







Université du Québec  
à Rimouski

**UTILISATION DE MATERIAU À CHANGEMENT DE  
PHASE POUR OPTIMISER LE STOCKAGE D’AIR  
COMPRIMÉ ET LES PERFORMANCES DES SYSTEMES  
HYBRIDES EOLIEN-DIESEL**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie  
en vue de l’obtention du grade de maître en sciences appliquées  
(M. Sc. A.)

PAR

© JOSEPH KANTOLE BASAKAYI

**Octobre 2018**



**Composition du jury :**

**Abderrazak El-Ouafi, président du jury, Université du Québec à Rimouski**

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

**Mohammed Yasser Hayyani, Examineur externe, Université d'Alep**

Dépôt initial le 10 Septembre 2018

Dépôt final le 22 octobre 2018



UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI  
Service de la bibliothèque

Avertissement

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





À ma grande famille Basakayi



## REMERCIEMENTS

Que la Grâce soit rendue à notre Dieu pour son soutien permanent, pour sa présence dans notre vie et dans l'accomplissement de nos différents projets.

Mes sincères remerciements à mon directeur de recherche, Professeur Adrian Ilinca pour son encadrement et son assistance très louable durant la réalisation de ce mémoire et de nos études à l'Université du Québec à Rimouski (UQAR).

Je souhaite aussi remercier tout le personnel académique, technique et administratif du département de génie de l'UQAR pour nous avoir accompagnés durant ce parcours à l'UQAR.

Je tiens aussi à dire merci à tous mes collègues de maîtrise pour cette ambiance d'amitié qui a régné entre nous pendant cette période.

Merci aussi à celle qui m'a toujours accompagné et qui fait partie de ma vie depuis une bonne période, mon épouse Chantal Bapita Basakayi et aussi à mes enfants : Donel, Jennifer et Jessica Blessings Basakayi pour tant des sacrifices endurés pendant mes études de maîtrise en ingénierie.

Je remercie aussi toute ma grande famille Basakayi, à mon défunt père Marcel Basakayi et à ma mère Jeanne Marie Tshibakayi ainsi qu'à tous mes frères et à toutes mes sœurs.

Enfin, merci à tous ceux et celles qui ont contribué de manière directe ou indirecte à la matérialisation de ce mémoire. À tous mes amis et amies, je dis grand merci.



## RÉSUMÉ

Les génératrices utilisant le diesel alimentent les sites isolés en électricité au Canada. En vue de palier aux difficultés liées à l'utilisation de diesel, le système hybride éolien - diesel jumelé avec stockage par air comprimé offre une des meilleures options.

Le système thermique par chaleur latente avec les capsules sphériques contenant le matériau à changement de phase (MCP) est adopté dans cette étude comme unité de stockage thermique à cause de sa grande densité thermique et une température stable pendant une bonne période lors du processus de chargement. Le matériau à changement de phase est sélectionné suivant une méthode scientifique, analyse hiérarchique de procédé (AHP).

Cette unité de stockage thermique est intégrée dans le système hybride éolien - diesel pour permettre la suralimentation du moteur diesel dans le cas de système à moyenne échelle. Le système thermique est modélisé et simulé pour montrer la variation de la température pendant le chargement et déchargement de l'air.

L'air stocké sous haute pression et une température déterminée sert à la suralimentation supplémentaire du moteur diesel. Ces deux variables thermodynamiques (pression et température) doivent être évaluées pour une amélioration de l'efficacité énergétique du moteur diesel.

Enfin, les performances du moteur diesel sont déterminées en faisant une suralimentation supplémentaire sur un moteur dont les caractéristiques techniques sont connues. Pour le cas considéré, le MCP sélectionné selon AHP est Formic Acid. Et les résultats de simulation montrent une amélioration de performances du moteur diesel MAN D2876 E301 en termes de puissance, rendement et consommation spécifique.

*Mots clés* : système thermique, suralimentation, matériau à changement de phase, diesel, éolien, AH, super Decisions.



## ABSTRACT

Diesel generators are used to supply electricity to isolated sites in Canada. To overcome the difficulties associated with the use of this fuel, the hybrid wind-diesel system coupled with compressed air storage offers one of the best options.

A latent heat system with the spherical capsules containing the phase change material (PCM) is adopted as a thermal storage unit for this research thanks to its high thermal density and a stable temperature outlet for a period during the charging process. The phase change material is selected according to a scientific method, Analytical hierarchy process. This thermal system is integrated in the hybrid wind-diesel system to allow the supercharging of the diesel engine for the medium-scale.

The thermal system is modeled and simulated to show the variation of the temperature inside of the storage unit.

Air stored at high pressure and a certain temperature is used for the supplementary supercharging of the diesel engine. These two thermodynamic variables (pressure and temperature) must be evaluated to improve the efficiency of the diesel engine.

Finally, the performance of the diesel engine is determined by doing an extra supercharging on an engine whose technical characteristics are known. For the case considered, the PCM selected according to AHP is Formic Acid. And the simulation shows an improvement of the MAN D2876 E301 diesel engine in terms of power, efficiency and specific consumption.

*Keywords:* thermal system, supercharging, phase change material, diesel, wind, AHP, super Decisions.





## TABLEAU DES MATIÈRES

|   |      |
|---|------|
| REMERCIEMENTS.....  | ix   |
| RÉSUMÉ.....   | xi   |
| ABSTRACT.....   | xiii |
| TABLEAU DES MATIÈRES .....  | xv   |
| LISTE DES TABLEAUX .....  | xx   |
| LISTE DES FIGURES .....   | xxii |
| LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES.....  | xxvi |
| LISTE DES SYMBOLES.....   | xxix |
| CHAPITRE 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE .....  | 33   |
| 1.1 PROBLÉMATIQUE DE LA PRODUCTION MONDIALE D'ÉNERGIE<br>ÉLECTRIQUE.....                                | 33   |
| 1.2 PARTICULARITÉ DE LA PRODUCTION DE L'ÉLECTRICITÉ DANS LES<br>SITES ISOLÉS AU CANADA .....            | 34   |
| 1.3 L'UTILISATION DE GÉNÉRATRICE DIESEL DANS LES<br>COLLECTIVITÉS ÉLOIGNÉES/ HORS RÉSEAU .....          | 35   |
| 1.4 PISTE DE SOLUTION ÉNERGÉTIQUE POUR LES SITES ISOLÉS .....   | 35   |
| 1.5 SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN - DIESEL AVEC AIR COMPRIMÉ .....   | 39   |
| .....   | 41   |
| 1.6 MÉTHODES D'HYBRIDATION PNEUMATIQUE DU MOTEUR DIESEL.....  | 42   |
| 1.7 ÉTAT DE L'ART SUR LES SYSTÈMES HYBRIDES ÉOLIEN-DIESEL<br>AVEC STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (SHEDAC)..... | 44   |

|            |  |    |
|------------|--|----|
| 1.8        | OBJECTIFS DE LA RECHERCHE.....   | 46 |
| 1.8.1      | Objectif principal.....  | 46 |
| 1.8.2      | Objectifs secondaires.....   | 46 |
| 1.9        | MÉTHODOLOGIE DE LA RECHERCHE .....   | 47 |
| 1.10       | PLAN DU MÉMOIRE .....  | 47 |
| CHAPITRE 2 | REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DE SYSTÈMES THERMIQUES.....  | 49 |
| 2.1        | INTRODUCTION.....  | 49 |
| 2.2        | SYSTÈME DE STOCKAGE D'ÉNERGIE (SE) .....   | 50 |
| 2.3        | STOCKAGE D'ENERGIE THERMIQUE(SET) .....  | 52 |
| 2.3.1      | Définition.....  | 52 |
| 2.3.2      | Structures de stockage thermiques .....  | 53 |
| 2.3.3      | Stockage par chaleur sensible (SCS).....   | 54 |
| 2.3.3.1    | Définition et calcul de chaleur sensible.....  | 54 |
| 2.3.3.2    | Matériaux solides et liquides pour le stockage thermique sensible .....                    | 55 |
| 2.3.3.3    | Applications des systèmes thermiques sensible .....  | 55 |
| 2.3.4      | Stockage par chaleur latente (SCL).....  | 58 |
| 2.3.4.1    | Définition et calcul de chaleur latente.....   | 58 |
| 2.3.4.2    | Matériaux à changement de phase pour le stockage thématique de la<br>chaleur latente ..... | 60 |
| 2.3.4.3    | Sélection de matériaux à changement de phase .....   | 61 |
| 2.3.4.4    | Applications des systèmes thermiques par chaleur latente .....                             | 63 |
| 2.3.4.5    | Modélisation des systèmes thermiques par chaleur latente.....                              | 65 |
| 2.3.5      | Stockage de chaleur thermochimique.....  | 68 |
| 2.3.5.1    | Définition .....   | 68 |
| 2.3.5.2    | Applications de stockage thermochimique .....  | 69 |
| 2.3.6      | Comparaison de systemes de stockage thermique .....  | 70 |
| 2.4        | CONCLUSION .....   | 71 |

|            |  |     |
|------------|--|-----|
| CHAPITRE 3 | SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL AVEC AIR COMPRIMÉ<br>ET UNITÉ DE STOCKAGE THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE..... | 73  |
| 3.1        | INTRODUCTION .....   | 73  |
| 3.2        | OBJECTIFS DE LA SURALIMENTATION SUPPLÉMENTAIRE DU<br>MOTEUR DIESEL .....                                   | 73  |
| 3.3        | SCHÉMA DE PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE SHEDAC PLUS<br>STOCKAGE THERMIQUE .....                            | 74  |
| 3.3.1      | Schéma de principe .....   | 74  |
| 3.3.2      | Diagramme thermodynamique.....   | 77  |
| 3.3.3      | Composants du SHEDAC plus le stockage thermique .....  | 78  |
| 3.3.3.1    | Filtre à air .....   | 78  |
| 3.3.3.2    | Compresseur .....  | 80  |
| 3.3.3.3    | Échangeur de chaleur .....   | 87  |
| 3.3.3.4    | Réservoir d'air .....  | 87  |
| 3.3.3.5    | Détendeur ou Régulateur de pression .....  | 88  |
| 3.3.3.6    | Turbine.....   | 88  |
| 3.3.3.7    | Stockage thermique par chaleur latente .....   | 91  |
| 3.3.3.8    | Moteur diesel .....  | 91  |
| 3.3.3.9    | Principe de la transformation d'énergie.....   | 93  |
| 3.3.3.10   | Performances du moteur diesel.....   | 95  |
| 3.3.4      | Présentation du logiciel Diesel -RK.....   | 97  |
| 3.4        | CONCLUSION .....   | 100 |
| CHAPITRE 4 | SÉLECTION DE MCP ET MODÉLISATION DU SYSTÈME<br>THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE .....                         | 103 |
| 4.1        | INTRODUCTION .....   | 103 |
| 4.2        | MÉTHODOLOGIE DE SÉLECTION DE MCP.....  | 103 |
| 4.2.1      | Choix de la température de fusion et présélection des alternatives .....                                   | 104 |
| 4.2.2      | Application de la méthode AHP .....  | 105 |

|  |   |     |
|--|---|-----|
| 4.2.3  | Avantages de AHP .....  | 106 |
| 4.3  | PRÉSENTATION DU LOGICIEL SUPER DECISIONS.....                             | 110 |
| 4.4  | MODÉLISATION DE STOCKAGE D'ÉNERGIE THERMIQUE PAR<br>CHALEUR LATENTE ..... | 111 |
| 4.4.1  | Introduction .....  | 111 |
| 4.4.2  | Description du système thermique par chaleur latente.....                 | 111 |
| 4.4.3  | Hypothèses .....  | 113 |
| 4.5  | ÉQUATIONS GOUVERNANTES DU SYSTÈME THERMIQUE .....                         | 113 |
| 4.6  | SOLUTION NUMÉRIQUE .....  | 115 |
| 4.6.1  | Analyse de performance .....  | 117 |
|  | -Efficacité énergétique et exergétique.....                               | 117 |
|  | -Rapport de capacité.....   | 118 |
|  | -Rapport d'utilisation .....  | 119 |
| 4.7  | SIMULATION .....  | 119 |
| 4.8  | CONCLUSION .....  | 120 |
| CHAPITRE 5 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS.....   |   | 121 |
| 5.1  | INTRODUCTION.....   | 121 |
| 5.2  | SÉLECTION DE MCP.....   | 122 |
| 5.3  | SIMULATION DE STOCKAGE THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE....                  | 136 |
| 5.4  | SIMULATION DE PERFORMANCE DU MOTEUR DIESEL<br>SURALIMENTÉ.....            | 139 |
| CONCLUSION GÉNÉRALE.....   |   | 146 |
| ANNEXES .....  |   | 148 |
| ANNEXE A : CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DIESEL D 2876 LE 301 .....                                       |   | 148 |
| ANNEXE B : RÉSULTATS DE PERFORMANCE DE MOTEUR DIESEL MAN<br>D2876 LE 301 AVEC LOGICIEL DIESEL-RK ..... |   | 151 |

|   |     |
|---|-----|
| ANNEXE C : RÉSULTATS DE PERFORMANCE DE MOTEUR DIESEL MAN<br>D2876LE301 SURALIMENTE A 3.6 Bar AVEC LOGICIEL DIESEL-RK..... | 155 |
| ANNEXE D : VARIATION DE PARAMETRES DU MOTEUR EN FONCTION<br>DE TAUX DE COMPRESSION DU MOTEUR LOGICIEL DIESEL-RK.....      | 159 |
| RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....  | 166 |

## LISTE DES TABLEAUX

|   |     |
|---|-----|
| Tableau 2.3-1 : Matériaux de stockage par voie thermochimique [34] .....                              | 69  |
| Tableau 2.3-2 : Comparaison de systèmes de stockage thermiques .....                                  | 70  |
| Tableau 4.3-1 : Utilisation de l'échelle de valeur [47].....  | 106 |
| Tableau 4.3-2 : indice d'incohérence aléatoire .....  | 109 |
| Tableau 5.2-1 : Liste de potentiel candidats PCMs.....  | 124 |
| Tableau 5.2-2 : poids relatifs des alternatives en fonction du critère chaleur latente .....          | 127 |
| Tableau 5.2-3 : poids relatifs des options en fonction du critère capacité thermique<br>massique..... | 128 |
| Tableau 5.2-4 : poids relatifs des options en fonction du critère conductivité<br>thermique.....      | 129 |
| Tableau 5.2-5 : poids relatifs des options en fonction du critère densité .....                       | 130 |
| Tableau 5.2-6 : poids globaux des alternatives .....  | 131 |
| Tableau 5.2-7 : Classement des MCPs.....  | 132 |
| Tableau 5.4-1 : Comparaison de résultats avec les données du constructeur .....                       | 140 |
| Tableau 5.4-2 : Simulation du moteur avec Diesel-RK .....   | 141 |
| Tableau 5.4-3 : comparaison de performance de moteur diesel à 1800 rpm .....                          | 145 |



## LISTE DES FIGURES

|   |    |
|---|----|
| Figure 1.4-1 : Puissance éolienne cumulée dans le monde de 1995 à 2017 [6].....                                 | 37 |
| Figure 1.4-2: Capacités des énergies renouvelables au Canada [7] .....  | 39 |
| Figure 1.5-1: Schéma du système de jumelage éolien-diesel [8].....  | 41 |
| Figure 2.2-1: Systèmes de stockage d'énergie et leur potentielle performance [13] .....                         | 51 |
| Figure 2.3-1:Types de stockage thermique [17].....  | 52 |
| Figure 2.3-2 : Structures de stockage thermique [16] .....  | 53 |
| Figure 2.3-3 : Schéma de fonctionnement de base du stockage thermique [18].....                                 | 54 |
| Figure 2.3-4 : Schéma du fonctionnement du système thermique [120] .....  | 56 |
| Figure 2.3-5 : Schéma de stockage de SCS pour le stockage de l'énergie éolienne [21] ....                       | 57 |
| Figure 2.3-6 : Schéma du système de stockage d'énergie thermique pour un parc éolien [23] .....                 | 58 |
| Figure 2.3-7 : Processus de stockage par chaleur sensible.....  | 59 |
| Figure 2.3-8 : Classification des MCPs [24] .....   | 61 |
| Figure 2.3-9 : Schéma de stockage thermique par chaleur latente, turbine éolienne et cycle de Rankine [31]..... | 64 |
| Figure 2.3-10 : MCP inclus dans le réservoir d'air comprimé [4].....  | 65 |
| Figure 2.3-11 : Schéma d'un stockage thermique à lit fixé [32] .....  | 66 |
| Figure 3.3-1 : Schéma de SHEDAC plus stockage thermique.....  | 76 |
| Figure 3.3-2 : Diagramme T-s de l'évolution thermodynamique de l'air dans SHEDAC.....                           | 78 |



|  |     |
|--|-----|
| Figure 3.3-3 : Représentation de compression multi-étagée dans le diagramme P-v.....                             | 82  |
| Figure 3.3-4 : Rendement volumétrique du compresseur en fonction du rapport C .....                              | 84  |
| Figure 3.3-5 : Rendement volumétrique du compresseur en fonction de l'indice de la compression polytropique..... | 84  |
| Figure 4.5-1 : Schéma de STCL .....  | 112 |
| Figure 5.2-1 : Structure hiérarchique du modèle .....  | 125 |
| Figure 5.2-2 : comparaison binaire de critères .....   | 126 |
| Figure 5.2-3 : Classement en fonction de capacité thermique massique avec paramètre égale à 0. ....              | 133 |
| Figure 5.2-4 : Classement en fonction de conductivité thermique massique avec paramètre égale à 0.5 .....        | 134 |
| Figure 5.2-5 : Classement en fonction de densité avec paramètre égale à 0.85 .....                               | 135 |
| Figure 5.3-1 : Profil de température de l'air pendant le déchargement pour différents temps.....                 | 138 |
| Figure 5.3-2 : Profil de température de l'air pendant le chargement pour différents temps.....                   | 139 |
| Figure 5.4-1 : Diagramme P-V du moteur MAN D 2876 LE 301 .....   | 140 |
| Figure 5.4-2 Puissance du moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin.....                       | 142 |
| Figure 5.4-3 : Couple moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin.....                           | 142 |
| Figure 5.4-4 : Consommation spécifique du moteur en fonction de la vitesse de rotation.....                      | 143 |
| Figure 5.4-5 : Rendement du moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin .....                    | 143 |
| Figure 5.4-6 : Rapport air-fuel en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin .....                       | 144 |
| Figure 5.4-7 : Puissance du moteur en fonction de la consommation spécifique.....                                | 144 |

Figure 5.4-8 : consommation spécifique en fonction du rapport air- fuel..... 145



## LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

|               |   |
|---------------|---|
| <b>BP</b>     | British Petroleum                               |
| <b>Mtep</b>   | Mégatonne équivalent pétrole                    |
| <b>AIE</b>    | Agence Internationale de l'Énergie              |
| <b>GES</b>    | Gaz à Effet de Serre (GES)                      |
| <b>AHP</b>    | Analytical Hierarchy Process                    |
| <b>MCP</b>    | Matériau à Changement de Phase                  |
| <b>SHEDAC</b> | Système Hybride Éolien- Diesel par Air Comprimé |
| <b>MHPD</b>   | Moteur Hybride Pneumatique-Diesel               |
| <b>TPP</b>    | Taux de Pénétration en Puissance                |
| <b>SE</b>     | Stockage d'Énergie                              |
| <b>SET</b>    | Stockage d'Énergie Thermique                    |
| <b>STEP</b>   | Stations de Transfert d'Énergie par Pompage     |
| <b>CAES</b>   | Compressed air energy storage                   |
| <b>SCS</b>    | Stockage par Chaleur Sensible                   |

|                  |   |
|------------------|---|
| <b>SCL</b>       | Stockage par Chaleur Latente                                      |
| <b>STM</b>       | Stockage par Thermochimique                                       |
| <b>MCDM</b>      | Multi Criteria Decision Making                                    |
| <b>TOPSIS</b>    | Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution |
| <b>ELECTRE</b>   | ELimination Et Choix Traduisant la Réalité.                       |
| <b>PROMETHEE</b> | Preference Ranking Organization Method for Enrichment Evaluation. |
| <b>FOM</b>       | Figure Of Merite  |
| <b>HTF</b>       | Heat Transfer Fluid   |



## LISTE DES SYMBOLES

|                               |   |
|-------------------------------|---|
| <b>C<sub>p</sub></b>          | capacité thermique massique [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]                                   |
| <b>CR</b>                     | Rapport de cohérence  |
| <b>CI</b>                     | Indice de cohérence   |
| <b>C<sub>s</sub></b>          | Consommation spécifique[g/kwh].   |
| <b>C<sub>m</sub></b>          | couple moteur [N.m]   |
| <b>C</b>                      | Rapport volume de l'espace mort sur volume balayé   |
| <b>D<sub>bed</sub></b>        | diamètre du réservoir de stockage [m]   |
| <b>d<sub>p</sub></b>          | diamètre sphérique de MCP [m]   |
| <b>d<sub>r</sub></b>          | diamètre de référence [m]   |
| <b>d<sub>j</sub></b>          | diamètre de paroi d'isolation j [m]   |
| <b>E<sub>stored</sub></b>     | énergie stockée dans les particules MCP [J]   |
| <b>E<sub>pump</sub></b>       | énergie de pompage [J]  |
| <b>E<sub>input</sub></b>      | énergie à l'entrée [J]  |
| <b>E<sub>outflow</sub></b>    | l'énergie extraite du réservoir [J]   |
| <b>E<sub>xrec,f,net</sub></b> | exergie nette récupérée [J]   |
| <b>E<sub>xsup,f,net</sub></b> | exergie nette fournie [J]   |
| <b>E<sub>storedmax</sub></b>  | énergie théorique maximale stockée [J]  |
| <b>g</b>                      | accélération de gravité [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]  |
| <b>H</b>                      | hauteur du réservoir de stockage thermique [m]  |
| <b>h</b>                      | coefficient de convection thermique [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]                            |
| <b>h<sub>r</sub></b>          | coefficient de convection volumétrique entre solide et liquide [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ] |

xxx

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| <b>k</b>                        | conductivité thermique [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] |
| <b>L<sub>hm</sub></b>           | chaleur latente de fusion [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]               |
| <b><math>\dot{m}</math></b>     | Débit massique [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]                          |
| <b>m</b>                        | masse [kg]  |
| <b>Nu</b>                       | nombre Nusselt  |
| <b>N<sub>z</sub></b>            | nœud dans la direction axiale   |
| <b>n</b>                        | nombre des insulations  |
| <b>n</b>                        | indexe polytropique   |
| <b>Pr</b>                       | nombre de Prandtl   |
| <b><math>\Delta P</math></b>    | perte de charge [Pa]  |
| <b>Re</b>                       | nombre Reynolds   |
| <b>R<sub>x</sub></b>            | nœud dans chaque sphère de MCP  |
| <b>r</b>                        | rayon sphérique de MCP [m]  |
| <b>T</b>                        | Température [K]   |
| <b>T<sub>ini</sub></b>          | Température initiale de lit garni [K]                                     |
| <b>T<sub>inf</sub></b>          | Température ambiante [K]  |
| <b><math>\Delta T</math></b>    | Différence température [K]  |
| <b><math>\dot{W}_R</math></b>   | Puissance du compresseur isentropique                                     |
| <b><math>\dot{W}_S</math></b>   | Puissance réelle consommée par le compresseur                             |
| <b>t</b>                        | Temps [s]   |
| <b>u<sub>f</sub></b>            | Vélocité du fluide [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]                       |
| <b>z</b>                        | direction axiale  |
| <b><math>\varepsilon</math></b> | porosité du lit garni   |
| <b><math>\mu</math></b>         | viscosité dynamique [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ]   |
| <b><math>\alpha</math></b>      | diffusivité thermique axiale [ $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ]           |
| <b><math>\eta</math></b>        | efficacité énergétique  |
| <b><math>\eta_{II}</math></b>   | efficacité énergétique globale  |
| <b><math>\pi_C</math></b>       | Taux de compression   |



|                  |  |
|------------------|--|
| $\eta_v$         | Rendement volumétrique   |
| $\eta_c$         | Efficacité isentropique du compresseur                             |
| $\gamma$         | rapport d'utilisation  |
| $\rho$           | densité [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]                          |
| $\sigma$         | rapport de capacité  |
| $\beta$          | coefficient volumétrique d'expansion du fluide [ $\text{K}^{-1}$ ] |
| $\lambda_{\max}$ | Valeur propre maximale   |



## CHAPITRE 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE

### 1.1 PROBLÉMATIQUE DE LA PRODUCTION MONDIALE D'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE

Le monde fait face aujourd'hui à une demande pressante de l'énergie qui est étroitement liée à la révolution industrielle et à l'augmentation toujours grandissante de la population. La consommation d'énergie n'a cessé d'augmenter ces dernières années. Selon un rapport de British Petroleum (BP), cette consommation d'énergie a progressé de 101 % en 42 ans (1973 à 2015). Elle est estimée sur le plan mondial selon l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), à 9 384 Mtep, dont 19 % sous forme d'électricité [1].

À cette demande d'énergie s'associe la pollution environnementale causée par l'utilisation à outrance de matières fossiles. Il sied de signaler que la production de l'énergie mondiale à l'heure actuelle est essentiellement produite par le charbon, le pétrole et le gaz.

Par définition, les matières fossiles comprennent des matières minérales et les combustibles fossiles, résultant de gisements formés pendant plusieurs années dans les couches terrestres et correspondant à un stock. Les estimations de 2012 indiquent que les émissions mondiales de dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) provenant de la combustion de combustibles fossiles ont connu une augmentation d'environ 1,4 % par rapport à 2011 pour atteindre 31,6 milliards de tonnes.

Étant donné que le dioxyde de carbone généré par ces matières fossiles est le principal gaz à effet de serre (GES), la réduction des émissions de dioxyde de carbone devient une préoccupation mondiale [2].

Une autre réalité liée à l'usage de matière fossile est son éventuelle disparition et leur épuisement de la planète terrestre dû au fait qu'elle est continuellement utilisée. Et de surcroît elle n'est pas renouvelable.

Ainsi donc, il faut atteindre un niveau de gestion optimale des ressources énergétiques existantes, les analyser en profondeur et atténuer suffisamment leurs influences sur l'environnement. Et aussi identifier et explorer d'autres sources d'énergie pour faire face à la demande en termes d'énergie.

## **1.2 PARTICULARITÉ DE LA PRODUCTION DE L'ÉLECTRICITÉ DANS LES SITES ISOLÉS AU CANADA**

Au Canada, il existe 292 collectivités éloignées / hors réseau ou sites isolés qui abritent une population totale d'environ 194 281 personnes. Une collectivité éloignée ou site isolé sous-entend que cette collectivité n'est pas raccordée au réseau électrique nord - américain ou au réseau de canalisation de gaz naturel et aussi elle est un établissement permanent ou à long terme (cinq ans ou plus) comptant au moins 10 logements [3].

Ces sites isolés sont servis pour la plupart au Canada en fourniture électrique par les génératrices autonomes fonctionnant au moyen de moteur diesel. L'option d'étendre le réseau électrique vers ces différentes collectivités éloignées / hors réseau engendrerait un coût exorbitant causé d'une part à l'érection et l'entretien des lignes électriques et d'autre part il résulterait une importante perte d'énergie sur des grandes distances.

L'alimentation électrique se présente comme suit dans ces collectivités éloignées / hors réseau : 251 collectivités disposent de leurs propres centrales au combustible fossile avec une puissance totale de 453,3 MW. Parmi ces 251 centrales, 176 opèrent grâce au diesel et deux seulement font usage du gaz naturel [3].

### **1.3 L'UTILISATION DE GÉNÉRATRICE DIESEL DANS LES COLLECTIVITÉS ÉLOIGNÉES/ HORS RÉSEAU**

Le moteur diesel constitue une des meilleures options pour l'alimentation des sites isolés car il est adapté pour la génération de l'énergie électrique vue qu'il est contrôlable et sa commande est relativement simple pour servir aux différents besoins de collectivités éloignées / hors réseau [4] ;

En outre, il est recommandé pour son bon fonctionnement d'opérer le moteur diesel à un facteur d'utilisation au - dessus de 30 % lors du fonctionnement chargé pour une bonne efficacité énergétique afin d'éviter une augmentation de la consommation de carburant [4].

Un facteur important à mentionner est la difficulté d'acheminer le diesel dans ces communautés isolées. L'approvisionnement en carburant du type diesel n'est pas souvent facile dû au fait que ces sites sont souvent difficiles à accéder. Un autre aspect à prendre en considération est que le prix de diesel fluctue pour la simple raison qu'il est souvent importé. Cela fait que le coût de l'électricité est souvent cher dans ces sites.

À toute cette longue liste de difficulté associée à l'utilisation de diesel, il faut aussi ajouter la pollution de l'environnement causée par l'usage de diesel.

### **1.4 PISTE DE SOLUTION ÉNERGÉTIQUE POUR LES SITES ISOLÉS**

Étant donné les difficultés liées à l'utilisation de diesel pour la fourniture en énergie électrique des sites isolés, il était nécessaire et urgent de réfléchir sur les voies et moyens pouvant permettre d'atténuer - tant soit peu- les réalités de l'énergie électrique dans cette partie du Canada.

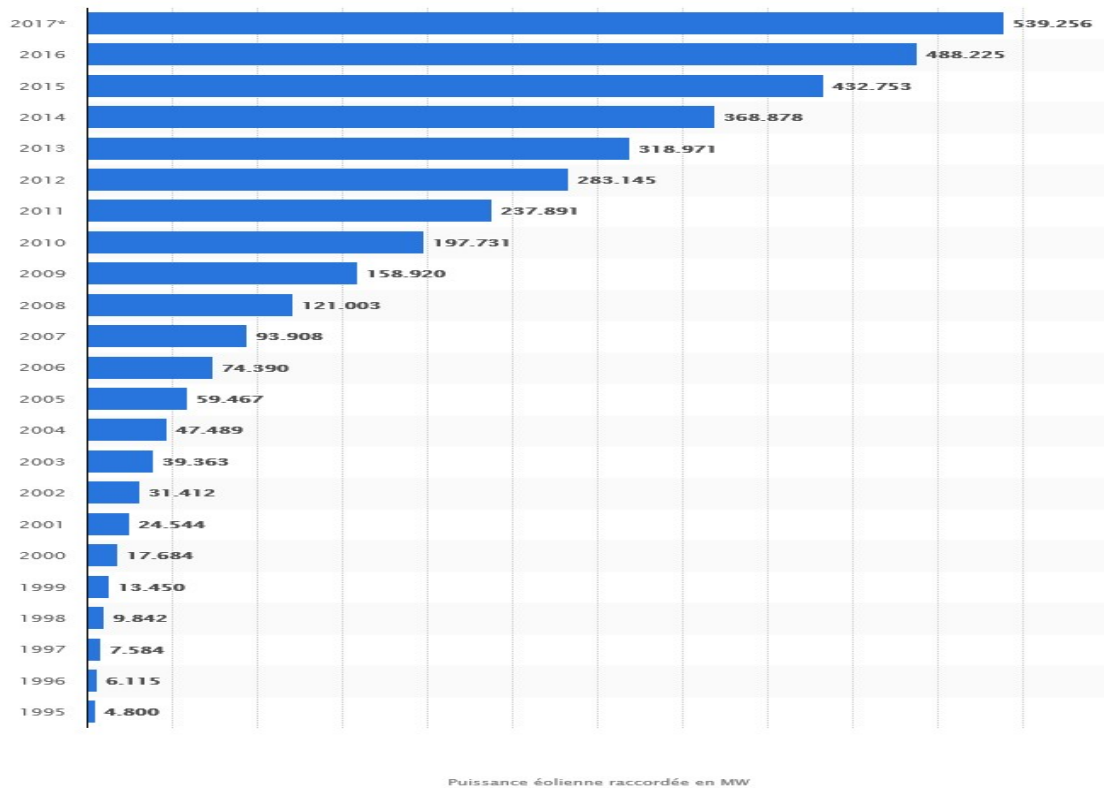
Selon certaines études antérieures réalisées sur les sites isolés, il est établi et prouvé que beaucoup de ces collectivités éloignées regorgent de bon régime de vent pouvant être exploité pour la production d'énergie électrique [4-5].

Donc une des réponses à ces multiples difficultés soulevées ci - haut serait de se tourner vers les énergies renouvelables. Parmi celles-ci, l'énergie solaire et éolienne ont fait un progrès remarquable depuis la crise d'énergie des années 1970.

Les autres formes d'énergies renouvelables qui peuvent être répertoriées sont : marine, biomasse, hydroélectrique et géothermique. L'énergie qui est produite par les ressources naturelles est qualifiée d'être une énergie renouvelable. Son utilisation n'affecte pas sa disponibilité future.

Au moyen de différentes technologies, il y a possibilité de transformer ces sources d'énergies renouvelables en d'autres formes d'énergie : thermique, électrique ou mécanique...

La figure 1.4-1 montre l'évolution de l'éolien en MW depuis 1995 à 2017. En 2017, la puissance éolienne cumulée est estimée à 539.256 MW.



**Figure 1.4-1 : Puissance éolienne cumulée dans le monde de 1995 à 2017 [6]**

Au Canada, l'électricité d'origine éolienne alimente déjà plus de 440 000 foyers d'une manière propre, fiable et efficace. Si ce type d'électricité remplaçait de l'électricité provenant de centrales au charbon, cela réduirait l'émission de pollution d'environ 850 000 tonnes de dioxyde de carbone dans l'atmosphère chaque année [5].

L'énergie éolienne est une forme d'énergie propre qui est causée par le changement de vent. Cette forme d'énergie est abondante. Malgré ce tableau rose qui est peint en rapport avec l'énergie éolienne, elle présente certaines insuffisances :

- Elle n'est pas présente à tout moment ;
- Elle est difficilement prévisible ;

- Elle est variable et peut ne pas être en mesure de produire de l'énergie électrique ou mécanique pendant certaines périodes (quand il ne vente pas suffisamment ou quand il vente beaucoup). Elle produit de l'électricité à partir d'une vitesse de 4 m/s (vitesse de démarrage) et les turbines éoliennes doivent être arrêtées si la vitesse excède généralement 25 m/s (vitesse d'arrêt) pour éviter que des dommages ne soient causés à l'éolienne.

Une des solutions à ce problème de variabilité de l'énergie éolienne consiste à recourir à un système d'hybridation éolien – diesel et jumelé à un système de stockage d'énergie éolienne pendant que celle - ci est abondante et disponible pour une utilisation ultérieure.

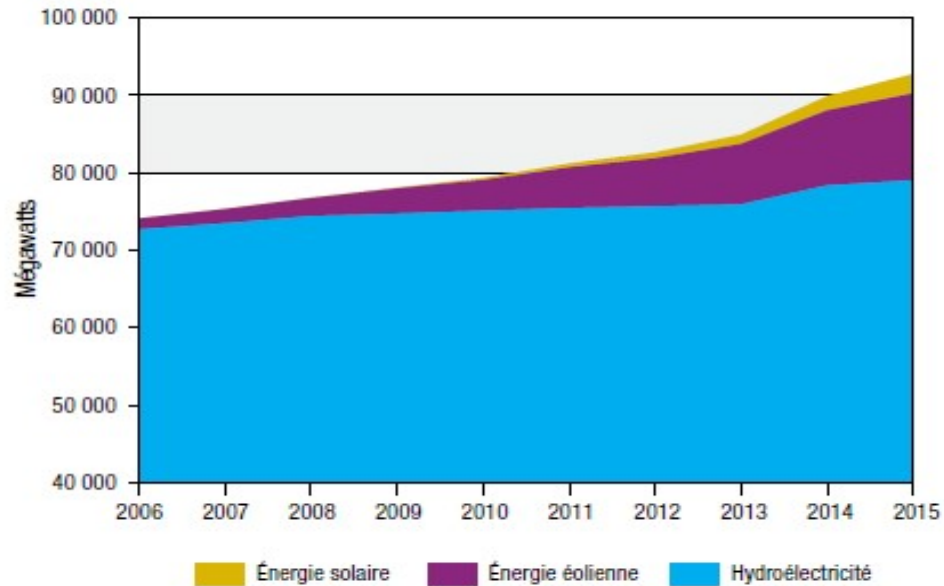
Plusieurs techniques de stockage d'énergie sont disponibles. Certaines sont utilisées à grande échelle telles que système hydraulique, à air comprimé et thermique ; tandis que d'autres trouvent leur application à petite échelle comme volant d'inertie, stockage sous forme chimique.

Un fait indéniable est que la matière fossile responsable de la grande partie de la production de l'énergie mondiale est toujours imposante en ces jours et sera encore dominante pendant plusieurs décennies à venir. Bien que l'énergie renouvelable ait été utilisée comme source d'énergie pendant des siècles, elle ne représente actuellement qu'un faible pourcentage de l'approvisionnement énergétique primaire mondial [2].

Selon le cahier d'informations sur l'énergie [7], le pourcentage de l'approvisionnement mondial d'énergie provenant de sources renouvelables en 2014 était de 13,8 %.

Figure 1.4 - 2 donne l'évolution des capacités des énergies renouvelables au Canada depuis 2006 jusqu'à 2015. Il est observé que les contributions de l'énergie solaire, éolienne et hydraulique occupent une place de choix avec une dominance de l'énergie hydraulique.





**Figure 1.4-2: Capacités des énergies renouvelables au Canada [7]**

Ainsi, une transition en matière d'énergies entre la matière fossile vers l'énergie renouvelable consiste une meilleure approche : la combinaison de système renouvelable et de système conventionnel produit ce que l'on appelle système hybride.

