

Thèse de Doctorat

Thibault NEU

Mémoire présenté en vue de l'obtention du grade de Docteur de L'École nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique Bretagne-Pays de la Loire - IMT Atlantique sous le sceau de l'Université Bretagne Loire

École doctorale : *Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture (SPIGA)*

Discipline : *Energétique, thermique et combustion*

Spécialité : *Thermodynamique et convection*

Unité de recherche : *Génie des Procédés Environnement – Agroalimentaire (GEPEA)*

Soutenue le *30 Juin 2017*

Thèse N° : *2017 IMTA 0021*

Etude expérimentale et modélisation de la compression quasi isotherme d'air pour le stockage d'énergie en mer

JURY

Rapporteurs :	Souad HARMAND , Professeur, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis Philippe MARTY , Professeur, Université de Grenoble
Examineurs :	Nadine ALLANIC , Maitre de conférences, Université de Nantes Laurent-Emmanuel BRIZZI , Professeur, Université de Poitiers Jean-Luc HARION , Professeur, IMT-Lille Douai
Invité(s) :	David GUYOMARC'H , Responsable R&I, SEGULA Technologies
Directeur de Thèse :	Camille SOLLIEC , Maitre de recherches, Institut Mines-Télécom Atlantique
Co-encadrant de Thèse :	Alain BIGNON , Docteur, SEGULA Technologies

Remerciements

Bien qu'éprouvante, cette thèse aura été une réalisation passionnante, pleine de découvertes et de rebondissements. Je souhaite ainsi remercier toutes les personnes ayant contribué à enrichir mon quotidien, mon esprit scientifique et mon travail.

Je remercie tout d'abord mon directeur de thèse, Camille Sollic, pour sa disponibilité, sa confiance et les nombreux conseils dispensés tout au long de ces travaux. La confrontation de nos idées et hypothèses a toujours été un véritable plaisir et une source récurrente de motivation.

Je remercie Alain Bignon, co-encadrant de cette thèse pour le compte de l'entreprise, qui m'a ouvert les portes de la recherche et a stimulé en moi l'envie de réaliser une thèse. De même, je remercie David Guyomarc'h, responsable Recherche et Innovation de l'antenne de Nantes, pour sa confiance et son soutien. J'ai également une pensée pour tous mes collègues de SEGULA Technologies contribuant à l'existence et la poursuite du projet REMORA.

Merci aux rapporteurs de thèse, Souad Harmand et Philippe Marty, pour le temps consacré à ce travail. Je remercie également tous les examinateurs du jury de thèse, Nadine Allanic, Laurent-Emmanuel Brizzi, et Jean-Luc Harion.

Merci aux membres extérieurs de mon comité de suivi de thèse, Daniel Bougeard et Michel Havet, qui m'ont conseillé et ont suivi chaque année l'avancée de mes travaux.

Je tiens également à souligner la qualité de l'équipe technique du laboratoire et les nombreuses heures passées par François-Xavier Blanchard et Patrick Bron à la réalisation de dispositifs expérimentaux inédits nécessitant la résolution de nombreux défis.

Merci à mon enseignant et responsable de formation de master GSI « Maîtrise de l'Énergie » de l'université de Rouen, Bruno Chéron, qui m'a fait découvrir que la compréhension des phénomènes physiques peut être un jeu stimulant et amusant.

Je tiens enfin à remercier ma compagne, Valérie Kremer, pour un immense nombre de raisons. Je ne citerai ici, par souci de synthèse, que son soutien moral permanent et ses nombreuses relectures de mes travaux.

A ma fille Gabrielle.

Nomenclature

Al	Rapport d'allongement	
a	Coefficient	
b	Coefficient	
C	Coefficient	
C_{Sut}	Constante de Sutherland	
C_p	Capacité calorifique massique à pression constante	$J/(kg K)$
C_v	Capacité calorifique massique à volume constant	$J/(kg K)$
c	Coefficient	
D	Diamètre de chambre	m
E	Energie	J
Ec	Nombre d'Eckert	
Fr	Nombre de Froude	
Gc	Nombre de Gay-Lussac	
Gr	Nombre de Grashof	
g	Accélération gravitationnelle	m/s^2
h	Coefficient d'échange convectif	$W/(m^2 K)$
k	Coefficient	
L	Longueur de chambre	m
m	Masse	kg
Nu	Nombre de Nusselt	
n	Coefficient polytropique	
P	Puissance	W
Pr	Nombre de Prandtl	
p	Pression	Pa
Q	Energie thermique	J
q_v	Débit volumique	m^3/s
R	Constante des gaz parfaits	$J/(mol K)$
Ra	Nombre de Rayleigh	
Re	Nombre de Reynolds	
r	Constante spécifique des gaz parfaits pour l'air	$J/(kg K)$
S	Surface	m^2

St	Nombre de Stanton	
T	Température	K
T_{Sut}	Température de référence de Sutherland	K
t	Temps	s
U	Energie interne	J
V	Volume	m^3
U_x	Vitesse	m/s
W	Travail	J

Symboles Grecs

β	Coefficient d'augmentation de pression isochore	
γ	Ratio des capacités calorifiques c_p/c_v	
δ	Quantité élémentaire d'une variable physique	
Δ	Variation ou écart d'une variable	
ε	Rugosité absolue	m
Φ	Flux de chaleur	W
η	Rendement ou efficacité	
Λ	Coefficient de perte de charge régulière	
λ	Conductivité thermique	$W/(m K)$
μ	Viscosité dynamique	$Pa s$
μ_{Sut}	Viscosité dynamique de référence de Sutherland	$Pa s$
ρ	Masse volumique	kg/m^3
τ_x	Taux de compression	

Indices et exposants

<i>adiab</i>	Adiabatique
<i>air</i>	Relatif à l'air
<i>atm</i>	Atmosphérique
<i>c</i>	Caractéristique
<i>cor</i>	Corrigé
<i>comp</i>	Compression
<i>D</i>	Diamètre
<i>Dh</i>	Diamètre hydraulique
<i>det</i>	Détente

<i>eau</i>	Relatif à l'eau
<i>fourn</i>	Fournit
<i>ini</i>	Initial
<i>inv</i>	Calculé par méthode inverse
<i>iso</i>	Isotherme
<i>joule</i>	Relatif au cycle de joule
<i>L</i>	Longueur
<i>m</i>	Mouillé
<i>moy</i>	Moyen
<i>ouv</i>	Ouvert
<i>p</i>	Paroi
<i>pist</i>	Piston
<i>poly</i>	Polytropique
<i>ref</i>	Référence
<i>S</i>	Surfacique
<i>simu</i>	Obtenu par simulation
<i>stock</i>	Stockage
<i>tot</i>	Total
<i>tr</i>	Transition
<i>V</i>	Volumique
<i>visq</i>	Visqueux
*	Adimensionnel
—	Moyenne spatiale

Sommaire

1. INTRODUCTION.....	11
1.1. ENERGIE ET POLITIQUE ENERGETIQUE.....	11
1.1.1. <i>L'énergie à l'échelle de la Terre.....</i>	<i>11</i>
1.1.2. <i>Le cas spécifique de l'électricité</i>	<i>12</i>
1.2. LES SOLUTIONS DE STOCKAGE D'ENERGIE	14
1.2.1. <i>Stockage électrique direct.....</i>	<i>14</i>
1.2.2. <i>Stockage par voie chimique</i>	<i>15</i>
1.2.3. <i>Stockage thermique</i>	<i>16</i>
1.2.4. <i>Stockage mécanique</i>	<i>16</i>
1.2.5. <i>Vers la recherche de solutions de stockage massif de l'énergie</i>	<i>17</i>
2. LE STOCKAGE D'ENERGIE PAR AIR COMPRIME.....	19
2.1. HISTORIQUE	19
2.1.1. <i>Premières applications de l'air comprimé.....</i>	<i>19</i>
2.1.2. <i>Le moteur Meksarski</i>	<i>19</i>
2.1.3. <i>Deux exemples d'échelle industrielle de CAES (Compressed Air Energie Storage).....</i>	<i>21</i>
2.2. TECHNOLOGIES	21
2.2.1. <i>Compression adiabatique d'air sans stockage thermique (CAES).....</i>	<i>22</i>
2.2.2. <i>Compression adiabatique d'air avec stockage thermique (AACAES)</i>	<i>22</i>
2.2.3. <i>Compression isotherme d'air (ICAES).....</i>	<i>23</i>
2.3. DESCRIPTION DU PROJET REMORA DE SEGULA TECHNOLOGIES	26
2.3.1. <i>Principe de fonctionnement</i>	<i>28</i>
2.3.2. <i>Piston liquide.....</i>	<i>29</i>
2.3.3. <i>Chambre de compression.....</i>	<i>30</i>
2.3.4. <i>Cascade énergétique.....</i>	<i>30</i>
3. THERMODYNAMIQUE DE LA COMPRESSION PAR PISTON LIQUIDE.....	33
3.1. EVOLUTIONS THERMODYNAMIQUES POSSIBLES	33
3.1.1. <i>Système fermé</i>	<i>33</i>
3.1.2. <i>Système ouvert.....</i>	<i>38</i>
3.2. EFFICACITE	40
3.3. ANALYSE DE LA COMPRESSION PAR PISTON LIQUIDE	42
3.3.1. <i>Evolution thermodynamique d'un volume élémentaire de gaz parfait.....</i>	<i>42</i>
3.3.2. <i>Formulation de la convection à l'intérieur de la chambre</i>	<i>43</i>
3.4. CORRELATIONS EXISTANTES D'ÉCHANGE THERMIQUE CONVectif.....	45
3.4.1. <i>Corrélations de convection dans les systèmes de compression à piston solide</i>	<i>45</i>
3.4.2. <i>Corrélations de convection provenant des écoulements en conduite cylindrique</i>	<i>49</i>
3.5. ANALYSES DIMENSIONNELLE ET THERMODYNAMIQUE.....	61
3.5.1. <i>Analyse dimensionnelle.....</i>	<i>61</i>
3.5.2. <i>Analyse thermodynamique</i>	<i>62</i>
4. DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX	65
4.1. PRINCIPE TECHNIQUE ET GRANDEURS DE REFERENCE	65
4.2. METHODE INVERSE DE CALCUL DU FLUX CONVectif ET DU NOMBRE DE NUSSELT	66
4.3. BANC D'ESSAI POUR L'OBSERVATION, LA MISE AU POINT DES MESURES ET LA VALIDATION DU MODELE	68
4.4. BANC D'EXPERIMENTATION DEFINITIF	69
4.4.1. <i>Méetrologie et instrumentation</i>	<i>71</i>

