une diminution considérable de 47% (32.45 à 22%) alors que la contribution totale des énergies renouvelables augmente de 15 % (67.54 à 78 %).

La Figure 108 illustre le pourcentage de la contribution de la turbine hydraulique pour différentes valeurs du débit allant jusqu'à 20 kg/s. L'objectif de ces simulations est de trouver la valeur du débit qui correspond à la contribution maximale de la turbine et subséquentement celle des énergies renouvelables. La valeur du débit d'air optimal telle qu'elle figure dans les

résultats est de 2.9 kg/s pour le système HCP-WDCAS et de 5 kg/s pour le HCP-WDCAS. Ainsi, la contribution de la turbine atteint son apogée, soit 22 % pour le système HCP-WDCAS et 16.5 % pour le système ACP-WDCAS. Inversement, comme le montre bien la Figure 109, la contribution des énergies fossiles subit une chute atteignant ainsi un degré minimal (21.5 % pour le système HCP-WDCAS et 25.8 % pour le système ACP-WDCAS).

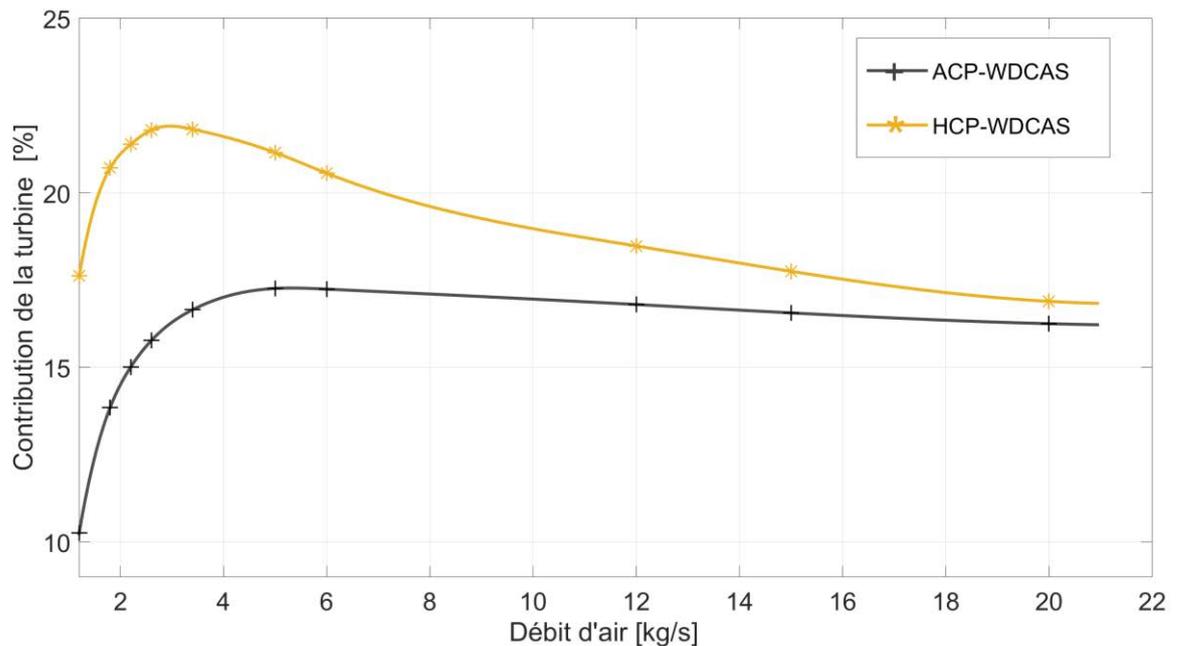


Figure 108- Pourcentage de la contribution de la turbine hydraulique en fonction du débit d'air

Dans la perspective de la production de l'électricité, la chute de la contribution des énergies fossiles doit engendrer logiquement une baisse dans la consommation annuelle du carburant diesel.

Toutefois, cette constatation logique ne concorde pas avec les résultats de la Figure 110 qui montrent clairement que la consommation annuelle du fioul pour le système ACP-WDCAS n'est pas proportionnelle à la contribution totale des énergies fossiles alors que cette consommation est proportionnellement traduisible pour le système HCP-WDCAS.

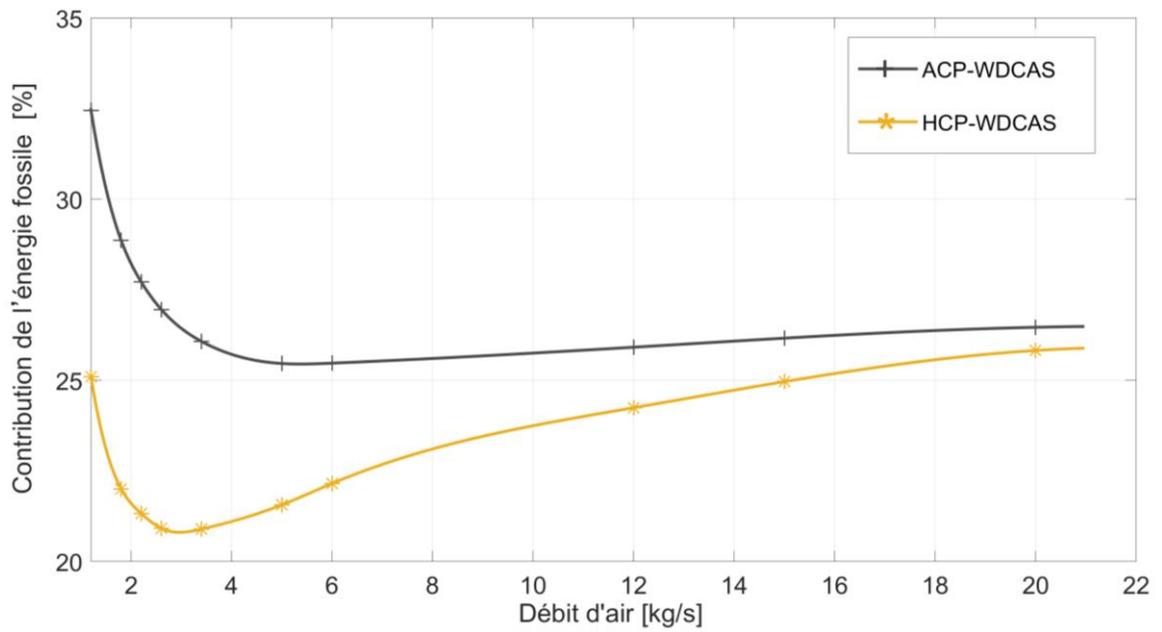


Figure 109- Pourcentage de la contribution des énergies fossiles en fonction du débit d'air

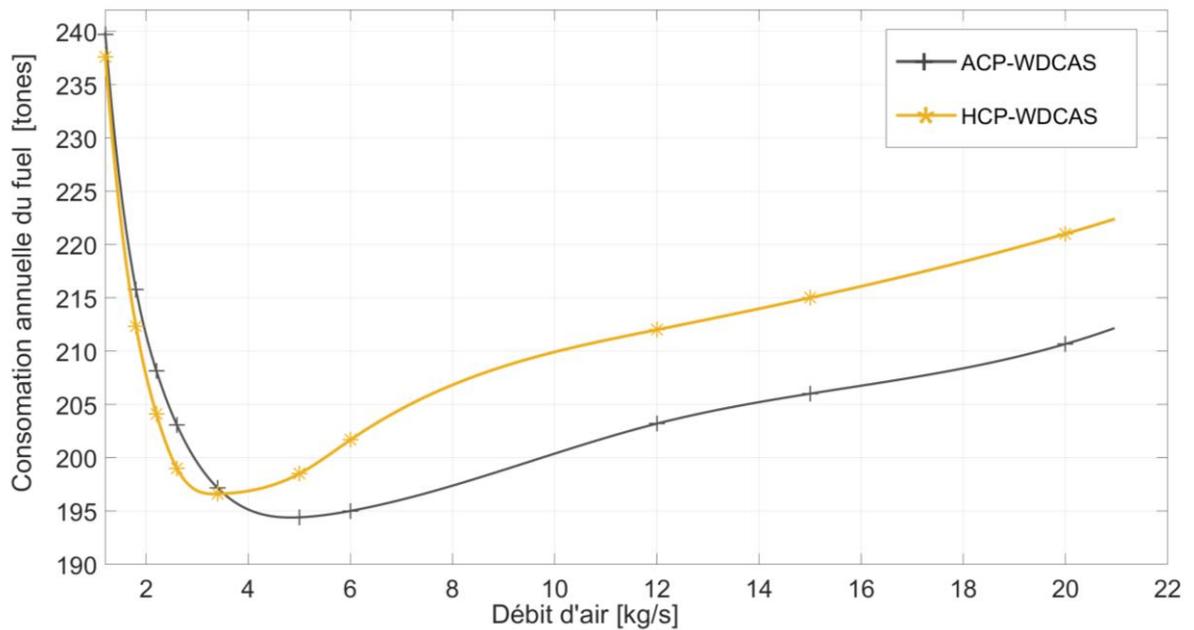


Figure 110- Consommation annuelle du fioul en fonction du débit d'air

Effectivement, pour le système ACP-WDCAS la contribution de l'énergie fossile est égale à la somme de la contribution du moteur diesel en mode normal et celle du moteur diesel en mode optimal. Pour mieux comprendre, prenons le cas où le débit d'air est égal à 4 kg/s dans la Figure

109. Nous pouvons que la contribution de l'énergie fossile est de 26% pour le système ACP-WDCAS avec une consommation annuelle de 195 tonnes et 22 % pour le système HCP-WDCAS avec une consommation annuelle de 197 tonnes. Ces résultats indiquent que dans ce cas, où la contribution totale de l'énergie fossile est plus élevée que celle du système HCP-WDCAS, le système ACP-WDCAS est plus économique que l'autre système. Si nous nous basons sur les résultats de la Figure 111, nous remarquons que la contribution du moteur diesel en mode optimal équivaut à 16.5% et à 8.5 % en mode normal. Etant donné que le moteur diesel en mode optimal consomme moins qu'en mode normal, le résultat obtenu se trouve confirmé.