Et pour rendre le système hybride éolien - diesel plus efficient, il est important d'intégrer un dispositif de stockage d'énergie pouvant emmagasiner le surplus d'énergie éolienne afin de pallier le problème de la variabilité de l'énergie éolienne. Stockage par air-comprimé constitue un choix de prédilection eu égard aux études antérieures [5-6].

## **1.5 SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN - DIESEL AVEC AIR COMPRIMÉ**

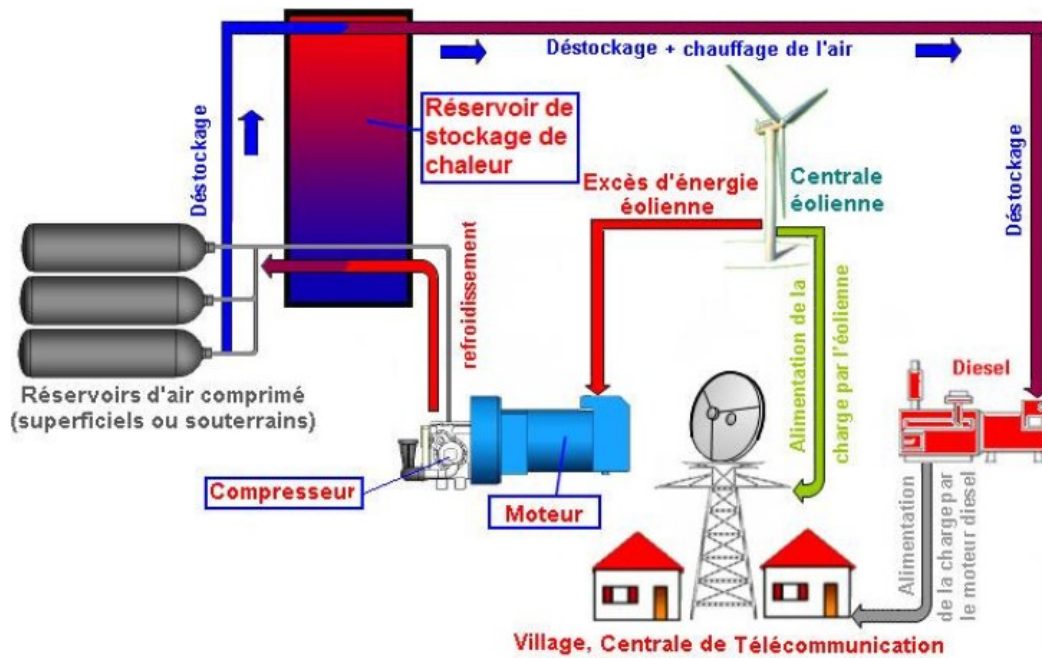
Un système hybride, par définition est un système qui nécessite deux ou plusieurs sources d'énergie pour une application donnée. Ainsi l'énergie éolienne et le diesel peuvent être combinés pour produire de l'électricité.

Un système hybride diffère à celui d'une cogénération. Cette dernière consiste à la production simultanée de deux formes d'énergies différentes dans la même centrale. Par exemple dans le cas du moteur diesel, la production simultanée d'électricité et de chaleur. De manière générale, un cogénérateur utilise une forme d'énergie habituellement considérée comme un rejet et inexploitée en vue d'améliorer l'efficacité du système comme c'est le cas du gaz d'échappement produit lors du fonctionnement du moteur diesel qui peut être utilisé pour le chauffage par exemple. Ainsi, l'efficacité énergétique du moteur diesel sera améliorée en faisant usage en plus de l'énergie thermique se trouvant dans le gaz d'échappement.

Un système hybride éolien - diesel avec un stockage par air comprimé opère de la manière suivante : Pendant la période riche en vent, l'excédent de l'énergie éolienne est envoyé dans un moteur pour alimenter un compresseur. Le processus de compression génère de l'énergie thermique et s'accompagne en même temps d'une augmentation de pression.

Pour stocker une masse importante de l'air, il faut au préalable la refroidir. Mais avant d'injecter cette masse d'air à haute pression dans le moteur diesel, un ajustement de la pression s'avère adéquat. D'où une détente lors du processus de l'expansion s'impose. Contrairement au processus de la compression, une expansion provoque la chute de température. Ainsi, il faut donc chauffer la masse d'air à une température appropriée avant son injection dans le moteur diesel.

Un système de stockage thermique permettra donc de stocker l'énergie thermique produite lors de la compression et restituer cette énergie après la détente de la masse d'air avant son injection dans le moteur diesel. Ceci constitue un moyen de faire la suralimentation du moteur diesel (voir figure 1.5-1).



**Figure 1.5-1: Schéma du système de jumelage éolien-diesel [8]**

Conséquemment, l'utilisation de carburant peut être réduite et l'augmentation de l'efficacité du moteur diesel peut être obtenue. Ainsi, avec la réduction de la consommation du carburant, on peut aboutir à une solution à la fois économique et écologique.

L'utilisation des turbines éoliennes a un effet positif sur les économies de carburant. Pour accroître davantage ces économies de carburant, il est important d'intégrer un système de stockage d'énergie en rapport avec les systèmes hybrides éolien - diesel pour d'obtenir un taux de pénétration élevé en puissance éolienne.

En plus, le stockage d'énergie permet une gestion qualitative et quantitative de l'énergie éolienne disponible. Il permet d'établir l'équilibre entre production - consommation (adéquation production - consommation) et d'éviter un délestage en cas de surproduction.

Selon le principe de fonctionnement du système hybride éolien - diesel avec un système de stockage par air comprimé décrit précédemment, il y a un problème de gestion de transfert thermique qui résulte du processus de compression.

Une autre source d'énergie thermique est le gaz d'échappement du moteur diesel. La température d'échappement du moteur diesel peut aller au-delà de 600 °C dans les moteurs modernes. Il y a lieu de récupérer cette énergie thermique du gaz d'échappement pour d'autres besoins domestiques tels que le chauffage de l'eau. Ainsi l'efficacité énergétique du moteur diesel peut augmenter suite à cette cogénération.

Il est essentiel de rechercher la possibilité d'améliorer l'efficacité énergétique du système dans son ensemble (éolien - diesel, air comprimé, thermique) et aussi envisager un système thermique qui a une grande densité thermique et aussi être en mesure de stocker une importante quantité d'énergie thermique pour une masse relativement faible. Cela aura comme conséquence, la réduction de la taille ou dimension de réservoir thermique. Aussi, faut-il que le système thermique soit capable de fournir les températures d'air à la sortie de l'unité de stockage à un taux constant pendant le processus de chargement.

## **1.6 MÉTHODES D'HYBRIDATION PNEUMATIQUE DU MOTEUR DIESEL**

Avant de distinguer les différents types d'hybridation pneumatique, il convient de définir la suralimentation du moteur diesel et aussi énumérer son avantage dans un moteur diesel.

Par suralimentation, on sous - entend un moyen d'augmenter la masse d'air dans un moteur diesel en vue de l'amélioration de son efficacité énergétique. Ainsi la suralimentation permet, par une compression préalable, à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs alternatifs pour en augmenter la puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée moteur) et également les puissances volumique et massique (puissance par m<sup>3</sup> ou kg de moteur).

À partir de cette définition de la suralimentation, il est clair que l'objectif recherché est l'augmentation de la puissance du moteur avec une consommation réduite du carburant.

Gratadour en [9] identifie trois moyens pour accroître la puissance d'un moteur :

- Accroître sa cylindrée (en augmentant la cylindrée, les performances spécifiques (puissances volumiques et massiques), les coûts au kW sont réduits puisque la puissance est proportionnelle au carré des dimensions, alors que la masse ou l'encombrement du moteur sont proportionnels à la cylindrée unitaire, donc au cube des dimensions), nombre de cylindres (en augmentant le nombre de cylindrées, les performances spécifiques sont à peu près conservées), ou le rapport alésage /course;
- Augmenter son régime de rotation ou sa vitesse de piston moyenne maximale (ceci réduit la durée de vie du moteur les phénomènes d'usure étant fortement liés à ce paramètre);
- Augmenter le remplissage massique en air des cylindres en densifiant l'air admis grâce à un dispositif de suralimentation.

Si le moteur est dimensionné de façon à résister aux efforts de pression et aux contraintes thermiques, la suralimentation permet d'augmenter sensiblement les puissances spécifiques, baisser le coût de construction au kW du moteur dans la plupart des cas.

Plusieurs approches existent pour faire la suralimentation supplémentaire du moteur diesel en utilisant l'air comprimé stocké tels que [5-6] :

- 1) Utilisation d'une turbine directement connectée à l'arbre du turbocompresseur ;
- 2) Turbocompresseur à deux étages ;
- 3) Admission d'air comprimé directement dans le compresseur
- 4) Admission directement dans le moteur.
- 5) Turbocompresseur Hyperbar ;
- 6) Turbocharger basé sur un cycle LENOIR pressurisé ;
- 7) Turbo compression avec downsizing.

Les systèmes hybride éolien-diesel sont classées en trois catégories [5] :

- Les systèmes à petite échelle ;
- Les systèmes à moyenne échelle ;
- Les systèmes à grande échelle.

- Le système à petite échelle trouve les applications dans des stations de télécommunication ou de petits sites isolés déjà alimentés par des génératrices diesel. Dans ce type de système, une petite centrale éolienne est utilisée comme source d'appoint couplée à un moteur d'air comprimé équipé de deux machines (pneumatique et électrique). L'air comprimé est détendu dans la machine pneumatique, entraînant alors, l'alternateur pour fournir de l'électricité.

- Le système à moyenne échelle est utilisé pour des applications isolées de moyenne échelle dont l'utilisation de génératrice diesel est inévitable. L'air comprimé stocké pour améliorer les performances des génératrices diesel, tout en augmentant le taux de pénétration de l'énergie éolienne.

- Le système à grande échelle est lié aux applications de centaines de MW.

### **1.7 ÉTAT DE L'ART SUR LES SYSTÈMES HYBRIDES ÉOLIEN-DIESEL AVEC STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (SHEDAC)**

Cette section présente certains des travaux de recherche effectués dans le cadre de l'utilisation de systèmes hybride éolien - diesel par air comprimé (SHEDAC). Le but est de voir comment le présent projet se greffe dans l'ensemble de ces travaux.

Dans sa recherche [4], une analyse critique sur les caractéristiques des technologies de stockage d'énergie possible est proposée. Une de conclusion tirée de cette analyse est la sélection du système hybride éolien - diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC) comme mode de stockage d'énergie.

Les modélisations du système hybride éolien - diesel air comprimé à moyenne échelle (SHEDACME) et à petite échelle (SHEDACPE) ont fait aussi partie de cette recherche.

L'apport d'un système de récupération et de stockage de chaleur (TES) au fonctionnement de ces systèmes est présenté dans le travail de recherche [10], qui est un système de stockage par chaleur sensible. Les systèmes thermiques suggérés étaient les systèmes actifs directs à deux réservoirs. Pour la simulation du SHEDAC, le chercheur dans son étude a recouru au logiciel SIMULINK.

Dans son travail de recherche [11], un logiciel de dimensionnement énergétique est élaboré dans le but d'uniformiser l'approche énergétique de SHEDAC. Cet outil se veut être une innovation dans le domaine puisqu'il est actuellement impossible de dimensionner un SHEDAC.

Une contribution à la simulation et à l'analyse d'un système hybride éolien - diesel avec stockage par air comprimé (SHEDAC) a fait l'objet de la recherche [10]. La mise en place d'un logiciel générique de SHEDAC a nécessité un passage par une revue des logiciels existant afin de justifier le choix de Matlab/Simulink comme environnement de développement de l'outil. Les étapes de conception du logiciel et ses différentes fonctionnalités sont aussi présentées, visant à faciliter sa compréhension et sa manipulation.

Basbous [5] a listé différentes techniques envisageables pour déstocker le CAES et comparé d'une façon qualitative et il a choisi celle qui semble la plus adaptée au besoin.

Des modèles simples en rapport avec que l'économie de carburant potentielle sur un site donné ont conclu que cette économie de carburant peut s'élever à 50 % grâce au système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé qui permet de faire fonctionner le moteur Diesel avec un rapport air / carburant optimal.

Dans sa thèse [11] présente une analyse détaillée des modifications à apporter au moteur diesel afin de le transformer en un moteur hybride pneumatique - Diesel (MHPD). Elle expose également une optimisation du concept ainsi qu'une évaluation de son apport en termes d'économie de carburant dans un site cible et ceci pour différentes hypothèses de volume de stockage d'air et de Taux de Pénétration en Puissance (TPP) éolienne installé. Afin d'obtenir ce gain significatif, il a suggéré d'apporter plusieurs modifications au moteur diesel d'origine. Parmi ces modifications, on note : l'ajout de deux vannes trois voies, le

remplacement du système de distribution par arbre à cames par un système de distribution électromagnétique ou piézo-électrique, la prise sous contrôle du système d'injection via un dispositif extérieur.

Tous ces travaux ont un dénominateur commun qui est l'utilisation de différentes technologies pouvant aboutir à la réduction de la consommation de carburant et aussi de la diminution de la pollution de l'environnement en faisant d'un taux de pénétration élevé de l'éolienne.

## **1.8 OBJECTIFS DE LA RECHERCHE**

### **1.8.1 Objectif principal**

L'objectif principal de la présente recherche est d'intégrer un stockage thermique efficace et efficient dans un système à air comprimé pour le système hybride Éolien-Diesel. L'objectif poursuivi est d'optimiser les performances énergétiques du moteur diesel.

### **1.8.2 Objectifs secondaires**

Les objectifs secondaires sont les suivants :

1. Déterminer les caractéristiques typiques du stockage thermique requis pour optimiser les performances des systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé ;
2. Sélectionner le type de stockage thermique et le matériau de stockage thermique ;
3. Modéliser et simuler le système thermique par changement de phase ;
4. Modéliser le moteur diesel suralimenté avec le logiciel Diesel - RK ;
5. Déterminer les performances thermiques et sa contribution sur la réduction de la consommation du diesel.



## **1.9 MÉTHODOLOGIE DE LA RECHERCHE**

À travers la revue bibliographique, un système thermique efficient sera sélectionné qui tiennent compte de la grande densité énergétique et d'une bonne efficacité thermique comme exigence de cahier des charges.

La température à la sortie du réservoir de stockage après la détente permettra de sélectionner le matériau approprié pour le système de stockage thermique par une méthode appelée l'analyse hiérarchique des procédés (AHP). Le système de récupération et de stockage thermique sera modélisé et simulé en vue de montrer l'évolution de la température au sein du système thermique pendant le chargement et le déchargement.

L'objectif visé dans l'ensemble du projet étant de faire l'économie du carburant, l'apport du système thermique proposé sera évalué pour un cas particulier d'un moteur diesel. Cela pourra contribuer à la réduction de la pollution environnementale causée par l'utilisation isolée du moteur diesel.

## **1.10 PLAN DU MÉMOIRE**

Pour mener à bon port cette étude, ce mémoire est structuré en cinq chapitres et d'une conclusion générale.

Dans le chapitre 1 qui est l'introduction, la problématique énergétique sur le plan mondial est présentée avec l'utilisation de matière fossile et leur conséquence sur le plan écologique. La situation de la production de l'électricité dans des collectivités éloignées au Canada est aussi épinglée avec l'usage des génératrices diesel comme moyen de produire l'énergie électrique. Comme piste de solution, le système hybride éolien - diesel avec air comprimé est suggéré avec un système de récupération de l'énergie thermique pour assurer une suralimentation du moteur diesel.

Le deuxième chapitre présente une revue bibliographique sur le système thermique. Les différents systèmes thermiques ainsi que leurs avantages et leurs désavantages sont

identifiés. Différentes méthodes utilisées pour la modélisation de ces systèmes thermiques sont indiquées. Une étude comparative permet de faire le choix d'un système efficient.

Dans le troisième chapitre, le système hybride éolien - diesel par air comprimé avec un système de stockage par chaleur latente est proposé. Les différents éléments de ce système sont modélisés.

Le quatrième chapitre propose premièrement un outil pour la sélection le matériau de stockage pour le système thermique en faisant usage de méthodes scientifiques reconnue telle que : analyse hiérarchique de procédé. Ce chapitre est aussi consacré dans sa deuxième partie à la modélisation et simulation du système thermique retenu. Les hypothèses simplificatrices, les équations gouvernantes du système thermiques, les conditions initiales et aux limites sont données. La méthode adoptée pour la résolution du modèle mathématique est la méthode de différence finie.

Le cinquième chapitre concernera les présentations et discussions des résultats obtenus à partir d'un cas spécifique de suralimentation supplémentaire d'un moteur diesel.

Et afin pour clôturer, la conclusion générale et les recommandations à tirer de cette recherche seront données.

## **CHAPITRE 2      REVUE BIBLIOGRAPHIQUE DE SYSTÈMES THERMIQUES**

### **2.1    INTRODUCTION**

Il est toujours important de stocker de l'énergie pendant qu'elle est en surplus par rapport à la charge pour une utilisation ultérieure. En stockant de l'énergie, on peut ainsi différer son utilisation par rapport à sa production en évitant ainsi qu'à chaque instant la demande et l'offre soient égales.

Une recherche sur un système thermique efficient pour la récupération et le stockage de chaleur produite lors de la compression de l'air dans le système hybride éolien-diesel avec air comprimé est d'une importance capitale pour améliorer l'efficacité du système complet et aboutir à une suralimentation du moteur diesel. En outre, le gaz d'échappement du moteur diesel peut aussi être mis à contribution pour les applications telles que le chauffage ou la production du froid par une machine frigorifique à absorption. On peut ainsi avoir une cogénération qui occasionnerait l'amélioration de l'efficacité énergétique du moteur diesel.

Ce chapitre 2 se focalise sur l'état d'art des systèmes de stockage thermique ainsi que les différents matériaux de stockage thermique qui y sont utilisés pour stocker l'énergie thermique.

Comment opérer un choix judicieux d'un matériau de stockage thermique? Un regard est jeté aussi sur le choix de ces matériaux de stockage pour une bonne efficacité énergétique dans le système thermique. Une comparaison entre les différentes technologies de stockage thermique permet d'identifier les avantages d'un système par rapport à l'autre. Un aperçu sur les différentes modélisations mathématiques de système thermique fait aussi partie de cette revue. Certaines applications dans les littératures en rapport pour la plupart avec l'éolienne sont présentées.

## 2.2 SYSTÈME DE STOCKAGE D'ÉNERGIE (SE)

Le stockage de l'électricité contribue à lisser la production électrique dans ce sens que l'énergie excédante est stockée pendant des heures creuses pour être utilisée aux heures de pointe. Les avantages à tirer en procédant à un stockage d'énergie sont:

- Vendre l'électricité quand elle est chère après l'avoir stockée;
- Pour les énergies intermittentes, comme l'éolien ou le solaire photovoltaïque dont la production n'est souvent pas en phase avec la demande, le stockage est indispensable sinon il faut utiliser des sources d'énergie complémentaires polluantes pour produire de l'électricité lorsqu'elles n'en génèrent pas.
- Outre le fait que certaines périodes sont sans vent ou sans soleil (dans le cas de ces deux types d'énergies renouvelables), on observe des fluctuations importantes de production lorsqu'il y a du soleil ou du vent. Le stockage permet de lisser ces fluctuations.

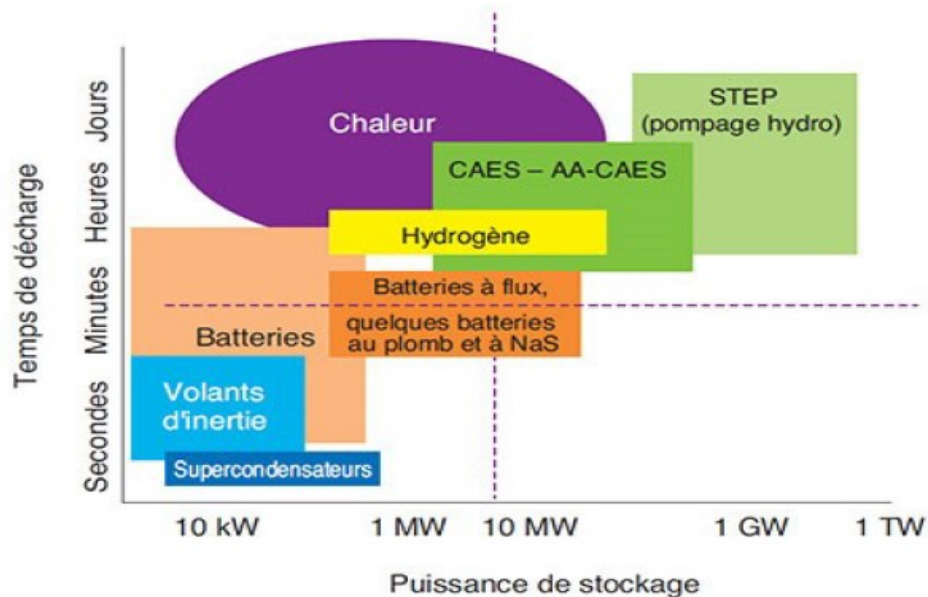
Le TPP des énergies renouvelables intermittentes (solaire et éolien) repose sur la nécessité de développer de moyens de stockage plus efficaces.

Il existe différentes technologies de stockage qui peuvent être regroupées en 4 familles [13]:

- Mécanique : Stockage gravitaire par pompage (STEP), stockage par air comprimé (CAES), volants d'inertie ;
- Electrochimique et électrostatique : batteries, condensateurs, super conducteurs ;
- Thermique et thermochimique : chaleur sensible ou chaleur latente, énergie par sorption;
- Chimique : hydrogène, méthanation, etc.

La figure 2.2-1 montre ces différentes technologies de stockage. Le temps de décharge(autonomie) est donné en fonction de puissance de stockage. Il est à noter que la

position remarquable de stockage d'énergie thermique par rapport à d'autres formes de systèmes d'énergie (SE). Pour être utilisé, le SE doit être rentable économiquement, fiable, sûr, flexible...



**Figure 2.2-1: Systèmes de stockage d'énergie et leur potentielle performance [13]**

Les caractéristiques générales suivantes sont considérées comme paramètres clés à comparer lors de la discussion des systèmes de stockage d'énergie [14] :

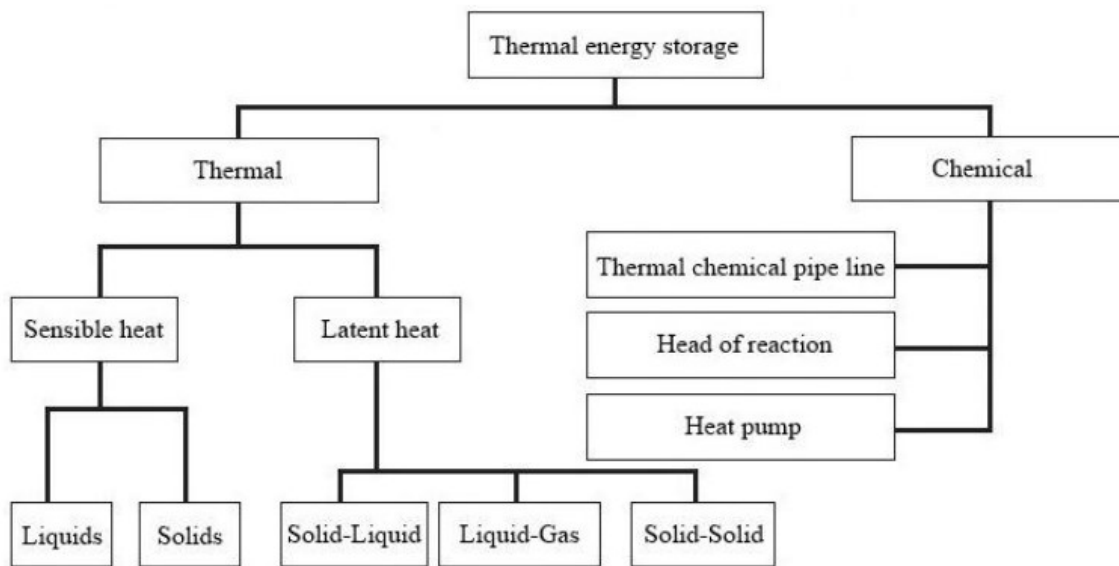
- Densité d'énergie par masse et volume ;
- Efficacité du cycle ;
- Nombre admissible de cycles de charge - décharge ;
- Durée de vie - Temps d'inversion et de temps de réponse;
- Puissance de sortie optimale;
- Énergie stockée optimale ;
- Exigences d'implantation.

## 2.3 STOCKAGE D'ENERGIE THERMIQUE(SET)

### 2.3.1 Définition

Un stockage d'énergie thermique (SET) est un accumulateur de la chaleur ou du froid pour une utilisation ultérieure [15]. La méthode de stockage thermique se caractérise par une réversibilité pour pouvoir récupérer la chaleur ou le froid plus tard selon le temps de stockage prévu. **Figure 2.3-1** fournit les différentes méthodes de stockage d'énergie thermique.

Selon [16], le stockage d'énergie thermique est capable de stocker une grande quantité d'énergie sans danger majeur et sa perte journalière d'autodécharge est faible (0,05-1%).



**Figure 2.3-1:Types de stockage thermique [17]**

Il existe trois technologies de stockage d'énergie thermique (SET) :

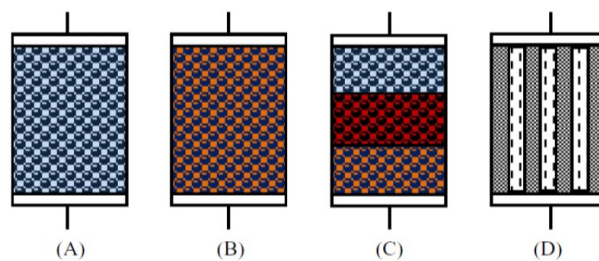
- Le stockage par chaleur sensible (SCS);
- Le stockage par chaleur latente (SCL);
- Le stockage par thermochimique (STM).

### 2.3.2 Structures de stockage thermique

Les structures de stockage thermique (sensible et latent) sont classées en quatre catégories [16] :

- A. Roches utilisées comme matériel de stockage thermique sensible.
- B. Capsules possédant un matériau à changement de phase (MCP) à l'intérieur.
- C. Zones multiples avec différents types de capsules ayant différentes températures de changement de phase, ou même un système hybride dans lequel des roches de stockage thermique sensible sont au-dessus des capsules de MCPs.
- D. Fluide caloporteur circulant dans des tubes placés dans un matériau de stockage thermique, soit matériel de stockage thermique sensible ou MCP.

La figure 2.3-2 montre ces 4 catégories de stockage thermique [16].



**Figure 2.3-2 : Structures de stockage thermique [16]**

La figure 2.3-3 illustre le processus de transfert de chaleur dans un système de stockage. Tout système de stockage implique au moins trois processus: 1. Transfert de chaleur de la source vers le stockage ; 2. Transfert de chaleur dans le stockage (stockage) et 3. Transfert de chaleur vers l'utilisation [15], [18].



Figure 2.3-3 : Schéma de fonctionnement de base du stockage thermique [18]

### 2.3.3 Stockage par chaleur sensible (SCS)

#### 2.3.3.1 Définition et calcul de chaleur sensible

Le stockage par chaleur sensible (SCS) est une technologie mature par rapport aux deux autres types de stockage de l'énergie thermique (latente et thermochimique). C'est un système de stockage qui est surtout utilisé pour les applications de chauffage d'eau.

Dans ce système thermique, une certaine quantité d'un matériau voit sa température augmenter d'une température  $T_1$  à  $T_2$ . La quantité d'énergie thermique stockée peut être exprimée par l'expression suivante:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) = \rho \cdot V \cdot (T_2 - T_1) \quad [2.1]$$

Avec  $Q$  = Quantité de chaleur stockée en [J];

$m$  = masses de matériau de stockage en [kg];

$C_p$  = Chaleur spécifique en [J/ kg.°C];

$T_2$  = Température finale en [°C];

$T_1$  = Température initiale en [°C];

$\rho$  = masse volumique du matériau de stockage en [kg/m<sup>3</sup>];

$V$  = volume de matériau de stockage en [m<sup>3</sup>].



### **2.3.3.2 Matériaux solides et liquides pour le stockage thermique sensible**

Généralement, les systèmes de chaleur sensible utilisent des matériaux liquides et solides comme matériaux de stockage, mais dans certains cas, le gaz peut être utilisé aussi comme matériau de stockage.

La sélection du matériau de stockage dépend de différents critères dont la capacité thermique (conductivité thermique élevée), abondante et bon marché, densité élevée, chaleur spécifique élevée, bonne disponibilité, longue durée de vie et faible coût [15], [18].

Les exemples de matériaux utilisés pour stockage de l'énergie sensible sont : Le béton, le sable, la roche, le sol, la brique, le graphite, la fonte, les copeaux de métal, l'eau, l'air...

L'eau liquide est le matériau le plus largement utilisé pour des températures inférieures à 100 °C. Elle possède une chaleur spécifique (capacité spécifique) élevée. Cela fait d'elle une meilleure option pour les applications de températures en deca de 100 °C. Cela résulte à une grande capacité thermique.

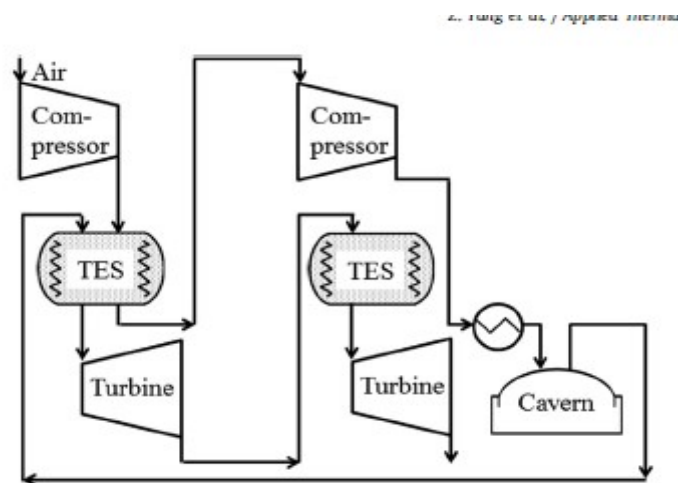
### **2.3.3.3 Applications des systèmes thermiques sensible**

Certaines des applications de SCS identifiées dans la littérature sont présentées dans cette section. La majorité de ces applications sont en relation avec l'utilisation de l'énergie éolienne et en combinaison avec le stockage par l'air comprimé.

Un système d'énergie éolienne avec un stockage thermique est proposé dans [19]. Un stockage d'énergie de l'air comprimé adiabatique plus un stockage d'énergie thermique et l'énergie éolienne sont utilisés pour fournir de l'électricité. Une capacité de stockage thermique de 120 à 1 200 MWh (thermique) avec des taux d'extraction de chaleur élevés et une grande constance de la température de sortie sur un cycle de production de 4 à 12 heures a été envisagée. Différents matériaux de stockage thermique liquides et solides sont considérés pour cette étude.

Yang et al. [20] ont étudié un stockage d'énergie hybride thermique - air comprimé pour stocker l'énergie excédentaire de l'éolienne, tel qu'illustré à la figure 2.3.3-1. Un système de

stockage thermique contenant un matériau solide est utilisé dans ce système. Dans ce système l'unité de stockage d'énergie thermique absorbe de l'énergie thermique produite lors de la compression de l'air. Les analyses thermodynamiques théoriques montrent que ce système peut absorber beaucoup d'énergie éolienne. Et l'efficacité de récupération de cette énergie éolienne supplémentaire est d'environ 41- 47%, en fonction de la température de stockage finale du système thermique.



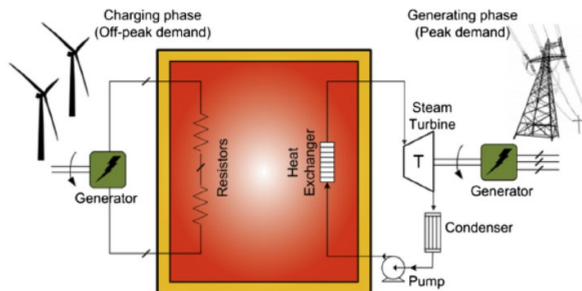
**Figure 2.3-4 : Schéma du fonctionnement du système thermique [120]**

Les matériaux de stockage par chaleur sensibles considérés étaient : l'huile de roche minérale, le béton armé, le NaCl (solide), la fonte, les briques réfractaires de silice et les briques réfractaires de magnésie.

Le SCS a été modélisé comme une unité thermique simple. Les pertes thermiques sont négligées dans cette analyse. Pour une température maximale de stockage thermique aussi basse que 673 K, ce qui correspond au béton armé très bon marché, la puissance du système HTCAES est supérieure de 19,1% à celle du système AA-CAES.

Une autre application en rapport avec la production de l'énergie électrique se trouve dans la publication [21]. À partir de l'énergie éolienne, un matériau de stockage est chauffé pour

stocker de l'énergie sous forme thermique; ensuite cette énergie thermique est récupérée pour produire de la vapeur d'eau qui à son tour entraîne un turboalternateur pour produire de l'électricité (Figure 2.3-6). Le stockage thermique se compose de briques en céramique et d'un échangeur de chaleur.

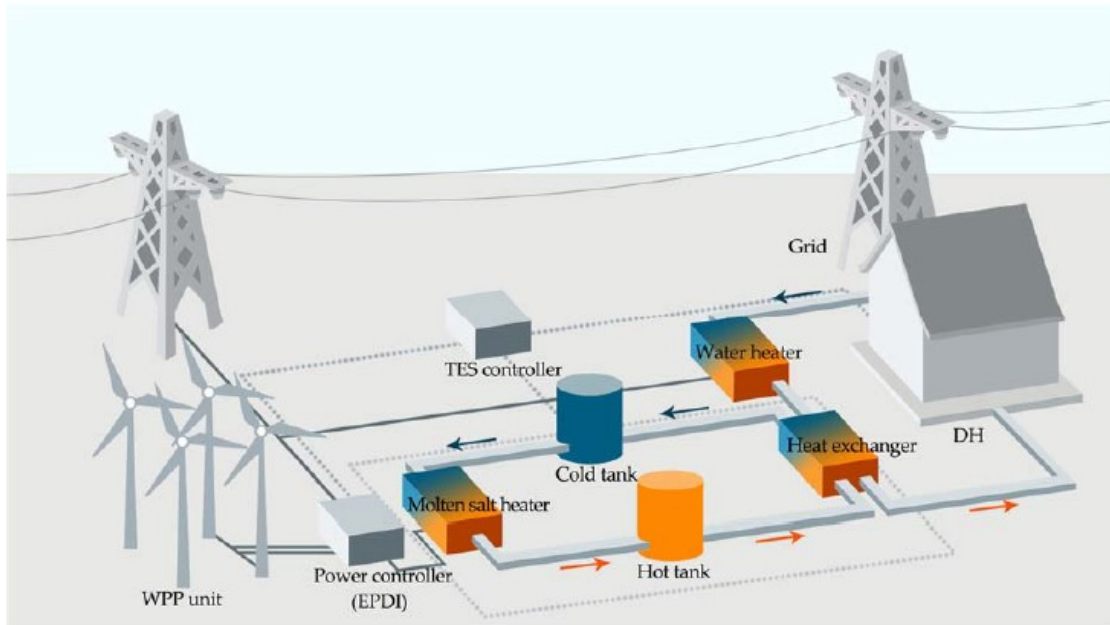


**Figure 2.3-5 : Schéma de stockage de SCS pour le stockage de l'énergie éolienne [21]**

À l'instar de la recherche précédente [21], Siemens (société d'ingénierie allemande), en collaboration avec l'Université de technologie de Hambourg, a étudié une solution de stockage thermique jumelée à l'énergie éolienne pouvant atteindre un rendement élevé [22]. L'énergie éolienne en excédent chauffe le matériau de stockage. Une turbine à vapeur convertit l'énergie thermique en électricité. Le principe simple de ce stockage de chaleur promet une mise en place de coût extrêmement faible. Ce stockage thermique est testé à des températures supérieures à 600 °C. L'objectif est de stocker environ 36 MWh d'énergie dans un volume de 2000 m<sup>3</sup> de roche, 1,5 MW d'électricité devraient être produits pour une durée de 24 h. Et 50 % de l'efficacité est l'objectif fixé à atteindre.

Un autre exemple de l'utilisation de stockage thermique par chaleur sensible avec l'énergie éolienne est donné dans [23]. Un modèle unidimensionnel de système du système est développé en utilisant Modelica pour la modélisation du système. Validations des principaux composants du module TES sont menées comparativement aux résultats expérimentaux. Les performances journalières du système intégré sont analysées pour une opération de sept jours. Et les influences des configurations du système sur la performance

de système intégré sont analysés. Les résultats numériques montrent que le système intégré peut efficacement améliorer l'utilisation de l'énergie éolienne.



**Figure 2.3-6 : Schéma du système de stockage d'énergie thermique pour un parc éolien [23]**

### 2.3.4 Stockage par chaleur latente (SCL)

#### 2.3.4.1 Définition et calcul de chaleur latente

La méthode de stockage par chaleur latente est intéressante car la capacité thermique associée au changement de phase de nombreux matériaux est souvent supérieure (densité énergétique élevée) à la capacité de stockage de chaleur sensible sur une plage de température de stockage donnée. Des densités de stockage de 5 à 10 fois supérieures peuvent être atteintes par rapport au stockage sensible [24].

Dans un SCL, la chaleur est absorbée ou libérée lors du changement de phase d'un matériau de stockage de solide à liquide ou de liquide à gaz ou vice versa [15], [24].