4.4.2.	<i>Acquisition et filtrage</i>	72
4.4.3.	<i>Normalisation des mesures pour les calculs d'optimisation</i>	73
4.5.	PLAN D'EXPERIENCE	73
5.	ETUDE EXPERIMENTALE	75
5.1.	EFFICACITE DES COMPRESSIONS	75
5.2.	COURBES EXPERIMENTALES TYPES ET COMPARAISON AUX CORRELATIONS USUELLES	79
5.2.1.	<i>Profils caractéristiques de la vitesse du piston liquide</i>	79
5.2.2.	<i>Profils caractéristiques des températures au cours d'une compression</i>	79
5.2.3.	<i>Confirmation de la présence d'une transition de régime convectif</i>	81
5.2.4.	<i>Comparaison entre les modèles d'échange convectif de la littérature et les résultats expérimentaux</i>	83
5.2.5.	<i>Remarques générales et biais possible des mesures</i>	84
5.3.	ANALYSE PHENOMENOLOGIQUE DE L'ÉCOULEMENT	85
5.3.1.	<i>Observation du mouvement de l'air dans la chambre de compression</i>	86
5.3.2.	<i>Interprétations et hypothèses</i>	87
5.4.	RECHERCHE D'UNE CORRELATION DE PREDICTION DE LA POSITION DU PISTON LIQUIDE LORS DE LA TRANSITION	87
5.4.1.	<i>Corrélation de la position des transitions entre les deux températures mesurées</i>	88
5.4.2.	<i>Effet de la variation de la longueur de chambre de compression</i>	89
5.4.3.	<i>Effet de la variation de la vitesse du piston liquide</i>	90
5.4.4.	<i>Effet de la variation du diamètre de la chambre de compression</i>	92
5.4.5.	<i>Effet de la variation de la pression initiale</i>	93
5.4.6.	<i>Corrélation de détermination de la transition</i>	95
5.5.	RECHERCHE DES CORRELATIONS D'ÉCHANGE CONVECTIF	98
5.5.1.	<i>Détail de l'étude pour la corrélation isotherme</i>	98
5.5.2.	<i>Effet des nombres adimensionnels sur le nombre de Nusselt inverse</i>	106
5.5.3.	<i>Test et optimisation de différentes corrélations d'échange convectif</i>	108
5.5.4.	<i>Etude comparative des nombres de Nusselt sur quelques cas expérimentaux</i>	116
6.	MODELE NUMERIQUE ET SIMULATION DIRECTE A PARTIR DES DONNEES EXPERIMENTALES	121
6.1.	MODELE NUMERIQUE.....	121
6.2.	ETUDE COMPARATIVE DES CORRELATIONS DE CONVECTION SUR DEUX EXEMPLES CONNUS	123
6.2.1.	<i>Test des corrélations sur un profil expérimental de compression</i>	124
6.2.2.	<i>Test des corrélations sur un second profil expérimental de compression</i>	126
6.3.	ETUDE DES SIMULATIONS SUR L'ENSEMBLE DES DONNEES EXPERIMENTALES CONNUES	128
6.3.1.	<i>Méthode de l'étude</i>	128
6.3.2.	<i>Etude de la nouvelle corrélation (n°3) sur l'intégralité des données</i>	131
6.3.3.	<i>Etude de la nouvelle corrélation (n°7) sur l'intégralité des données</i>	132
6.3.4.	<i>Comparaison des corrélations</i>	134
7.	COMPARAISON DES RESULTATS SUR DE NOUVELLES MESURES	135
7.1.	DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET COMPRESSIONS DE VALIDATION DES CORRELATIONS	135
7.2.	PREMIERE COMPRESSION DE VALIDATION	136
7.3.	SECONDE EXPERIMENTATION DE VALIDATION	138
7.4.	CONCLUSION DES MODELISATIONS	140
8.	CONCLUSION	141
8.1.	CONCLUSION GENERALE	141
8.2.	PERSPECTIVES	142
9.	BIBLIOGRAPHIE	145

<i>Abstract</i>	148
<i>Résumé</i>	148

1. Introduction

Le contexte social et politique mondial actuel tend à montrer un besoin de plus en plus fort de nouvelles solutions énergétiques de long terme, en particulier des solutions stockage. En effet, l'approvisionnement énergétique est aujourd'hui, et demain plus encore, un des enjeux majeurs de notre société. Les technologies actuelles ont massivement recours aux énergies fossiles, générant à la fois la dégradation de l'environnement et des conflits armés. La transition énergétique du globe vers des modes de production renouvelables et propres demande alors une mutation sans précédent des technologies d'approvisionnement et de consommation de l'énergie. Dans ce contexte, le stockage massif de l'électricité fait ainsi partie des moyens techniques incontournables à mettre en œuvre dans les prochaines décennies.

Afin de mener à bien le développement et l'optimisation d'une solution spécifique de stockage d'énergie en mer par air comprimé, la connaissance de l'échange convectif interne au cours de la compression est indispensable. Les caractéristiques singulières du procédé de compression par piston liquide de la technologie étudiée ici font que la littérature ne propose pas de corrélation ou de description de l'échange thermique. Alors qu'atteindre l'objectif de compression quasi-isotherme est indispensable à son efficacité énergétique, il est actuellement impossible de le démontrer. L'étude expérimentale de l'échange convectif en compression est réalisée à partir de deux bancs d'essai dédiés à cette étude. La campagne expérimentale est complétée par la recherche d'une nouvelle corrélation d'échange thermique interne puis par sa validation au travers d'un modèle numérique.

1.1. Energie et politique énergétique

1.1.1. L'énergie à l'échelle de la Terre

L'énergie est une ressource indispensable à la vie et plus généralement à toute existence. Bien que non réellement créée ou consommée, nous assistons en permanence à son évolution et à son transfert d'un système à un autre ou d'une forme vers une autre. Au fil de l'évolution, nous avons été amenés à comprendre et à maîtriser certaines de ses formes, poussant la vie puis l'humanité vers l'état qu'on connaît actuellement.

L'énergie dite consommée est en réalité la transformation d'une source d'énergie vers l'une de ses autres formes dans le but d'effectuer une action précise sur un système. Pour les activités humaines, on regroupe les énergies sources, ou disponibles dans la nature, sous le terme d'énergie primaire. En 2014, la consommation mondiale d'énergie primaire était pratiquement de 14 Gtep (Giga tonne équivalent pétrole) dont 81 % proviennent des énergies fossiles. Dans cette consommation globale, la demande électrique mondiale était quant à elle d'environ 24 PWh en 2014. Ces chiffres impressionnants sont bien évidemment à mettre en perspective par rapport à la répartition des consommations autour du globe. Par exemple, sur 7 milliards d'habitants, 1,3 milliard ne possèdent pas d'accès à l'électricité, soit 20 % de l'humanité (IAE 2016).

Bien qu'indissociable du développement industriel et des innovations technologiques actuelles, l'accès à l'énergie est également source de conflits, de pollution et d'accidents majeurs. La consommation massive d'énergie fossile engendre une augmentation importante de certains polluants dans l'atmosphère impactant la vie et le climat terrestre. L'exemple du CO₂ est bien connu pour avoir un effet non négligeable sur les températures moyennes terrestres et des conséquences

possiblement désastreuses sur l'écosystème et l'humanité. Bien qu'une prise de conscience soit amorcée, notamment au travers du groupe de travail du GIEC (Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat), les objectifs portent principalement sur une limitation de l'augmentation de la quantité de CO₂ contenue dans l'atmosphère.

1.1.2. Le cas spécifique de l'électricité

La principale source actuelle d'électricité provient de la combustion du charbon (plus de 40 %) suivi par le gaz et l'hydroélectricité. Les deux plus importants modes de production d'électricité font appel à une ressource finie, polluante et non compatible avec la pérennisation de notre mode de vie. Le futur demandera donc le remplacement de ces ressources énergétiques et le maintien de l'adéquation entre les quantités d'énergie productibles durablement et les consommations.

Il faut cependant se rappeler de l'essor industriel et technologique qu'a permis le recours aux énergies fossiles et de sa forte contribution à l'augmentation de la qualité de vie des populations. Dans ce contexte, il est plus aisé pour un pays développé de songer à une transition énergétique vers des modes de production doux que pour un pays en plein développement. D'après le scénario retenu par l'IAE sous le nom de « New Policies Scenario », l'Inde et la Chine représenteront à eux deux près de la moitié de l'augmentation de la demande électrique à l'horizon 2035 avec une large consommation provenant des industries. Ce scénario indique également une augmentation de la consommation mondiale d'électricité à plus de 36 PWh avec certes une forte progression des énergies renouvelables (44 % de l'augmentation), mais toujours une prépondérance des énergies fossiles.

Au-delà des moyens de production, le raccordement des populations et la maîtrise des flux énergétiques dans le réseau électrique sont des points importants. En 2011, le coût de raccordement de l'intégralité de la population à une source électrique avait été évalué à mille milliards de Dollars étalés jusqu'en 2030 soit une charge annuelle de moins d'un millième du PIB mondial (IAE et OCDE 2011). La maîtrise des flux est quant à elle bien plus difficile à appréhender et à assurer. On peut cependant noter que les moyens de production et de transport de l'électricité des pays développés sont, pour l'instant, conçus et dimensionnés pour répondre en permanence à la demande.