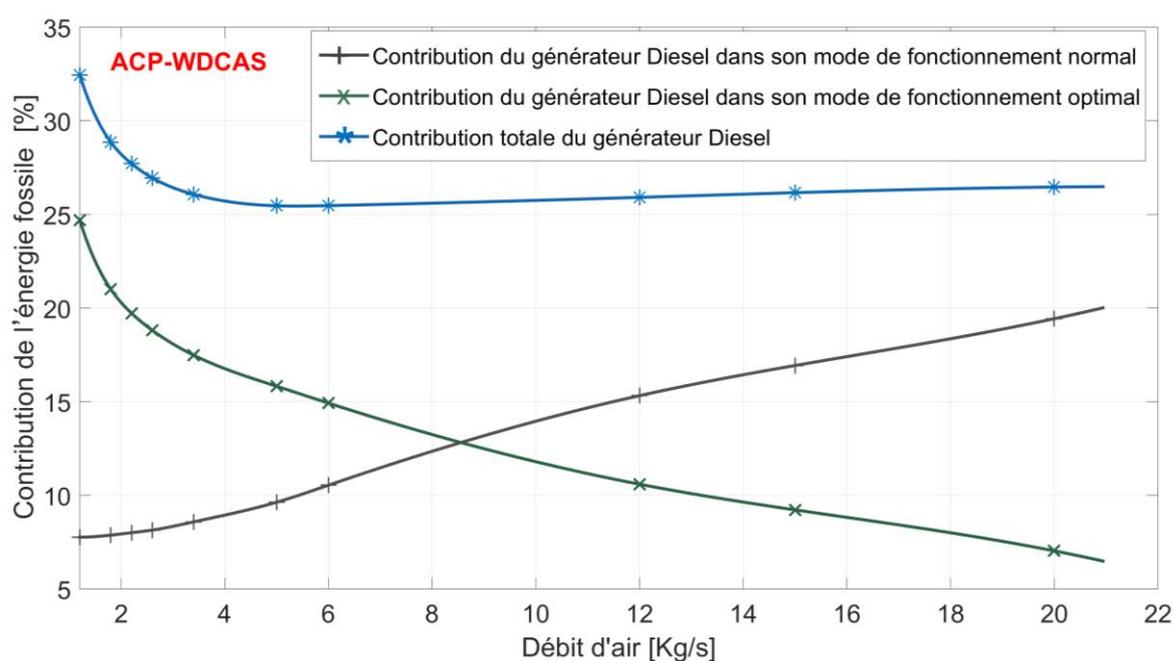


Figure 111- Contribution du diesel pour les deux modes normal et optimal pour le système ACP-WDCAS

3. Le système HP-WDCAS

3.1. Description du système

Ce système dérive du système HCP-WDCAS. Il présente les mêmes caractéristiques avec extirpation de la chaîne de compression. La Figure 112 permettant de mieux comprendre sa configuration, montre qu'il est formé du système hydropneumatique composé de deux réservoirs liés entre eux par une pompe turbine et qu'il est combiné au moteur diesel et aux éoliennes constituant ensemble le système hybride éolien-diesel.

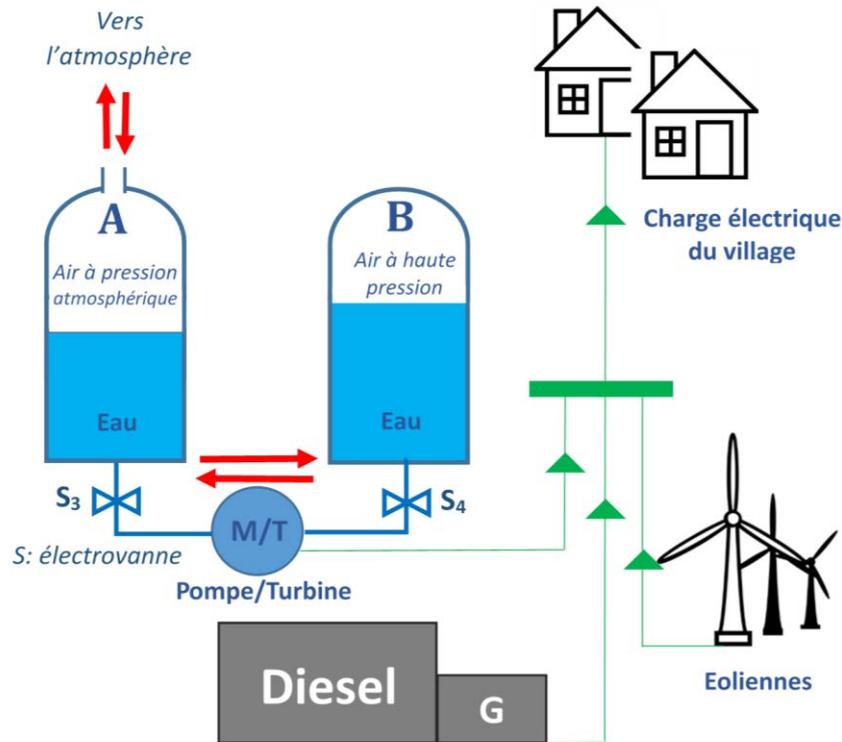


Figure 112- Illustration schématique du système HP-WDCAS

3.2. Stratégie de fonctionnement

La stratégie de fonctionnement simplifiée et adoptée par le système HP-WDCAS est similaire à celle traduite dans la Figure 105 pour le système HCP-WDCAS à une différence près : la pression dans le réservoir A est égale à la pression atmosphérique étant donné que le réservoir A est ouvert à l'atmosphère.

3.3. Objectifs du système

Notre objectif est tout d'abord la conception d'un système simple, peu coûteux et applicable, et aussi entièrement indépendant qui serait éventuellement combiné au moteur diesel. Ensuite, ce système sera l'occasion de la conceptualisation d'un système à usage domestique qui pourrait être combiné à n'importe quelle source d'électricité (réseau public, diesel...). Suivant cette logique, la simplicité du système est fortement recommandée afin de rendre l'applicabilité réelle.

3.4. Résultats et discussions

Une simulation numérique basée sur les mêmes modèles mathématiques déjà décrits dans le chapitre 5 a été réalisée pour le système HP-WDCAS pour le cas du village de Tuktoyaktuk

dans le nord du Canada. Cette simulation permettra la comparaison des résultats obtenus avec ceux des deux systèmes déjà traités : ACP-WDCAS et HCP-WDCAS

3.4.1. Contributions des différentes sources dans la production électrique

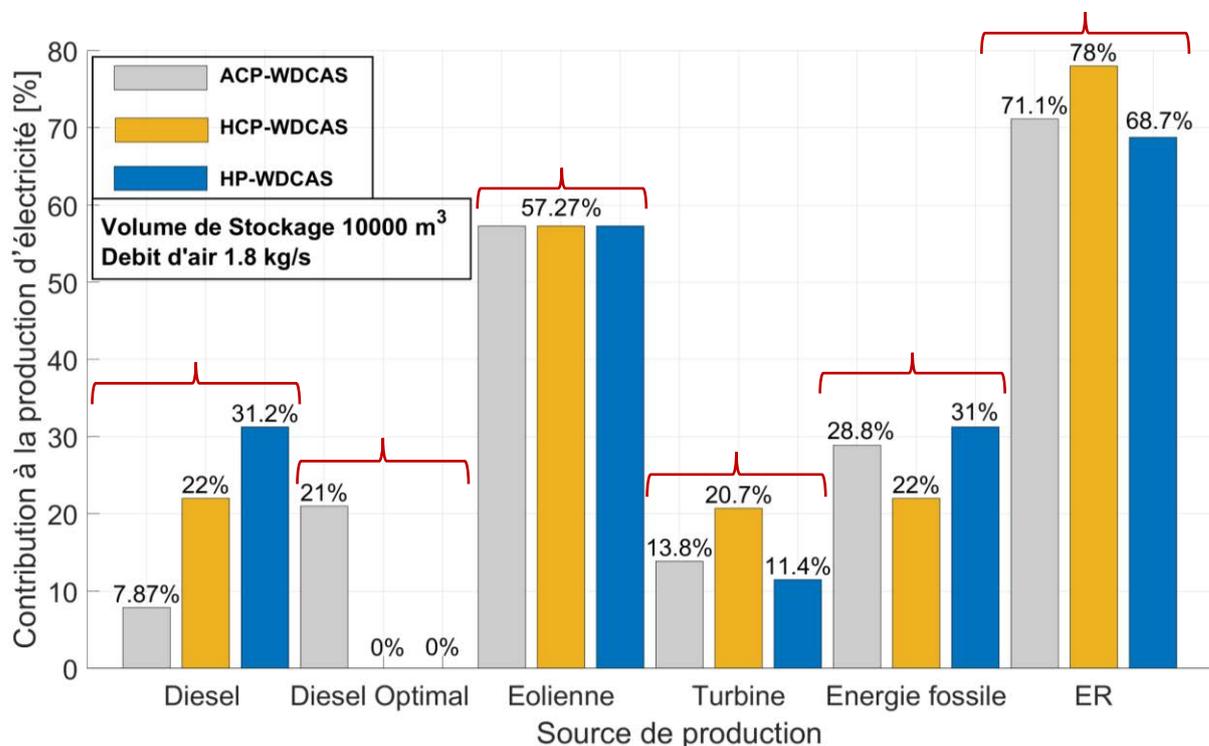


Figure 113- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.8 kg/s

Afin de pouvoir établir une comparaison entre les résultats des 3 systèmes déjà décrits, nous avons présenté dans la Figure 113 le pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production de l'électricité pour un volume de 10000 m³ de stockage et un débit d'air maximal de 1,8 kg/s. Les résultats montrent que la contribution des énergies fossiles dans le système HP- WDCAS a augmenté de 41 % par rapport au HCP-WDCAS (22-31%) et de 7.6% par rapport au système ACP-WDCAS (28.5-31%). En ce qui concerne la contribution de l'énergie renouvelable, nous avons remarqué une diminution de 3.5 % par rapport au système ACP-WDCAS (71.1 à 68.7%) et une diminution de 13.5 par rapport au système HCP-WDCAS (78 à 68.7 %).