Il y a plusieurs transformations de phase qui peuvent être considérées : Solide - liquide, solide - solide et liquide - gaz. Seuls les MCPs liquide - solide sont les plus utilisés pour des raisons pratiques par rapport aux autres (le gaz nécessite un grand volume, solide - solide ne présente pas souvent une grande densité énergétique...)

La quantité de chaleur stockée pour un SCL donné est évaluée selon l'équation suivante [24] :

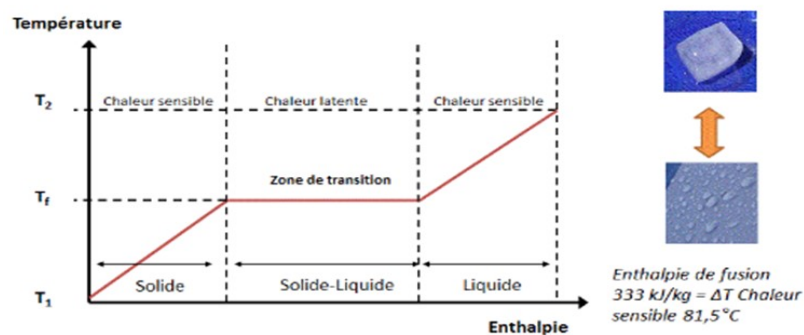
$$Q = m \Delta h \quad [2.2]$$

Avec  $Q$  = Quantité de chaleur stockée en [J];

$m$  = masses de matériau de stockage en [kg];

$\Delta h$  = le changement d enthalpie de phase ou la chaleur latente de fusion [J/ kg].

Sur la Figure 2.3-8, les processus de stockage de deux systèmes de stockage thermique par chaleur sensible et latente sont représentés. Et aussi une illustration de changement de phase de la glace à l'eau liquide avec une chaleur latente de 333 kJ/kg est indiquée à droite du schéma.



**Figure 2.3-7 : Processus de stockage par chaleur sensible**

Considérons un matériau à changement de phase comme l'eau à l'état solide (glace) par exemple, et chauffons cette glace en lui apportant une quantité de chaleur en vue d'élever sa température comme on peut l'observer sur la figure 2.3 - 8. La température augmente

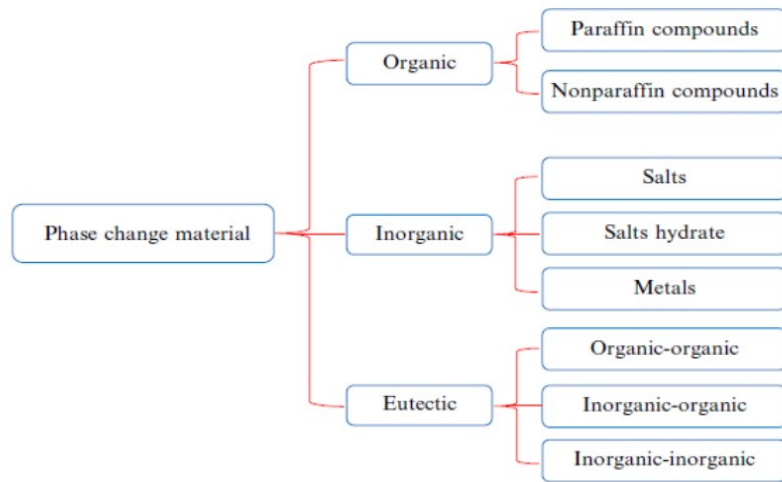
pendant une certaine période, c'est la chaleur sensible. À une certaine température, appelée la température de fusion (dans ce cas), cette température demeure constante malgré l'apport de quantité de chaleur, c'est la chaleur latente par fusion. Cela va durer pendant tout le temps qu'il y a la présence de l'eau à l'état liquide dans ce système et les deux phases coexistent : liquide et gaz. Une fois que tout le liquide se transforme en vapeur, il y a une augmentation de température qui s'ensuit, c'est encore la chaleur sensible.

#### **2.3.4.2 Matériaux à changement de phase pour le stockage thématique de la chaleur latente**

Les matériaux utilisés pour stocker l'énergie thermique pendant un processus de changement de phase sont appelés matériaux à changement de phase (MCPs).

Les MCPs sont classifiés comme suit (Figure 2.3-9) :

- Composés organiques MCPs: paraffine, acides et alcools;
- Composés inorganiques MCPs: sels, sels hydrates eutectiques de sels inorganiques, et métaux ;
- Les eutectiques : qui sont des composés soit d'organique - organique ou organique - inorganique.



**Figure 2.3-8 : Classification des MCPs [24]**

#### 2.3.4.3 Sélection de matériaux à changement de phase

Les propriétés requises pour une meilleure sélection d'un bon MCP sont: une grande chaleur de fusion; transition solide - liquide réversible, conductivité thermique élevée, chaleur et densité spécifiques élevées, fiabilité à long terme lors de cycles répétés, comportement de congélation fiable, faible variation de volume pendant la transition de phase et faible tension de vapeur [24-26]. Un MCP idéal possédant tous ces critères n'existent pas.

La sélection de MCP se fait premièrement en fonction de la température de l'application [27]. D'une manière générale, le choix des matériaux se fait sur base de propriétés thermiques, physiques, chimiques, économiques pouvant contribuer à une bonne efficacité énergétique. D'une part certaines propriétés sont voulues maximales comme la chaleur latente, la conductivité thermique...et d'autre part le MCP à faible coût, faible variation de volume pendant le changement de phase ...offre une meilleure option.

Plusieurs méthodes existent dans la littérature pour procéder à une bonne sélection de MCPs. Parmi celles - ci, il y en a qui tirent leur origine du domaine de recherche

opérationnelle. Ces méthodes sont utilisées dans la prise de décision de beaucoup de problèmes notamment dans le domaine d'ingénieur quand il est question de sélectionner un matériau ou une procédure donnée.

On distingue ainsi :

- AHP : Analyse Hiérarchique des Procédés;
- TOPSIS: Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution;
- ELECTRE: Éliminations Et Choix Traduisant la Réalité.
- PROMETHEE: Preference Ranking Organization Method for Enrichment Evaluation.

Ces méthodes font parties de la grande famille de Multi Criteria Decision Making (MCDM).

Elles ont été utilisées dans la sélection et classification de MCPs pour différentes applications. Certaines de ces applications sont reprises ci - dessous :

Rathod et al., dans [28] ont utilisé trois méthodes dans cette recherche: AHP, TOPSIS et une de ses variantes qui est TOPSIS floue pour la sélection de meilleur MCP et la classification des ces matériaux pour l'application considérée. Premièrement Analyse Hiérarchique des procédés (AHP) a été utilisée pour déterminer les poids locaux des critères (attribution d'un facteur de pondération aux critères). Les méthodes TOPSIS et TOPSIS floues sont ensuite utilisées pour obtenir le classement final des MCPs. Les résultats ont montré que les méthodes proposées sont des approches viables pour résoudre les problèmes de sélection des MCPs.

Rastogi et al., dans leur recherche [29], ont étendu la méthode de prise de décision par critères multiples pour le classement et sélection des MCP dans le domaine de la climatisation. Ils ont considéré l'approche Ashby pour déterminer deux nouvelles figures des mérites (FOM) afin d'évaluer la performance des MCP. Les FOM ainsi obtenues ont



été soumises à Pareto Test d'optimalité. Les matériaux ont été classés en utilisant la méthode TOPSIS. Les poids locaux pour les différents attributs ont été calculés en utilisant la méthode d'entropie de Shannon afin de justifier les classements obtenus. Ensuite, pour évaluer leur performance relative des MCPs, le logiciel MCP Express a servi pour la simulation. Les résultats obtenus par simulation sont en accord avec ceux obtenus en utilisant l'approche de prise de décision à multiples critères. Ainsi, Ils ont conclu que l'intégration de l'approche de prise de décision par critères multiples pour la sélection des MCP est une technique alternative rapide pour le classement des MCPs.

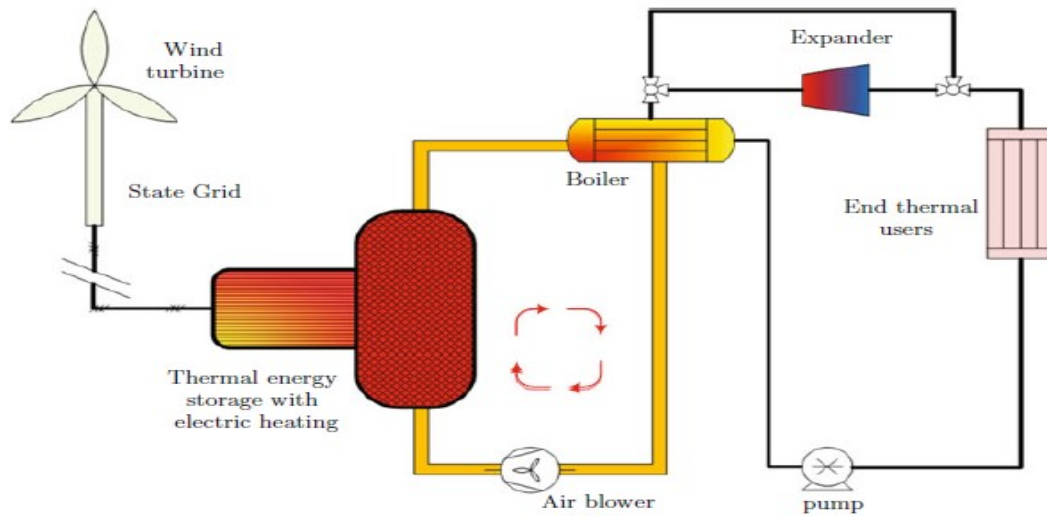
Un autre outil intéressant qui est utilisé pour la sélection de MCPs et des matériaux de stockage par chaleur sensible est le logiciel CES Selector.

CES Selector est un logiciel utilisé dans la sélection des matériaux. Il a une base de données des matériaux de stockage thermique avec leur propriétés thermique, chimique, physique, mécanique... Il permet de classer les matériaux dans plusieurs groupes et combiner la production de graphiques avec la sélection matérielle selon les critères souhaités. Plus de 300 substances utilisées comme MCPs rapportées dans la littérature ont été introduits dans cette base de données [30]

#### **2.3.4.4 Applications des systèmes thermiques par chaleur latente**

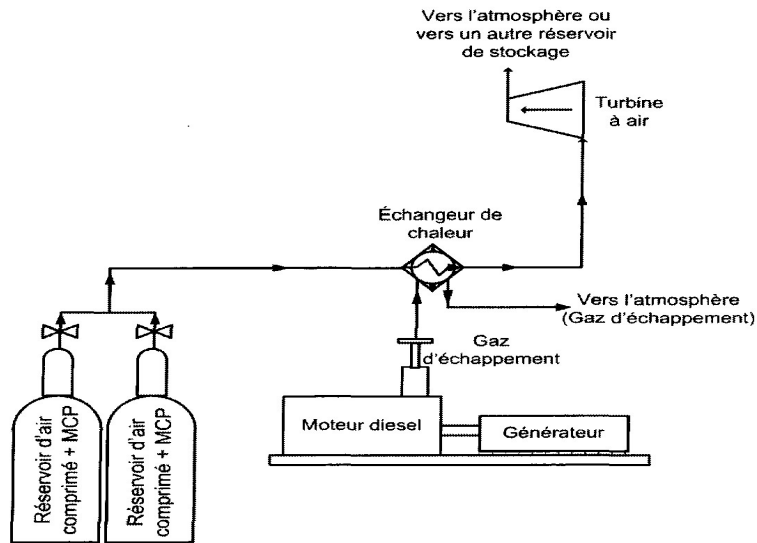
Beaucoup d'applications faisant usage des MCPs sont utilisés dans le domaine de l'énergie solaire. Certaines applications identifiées dans la littérature en rapport avec l'énergie éolienne sont données ci-dessous :

Un système de stockage d'énergie thermique qui peut stocker de grandes quantités de l'énergie éolienne par des matériaux à changement de phase à haute température (MCP) a été proposée. Le système de stockage thermique par chaleur latente est incorporé dans un système de cogénération. L'énergie éolienne est convertie en thermique. L'énergie thermique stockée est utilisé à la place bouilleur d'un système de cycle de Rankine pour la production de l'électricité.



**Figure 2.3-9 : Schéma de stockage thermique par chaleur latente, turbine éolienne et cycle de Rankine [31]**

L'intégration de MCP dans le haut du réservoir d'air comprimé est proposée dans [4] pour un système hybride éolien - diesel par air comprimé. Cela permettrait de garder l'air à une température stable sur une plus longue période de temps lors de sa restitution. De plus, l'air est chauffé par les gaz d'échappement du moteur diesel pour sa suralimentation supplémentaire par le biais d'un échangeur thermique, avant d'être conduit à la turbine à air.



**Figure 2.3-10 : MCP inclus dans le réservoir d'air comprimé [4]**

#### 2.3.4.5 Modélisation des systèmes thermiques par chaleur latente

Le stockage d'énergie par chaleur latente peut se faire dans : les plaques, les cylindres et dans les capsules sphériques.

Le stockage avec les capsules sphériques présente une bonne performance due au fait que leur surface d'échange thermique est grande par rapport aux stockages dans les cylindres et les plaques.

Différents modèles ont été développés pour le système de stockage thermique utilisant les capsules sphériques. Ils peuvent être principalement divisés en : une seule phase modèle, modèle de Schumman, modèle de dispersion - concentrique et modèle en phase solide continue.

Alvaro de Gracia et Luisa F. Cabeza, dans [32] font une revue de tous les modèles numériques système de lit garni stratifié qui sont utilisés dans le cas de stockage par chaleur latente comme on le montre sur la figure 2.3-12. Les corrélations empiriques les plus importantes utilisées dans les différents modèles pour prendre en compte les phénomènes physiques, comme la convection naturelle à l'intérieur des sphères ou la conductivité

thermique effective de la chaleur fluide de transfert, sont également donnés dans leur publication.

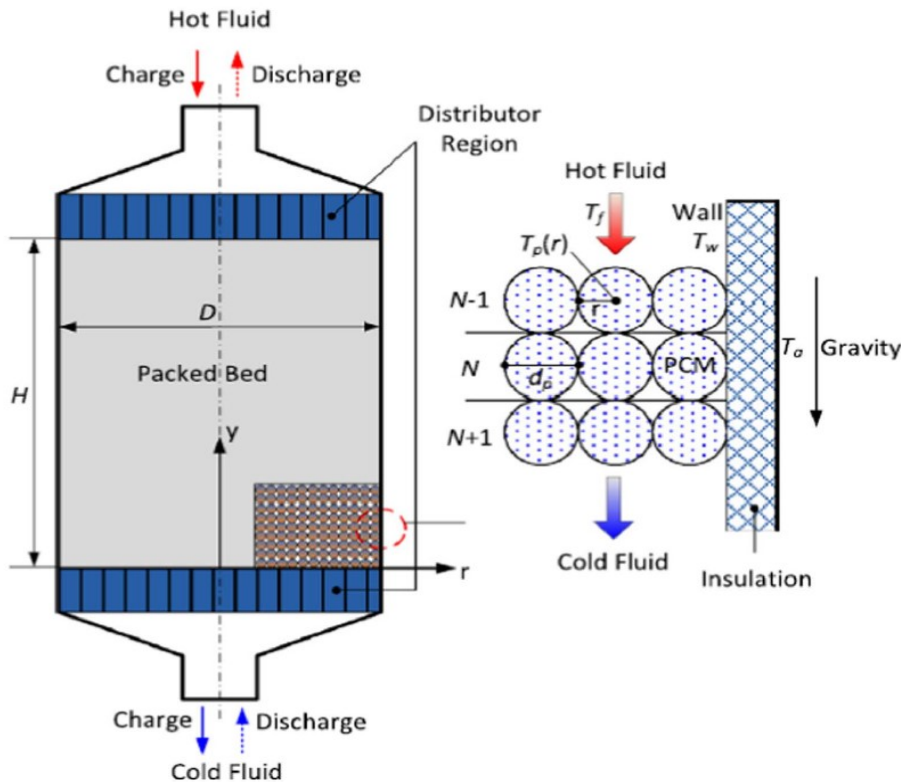


Figure 2.3-11 : Schéma d'un stockage thermique à lit fixe [32]

Les modèles monophasés sont moins coûteux; cependant, ils peuvent seulement être utilisés dans des systèmes dans lesquels le fluide caloporteur et les particules possédant une conductivité thermique et une capacité thermique élevées.

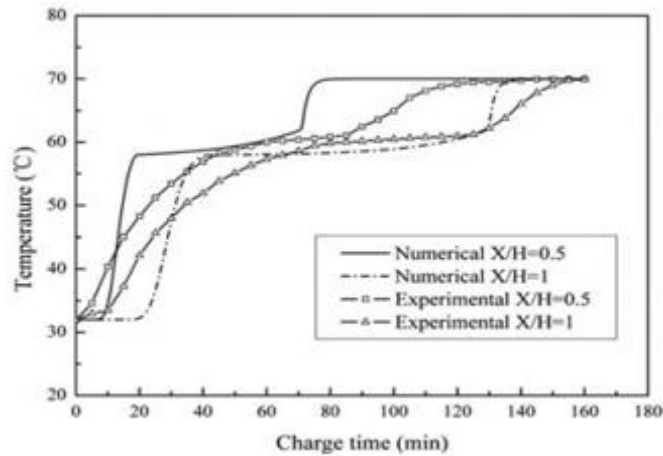
Pour deux phases, le modèle de Schumann est préconisé : On suppose une conductivité thermique infinie dans les particules dans la résolution de ces problèmes. Une autre classe de modèles est le modèle de dispersion concentrique qui nécessite la résolution à l'intérieur des particules des MCP, y compris l'effet de la convection naturelle dans certains cas. Les modèles en phase solide continue peuvent être discrétisés dans une ou deux

dimensions dans le lit stratifié. La discrétisation du lit stratifié dans la direction radiale est très limitée dans la littérature, car il augmente considérablement le temps de calcul.

Quelques applications de ces différents modèles ont fait l'objet de plusieurs recherches. Kouskso *et al.* [33] ont analysé un réservoir cylindrique contenant des capsules sphériques remplies d'un MCP. Le collecteur solaire est utilisé pour chauffer le matériau de stockage. L'air est le fluide caloporteur utilisé dans ce système. Le résultat de la simulation indique que l'efficacité thermique du système augmente avec la température de fusion de MCP.

Assis *et al.* [34] ont mené une étude théorique et expérimentale pour un système thermique avec capsules sphériques contenant de la paraffine comme MCP. Les diamètres des nodules sphériques sont compris entre 20 et 80 mm. Les températures de fusion varient entre 10 °C à 40 °C. Comme résultats la fraction de fusion est zéro à la fin de la solidification.

Yang et Zhang [35] ont effectué une étude théorique pour un système thermique par chaleur latente à lit stratifié (MCP). Ils ont considéré trois paraffines ayant des points de fusion différents comme MCP et placés dans le lit garni à différentes hauteurs. Le MCP ayant une température de fusion la plus élevée est placé plus près de l'entrée d'eau chaude qui est prise comme fluide caloporteur. Le calcul numérique de liquide caloporteur est basé sur le modèle unidimensionnel de Schumann, tandis que la température de la MCP est simulée en utilisant la méthode de la capacité thermique apparente. Les performances énergétique et exergétique sont comparées à celles du lit compact utilisant un seul type de MCP. Les résultats de la comparaison indiquent que ce nouveau lit stratifié présente un avantage par rapport à un lit garni traditionnel en termes d'énergie et d'exergie (Figure 2.3-12).



**Figure 2.3-12 : Évolution de températures en fonction du temps de chargement [35]**

## 2.3.5 Stockage de chaleur thermochimique

### 2.3.5.1 Définition

Les systèmes de stockage de chaleur thermochimique utilisent un principe physique totalement différent des deux autres types de stockage de chaleur. Ces systèmes exploitent la réversibilité d'une réaction chimique. Sa qualité principale est sa densité énergétique élevée (plusieurs GJ par m<sup>3</sup>). En plus de cela, l'énergie stockée dans le stockage de chaleur chimique peut être conservée plus longtemps sans subir de pertes de chaleur. Mais c'est une technologie plutôt complexe, car elle nécessite la conception de réacteurs chimiques et les performances du système peuvent se dégrader après quelques cycles de charge-décharge, en raison de la réversibilité imparfaite de la réaction chimique [36].

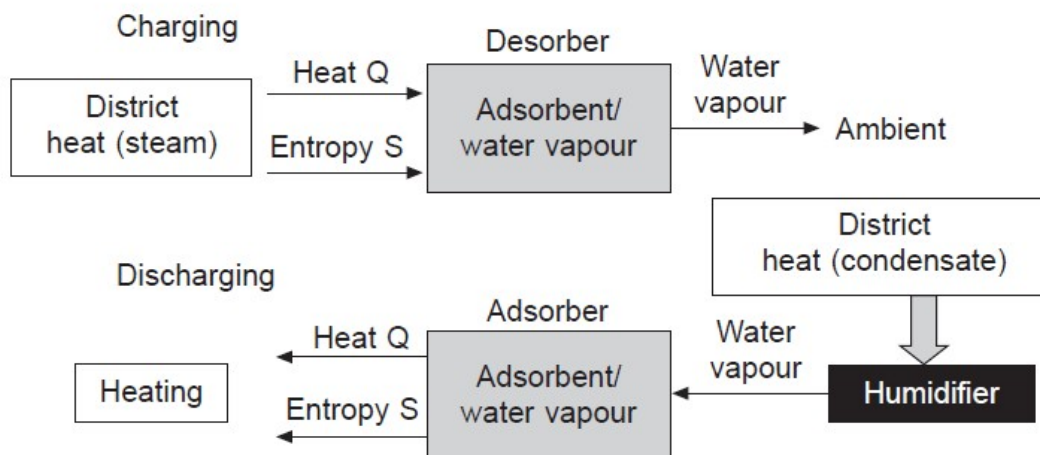
Les exemples de produits chimiques considérés pour le stockage thermique sont répertoriés dans le Tableau 2.3-1.

**Tableau 2.3-1 : Matériaux de stockage par voie thermochimique [34]**

| Thermochemical Material (C)          | Solid Reactant (A) | Working Fluid (B) | Energy Storage Density of Thermochemical Material (GJ/m <sup>3</sup> ) | Charging Reaction Temperature (°C) |
|--------------------------------------|--------------------|-------------------|--|------------------------------------|
| MgSO <sub>4</sub> ·7H <sub>2</sub> O | MgSO <sub>4</sub>  | 7H <sub>2</sub> O | 2.8  | 122                                |
| FeCO <sub>3</sub>                    | FeO                | CO <sub>2</sub>   | 2.6  | 180                                |
| Ca(OH) <sub>2</sub>                  | CaO                | H <sub>2</sub> O  | 1.9  | 479                                |
| Fe(OH) <sub>2</sub>                  | FeO                | H <sub>2</sub> O  | 2.2  | 150                                |
| CaCO <sub>3</sub>                    | CaO                | CO <sub>2</sub>   | 3.3  | 837                                |
| CaSO <sub>4</sub> ·2H <sub>2</sub> O | CaSO <sub>4</sub>  | 2H <sub>2</sub> O | 1.4  | 89                                 |

### 2.3.5.2 Applications de stockage thermochimique

Une des applications de ce système de stockage est présentée dans [37]. C'est l'utilisation d'un système de stockage à adsorption ouverte pour le chauffage et le refroidissement dans un système de chauffage urbain à Munich, en Allemagne. Un système d'adsorption ouvert utilisant la zéolite est installé pour chauffer un bâtiment scolaire pendant la période froide de l'hiver et pour rafraîchir un club de jazz en été. Le système est présenté en figure 2.3-13.



**Figure 2.3-13 : Systèmes de stockage a adsorption [37]**

### 2.3.6 Comparaison de systèmes de stockage thermique

Après la présentation de ces trois types de stockage thermique, les avantages et désavantages de ces systèmes sont résumés dans le Tableau 2.3-2.

**Tableau 2.3-2 : Comparaison de systèmes de stockage thermiques**

|                      | CHALEUR SENSIBLE   | CHALEUR LATENTE                     | THERMOCHIMIQUE                |
|----------------------|--|-------------------------------------|-------------------------------|
| <b>AVANTAGES</b>     | Les plus utilisées   | Densité thermique élevée            | Grande densité thermique      |
|                      | Liquide et solide moins chers                                | Compact                             | Durée de stockage élevé       |
|                      |  | Stabilité de température de fluide. | Pas d'isolation thermique     |
|                      | Non toxique  | Non toxique                         |                               |
|                      | Technologie simple   |                                     |                               |
| <b>INCONVÉNIENTS</b> | Métal liquide et huile thermique plus chers.                 | Faible conductivité thermique       | Pas encore bien développé.    |
|                      | Non stabilité de température de liquide lors de déchargement |                                     |                               |
|                      | Densité thermique est petite.                                | -Inorganique corrosives aux métaux. |                               |
|                      |  | Température de fusion limitée       |                               |
|                      |  | Cristallisation                     | Technologie complexe et chers |



À partir de ce tableau 2.3-2, il peut être constaté que le stockage par chaleur latente présente beaucoup d'avantages par rapport au stockage par chaleur sensible. En termes de densité énergétique et de la constante de températures délivrées pendant la période de chargement. C'est une technologie qui est mieux développée par rapport au stockage par voie thermochimique. Ce dernier est encore au stade embryonnaire, c'est à dire en pleine recherche pour son développement.

## **2.4 CONCLUSION**

Différent systèmes de stockage sont revus dans ce chapitre 2: sensible, latent et thermochimique. Les matériaux utilisés pour les différentes technologies de stockage thermique peuvent être soit le liquide, solide, le gaz, les matériaux à changement de phase (MCPs) et les réactions chimiques qui sont propres au système thermochimique. Certaines applications de ces systèmes de stockages ont été identifiées.

Au niveau de système de stockage par chaleur latente, certaines méthodes de sélection et de classement de MCPs ont été indiquées comme AHP, TOPSIS.... Ainsi qu'une revue sur les méthodes utilisées pour modéliser le système thermique par chaleur latente avec les nodules sphériques sont revus vue leur particularité en termes d'efficacité énergétique.

Un tableau comparatif de ces trois systèmes de stockage thermique a permis de voir les avantages des uns par rapport aux autres.

Le système par chaleur latente avec MCP présente beaucoup d'atouts sur le plan densité énergétique et la stabilité de température du fluide caloporteur lors de déchargement.

Le chapitre 3 présente les composantes du système d'énergie hybride éolien-diesel avec stockage hybride thermique - air comprimé.



# **CHAPITRE 3      SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL AVEC AIR COMPRIMÉ ET UNITÉ DE STOCKAGE THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE**

## **3.1    INTRODUCTION**

Dans ce chapitre 3, il sera question de proposer un schéma de système hybride éolien-diesel qui a un système de stockage hybride thermique - air comprimé avec ces différents composants.

Les composants seront définis et les relations pour quantifier les paramètres intéressants seront mentionnés. Et les paramètres de performances du moteur diesel suralimentés sont aussi présentés.

L'essentiel de ce travail étant la suralimentation supplémentaire d'un moteur diesel équipé au départ d'un turbocompresseur, les avantages de celle-ci sont mentionnés et le logiciel de performance de moteur diesel, DIESEL - RK qui est utilisé dans ce travail est aussi présenté.

## **3.2    OBJECTIFS DE LA SURALIMENTATION SUPPLÉMENTAIRE DU MOTEUR DIESEL**

L'objectif de la suralimentation supplémentaire du moteur diesel par l'entremise de l'air comprimé stocké est de maximiser le rendement global du moteur diesel à partir de plusieurs améliorations qui s'en découlent en l'occurrence [4-5] :

- Améliorer le rendement de combustion en fonctionnant le moteur en permanence avec un rapport (air/fuel) optimal, ce que ne permet pas le turbocompresseur seul ;
- Réduire les pertes par pompage pour la boucle basse pression du cycle thermodynamique du moteur diesel ;
- Augmenter la puissance spécifique (puissance par unité de cylindrée) du moteur diesel, ce qui permettrait un plus fort « downsizing » et ainsi un meilleur rendement ;

- Augmenter la pression à l'admission à un niveau qui permet une diminution de la quantité de carburant injectée tout en conservant la même pression maximale dans le cylindre du moteur.

### **3.3 SCHEMA DE PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE SHEDAC PLUS STOCKAGE THERMIQUE**

#### **3.3.1 Schéma de principe**

L'énergie excédentaire produite par des turbines éoliennes par rapport à la charge est utilisée pour comprimer l'air et le stocker à une pression supérieure à la pression atmosphérique. L'objectif poursuivi est de suralimenter davantage le moteur diesel pendant la période moins venteuse afin de produire l'électricité par le truchement d'une génératrice.

Ainsi, un moteur électrique alimenté par l'énergie excédentaire de l'éolienne permet au compresseurs C1 et C2 de fonctionner. Le compresseur C1 prend l'air ambiant et le comprime à une pression intermédiaire. Un échangeur de chaleur HX permet de récupérer l'énergie thermique à cette pression intermédiaire considérée constante et réduire par échange thermique la température du fluide à la température initiale dans le cas d'un refroidissement parfait.

Ensuite, l'air passe dans un deuxième compresseur C2 pour être comprimé jusqu'à la pression finale. L'énergie thermique est aussi récupérée par le truchement d'un second échangeur de chaleur en vue de stocker une grande masse d'air est incorporée dans le système. La température finale est identique à la température initiale de l'air à l'entrée du compresseur C1 pour un refroidissement parfait. En utilisant une compression multi-étagée, le travail exercé pour la compression sera moindre comparativement à la situation de comprimer en une fois l'air de la pression initiale à la pression finale. L'air comprimé est stocké dans le réservoir d'air comprimé RAC (voir Fig. 3.3-1).

L'énergie thermique ainsi obtenue lors de la compression est envoyée dans le stockage thermique STL d'une part et d'autre part, l'air ainsi comprimé est stocké à une pression finale qui est loin supérieure à la pression atmosphérique.

On a ainsi découplé l'énergie mécanique caractérisée par la haute pression dans le réservoir à air, et l'énergie thermique due au changement de température dans le réservoir thermique.

Lorsque la production électrique produite par les éoliennes est insuffisante (pendant la période moins venteuse), l'air comprimé est extrait du réservoir d'air, détendu d'abord dans le détendeur D pour être ajustée à la pression acceptable à l'entrée du moteur diesel, et ensuite passe dans le stockage thermique STL pour un préchauffage. Et si la température est très basse à la suite du processus de l'expansion de l'air, le gaz d'échappement GE en provenance du moteur diesel MD peut aussi servir d'élever la température de l'air. Le fluide dans ce cas ayant subi une détente dans la turbine T du turbocompresseur et sera chauffé davantage dans l'échangeur de chaleur HX.

L'air ne doit pas être beaucoup chauffé car une masse d'air frais à l'entrée du compresseur C3 est souhaitable pour une bonne performance thermique. L'air comprimé par le compresseur C3 passe dans un refroidisseur RF avant d'être injecté dans le moteur diesel MD pour la suralimentation en vue d'augmenter la puissance spécifique, le rendement et réduire la quantité de carburant à utiliser pour produire l'électricité à partir de génératrice G qui est connectée au moteur diesel.

L'air froid qui sort à partir du bas du système thermique STL est envoyé pour être chauffé à travers l'échange de chaleur avec l'air chaud comprimé et ensuite il est stocké dans le réservoir thermique STL.

Si le gaz d'échappement est encore suffisamment chaud, il peut être utilisé pour d'autres applications telles que le chauffage d'eau.

L'hybridation éolien – Diesel - CAES à moyenne échelle vise à transférer l'excès de l'énergie éolienne produite durant les périodes venteuses ( $TPP > 1$ ) aux périodes d'une demande élevée ou moins venteuses ( $TPP < 1$ ), en utilisant seulement une fraction du combustible qui serait consommée par le moteur diesel [5].

Une suralimentation des moteurs diesel produit les avantages ci - après :

- L'augmentation du taux de pénétration de l'énergie éolienne (TPE) ;
- L'augmentation de la puissance du diesel ;
- La diminution de sa consommation en combustible.

Le système ainsi décrit et proposé pour cette étude est illustré sur la figure 3.3-1.

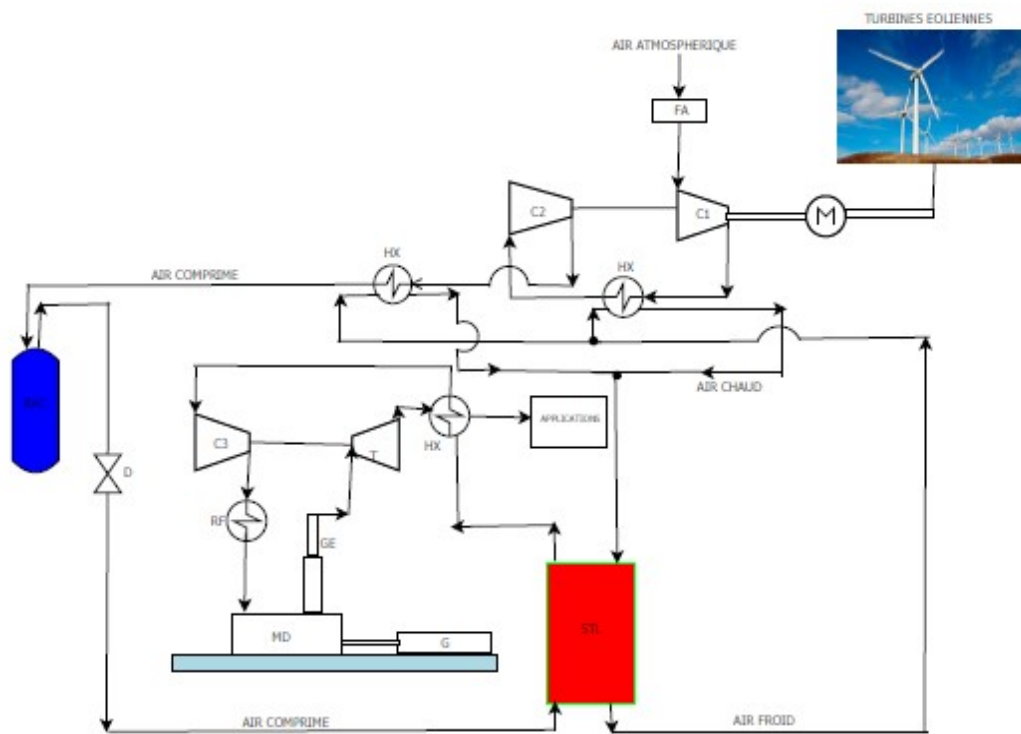


Figure 3.3-1 : Schéma de SHEDAC plus stockage thermique

### 3.3.2 Diagramme thermodynamique

Le diagramme thermodynamique (T-s) illustre les transformations subies par l'air dans le schéma ainsi décrit ci - haut dans les différents composants : de compresseurs en passant par des échangeurs de chaleur à l'admission dans le moteur diesel (Figure 3.3-2).

L'hypothèse suivante est considérée pour la transformation de l'air : l'air est pris comme un gaz parfait.

Les transformations thermodynamiques sont :

1-2 : la compression de l'air de condition ambiante à la pression 2. Le processus est isentropique (réversible et adiabatique),  $P_2 > P_1$ .

2-3 : le refroidissement dans l'échangeur de chaleur qui se fait à une pression constante. Au point 3, la température  $T_3 = T_1$  et  $P_3 = P_2$ .

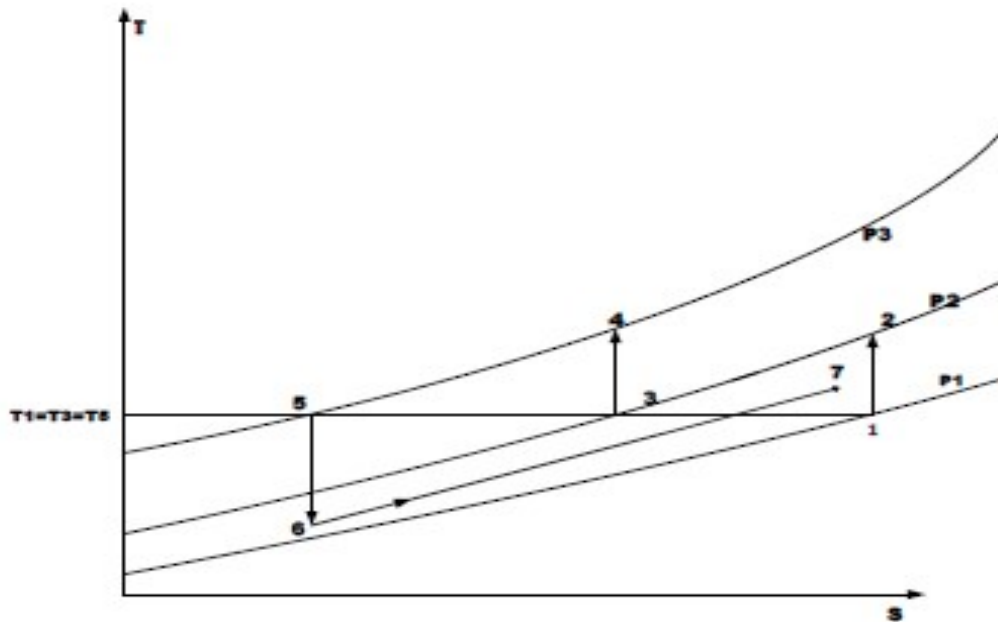
3-4 : compression isentropique de la pression  $P_3$  à la pression  $P_4$ . La température au point 4 est supérieure par rapport à celle du point 3 ( $T_4 > T_3$ ).

4-5 : refroidissement isobarique ( $P_4 = P_5$ ) de l'air jusqu' à la température  $T_5 = T_3 = T_1$ . Ce point correspond à l'état de l'air dans le réservoir.