1.1.2.1. Moyens de production dits renouvelables

Pour être qualifiée d'énergie renouvelable, toute source énergétique doit pouvoir retrouver naturellement, après consommation partielle, son niveau initial dans un délai compatible avec l'échelle de vie humaine. Cette reconstitution de la ressource énergétique (thermique, éolienne, biomasse, hydroélectricité...) tire généralement son moteur de l'énergie apportée par le Soleil sur Terre. L'exploitation de ces ressources très différentes demande des moyens spécifiques et génère de nombreuses contraintes. En plus de ne pas être forcément disponible en permanence, la ressource est souvent diffuse dans l'environnement, difficilement stockable et parfois même difficilement prédictible.

L'observation des courbes caractéristiques de production des différentes solutions dans le temps met en avant, en fonction du type de ressource renouvelable employé, de grandes variations dont certaines sont cycliques et d'autres aléatoires. L'exemple de l'énergie solaire illustre bien cette caractéristique. En effet, qu'elle soit captée et convertie directement en électricité par des cellules photovoltaïques ou au travers de solutions thermiques, cette ressource propose plusieurs périodes cycliques de production. A l'échelle d'une année, la durée de jour mensuelle varie en fonction de

notre position sur Terre. Sur des échelles plus courtes, l'alternance jour/nuit ou le passage de formations nuageuses modifient sur une grande amplitude la puissance électrique produite. La ressource éolienne présente également de fortes variations des puissances produites sur une grande plage d'échelles temporelles.

1.1.2.2. Le rôle du réseau électrique

Un réseau électrique de qualité se doit de fournir en toutes circonstances l'énergie nécessaire à ses clients. Pour ce faire, les gestionnaires de réseau ont généralement à leur disposition un ensemble d'outils de prévision et de planification ainsi que des moyens de production rapidement mobilisables.

La production électrique est ainsi modulée afin de correspondre au besoin instantané. Il en résulte des variations journalières importantes comblées par l'activation de capacité de production. Le cas français, bien que particulier dans le Monde en raison de la part du nucléaire, peut servir d'exemple d'illustration. La Figure 1 reprend les différents modes de production d'électricité sur une période de 7 jours au cours de l'hiver 2014 en France. La partie supérieure du graphique correspond aux productions d'électricité par mode de production et la partie inférieure à l'export et au stockage. On y retrouve l'aspect cyclique et non continu des consommations journalières d'électricité (cumul des courbes de production avec déduction du stockage et des exports) nécessitant une flexibilité. On retrouve également les caractéristiques des moyens de production éoliens (turquoise) et solaires (orange), dont les périodes de production sont consécutives aux conditions extérieures. Autre particularité de la France, la puissance disponible commandable (bleu foncé) des moyens hydrauliques est forte.

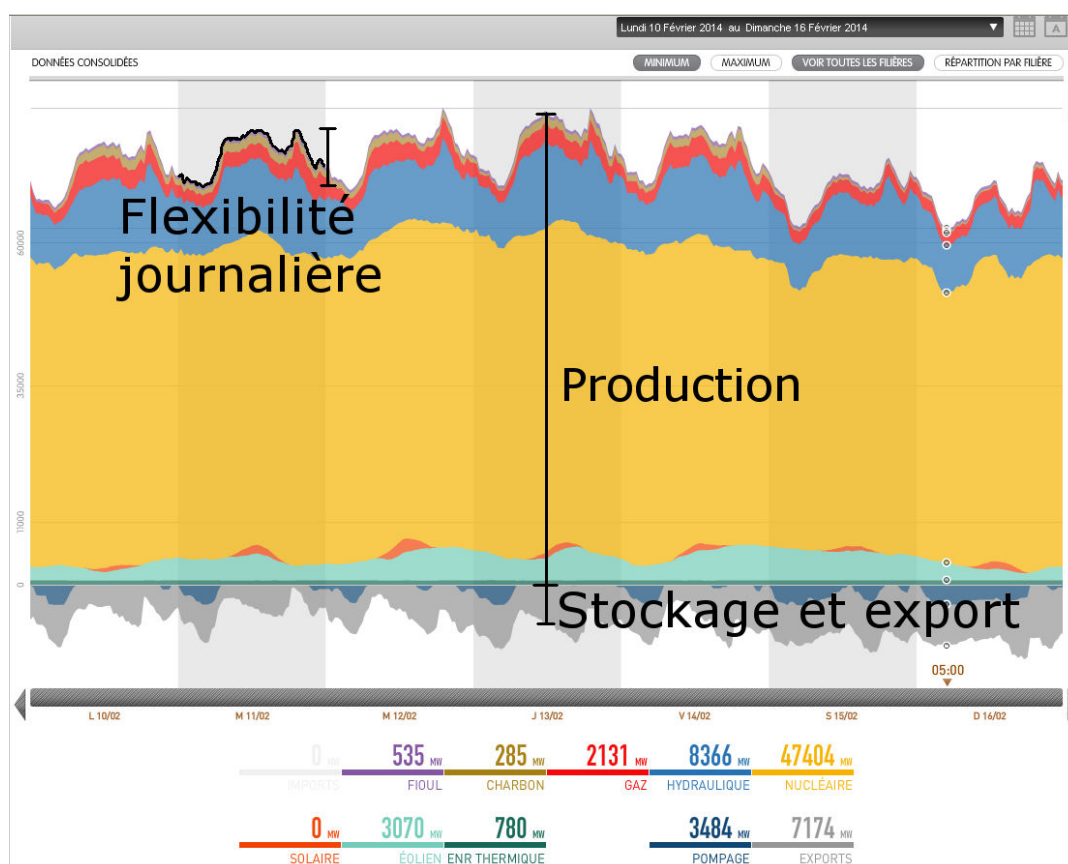


Figure 1 : Courbes des productions d'électricité par filière en France du 10/02 au 16/02 de 2014 (Source RTE).

La production d'énergie renouvelable intermittente (éolienne et solaire) représente ici une faible part des productions, mais ne peut être commandée en termes de puissance et de période de production. L'augmentation significative de ces types de production demandera une plus grande capacité d'adaptation des autres modes de production pour garantir la correspondance instantanée entre consommations et productions. Or, peu de solutions de production d'énergies renouvelables massivement déployables possèdent cette capacité d'adaptation.

L'augmentation de la part d'énergie renouvelable ou la diminution du recours à des sources électriques facilement commandables tendent à diminuer la capacité du réseau électrique à maintenir l'égalité entre consommation et production. Au-delà de certaines valeurs d'énergie produite par les différentes sources énergétiques, il devient nécessaire de trouver des solutions supplémentaires maintenant l'équilibre entre production et consommation.

Dans la panoplie de solutions envisageables, le stockage massif de l'énergie pourrait être un des piliers des réseaux électriques de demain.

1.1.2.3. Le cas de la France

La France intègre, depuis l'emploi massif du nucléaire civil, des solutions de stockage de l'énergie. En effet, la production continue et à faible dynamique de réaction de ce type de centrale ne permettait pas de suivre précisément l'évolution des consommations du territoire. L'ajout de nouveaux modes de production à caractère déstabilisant et l'objectif de transition énergétique demandent à nouveau de réfléchir au maintien à long terme de la ressource électrique. A ce titre, l'état Français met en place au travers de lois et de cadres légaux, des incitations et obligations pour les différents acteurs du marché de l'énergie. Dans ce contexte, la loi « NOME » pour « Nouvelle Organisation du Marché de l'Électricité » du 7 décembre 2010 met en place des obligations de capacité de production et d'effacement de consommation.

Plus localement, la région Bretagne est particulièrement sensible électriquement. En effet, de fortes tensions peuvent apparaître sur le réseau électrique en raison de la combinaison d'une faible production propre électrique (moins de 10 % de sa consommation) et du fort taux de pénétration des énergies renouvelables dans cette production locale (plus de 80 % de sa production est réalisée grâce au barrage de la Rance). Cela et les liaisons à haute tension limitées avec le reste du pays font de cette région une zone sensible aux problématiques et défaillances électriques (délestage, black-out). Une étude de 2012 met en avant un besoin pour 2025 de près de 600 MW de puissance de stockage sur environ 9 h continues soit une capacité de 5,4 GWh (ENEA Consulting 2012) afin de répondre aux enjeux énergétiques du territoire.

1.2. Les solutions de stockage d'énergie

Le stockage de l'énergie semble actuellement l'une des technologies nécessaires à l'évolution des moyens de production d'électricité et au maintien de la qualité de l'électricité produite. Ce stockage peut être réalisé par un grand nombre de méthodes différentes, chacune possédant ses caractéristiques propres.

1.2.1. Stockage électrique direct

Le stockage direct de l'électricité, c'est-à-dire par des moyens complètement électriques, peut être réalisé au travers de deux technologies différentes.

1.2.1.1. Stockage par inductance Supraconductrice (SMES)

Le stockage SMES (Superconducting Magnetic Energy Storage) repose sur le maintien d'un courant électrique dans une bobine en court-circuit faite de matériaux supraconducteurs. Les électrons y circulent alors de manière continue avec très peu de pertes énergétiques générant un puissant champ magnétique. Le chargement et le déchargement de l'énergie stockée demandent l'ouverture du court-circuit et la connexion à un convertisseur électronique de puissance. Le maintien de la supraconductivité des matériaux actuels demande un système de refroidissement extrêmement performant pour maintenir la bobine proche du zéro absolu.

1.2.1.2. Stockage par supercondensateur

A l'image d'un condensateur classique, les supercondensateurs conservent l'énergie sous la forme d'un champ électrique (électrostatique) entre deux électrodes. Cependant, la densité énergétique des supercondensateurs est bien supérieure aux condensateurs classiques. Le champ électrique provient de l'accumulation de charges de signe opposé sur des électrodes proches en empêchant tout transfert d'électron entre celles-ci. Cette technologie est actuellement principalement utilisée dans le milieu du transport.

1.2.2. Stockage par voie chimique

Transformer l'énergie électrique dans un autre type de potentiel énergétique permet d'explorer d'autres voies de stockage. La conversion électrochimique de l'énergie électrique propose une large gamme de technologie adaptable au stockage massif de l'énergie.