3.4.2. Contribution des différentes sources en fonction du débit d'air

L'observation de la variation de la contribution des énergies renouvelables en fonction du débit d'air nous a amené à constater que cette contribution augmente légèrement au fur et à mesure que le débit d'air augmente (Figure 114). Toutefois, pour les mêmes valeurs du débit d'air, la

contribution des énergies fossiles connaît une diminution légère (Figure 115). Quant à la consommation du combustible, elle varie proportionnellement avec la contribution des énergies fossiles (diesel en mode normal). Si nous comparons ces résultats de consommation avec les résultats des autres systèmes, nous remarquons que ce système consomme plus que les autres (Figure 116).

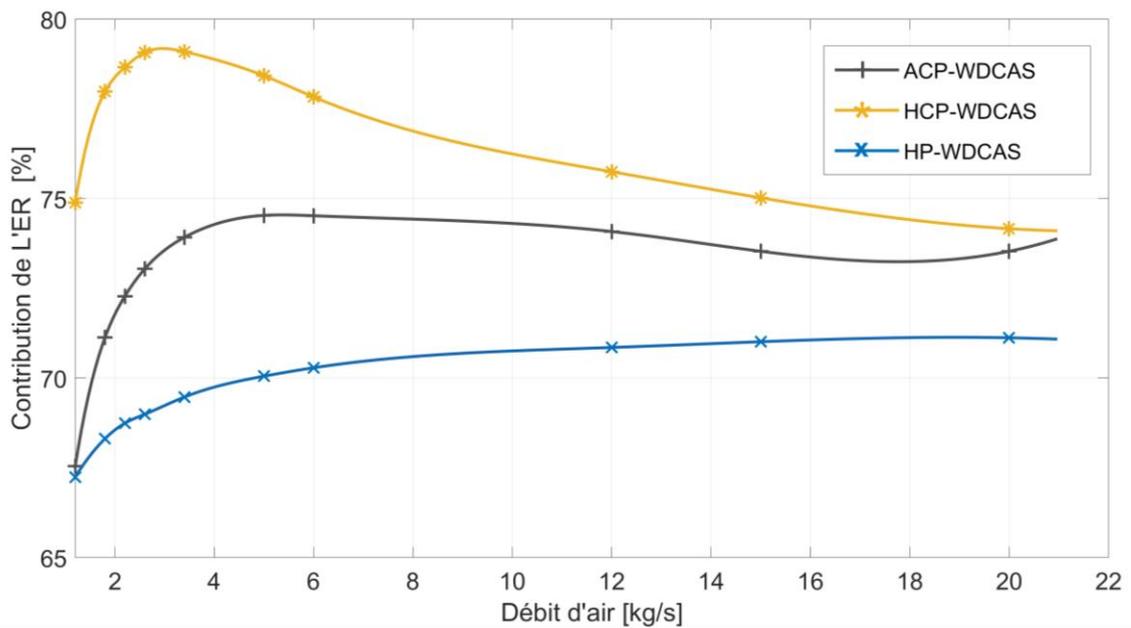


Figure 114- Variation de la contribution des énergies renouvelables en fonction du débit d'air

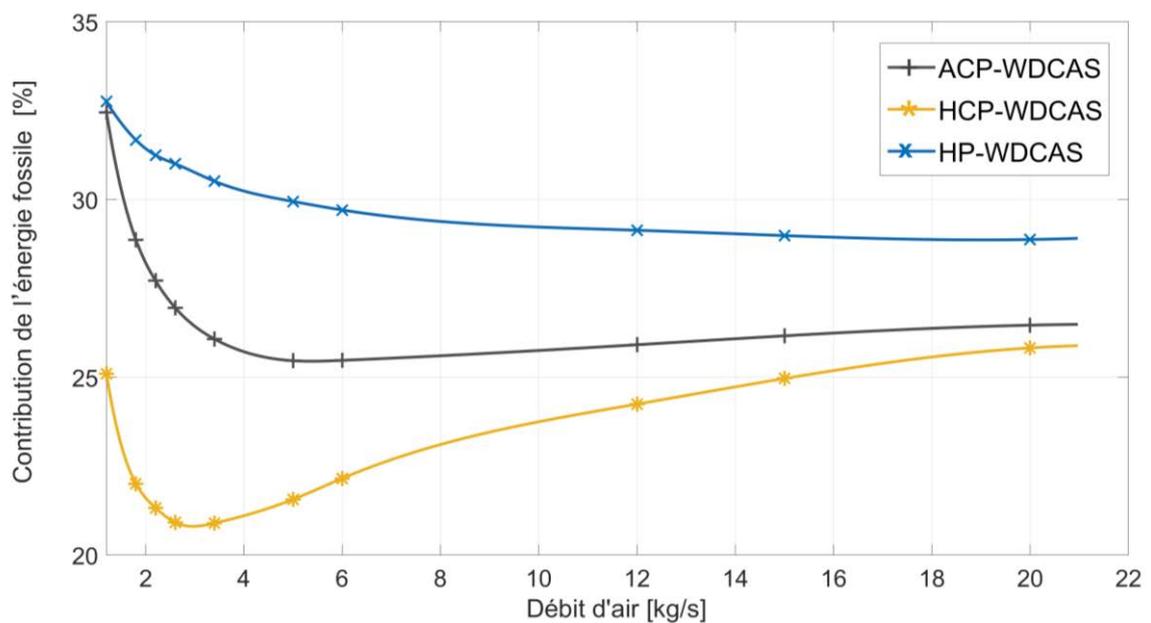


Figure 115- Variation de la contribution des énergies fossiles en fonction du débit d'air.

Cependant, le critère de consommation n'est pas le seul critère à respecter pour juger de l'importance du système. Notre choix sera déterminé par l'étude économique au paragraphe suivant.

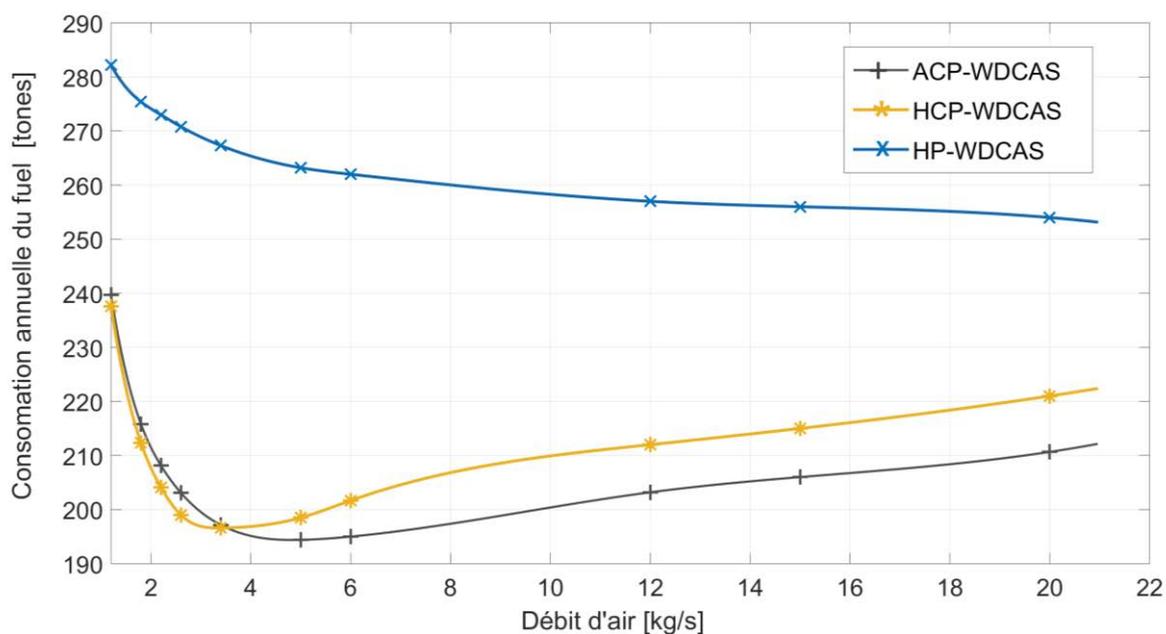


Figure 116- Variation de la consommation annuelle du fioul en fonction du débit d'air

3.4.3. Synthèse et résultats de l'étude financière

Dans cette étude nous avons calculé le LCOE des trois systèmes pour différents prix du fioul allant de 1 à 7 \$/l. L'étude a été réalisée pour un volume de 10000 m³ et pour un débit d'air de 2.6 kg/s. Sachant que la valeur de ce débit d'air est bien adaptée vu sa proximité de la valeur optimale du débit de chaque système pris à part. Les résultats de la consommation cumulative annuelle sont dressés dans le Tableau 13 pour les trois systèmes.