5-6 : Détente isentropique dans le régulateur de pression. La température  $T_6$  est inférieure à  $T_1$ , mais  $P_6 > P_1$ .

6-7 : Chauffage isobarique ( $P_6 = P_7$ ), avec  $T_6 < T_7$ . L'état 7 correspond à l'admission de l'air dans le moteur diesel avec  $T_7 > T_1$ .

Le point 7 est le point qu'il faut déterminer pour une meilleure efficacité thermique du moteur en termes de température et de pression.



**Figure 3.3-2 : Diagramme T-s de l'évolution thermodynamique de l'air dans SHEDAC**

### 3.3.3 Composants du SHEDAC plus le stockage thermique

#### 3.3.3.1 Filtre à air

Un filtre à air est placé dans ce système pour prévenir l'entrée de poussières dans les compresseurs. Le fait de placer le filtre à air engendre une perte de charge ou de pression. Cette perte de charge du filtre à air est considérée comme une résistance du filtre au passage de l'air.

Parmi les facteurs qui influent sur la perte de charge, on a : la nature du media filtrant, la structure du filtre et l'encrassement du filtre.

Les pertes de charge du filtre sont qualifiées perte de charge singulières.

L'air étant considéré comme incompressible, la température et la pression après le filtre à air peuvent donc être exprimées par les équations [38] :



$$\Delta p = k(1/2) \rho v^2 \quad [3-1]$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [3-2]$$

$\Delta p$  perte de charge singulière, [m], en [Pa] ou en [bar] ;

$v$  est la vitesse moyenne [m/s] et  $k$  et  $\rho$  sont respectivement le coefficient de perte de charge (sans unité) et la masse volumique de l'air [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

Avec  $p$  et  $T$  sont respectivement la pression et la température ;

$\gamma$  est le coefficient polytropique de l'air.

1 et 2 désignent le point d'entrée et de sortie de filtre à air. Le point d'entrée 1 est l'état de l'air dans les conditions ambiantes.

Comme conséquence de l'installation le filtre à air, la pression d'admission de l'air dans le compresseur sera légèrement réduite par rapport à la pression atmosphérique de 1 bar généralement considérée.

Tableau 3.3-1 donne la classification des filtres à air selon la norme EN 779 :2012. Ainsi donc, le filtre à air F7 doit posséder une efficacité de filtration minimale de 35 % sur des particules de 0.4  $\mu\text{m}$  selon cette norme.

**Tableau 3.3-1 : Classification des filtres à air selon EN 779 :2012[39]**

| Classification des filtres à air selon norme EN 779 :2012 |        |                           |   |  |  |
|---|--------|---------------------------|---|--|--|
| Groupe  | Classe | Perte de charge finale Pa | Rendement gravimétrique moyen ( $A_m$ ) sur de la poussière synthétique | Efficacité particulaire moyenne ( $E_m$ ) sur des particules de $0,4\mu\text{m}$ (%) | Efficacité minimale sur des particules de $0,4\mu\text{m}$ (%) |
| Grossières  | G1     | 250                       | $50 \leq A_m < 65$  | -  | -  |
|   | G2     | 250                       | $65 \leq A_m < 80$  | -  | -  |
|   | G3     | 250                       | $80 \leq A_m < 90$  | -  | -  |
|   | G4     | 250                       | $90 \leq A_m$   | -  | -  |
| Moyennes  | M5     | 450                       | -   | $40 \leq E_m < 60$   | -  |
|   | M6     | 450                       | -   | $60 \leq E_m < 80$   | -  |
| Fines   | F7     | 450                       | -   | $80 \leq E_m < 90$   | 35   |
|   | F8     | 450                       | -   | $90 \leq E_m < 95$   | 55   |
|   | F9     | 450                       | -   | $95 \leq E_m$  | 70   |

### 3.3.3.2 Compresseur

Le compresseur est un organe mécanique qui absorbe de l'énergie dans le but d'augmenter la pression d'un fluide. La pression du fluide augmente et aussi il y a une augmentation de la température qui en résulte. Cette augmentation est fonction des propriétés du gaz considéré. Le principe de fonctionnement du compresseur se fait de la manière suivante : une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration  $P_1$  est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit.

Le processus de compression se fait très souvent de façon adiabatique et toujours de façon irréversible.

L'efficacité d'un compresseur est déterminée en comparant sa puissance avec celle d'un compresseur idéal (un compresseur qui serait isentropique). Ce paramètre d'efficacité isentropique du compresseur  $\eta_c$  est :

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_R} \quad [3-3]$$

Avec  $\dot{W}_s$  : la puissance d'un compresseur isentropique qui fonctionnerait avec le même débit de masse et entre les deux mêmes pressions.

$\dot{W}_R$  : la puissance réelle consommée par le compresseur,

En considérant le compresseur comme un système ouvert et en négligeant les variations de l'énergie cinétique et potentielle, La puissance du compresseur est :

$$\dot{W}_R = \dot{m} C_p (T_R - T_1) = \frac{\dot{m}}{\eta_c} C_p (T_S - T_1) \quad [3-4]$$

Avec  $\dot{m}$  : le débit massique de l'air en [kg/s] ;

$T_R, T_S$  et  $T_1$  : respectivement la température réelle à la sortie du compresseur, la température idéale pour le processus isentropique et la température à l'entrée du compresseur en [K]

$C_p$  : La chaleur spécifique à pression constante de l'air dans le compresseur en [J/kg.K].

Et le taux de compression du compresseur est donné par :

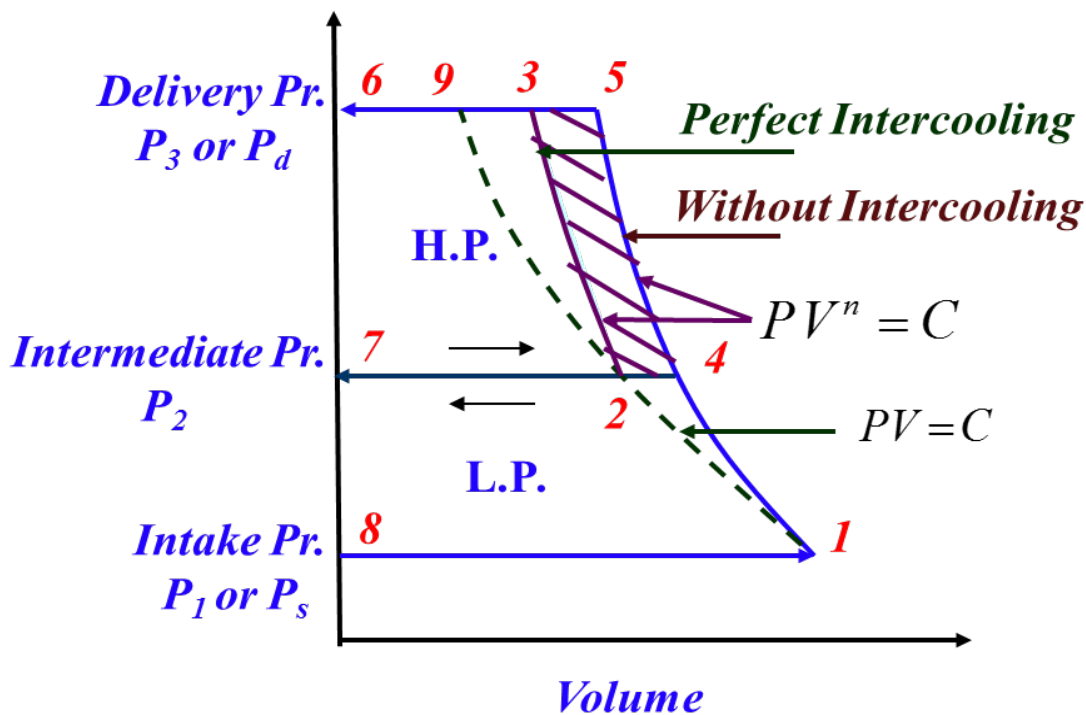
$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} \quad [3-5]$$

La compression multi - étagée réfère au processus de compression effectué en plusieurs étapes.

L'analyse mathématique du compresseur à plusieurs étages se fait avec les hypothèses suivantes :

- (i) La compression dans tous les étages est faite suivant le même indice de compression et il n'y a pas chute de pression dans les pressions d'aspiration et de refoulement dans chaque étage. Pression d'aspiration et de refoulement reste constantes dans les différents étages.
- (ii) Il y a un refroidissement parfait entre les étapes de compression.
- (iii) La masse traitée à différents stades est la même,
- (iv) L'air se comporte comme un gaz parfait pendant la compression.

Sur la figure 3.3-3, on a une représentation sur diagramme P-v de compression bi-étagée (à deux étages).



**Figure 3.3-3 : Représentation de compression multi-étagée dans le diagramme P-v**

La pression varie de  $P_1$  à  $P_3$ , la pression intermédiaire étant  $P_2$ . Si la compression se fait à un stage, la variation des états de l'air se fera de la manière suivante : 8-1-5-6.

En considérant les deux stages de compression, on peut distinguer deux situations :

1. Avec un refroidissement intermédiaire à la pression  $P_4$ , la basse pression (LP) se fera comme suit : 8-1-4-7, et la haute pression (H.P) : 7-2-3-6.
2. Sans refroidissement intermédiaire, la basse pression (L.P) est la même soit 8-1-4-7 et la haute pression (HP) devient 7-4-5-6.

En cas de plusieurs étages, avec  $i$  nombre d'étages, pour les pressions de refoulement et d'aspiration de  $P_{i+1}$  et  $P_1$  le rapport optimal de pression d'étage doit être,

$$\text{Taux de compression optimal d'étages : } \pi_c = \left( \frac{P_{i+1}}{P_1} \right)^{\frac{1}{i}} \quad [3-6]$$

Le taux de compression est le rapport de la pression de refoulement sur celle d'aspiration en valeurs absolues.

Pour  $i$  nombre d'étages, le travail minimum est donné par :

$$W_{C,\min} = i \cdot \left( \frac{n}{n-1} \right) P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_{i+1}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot i}} - 1 \right] \quad [3-7]$$

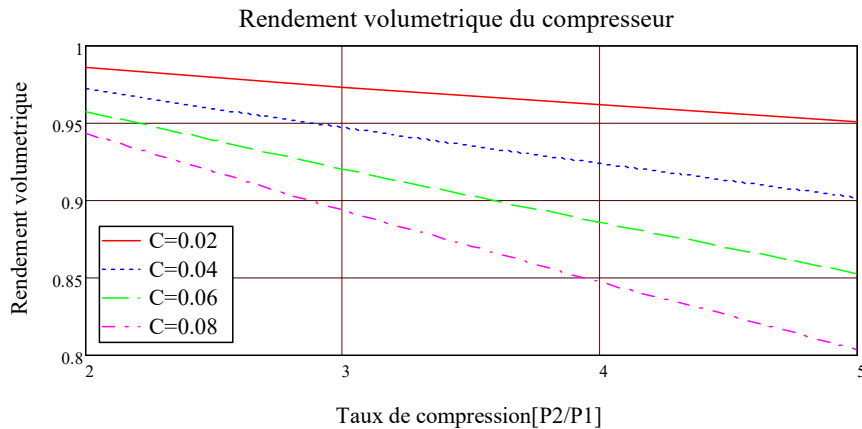
Le rendement volumétrique  $\eta_v$  est obtenu en déterminant le rapport du volume aspiré horaire sur le volume balayé horaire.

Le rendement volumétrique  $\eta_v$  se calcule comme suit :

$$\eta_{\text{vol}}(C, P_{r\_ratio}, n) := 1 + C - C \cdot (P_{r\_ratio})^{\frac{1}{n}} \quad [3-8]$$

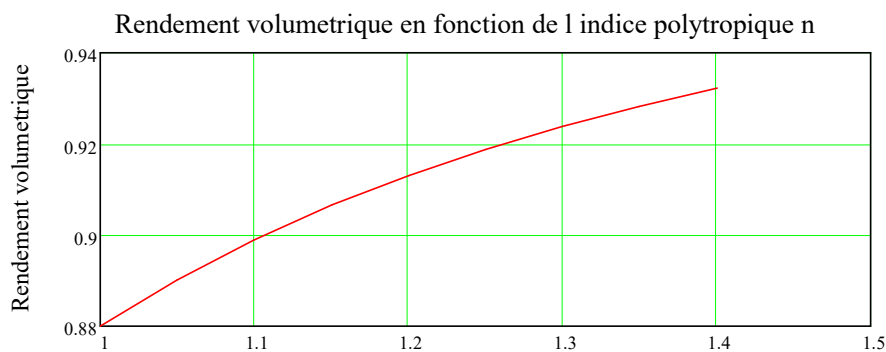
Avec  $C$  le rapport entre le volume de l'espace mort sur le volume balayé par le piston du compresseur et  $P_{r\_ratio}$  représente le taux de compression. Les figures 3.3-4 à 3.3-6 ci - dessous permettent de voir la variation de rendement volumétrique d'un compresseur ayant une pression d'admission de 1 bar et 5 bar au refoulement. L'indice de la compression polytropic est 1.3.

Figure 3.3 - 4 montre la variation du rendement volumétrique du compresseur en fonction du rapport C pour les différents taux de compressions. Il est observé que le rendement volumétrique diminue avec l'augmentation de taux de compression pour une même valeur de C. Mais ce rendement augmente avec la diminution de valeur C pour un taux de compression maintenu constant.



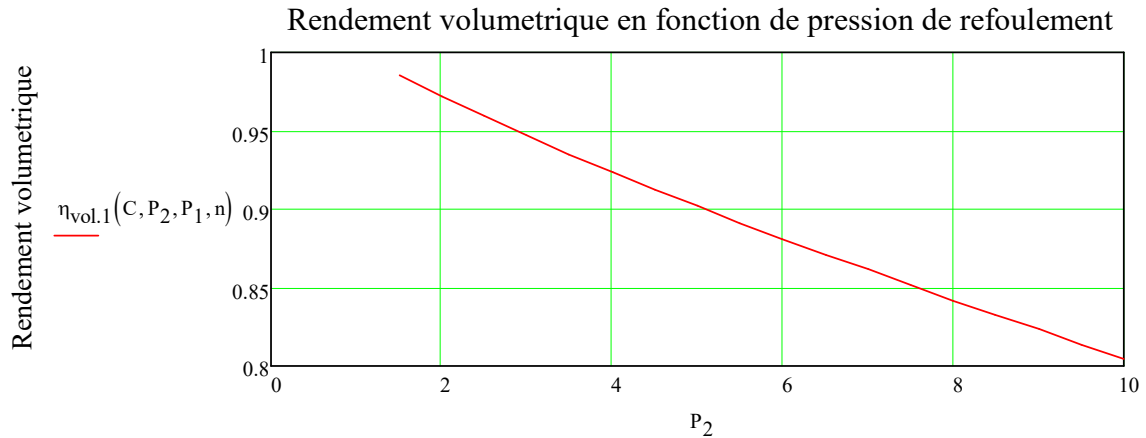
**Figure 3.3-4 : Rendement volumétrique du compresseur en fonction du rapport C**

Sur la figure 3.3-5, le rendement volumétrique du compresseur augmente avec l'augmentation de l'indice de la compression polytropique.



**Figure 3.3-5 : Rendement volumétrique du compresseur en fonction de l'indice de la compression polytropique**

Figure 3.3 - 6 indique la façon dont le rendement volumétrique en fonction de la pression de refoulement. Si la pression de refoulement augmente, le rendement volumétrique diminue.

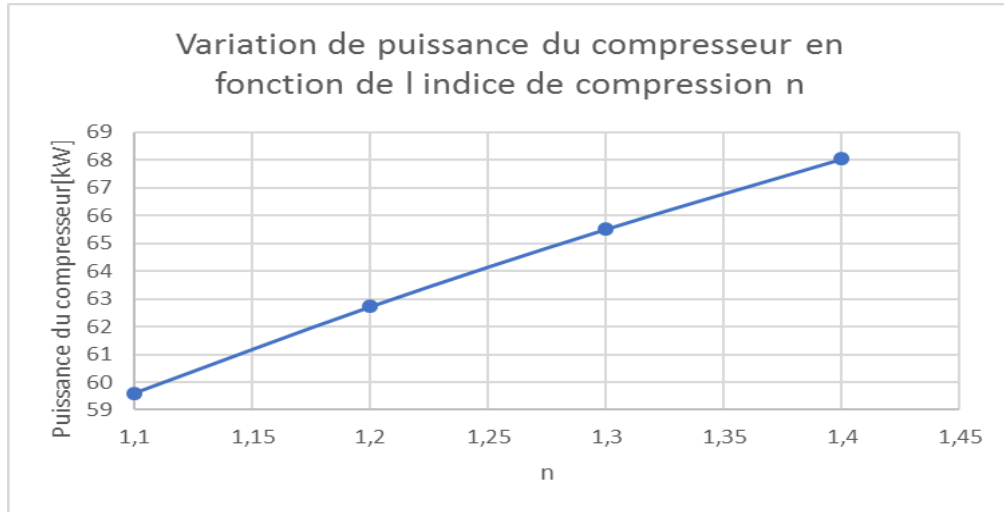


**Figure 3.3-6 : Rendement volumétrique de la compression en fonction de pression de refoulement**

Evaluation d'autres paramètres de compresseur.

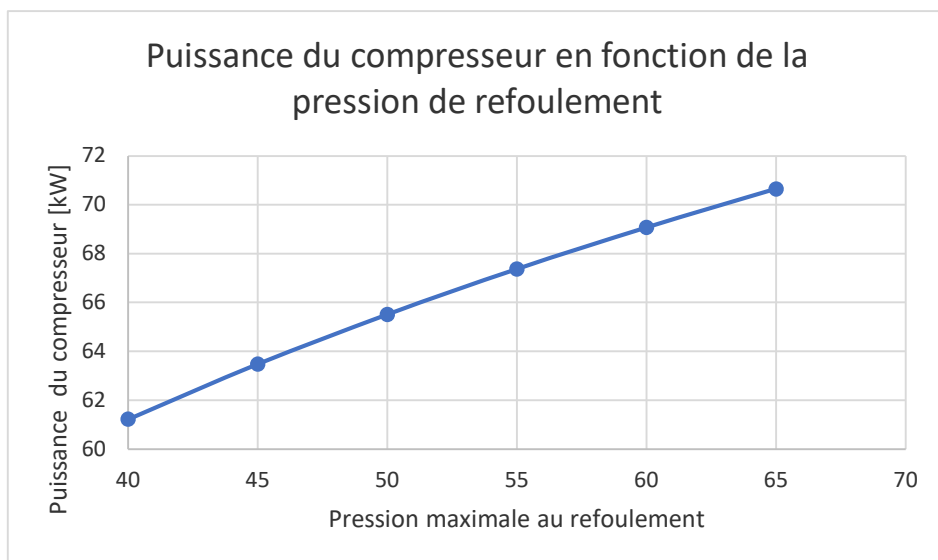
Considérons le processus de compression multi-étagée de l'air de 1 bar à 50 bar. La température maximum de l'air à la sortie du compresseur ne peut dépasser 420 K. Avec un débit massique de 0.1667 kg/s. La compression polytropique suit la loi  $PV^{1,3}=C$ .

La variation de puissance du compresseur pour augmenter la pression de 1 bar à 50 bar varie linéairement en fonction de l'indice de compression polytropique comme le montre sur la figure 3.3-7.



**Figure 3.3 - 7 : Puissance du compresseur en fonction de l'indice de la compression polytropique**

Sur la figure 3.3 - 8, la puissance du compresseur augmente avec la pression de refoulement.



**Figure 3.3-8 : Puissance du compresseur en fonction de la pression de refoulement**



### 3.3.3.3 Échangeur de chaleur

L'échangeur permet de refroidir l'air comprimé à la sortie du compresseur. C'est un refroidisseur air – air qui est considéré. Le refroidissement se fait à pression constante. La température de l'air à la sortie de l'échangeur peut être calculée à partir de l'équation [6] :

$$T_{outech} = T_{outc} (1 - \eta_{ech}) + \eta_{ech} \cdot T_{aircool} \quad [3-8]$$

Avec :  $T_{outech}$  : la température à la sortie de l'échangeur thermique ;

$T_{outc}$  : La température à la sortie du compresseur,

$\eta_{ech}$  : Le rendement de l'échangeur ;

$T_{aircool}$  : la température de l'air froid.

Et si le refroidissement est parfait, [3-8] se réduit à :

$$T_{outech} = T_{aircool} \quad [3-9]$$

### 3.3.3.4 Réservoir d'air

Il y a différentes approches pour le modèle thermodynamique du réservoir d'air. Ces modèles peuvent être répertoriés comme suit [40] :

- Modèle à volume constant et à température constante (modèle VT)
- Modèle à volume constant et adiabatique (modèle VA)
- Modèle à pression constante et à température constante (modèle PT)
- Modèle à pression constante et adiabatique (modèle PA)

Les modèles à pression constante (PA) sont appropriés si l'air est stocké au moyen de sacs sous - marins autour desquels la pression est maintenue constante par nature. Pour les cavernes souterraines ou d'autres réservoirs de stockage rigides, les modèles en VA seraient à considérer. Par conséquent, le modèle VT est utilisé pour le modèle de stockage dans le cas où la température de l'air dans le stockage est supposée être à la température ambiante.

Pendant les périodes de chargement et de déchargement, il existe une relation entre la masse débit et volume de la caverne,

$$V_s = \dot{m} \Delta t \left( \frac{RT_o}{P_{\max} - P_{\min}} \right) \quad [3-10]$$

Avec  $V_s$  : volume de stockage de réservoir d'air [ $\text{m}^3$ ] ;

$\dot{m}$  : le débit massique de l'air [ $\text{kg/s}$ ] ;

$R$  : constante de gaz parfait,  $R= 287 \text{ J/kg. K}$

$\Delta t$  : Durée de stockage [ $\text{s}$ ] ;

$T_o$  : la température de stockage [ $\text{K}$ ] ;

$p_{\max} - p_{\min}$  : Pression maximum et minimum d'air [ $\text{Pa}$ ].

### 3.3.3.5 Détendeur ou Régulateur de pression

Une valve d'expansion ou une soupape est un dispositif de commande peu coûteux qui, par une obstruction dans son flux, réduit la pression du fluide de travail.

Une application de la première loi de la thermodynamique (en négligeant l'énergie cinétique et potentielle changements) à une vanne d'étranglement à débit constant conduit à :

$$h_e = h_i \quad [3-11]$$

Avec  $h_e$  et  $h_i$  respectivement l'enthalpie à l'entrée et à la sortie de régulateur de pression.

L'équation [3-11] stipule que l'énergie avant détente est égale à l'énergie après détente.

Ce processus se fait avec enthalpie constante.

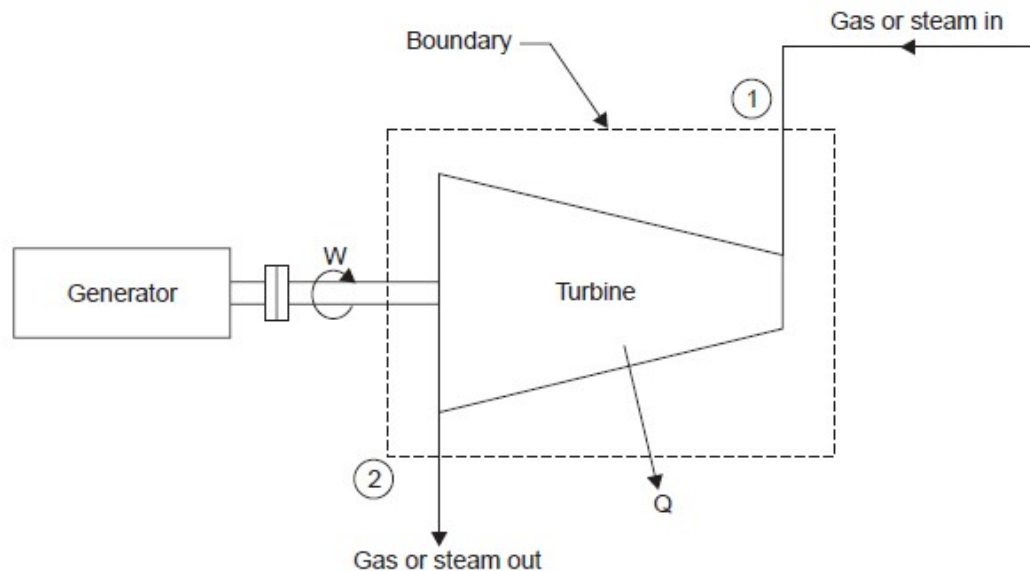
### 3.3.3.6 Turbine

Généralement, les turbines sont des turbomachines génératrices de puissance mécanique. Dans de nombreux cas de figures, la puissance mécanique produite est utilisée pour entraîner un alternateur et produire de l'électricité. Elle est un dispositif rotatif qui convertit l'énergie du fluide en énergie cinétique pour faire tourner un arbre supportant les aubes de la turbine. Dans une turbine, l'évolution du fluide subit un processus de détente.

Lors de la détente, l'énergie du fluide qui est fonction de sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, un compresseur, une pompe ou tout autre récepteur (ou générateur) mécanique rotatif.

L'ensemble est alors respectivement appelé turbo-alternateur, turbocompresseur, turbopompe, etc.

Le compresseur nécessite l'apport du travail pour augmenter la pression du fluide alors que la turbine produit de l'énergie.

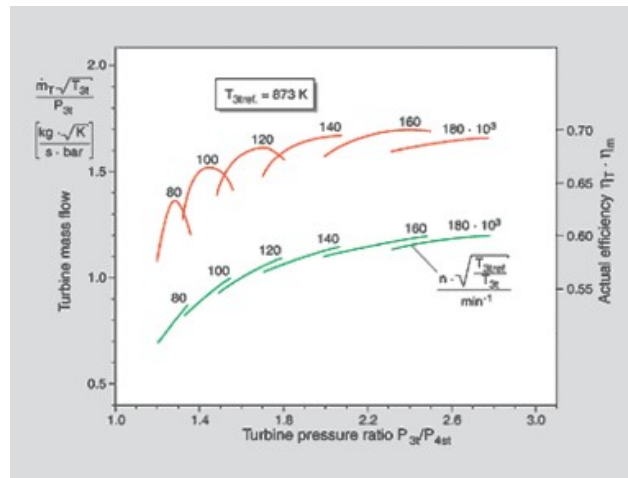
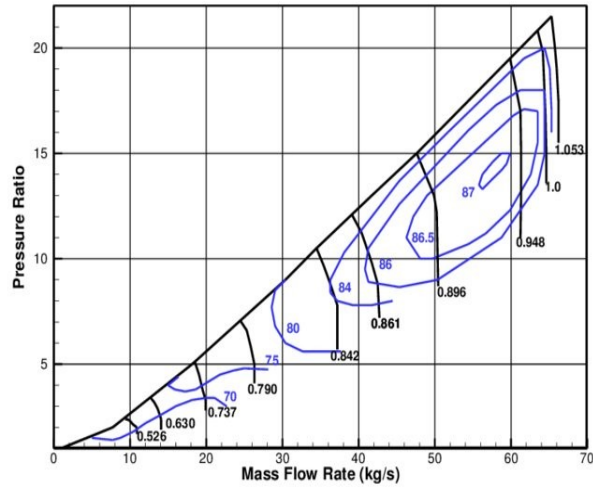


**Figure 3.3-9 : : Exemple d'une turbine à gaz**

Les cartes du compresseur et de la turbine sont utilisées dans une analyse de cycle pour prédire la performance du moteur au point de design et hors-design. Un exemple d'une carte de compresseur est donné sur la figure 3.3-10.

Chaque turbine et compresseur possède une carte de fonctionnement pourvue par le fabricant. Les cartes complètes sont basées sur les résultats d'un essai sur turbine ou sont prédites par un programme informatique spécial

Pour pouvoir lire une carte de compresseur pour une application spécifique, il est recommandé de calculer le volume et la masse d'air circulant dans le système.



**Figure 3.3-10** : Exemple de cartes de compresseur et de turbine [43]

La figure 3.3-11 donne un schéma illustratif d'un turbocompresseur. On peut remarquer l'évolution de l'air au sein du système.

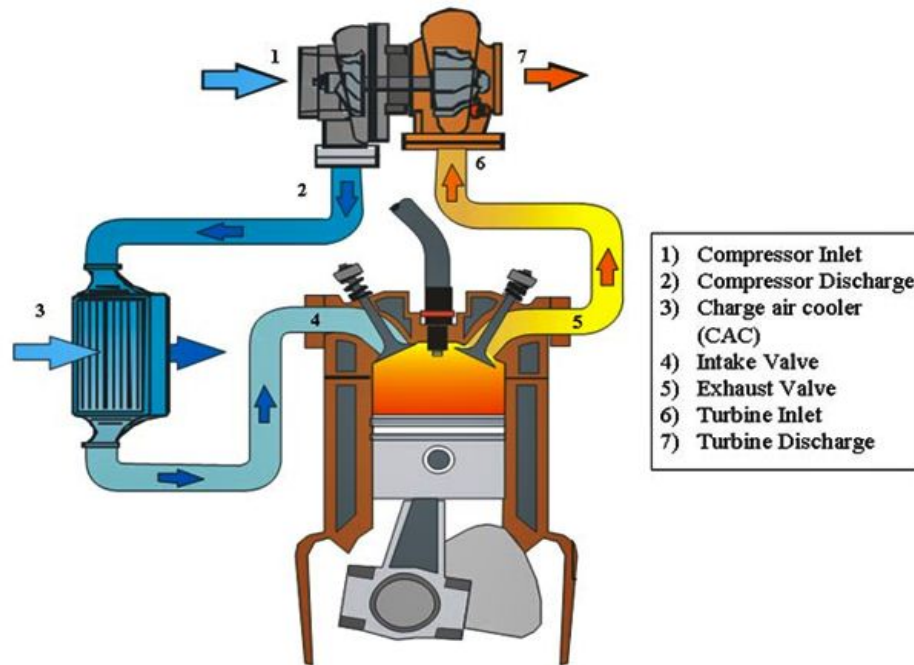


Figure 3.3-11 : schéma d'un turbocompresseur [44]

### 3.3.3.7 Stockage thermique par chaleur latente

Le stockage thermique par chaleur latente est couvert dans le chapitre 4.

### 3.3.3.8 Moteur diesel

Le cycle théorique du moteur diesel est représenté sur la figure 3.3-12. Ce cycle est appelé cycle de Sabathé. Il est à remarquer que la combustion s'effectue en deux étapes (à volume constant ou isochorique et à pression constante ou isobarique).

Ce cycle consiste donc aux différentes évolutions que subit une même masse d'air à partir de son admission dans le cylindre jusqu'à la fin de processus et rejeté dans l'atmosphère. Il y a donc une variation des états thermodynamique de fluide (volume, de pression, et de température).

Il est constitué des transformations suivantes pour un moteur diesel à quatre temps correspondant à une rotation de deux tours de vilebrequin :

A-B : compression adiabatique réversible;

B-C : combustion isochore;

C-D : combustion isobare réversible;

D-E : détente adiabatique réversible;

E-A : détente isochore.

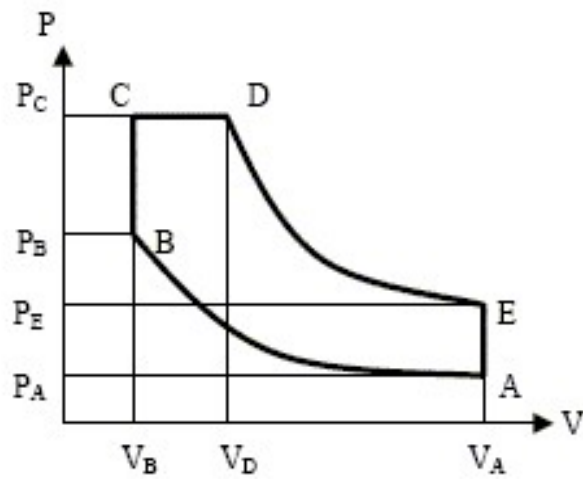


Figure 3.3-12 : Cycle théorique du moteur diesel [41]

Le diagramme du cycle réel est représenté sur la figure 3.3-13.

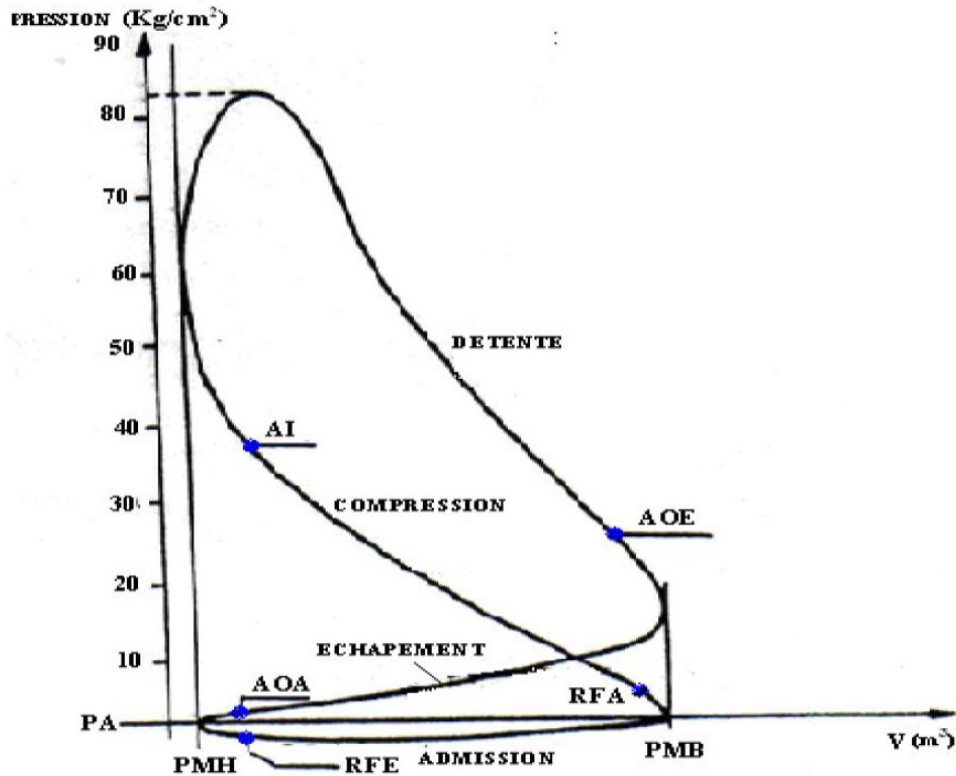


Figure 3.3-13 : Diagramme de cycle réel du moteur diesel

### 3.3.3.9 Principe de la transformation d'énergie

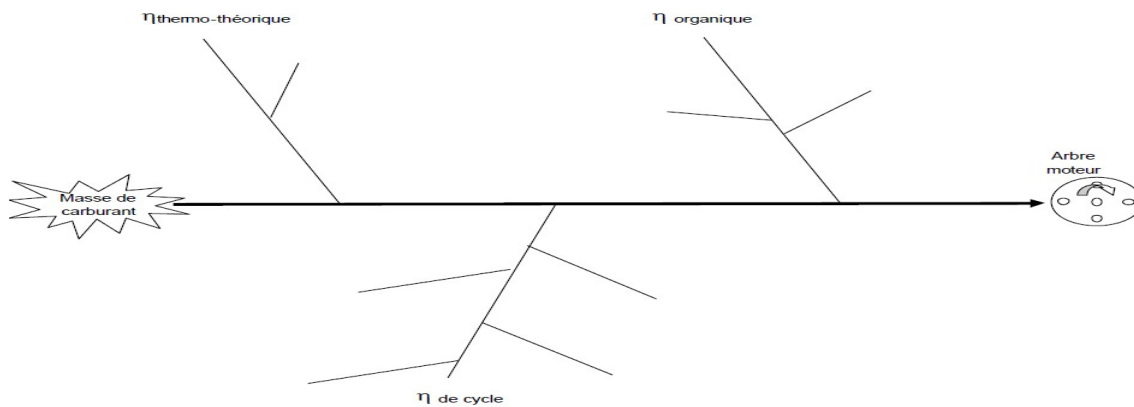
La première loi de la thermodynamique est basée sur la conservation de l'énergie. L'énergie se trouve sous forme chimique dans le carburant au départ et avec la combustion, il y a l'énergie thermique qui est obtenue.

Pendant cette combustion, les gaz exerçant une forte pression dans le cylindre génèrent une force de poussée sur le piston. Cette force est transmise au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

Le moment de cette force constitue le moment mécanique moteur qui fait tourner le vilebrequin : création de l'énergie mécanique moteur.

Ce qui est appelé couple moteur «  $C_m$  » est le moment de cette force de la bielle sur le vilebrequin.

Le diagramme de causes et effets, ou diagramme d'Ishikawa, ou diagramme en arêtes de poisson est un outil développé par Kaoru Ishikawa en 1962 [42]. Ce diagramme représente de façon graphique les *causes* aboutissant à un *effet*. Avant de générer la puissance à l'arbre moteur, l'énergie sous forme chimique du carburant va se transformer en une autre forme d'énergie, qui est l'énergie thermique. Et il y a de pertes qui se produisent pour aboutir aux différents types de rendements avant d'atteindre l'arbre moteur.



**Figure 3.3-14 : Diagramme Hishikawa (ou arête de poisson)**

Le diagramme d'un moteur diesel suralimenté est repris sur la figure 3.3-15. On peut bien remarquer sur cette même figure la différence entre le cycle théorique et cycle réel.