1.2.2.1. Stockage par conversion H_2

La production de dihydrogène à partir de molécules de H_2O par électrolyse est une voie de stockage de l'énergie. Lors de la production de H_2 des molécules de O_2 sont également produites et peuvent être réutilisées lors du déstockage de l'énergie ou valorisées dans d'autres filières. En plus du réemploi du dihydrogène dans des piles à combustible, comme pour le projet Myrte en Corse, il est possible de l'injecter en faible proportion dans le réseau de distribution du gaz naturel (système « Power to Gaz »), ou de produire du méthane par conversion catalytique de CO_2 .

1.2.2.2. Stockage en batteries électrochimiques

Les batteries électrochimiques comportent deux électrodes, une anode et une cathode, capables d'échanger des ions au travers d'un électrolyte. Cette technologie est très employée comme solution de stockage d'énergie nomade ou de secours. Les matériaux composant les cellules des batteries déterminent leur type, dont les plus connus et employés sont Pb-A (Anode en plomb, cathode en peroxyde de plomb et électrolyte à base d'acide sulfurique), Ni-Zn (Anode en zinc, cathode en nickel et électrolyte alcalin) et Li-Ion (Anode en graphite, cathode en oxyde métallique de lithium et électrolyte à base de sels de lithium dissouts). Des batteries de type Métal-air sont actuellement en développement, dont l'anode est en métal (couramment le zinc) et la cathode est constituée d'une structure fixe poreuse en carbone dans laquelle circule de l'air. C'est donc l'oxygène de l'air qui sert à la réaction chimique. Il existe également des solutions à haute température employant du sodium sous forme liquide pour l'anode, du soufre (Na-S) ou du chlorure de nickel (type ZEBRA) pour la cathode et une membrane de séparation en céramique.

1.2.2.3. Stockage électrochimique à circulation

Le stockage en batterie électrochimique à flux « Redox-Flow » est basé sur le même principe d'oxydoréduction que pour les batteries classiques, mais emploie des réactifs liquides stockés dans

des réservoirs externes à la cellule de conversion énergétique. Ces réactifs sont mis en relation dans des cellules contenant des électrodes qui conservent les liquides séparés par une membrane poreuse. Il peut être employé des couples de substances différentes avec la technologie Zinc-Bromine (ZN-Br) ou d'une même substance dans deux états différents comme le couple Vanadium-Vanadium (Vanadium Redox Battery) sous deux états d'oxydation différents. Quelques installations industrielles sont en service depuis 2003 en Tasmanie (200 kW / 4h) ou 2005 au Japon (4 MW / 1h30). Plus localement, le démonstrateur industriel de la société KEMWATT de 10 kW est installé à Rennes.

1.2.3. Stockage thermique

L'utilisation de l'énergie thermique comme vecteur de stockage est généralement imaginée pour des applications où l'énergie à stocker est initialement sous forme thermique (cogénération, rejets thermiques de l'industrie, solaire thermique...) ou lorsque l'utilisation de l'énergie du déstockage est réalisée sous forme thermique (chauffage/climatisation, réseau de chaleur, procédé industriel...). Trois voies principales sont disponibles pour conserver de l'énergie thermique. Tout d'abord, il y a le stockage par chaleur sensible qui correspond au réchauffement ou au refroidissement d'une matière sans changement de phase. En fonction des températures, différents matériaux peuvent être employés (eau, eau glycolée, eau sous pression, sels fondus, roches...). Le stockage d'énergie thermique peut également utiliser la chaleur latente de changement d'état de matériaux dans la cuve de stockage de l'énergie thermique. Dans le cas d'une source et d'une utilisation non thermique de l'énergie, certains projets comme Sether soutenu par l'ANR proposent l'emploi de machines thermodynamiques associées au stockage de chaleur pour installer ce type de solution sur les réseaux électriques. Enfin, des procédés thermo-chimiques d'absorption ou désorption de vapeur d'eau par des matériaux spécifiques (zéolite, Alumino-phosphate, gel de silice, HCl , LiBr ...) peuvent contribuer au stockage d'énergie thermique. Ces réactions sont particulièrement intéressantes en raison de leur caractère réversible et exothermique ou endothermique.

1.2.4. Stockage mécanique

Le stockage par voie mécanique est actuellement la technologie la plus employée pour le stockage à grande échelle de l'énergie, et ce au travers de plusieurs technologies.

1.2.4.1. Stockage d'énergie cinétique

La technologie à volant d'inertie « flying whell » repose sur la conservation de l'énergie par la rotation d'une masse : le volant d'inertie. L'ensemble est généralement constitué d'un moteur/générateur en prise directe sur l'arbre de rotation de la masse de stockage inertiel. Le tout est monté sur paliers magnétiques et maintenu sous basse pression pour limiter au maximum les frottements. Le stockage d'énergie dans le système se traduit par une accélération du volant et le déstockage par son ralentissement.

1.2.4.2. Stockage d'énergie potentielle

L'emploi du potentiel de pesanteur présent sur Terre est une méthode de stockage d'énergie simple et maîtrisée. Il repose sur la variation d'énergie d'une masse soumise à un champ de pesanteur lorsqu'on modifie son altitude. En raison des grandes masses nécessaires pour le stockage massif de l'énergie, c'est en général de l'eau qui est employée. Les STEP (Station de Transfert d'Énergie par Pompage) ou PHS (Pumped Hydroelectric Storage), transforment de l'électricité en énergie potentielle au travers de pompes en remontant de grandes masses d'eau d'un niveau bas vers un niveau plus haut et inversement pour le déstockage. Cette technologie représente dans le monde

plus de 96 % des capacités de stockage massif de l'énergie en 321 installations pour environ 165Gw de puissance disponible. En fonction de la configuration et des bassins employés, plusieurs dénominations existent. Les STEP classiques utilisent deux bassins, ou lacs, situés à deux altitudes différentes en transférant les masses d'eau entre eux. Les STEP marines utilisent quant à elles un océan ou une mer en lieu et place du réservoir de basse altitude. D'autres technologies de STEP présentes sous forme de projets existent. Par exemple, les STEP souterraines utilisent comme réservoir bas une cavité souterraine ou les STEP sous-marines proposent l'utilisation de réservoirs sous-marins maintenus à pression atmosphérique comme réservoir bas, et l'eau présente au fond de la mer comme réservoir à plus forte pression (projet StEnSea).

1.2.4.3. Stockage par pression statique

Un fluide compressible peut également être un vecteur de stockage d'énergie via l'utilisation du travail mécanique nécessaire à sa compression ou résultant de sa détente. Un système mécanique est alors chargé de réaliser les compressions ou détentes pour réaliser la conversion énergétique alors qu'un réservoir de stockage contient le fluide comprimé. Dans certaines technologies (souvent lorsque le fluide n'est pas de l'air) un second réservoir contient le fluide à l'état détendu. Il existe une grande variété de solutions technologiques, à la fois pour le système de compression/détente et pour les réservoirs. Le prochain chapitre essaiera de dresser une liste des méthodes de compression/détente de l'air pour le stockage d'énergie, puis de détailler et enfin d'étudier dans le reste de la thèse une solution particulière.

1.2.5. Vers la recherche de solutions de stockage massif de l'énergie

Cette grande variété de solutions de stockage est à mettre en lien avec la variété des services que doit rendre le stockage d'énergie. En effet, chaque technologie possède des caractéristiques et capacités propres pouvant répondre à des besoins différents en termes de puissance, capacité, temps de réaction, coût, rendement, délai ou encore sécurité. Cependant, aucune des solutions de stockage explicitées précédemment ne pourra pas être appliquée de manière universelle au stockage massif de l'énergie pour les décennies à venir.

Il ressort que le stockage par air comprimé présente un intérêt particulier pour le stockage massif de l'énergie. En effet, couplé à des solutions de production éolienne, ce type de stockage pourrait générer 30 % de revenu brut supplémentaires pour les parcs éoliens par rapport à une solution sans stockage (Manchester et Swan 2013).

2. Le stockage d'énergie par air comprimé

Parmi toutes les technologies de stockage de l'énergie, l'air comprimé propose un grand nombre d'atouts compatibles avec l'objectif de stockage de masse. C'est une solution ancienne, mais prometteuse si des propositions technologiques nouvelles lui permettent d'atteindre une performance intéressante. Le développement de plusieurs solutions techniques innovantes, dont le projet REMORA, vise à augmenter leur rendement énergétique par la réalisation de compressions et détente quasi-isothermes.

2.1. Historique

Avant de détailler les différents principes technologiques liés à la compression et la détente de l'air comprimé, il est intéressant de s'attarder sur l'histoire de l'utilisation de l'air comprimé comme moyen de stockage de l'énergie.

2.1.1. Premières applications de l'air comprimé

Bien que connu et utilisé depuis de nombreuses années, l'air comprimé fit une percée importante avec le développement industriel des mines. En effet dès 1839, Jacques Triger, ingénieur français inventa une première méthode de creusement et d'excavation sous des zones aquifères qui utilisait l'air comprimé et un compresseur adapté (Martin 2004). En 1845, le même ingénieur fit le premier usage de l'air comprimé pour transmettre une force mécanique à distance (Eugène-Oscar et Alfred 1883), puis en 1857 Germain Sommeiller inventa enfin une perforatrice à air comprimé utilisée pour le creusement du tunnel du Mont-Cenis (Fischer 2010), appelé actuellement tunnel du Fréjus. Il s'en suit de nombreuses déclinaisons et applications dans le fonçage de tunnels et de mines.

L'avènement des chemins de fer a également été à l'origine de plusieurs inventions. En 1840, Andrand et Tessié du Motay réalisèrent la première application réussie de l'air comprimé pour la traction par air comprimé d'une locomotive. Il existe un lien fort entre le besoin de force motrice dans les tunnels ou mines et le développement de locomotives à air comprimé. En effet, l'emploi de machine à vapeur demande la combustion de charbon, chose risquée dans une mine, et génère de forts dégagements de fumées rendant l'air peu respirable. En 1858, Germain Sommeiller réalisa à nouveau une machine à air comprimé, mais cette fois-ci ce fut pour une petite locomotive. Puis, en 1874, Louis Favre fit transformer une locomotive à vapeur en la faisant fonctionner à l'air comprimé pour les travaux du tunnel de Saint-Gothard (Eugène-Oscar et Alfred 1886).