Système	ACP-WDCAS	HCP-WDCAS	HP-WDCAS
Consommation cumulative annuelle [tonnes]	203	199	270.9

Tableau 13- Consommation cumulative annuelle pour les différents systèmes hybrides proposés

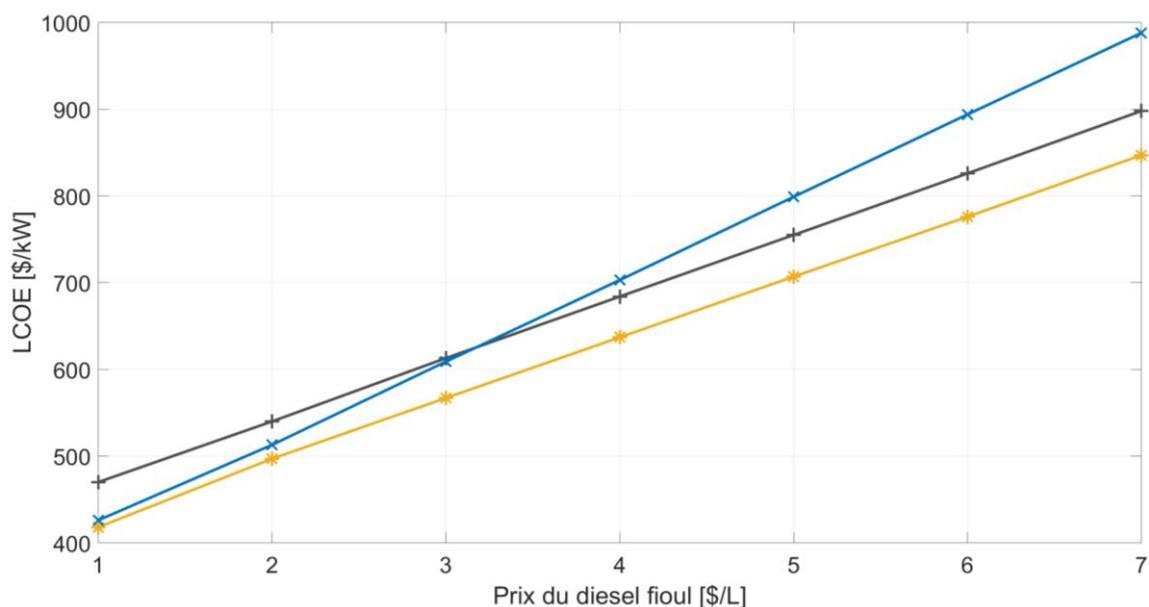


Figure 117- Valeurs du LCOE de chaque système pour différents prix du fioul

La Figure 117 nous montre les valeurs du LCOE de chaque système pour différents prix du fioul allant de 1 à 7 \$/l. Après lecture des résultats, nous sommes rendus à l'évidence que les résultats du système HCP-WDCAS sont les meilleurs. Par conséquent, ce système nous semble présenter le plus d'avantages en termes de consommation et de valeur du LCOE par rapport aux deux autres systèmes étudiés.

Par ailleurs, si nous comparons les deux autres systèmes, nous constatons que la consommation annuelle cumulée du système ACP-WDCAS est considérablement inférieure à celle du système HP-WDCAS. Bien que le premier système soit plus avantageux en terme de consommation que le deuxième système, la Figure 117 montre que le système HP-WDCAS est plus rentable que le système ACP-WDCAS quant aux valeurs du LCOE lorsque le prix du fioul dépasse les 3 \$/l. Tant que ce prix est maintenu et ne va pas au-delà de cette valeur, le système ACP-WDCAS demeure le plus avantageux.

4. Synthèse et comparaisons

Au terme de cette étude, il est tout à fait nécessaire de dresser un bilan montrant les résultats obtenus précédemment par les chercheurs et de les comparer avec les miens afin de mieux évaluer le travail effectué et de souligner son importance. Cette comparaison tient sa crédibilité du fait qu'elle soit établie sur les mêmes bases de données du village du Tuktoyaktuk. Sur le plan de la consommation, le meilleur résultat obtenu dans les recherches antérieures, est de valeur approximative de 400 tonnes /an comme le montre la Figure 118.

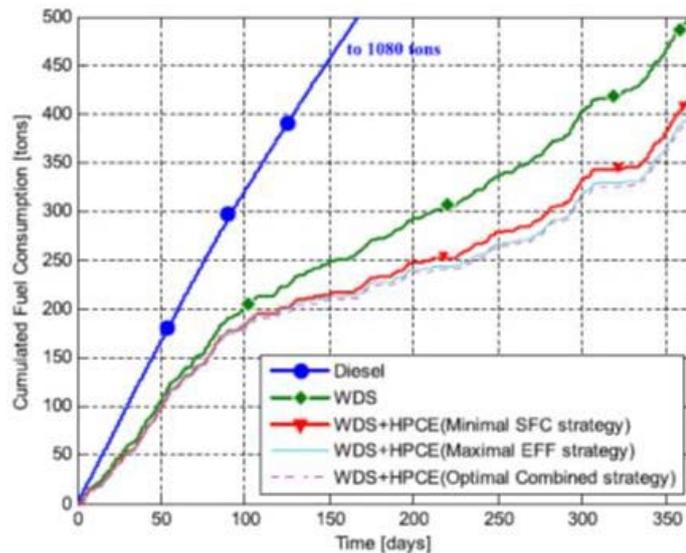


Figure 118- Consommation cumulée annuelle pour différents systèmes hybrides éolien-diesel [48]

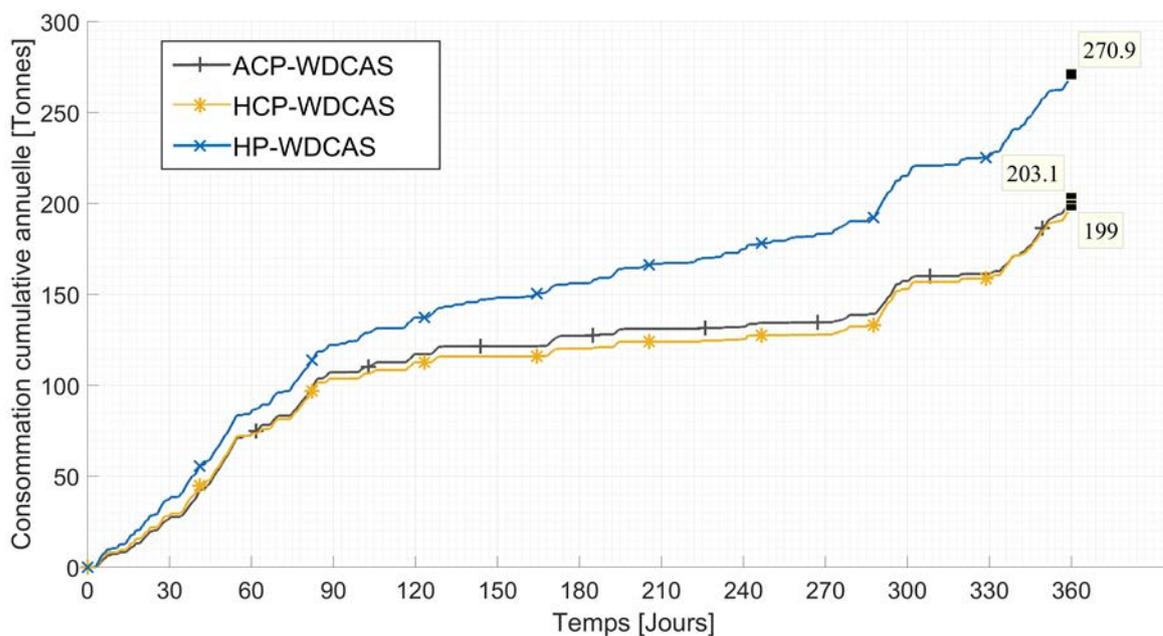


Figure 119- Consommation cumulée annuelle pour les 3 systèmes hybrides proposés dans cette étude.

Quant à nos résultats, il est tout à fait clair qu'ils sont améliorés pour les trois systèmes proposés. En adoptant l'un de nos trois systèmes hybrides pour la production électrique dans les sites isolés, nous pouvons économiser 58 % en cas du système HP-WDCAS et presque 100 % en cas des deux autres systèmes (Figure 119).

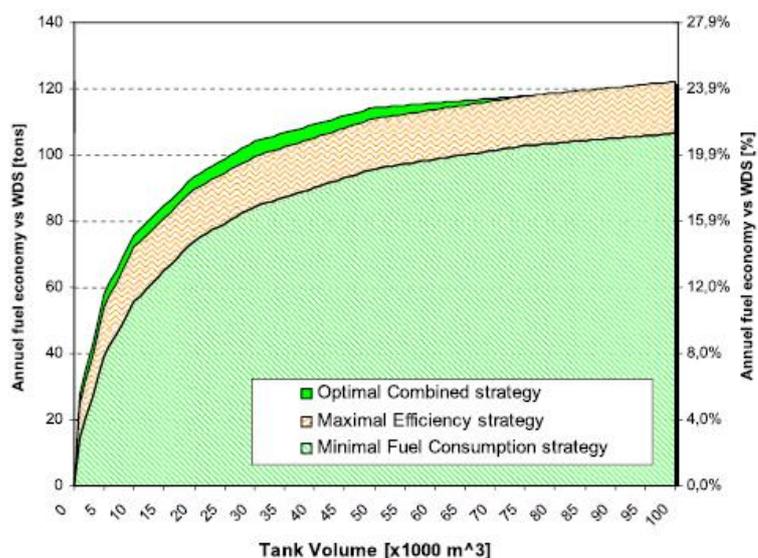


Figure 120- Economie annuelle du carburant générée par le système hybride WDS-HPCE et comparé à un système hybride éolien-diesel classique en fonction du volume de stockage pour différentes stratégies de fonctionnement [48]

Concernant le volume de stockage, les études antérieures ont montré qu'un grand volume de stockage est inévitable car la diminution de la consommation est tributaire de l'augmentation du volume de stockage (Figure 120). L'avantage fondamental de notre système est que le volume de stockage requis pour un fonctionnement optimal est relativement faible par rapport aux autres systèmes proposés précédemment. Notons qu'un volume de 10 000 m³ est suffisant pour le stockage de l'air dans le cas de Tuktoyaktuk.

Conclusion et perspectives

L'objectif de ce travail a été d'optimiser les systèmes hybrides-éoliens diesel avec stockage d'air comprimé dans les sites isolés. La revue de littérature réalisée dans la première partie de la thèse nous a permis de poser les fondements théoriques pour la proposition et la conception d'un nouveau système hybride éolien-diesel (et ses dérivations) avec compression d'air dans un système de stockage hydropneumatique. Trois axes ont été particulièrement abordés dans notre recherche. Le premier a visé d'optimiser la performance des moteurs diesels. Le deuxième axe s'est articulé autour de la question du profit maximal des énergies renouvelables disponibles. Enfin le troisième axe a mis en œuvre la minimisation de la consommation du fioul.

Dans la deuxième partie, afin d'atteindre notre but, nous avons proposé et conçu le système ACP-WDCAS qui permet au moteur diesel d'opérer toujours dans des conditions d'admission optimale (température et pression optimales) grâce au système de compression adiabatique et au système de stockage hydropneumatique. Les résultats ont montré une économie annuelle allant jusqu'à 60% et par conséquent une diminution des émissions des gaz polluants.