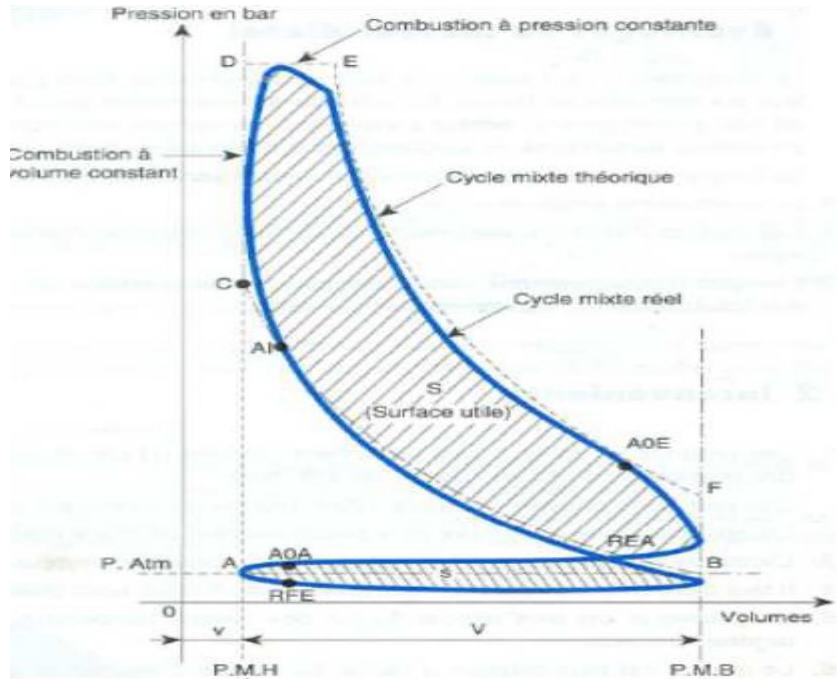


Figure 3.3-15 : diagramme d'un moteur diesel suralimenté

### 3.3.3.10 Performances du moteur diesel

Les paramètres suivants permettent de déterminer les performances du moteur diesel :

#### - Rendement globale

Il est défini comme un rapport entre l'énergie théoriquement disponible dans la masse de carburant et le travail disponible sur l'arbre moteur.

$$\eta_{global} = \frac{W_{eff}}{m \times P_{Cl}} \quad [3-12]$$

#### - Couple effectif

Le couple effectif ( $C_{eff}$ ) est le couple mécanique disponible en sortie vilebrequin, effectivement utilisable;

#### - Travail effectif

L'énergie mécanique moteur ou travail effectif ( $W_{eff}$ ) est la combinaison du couple effectif et de l'angle de rotation du vilebrequin.

$$W_{eff} = C_{eff} \times \theta \quad [3-13]$$

- **Puissance effective**

La puissance effective délivrée par le moteur ( $P_{eff}$ ) est la combinaison du couple effectif et de la fréquence de rotation du vilebrequin.

$$P_{eff} = C_{eff} \times \omega = W_{eff}/\text{cycle} \times n \quad [3-14]$$

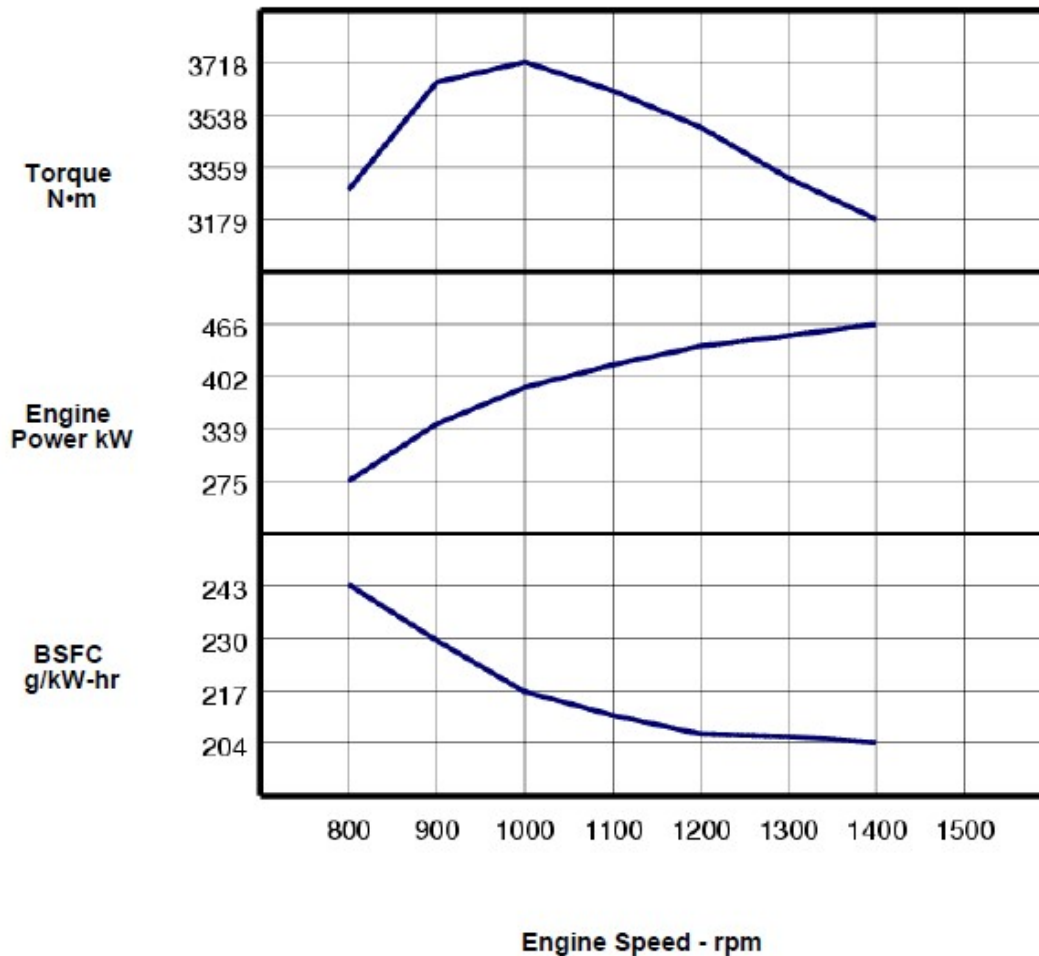
- **Consommation spécifique indiquée  $C_S$**

Par définition, la consommation spécifique indiquée (g/kWh) est la quantité du carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un kW pendant une heure.

La consommation spécifique indiquée  $C_S$  (en g/kWh), dans le cas où  $P_{CI}$  est exprimé en kJ/kg,  $C_S$  est égale à :

$$C_S = \frac{3600 \times 10^{-3}}{\eta_i \times P_{CI}} \quad [3-15]$$

La figure 3.3-16 illustre les courbes de performances d'un moteur diesel suralimenté. La puissance du moteur augmente avec la vitesse de rotation alors que le couple moteur diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. La consommation spécifique est minimale au point où la puissance est maximale.



**Figure 3.3-16 : courbes de performance d'un moteur diesel suralimenté.**

### 3.3.4 Présentation du logiciel Diesel -RK

Dans ce travail, le logiciel Diesel-RK sera utilisé pour évaluer les performances du moteur diesel suralimenté.

DIESEL-RK est un logiciel conçu pour simuler et optimiser les performances de moteurs à combustion interne à deux et quatre temps. Le programme peut être utilisé pour modéliser les types de moteurs suivants : Moteurs diesel ; moteurs à essence.

Certaines des applications qui sont utilisées avec Diesel-RK sont :

- Prédiction de courbe de couple moteur et autres performances du moteur ;
- Prévission et optimisation de la consommation de carburant ;

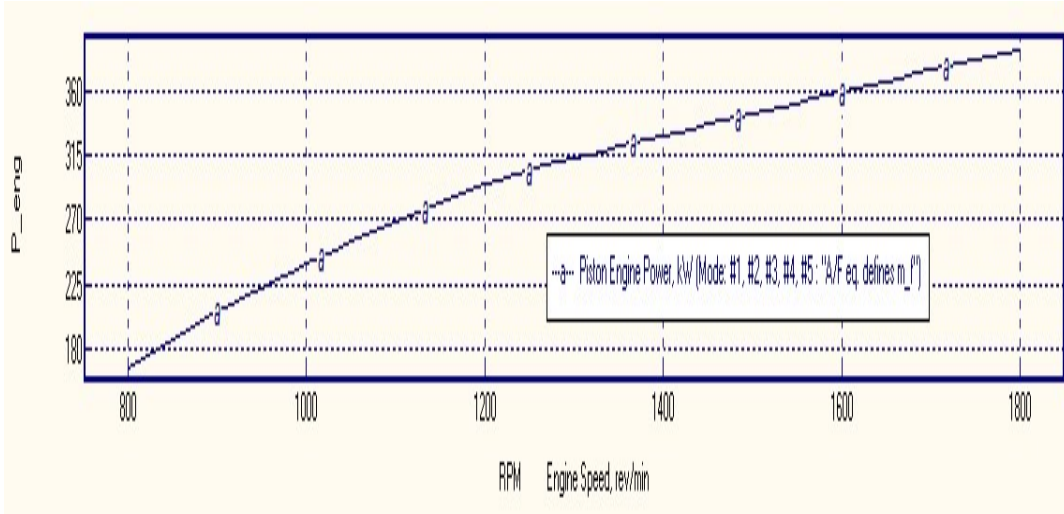
- Analyse et optimisation de la combustion et des émissions.

DIESEL - RK permet de simuler le processus de moteurs à combustion interne avec une grande précision de prévisions avec l'utilisation de minimum empirique coefficients. Les valeurs de ces coefficients sont constantes pour toute configuration.

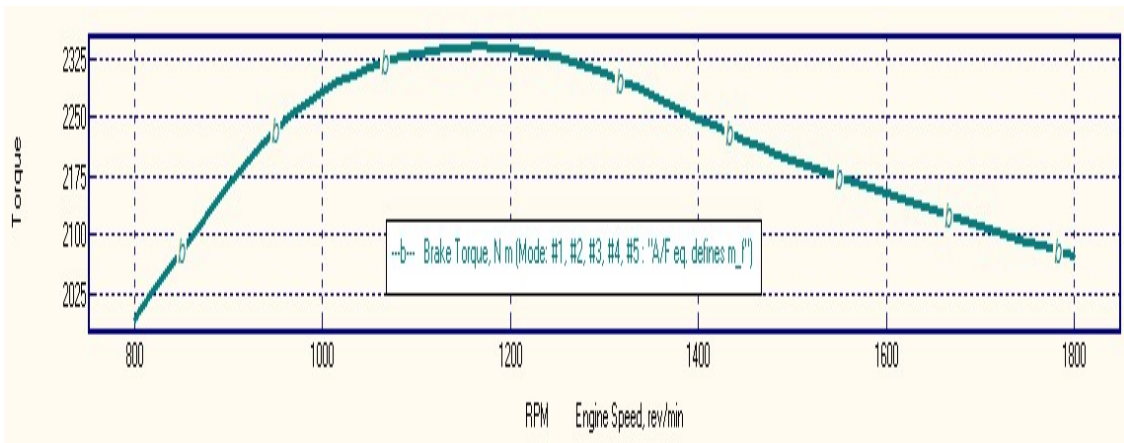
Afin de déterminer les performances du moteur pour un moteur diesel suralimenté à 4 temps, les données suivantes sont nécessaires :

1. Nombre de cylindres et type de moteur (en ligne, en V, boxer, etc.) ;
2. Dimensions de l'alésage et de la course ;
3. Taux de compression (généralement 13 ... 17) ;
4. RPM maximum ;
5. Système de refroidissement (liquide, air) ;
6. Domaine d'application du moteur (transport, production de l'électricité,) ;
7. Système de suralimentation ;
8. Nombre de soupapes par cylindre
9. Pression maximale d'injection.

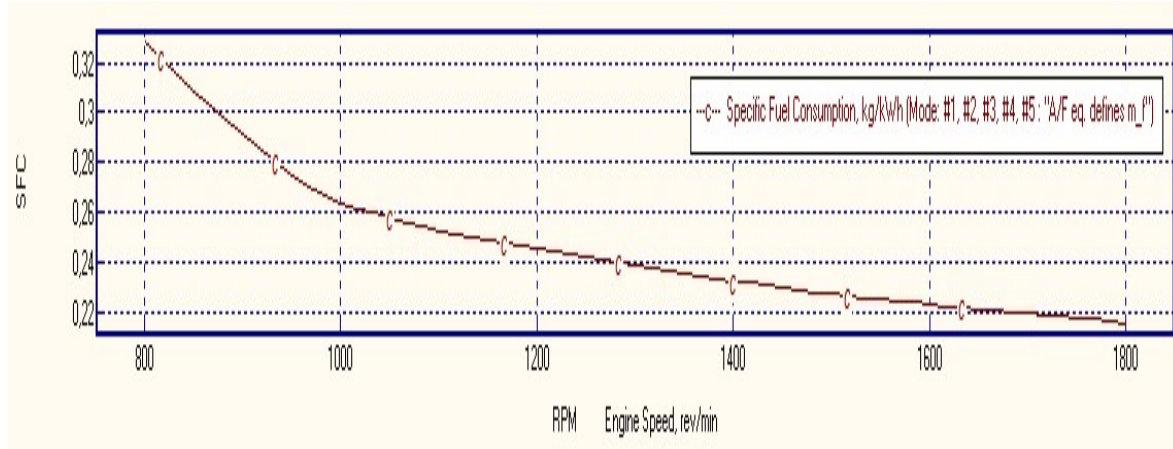
Les figures 3.3-17 à 3.3-20 présentent les résultats de performances sous forme des courbes d'un moteur diesel suralimenté en faisant usage du logiciel Diesel-RK.



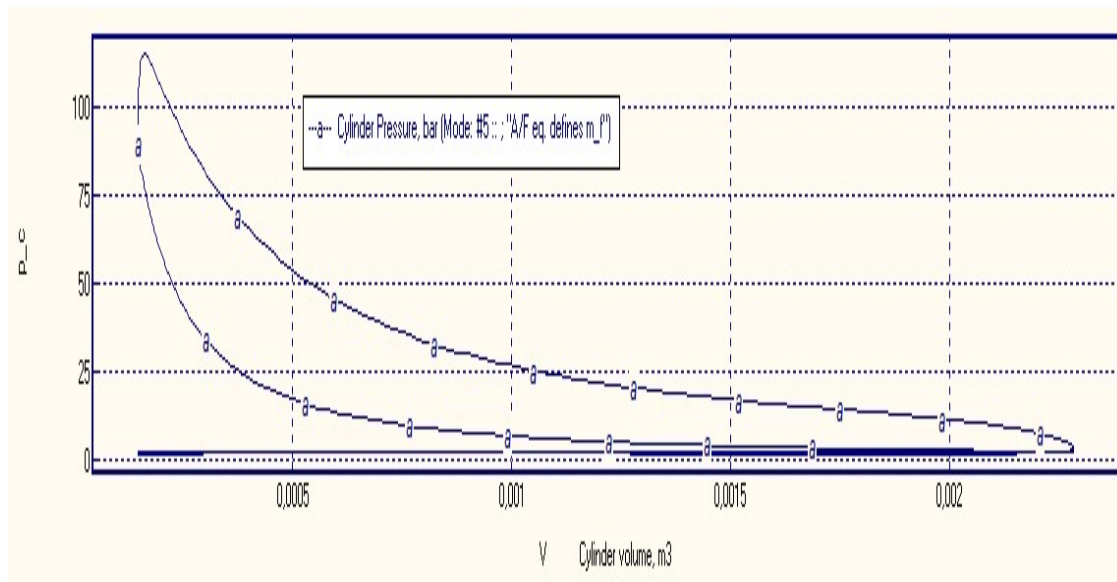
**Figure 3.3-17 : Puissance du moteur diesel suralimenté en fonction de la vitesse de rotation**



**Figure 3.3-18 : Couple moteur du diesel en fonction de la vitesse de rotation**



**Figure 3.3-19 : Consommation spécifique du moteur en fonction de la vitesse de rotation.**



**Figure 3.3-20 : l'évolution de la pression du fluide en fonction de volume**

### 3.4 CONCLUSION

L'essentiel de ce chapitre 3 était de présenter un schéma de fonctionnement du système hybride diesel-éolien avec un système de stockage hybride thermique-air comprimé. Les différents composants de ce schéma sont présentés. Concernant le compresseur et le

moteur diesel, il était démontré comment les différents paramètres affectent les performances de ces organes.

Le logiciel Diesel-RK est aussi introduit dans ce chapitre.

Dans le chapitre suivant, il sera question principalement de l'unité de stockage thermique qui fait partie du schéma proposé.





## **CHAPITRE 4      SÉLECTION DE MCP ET MODÉLISATION DU SYSTÈME THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE**

### **4.1      INTRODUCTION**

La sélection d'un matériau à changement de phase (MCP) pour une unité de récupération de chaleur intégrée dans un système hybride éolien - diesel par air comprimé ou pour d'autres applications est une des étapes importantes dans la conception d'un système ou un produit pour obtenir une bonne efficacité thermique du système.

Ce quatrième chapitre présente premièrement une des méthodes utilisées comme outil dans l'analyse multicritère des problèmes de prise de décision : Analyse Hiérarchique des Procédés (AHP). L'objectif poursuivi est d'aider les décideurs sur la façon de sélectionner un candidat MCP approprié et aussi classer les MCPs selon l'ordre de préférence.

En deuxième lieu, il sera question de modéliser l'unité thermique par chaleur latente.

### **4.2**

### **4.3      MÉTHODOLOGIE DE SÉLECTION DE MCP**

Dans cette section, la méthodologie que l'on propose pour la sélection et le classement de MCPs est donnée en détail.

La procédure de sélection de MCP comprend les étapes suivantes :

- Sélectionner la température de fusion adéquate en fonction de l'application. Cette température doit être inférieure ou égale à la source chaude ;
- Identifier les critères (attributs) à prendre en considération en vue d'une meilleure efficacité du système de stockage par chaleur latente ;
- Présélectionner toutes les différentes alternatives (les options disponibles) de MCP se trouvant en dessous de la température de fusion ou égale à la température de fusion fixée à la première étape ;
- Utiliser la méthode de l'AHP ;

- Faire une étude de sensibilité pour étudier comment les poids des différents critères affecte le classement des alternatives ;
- Décider de meilleur candidat MCP.

La description de chaque niveau de décision est expliquée dans les sections suivantes.

#### **4.3.1 Choix de la température de fusion et présélection des alternatives**

Les matériaux à changement de phase (MCP) ont des attributs ou propriétés qui doivent être pris en compte lors d'un processus de prise de décision concernant la conception d'un stockage de chaleur latente. Ces propriétés affectent les performances thermiques du système de stockage.

La température de fusion des MCP est la propriété de première importance lors du choix d'un matériau. Une considération évidente est que la température de fusion du MCP doit être inférieure ou égale à la température de la source de chaleur mais elle doit être supérieure ou égale à température de l'application du cas considéré [27]. Ainsi, on a température de source  $\geq$  la température de fusion  $\geq$  la température d'application.

Une fois le choix de la température de fusion effectué, les alternatives ayant une température de fusion égale ou inférieure à la température de fusion choisie, mais supérieure à la température de l'application seront présélectionnées à partir des données des différentes littératures. Une différence de température est souhaitée pour permettre l'échange de chaleur.

En plus de la température de fusion, ces alternatives ou candidats MCPs ont d'autres propriétés telles que la chaleur latente, la densité, la chaleur spécifique... Ainsi les critères à prendre à considération en vue de la sélection de MCPs doivent être identifiés durant cette étape.

Les MCPs ayant des données manquantes (par exemple la conductivité thermique ou autres propriétés) seront exclus pour la prochaine étape. Enfin, pour conclure cette étape, la quantité de chaleur extraite par unité de volume de toutes les alternatives est calculée au cas où il y a plusieurs candidats (plus de 9 candidats).

L'objectif principal des MCPs est de stocker la quantité maximale d'énergie thermique dans un minimum d'espace. La quantité de chaleur extraite par unité de volume donne une mesure directe de la quantité de densité de stockage d'énergie thermique de MCPs par unité de volume. Les résultats obtenus permettront de répertorier les 9 meilleurs potentiels candidats classés en fonction de la quantité d'énergie stockée seront retenus pour la prochaine étape. Selon Saaty, l'inventeur de la méthode AHP, le nombre de critères et d'alternatives analysés dans les processus décisionnels ne doit pas dépasser 7 (+/- 2), ce qui donne 9 critères / alternatives maximum [45].

#### **4.3.2 Application de la méthode AHP**

AHP (Analyse Hiérarchique des Procédés) est une de méthodes multicritères inventait par Thomas Saaty en 1980. Elle permet d'établir une comparaison et décider de bon choix entre les différentes options prédéterminées. Elle se base sur la comparaison de paires d'alternatives et de critères.

Un critère ou attribut est une fonction définie sur l'ensemble des alternatives, qui prend ses valeurs dans un ensemble totalement ordonné et qui représente les préférences de l'utilisateur selon le point de vue que le critère modélisé [46].

Les trois principes de base de cette méthode sont :

- La structuration hiérarchique ;
- La structuration des priorités et comparaison binaire ;
- Et la cohérence logique

### 4.3.3 Avantages de AHP

Les principaux avantages de l'AHP sont :

- AHP permet de structurer un problème complexe et multicritère de façon hiérarchique ;
- La comparaison des éléments (critères et alternatives) se fait de manière binaire.

Les principaux composants de AHP sont : L'objectif (goal), les critères (attributs) qui affectent l'objectif, et les alternatives qui sont disponibles comme potentiels candidats pour résoudre le problème.

Le poids relatif des éléments à chaque niveau (attributs et alternatives) est obtenu au moyen d'une matrice de comparaison binaire. L'échelle de préférence indiquée dans le Tableau 4.3-1 est utilisée à cette fin.

**Tableau 4.3-1 : Utilisation de l'échelle de valeur [47]**

| Degré d'importance | Définitions  | Explications  |
|--------------------|--|---|
| 1                  | Importance égale de deux éléments                    | Deux éléments contribuent autant à la propriété   |
| 3                  | Un élément est un peu plus important que l'autre     | L'expérience et l'appréciation personnelles favorisent légèrement un élément par rapport à un autre |
| 5                  | Un élément est plus important que l'autre            | L'expérience et l'appréciation personnelles favorisent fortement un élément par rapport à un autre  |
| 7                  | Un élément est beaucoup plus important que l'autre   | Un élément est fortement favorisé et sa dominance est attestée dans la pratique.                    |
| 9                  | Un élément est absolument plus important que l'autre | Les preuves favorisant un élément par rapport à un autre sont aussi convaincantes que possible.     |
| 2,4,6 et 8         | Les jugements intermédiaires                         | Ils sont considérés quand il y a une légère appréciation d'un élément par rapport à l'autre.        |

Les étapes à suivre pour la prise de décision au moyen de AHP sont [48 - 49] :

- **Étape 1** : Développer un modèle pour la décision : la décision est décomposée en une hiérarchie d'objectifs, de critères et d'alternatives. Construire la matrice de décision et dériver les poids relatifs pour les critères : L'importance des critères est comparée de façon binaire par rapport à l'objectif souhaité pour dériver leurs poids. Dériver les poids relatifs locaux (préférences) pour les alternatives rapport à chaque critère séparément (en suivant un processus similaire à l'étape précédente, c'est-à-dire comparer les alternatives par paire et par rapport à chaque critère). Vérifiez et réglez le problème de consistance ;

Chaque entrée (élément) de la matrice est basée sur l'échelle de neuf points de Saaty présentée dans le Tableau 4.3-1. La matrice de comparaison reflète le jugement du décideur concernant l'importance des poids relatifs des différents critères. La comparaison binaire est faite de sorte que le critère de la rangée  $i$  ( $i = 1, 2 \dots n$ ) soit classé par rapport à chacun des critères représentés par les  $n$  colonnes.  $G$  est la matrice d'évaluation ( $n \times n$ ) obtenue à partir de la comparaison binaire.

L'élément  $g_{ij}$  ( $i, j = 1, 2 \dots n$ ) indique l'importance relative du critère  $i$  par rapport au critère  $j$ . Un critère comparé à lui-même est toujours affecté de la valeur 1, de sorte que les entrées diagonales principales de la matrice de comparaison binaire sont toutes égales à 1.

- **Étape 2** : Développer une matrice normalisée en divisant chaque entrée de la colonne de la matrice de comparaison binaire par la somme de colonne.
- **Étape 3** : Calculer la moyenne de chaque ligne de la matrice normalisée. Ces moyennes forment le poids relatif  $w_i$  ( $i = 1, 2 \dots n$ ) des préférences alternatives pour chaque critère.

- **Étape 4** : Vérifier si le niveau de cohérence est raisonnable. Pour cela il est nécessaire d'utiliser un paramètre. Si  $W$  est le vecteur colonne du poids relatif, la matrice de comparaison  $G$  est cohérente si :

$$G.W = n.W = X \quad [4-1]$$

La matrice  $X$  qui est le produit de deux matrices  $G$  et  $W$  donne un vecteur colonne  $C$  au  $n$ -dimensionnel (équation 4.4). Il représente la somme pondérale de chaque alternative considérée séparément et en tenant compte de chaque critère.

$$G := \begin{pmatrix} 1 & g_{12} & \dots & g_{1n} \\ g_{21} & 1 & \dots & g_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ g_{n1} & g_{n2} & \dots & 1 \end{pmatrix} \quad [4-2]$$

$$g_{ij} \neq 0 \quad \text{et} \quad g_{ji} = \frac{1}{g_{ij}} \quad [4-3]$$

$$X := G.W = \begin{pmatrix} 1 & g_{12} & \dots & g_{1n} \\ g_{21} & 1 & \dots & g_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ g_{n1} & g_{n2} & \dots & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \dots \\ w_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \dots \\ c_n \end{pmatrix} \quad [4-4]$$

- **Étape 5** : Calculer les valeurs de cohérence (CV) pour cette hiérarchie d'alternatives représenté par le vecteur :

$$CV_i = \frac{c_i}{w_i} \quad [4-5]$$

➤ **Étape 6** : Calculer la valeur propre  $\lambda_{\max}$  :

$$\lambda_{\max} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} CV_i}{n} \quad [4-6]$$

Avec n : le nombre d'éléments comparés.

➤ **Étape 7** : Calculer l'indice de cohérence (CI). Il convient de noter que la qualité de la sortie de la méthode AHP est strictement liée à la cohérence des jugements de comparaison binaire :

$$CI = \frac{(\lambda_{\max} - n)}{n - 1} \quad [4-7]$$

➤ **Étape 8** : Utiliser l'indice d'incohérence aléatoire (RI) du Tableau 4.3-2 ci-dessous [48] :

**Tableau 4.3-2 : indice d'incohérence aléatoire**

| Taille de matrice(n) | 1    | 2    | 3    | 4   | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|----------------------|------|------|------|-----|------|------|------|------|------|------|
| RI                   | 0.00 | 0.00 | 0.58 | 0.9 | 1.12 | 1.24 | 1.32 | 1.41 | 1.45 | 1.49 |

➤ **Étape 9** : Calculer le rapport de cohérence (CR) défini comme :

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad [4-8]$$

CR devrait être < 0.1 pour que le degré de cohérence de la comparaison binaire soit acceptable. Si CR est supérieur à 0.1, la procédure d'évaluation doit être répétée pour améliorer le rapport de cohérence.

- **Étape 10** : Dériver les poids relatifs globaux (Synthèse du modèle) : Tous les poids relatifs des alternatives obtenus sont combinés sous forme d'une somme pondérée - pour prendre en compte le poids de chaque critère afin d'établir les priorités globales des alternatives. L'alternative avec la priorité globale la plus élevée constitue le meilleur choix.
- **Étape 11** : Effectuer l'analyse de sensibilité en variant les poids relatifs de différents critères et obtenir l'impact de ce changement sur le choix et le classement de matériaux à changement de phase par rapport au résultat obtenu à l'étape 10. Et finalement une décision pourra être rendue pour le meilleur MCP et éventuellement le classement des autres MCPs.

#### 4.4 PRÉSENTATION DU LOGICIEL SUPER DECISIONS

Plusieurs logiciels utilisant la méthode de AHP sont sur le marché et le plus souvent gratuitement pour permettre la prise de décision pour un problème complexe et multicritère (MakeIt Rational, AHP Excel Template, Expert choice, Super Decisions...)

Le logiciel Super Decisions est considéré dans cette étude pour faciliter la prise de décision du problème multicritère du choix et aussi permettre le classement de MCPs. Ce logiciel implémente le processus de hiérarchie analytique (AHP) tel que décrit ci - dessus et fait intervenir un autre processus de réseau analytique, ANP. Il est disponible gratuitement en ligne et est développé par Creative Decisions Foundation [48].

Le logiciel Super décisions est utilisée pour implémenter les différentes étapes de la méthode de AHP. Un outil très important surtout pour faciliter l'analyse de la sensibilité des résultats obtenus. L'analyse de sensibilité permet de comprendre à quel point la décision initiale est solide et quels sont les critères déterminants [48]. Cette analyse de sensibilité est aussi capitale pour le processus de décision et, en général, aucune décision finale ne devrait être prise sans effectuer une analyse de sensibilité.



## **4.5 MODÉLISATION DE STOCKAGE D'ÉNERGIE THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE**

### **4.5.1 Introduction**

Dans cette section, le modèle mathématique du système de stockage thermique par chaleur latente (STCL) est présenté et la simulation de celui - ci permet d'observer comment cette unité de stockage thermique se comporte pendant le processus de chargement et de déchargement.

STCL consiste à un réservoir rempli de MCP encapsulé du type nodule sphérique. L'encapsulation fait référence au confinement des MCP. Plusieurs méthodes d'encapsulation existent : cylindrique, plane et sphérique.

Les capsules ou nodules sphériques sont adoptés dans ce système car ils ont un rapport élevé de la surface de transfert de chaleur au volume.

### **4.5.2 Description du système thermique par chaleur latente**

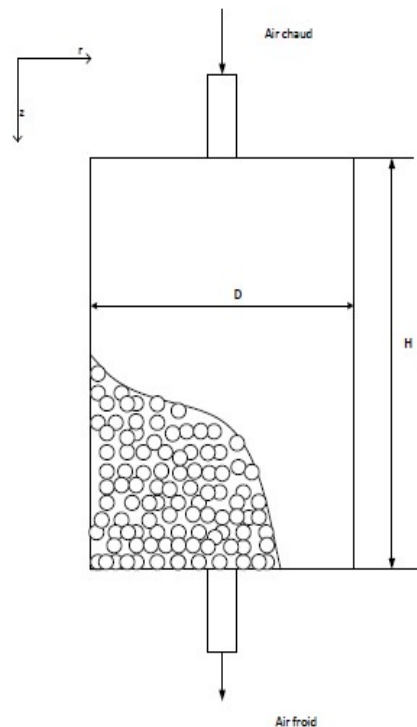
Un des aspects importants concernant les études de stockages thermiques est de prédire et de comprendre la variation des températures du fluide dans le réservoir pendant le chargement et le déchargement.

Les équations gouvernantes du système thermique, établies selon les principes de conservation d'énergie pour les « volumes de contrôle » dans un réservoir thermique lorsque la chaleur est chargée ou retirée sont proposées ; Les conditions aux limites et initiales pour les équations gouvernantes pour les températures des fluides et des milieux solides sont déterminées à n'importe quel endroit dans le réservoir pour tout le temps. Les hypothèses simplificatrices sont aussi données.

Et le système d'équations obtenu sera résolu. La validation du modèle mathématique.

Un schéma du système STCL est illustré sur la figure 4.4-1. Il peut être observé que le fluide caloporteur (air) venant de récupérer de la chaleur au niveau des échangeurs de

chaleur entre dans l'unité thermique à partir du haut et se déplace vers l'autre extrémité du réservoir STCL. Pendant ce processus la chaleur est transférée de l'air vers le MCP si la température de l'air est élevée par rapport au MCP. Lors de chargement, le fluide entre par le bas du STCL à une température inférieure à la température de fusion pour être chauffé à la sortie du réservoir et se diriger vers l'autre échangeur de chaleur pour ainsi augmenter la température venant du réservoir d'air (voir Figure 3.3-1). Le MCP servira à chauffer l'air détendu à haute pression mais basse température venant du réservoir avant son admission dans le moteur diesel pour la suralimentation.



**Figure 4.5-1 : Schéma de STCL**

La modélisation du système thermique par chaleur latente sera essentiellement basée sur les deux travaux [50] et [51]. Ce modèle mathématique a été validé en comparaison avec les

résultats expérimentaux. Les résultats expérimentaux et théoriques convergeaient suffisamment bien.

### 4.5.3 Hypothèses

Les hypothèses simplificatrices adoptées pour le système thermique STCL sont :

1. Le transfert de chaleur transitoire au sein du système thermique est supposé uniforme dans la direction radiale dans un réservoir de stockage et, par conséquent, des équations unidimensionnelles sont suffisantes pour décrire le problème; section transversale de réservoir est constante le long de l'axe du réservoir.
2. Les pertes thermiques en provenance du réservoir est négligeable.
3. Les températures à l'entrée du système sont considérées constantes.

## 4.6 ÉQUATIONS GOUVERNANTES DU SYSTÈME THERMIQUE

En tenant compte des hypothèses simplificatrices ci-dessus, les équations d'énergie régissant les phases fluide et solide sont définies respectivement comme :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \alpha_{ax} \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} - \frac{u_f}{\varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial x} - \frac{h_f}{C_{p,f} \rho_f \varepsilon} (T_f - T_s) - \frac{h_w D_{bed} \pi}{C_{p,f} \rho_f A_{bed}} (T_f - T_{inf}) \quad [4-9]$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \quad [4-10]$$

$$\text{Avec } \alpha_{ax} = \frac{k_{eff}}{\varepsilon \rho_f C_{p,f}} \text{ et } \alpha_s = \frac{k_s}{\varepsilon \rho_s C_{p,s}} \quad [4-11]$$

L'équation (4-9) détermine la température du fluide dans le domaine global et l'équation (4-10) détermine la température solide dans le domaine local de la sphère

Pour le modèle à lit garni, la conductivité thermique effective de la phase fluide est basée sur une corrélation :

$$k_{eff} = k_f \left[ \frac{1 + 2\beta\varphi + (2\beta^3 - 0.1\beta)\varphi^2 + \varphi^3 0.05 \exp(4.5\beta)}{1 - \beta\varphi} \right] \quad [4-12]$$

$$\text{Avec } \varphi = 1 - \varepsilon \text{ et } \beta = \frac{(k_s - 2k_f)}{(k_s + 2k_f)} \quad [4-13]$$

Le coefficient de transfert de chaleur volumétrique  $h_f$  pour le stockage thermique système est donnée par l'expression :

$$h_f = \frac{6(1 - \varepsilon) \left[ 2 + 1.1 \text{Re}_p^{0.6} P_r^{1/3} \right] k_f}{d_p^2} \quad [4-14]$$

$$\text{Avec } \text{Re}_p = \frac{\rho_f d_p \varepsilon u_f}{\mu_f} \text{ et } \text{Pr} = \frac{C_{p,f} \mu_f}{k_f} \quad [4-15]$$

Le coefficient de perte de chaleur volumétrique  $h_w$  à travers la paroi est donné par :

$$h_w = \frac{h' (\pi D_{bed})}{\pi D_{bed}^2 / 4} = \frac{4h'}{D_{bed}} \quad [4-16]$$

$$\text{Avec } \frac{1}{h'} = \frac{1}{h_{in}} \frac{d_r}{D_{bed}} + \frac{D_{bed}}{2} \sum_{j=1}^n \frac{1}{k_f} \ln \frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{h_{out}} \frac{d_r}{d_{r+1}} \quad [4-17]$$

Pour  $h_{out}$ , une corrélation pour la convection naturelle sur un paroi peut être évaluée comme suit :

$$h_{out} = \frac{Nu_{out} k_w}{H} = \frac{k_w \left[ 0.825 + 0.387 \left[ Ra \cdot f(\text{Pr})^{1/6} \right] \right]^2}{H} \quad [4-18]$$

$$\text{Avec } f(\text{Pr}) = \left[ 1 + (0.492 / \text{Pr})^{9/16} \right]^{16/9} \text{ et } Ra = Gr \text{Pr} \text{ et } Gr = g\beta\Delta TH^3 / \nu^2 \quad [4-19]$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection dans le réservoir  $h_{in}$  est:

$$h_m = \left( \frac{k_f}{d_p} \right) \left( 2.5 \text{Re}_p^{\frac{1}{3}} + 0.094 \text{Re}_p^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \right) \quad [4-20]$$

La perte de charge dans le système à lit garni de stockage thermique est donnée par :

$$\Delta p = 150H \frac{(1-\varepsilon)^2 \mu_f u_f}{\varepsilon^2 d_p^2} + 1.7H(1-\varepsilon) \frac{\rho_f u_f^2}{d_p} \quad [4-21]$$

#### -Conditions initiales et limites

$$\text{temps } t=0, T_s = T_{in}; \text{ pour } 0 \leq x \leq H \quad [4-22]$$

#### 1. Pour la phase solide :

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0, \text{ pour } r = 0 \quad [4-23]$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = h_p (T_f - T_{s,r=R_o}), \text{ pour } r = R_o \quad [4-24]$$

#### 2. Pour la phase liquide :

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0, \text{ pour } z = 0 \quad [4-25]$$

$$T_f = T_i, \text{ pour } z = H \quad [4-26]$$

### 4.7 SOLUTION NUMÉRIQUE

Les équations gouvernantes ont été résolues dans Matlab en utilisant l'approximation par différence finie directe de manière implicite avec les nœuds Nz dans la direction axiale et les nœuds Rz dans chaque sphère. La résolution de ce système d'équations est faite en utilisant la procédure proposée dans [50] :

$$\frac{T_{f_n}^{i+1} - T_{f_n}^i}{\Delta t} = \alpha_{az} \frac{T_{f_{n+1}}^{i+1} - 2T_{f_{n+1}}^{i+1} + T_{f_{n-1}}^{i+1}}{\Delta z^2} - \frac{u_f}{\varepsilon} \frac{T_{f_n}^{i+1} - T_{f_{n-1}}^{i+1}}{\Delta z} - \frac{h_v}{C_{p,f} \rho_f \varepsilon} (T_{S, Ro_n}^i - T_{f_n}^{i+1}) - \frac{h_w D_{bed} \pi}{C_{p,f} \rho_f \varepsilon} [T_{inf} - T_{f, Nz}^{i+1}] \quad [4-27]$$

Cette équation [4.27] est appliquée aux nœuds 2 à Nz-1.