Plus tard, en 1930, Georges T. Jacocks déposa le brevet de sa machine à compresser les gaz, reposant sur l'emploi de deux pistons liquides et d'une pompe hydraulique (Jacocks 1930). Des propositions techniques permettant d'augmenter l'échange convectif au sein de chambre de compression par piston liquide apparaissent dès 1933 dans le brevet de Niels C. Christensen (Christensen 1933). Les solutions alors proposées reposent sur l'intégration d'un échangeur thermique dans la chambre de compression, la pulvérisation de gouttelettes d'eau dans la chambre, l'intensification de la convection thermique par la mise en mouvement de l'air ou encore l'augmentation de la surface d'échange par la subdivision du volume de la chambre de compression.

2.1.2. Le moteur Mekarski

Le développement de machines motrices à air comprimé fut confronté aux problématiques liées au fort refroidissement lors de la détente de l'air comprimé. En plus de diminuer l'énergie restituée, il fige aussi les graisses et cristallise l'eau contenue dans l'air. Le taux maximal de détente admissible

était contrôlé par l'apparition de ces premiers signes afin d'éviter le blocage du moteur. Louis Mekarski chercha un perfectionnement des moteurs à air comprimé entre 1872 et 1875 qui permettait d'utiliser de l'air à plus forte pression en agissant sur la température de l'air lors de la détente. Le principe de sa technologie reposait sur l'apport de vapeur d'eau dans l'air comprimé avant son admission dans le moteur. Il était ainsi possible d'utiliser la chaleur latente de condensation de l'eau pour contrer le refroidissement de l'air (Eugène-Oscar et Alfred 1886).

Une illustration du brevet déposé en 1879 par Louis Mékarski est présentée sur la Figure 2. Celle-ci détaille les éléments nécessaires au fonctionnement de sa technologie. Le principe est basé sur l'utilisation d'un second réservoir haute pression de petite capacité relié en série avec le réservoir principal et situé juste avant la détente. Ce petit réservoir est partiellement rempli d'eau bouillante et fait passer l'air comprimé du réservoir principal vers le système de détente en petits filets au travers de l'eau. Il en résulte la montée en température de l'air comprimé et surtout sa saturation en vapeur d'eau pour contrer le refroidissement lors de la détente. Ce procédé permettait alors d'utiliser des pressions d'air très importantes pour l'époque, avec près de 35 atmosphères (Mékarski 1879).

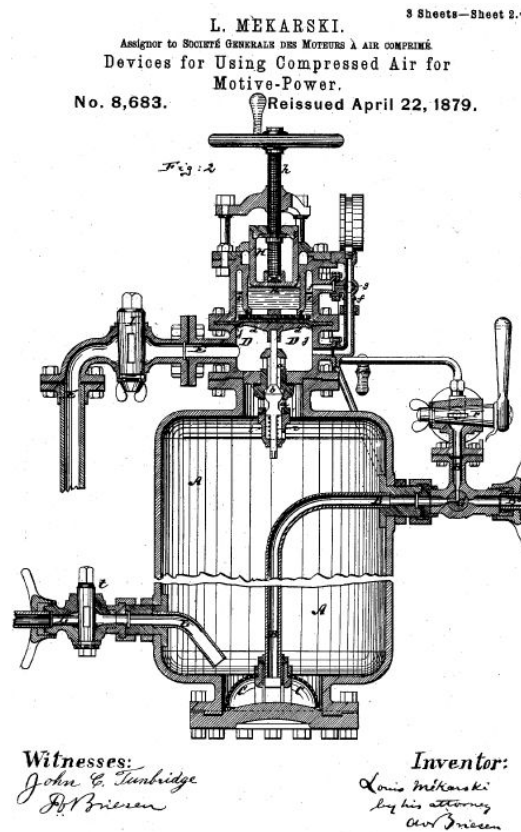


Figure 2 : Schéma de la demande de brevet de Louis Mékarski (Mékarski 1879)

Mékarski développa cette technologie avec pour cible les transports urbains qui souhaitaient se passer des chevaux sans recourir aux machines à vapeur. Après des essais sur des lignes du tram parisien, il obtint en 1875 la concession du tramway de Nantes qui fut mis en service en 1879 (Bovar 2007). La ville de Nantes devint alors la première ville entièrement équipée des tramways Mékarski et fut suivie par de nombreuses autres.

2.1.3. Deux exemples d'échelle industrielle de CAES (Compressed Air Energie Storage)

En 1978, la première centrale de stockage d'énergie par air comprimé connectée à un réseau a été mise en service à Huntorf, en Allemagne. D'une puissance de 290 MW pour une durée initiale de 2 h, elle fut construite à la fois pour absorber certains pics de consommation et comme solution de secours en cas de défaillance du réseau. Le stockage de l'air comprimé est réalisé dans deux cavernes indépendantes totalisant 310 000 m³ (140 000 m³ +170 000 m³) de volume de stockage réalisé dans des cavités salines. Avec une profondeur de réservoir allant de 650 m à 800 m sous terre pour un diamètre moyen de 60 m, des pressions d'exploitation normales de 43 bar à 70 bar sont employées. Les cavités sont de plus conçues pour résister à des pressions maximales de 100 bars jusqu'à la décompression totale, soit 1 bar (Crotogino, Mohmeyer, et Scharf 2001).

En 1991, une seconde centrale de stockage d'énergie vit le jour dans la ville de McIntosh en Alabama (USA). D'une conception un peu différente de sa soeur allemande, celle-ci ne totalise qu'une puissance de 110 MW, mais sur une période de 26 h. Elle s'appuie sur un large réservoir unique de plus de 500 000 m³ en cavité saline fonctionnant entre les pressions de 45 bars et 74 bars. Cette centrale emprunte une bonne partie des concepts et plages de fonctionnement de sa grande sœur, mais apporte tout de même une amélioration significative en ajoutant un récupérateur de chaleur diminuant d'environ 22 % les consommations d'énergie en phase de déstockage (Succar et Williams 2008).

Pour ces deux installations, un système de compression d'air permet le stockage d'énergie électrique sous forme d'air comprimé dans les cavités souterraines. L'énergie thermique générée par la compression est dissipée dans l'atmosphère ou au travers des parois des chambres de stockage. Lors du déstockage de l'énergie, cet air comprimé est détendu dans une turbine à gaz spécifique générant de l'électricité au moyen d'un générateur. L'énergie contenue dans l'air comprimé représente ainsi une part de l'énergie produite au travers de cette turbine à gaz.

A l'image des moteurs à air comprimé, la problématique majeure est aussi la récupération de l'énergie mécanique contenue dans l'air comprimé si celui-ci est stocké à une température proche de l'ambiant. D'autres projets sont actuellement en phase d'étude ou de démonstrateur, mais aucune autre centrale de stockage massif d'énergie par air comprimé n'est à ce jour en fonctionnement et connectée au réseau électrique.

2.2. Technologies

La production et le réemploi de l'air comprimé peuvent être réalisés de différentes manières en fonction des contraintes et des objectifs de l'application. Cependant, le recours à l'air comprimé est principalement destiné à l'industrie non énergétique dont les paramètres d'usage sont fortement différents du stockage d'énergie. De gros efforts de recherche et de développement sont donc nécessaires à l'émergence de solutions adaptées.

Pour que le stockage d'énergie à grande échelle soit viable, il doit à la fois répondre aux besoins du réseau électrique en matière de puissance et de capacité, mais également maîtriser ses coûts initiaux et d'exploitation. Or, ces derniers prennent en compte l'énergie électrique consommée par le système lors des phases de stockage d'énergie en comprimant l'air. L'énergie est consommée pour le stockage lors des périodes de faible demande ou de faible coût de l'électricité. Au contraire, elle est restituée lors des périodes de forte consommation ou à coût élevé de l'énergie. En parallèle des

coûts, c'est le rendement global de conversion (compression et détente) du système de stockage qui détermine en grande partie la viabilité industrielle d'une solution de stockage massive de l'énergie et donc les technologies employées pour effectuer ces conversions énergétiques. Le rendement du système est également affecté par les éventuelles pertes énergétiques des réservoirs de stockage entre la production de l'air comprimé et son réemploi. Dans l'objectif de l'augmentation du rendement énergétique du stockage, plusieurs voies technologiques sont développées.

2.2.1. Compression adiabatique d'air sans stockage thermique (CAES)

La technologie de compression utilisée dans les systèmes nommés CAES (Compressed Air Energy Storage) ou parfois ACAES (Adiabatic CAES), repose sur des changements rapides de pression de l'air par un compresseur ou une turbine. Le mot adiabatique caractérise alors les échanges thermiques de l'air lors de la conversion énergétique pour la compression et la détente. C'est typiquement l'exemple des deux installations industrielles de stockage actuellement en activité (Huntorf et McIntosh). L'air admis est comprimé par un train de compresseurs avec refroidisseurs intermédiaires entre chaque élément afin de limiter les contraintes thermiques liées aux hautes températures de l'air. En sortie de compresseur, l'air peut être refroidi à une température proche de l'ambient puis est injectée dans le réservoir de stockage (cavernes souterraines). La phase de déstockage pose quant à elle plus de complications en raison des fortes chutes de température associées à la détente adiabatique de l'air risquant de givrer ou d'endommager les turbines. L'air comprimé est donc réchauffé avant la détente par la combustion de carburant fossile.

Dans leur conception et leur fonctionnement, les systèmes CAES sont comparables à des turbines à carburant (gazeux ou liquide) dont les étages de compression et détente seraient disjointes mécaniquement et reliés aérauliquement par un réservoir d'air sous pression. Cette solution permet de faire fonctionner ces deux éléments de la turbine pour des puissances, périodes et durées différentes. En plus du faible rendement de la solution, le recours aux carburants fossiles est indispensable, limitant l'intérêt dans le futur d'une telle solution.