Nous avons également élaboré une étude de cas pour le village de Tuktoyaktuk au nord du Canada. Nombreuses simulations ont été effectuées pour différentes capacités de stockage allant de 1000 à 100 000 m³ et pour différentes puissances éoliennes (2 jusqu'à 25 éoliennes de 900 kW chacune). Les résultats ont souligné une économie additionnelle qui varie en fonction de la configuration « volume de stockage – puissance éolienne » adoptée. De plus, afin de dimensionner le système et afin de choisir la configuration optimale correspondante à notre système, nous avons entrepris une étude financière qui nous a conduit vers la meilleure configuration, laquelle consiste en l'installation de quatre éoliennes de 900 kW chacune avec une capacité de stockage de 10 000 m³. Une pareille configuration a pu garantir une économie annuelle des dépenses allant de 39 à 176 %, selon le prix du fioul.

Dans la dernière partie de notre travail, nous avons apporté des modifications au système dans l'intention de le simplifier et de le rendre plus applicable. Deux configurations simplifiées ont été proposées et étudiées. La première nommée HCP-WDCAS, calquée sur le système principal ACP-WDCAS avec suppression du système adiabatique et de l'admission optimale.

La deuxième nommée HP-WDCAS n'est qu'un modèle simplifié de HCP-WDCAS avec suppression du système de compression. Ce qui est à retenir de la lecture des résultats du système HCP-WDCAS est que ce dernier, contrairement à nos attentes, s'est avéré plus compétitif que le système principal quant à l'économie et la simplicité conceptuelle.

A partir de ces données, nous avons constaté que l'exploitation de l'air comprimé dans le système de stockage, produisant directement de l'électricité à travers la turbine hydraulique, présente plus d'avantages que son exploitation dans le système de suralimentation supplémentaire directe dans le moteur diesel. Ces résultats nous ont permis de tirer la conclusion suivante : la suralimentation supplémentaire est fortement recommandée pour les systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé n'est pas pour autant essentielle dans notre système qui adopte le stockage hydropneumatique au lieu du stockage simple de l'air comprimé.

Parmi les points étudiés et développés dans ce manuscrit, nous pouvons évoquer particulièrement notre conception originale qui consiste en la possibilité d'arrêter totalement le diesel dans des situations diverses, ce qui n'était pas possible auparavant pour les systèmes hybrides éoliens-diesel. Ainsi, nous avons réussi à empêcher le moteur de fonctionner en cas de charges faibles et en cas de la haute pénétration de l'énergie éolienne. Tout cela est devenu possible grâce à l'implantation de la turbine hydraulique au cœur du système de stockage hydropneumatique.

Force est de conclure que ce système a permis de profiter au maximum des énergies renouvelables disponibles. Les résultats de l'étude de cas du village Tuktoyaktuk ont montré que ces sources renouvelables sont capables d'assurer 78 % des besoins électriques. L'avantage fondamental de ce système est que le volume de stockage requis pour un fonctionnement optimal est relativement faible par rapport aux autres systèmes proposés précédemment. La gestion intelligente du stockage hydropneumatique a résolu le problème du volume de stockage important. De surplus, ce système assure la fiabilité de l'alimentation électrique et résout la fréquence de régulation du réseau électrique. L'étude de coûts et de la faisabilité achevée dans la dernière partie de cette thèse montrent la validité de ce projet de production d'électricité sur des sites isolés surtout si le prix du gazole est relativement élevé. De plus, les résultats de l'analyse de sensibilité ont clairement montré les possibilités de scénarios de réduction des coûts de ce projet.

Perspectives

Cette étude a été réalisée dans le village de Tuktoyaktuk et les résultats sont prometteurs. Malgré cela, cette formulation présente quelques limites qui rendent nécessaires des développements ultérieurs, en particulier à travers des exigences des systèmes de contrôle et de sécurité. Des perspectives apparaissent clairement à la lumière des résultats obtenus sur les diverses études entamées. Les quelques propositions qui suivent constituent des extensions possibles de notre travail qu'il est nécessaire de mener à bien pour compléter cette démarche :

- La conception d'un système de contrôle intelligent qui pourrait répondre aux besoins techniques et opérationnels de ces systèmes hybrides.
- La généralisation de ces systèmes dans le but d'être utilisés dans des conditions et des lieux différents et avec de nombreuses autres ressources renouvelables.
- Enfin, la réalisation d'un prototype est inévitable pour une application pratique du système afin de valider les résultats théoriques.

Liste des Figures

<i>Figure 1- Sites isolés au Canada – (Source: Le Conférence Board du Canada)</i>	9
<i>Figure 2- Vieux réservoirs de Stockage du carburant et avec une capacité de stockage insuffisante dans un site éloigné au Canada</i>	11
<i>Figure 3 - Structure de la production électrique Mondiale- 2016</i>	12
<i>Figure 4 - Schéma électrique d'un système hybride éolien-diesel installé à Krasnoe – Russie</i>	14
<i>Figure 5 – configurations pour différents niveaux de pénétration de l'énergie éolienne sur le réseau</i>	15
<i>Figure 6 - profil de la charge électrique sur le réseau d'Ontario</i>	20
<i>Figure 7- Classification des systèmes de stockages d'énergies</i>	23
<i>Figure 8- Composants d'un système de stockage d'énergie</i>	24
<i>Figure 9- Processus du stockage d'énergie thermique</i>	26
<i>Figure 10 – Niveau de maturité technologiques des différents moyens de Stockage d'électricité (Source ENEA)</i>	29
<i>Figure 11- Indice de performance pour différents systèmes de stockage d'énergie</i>	33
<i>Figure 12 - Une locomotive à air comprimé utilisée pour transporter le charbon et les mineurs dans la mine de charbon de Bankhead (Alberta, Canada) au début du XXe siècle entre 1904 et 1922 (Source: https://en.wikipedia.org/wiki/Bankhead,_Alberta)</i>	34
<i>Figure 13 - Principaux composants d'une installation CAES</i>	35
<i>Figure 14 - Systèmes CAES diabatique (a) et adiabatique (b).</i>	36
<i>Figure 15 –le système adiabatique à basse température (LTA-CAES)</i>	37
<i>Figure 16 - Système hybride Eolien-Diesel à petite échelle avec stockage de l'air comprimé (SHEDACPE) [7]</i>	38
<i>Figure 17 - Système hybride Eolien-Diesel à moyenne échelle avec stockage de l'air comprimé (SHEDAME)</i>	39
<i>Figure 18 - potentiel de la suralimentation supplémentaire du moteur diesel par l'air comprimé stocké</i>	40
<i>Figure 19 – Différentes techniques pour la suralimentation supplémentaire des moteurs Diesel</i>	41
<i>Figure 20- System SHEDAC-MHDP proposé pour l'hybridation pneumatique du Diesel</i>	42
<i>Figure 21 - principe de fonctionnement su système hybride SHEDAC-MHDP</i>	43

<i>Figure 22- cycles thermodynamiques des 4 modes de fonctionnement du système hybride SHEDAC-MHDP</i>	44
<i>Figure 23 – Stratégie de fonctionnement du system SHEDAC-MHDP</i>	45
<i>Figure 24 - Production d'électricité par pompage-turbinage (STEP)</i>	46
<i>Figure 25 – Pompage- turbinage de l'eau de mer à Okinawa au Japon (Capacité 30 MW)</i>	48
<i>Figure 26 - Stockage d'air à pression constante avec alimentation en eau pour les centrales électriques à turbine à gaz</i>	49
<i>Figure 27 –Diverses solutions pour prévenir l'effet champagne dans les réservoirs de stockage.</i>	50
<i>Figure 28 -Stockage hydroélectrique à pompage d'air comprimé</i>	50
<i>Figure 29 –Système BOP-A pour la conversion d'énergie pneumatique-électrique</i>	51
<i>Figure 30 - Système de conversion BOP-B</i>	52
<i>Figure 31 - Système de stockage isotherme proposé par SustainX (ICAES)</i>	53
<i>Figure 32 - Principe de fonctionnement du système ICAES de SustainX</i>	55
<i>Figure 33 - Système de stockage hydropneumatique "LightSail"</i>	56
<i>Figure 34 –Système hydro-pneumatique "Hydrostock"</i>	57
<i>Figure 35 - Système de stockage hydropneumatique à pression constante (CP-CAES)</i>	58
<i>Figure 36 - Schéma du système de stockage à pression constante HPCA</i>	59
<i>Figure 37 - Illustration schématique de système ACP-WDCAS</i>	63
<i>Figure 38- Stratégie de fonctionnement du système ACP-WDCAS</i>	66
<i>Figure 39- Système de stockage hydro pneumatique à l'état initial.</i>	68
<i>Figure 40 - Système de stockage hydro pneumatique « mode Turbine ».</i>	69
<i>Figure 41- Système de stockage hydro pneumatique « mode diesel optimal »</i>	69
<i>Figure 42- Groupes électrogènes diesel dans la Première nation de Bearskin Lake – Canada (source>NNL, http://www.netnewsledger.com)</i>	73
<i>Figure 43- Alternateur auto-excité, à régulation externe (source Schneider-Electric)</i>	73
<i>Figure 44- Configuration d'un groupe électrogène diesel</i>	74
<i>Figure 45- 3 Générateurs de 800 kW synchronisés entre eux pour supporter une charge de 1,6 MW avec une réserve de 800 kW</i>	75
<i>Figure 46- Eléments constitutifs d'une éolienne</i>	76
<i>Figure 47- Ecoulement d'air idéal pour un rotor d'éolienne</i>	78
<i>Figure 48- Illustration des différentes sources de pertes par rapport au rendement idéal de Betz</i>	79