La première condition aux limites pour le liquide est appliquée au nœud Nx à partir de la discrétisation en posant  $(Nz-1) = (Nz+1)$

$$\frac{T_{f, Nz}^{i+1} - T_{f, Nz}^i}{\Delta t} = \alpha_{az} \frac{2T_{f, Nz-1}^{i+1} - 2T_{f, Nz}^{i+1}}{\Delta z^2} - \frac{u}{\varepsilon} \frac{T_{f, Nz}^{i+1} - T_{f, Nz-1}^{i+1}}{\Delta z} - \frac{h_v}{C_{p,f} \rho_f \varepsilon} (T_{S, Nz}^i - T_{f, Nz}^{i+1}) - \frac{h_w D_{bed} \pi}{C_{p,f} \rho_f \varepsilon} [T_{in} - T_{f, Nz}^{i+1}] \quad [4-28]$$

L'équation dans le solide est discrétisée comme suit :

$$\frac{T_{S_r}^{i+1} - T_{S_r}^i}{\Delta t} = \alpha_s \left( \frac{T_{S_{r+1}}^{i+1} - 2T_{S_r}^{i+1} + T_{S_{r-1}}^{i+1}}{\Delta r^2} - \frac{2}{r} \frac{T_{S_{r-1}}^{i+1} - T_{S_{r+1}}^{i+1}}{\Delta r} \right) \quad [4-29]$$

Appliquée aux nœuds 2 à Rx-1, la première condition aux limites dans le solide est appliquée au centre de la sphère a Rx par la règle d'Hôpital,

$$\frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r_{r=0}} = 2 \frac{\frac{\partial}{\partial} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)}{\frac{\partial}{\partial} (r)} = 2 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad [4-30]$$

Ainsi l'équation de l'énergie est appliquée au centre de la sphère a  $r = Rx$  est donnée par :

$$\frac{\partial T_S}{\partial t} = 3\alpha_s \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} \right) \quad [4-31]$$

Au centre du nœud,  $(r+1) = (r-1)$ , d'où :

$$\frac{T_{S_{Rx}}^{i+1} - T_{S_{Rx}}^i}{\Delta t} = 6\alpha_s \left( \frac{T_{S_{Rx-1}}^{i+1} - T_{S_{Rx}}^{i+1}}{\Delta r^2} \right) \quad [4-32]$$

La deuxième condition aux limites de la sphère appliquée sur la surface de la sphère est :

$$\alpha_s \frac{T_{S_1}^{i+1} - T_{S_2}^{i+1}}{\Delta r} = h_p (T_{f,n}^{i+1} - T_{S_1}^{i+1}) \quad [4-33]$$

#### 4.7.1 Analyse de performance

Mesures de performance de stockage d'énergie thermique en termes de première loi, les efficacités, le ratio de capacité et le taux d'utilisation de second mesure générale pour la conception et l'analyse de TES.

##### -Efficacité énergétique et exergetique

- L'efficacité de charge est définie comme le rapport de l'énergie stockée dans le MCP à la fin du cycle à l'entrée nette et l'énergie de pompage :

$$\eta_{ch} = \frac{E_{stored}}{E_{input} + E_{pumpch}} \quad [4-34]$$

-L'efficacité de décharge est définie comme la fraction de la récupération énergie pendant la phase de décharge sur l'énergie stockée et de pompage:

$$\eta_{disch} = \frac{E_{outflow}}{E_{stored} + E_{pumpdisch}} \quad [4-35]$$

-L'efficacité globale du cycle du système de stockage est le rapport de l'énergie récupérée pour un seul cycle de charge / décharge et l'énergie à l'entrée et l'énergie de pompage.

Avec

$$E_{pump,ch} = \sum_{i=0}^{ich} (\Delta P \dot{m} \Delta t) / \rho \quad [4-36]$$

$$E_{stored} = E_{storedafterch} - E_{storedbeforech} \quad [4-37]$$

$$\eta_{overall} = \frac{E_{outflow}}{E_{input} + E_{pump,ch} + E_{pump,disch}} \quad [4-38]$$

-L'efficacité exergétique globale du système de stockage pour une complète cycle de charge et de décharge est le rapport entre la nette exergie récupérée et la nette exergie fournie.

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{rec,f,net}}{Ex_{sup,f,net}} \quad [4-39]$$

Où  $Ex_{rec, f, net}$  et  $Ex_{sup, f, net}$  sont calculés à partir des équations suivantes :

$$Ex_{rec,f,net} = \int_{t_{initial,dch}}^{t_{final,dsch}} \dot{m}_f C_{p,f} \left[ T_{f,out} - T_{f,inlet} - T_{inf} \ln \left[ \frac{T_{f,out}}{T_{f,inlet}} \right] \right] dt \quad [4-40]$$

$$Ex_{sup,f,net} = \int_{t_{initial,dch}}^{t_{final,dsch}} \dot{m}_f C_{p,f} \left[ T_{f,in} - T_{f,out} - T_{inf} \ln \left[ \frac{T_{f,in}}{T_{f,out}} \right] \right] dt \quad [4-41]$$

### -Rapport de capacité

Le rapport de capacité décrit la quantité d'énergie stockée par rapport à l'énergie maximale théorique qui peut être stockée pendant le processus de charge.

$$\sigma = \frac{E_{stored}}{E_{stored}^{max}} \quad [4-42]$$

Pour calculer l'énergie stockée dans chaque sphère de remplissage, le modèle détermine si le volume de contrôle de chaque nœud radial est dans le solide, liquide ou en phase de



transition. Si la température MCP tombe dans la plage de température de changement de phase prédéfinie, la fraction liquide est déterminée comme suit :

$$LF = \frac{T_p - T_{p1}}{T_{p2} - T_{p1}} \quad [4-43]$$

### **-Rapport d'utilisation**

Le taux d'utilisation caractérise la quantité d'énergie extraite par rapport à l'énergie potentielle maximale stockée qui pourrait être récupérée pendant le processus de déchargement si le MCP devait être refroidi à la température initiale du lit.

$$\gamma = \frac{E_{disch}}{E_{stored}^{max}} \quad [4-44]$$

Où l'énergie de décharge est déterminée en calculant la différence entre l'énergie stockée à la fin du cycle de charge et l'énergie restant dans le matériau de remplissage après le cycle de décharge :

$$E_{disch} = E_{stored \text{ after ch}} - E_{stored \text{ after disch}} \quad [4-45]$$

La capacité de stockage maximale possible du système est définie comme suit :

$$E_{stored}^{max} = m_{MCP} C_{p,l} (T_{inlet} - T_{p2}) + m_{MCP} \Delta h + m_{MCP} C_{p,s} (T_{p1} - T_{MCP,initial}) \quad [4-46]$$

Et les pertes de charge dans le système thermique sont calculées à partir de :

$$\Delta p = 150H \frac{(1-\varepsilon)\mu_f u_f}{\varepsilon^2 d_p^2} + 1.7H(1-\varepsilon) \frac{\rho_f u_f^2}{d_p} \quad [4-47]$$

## **4.8 SIMULATION**

À partir de la simulation, les paramètres tels que la température axiale du fluide, la quantité d'énergie stockée dans le MCP et d'autres paramètres sont déterminées. Aussi à partir de ces données, il y a lieu de calculer la nette énergie et l'exergie à l'entrée et à la sortie du

système thermique en se servant du rendement de la première et deuxième loi de la thermodynamique.

Il sera plus question de voir l'évolution de température au sein du système de stockage thermique et à la sortie du système.

#### **4.9 CONCLUSION**

Dans ce chapitre 4, premièrement une méthode scientifique acceptable dans plusieurs domaines (recherche opérationnelle, ingénierie, finance...) en rapport avec une prise de décision pour un problème multicritère est proposée. C'est l'Analyse Hiérarchique des Procédés (AHP). Elle sert à sélectionner le meilleur MCP pour atteindre une meilleure efficacité énergétique. Le logiciel Super decisions qui utilise l'approche de l'AHP est aussi présenté.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, l'unité thermique par chaleur latente est modélisée. La méthode de dispersion concentrique est utilisée. Les hypothèses, les conditions initiales et aux limites ainsi que les équations gouvernantes sont données.

Une solution numérique basée sur la différence finie est aussi proposée. Les paramètres de l'analyse de performance sont aussi définis dans ce chapitre.

Le chapitre 5 sera consacré aux principaux résultats et discussions.

## CHAPITRE 5      RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

### 5.1      INTRODUCTION

Dans ce chapitre 5, nous nous proposons de présenter les résultats et discussions de différents aspects de ce travail à travers une étude de cas numérique.

Le but ultime de ce travail est de suralimenter un moteur diesel utilisé dans la production de l'énergie électrique et qui est déjà équipé d'un turbocompresseur à partir de l'excédent de l'énergie éolienne en vue d'obtenir une amélioration en termes de performances du moteur Diesel. Pour atteindre ce but, il faut stocker l'énergie à la fois sous forme thermique et sous forme mécanique, air comprimé.

On s'appuiera sur un cas numérique. Le moteur Diesel sélectionné est le MAN D 2876 LE 301. Les caractéristiques du moteur utilisées sont données dans l'annexe A.

En se référant au schéma proposé dans le chapitre 3 sur la figure 3.3-1, une unité de stockage thermique reçoit de l'énergie thermique par suite de la compression de l'air dans les compresseurs. Et aussi comme résultat de cette compression, il y a l'air à haute pression qui est stocké dans un réservoir à air.

Dans un premier temps, nous allons procéder au choix d'un bon MCP parmi une liste de potentiel candidats répertoriés à partir de différentes littératures, ensuite simuler l'unité de stockage thermique afin de prédire le comportement de la température pendant le chargement et le déchargement de l'air et afin simuler le moteur diesel dans le but de voir comment les paramètres de performances du moteur Diesel MAN D 2876 LE 301 pourront être améliorés en variant la pression et la température à l'admission du moteur diesel sélectionné pour cette étude de cas.

## 5.2 SÉLECTION DE MCP

Soit à stocker l'air à la pression de 50 bar dans un réservoir à air comprimé. Les conditions de l'air ambiant est 1 bar et 25°C (condition à l'admission dans le compresseur). Et limitons la température maximale dans chaque compresseur à 250 °C.

La compression est supposée se faire en plusieurs étages (multi-étagée). La loi de la compression est :  $Pv^{1.3} = C$ ,

Dans le réservoir à air comprimé, l'air est stocké à 50 bar et 25 °C. À travers les échangeurs de chaleur thermique, l'énergie thermique produit comme conséquence de la compression sera récupérée et envoyée dans l'unité de stockage thermique par chaleur latente. Dans cette dernière, le MCP qui est à l'état solide au début du processus, va changer de phase et devenir liquide après une certaine période de chauffage, c'est le processus de déchargement. Pendant le chargement, l'air entre à une température basse dans l'unité de stockage thermique et est chauffé à une température qui sera évaluée à travers son cheminement au sein de l'unité de stockage. Il y aura aussi une perte de charge à travers cette unité de stockage thermique qu'il faudra évaluer.

Considérons une détente de l'air du réservoir à air comprimé qui est à l'état 50 bar et 25 °C à une pression admissible au moteur diesel de 3.75 bar.

Avec un indice de détente polytropique de  $n = 1.3$ , la température finale sera dans ce cas de :

$$T_f = T_i \left( \frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (25 + 273) \left( \frac{3.75}{50} \right)^{\frac{0.3}{1.3}}$$

$$T_f = 164K = -109^\circ C$$

Ainsi, la température de l'air à la sortie de la détente est estimée à  $-109^{\circ}\text{C}$  dans ce cas. Nous souhaitons chauffer cet air jusqu' à  $20^{\circ}\text{C}$  dans l'unité de stockage thermique par chaleur latente. L'air pendant le processus de déchargement sera à  $20^{\circ}\text{C}$ .

Le MCP devra donc avoir une température de fusion entre  $8^{\circ}\text{C}$  et  $15^{\circ}\text{C}$ . À partir de littérature, les MCP dans le tableau 5.2-1 sont répertoriés.

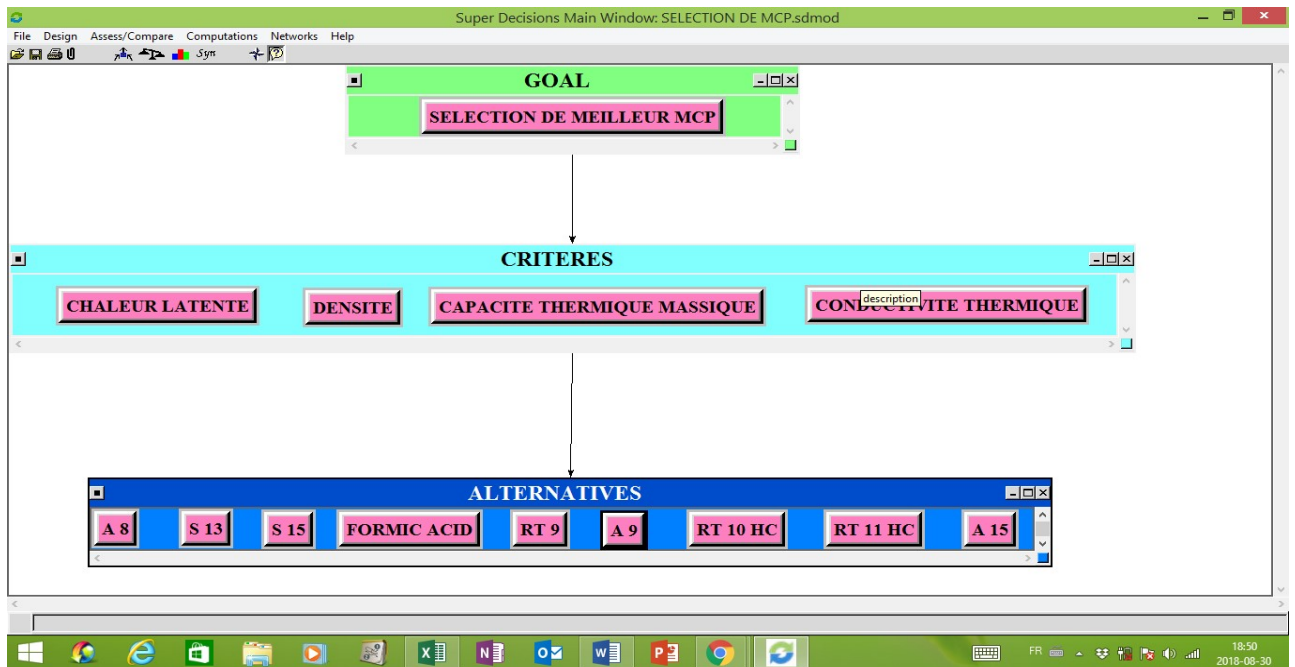
**Tableau 5.2-1 : Liste de potentiel candidats PCMs**

| <b>MCP</b>         | <b>Temp.<br/>fusion<br/>T[°C]</b> | <b>Chaleur<br/>latente<br/><math>\Delta H_m</math><br/>[kJ/kg]</b> | <b>Capacite<br/>thermique<br/>massique<br/>Cp<sub>s</sub>[J/kg.K]</b> | <b>Conductivité<br/>Thermique<br/><math>\lambda_s</math><br/>[W/m.K]</b> | <b>Densité<br/><math>\rho_s</math><br/>[kg/m<sup>3</sup>]</b> | <b>Références</b> |
|--------------------|-----------------------------------|--|---|--|---|-------------------|
| <b>FORMIC ACID</b> | <b>8</b>                          | <b>277</b>   | <b>1000</b>   | <b>0.3</b>   | <b>1227</b>   | <b>[54]</b>       |
| <b>RT 9</b>        | <b>9</b>                          | <b>175</b>   | <b>2000</b>   | <b>0.2</b>   | <b>880</b>  | <b>[53]</b>       |
| <b>RT 10 HC</b>    | <b>9</b>                          | <b>200</b>   | <b>2000</b>   | <b>0.2</b>   | <b>880</b>  | <b>[53]</b>       |
| <b>RT 11 HC</b>    | <b>12</b>                         | <b>200</b>   | <b>2000</b>   | <b>0.2</b>   | <b>880</b>  | <b>[53]</b>       |
| <b>S 13</b>        | <b>13</b>                         | <b>160</b>   | <b>1900</b>   | <b>0.43</b>  | <b>1515</b>   | <b>[52]</b>       |
| <b>S 15</b>        | <b>15</b>                         | <b>160</b>   | <b>1900</b>   | <b>0.43</b>  | <b>1510</b>   | <b>[52]</b>       |
| <b>A 15</b>        | <b>15</b>                         | <b>130</b>   | <b>790</b>  | <b>0.18</b>  | <b>2260</b>   | <b>[52]</b>       |
| <b>A 9</b>         | <b>9</b>                          | <b>140</b>   | <b>775</b>  | <b>0.21</b>  | <b>2160</b>   | <b>[52]</b>       |
| <b>A 8</b>         | <b>8</b>                          | <b>150</b>   | <b>773</b>  | <b>0.21</b>  | <b>2160</b>   | <b>[52]</b>       |

Nous allons utiliser le logiciel Super Decisions pour faire un choix adéquat de MCP.

Les critères retenus pour la sélection et le classement des PCM candidats sont : la chaleur latente, la densité, la capacité thermique massique et la conductivité thermique. Ces propriétés jouent un rôle essentiel pour une bonne performance de l'unité de stockage de chaleur latente. Il convient de souligner que d'une part la valeur la plus élevée est souhaitée pour les propriétés suivantes : capacité thermique massique, chaleur latente, densité, et conductivité thermique, et d'autre part, le MCP avec un moindre coût sera considéré comme meilleur (le coût de MCP n'est pas considéré comme critère dans cette étude de cas). Donc il y a de critères à maximiser et d'autres à minimiser.

La structuration hiérarchique avec Super Decisions se présente de la manière suivante (Figure 5.2-1).



**Figure 5.2-1 : Structure hiérarchique du modèle**

Le premier niveau de la hiérarchie montre le goal ou l'objectif qui est la sélection d'un MCP approprié pour le système de stockage thermique décrit ci-haut.

Au deuxième niveau, on a les critères (attributs) ou propriétés considérées pour la sélection de MCPs : La chaleur latente, la chaleur spécifique, la conductivité thermique, la capacité thermique massique et la densité. D'autres critères pouvaient être ajoutée telles que le degré de surfusion, variation de volume en fonction de la température, le coût ...

Et le troisième niveau pourvoit les différentes alternatives à partir desquelles le MCP approprié sera sélectionné. Un classement en ordre utile est alors obtenu à la suite de cette sélection.

La première étape consiste à établir une comparaison binaire de critères. Le décideur selon son expertise dans le domaine doit remplir le tableau en connaissance de l'importance du poids d'un critère par rapport à l'autre (voir Tableau 4.2-1). Et cela se fait au centre de la page du logiciel comme le montre sur la figure 5.2-2 qui présente trois parties.

À l'extrême droite, le résultat montre le degré de consistance.

**Figure 5.2-2 : comparaison binaire de critères**

Les résultats obtenus pour les critères sont : - la chaleur latente : 0.53891, - la capacité thermique massique : 0.19992, la conductivité thermique : 0.17964 et la densité 0.08153.

Le rapport de cohérence (le degré de consistance) comparaison binaire est de 0.00772 et est inférieur à 0.1. D'où le résultat est acceptable.

L'étape suivante est d'établir la comparaison binaire des alternatives en fonction de différents critères retenus.



Les résultats de poids relatifs de différentes alternatives ou options en fonction du critère chaleur latente obtenus sont repris dans le Tableau 5.2-2 :

**Tableau 5.2-2 : poids relatifs des alternatives en fonction du critère chaleur latente**

| MCP         | POIDS RELATIF |
|-------------|---------------|
| A8          | 0.06290       |
| A 9         | 0.03864       |
| A 15        | 0.02702       |
| Formic Acid | 0.32085       |
| RT 9        | 0.10343       |
| RT 10HC     | 0.15745       |
| RT11HC      | 0.15745       |
| S 13        | 0.07641       |
| S 15        | 0.05585       |

Selon le critère de chaleur latente, Formic acid occupe la première position avec 0.32085, suivit de RT 10HC et RT 11HC avec un poids relatif de 0.15745.

En fonction des autres critères, les résultats sont donnés dans les différents tableaux ci-dessus.

**Tableau 5.2-3 : poids relatifs des options en fonction du critère capacité thermique  
massique**

| MCP         | POIDS RELATIF |
|-------------|---------------|
| A8          | 0.04093       |
| A 9         | 0.03234       |
| A 15        | 0.05403       |
| Formic Acid | 0.22763       |
| RT 9        | 0.12901       |
| RT 10HC     | 0.12901       |
| RT11HC      | 0.12901       |
| S 13        | 0.12901       |
| S 15        | 0.12901       |

En rapport avec le critère capacité thermique massique, Formic acid domine avec 0.22763, suivit de RT 9, RT 10 HC, RT 11HC, S 13, S 15.

Le rapport de cohérence est de  $0.00807 < 0.1$ . Ainsi donc le résultat est considéré comme consistant.

**Tableau 5.2-4 : poids relatifs des options en fonction du critère conductivité thermique**

| MCP         | POIDS RELATIF |
|-------------|---------------|
| A8          | 0.10373       |
| A 9         | 0.07796       |
| A 15        | 0.09079       |
| Formic Acid | 0.20149       |
| RT 9        | 0.09440       |
| RT 10HC     | 0.08749       |
| RT11HC      | 0.08201       |
| S 13        | 0.13106       |
| S 15        | 0.1306        |

Le rapport de cohérence est de  $0.02864 < 0.1$  et selon la conductivité thermique comme critère Formic acid avec 0.20149 vient en tête, et est suivi de S 13 et S 15 avec 0.13106. Le résultat est considéré comme consistant.

**Tableau 5.2-5 : poids relatifs des options en fonction du critère densité**

| MCP         | POIDS RELATIF |
|-------------|---------------|
| A8          | 0.04583       |
| A 9         | 0.04968       |
| A 15        | 0.06353       |
| Formic Acid | 0.14876       |
| RT 9        | 0.09676       |
| RT 10HC     | 0.09676       |
| RT11HC      | 0.10134       |
| S 13        | 0.19658       |
| S 15        | 0.20157       |

Le MCP dominant selon le critère de densité est S 15 avec 0.20157, suivi de S 13 avec 0.199658 comme poids relatif. Avec un rapport de cohérence de 0.01646, le résultat est considéré comme consistant.







En tenant compte de poids relatifs de critère, on obtient le classement suivant de MCPs.

**Tableau 5.2-6 : poids globaux des alternatives**

| Name        | Ideals   | Normals  | Raw      |
|-------------|----------|----------|----------|
| A 8         | 0.241627 | 0.064451 | 0.032226 |
| A 9         | 0.169993 | 0.045344 | 0.022672 |
| A 15        | 0.175670 | 0.046858 | 0.023429 |
| FORMIC ACID | 1.000000 | 0.266739 | 0.133370 |
| RT 9        | 0.398685 | 0.106345 | 0.053172 |
| RT 10 HC    | 0.503184 | 0.134219 | 0.067109 |
| RT 11 HC    | 0.501017 | 0.133641 | 0.066820 |
| S 13        | 0.487672 | 0.130081 | 0.065041 |
| S 15        | 0.271135 | 0.072322 | 0.036161 |

Le classement des alternatives se présentent de la manière suivante :

**Tableau 5.2-7 : Classement des MCPs**

| Graphic   | Alternatives | Total  | Normal | Ideal  | Ranking |
|---|--------------|--------|--------|--------|---------|
|   | A 8          | 0.0322 | 0.0645 | 0.2416 | 7       |
|   | A 9          | 0.0227 | 0.0453 | 0.1700 | 9       |
|   | A 15         | 0.0234 | 0.0469 | 0.1757 | 8       |
|  | FORMIC ACID  | 0.1334 | 0.2667 | 1.0000 | 1       |
|  | RT 9         | 0.0532 | 0.1063 | 0.3987 | 5       |
|  | RT 10 HC     | 0.0671 | 0.1342 | 0.5032 | 2       |
|  | RT 11 HC     | 0.0668 | 0.1336 | 0.5010 | 3       |
|  | S 13         | 0.0650 | 0.1301 | 0.4877 | 4       |
|  | S 15         | 0.0362 | 0.0723 | 0.2711 | 6       |
|   |              |        |        |        |         |

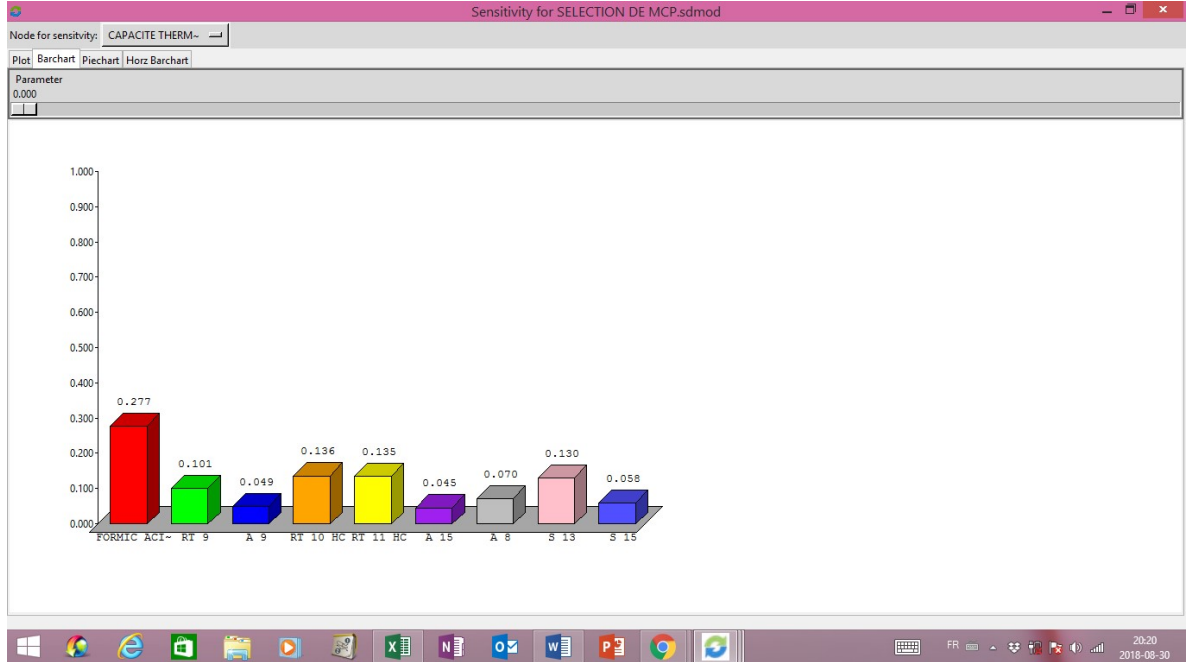
Le MCP qui est dominant est Formic acid pour tous les critères combinés. Et en ordre de classement : RT 10 HC, RT 11 HC, S 13, RT 9, S 15, A 15, A 9 et A 8.

### Analyse de sensibilité

La dernière étape consiste à faire une analyse de sensibilité afin de confirmer que le MCP Formic acid reste dominant dans le classement après changement de poids relatifs de la chaleur latente.

La méthode d'analyse de sensibilité dans super décisions consiste à modifier le poids relatif de différents critères et voir ainsi l'impact qu'il y a sur le classement de MCPs. Le décideur aura à changer le paramètre pour différentes valeurs variant entre 0 et 1. Et comme conséquence, le classement sera affecté en fonction de variation de ce paramètre.

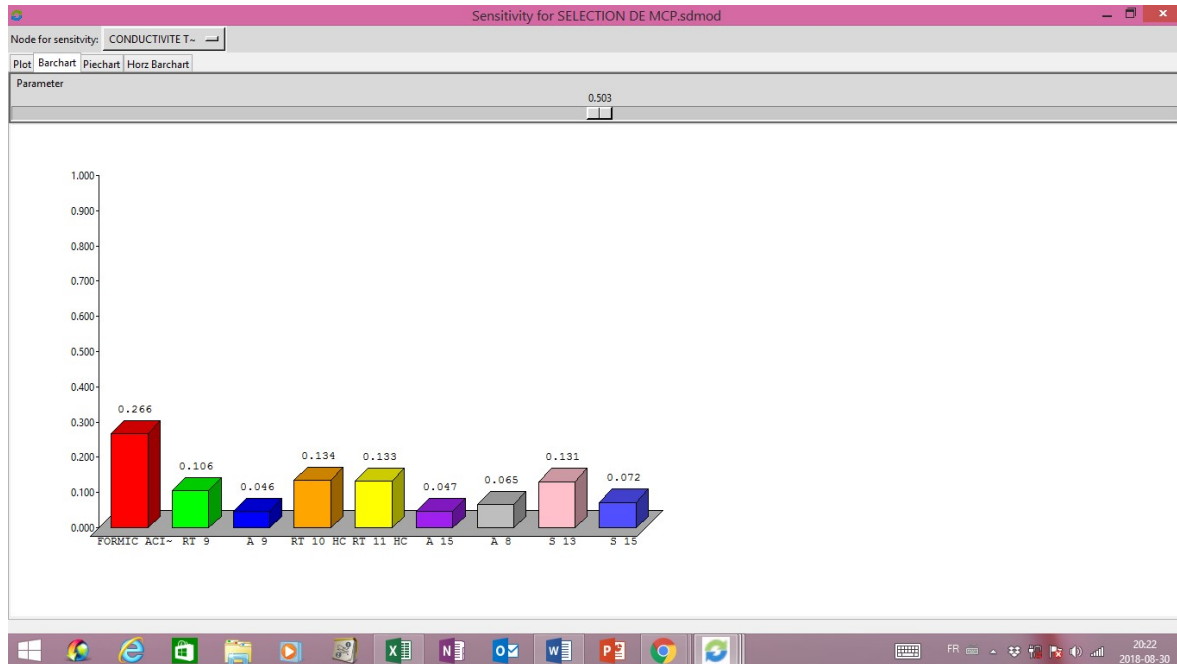
Ainsi dans la figure 5.2-3, le critère à modifier est la chaleur latente comme indique au-dessus, est le paramètre se trouve à 0. Dans ce cas, la capacité thermique massique a comme valeur 0 et on évolue les options de MCPs en fonction des autres critères.



**Figure 5.2-3 : Classement en fonction de capacite thermique massique avec paramètre égale à 0.**

Le formic acid est dominant et se trouve en première position comme on peut le voir sur la figure 5.2-3.

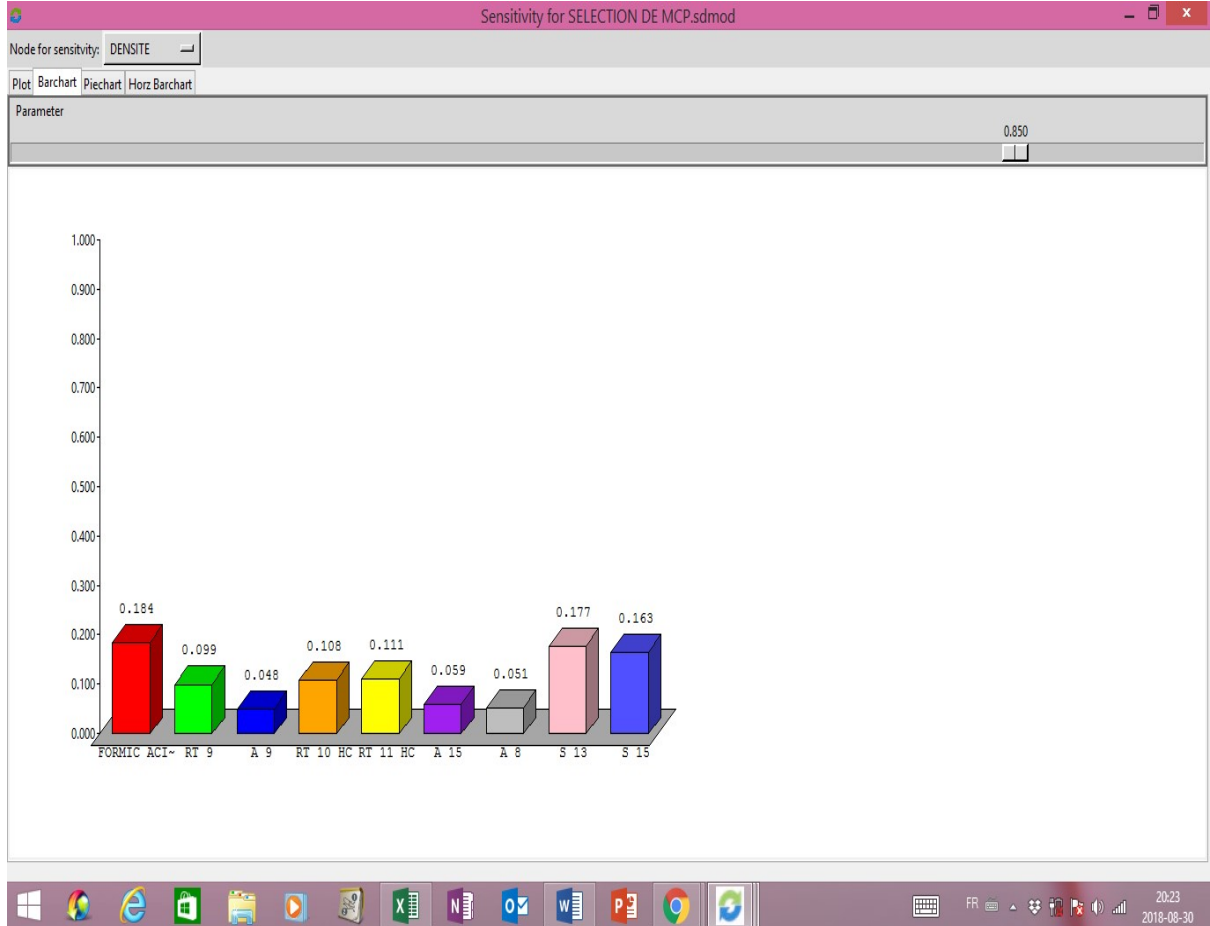
En considérant la conductivité thermique avec paramètre situé à 0.5, formic acid continue à dominer avec 0.266 de poids relatif (Figure 5.3-3).



**Figure 5.2-4 : Classement en fonction de conductivité thermique massique avec paramètre égale à 0.5**

La densité est considérée comme critère avec paramètre situé à 0.85, on peut voir une légère dominance de Formic acid dans ce cas (Figure 5.2-5).





**Figure 5.2-5 : Classement en fonction de densité avec paramètre égale à 0.85**

### **Décision finale**

La décision finale après avoir analysé tous les différents scénarios, il est évident que le MCP Formic acid est le meilleur choix pour ce système de stockage thermique.

Ainsi pour notre étude de cas, le MCP choisi est le Formic acid.

### 5.3 SIMULATION DE STOCKAGE THERMIQUE PAR CHALEUR LATENTE

La figure 4.4-1 présente le système thermique par chaleur latente considéré. Il s'agit d'un réservoir avec les nodules sphériques contenant le MCP.

Le MCP sélectionnée est le Formic acid dont les propriétés sont reprises dans le tableau 5.2-1.

La température lors de de déchargement est fixée à -109 °C à l'entrée de l'unité de stockage thermique et pendant le chargement elle est à 20 °C.

Les caractéristiques de l'unité de stockage par chaleur latente sont :

$ep = 0.22$ ; %bed porosity based on outer capsule diameter volume

$Di = 0.01905$ ; % (0.02653 for  $NaNO_3$ /0.01905 for SHS) particle diameter (m)

$Wp = 0.00045$ ; % Particle wall thickness (m)

$Dp = Di + (2 * Wp)$ ; % (Dp) Inner diameter of particle

$Ro = Dp / 2$ ; %outer particle radius (m)

$Ri = Di / 2$ ; %Inner radius of pellet (m)

$Ap = 4 * pi * (Ro^2)$ ; %Outer surface area of sphere (m<sup>2</sup>)

$Vp = (4/3) * pi * (Ro^3)$ ; %volume of single sphere of PCM(m<sup>3</sup>);

$Vpi = (4/3) * pi * (Ri^3)$ ;

$Vcoat = Vp - Vpi$ ; %Volume of coating of single sphere

$Vratio = Vpi / Vp$ ; %ratio of PCM volume to total sphere volume

$HrsStore = 4$ ; %Number of hours of storage

$QthermalWh = 244840$ ; % $Qthermal / 3600$ ; %Required storage system energy (Wh)

$Q_{\text{thermal}} = Q_{\text{thermalWh}} * 3600$ ; %Required storage system energy(joules)

$\dot{m}_D = Q_{\text{thermal}} / (c_{p\text{HTF}} * (T_{\text{ai}} - T_{\text{bi}}) * (\text{HrsStore} * 3600))$ ; %Design mass flow rate (kg/s)

$\text{PCMvolume}_D = \text{PCMmass}_D / \rho_{\text{liquid}}$ ; %Design volume of PCM

$V_{\text{tank}_D} = 15$ ; %PCMvolume<sub>D</sub>/(1-ε<sub>p</sub>); %Design tank volume.