La multiplication du nombre d'étage et de refroidisseurs ou réchauffeurs intermédiaires est une voie également explorée pour tenter de maximiser le rendement des installations et de limiter les contraintes thermiques sur ses composants.

2.2.2. Compression adiabatique d'air avec stockage thermique (AACAES)

La version « advanced » de la technologie CAES tente d'en combler une partie des inconvénients en se passant d'énergie fossile lors de la détente. Les phases de compression et de détentes étant toujours rapides et adiabatiques, c'est le stockage de l'énergie thermique générée lors de la compression qui combat le refroidissement lors de la détente. L'air comprimé peut être stocké chaud dans un réservoir isolé thermiquement et réemployé chaud lors de la détente. Cependant en raison des contraintes d'une telle solution il est généralement préféré de refroidir l'air comprimé avant son entrée dans le réservoir et de conserver cette énergie thermique dans un système séparé de type TES (Thermal Energy Storage). Cette énergie thermique est rendue à l'air comprimé avant la phase de détente. Les rendements atteignables semblent bien plus importants que pour un simple CAES et sont évalués autour de 70 % (Grazzini et Milazzo 2007).

Plusieurs projets sont en cours de conception ou de test avec notamment le projet ADELE soutenu par RWE Power et General Electric en Allemagne. Après une levée de 12 millions d'euros pour la phase de développement de la technologie en 2013, le projet vise une installation d'une puissance

de 90 MW pendant 4h. Cependant, ce projet présente aujourd'hui de lourds retards compromettant son développement.

L'université d'Edimbourg travaille également sur une version simplifiée de la technologie AACAES par le transfert direct de l'énergie thermique de l'air aux matériaux de stockage de la chaleur entre chaque étage de compression ou détente (Friedrich 2014).

2.2.3. Compression isotherme d'air (ICAES)

Cette technologie repose sur des compressions et détentes d'air avec un minimum de modification de la température de cet air. Bien que le « i » de ICAES (Isothermal Compressed Air Energy Storage) signifie isotherme, il serait plus judicieux de parler de quasi isothermie ou de faibles variations de température. Cet objectif peut être atteint par la mise en place de moyens d'échange d'énergie thermique au sein du compresseur ou du détendeur agissant en même temps que la variation de pression.

2.2.3.1. Système à injection de liquide

L'injection de liquide lors d'un changement de pression ou la création d'un brouillard d'eau dans l'air avant son entrée dans l'installation permet de maîtriser sa variation de température. Les gouttelettes d'eau pourront alors être le lieu de transferts de masse et de chaleur avec l'air au travers d'une surface d'échange limitée par le nombre et la dimension de ces gouttes. Des rendements de plus de 95 % ont été évalués numériquement par l'emploi de spray de gouttes de 20 μm de diamètre lors d'une compression au taux de compression de 10 (Qin et Loth 2014).

2.2.3.2. Piston liquide

L'utilisation d'un piston liquide, comme schématisé sur la Figure 3, est également une voie pour le maintien de la température du gaz proche de l'ambient lors de la compression. En effet, les limitations dimensionnelles de forme et de vitesse sont totalement différentes des solutions purement solides.

Il est donc possible d'envisager de fixer ces paramètres de manière à maximiser les échanges thermiques lors des compressions et détentes, minimisant de ce fait les variations de température. De plus, le fluide moteur entre en contact avec les parois de la chambre de compression permettant des échanges thermiques entre celles-ci et le fluide.

Sur la base d'un simple calcul énergétique, une étude préliminaire met en évidence la nécessité de recourir à une grande surface d'échange au sein d'une chambre de compression, dont un exemple utilisant un réseau de barres verticales est détaillé en Figure 4 (Li et al. 2011). Cette publication propose un concept de stockage d'énergie par piston liquide à eau de mer couplé à une éolienne offshore. L'énergie mécanique captée par l'éolienne est transférée à l'accumulateur par une liaison hydraulique. Un exemple de dimensionnement pour stocker l'énergie d'une éolienne est proposé pour un stockage à haute pression (35 MPa).

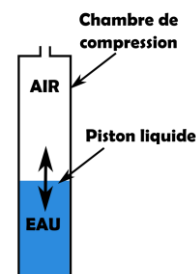


Figure 3 : Schéma de principe du piston liquide

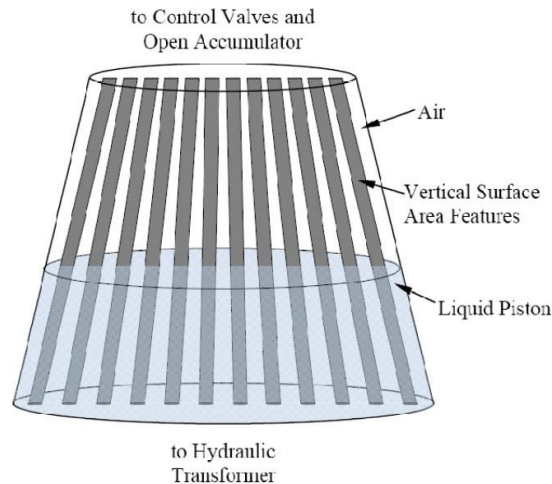
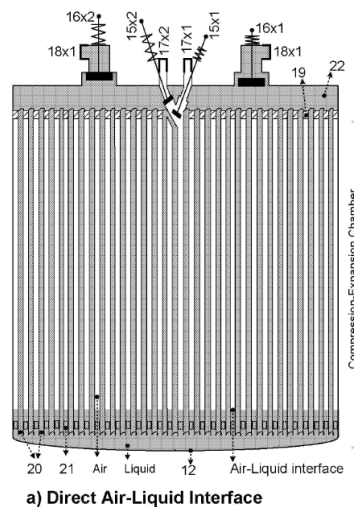


Figure 4 : Chambre de compression proposée par (Li et al. 2011)

Le rapport volume/surface de cette configuration est estimé pour un exemple de compresseur de 6 MW fonctionnant à 1 Hz dont le coefficient de transfert thermique par convection est constant à une valeur arbitraire de $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ et un écart de température entre le gaz et les parois de 5 K. Une configuration utilisant des barres de 1,4 mm de diamètre dont leur centre est espacé de 2,1 mm propose un rapport volume/surface compatible avec la surface d'échange nécessaire de $12\,000 \text{ m}^2$.



a) Direct Air-Liquid Interface

Figure 5 : Planche du Brevet WO2009034421 représentant une chambre de compression de la technologie d'Enairys Powertech (Lemofouet et Rufer 2009)

Une société Suisse créée en 2008, Enairys Powertech, poursuit les travaux de thèse de son créateur à l'EPFL sur le problème de stockage d'énergie par air comprimé hybride avec couplage de supercapacités. Leur technologie repose sur le concept HyPES, qui est un système stationnaire de stockage de l'énergie par compression d'air isotherme et stockage en bouteille. Ce concept reprend les grandes lignes de la technologie BOP-B soutenue par l'Office Fédéral Suisse à l'Énergie (I. Cyphelly 2004). La technologie repose sur une compression haute pression (plus de 200 bar), dans une chambre multicellulaire constituée d'un grand nombre de canaux cylindriques, illustrée en Figure 5. Leur technologie est notamment protégée par plusieurs brevets (Lemofouet et Rufer 2009; Rufer et al. 2010) qui définissent les organes du système et leur fonctionnement.

Leurs principales problématiques ont été la mesure et le suivi du front liquide dans leur banc d'essai ainsi que la construction du prototype de la chambre de compression en raison de problèmes d'assemblage et de fuites. Après une précédente levée de fonds de 1 million de Francs Suisse, le Conseil d'État Vaudois (Suisse) a accordé un financement de 1,65 millions de Francs Suisses sur 3,5 ans pour Enairys Powertech et ses partenaires académiques. Un prototype est en cours de réalisation couplé au site photovoltaïque de Mont-Soleil. Un second prototype de 25 kW est à l'étude.

2.2.3.3. Système combiné

L'emploi combiné des principes de piston liquide et d'injection de liquide est également étudié et promu par certains acteurs.

SustainX, start-up américaine spécialisée dans les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé isotherme terrestre, vient de développer un prototype de 1,5 MW connecté au réseau électrique et qui utilise des réservoirs composites enterrés. Un démonstrateur de 40 kW avait déjà été réalisé et financé partiellement par une subvention du gouvernement américain (5,4 millions \$) complétée par des investissements privés. Leur technologie se base sur une compression multi étagée à piston solide (polymère), mû par un fluide refroidi avec une ou des étapes de type « boîte de vitesse

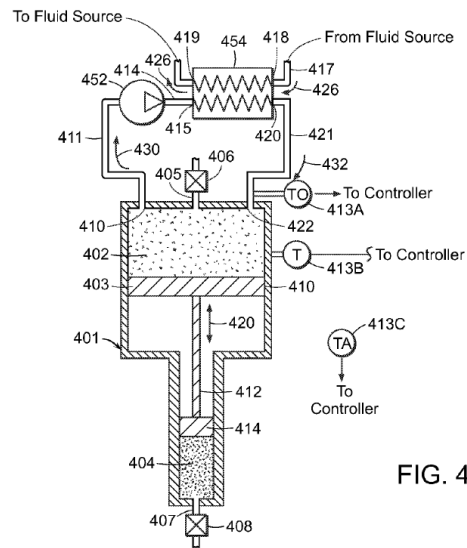


FIG. 4

Figure 6 : Planche du brevet US8240146 représentant le système de conversion énergétique mécanique de SustainX (Bollinger 2012)

hydraulique ». Ce système, présenté sur la Figure 6, permet de produire plusieurs pressions d'air comprimé à partir d'une pression unique de fluide (Bollinger 2012). Plus d'une dizaine de brevets ont été déposés en leur nom depuis 2010.