<i>Figure 49- Courbe caractéristique de puissance pour une éolienne REpower 5M (source : REpower Systems)</i>	80
<i>Figure 50- Exemple de la distribution de Weibull et de la courbe d'énergie</i>	81
<i>Figure 51- Variation du coefficient de puissance en fonction de la vitesse spécifique</i>	83
<i>Figure 52- Diagramme de Clapeyron (PV) d'un cycle de compression</i>	86
<i>Figure 53- Différents types des compresseurs</i>	87
<i>Figure 54- Compresseur multi-étagé en étoiles</i>	87
<i>Figure 55- Fonctionnement d'un compresseur simple à piston</i>	87
<i>Figure 56- Compression multi-étagée en série avec refroidissement et déshumidification</i>	88
<i>Figure 57- Variation de l'énergie de compression en fonction du nombre d'étages et du taux de compression</i>	88
<i>Figure 58- Répartition de l'énergie éolienne excédentaire entre les compresseurs et la pompe hydraulique</i>	89
<i>Figure 59- gamme de capacité pour différentes types des pompes ((a-f), pompes à pistons ;(g), pompes centrifuges ; (h), Pompes centrifuges multicellulaires ;(i), Pompes volumétriques rotatives.</i>	92
<i>Figure 60- Courbes caractéristiques typiques (gauche) et réelle (droite) d'une pompe.</i>	94
<i>Figure 61- Courbe de pompage à pression variable (gauche) et à pression constante (droite).</i>	95
<i>Figure 62- Point de fonctionnement d'une pompe</i>	96
<i>Figure 63- Régulation de débit par laminage</i>	97
<i>Figure 64- Régulation de débit par by-pass</i>	97
<i>Figure 65- Fonctionnement d'une pompe à vitesse variable régulée avec différentes courbes de réseau</i>	98
<i>Figure 66- Régulation par cascade (a) et régulation combinée (b).</i>	98
<i>Figure 67- Variation de l'autonomie du moteur diesel en mode optimale en fonction de la pression du volume et de la pression de stockage</i>	100
<i>Figure 68- Variation de la température de l'air d'admission dans le diesel en fonction de sa température avant la détente et de la pression de stockage.</i>	101
<i>Figure 69- Puissance hydraulique fournie par la turbine en fonction du débit d'eau et de la pression manométrique sur la colonne d'eau</i>	102
<i>Figure 70- Modèle des réservoirs superficiels (a) et des bouteilles à gaz (b)</i>	104

<i>Figure 71- Épaisseur des parois (a) et masse du métal (b) en fonction de la pression de stockage pour un réservoir superficiel</i>	104
<i>Figure 72- Épaisseur des parois (a) et masse du métal (b) en fonction de la pression de stockage pour une bouteille de gaz</i>	105
<i>Figure 73- Système de stockage adiabatique- phase de charge</i>	106
<i>Figure 74- système de stockage adiabatique- Phase de décharge</i>	107
<i>Figure 75- Illustration schématique d'un échangeur à contre-courant</i>	112
<i>Figure 76- Schéma du processus d'échange de chaleur dans un réservoir de fluide.</i>	114
<i>Figure 77- Carte géographique de Tuktoyaktuk – Canada (source Google maps)</i>	119
<i>Figure 78- Photo aérienne du village de Tuktoyaktuk – Canada (source Google maps)</i>	119
<i>Figure 79- Profil annuel de la charge électrique du village de Tuktoyaktuk en 2007</i>	120
<i>Figure 80- Profil annuel de la vitesse moyenne du vent du village de Tuktoyaktuk en 2007</i>	120
<i>Figure 81- Profil annuel de la température ambiante du village de Tuktoyaktuk en 2007</i>	121
<i>Figure 82- Courbe de puissance de l'Enercon E44 (source: Enercon)</i>	121
<i>Figure 83- Courbe de fréquence (histogramme) de la charge électrique du village de Tuktoyaktuk</i>	122
<i>Figure 84- Courbe de fréquence (histogramme) de la puissance excédentaire disponible</i>	123
<i>Figure 85- Puissance électrique potentielle de la turbine en fonction du débit d'air</i>	124
<i>Figure 86- Variation du rendement indiqué en fonction du rapport air/carburant</i>	126
<i>Figure 87- Exemple de la variation de la température à la sortie de l'échangeur en fonction du débit d'huile chaud pour 2 différents types d'échangeurs.</i>	127
<i>Figure 88- Débit d'air d'admission et consommation de carburant dans les conditions optimales pour différentes valeurs de la charge appliquée au diesel.</i>	128
<i>Figure 89- rapport pression/température dans les conditions optimales</i>	129
<i>Figure 90-Pression d'admission optimale en fonction de la charge appliquée pour différentes cylindrées</i>	129
<i>Figure 91- Variation de la consommation du carburant en fonction de la pression d'admission</i>	130
<i>Figure 92- Température d'admission optimale en fonction de la charge appliquée pour différentes cylindrées</i>	131
<i>Figure 93- Variation de la consommation du carburant en fonction de la température d'admission</i>	131

<i>Figure 94- Consommation cumulative annuelle de carburant pour différentes configurations</i>	132
<i>Figure 95- pourcentage de contribution de la turbine hydraulique dans la production d'électricité pour différentes configurations</i>	135
<i>Figure 96- Profils de la pression dans le réservoir à haute pression B pour différents volumes de stockage</i>	136
<i>Figure 97- Temps de charge en fonction de la puissance éolienne excédentaire pour différentes valeurs du volume de stockage.</i>	137
<i>Figure 98- la variation du temps de décharge en fonction du volume de stockage</i>	138
<i>Figure 99- Variation du LCOE avec le prix du carburant pour la production par l'ACP-WDCAS et la production par le diesel</i>	142
<i>Figure 100- LCOE estimé pour différentes sources de production d'électricité (EIA, 2017)</i>	143
<i>Figure 101- Consommation annuelle cumulative et LCOE pour un prix de carburant de 1 \$/litre</i>	144
<i>Figure 102- LCOE pour différentes configurations et différents prix de carburant</i>	145
<i>Figure 103 -Analyse de sensibilité pour différents paramètres d'entrée - LCOE</i>	147
<i>Figure 104- Illustration schématique du système HCP-WDCAS</i>	150
<i>Figure 105- Stratégie de fonctionnement simplifiée adoptée pour le system HCP-WDCAS</i>	151
<i>Figure 106- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.2 kg/s</i>	152
<i>Figure 107- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.8 kg/s</i>	153
<i>Figure 108- Pourcentage de la contribution de la turbine hydraulique en fonction du débit d'air</i>	154
<i>Figure 109- Pourcentage de la contribution des énergies fossiles en fonction du débit d'air</i>	155
<i>Figure 110- Consommation annuelle du fioul en fonction du débit d'air</i>	155
<i>Figure 111- Contribution du diesel pour les deux modes normal et optimal pour le système ACP-WDCAS</i>	156
<i>Figure 112- Illustration schématique du système HP-WDCAS</i>	157
<i>Figure 113- Pourcentage de la contribution des différentes sources dans la production d'électricité pour un débit de 1.8 kg/s</i>	158

<i>Figure 114- Variation de la contribution des énergies renouvelables en fonction du débit d'air</i>	<i>159</i>
<i>Figure 115- Variation de la contribution des énergies fossiles en fonction du débit d'air</i>	<i>159</i>
<i>Figure 116- Variation de la consommation annuelle du fioul en fonction du débit d'air</i>	<i>160</i>
<i>Figure 117- Valeurs du LCOE de chaque système pour différents prix du fioul</i>	<i>161</i>
<i>Figure 118- Consommation cumulative annuelle pour différents systèmes hybrides éolien-diesel</i>	<i>162</i>
<i>Figure 119- Consommation cumulative annuelle pour les 3 systèmes hybrides proposés dans cette étude</i>	<i>162</i>
<i>Figure 120- Economie annuelle du carburant générée par le système hybride WDS-HPCE et comparé à un système hybride éolien-diesel classique en fonction du volume de stockage pour différentes stratégies de fonctionnement</i>	<i>163</i>

Liste des tableaux

<i>Tableau 1 - Exemple de la consommation énergétique pour quelques sites isolés</i>	6
<i>Tableau 2 - Sites isolés au Canada (Sources : CBOC, RNcan)</i>	7
<i>Tableau 3- Listes des projets des systèmes hybrides installés dans les sites éloignés de Canada</i>	8
<i>Tableau 4 - Caractéristiques des systèmes de stockages d'énergies</i>	30
<i>Tableau 5- Nombres et puissances des générateurs diesels installés dans quelques communautés isolés a Ontario- Canada</i>	72
<i>Tableau 6- Différentes types des pompes</i>	91
<i>Tableau 7- Consommation cumulative annuelle pour différentes configurations</i>	134
<i>Tableau 8- Pourcentage de contribution dans la production électrique pour différents modes de production</i>	134
<i>Tableau 9- Estimation des coûts en capital installé ICC pour le ACP-WDCAS</i>	140
<i>Tableau 10- Estimation des dépenses d'exploitation annuelles pour le système ACP-WDCAS.</i>	141
<i>Tableau 11- Estimations des taux facturés pour le système ACP-WDCAS</i>	142
<i>Tableau 12- Résultats de la simulation et de l'étude économique pour la configuration optimale</i>	146
<i>Tableau 13- Consommation cumulative annuelle pour les différents systèmes hybrides proposés</i>	160

Liste des Abréviations

AA-CAES	Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage
A-CAES	Adiabatic Compressed Air Energy Storage
ACP-WDCAS	Hydro pneumatic Wind-Diesel Hybrid system with Adiabatic Air Compression and Storage at Constant Pressure
AFC	Annual Fuel Costs
AIE	Agence Internationale de l'Energie
AOE	Annual Operating Expenses
AVR	Automatic Voltage Regulator
BOP-A	Batteries with Oil-hydraulics and Pneumatics-A
BOP-B	Batteries with Oil-hydraulics and Pneumatics-B
BOS	Balance Of Station
CAES	Compressed Air Energy Storage
CBOC	la Conférence Board du Canada
Cp	Coefficient de puissance
CP-CAES	Constant-pressure Compressed Air Energy Storage with
CRF	Capital Recovery Factor
D-CAES	Diabatic Compressed Air Energy Storage
EES	Electrical Energy Storage
ER	Energie Renouvelable
FCR	Fixed Charge Rate
FPI	Facteur d'utilisation - Taux de charge
GES	Gaz à Effets de Serre
HCP-WDCAS	Hydropneumatic Wind-Diesel Hybrid system with Air Compression and Storage at Constant Pressure
HP	High Pressure
HP-WDCAS	Hydro pneumatic Wind-Diesel Hybrid system
HTF	Heat Transfer Fluid
HTS	Heat Transfer Salt
HX	Heat exchanger
HyPES	Hydro-Pneumatic Energy Storage System
ICAES	Isothermal Compressed Air Energy Storage
I-CAES	Isothermal Compressed Air Energy Storage
ICC	Installed Capital Cost
INAC	Indian and Northern Affairs Canada
LCOE	Levelized Cost Of Energy
LLC	Land-Lease Costs
LP	Low Pressure
LRC	Lined Rock Cavern
LRC	Levelized Replacement Costs
LTA-CAES	Low Temperature Adiabatic Compressed Air Energy Storage
MCP	Matériaux à Changement de Phase
MEPT	Maximum Efficiency Point Tracking
MHDP	Moteurs Hybrides Pneumatiques Diesels
NPSH	Net positive Suction Head
NTU	Number of Transfer Units