$L_{\text{ratio}} = 0.5$ ; %Height to diameter ratio of tank.

$D_{\text{bed}_D} = 2$ ; %(((4\*V<sub>tank</sub><sub>D</sub>)/(L<sub>ratio</sub>\*π))<sup>(1/3)</sup>); %Design bed diameter

$A_{\text{bed}_D} = \pi * (D_{\text{bed}_D}^2) / 4$ ;

$H_{\text{bed}_D} = V_{\text{tank}_D} / A_{\text{bed}_D}$ ; %L<sub>ratio</sub>\*D<sub>bed</sub><sub>D</sub>; %Design bed height

$D_{\text{bed}} = D_{\text{bed}_D}$ ; %diameter of bed (meters)

$H_{\text{bed}} = H_{\text{bed}_D}$ ; %height of bed (m)

$A_{\text{bed}} = (\pi * (D_{\text{bed}}^2)) / 4$ ; %area of bed (m<sup>2</sup>)

$V_{\text{tank}} = A_{\text{bed}} * H_{\text{bed}}$ ; %Tank volume (m<sup>3</sup>)

$V_{\text{tank}_G} = V_{\text{tank}} * 264.172$ ; %Tank volume (gallons)

$S_{\text{ATank}} = H_{\text{bed}} * \pi * D_{\text{bed}}$ ; %Tank surface area (m<sup>2</sup>)

$R_{\text{bed}} = D_{\text{bed}} / 2$ ; %Outer tank diameter, including insulation.

$V_{\text{bed}} = V_{\text{tank}} * (1 - \epsilon_p)$ ; %volume of bed (m<sup>3</sup>)

$\text{Mass}_{\text{PCM}} = \rho_{\text{solid}} * V_{\text{bed}}$ ; %Total PCM mass

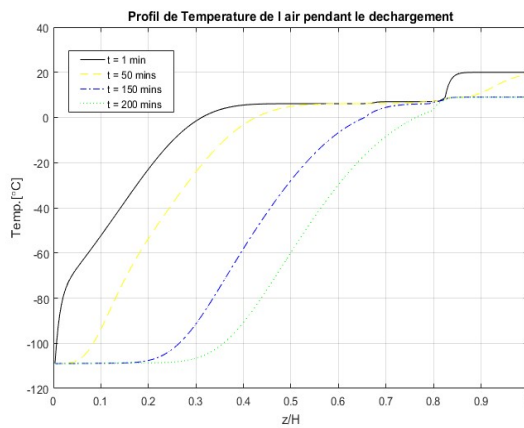
$\text{Mass}_{\text{HTF}} = V_{\text{tank}} * \epsilon_p * \rho_{\text{HTF}}$ ; %Total HTF mass

$Q_{\text{bedMax}} = (\text{Mass}_{\text{PCM}} * (c_{p\text{solid}} * (T_{\text{ai}} - T_{\text{bi}}))) + (\text{Mass}_{\text{PCM}} * L_{\text{hm}})$

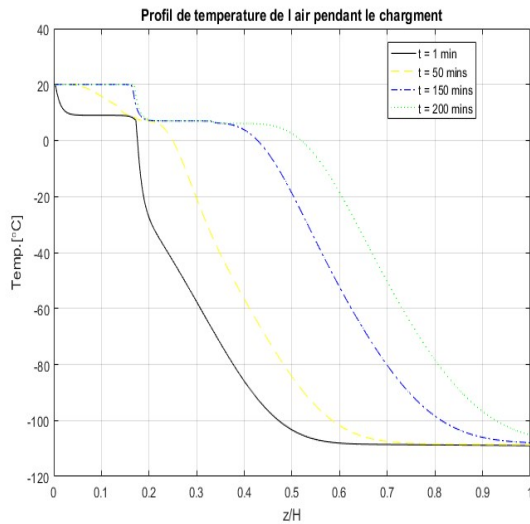
$$Q_{\text{latentMax}} = (\text{MassPCM} * L_{\text{hm}})$$

Figure 5.3-1 présente les comportements de l'air pendant les processus déchargement. Au début du déchargement, la température augmente rapidement à cause de la chaleur sensible et après à la suite de la chaleur latente, il y a une constance de température et à la fin du processus on a encore la chaleur sensible.

Ces résultats sont obtenus à partir de la simulation de code de Matlab.



**Figure 5.3-1 : Profil de température de l'air pendant le déchargement pour différents temps**



**Figure 5.3-2 : Profil de température de l'air pendant le chargement pour différents**

On peut voir le changement de température de l'air dans le système de stockage thermique. L'air entre dans le système thermique à 20°C. Et à la température est à 8°C on observe une constance de température, c'est la chaleur latente qui intervient pendant ce temps.

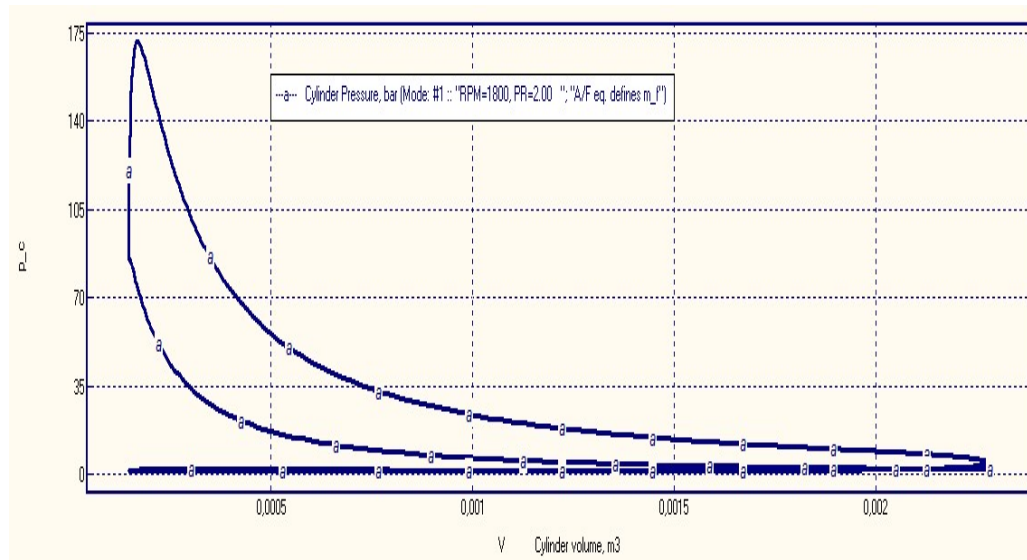
Les pertes de charges sont égales à 822,5 Pa obtenues à partir de [4-47].

#### **5.4 SIMULATION DE PERFORMANCE DU MOTEUR DIESEL SURALIMENTÉ**

Dans cette section, nous allons évaluer les paramètres de performances du moteur diesel sélectionné pour cette étude de cas.

Les pressions seront variées entre 2.5 et 3.75 bar et les températures varieront entre 8 et 20°C. La puissance du moteur, le couple moteur, la consommation spécifique sont déterminées à partir de logiciel Diesel-RK.

Le cycle thermodynamique P-V du moteur diesel suralimenté MAN D 2876 LE 301 obtenu à partir du logiciel Diesel-RK est repris sur la figure 5.4-1 Ce cycle décrit l'évolution du fluide à l'intérieur du système piston-cylindre depuis l'admission à l'échappement.



**Figure 5.4-1 : Diagramme P-V du moteur MAN D 2876 LE 301**

Le tableau 5.4-1 établit une comparaison entre les résultats obtenus à partir du logiciel Diesel-RK (annexe B) et les données de constructeur (annexe A) :

**Tableau 5.4-1 : Comparaison de résultats avec les données du constructeur**

|  | <b>Données du constructeur</b> | <b>Résultats obtenus avec Diesel-RK</b> |
|--|--------------------------------|---|
| <b>Puissance maximale à 1800 rpm[kW]</b>                       | 390                            | 390                                     |
| <b>Pression moyenne effective [bar]</b>                        | 20.3                           | 20.287                                  |
| <b>Couple moteur [Nm]</b>                                      | 2069                           | 2069.2                                  |
| <b>Vitesse moyenne du piston [m/s]</b>                         | 9.7                            | 9.96                                    |
| <b>Consommation spécifique du diesel[g/kWh], charge totale</b> | 214                            | 205,2                                   |

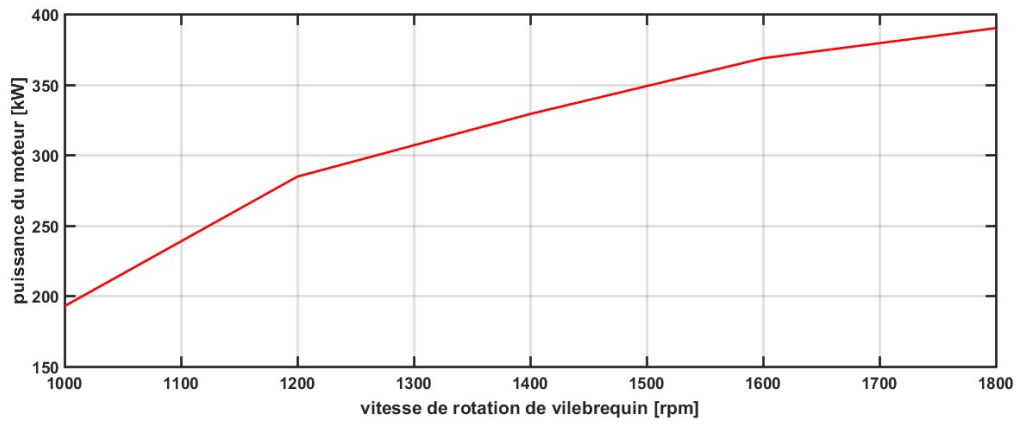
Pour les paramètres considérés, nous pouvons remarquer que les résultats de logiciel Diesel-RK sont très proche avec une erreur relative de 4 % pour la consommation spécifique du diesel [g/kWh], charge totale.

Les résultats obtenus avec le logiciel Diesel- RK en fonction de vitesse de rotation sont représentés par courbes de fonctionnement du moteur :

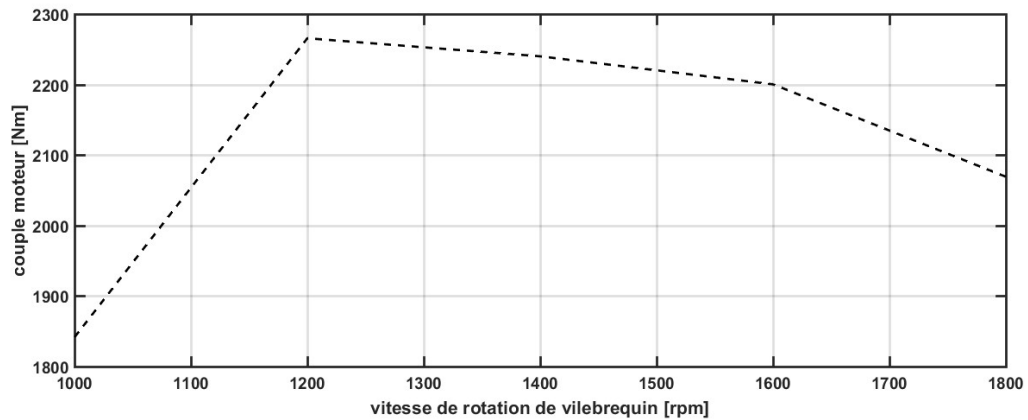
**Tableau 5.4-2 : Simulation du moteur avec Diesel-RK**

| Paramètres du moteur           | Vitesse de rotation du vilebrequin (rpm) |        |        |         |         |
|--------------------------------|--|--------|--------|---------|---------|
|                                | 1800                                     | 1600   | 1400   | 1200    | 1000    |
| Couple moteur [Nm]             | 2069.2                                   | 2200.3 | 2240   | 2265.6  | 1841.5  |
| Consommation spécifique[g/kWh] | 205.2                                    | 207.3  | 210.57 | 216.25  | 280.05  |
| Rendement indiqué              | 0.45                                     | 0.447  | 0.4348 | 0.41981 | 0.32348 |
| Rapport air-fuel               | 1.2981                                   | 1.2074 | 1.1459 | 1.06    | 0.94861 |
| Puissance du moteur [kW]       | 390                                      | 368.64 | 329.10 | 284.68  | 192.82  |

Nous donnons ci-dessous les courbes de performances du moteur en fonction de plusieurs paramètres :

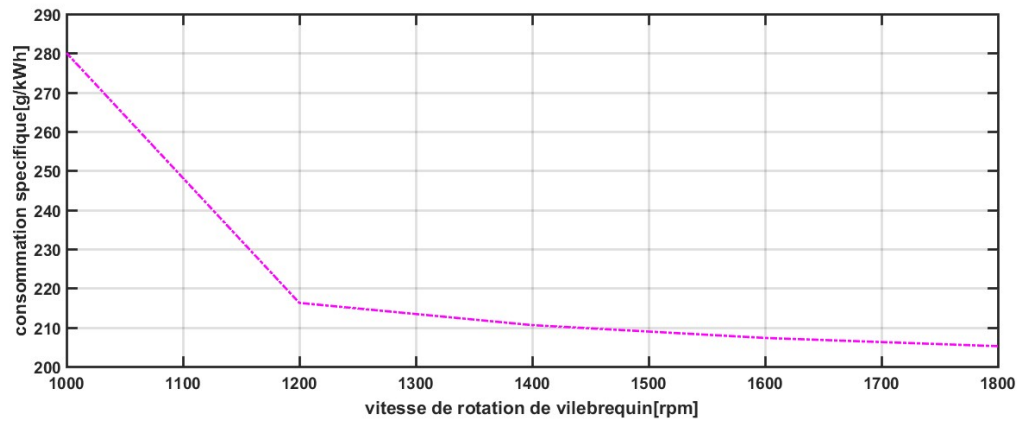


**Figure 5.4-2 Puissance du moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin**

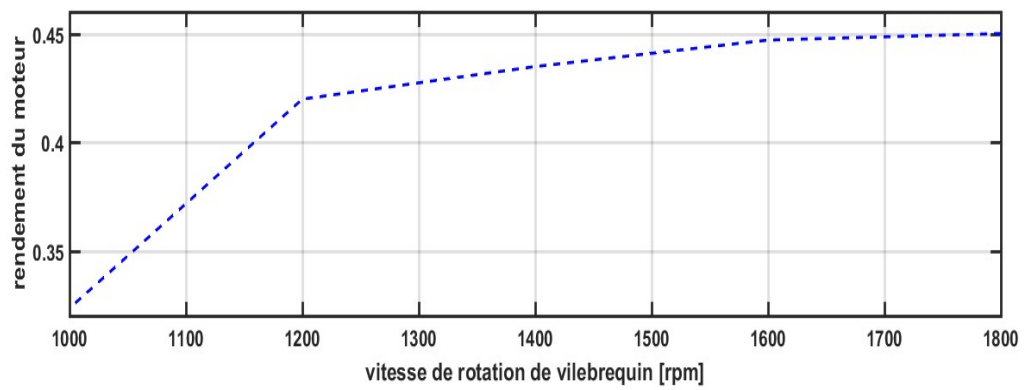


**Figure 5.4-3 : Couple moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin**





**Figure 5.4-4 : Consommation spécifique du moteur en fonction de la vitesse de rotation**



**Figure 5.4-5 : Rendement du moteur en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin**

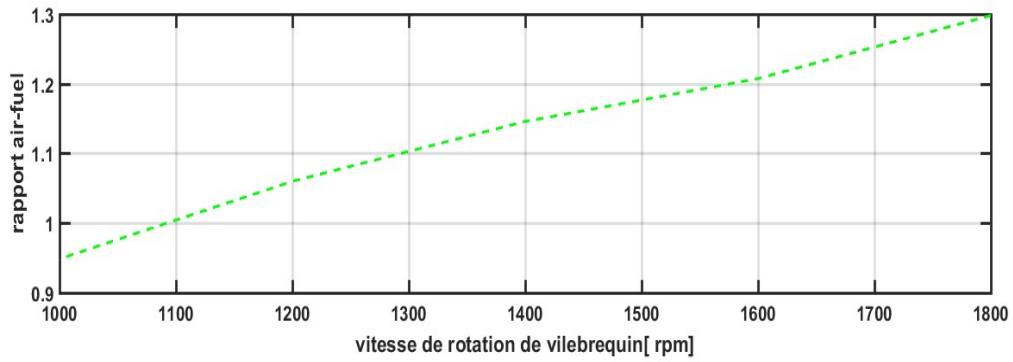


Figure 5.4-6 : Rapport air-fuel en fonction de la vitesse de rotation de vilebrequin

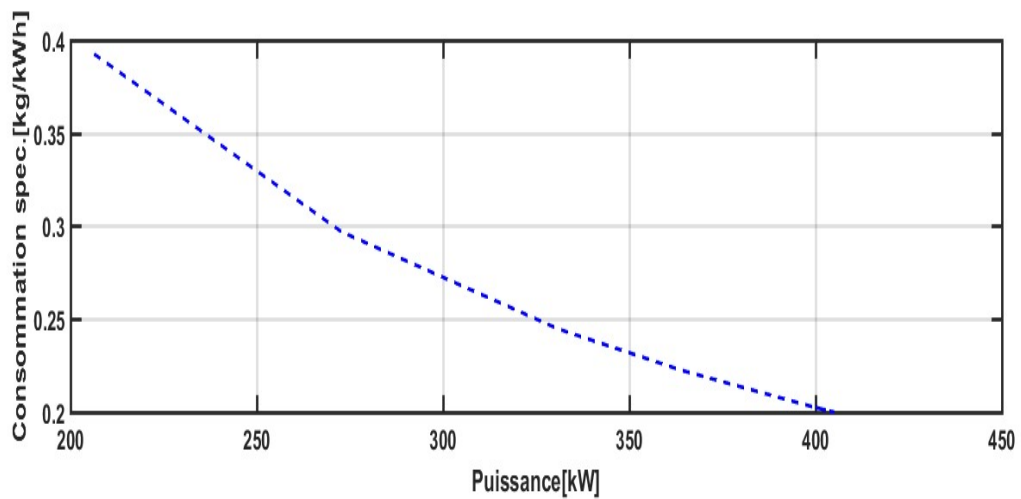
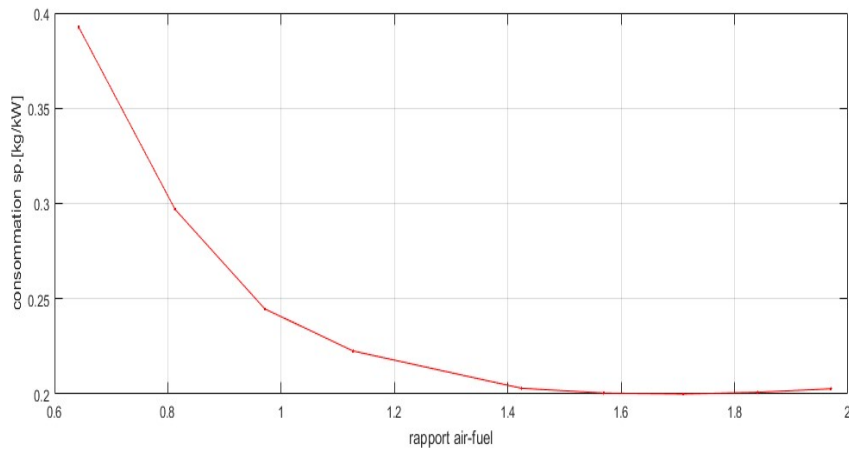


Figure 5.4-7 : Puissance du moteur en fonction de la consommation spécifique



**Figure 5.4-8 : consommation spécifique en fonction du rapport air- fuel**

Comparaison de paramètres du moteur Man Diesel D2876 LE301 suralimenté à 3.6 bar avec celui du constructeur à 1800 rpm.

**Tableau 5.4-3 : comparaison de performance de moteur diesel à 1800 rpm**

| <b>Paramètres du moteur</b>    | Constructeur | Moteur suralimenté 3.6 bar |
|--------------------------------|--------------|----------------------------|
| Couple moteur [Nm]             | 2069.2       | 2106.7                     |
| Consommation spécifique[g/kWh] | 205.2        | 201.5                      |
| Rendement indiqué              | 0.45         | 0.49188                    |
| Rapport air-fuel               | 1.2981       | 2.1074                     |
| Puissance du moteur [kW]       | 390          | 397.08                     |

Il est évident selon le tableau 5.4-3 que la suralimentation permet d'améliorer la puissance, le rendement et réduit la consommation spécifique du moteur diesel.

## CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude s'est focalisée sur la sélection de matériau à changement de phase, sa simulation et l'impact de l'utilisation de l'unité de stockage par chaleur latente sur les performances du moteur diesel. Le but ultime est de suralimenter un moteur diesel qui fait partie du système hybride diesel-éolien avec air comprimé.

La méthode AHP a été utilisée pour opérer le choix de MCP et l'unité de stockage thermique est modélisé.

Il sera important de vérifier expérimentalement si le MCP sera stable pendant une longue période pour la future recherche. Et aussi le système complet devrait être analysé exergetiquement. L'étude expérimentale pourra aussi permettre de comparer les résultats théoriques avec les résultats pratiques.



## ANNEXES

## ANNEXE A : CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DIESEL D 2876 LE 301



Diesel engine D 2876 LE 301  
Technical Data

Part A  
Page 1  
13.10.08

|                            |  |                                 |              |
|----------------------------|--|---------------------------------|--------------|
| Engine type:               | four-stroke, direct-injection  |                                 |              |
| Cylinders :                | 6 cylinder in line, wet replaceable cylinder liners  |                                 |              |
| Aspiration :               | turbocharger, intercooler, wastegate   |                                 |              |
| Cooling :                  | water circulation by centrifugal pump on engine  |                                 |              |
| Lubrication:               | force-feed lubrication by gear pump, lubricating oil cooler in cooling water circuit of engine |                                 |              |
| Injection:                 | Bosch in-line with integrat electromagnetic actuator   |                                 |              |
| Generator:                 | Bosch three-phase generator with rectifier and transistorized governor, 28 V, 55 A             |                                 |              |
| Starter motor:             | Bosch solenoid-operated starter, typ KB, 24 V, 5,4 kW  |                                 |              |
| <br>                       |  |                                 |              |
| Bore :                     | 128 mm   | Starter battery capacity:       | 143 Ah (24V) |
| Stroke :                   | 166 mm   | Filling capacities:             |              |
| Volume :                   | 12,8   | - Engine lube oil for           |              |
| Compression ratio:         | 15,5:1   | standard oil sump (min.):       | 26 l         |
|                            |  | standard oil sump (max.):       | 30 l         |
| Cooling water temperature: |  | Inertia moments (SI-Unit):      |              |
| - under normal conditions  | 90° C  | - engine and vibration damper : |              |
| - short period under       |  | - flywheel for :                |              |
| extreme conditions         | 95° C  |                                 |              |
| - before start of          |  |                                 |              |
| full load (min.)           | 60   | generator drive 1500 rpm :      | ---          |
| Filling capacities:        |  | generator drive 1800 rpm :      | ---          |
| - coolant for engine with  |  |                                 |              |
| integrated cooling system  |  |                                 |              |
| and piping approx          | 58 l   |                                 |              |

LE301e1\_XL0



Diesel engine D 2876 LE301  
Technical data

Part A  
Page 2  
13.10.08

Mode of operation

|   |                   |         |       |
|---|-------------------|---------|-------|
| Speed   | rpm               | 1500    | 1800  |
| Maximum rating  | kW                | 345     | 390   |
|   | HP                | 469     | 530   |
| Exhaust status  |                   | IMO/ZKR | IMO   |
| Mean effective pressure                                     | bar               | 21,5    | 20,3  |
| Torque  | Nm                | 2196    | 2069  |
| Mean piston velocity  | m/s               | 8,3     | 9,7   |
| Fuel consumption<br>( +5% tolerance )                       |                   |         |       |
| 100% load   | g/kwh             | 208     | 214   |
| 75% load  | g/kwh             | 200     | 206   |
| 50% load  | g/kwh             | 203     | 206   |
| Lube oil consumption max.                                   | g/h               | 359     | 417   |
| Air for combustion  | m <sup>3</sup> /h | 1450    | 1770  |
| Negative pressure at air filter<br>outlet, max. permissible | hPa               | 60      | 65    |
| Exhaust gas heat  | kW                | 199     | 271   |
| Exhaust gas temperature                                     | °C                | 412     | 444   |
| Exhaust gas mass flow                                       | kg/h              | 1750    | 2140  |
| Exhaust gas volume flow                                     | m <sup>3</sup> /h | 3440    | 4400  |
| Exhaust gas back pressure<br>max. permissible               | hPa               | 80      | 80    |
| Jacket water heat incl.<br>water-cooled exhaust<br>manifold | kW                | 248     | 305   |
| Minimum cooling water circulation                           | l/min             | 365     | 440   |
| Intercooler heat rate                                       | kW                | 43      | 55    |
| delivery quantity of fuel<br>supply pump                    | l/h               | 310     | 370   |
| Power input for raw<br>water pump                           | kW                | 3       | 3     |
| delivery quantity of raw water<br>pump                      | l/h               | 14220   | 16980 |
| Radiation heat  | kW                | 30      | 30    |



Diesel engine D 2876 LE301  
Technical data

Part A  
Page 3  
13.10.08

|                          |       |      |      |
|--------------------------|-------|------|------|
| Speed                    | rpm   | 1500 | 1800 |
| Noise at 1m distance     | dB(A) | 98   | 99   |
| Dry weight of engine ... | kg    | 1290 | 1290 |

Examples of application for mode of operation see Part E :

" Definition of application for MAN marine engines "

The nominal ratings are based on reference conditions according to  
DIN / ISO 3046/1: 298 K ( 25° Celsius ) air temperature, 100 kPa ( 1000 mbar )  
air pressure, 60 % air humidity.

Output-related data are referred to the maximum rating specified for each speed.

Maximum permissible seawater temperature : 305 K ( 32° Celsius )

Technical data are subject to alterations.



## ANNEXE B : RÉSULTATS DE PERFORMANCE DE MOTEUR DIESEL MAN D2876 LE 301 AVEC LOGICIEL DIESEL-RK

Mode: #1 :: "RPM=1800, PR=2.00 ";  
 Title: "A/F eq. defines m\_f"  
 www.diesel-rk.bmstu.ru  
 Fuel: Diesel No. 2

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1800.0    - RPM      - Engine Speed, rev/min
390.00   - P_eng   - Piston Engine Power, kW
20.287   - BMEP    - Brake Mean Effective Pressure, bar
2069.2   - Torque   - Brake Torque, N m
0.24700  - m_f     - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.20520  - SFC     - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.20075  - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh
0.41280  - Eta_f  - Efficiency of piston engine
22.580   - IMEP    - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.45947  - Eta_i  - Indicated Efficiency
9.9600   - Sp     - Mean Piston Speed, m/s
2.2316   - FMEP   - Friction Mean Effective Pressure, bar
(Intern.Exp)
0.90090  - Eta_m  - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb  - Total Ambient Pressure, bar
298.00   - To_amb  - Total Ambient Temperature, K
1.0400   - p_Te   - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
2.0913   - p_C     - Pressure before Inlet Manifold, bar
315.56   - T_C     - Temperature before Inlet Manifold, K
0.41690  - m_air  - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine,
kg/s
0.55288  - Eta_TC  - Turbocharger Efficiency
1.7298   - po_T    - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
956.31   - To_T    - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.44145  - m_gas  - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s
1.2940   - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)
0.77280  - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.06208 - PMEP    - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.94207  - Eta_v  - Volumetric Efficiency
0.01991  - x_r    - Residual Gas Mass Fraction
0.99719  - Phi    - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.0000   - BF_int  - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake,
%
1.1189   - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
2.0842   - p_int   - Average Intake Manifold Pressure, bar
314.62   - T_int   - Average Intake Manifold Temperature, K

```

59.731 - v\_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s  
 298.00 - Tw\_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K  
 173.25 - hc\_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,  
 W/(m2\*K)  
 177.34 - hc\_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2\*K)  
 41.023 - v\_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port,  
 m/s  
 13.373 - A\_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm2  
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 41.6 Dt= 36.1 Ds= 9.4 Lv= 7.8 Lv\_max= 10.4  
 mm

----- EXHAUST SYSTEM -----

1.6830 - p\_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar  
 949.99 - T\_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K  
 132.17 - v\_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s  
 16.263 - Sh - Strouhal number: Sh=a\*Tau/L (has to be: Sh >  
 8)  
 862.43 - Tw\_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K  
 225.56 - hc\_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,  
 W/(m2\*K)  
 716.58 - hc\_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2\*K)  
 155.35 - v\_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port,  
 m/s  
 12.737 - A\_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm2  
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 40.4 Dt= 35.2 Ds= 9.1 Lv= 6.3 Lv\_max= 10.1  
 mm

----- COMBUSTION -----

1.2981 - A/F\_eq - Air Fiel Equival. Ratio (Lambda) in the  
 Cylinder  
 0.77036 - F/A\_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder  
 180.90 - p\_max - Maximum Cylinder Pressure, bar  
 2229.1 - T\_max - Maximum Cylinder Temperature, K  
 10.000 - CA\_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC  
 18.000 - CA\_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC  
 6.2636 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.  
 2.1605 - Ring\_Intn - Ringing / Knock Intensity, MW/m2  
 23581. - F\_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg  
 System: Common Rail  
 94310. - p\_inj.max - Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar  
 83245. - p\_inj.avr - Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar  
 3.5875 - d\_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns  
 6.0000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg.  
 B.TDC  
 6.0000 - Phi\_inj - Duration of Injection, CA deg.  
 3.8032 - Phi\_ign - Ignition Delay Period, deg.  
 - ... - calculated by modified Tolstov method :  
 3.8  
 2.1968 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC  
 0.51752 - x\_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit.  
 Delay  
 81.200 - Phi\_z - Combustion duration, deg.  
 Phi\_z 5%= 1.6; Phi\_z 50%= 9.0; Phi\_z 95%= 37.4

2.6572 - Rs\_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC  
 1.3700 - Rs\_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC  
 18.836 - W\_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R=

41

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----

22.543 - Hartridge- Hartridge Smoke Level  
 2.2262 - Bosch - Bosch Smoke Number  
 0.59556 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m  
 0.40185 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh  
 661.19 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh  
 14.761 - NO2 - Specif. NOx emis. reduc. to NO2, g/kWh  
 (Zeldovich)  
 2.6445 - SE - Summary emission of PM and NOx  
 0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----

2.4681 - p\_ivc - Pressure at IVC, bar  
 369.84 - T\_ivc - Temperature at IVC, K  
 88.631 - p\_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar  
 967.74 - T\_tdc - Compression Temperature (at TDC), K  
 10.998 - p\_evo - Pressure at EVO, bar  
 1339.0 - T\_evo - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----

1286.7 - T\_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K  
 613.67 - hc\_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m2/K  
 486.22 - Tw\_pist - Average Piston Crown Temperature, K  
 420.00 - Tw\_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K  
 571.59 - Tw\_head - Average Head Wall Temperature, K  
 396.28 - Tw\_cool - Average Temperature of Cooled Surface  
 head of Cylinder Head, K  
 398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K  
 12235. - hc\_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2\*K)  
 from head cooled surface to coolant  
 5646.7 - q\_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s  
 6320.7 - q\_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s  
 6159.4 - q\_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----

15.500 - CR - Compression Ratio  
 7.0000 - n\_inj - Number of Injector Nozzles  
 0.18300 - d\_inj - Injector Nozzles Bore, mm  
 6.0000 - Phi\_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile,  
 deg.  
 0.0000 - m\_f\_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g  
 66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC  
 20.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC  
 20.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC  
 46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

----- COMPRESSOR PARAMETERS HP stage -----

30862. - RPM\_C.hp - Rotor Speed of HPC, rev/min

41.991 - P\_C.hp - Power of HPC, kW  
 0.74400 - Eta\_C.hp - Adiabatic Efficiency of HPC  
 0.41690 - m\_C.hp - Mass Airflow of HP Compressor, kg/s  
 7.3437 - m\*\_C.hp - Mass Airflow Parameter, kg SQRT(K)/(s bar)  
 0.42541 - m.cor\_Chp- Corrected Mass Airflow of HPC, kg/s  
 1787.8 - RPM\*\_C.hp- Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)  
 30862. - RPMcor\_hp- Corrected Rotor Speed, rev/min  
 2.1850 - PR\_C.hp - Pressure Ratio of HP Compressor  
 0.0000 - Kpi\_C.hp - Factor Kpi of HP Compressor  
 0.98000 - po\_iC.hp - Inlet Total Pressure of HPC, bar  
 298.00 - To\_iC.hp - Inlet Total Temperature of HPC, K  
 2.1413 - po\_"C.hp - Total Discharge Press. (before HP cooler), bar  
 398.22 - To\_"C.hp - Total Discharge Temp. (before HP cooler), K  
 0.75000 - Ecool.hp - Thermal Efficiency of HP Air Inter-cooler  
 288.00 - Tcool.hp - HP Inter-cooler Refrigerant Temperature, K  
 2.0913 - po\_C.hp - Total Pressure after Inter-cooler, bar  
 315.56 - To\_C.hp - Total Temperature after Inter-cooler, K

----- TURBINE PARAMETERS HP stage -----

30862. - RPM\_T.hp - HP Turbine Rotor Speed, rev/min  
 41.910 - P\_T.hp - Effective Power of HPT, kW  
 0.77898 - Eta\_T.hp - Internal turbine Efficiency of HPT  
 0.94900 - Eta\_mT.hp- Mechanical Efficiency of HPT  
 0.44145 - m\_T.hp - Mass Gasflow of HPT, kg/s  
 0.07892 - m\*\_T.hp - Mass Gasflow Parameter, (kg SQRT(K))/(s kPa)  
 997.98 - RPM\*\_T.hp- Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)  
 1.6662 - PR\_T.hp - Expansion Pressure Ratio of HPT  
 10.968 - B\_T.hp - Relative Work  $B=118.34 \{1-PR^{**}[(1-k)/k]\}$  Eta\_T  
 1.7298 - po\_T.hp - Inlet Total Pressure of HPT, bar  
 956.31 - To\_T.hp - Inlet Total Temperature of HPT, K  
 1.0382 - po\_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Pressure, bar  
 866.45 - To\_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Temperature, K

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

```

=====
N|In plan| Spray|Impingment|_____Fractions of fuel in the zones %_____
s| Angle | Angle| Surface | Dilut. S.Core Piston Inters. Head Liner
-----
1| 0.0 | 72.5 |pist. bowl| 85.87 0.00 6.16 6.16 7.96 0.02
-----
Sum of all sprays % 100. | 72.01 0.06 0.00 20.40 7.51 0.02
=====
Evaporation constants bi |454028 65651 40716 34405 70379 1231
=====

```

The note: "Inters." is column with fraction of fuel in a zone of intersection of Near-Wall Flows formed by adjacents sprays.  
 Rs:Swirl| (Piston clearance,mm 2.00) |Optimal|-Geometric formula: 8.57  
 Ratio| Rs of piston bowl 2.66 | Rs |-by Razleytsev : 2.04

Versions: Kernel 04.01.13; RK-model 06.01.13; NOx-model 22.02.13

## ANNEXE C : RÉSULTATS DE PERFORMANCE DE MOTEUR DIESEL MAN D2876LE301 SURALIMENTE A 3.6 Bar AVEC LOGICIEL DIESEL-RK

2018-09-09 12-47-52 "NEW ENGINE SIMUL"

Mode: #1 :: "RPM=1800, PR=2.00 ";

Title: "A/F eq. defines m\_f"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Diesel No. 2

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1800.0      - RPM          - Engine Speed, rev/min
397.08     - P_eng        - Piston Engine Power, kW
21.316     - BMEP         - Brake Mean Effective Pressure, bar
2106.7     - Torque       - Brake Torque, N m
0.24700    - m_f          - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.20154    - SFC          - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.22097    - SFC_ISO     - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh
0.42029    - Eta_f        - Efficiency of piston engine
24.946     - IMEP         - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.49188    - Eta_i        - Indicated Efficiency
9.9600     - Sp           - Mean Piston Speed, m/s
2.8674     - FMEP        - Friction Mean Effective Pressure, bar
(Intern.Exp)
0.88143    - Eta_m        - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000     - po_amb      - Total Ambient Pressure, bar
281.00     - To_amb      - Total Ambient Temperature, K
1.0400     - p_Te        - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000    - po_afltr    - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
3.6250     - p_C         - Pressure before Inlet Manifold, bar
329.81     - T_C         - Temperature before Inlet Manifold, K
0.66521    - m_air       - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine,
kg/s
0.55036    - Eta_TC      - Turbocharger Efficiency
3.7411     - po_T        - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
740.38     - To_T        - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.68872    - m_gas       - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s
2.0647     - A/F_eq.t    - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)
0.48433    - F/A_eq.t    - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.76333   - PMEP        - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.95202    - Eta_v       - Volumetric Efficiency
0.03831    - x_r         - Residual Gas Mass Fraction
0.97978    - Phi         - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.36341    - BF_int      - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake,
%
1.1374     - %Blow-by   - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----

```

3.6249 - p\_int - Average Intake Manifold Pressure, bar  
 328.27 - T\_int - Average Intake Manifold Temperature, K  
 57.306 - v\_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s  
 281.00 - Tw\_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K  
 239.06 - hc\_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold,  
 W/(m<sup>2</sup>\*K)  
 167.63 - hc\_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m<sup>2</sup>\*K)  
 39.970 - v\_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port,  
 m/s  
 12.959 - A\_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm<sup>2</sup>  
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 41.0 Dt= 35.5 Ds= 9.2 Lv= 8.0 Lv\_max= 10.2  
 mm