Autre start-up américaine, LightSail Energy est également spécialisée dans les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé isotherme terrestre. La création de cette société est en lien avec beaucoup de travaux de l'Université du Minnesota. Leur solution technique emploie entre autres la pulvérisation d'un fluide caloporteur lors de la compression, son stockage chaud, et sa réinjection à la détente. La Figure 7 représente une solution de compression utilisant à la fois un liquide comme piston passant d'une chambre de compression à une autre et l'injection de ce même liquide en phase de détente (Fong, Crane, et Berlin 2012).

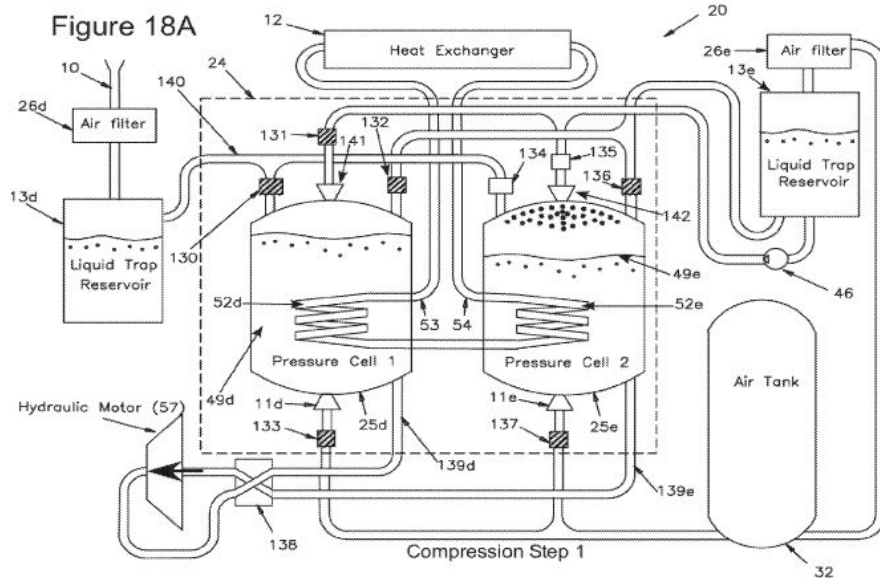


Figure 7 : Planche du Brevet US812240 schématisant une des variantes de la technologie de LightSail Energy (FONG, Crane, et Berlin 2012)

General Compression développe aussi une solution technologique de compression isotherme basée à la fois sur un brouillard de liquide et sur le principe de compression/détente à piston liquide. Cette société a été fondée en 2006 par Eric Ingersoll, David Marcus et Michael Marcus. Après une première levée de fonds de 17 millions de Dollars en 2010, l'entreprise finalisa la dernière tranche de son financement de 60 millions de Dollars fin 2012.

Plusieurs voies technologiques sont proposées au travers de leurs brevets, notamment sur les chambres de compression (Ingersoll, Aborn, et Chomyszak 2012). La Figure 8 illustre la voie technologique explorée par l'entreprise en utilisant un piston liquide dont la conception semble maximiser les surfaces libres liquide/gaz par l'emploi de multiples chambres. Le système fonctionne également sur plusieurs étages de compression pour atteindre la pression souhaitée. La recherche de paramètres optimaux par simulation est réalisée sur un seul piston liquide de cette technologie (Park et al. 2012) pour une compression de 1 à 10 bars en une seconde. La chambre de compression mesure 2 m de diamètre pour 0,4 m de hauteur. Les parois sont constituées d'aluminium et sont immergées dans le fluide moteur.

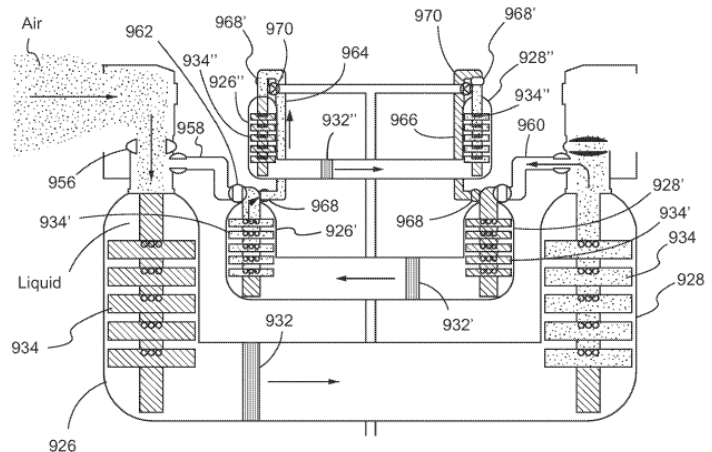


Figure 8 : Planche du brevet WO2010135658 du principe de compression de General Compression (Ingersoll, Aborn, et Chomyszak 2012)

2.3. Description du projet REMORA de SEGULA Technologies

Le projet REMORA est un système innovant de stockage d'énergie électrique en mer. Le système a donc pour objectif d'absorber les surproductions électriques pour les restituer, en période de sous

production à l'échelle d'une région ou d'un pays, au travers des réseaux électriques. Entre ces deux phases utiles, la conservation de l'énergie est effectuée sous forme d'air comprimé stocké dans des réservoirs sous-marins (Figure 9).

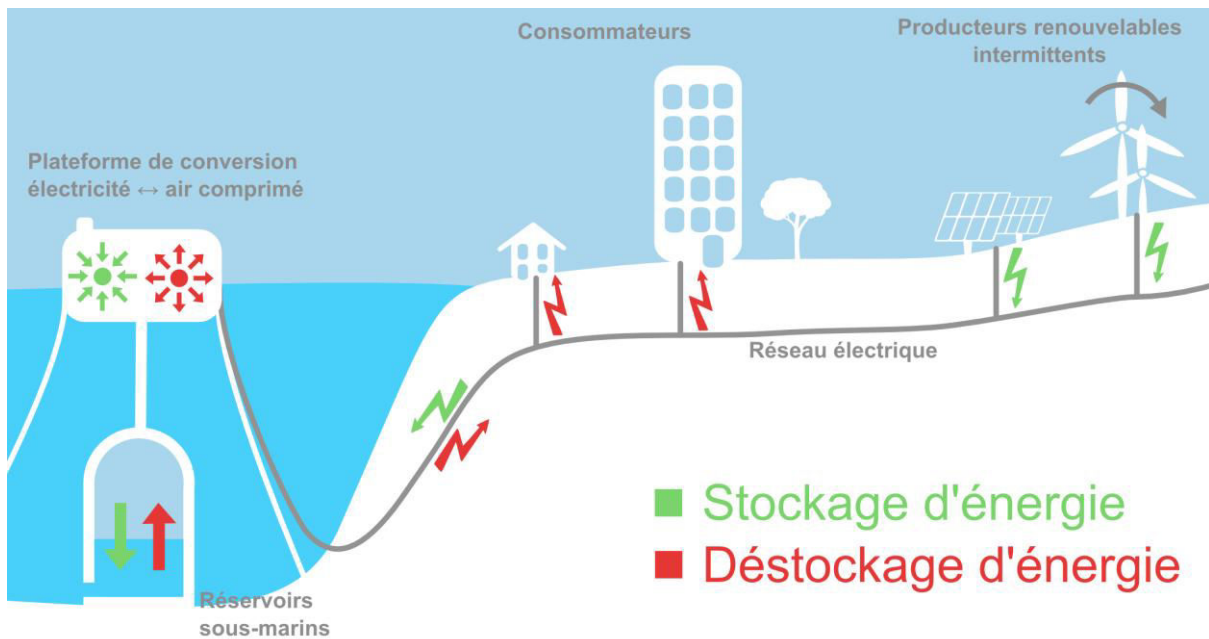


Figure 9 : Schéma de la technologie REMORA

Le milieu marin, en plus de recouvrir la majorité du globe, propose des atouts naturels pour le stockage d'énergie. D'une part, la pression du milieu, dite hydrostatique, augmente avec la profondeur. Cela permet de stocker plus facilement un gaz sous pression dans le cas où la pression de stockage est égale à la pression autour du réservoir. Il est donc envisageable d'employer des réservoirs immergés souples ou semi-ouverts présentant, sur l'intégralité de leur plage de capacité, une pression pratiquement constante tout en offrant un coût au m³ réduit. D'autre part, les cycles de compression et de détente de l'air peuvent offrir des rendements potentiellement intéressants dès lors qu'ils peuvent être réalisés de la manière la plus adiabatique (sans perte de chaleur dans le réservoir) ou isotherme possible (à température d'air constante lors de la compression et de la détente). Or, la mer est un thermostat très performant et de plus un très bon conducteur thermique. Une compression et une détente quasi isotherme pourraient être réalisées par des méthodes de compression et de détente utilisant le principe du piston liquide qui permet de maximiser les échanges thermiques. Le projet vise donc à combiner la capacité de stockage par énergie potentielle (STEP) avec celle proposée par la variation de pression d'un gaz (CAES) à l'aide des atouts du milieu marin.

Le système de stockage comprend deux éléments distincts, avec d'une part une plateforme flottante rassemblant l'intégralité des équipements de conversion (turbines, chambre de compression, générateurs, électronique, transformateurs ...) et d'autre part un réservoir sous-marin arrimé au fond. La plateforme est reliée au réseau électrique par un câble électrique sous-marin à haute tension et au réservoir par une canalisation à air comprimé. Une profondeur d'eau d'environ 100 m est évaluée nécessaire pour le réservoir de stockage.

2.3.1. Principe de fonctionnement

Le fonctionnement du système en phase de stockage est représenté sur la Figure 10. Au départ, la chambre de compression de la plateforme flottante est vide d'eau et pleine d'air. L'apport électrique du réseau fait fonctionner la pompe hydraulique qui remplit la chambre de compression pour le premier temps (1^{re} vignette). Cette dernière étant hermétiquement close, l'air emprisonné voit sa pression augmenter jusqu'à atteindre la pression de stockage suivie de son refoulement vers le réservoir de stockage par l'ouverture d'une vanne (2^{de} vignette). L'ajout d'air comprimé dans le réservoir de stockage entraîne le refoulement d'un volume identique d'eau au niveau du fond sous-marin. Une fois la chambre de compression pleine d'eau, un second temps permet la vidange de la chambre de compression pour recommencer à partir du premier temps (3^e vignette).