O&M	Operating and Maintenance costs
PCM	Phase Change Material
PHCA	Constant-pressure Pumped Hydro combined with Compressed Air energy storage system
PHES	Pumped Heat Electrical Storage
PMH	Point Mort Haut
PSS	Pumped Storage System
PV	Photovoltaïques
PV-PSS	Photovoltaic Pumped Storage Systems
RITG	Remote and Isolated Task Group
RNcan	Ressources Naturelles Canada
SE	Stockage d'Energie
SER	Sources d'Energies Renouvelables
SHED	Système Hybride Eolien- Diesel
SHEDAC	Système Hybride Eolien- Diesel avec stockage d'Air Comprimé
SHEDACME	Système Hybride Eolien- Diesel avec stockage d'Air Comprimé à Moyenne Echelle
SHEDACPE	Système Hybride Eolien- Diesel avec stockage d'Air Comprimé à Petite Echelle
SMES	Superconductiong Magnetic Energy Storage
SSE	Système de Stockage d'Energie
STEP	Stations de Transfert d'Energie par Pompage
T-CAES	Trigenerative micro Compressed Air Energy Storage
TDC	Taux de charge
TDH	Total Dynamic Head
TES	Thermal Energy Storage
TPE	Taux de Pénétration de l'Energie éolienne
TPEM	Taux de Pénétration de l'Energie éolienne Moyen annuelle
TSR	Tip Speed Ratio
WDCAS	Wind-Diesel Hybrid system with Air Compression Storage
WDS	Wind Diesel System
WP-PSS	Wind Powered Pumped Storage Systems

Bibliographie

- [1] H. Karel, “Stockage d’énergies renouvelables sous forme d’hydrogène pour sites isolés,” *Encyclopédie de l’Energie*.
- [2] “Status of Remote/Off-Grid Communities in Canada,” Government of Canada, 2011.
- [3] M. Arriaga, C. A. Cañizares, and M. Kazerani, “Northern Lights: Access to Electricity in Canada’s Northern and Remote Communities,” *IEEE Power Energy Mag.*, vol. 12, no. 4, pp. 50–59, Jul. 2014.
- [4] J. Knowles, “Power Shift: Electricity for Canada’s remote communities.,” Ottawa, 2016.
- [5] N. Barris, “Stratégie de commande optimale de la production électrique dans un site isolé,” École polytechnique de Montréal, 2015.
- [6] Y. Saad, R. Younes, S. Abboudi, A. Ilinca, and C. Nohra, “Progress in Energy Generation For Canadian Remote Sites,” 2016.
- [7] Y. Rafic, B. Tammam, and I. Adrian, “Optimal Design of an Hybrid Wind-Diesel System with Compressed Air Energy Storage for Canadian Remote Areas,” *INTECH*, 2012.
- [8] H. Ibrahim, R. Younès, T. Basbous, A. Ilinca, and M. Dimitrova, “Optimization of diesel engine performances for a hybrid wind–diesel system with compressed air energy storage,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3079–3091, May 2011.
- [9] M. Arriaga, C. A. Cañizares, and M. Kazerani, “Renewable Energy Alternatives for Remote Communities in Northern Ontario, Canada,” *IEEE Trans. Sustain. Energy*, vol. 4, no. 3, pp. 661–670, Jul. 2013.
- [10] H. Ibrahim, R. Younès, T. Basbous, A. Ilinca, and M. Dimitrova, “Optimization of diesel engine performances for a hybrid wind–diesel system with compressed air energy storage,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3079–3091, 2011.
- [11] M. Arriaga, E. Nasr, and H. Rutherford, “Renewable Energy Microgrids in Northern Remote Communities,” *IEEE Potentials*, vol. 36, no. 5, pp. 22–29, Sep. 2017.

- [12] A. Banshwar, N. K. Sharma, Y. R. Sood, and R. Shrivastava, “Renewable energy sources as a new participant in ancillary service markets,” *Energy Strateg. Rev.*, vol. 18, no. Supplement C, pp. 106–120, 2017.
- [13] V. K. V. G. K. Touryan P. Bezrukikh, “Wind-Diesel Hybrid Systems for Russia’s Northern Territories,” National Renewable Energy Laboratory, 2000.
- [14] I. Baring-Gould and D. Corbus, “Status of Wind-Diesel Applications in Arctic Climates: Preprint,” 2007.
- [15] H. Ibrahim, *Investigation de role de stokage d’energie dans l’amelioration des performances d’un systeme hybride eolien-diesel*. Technologie en énergie durable, 2013.
- [16] G. Fay, T. Schwörer, and K. Keith, “Alaska Isolated Wind-Diesel Systems: Performance and Economic Analysis Prepared for Alaska Energy Authority and Denali Commission Prepared by.” 2010.
- [17] H. Ibrahim, “Etude et conception d’un générateur hybride d’électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d’air comprimé,” Université du Québec à Chicoutimi, 2010.
- [18] N. Vaneska, S. Kenneth, and F. E. Robert, “Wind Hybrid Systems Technology Characterisation,” West Texas A&M University - AEI.
- [19] N. Günter and A. Marinopoulos, “Energy storage for grid services and applications: Classification, market review, metrics, and methodology for evaluation of deployment cases,” *J. Energy Storage*, vol. 8, no. Supplement C, pp. 226–234, 2016.
- [20] S. Kapila, A. O. Oni, and A. Kumar, “The development of techno-economic models for large-scale energy storage systems,” *Energy*, vol. 140, no. Part 1, pp. 656–672, 2017.
- [21] A. B. Gallo, J. R. Simões-Moreira, H. K. M. Costa, M. M. Santos, and E. M. dos Santos, “Energy storage in the energy transition context: A technology review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 65, no. Supplement C, pp. 800–822, 2016.
- [22] S. O. Amrouche, D. Rekioua, T. Rekioua, and S. Bacha, “Overview of energy storage

- in renewable energy systems,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 45, pp. 20914–20927, 2016.
- [23] M. Y. Suberu, M. W. Mustafa, and N. Bashir, “Energy storage systems for renewable energy power sector integration and mitigation of intermittency,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 35, no. Supplement C, pp. 499–514, 2014.
- [24] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, and J. Clarke, “Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation,” *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 511–536, 2015.
- [25] T. M. I. Mahlia, T. J. Saktisahdan, A. Jannifar, M. H. Hasan, and H. S. C. Matseelar, “A review of available methods and development on energy storage; technology update,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 33, pp. 532–545, 2014.
- [26] D. O. Akinyele and R. K. Rayudu, “Review of energy storage technologies for sustainable power networks,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 8, pp. 74–91, 2014.
- [27] M. S. Guney and Y. Tepe, “Classification and assessment of energy storage systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 75, pp. 1187–1197, 2017.
- [28] M. Aneke and M. Wang, “Energy storage technologies and real life applications – A state of the art review,” *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 350–377, 2016.
- [29] T. Kousksou, P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki, and Y. Zeraouli, “Energy storage: Applications and challenges,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 120, pp. 59–80, 2014.
- [30] Z. Ge *et al.*, “Thermal energy storage: Challenges and the role of particle technology,” *Particuology*, vol. 15, pp. 2–8, 2014.
- [31] G. Alva, Y. Lin, and G. Fang, “An overview of thermal energy storage systems,” *Energy*, vol. 144, pp. 341–378, 2018.
- [32] A. Gil *et al.*, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, pp. 31–55, 2010.

- [33] T. Remillon, “Etude d’un système de récupération et de stockage de chaleur pour un système éolien-diesel avec stockage d’air comprimé,” UQAR, 2014.
- [34] M. Medrano, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, and L. F. Cabeza, “State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, pp. 56–72, 2010.
- [35] H. Ibrahim, K. Belmokhtar, and M. Ghandour, “Investigation of Usage of Compressed Air Energy Storage for Power Generation System Improving - Application in a Microgrid Integrating Wind Energy,” *Energy Procedia*, vol. 73, pp. 305–316, 2015.
- [36] H. Ibrahim, M. Ghandour, M. Dimitrova, A. Ilinca, and J. Perron, “Integration of Wind Energy into Electricity Systems: Technical Challenges and Actual Solutions,” *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 815–824, 2011.
- [37] H. Safaei, D. W. Keith, and R. J. Hugo, “Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization,” *Appl. Energy*, vol. 103, pp. 165–179, 2013.
- [38] S. Zunft, C. Jakiel, M. Koller, and C. Bullough, “Adiabatic Compressed Air Energy Storage for the Grid Integration of Wind Power,” Delft, Netherlands, 2006.
- [39] A. Ciocan, “Contributions to energy storage using hybrid systems from alternative energy sources,” Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique, 2017.
- [40] S. Succar and R. H. Williams, “Compressed Air Energy Storage: Theory, Resources And Applications For Wind Power,” *Princet. Environ. Inst.*, 2008.
- [41] M. Budt, D. Wolf, R. Span, and J. Yan, “A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments,” *Appl. Energy*, vol. 170, pp. 250–268, 2016.
- [42] W. He *et al.*, “Exergy storage of compressed air in cavern and cavern volume estimation of the large-scale compressed air energy storage system,” *Appl. Energy*, vol. 208, pp. 745–757, 2017.
- [43] D. Wolf and M. Budt, “LTA-CAES – A low-temperature approach to Adiabatic Compressed Air Energy Storage,” *Appl. Energy*, vol. 125, pp. 158–164, 2014.