----- EXHAUST SYSTEM -----

3.7048 - p\_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar  
 738.52 - T\_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K  
 72.407 - v\_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s  
 14.339 - Sh - Strouhal number: Sh=a\* $\tau$ /L (has to be: Sh >  
 8)  
 670.92 - Tw\_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K  
 163.65 - hc\_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,  
 W/(m<sup>2</sup>\*K)  
 519.91 - hc\_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m<sup>2</sup>\*K)  
 122.11 - v\_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port,  
 m/s  
 12.342 - A\_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm<sup>2</sup>  
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 39.8 Dt= 34.7 Ds= 9.0 Lv= 6.4 Lv\_max= 10.0  
 mm

----- COMBUSTION -----

2.1074 - A/F\_eq - Air Fiel Equival. Ratio (Lambda) in the  
 Cylinder  
 0.47452 - F/A\_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder  
 288.56 - p\_max - Maximum Cylinder Pressure, bar  
 1992.7 - T\_max - Maximum Cylinder Temperature, K  
 8.0000 - CA\_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC  
 12.000 - CA\_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC  
 10.698 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.  
 3.7358 - Ring\_Intn - Ringing / Knock Intensity, MW/m<sup>2</sup>  
 36449. - F\_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg  
 System: Common Rail  
 94379. - p\_inj.max - Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar  
 83297. - p\_inj.avr - Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar  
 3.1246 - d\_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns  
 6.0000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg.  
 B.TDC  
 6.0000 - Phi\_inj - Duration of Injection, CA deg.  
 2.7102 - Phi\_ign - Ignition Delay Period, deg.  
 - ... - calculated by modified Tolstov method :  
 2.7  
 3.2898 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC  
 0.35081 - x\_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit.  
 Delay

28.000 - Phi\_z - Combustion duration, deg.  
Phi\_z 5%= 1.4; Phi\_z 50%= 6.8; Phi\_z 95%=  
16.0  
2.5580 - Rs\_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC  
1.3700 - Rs\_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC  
18.160 - W\_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R=  
41

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----

4.5767 - Hartridge- Hartridge Smoke Level  
0.50143 - Bosch - Bosch Smoke Number  
0.10942 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m  
0.09069 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh  
649.41 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh  
22.639 - NO2 - Specif. NOx emis. reduc. to NO2, g/kWh  
(Zeldovich)  
3.3550 - SE - Summary emission of PM and NOx  
0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----

4.2655 - p\_ivc - Pressure at IVC, bar  
380.21 - T\_ivc - Temperature at IVC, K  
152.49 - p\_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar  
990.55 - T\_tdc - Compression Temperature (at TDC), K  
13.180 - p\_evo - Pressure at EVO, bar  
980.04 - T\_evo - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----

1081.2 - T\_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K  
888.84 - hc\_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m2/K  
489.87 - Tw\_pist - Average Piston Crown Temperature, K  
420.00 - Tw\_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K  
576.36 - Tw\_head - Average Head Wall Temperature, K  
396.26 - Tw\_cool - Average Temperature of Cooled Surface  
head of Cylinder Head, K  
398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K  
12235. - hc\_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2\*K)  
from head cooled surface to coolant  
5594.9 - q\_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s  
6553.3 - q\_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s  
5268.6 - q\_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----

15.500 - CR - Compression Ratio  
7.0000 - n\_inj - Number of Injector Nozzles  
0.18300 - d\_inj - Injector Nozzles Bore, mm  
6.0000 - Phi\_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile,  
deg.  
0.0000 - m\_f\_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g  
66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC  
20.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC  
20.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC  
46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

----- COMPRESSOR PARAMETERS  HP stage -----
44850.   - RPM_C.hp - Rotor Speed of HPC, rev/min
116.48  - P_C.hp   - Power of HPC, kW
0.74000 - Eta_C.hp - Adiabatic Efficiency of HPC
0.66521 - m_C.hp   - Mass Airflow of HP Compressor, kg/s
11.378  - m*_C.hp  - Mass Airflow Parameter, kg SQRT(K)/(s bar)
0.65914 - m.cor_Chp- Corrected Mass Airflow of HPC, kg/s
2675.5  - RPM*_C.hp- Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)
46186.  - RPMcor_hp- Corrected Rotor Speed, rev/min
3.7500  - PR_C.hp  - Pressure Ratio of HP Compressor
0.0000  - Kpi_C.hp - Factor Kpi of HP Compressor
0.98000 - po_iC.hp - Inlet Total Pressure of HPC, bar
281.00  - To_iC.hp - Inlet Total Temperature of HPC, K
3.6750  - po_"C.hp - Total Discharge Press. (before HP cooler), bar
455.23  - To_"C.hp - Total Discharge Temp. (before HP cooler), K
0.75000 - Ecool.hp - Thermal Efficiency of HP Air Inter-cooler
288.00  - Tcool.hp - HP Inter-cooler Refrigerant Temperature, K
3.6250  - po_C.hp  - Total Pressure after Inter-cooler, bar
329.81  - To_C.hp  - Total Temperature after Inter-cooler, K

```

```

----- TURBINE PARAMETERS  HP stage -----
44850.   - RPM_T.hp - HP Turbine Rotor Speed, rev/min
116.52   - P_T.hp  - Effective Power of HPT, kW
0.78319  - Eta_T.hp - Internal turbine Efficiency of HPT
0.94900  - Eta_mT.hp- Mechanical Efficiency of HPT
0.68872  - m_T.hp  - Mass Gasflow of HPT, kg/s
0.05009  - m*_T.hp  - Mass Gasflow Parameter, (kg SQRT(K))/(s kPa)
1648.3   - RPM*_T.hp- Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)
3.6025   - PR_T.hp  - Expansion Pressure Ratio of HPT
25.246   - B_T.hp  - Relative Work B=118.34 {1-PR**[(1-k)/k]} Eta_T
3.7411   - po_T.hp  - Inlet Total Pressure of HPT, bar
740.38   - To_T.hp  - Inlet Total Temperature of HPT, K
1.0385   - po_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Pressure, bar
577.16   - To_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Temperature, K

```

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

```

=====
N|In plan| Spray|Impingment|_____Fractions of fuel in the zones %_____
s| Angle | Angle| Surface | Dilut. S.Core  Piston  Inters.  Head  Liner
-----
1|  0.0 | 72.5 |pist. bowl| 98.30  0.00   1.63   0.20   0.07  0.00
-----
Sum of all sprays      % 100.| 98.17  0.00   1.37   0.36   0.11  0.00
=====
Evaporation constants  bi  |436551  68161  38809  32794  68371  1159
=====

```

The note: "Inters." is column with fraction of fuel in a zone of intersection of Near-Wall Flows formed by adjacents sprays.

Rs:Swirl| (Piston clearance,mm 2.00) |Optimal|-Geometric formula: 8.57  
Ratio| Rs of piston bowl 2.56 | Rs |-by Razleytsev : 1.95

Versions: Kernel 04.01.13; RK-model 06.01.13; NOx-model 22.02.13



## ANNEXE D : VARIATION DE PARAMETRES DU MOTEUR EN FONCTION DE TAUX DE COMPRESSION DU MOTEUR LOGICIEL DIESEL-RK

2018-09-07 15-54-21 File C:\Users\BASAKAYI\Desktop\jose8\tmp2018-08-31  
01-44-02\tmp2018-09-06 17-12-08\tmp2018-09-07 15-54-18\thesis  
resultat.drb is saved.

2018-09-07 15-54-21 Computing started  
2018-09-07 15-54-40 Computing is done.

Elapsed time: 00:00:18

2018-09-07 15-54-40

\*\*\*\*\*  
\*\*

018-09-08 10-16-37 "New engine" ||| Mode: #1 : 1D Scan: PR\_C.hp: ^^^"A/F  
eq. defines m\_f"^^^

File: c:\drks\_new\clients\G\_D\_CA~1\SS2276~1\Out\thesis resultat.fol

Engine : 4 stroke; 6 cyl.; D= 128; S= 166; RPM= 1800; Diesel  
To interrupt iterations and output results press <Ctrl + F10> and wait.

Regime: SCANNING

Engine Configuration: 1 stage free turbocharger

-----  
| PR\_C.hp = 1.1000 |  
-----

0% Piston bowl volume: Vpb= 101.24 cm3; Vpb/Vc=0.6872

----- 30 iterations was done. Press: 1 to  
interrupt, or 2 to add. 10 iterations.

----- 41 iterations was done. Press: 1 to interrupt, or 2 to add.  
10 iterations.

----- 52 iterations was done. Press: 1 to interrupt, or 2 to add.  
10 iterations.

----- 63 iterations was done. Press: 1 to interrupt, or 2 to add.  
10 iterations.

-----  
| A/F\_eq | P\_eng | SFC | Torque | IMEP |  
| 0.64270 | 206.33 | 0.39258 | 1094.7 | 12.618 |  
-----

| p\_inj.max | d\_32 | p\_max | Phi\_z | dp/dTheta |  
| 1194.0 | 19.071 | 84.944 | 415.00 | 2.6223 |  
-----

| m\_air | Eta\_v | x\_r | PMEP | Eta\_TC |  
| 0.20892 | 0.89289 | 0.28853E-01 | -0.25866 | 0.53320 |  
-----

| NO2 | Bosch | PM | SE |  
| NaN | 4.7749 | 1.1996 | NaN |  
-----

| To\_T | Tw\_pist | A\_egr | dp\_ev |  
-----

|                  |          |             |           |          |
|------------------|----------|-------------|-----------|----------|
| 1087.7           | 425.01   |             | 0.0000    | 0.0000   |
| PR_C.hp          | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp  |
| 1.1000           | 0.74400  | 2.3216      | 1.0280    | 293.26   |
| PR_T.hp          | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp  |
| 1.0477           | 0.77898  | 2.3216      | 1.0912    | 1087.7   |
| RPM_TC.hp        | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp |
| 30812.           | 3.6801   | 0.67263E-01 | 0.55000   | 0.0000   |
| PR_C.hp = 1.3667 |          |             |           |          |

10% ----- 30 iterations was done. Press: 1 to interrupt, or 2 to add. 10 iterations.

|                  |          |             |           |           |
|------------------|----------|-------------|-----------|-----------|
| A/F_eq           | P_eng    | SFC         | Torque    | IMEP      |
| 0.81268          | 272.78   | 0.29694     | 1447.3    | 16.164    |
| p_inj.max        | d_32     | p_max       | Phi_z     | dp/dTheta |
| 1189.4           | 17.959   | 109.94      | 414.40    | 3.5676    |
| m_air            | Eta_v    | x_r         | PMEP      | Eta_TC    |
| 0.26491          | 0.92047  | 0.19074E-01 | -0.17877  | 0.55510   |
| NO2              | Bosch    | PM          | SE        |           |
| 0.15065E-08      | 4.6454   | 1.0927      | 1.4570    |           |
| To_T             | Tw_pist  |             | A_egr     | dp_ev     |
| 1112.6           | 448.37   |             | 0.0000    | 0.0000    |
| PR_C.hp          | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp   |
| 1.3667           | 0.74400  | 9.9547      | 1.2893    | 299.85    |
| PR_T.hp          | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp   |
| 1.1700           | 0.77898  | 9.9564      | 1.2150    | 1112.6    |
| RPM_TC.hp        | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp  |
| 30812.           | 4.6663   | 0.77071E-01 | 0.55000   | 0.0000    |
| PR_C.hp = 1.6333 |          |             |           |           |

20% -----

|           |        |         |        |           |
|-----------|--------|---------|--------|-----------|
| A/F_eq    | P_eng  | SFC     | Torque | IMEP      |
| 0.97117   | 331.05 | 0.24467 | 1756.4 | 19.274    |
| p_inj.max | d_32   | p_max   | Phi_z  | dp/dTheta |
| 1184.1    | 17.137 | 131.43  | 413.00 | 4.3717    |

|                  |                  |                |              |                   |
|------------------|------------------|----------------|--------------|-------------------|
| m <sub>air</sub> | Eta <sub>v</sub> | x <sub>r</sub> | PMEP         | Eta <sub>TC</sub> |
| 0.31701          | 0.93192          | 0.16742E-01    | -0.98010E-01 | 0.54827           |

|             |        |        |        |  |
|-------------|--------|--------|--------|--|
| NO2         | Bosch  | PM     | SE     |  |
| 0.77490E-01 | 4.5011 | 1.0147 | 1.3641 |  |

|                 |                    |  |                  |                  |
|-----------------|--------------------|--|------------------|------------------|
| To <sub>T</sub> | Tw <sub>pist</sub> |  | A <sub>egr</sub> | dp <sub>ev</sub> |
| 1139.9          | 469.10             |  | 0.0000           | 0.0000           |

|                    |                     |                   |                    |                    |
|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| PR <sub>C.hp</sub> | Eta <sub>C.hp</sub> | P <sub>C.hp</sub> | po <sub>C.hp</sub> | To <sub>C.hp</sub> |
| 1.6333             | 0.74400             | 19.202            | 1.5507             | 305.57             |

|                    |                     |                   |                    |                    |
|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| PR <sub>T.hp</sub> | Eta <sub>T.hp</sub> | P <sub>T.hp</sub> | po <sub>T.hp</sub> | To <sub>T.hp</sub> |
| 1.2866             | 0.77898             | 19.222            | 1.3388             | 1139.9             |

|                      |                    |                    |                      |                     |
|----------------------|--------------------|--------------------|----------------------|---------------------|
| RPM <sub>TC.hp</sub> | m* <sub>C.hp</sub> | m* <sub>T.hp</sub> | Eta <sub>TC.hp</sub> | Kpi <sub>C.hp</sub> |
| 30812.               | 5.5840             | 0.84080E-01        | 0.55000              | 0.0000              |

PR<sub>C.hp</sub> = 1.9000

30% -----

|                   |                  |         |        |        |
|-------------------|------------------|---------|--------|--------|
| A/F <sub>eq</sub> | P <sub>eng</sub> | SFC     | Torque | IMEP   |
| 1.1270            | 363.93           | 0.22257 | 1930.8 | 21.051 |

|                      |                 |                  |                  |           |
|----------------------|-----------------|------------------|------------------|-----------|
| p <sub>inj.max</sub> | d <sub>32</sub> | p <sub>max</sub> | Phi <sub>z</sub> | dp/dTheta |
| 1178.7               | 16.477          | 150.30           | 181.80           | 5.1206    |

|                  |                  |                |              |                   |
|------------------|------------------|----------------|--------------|-------------------|
| m <sub>air</sub> | Eta <sub>v</sub> | x <sub>r</sub> | PMEP         | Eta <sub>TC</sub> |
| 0.36765          | 0.94090          | 0.16741E-01    | -0.32942E-01 | 0.54936           |

|        |        |         |        |  |
|--------|--------|---------|--------|--|
| NO2    | Bosch  | PM      | SE     |  |
| 18.280 | 3.7465 | 0.79569 | 3.6723 |  |

|                 |                    |  |                  |                  |
|-----------------|--------------------|--|------------------|------------------|
| To <sub>T</sub> | Tw <sub>pist</sub> |  | A <sub>egr</sub> | dp <sub>ev</sub> |
| 1092.5          | 475.52             |  | 0.0000           | 0.0000           |

|                    |                     |                   |                    |                    |
|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| PR <sub>C.hp</sub> | Eta <sub>C.hp</sub> | P <sub>C.hp</sub> | po <sub>C.hp</sub> | To <sub>C.hp</sub> |
| 1.9000             | 0.74400             | 29.787            | 1.8120             | 310.65             |

|                    |                     |                   |                    |                    |
|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| PR <sub>T.hp</sub> | Eta <sub>T.hp</sub> | P <sub>T.hp</sub> | po <sub>T.hp</sub> | To <sub>T.hp</sub> |
| 1.4305             | 0.77898             | 29.824            | 1.4878             | 1092.5             |

|                      |                    |                    |                      |                     |
|----------------------|--------------------|--------------------|----------------------|---------------------|
| RPM <sub>TC.hp</sub> | m* <sub>C.hp</sub> | m* <sub>T.hp</sub> | Eta <sub>TC.hp</sub> | Kpi <sub>C.hp</sub> |
| 30812.               | 6.4761             | 0.85504E-01        | 0.55000              | 0.0000              |

PR<sub>C.hp</sub> = 2.1667

40% -----

|                   |                  |     |        |      |
|-------------------|------------------|-----|--------|------|
| A/F <sub>eq</sub> | P <sub>eng</sub> | SFC | Torque | IMEP |
|-------------------|------------------|-----|--------|------|

|  |                  |  |          |  |             |  |              |  |           |  |
|--|------------------|--|----------|--|-------------|--|--------------|--|-----------|--|
|  | 1.2777           |  | 385.21   |  | 0.21027     |  | 2043.8       |  | 22.257    |  |
|  | p_inj.max        |  | d_32     |  | p_max       |  | Phi_z        |  | dp/dTheta |  |
|  | 1173.5           |  | 15.936   |  | 170.49      |  | 114.80       |  | 5.8773    |  |
|  | m_air            |  | Eta_v    |  | x_r         |  | PMEP         |  | Eta_TC    |  |
|  | 0.41603          |  | 0.94613  |  | 0.18317E-01 |  | -0.75388E-02 |  | 0.55096   |  |
|  | NO2              |  | Bosch    |  | PM          |  | SE           |  |           |  |
|  | 20.538           |  | 2.4792   |  | 0.46333     |  | 3.5518       |  |           |  |
|  | To_T             |  | Tw_pist  |  |             |  | A_egr        |  | dp_ev     |  |
|  | 1008.3           |  | 481.83   |  |             |  | 0.0000       |  | 0.0000    |  |
|  | PR_C.hp          |  | Eta_C.hp |  | P_C.hp      |  | po_C.hp      |  | To_C.hp   |  |
|  | 2.1667           |  | 0.74400  |  | 41.400      |  | 2.0733       |  | 315.25    |  |
|  | PR_T.hp          |  | Eta_T.hp |  | P_T.hp      |  | po_T.hp      |  | To_T.hp   |  |
|  | 1.6259           |  | 0.77898  |  | 41.406      |  | 1.6893       |  | 1008.3    |  |
|  | RPM_TC.hp        |  | m*_C.hp  |  | m*_T.hp     |  | Eta_TC.hp    |  | Kpi_C.hp  |  |
|  | 30812.           |  | 7.3284   |  | 0.81430E-01 |  | 0.55000      |  | 0.0000    |  |
|  | =====            |  |          |  |             |  |              |  |           |  |
|  | PR_C.hp = 2.4333 |  |          |  |             |  |              |  |           |  |
|  | -----            |  |          |  |             |  |              |  |           |  |
|  | 50%              |  |          |  |             |  |              |  |           |  |
|  | A/F_eq           |  | P_eng    |  | SFC         |  | Torque       |  | IMEP      |  |
|  | 1.4240           |  | 398.99   |  | 0.20301     |  | 2116.8       |  | 23.134    |  |
|  | p_inj.max        |  | d_32     |  | p_max       |  | Phi_z        |  | dp/dTheta |  |
|  | 1168.9           |  | 15.482   |  | 193.17      |  | 76.400       |  | 6.7376    |  |
|  | m_air            |  | Eta_v    |  | x_r         |  | PMEP         |  | Eta_TC    |  |
|  | 0.46228          |  | 0.94884  |  | 0.20951E-01 |  | -0.47077E-01 |  | 0.54807   |  |
|  | NO2              |  | Bosch    |  | PM          |  | SE           |  |           |  |
|  | 23.348           |  | 1.2353   |  | 0.19570     |  | 3.5964       |  |           |  |
|  | To_T             |  | Tw_pist  |  |             |  | A_egr        |  | dp_ev     |  |
|  | 925.65           |  | 487.03   |  |             |  | 0.0000       |  | 0.0000    |  |
|  | PR_C.hp          |  | Eta_C.hp |  | P_C.hp      |  | po_C.hp      |  | To_C.hp   |  |
|  | 2.4333           |  | 0.74400  |  | 53.828      |  | 2.3347       |  | 319.47    |  |
|  | PR_T.hp          |  | Eta_T.hp |  | P_T.hp      |  | po_T.hp      |  | To_T.hp   |  |
|  | 1.8850           |  | 0.77898  |  | 53.950      |  | 1.9621       |  | 925.65    |  |
|  | RPM_TC.hp        |  | m*_C.hp  |  | m*_T.hp     |  | Eta_TC.hp    |  | Kpi_C.hp  |  |
|  | 30812.           |  | 8.1430   |  | 0.74420E-01 |  | 0.55000      |  | 0.0000    |  |
|  | =====            |  |          |  |             |  |              |  |           |  |

|                  |          |             |           |           |  |
|------------------|----------|-------------|-----------|-----------|--|
| PR_C.hp = 2.7000 |          |             |           |           |  |
| 60% -----        |          |             |           |           |  |
| A/F_eq           | P_eng    | SFC         | Torque    | IMEP      |  |
| 1.5688           | 404.03   | 0.20048     | 2143.6    | 23.576    |  |
| p_inj.max        | d_32     | p_max       | Phi_z     | dp/dTheta |  |
| 1164.7           | 15.087   | 211.71      | 60.400    | 7.4690    |  |
| m_air            | Eta_v    | x_r         | PMEP      | Eta_TC    |  |
| 0.50783          | 0.95156  | 0.23414E-01 | -0.11791  | 0.55022   |  |
| NO2              | Bosch    | PM          | SE        |           |  |
| 24.267           | 0.66674  | 0.96867E-01 | 3.5959    |           |  |
| To_T             | Tw_pist  |             | A_egr     | dp_ev     |  |
| 872.16           | 488.47   |             | 0.0000    | 0.0000    |  |
| PR_C.hp          | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp   |  |
| 2.7000           | 0.74400  | 67.080      | 2.5960    | 323.36    |  |
| PR_T.hp          | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp   |  |
| 2.1764           | 0.77898  | 67.080      | 2.2627    | 872.16    |  |
| RPM_TC.hp        | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp  |  |
| 30812.           | 8.9454   | 0.68561E-01 | 0.55000   | 0.0000    |  |
| PR_C.hp = 2.9667 |          |             |           |           |  |
| 70% -----        |          |             |           |           |  |
| A/F_eq           | P_eng    | SFC         | Torque    | IMEP      |  |
| 1.7095           | 405.04   | 0.19998     | 2149.0    | 23.861    |  |
| p_inj.max        | d_32     | p_max       | Phi_z     | dp/dTheta |  |
| 1161.1           | 14.743   | 227.90      | 51.800    | 8.1220    |  |
| m_air            | Eta_v    | x_r         | PMEP      | Eta_TC    |  |
| 0.55165          | 0.95261  | 0.26567E-01 | -0.24607  | 0.54929   |  |
| NO2              | Bosch    | PM          | SE        |           |  |
| 25.001           | 0.44771  | 0.63834E-01 | 3.6567    |           |  |
| To_T             | Tw_pist  |             | A_egr     | dp_ev     |  |
| 833.84           | 488.49   |             | 0.0000    | 0.0000    |  |
| PR_C.hp          | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp   |  |
| 2.9667           | 0.74400  | 80.912      | 2.8573    | 326.99    |  |
| PR_T.hp          | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp   |  |
| 2.5139           | 0.77898  | 80.911      | 2.6181    | 833.84    |  |

|                  |          |             |           |           |
|------------------|----------|-------------|-----------|-----------|
| RPM_TC.hp        | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp  |
| 30812.           | 9.7173   | 0.62739E-01 | 0.55000   | 0.0000    |
| PR_C.hp = 3.2333 |          |             |           |           |
| 80% -----        |          |             |           |           |
| A/F_eq           | P_eng    | SFC         | Torque    | IMEP      |
| 1.8408           | 403.24   | 0.20087     | 2139.4    | 24.059    |
| p_inj.max        | d_32     | p_max       | Phi_z     | dp/dTheta |
| 1158.1           | 14.449   | 243.78      | 46.000    | 8.7750    |
| m_air            | Eta_v    | x_r         | PMEP      | Eta_TC    |
| 0.59162          | 0.94969  | 0.31690E-01 | -0.43715  | 0.54909   |
| NO2              | Bosch    | PM          | SE        |           |
| 25.257           | 0.36071  | 0.52552E-01 | 3.6782    |           |
| To_T             | Tw_pist  |             | A_egr     | dp_ev     |
| 805.15           | 488.93   |             | 0.0000    | 0.0000    |
| PR_C.hp          | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp   |
| 3.2333           | 0.74400  | 94.865      | 3.1187    | 330.39    |
| PR_T.hp          | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp   |
| 2.9027           | 0.77898  | 94.945      | 3.0218    | 805.15    |
| RPM_TC.hp        | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp  |
| 30812.           | 10.421   | 0.57119E-01 | 0.55000   | 0.0000    |
| PR_C.hp = 3.5000 |          |             |           |           |
| 90% -----        |          |             |           |           |
| A/F_eq           | P_eng    | SFC         | Torque    | IMEP      |
| 1.9701           | 399.50   | 0.20275     | 2119.6    | 24.214    |
| p_inj.max        | d_32     | p_max       | Phi_z     | dp/dTheta |
| 1155.7           | 14.185   | 259.11      | 41.400    | 9.3670    |
| m_air            | Eta_v    | x_r         | PMEP      | Eta_TC    |
| 0.63073          | 0.94681  | 0.36828E-01 | -0.68612  | 0.55037   |
| NO2              | Bosch    | PM          | SE        |           |
| 25.684           | 0.31165  | 0.47150E-01 | 3.7320    |           |
| To_T             | Tw_pist  |             | A_egr     | dp_ev     |
| 782.88           | 489.46   |             | 0.0000    | 0.0000    |

|           |          |             |           |          |
|-----------|----------|-------------|-----------|----------|
| PR_C.hp   | Eta_C.hp | P_C.hp      | po_C.hp   | To_C.hp  |
| 3.5000    | 0.74400  | 109.27      | 3.3800    | 333.59   |
| PR_T.hp   | Eta_T.hp | P_T.hp      | po_T.hp   | To_T.hp  |
| 3.3420    | 0.77898  | 109.33      | 3.4696    | 782.88   |
| RPM_TC.hp | m*_C.hp  | m*_T.hp     | Eta_TC.hp | Kpi_C.hp |
| 30812.    | 11.110   | 0.52170E-01 | 0.55000   | 0.0000   |

The task execution is completed successfully.

Closed files: 2 3 8 9 11 13  
 CSID=/stat?i=clientdata&c=G\_d\_Canada\_378236087962963&s=2018-09-08\_17-16-35-945&f=results  
 ExitCode=25547

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] RESSOURCES ET CONSOMMATION ENERGETIQUES MONDIALES. En ligne <[https://fr.wikipedia.org/wiki/Ressources\\_et\\_consommation\\_%C3%A9nerg%C3%A9tiques\\_mondiales](https://fr.wikipedia.org/wiki/Ressources_et_consommation_%C3%A9nerg%C3%A9tiques_mondiales)>. Consulté le 14 janvier 2017.
- [2] Environnement Canada 2013. Tendances en matière d'émissions au Canada. Consulté le 14 janvier 2017.
- [3] Gouvernement du Canada 2011. État de la situation des collectivités éloignées/hors réseau au Canada. Rapport final.
- [4] Ibrahim, H. (2010). Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d'air comprimé. Université du Québec à Chicoutimi
- [5] Basbous, T. (2009). Étude de faisabilité d'un jumelage éolien-diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé (Maîtrise, Université du Québec à Rimouski).
- [6] Énergie et services environnementaux, Énergie et technologie environnementale. Puissance éolienne mondiale 1995-2017. En ligne <https://fr.statista.com/statistiques/713961/puissance-eolienne-cumulee-monde/>>. Consulté le 10 février 2018.
- [7] Ressources naturelles Canada. Cahier d'information sur l'énergie 2016-2017. En ligne [https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/energy/pdf/EnergyFactBook\\_2016\\_17\\_Fr.pdf](https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/energy/pdf/EnergyFactBook_2016_17_Fr.pdf). Consulté le 12 février 2018.
- [8] Savard, J. S., Ilinca, A., & Ibrahim, H. (2008). Étude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé (JEDSAC) : phase 1: recherche du modèle: rapport interne. Laboratoire de recherche en énergie éolienne, Université du Québec à Rimouski.



- [9] Gratadour, M. (1991). Application de la suralimentation aux moteurs. Ed. Techniques Ingénieur.
- [10] Remillon, T. (2014). Étude d'un système de récupération et de stockage de chaleur pour un système éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (maîtrise, université du Québec à Rimouski).
- [11] Martinez, N. (2015). Étude énergétique et modélisation d'un système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC) (maîtrise, université du Québec à Rimouski).
- [12] Basbous, T. (2013). Hybridation pneumatique d'un moteur diesel en vue de son utilisation dans un système hybride éolien-diesel avec stockage d'énergie sous forme d'air comprimé. Université du Québec à Chicoutimi.
- [13] Catherine, P.J.; Jean-Fabrice, B. en ligne <http://www.ifpenergiesnouvelles.fr/espace-decouverte/les-cles-pour-comprendre/le-stockage-massif-de-l-energie/les-technologies-actuelles-de-stockage-et-leur-etat-de-maturite>. Consulté le 12 février 2018.
- [14] Abbezzot, C. (2014). Système inertiel de stockage d'énergie couplé au générateur photovoltaïque et piloté par un simulateur temps réel (doctoral dissertation, université de corse).
- [15] Kantole, J. B. (2012). Modelling and design of a latent heat thermal storage system with reference to solar absorption refrigeration (Master, university of Johannesburg).
- [16] Li, P. W., & Chan, C. L. (2017). thermal energy storage analyses and designs. Academic press.
- [17] Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2018). A comprehensive review of thermal energy storage. *sustainability*, 10(1), 191.

- [18] Mehling, H., & Cabeza, L. F. (2008). Heat and cold storage with MCP (vol. 308). Berlin: Springer.
- [19] Bullough, C., Gatzert, C., Jakiel, C., Koller, M., Nowi, A., & Zunft, S. (2004, November). Advanced adiabatic compressed air energy storage for the integration of wind energy. In *Proceedings of the European Wind Energy Conference, EWEC* (Vol. 22, p. 25).
- [20] Yang, Z., Wang, Z., Ran, P., Li, Z., Ni, W. (2014). Thermodynamic analysis of a hybrid thermal compressed air energy storage system for the integration of wind power. *Applied Thermal Engineering* 66. 519-527.
- [21] Ummels, B. C., Pelgrum, E., & Kling, W. L. (2008). Integration of large-scale wind power and use of energy storage in the Netherlands' electricity supply. *IET Renewable Power Generation*, 2(1), 34-46.
- [22] WIND power. En ligne  
<http://www.siemens.com/press/en/pressrelease/?press=/en/pressrelease/2016/windpower-renewables/pr2016090419wpen.htm&content =WP>. Consulté le 12 février 2018
- [23] Liu, C., Cheng, M. S., Zhao, B. C., & Dai, Z. M. (2017). A wind power plant with thermal energy storage for improving the utilization of wind energy. *Energies*, 10(12), 2126.
- [24] Sharma, S. D., & Sagara, K. (2005). Latent heat storage materials and systems: a review. *International Journal of Green Energy*, 2(1), 1-56.
- [25] Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. *Solar energy*, 30(4), 313-332.
- [26] Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P., & Smyth, M. (2010). A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renewable and sustainable energy reviews*, 14(2), 615-628.
- [27] Fleischer, A. S. (2015). Thermal energy storage using phase change materials: Fundamentals and applications. Springer.

- [28] Rathod, M. K., & Kanzaria, H. V. (2011). A methodological concept for phase change material selection based on multiple criteria decision analysis with and without fuzzy environment. *Materials & Design*, 32(6), 3578-3585.
- [29] Rastogi, M., Chauhan, A., Vaish, R., & Kishan, A. (2015). Selection and performance assessment of Phase Change Materials for heating, ventilation and air-conditioning applications. *Energy Conversion and Management*, 89, 260-269.
- [30] Barreneche, C., Navarro, M. E., Cabeza, L. F., & Fernández, A. I. (2015). New database to select phase change materials: Chemical nature, properties, and applications. *Journal of Energy Storage*, 3, 18-24.
- [31] Jin, Y., Song, P., Zhao, B., Li, Y., & Ding, Y. (2017). Enhance the Wind Power Utilization Rate with Thermal Energy Storage System. In *Energy Solutions to Combat Global Warming* (pp. 595-610). Springer International Publishing.
- [32] De Gracia, A., & Cabeza, L. F. (2017). Numerical simulation of a PCM packed bed system: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69, 1055-1063.
- [33] Kouskso, T., Strub, F., Lasvignottes, J.C, Jamil, A., Bédécarrats, J.P. « analysis of latent thermal storage for solar system», *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Volume 91, Issue 14, 6 September 2007.
- [34] E. Assis, G. Ziskind, R. Letan, Numerical and Experimental Study of Solidification in a Spherical Shell, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, 2009.
- [35] Yang, L, Zhang, X.S. Performance of a new packed bed using stratified phase change capsules, *International Journal of Low-Carbon Technology* 7 (3) 208–214, (2012).
- [36] Abedin, H.A., & Rosen, A.M. (2011). A critical review of thermochemical energy storage systems. *The Open Renewable Energy Journal*, 4(1).
- [37] Cabeza, L. F. (Ed.). (2014). *Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications*. Elsevier.

[38] Sciences et technologies de l'industrie et du développement durable. Notions de perte de charge perte de pression.

[http://jltimin.free.fr/sti2d/doc/ee5\\_1/ee\\_5\\_2\\_pertes\\_de\\_charge\\_air.pdf](http://jltimin.free.fr/sti2d/doc/ee5_1/ee_5_2_pertes_de_charge_air.pdf). Consulté le 12 février 2018

[39] Technique de filtration. En ligne [HTTPS://WWW.CAMFIL.FR/TECHNIQUE-DE-FILTRATION/SPECIFICATIONS-INDUSTRIELLES/EN779\\_2012/](HTTPS://WWW.CAMFIL.FR/TECHNIQUE-DE-FILTRATION/SPECIFICATIONS-INDUSTRIELLES/EN779_2012/). Consulté le 20 Mars 2018.

[40] Zhang, Y., Yang, K., Li, X., & Xu, J. (2013). The thermodynamic effect of air storage chamber model on advanced adiabatic compressed air energy storage system. *Renewable Energy*, 57, 469-478.

[41] Thermodynamique : moteur Diesel concours Mines 07.

<http://www.chimix.com/an8/sup/min78.htm>. Consulté le 20 Mars 2018.

[42] Diagramme de causes et effets

[https://fr.wikipedia.org/wiki/diagramme\\_de\\_causes\\_et\\_effets](https://fr.wikipedia.org/wiki/diagramme_de_causes_et_effets). Consulté le 20 Mars 2018

[43] Tsoutsanis, E., Li, Y. G., Pilidis, P., & Newby, M. (2012, december). part-load performance of gas turbines: part i—a novel compressor map generation approach suitable for adaptive simulation. in *asme 2012 gas turbine india conference* (pp. 733-742). American society of mechanical engineers.

[44] how to read a turbo compressor map. En ligne <https://www.engineletics.com/read-a-turbo-compressor-map/>. Consulté le 25 Mars 2018.

[45] Gawlik, R. (2008). preliminary criteria reduction for the application of analytic hierarchy process method, 366-374.

[46] Lev, B. (2000). Managing in uncertainty: theory and practice. *Interfaces*.

[47] Gaëlle G. méthodes et outils aide multicritère à la décision comparaison de Saaty. [HTTPS://WWW.GCI.ULAVAL.CA/FILEADMIN/GCI/DOCUMENTS/RGALVEZ/COURS%20EN%20CLASSE/POWER%20POINT%20\\_%20GUESDON/COURS%20E\\_OUTILS%20M%C3%A9THODE%20DE%20COMPARAISON%20DE%20SAATY.PDF](HTTPS://WWW.GCI.ULAVAL.CA/FILEADMIN/GCI/DOCUMENTS/RGALVEZ/COURS%20EN%20CLASSE/POWER%20POINT%20_%20GUESDON/COURS%20E_OUTILS%20M%C3%A9THODE%20DE%20COMPARAISON%20DE%20SAATY.PDF). Consulté le 30 Avril 2017.

[48] Mu, E., & Pereyra-Rojas, M. (2016). Practical Decision Making: An Introduction to the Analytic Hierarchy Process (AHP) Using Super Decisions (Vol. 2). Springer.

[49] Stanujkic, D., Magdalinovic, N., Milanovic, D., Magdalinovic, S., & Popovic, G. (2014). An efficient and simple multiple criteria model for a grinding circuit selection based on MOORA method. *Informatica*, 25(1), 73-93.

- [50] Elfeky, K. E., Ahmed, N., & Wang, Q. (2018). Numerical comparison between single PCM and multi-stage PCM based high temperature thermal energy storage for CSP tower plants. *Applied Thermal Engineering*, 139, 609-622.
- [51] Trahan, J. (2015). A Technical and Economic Comparative Analysis of Sensible and Latent Heat Packed Bed Storage Systems for Concentrating Solar Thermal Power Plants.
- [52] <http://www.pcmproducts.net/files/PlusICE%20Range-2013.pdf>. Consulté le 30 avril 2017.
- [53] [https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata\\_RT10\\_EN\\_31052016.PDF](https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata_RT10_EN_31052016.PDF). Consulté le 30 avril 2017.
- [54] Pereira Da Cunha, J. and Eames, p., 2016. Thermal energy storage for low and medium temperature applications using phase change materials - A review. *Applied Energy*, 177, pp. 227 - 238.