- [44] H. Ibrahim *et al.*, “Potential of a Hybrid Wind-Diesel-Compressed air system for Nordic Remote Canadian Areas,” *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 795–804, 2011.
- [45] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, and J. Perron, “A new hybrid pneumatic combustion engine to improve fuel consumption of wind–Diesel power system for non-interconnected areas,” *Appl. Energy*, vol. 96, pp. 459–476, 2012.
- [46] T. Basbous *et al.*, “A new hybrid pneumatic combustion engine to improve fuel consumption of wind–Diesel power system for non-interconnected areas,” *Appl. Energy 96*, vol. 96, pp. 459–476, 2012.
- [47] T. Basbous, “Hybridation Pneumatique d’un moteur Diesel en vue de son utilisation dans un Système Hybride Eolien- Diesel avec Stockage d’énergie sous forme d’Air Comprimé,” Université du Québec à Chicoutimi, 2013.
- [48] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, and J. Perron, “Optimal management of compressed air energy storage in a hybrid wind-pneumatic-diesel system for remote area’s power generation,” *Energy*, vol. 84, pp. 267–278, 2015.
- [49] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, J. Perron, and J. P. T. B. Rafic Younes Adrian Ilinca, “Required time response of a variable valve actuator equipping a hybrid pneumatic–combustion engine,” *Int. J. Engine Res. 13(5)*, vol. 13, no. 5, pp. 514–528, Oct. 2012.
- [50] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, and J. Perron, “Fuel consumption evaluation of an optimized new hybrid pneumatic-combustion vehicle engine on several driving cycles,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 13, no. 3, pp. 253–273, Jun. 2012.
- [51] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, and J. Perron, “Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation,” *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 264–275, 2012.
- [52] E. Barbour, I. A. G. Wilson, J. Radcliffe, Y. Ding, and Y. Li, “A review of pumped hydro energy storage development in significant international electricity markets,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 61, pp. 421–432, 2016.
- [53] S. Rehman, L. M. Al-Hadhrami, and M. M. Alam, “Pumped hydro energy storage

- system: a technological review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 44, pp. 586–598, 2015.
- [54] G. Al Zohbi, P. Hendrick, C. Renier, and P. Bouillard, “The contribution of wind-hydro pumped storage systems in meeting Lebanon’s electricity demand,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 17, pp. 6996–7004, 2016.
- [55] D. A. Katsaprakakis *et al.*, “Introduction of a wind powered pumped storage system in the isolated insular power system of Karpathos–Kasos,” *Appl. Energy*, vol. 97, pp. 38–48, 2012.
- [56] T. Ma, H. Yang, L. Lu, and J. Peng, “Pumped storage-based standalone photovoltaic power generation system: Modeling and techno-economic optimization,” *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 649–659, 2015.
- [57] I. H. O. K. Fujihara T., T., H. Imano, and K. F. Oshima, “Development of pump turbine for seawater pumped-storage power plant,” *Hitachi Rev.*, vol. 47, pp. 199–202, 1998.
- [58] W. Tong, *Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. WIT Press, 2010.
- [59] A. Schwarzenbach, “Constant pressure air storage installation with water supply for gas turbine power plants.” Google Patents, 1983.
- [60] C. O’hara John W. (Concord, “Apparatus and method for eliminating champagne effect in compressed air energy storage systems,” no. 4391552. Jul-1983.
- [61] A. D. I. Schwarzenbach, “Storage reservoir for compressed air with water compensated constant pressure for gas turbine plants.” Google Patents, 1981.
- [62] R. Hurlimann and P. Zaugg, “Constant-pressure air-storage cavern with hydraulic pressure compensation for air-storage gas turbine power stations.” Google Patents, 1984.
- [63] D. C. Heidenreich, “Compressed air pumped hydro energy storage and distribution system.” Google Patents, 2007.
- [64] S. Lemofouet-Gatsi, “Investigation and optimisation of hybrid electricity storage

- systems based on compressed air and supercapacitors,” p. 267, 2006.
- [65] S. L. A. Rufer, “Principle of Hybrid Energy Storage Systems Based on Hydro-Pneumatics and Supercapacitors for Distributed Generation and Renewable Energy Sources Support,” in *EESAT*, 2005.
- [66] B. Bollinger, “Technology Performance Report, SustainX Smart Grid Program,” 2015.
- [67] T. O. McBride and B. R. Bollinger, “Systems and methods for energy storage and recovery using compressed gas.” Google Patents, Mar-2011.
- [68] D. Fong, S. Crane, and E. Berlin, “LightSail Energy.” 2009.
- [69] F. O. N. G. D.A., S. E. Crane, E. P. Berlin, D. A. FONG, S. E. Crane, and E. P. Berlin, “Compressed air energy storage system utilizing two-phase flow to facilitate heat exchange.” Google Patents, Jul-2012.
- [70] E. Ortego Sampedro, “Etude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers - ENSAM, 2013.
- [71] Y. M. KIM, “Novel concepts of compressed air energy storage and thermo- electric energy storage,” Ecole polytechnique de Lausanne, 2012.
- [72] Y. M. Kim, D. G. Shin, and D. Favrat, “Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis,” *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 6220–6233, 2011.
- [73] H. Wang, L. Wang, X. Wang, and E. Yao, “A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System,” *Energies*, vol. 6, no. 3, pp. 1554–1567, 2013.
- [74] E. Yao *et al.*, “A Novel Constant-Pressure Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System,” *Energies*, vol. 6, pp. 1554–1567, 2013.
- [75] Jade Schofield, “Comparing The Environmental Impacts Of Diesel Generated Electricity With Hybrid Diesel-Wind Electricity For Off Grid First Nation Communities In Ontario : Incorporating A Life Cycle Approach,” Ryerson University,

- 2011.
- [76] R. Wolfgang, “Fundamental Principles of Generators for Information Technology,” 2011.
- [77] T. Ackermann, *Wind Power in Power Systems*. 2005.
- [78] M. Stiebler, *Wind Energy Systems for Electric Power Generation*, Springer S. Berlin Heidelberg: 3, 2008.
- [79] O. Anaya-Lara, N. Jenkins, J. Ekanayake, P. Cartwright, and M. Hughes, *Wind energy generation : modelling and control*. 2009.
- [80] A. Bertucco and G. Vetter, *High Pressure Process Technology: Fundamentals and Applications*. Elsevier, 2001.
- [81] I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper, and C. C. Heald, *Pump Handbook*, Third edit. McGRAW-HILL, 2001.
- [82] V. S. Lobanoff and R. R. Ross, *Centrifugal Pumps Design & Application*, Second edi. Butterworth-Heinemann, 1992.
- [83] Eugene A. Avallone and T. Baumeister, *Marks’ Standard Handbook for Mechanical Engineers*, Tenth Edit. McGRAW-HILL, 2006.
- [84] Grundfos, *The Centrifugal Pump*. GRUNDFOS.
- [85] G. R. I. A. V. Marano G. nappi, “A model of a hybrid power plant with wind turbines and compressed air energy storage,” *Proc. PWR*, 2005.
- [86] C. Salvini, P. Mariotti, and A. Giovannelli, “Compression and Air Storage Systems for Small Size CAES Plants: Design and Off-design Analysis,” *Energy Procedia*, vol. 107, pp. 369–376, 2017.
- [87] G. Venkataramani and V. Ramalingam, “Performance analysis of a small capacity compressed air energy storage system for renewable energy generation using TRNSYS,” *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 9, no. 4, p. 44106, 2017.
- [88] J. Liu, X. Zhang, Y. Xu, Z. Chen, H. Chen, and C. Tan, “Economic analysis of using

- above ground gas storage devices for compressed air energy storage system,” *J. Therm. Sci.*, vol. 23, no. 6, pp. 535–543, Dec. 2014.
- [89] N. Hartmann, O. Vöhringer, C. Kruck, and L. Eltrop, “Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations,” *Appl. Energy* 93, pp. 541–548, 2012.
- [90] K. Yang, Y. Zhang, X. Li, and J. Xu, “Theoretical evaluation on the impact of heat exchanger in Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage system,” *Energy Convers. Manag.* 86, pp. 1031–1044, 2014.
- [91] C. Marvillet, *Fluides Caloporteurs - Propriétés*. Les Techniques de l’ingénieur, 2015.
- [92] J. W. P. Z. Yiping Dai, “Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application,” *Energy* 70, pp. 674–684, 2014.
- [93] M. J. Moran and H. N. Shapiro, “Fundamentals of Engineering Thermodynamics,” *Nature*. 2006.
- [94] G. P. Peterson, “Heat Transfer Fundamentals,” in *Eshbach’s Handbook of Engineering Fundamentals, Fifth Edition*, 2009, pp. 818–869.
- [95] Y. Çengel, *Heat Transfer: A Practical Approach*, Second edi. Cenger, 2010.
- [96] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*. Wiley, 2013.
- [97] Y. Jannot, “Transferts thermiques,” *Ec. des Mines Nancy*, 2012.
- [98] H. Ibrahim, R. Younès, A. Ilinca, M. Dimitrova, and J. Perron, “Study and design of a hybrid wind–diesel-compressed air energy storage system for remote areas,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 5, pp. 1749–1762, 2010.
- [99] R. Younes, “Élaboration d’un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l’optimisation de ses émissions,” *École Centrale de Lyon*, 1993.

- [100] M. Ferenc, J. Osoba, W. Osuch, and H. Stoklosa, "Evaluation of the dynamic response of a medium speed Diesel engine in generator set applied as stand-by power source for nuclear plants.," in *CIMAC 87 in Warsaw, 17 th International Congress on combustion engines.*, 1987.
- [101] C. Nohra, "Diagnostic de défauts sur un moteur diesel," Université Paul Cezanne, 2009.
- [102] S. Tegen, M. Hand, B. Maples, and E. Lantz, "Cost of wind energy review," NREL, 2010.
- [103] H. Al-Hammad, T. Becker, A. Bode, S. Gupta, and S. Kreibiehl, "Renewable Energy in Hybrid Mini-Grids and Isolated Grids: Economic Benefits and Business Cases," International Renewable Energy Agency - IRENA, 2015.