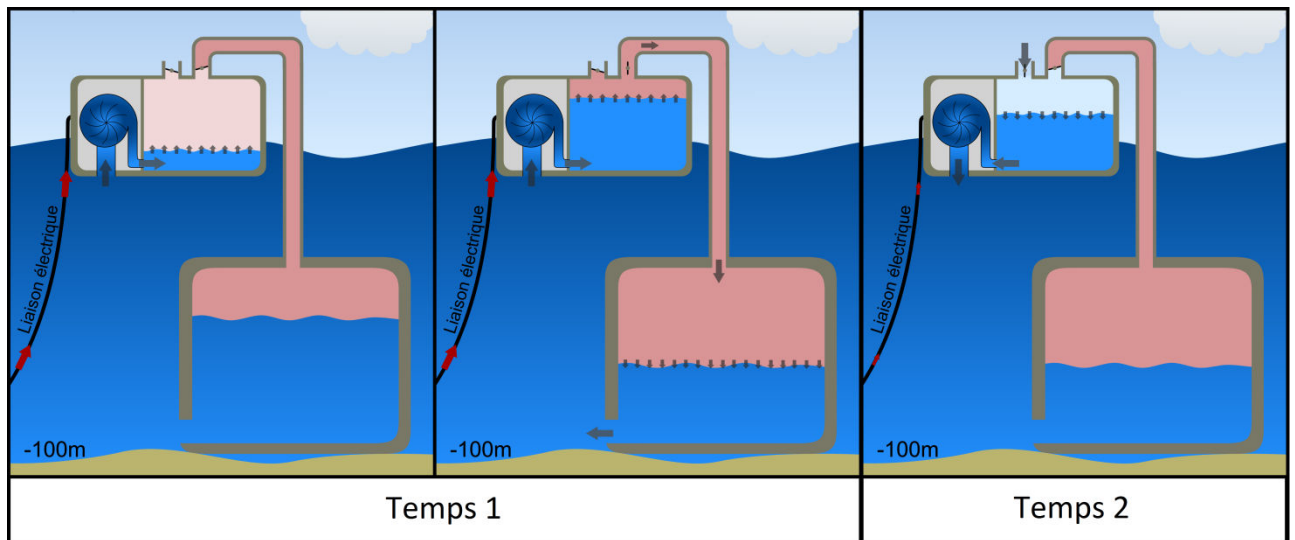


Figure 10 : Schéma d'une phase de compression

La Figure 11 présente la phase de déstockage. La chambre de compression, initialement pleine d'eau, se voit ajouter de l'air comprimé, refoulant de l'eau au travers de la turbine en produisant de l'électricité (1^{re} vignette). Le réservoir de stockage voit donc son volume d'air diminuer entraînant l'entrée d'eau dans celui-ci. À partir d'un certain volume d'air comprimé présent dans la chambre, la vanne d'admission est refermée (2^{de} vignette). C'est alors la détente de l'air comprimé qui génère le refoulement de l'eau au travers de la turbine, produisant toujours de l'électricité. A nouveau, un second temps permet de redonner à la chambre de compression son état initial (3^e vignette).

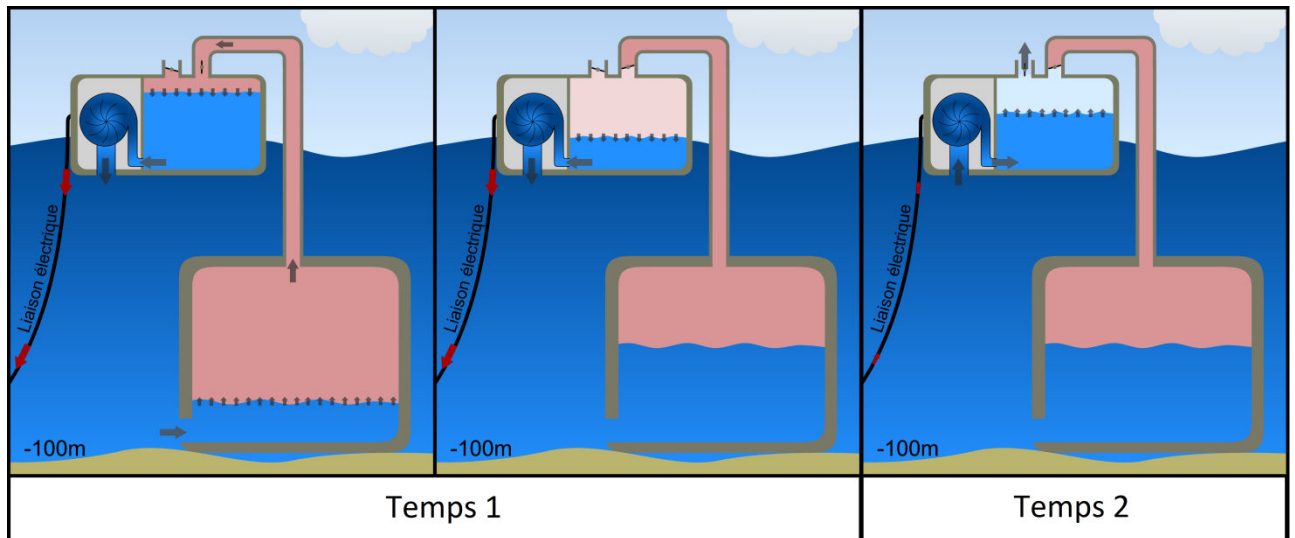


Figure 11 : Schéma d'une phase de détente

Bien entendu, la forme, le nombre et les dimensions des chambres de compressions doivent être adaptés pour permettre de réaliser des changements de pression les plus isothermes possible.

2.3.2. Piston liquide

La compression ou la détente par piston liquide sont caractérisées par l'utilisation d'une chambre de compression close dans laquelle un fluide plus dense est admis pour y faire augmenter la pression (Figure 12). Dans le cas général, le fluide moteur est un liquide et la gravité est mise à profit pour maintenir une interface unique de séparation du gaz et du liquide tant que la vitesse d'avancement n'engendre pas d'effets particuliers.

Du point de vue du gaz, la compression par piston liquide pourrait s'apparenter à une compression classique par piston solide. Cependant, la suppression du piston solide et de sa transmission mécanique permet de repenser l'intérieur de la chambre de compression pour augmenter la surface d'échange ainsi que la qualité de ces échanges. Cela permet également de s'affranchir des problématiques d'étanchéité et d'usure du cylindre et du piston.

Il est difficile de connaître à l'avance quelle pourrait être l'évolution de la vitesse du gaz lors d'une compression ou d'une détente en raison des différentes sources de mouvement et de l'instationnarité du principe alternatif. Lors d'une compression ou d'une détente, le piston liquide est en mouvement dans l'environnement du gaz modifiant la position d'une seule des frontières de la chambre de compression. Dans le même temps, cette modification du volume disponible pour le gaz entraîne la variation de sa densité et donc le libre parcours moyen des molécules le constituant. Enfin, la viscosité, les gradients de température internes au gaz ou par rapport à la paroi, l'apparition de turbulence ou même le mouvement initial du gaz ont certainement un rôle dans son mouvement lors de la compression et donc dans l'échange thermique en résultant.

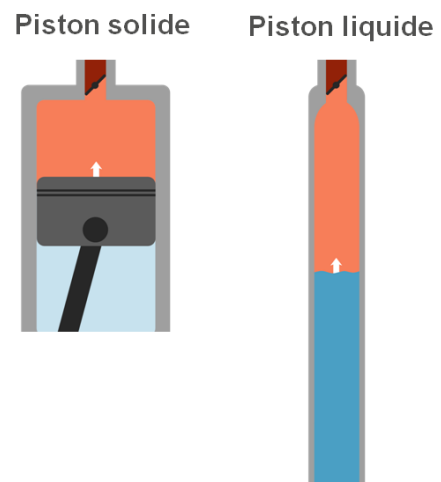


Figure 12 : Comparaison des principes de compression par piston solide et liquide

2.3.3. Chambre de compression

Les chambres de compression sont les éléments principaux pour la réalisation d'une compression quasi isotherme. Celles-ci possèdent une interface eau en partie basse et une interface air en partie haute. Les compressions et détente de l'air sont réalisées à l'intérieur des chambres de compression par l'admission ou l'évacuation d'eau. Pendant ce temps, une masse d'air fixe est emprisonnée dans la partie haute des chambres de compression et subit la variation de volume. L'eau est utilisée ici comme un piston pour comprimer l'air, dont l'interface eau/air se déplace dans toute la hauteur de la chambre de compression.

Le caractère isotherme des variations de pression de l'air provient des échanges thermiques présents pendant les phases de compression et de détente entre l'air, l'eau et les parois des chambres de compression. Les travaux scientifiques menés sur les caractéristiques nécessaires des chambres de compression montrent que la surface d'échange thermique interne est un critère dominant pour l'efficacité de la compression. La littérature propose d'augmenter la surface d'échange convectif disponible par l'utilisation de réseau de conduites cylindriques (Van de Ven et Li 2009), de barres (Li et al. 2011) ou encore de média poreux (Yan et al. 2015). Par la connaissance des contraintes propres au milieu marin et au projet, nous proposons l'emploi de chambres de compression en conduites cylindriques présentant une section significativement plus faible que leur hauteur permettant de maximiser les échanges thermiques. Ces travaux visent entre autres à définir le meilleur compromis dimensionnel pour atteindre les performances souhaitées en intégrant les contraintes et objectifs des autres éléments du système.

Afin d'obtenir une puissance significative, une chambre de compression réelle est constituée d'un ensemble de sous-éléments d'échange thermique cylindriques creux placés de manière parallèle et présentant une mise en commun de leurs interfaces hautes (air) et basses (eau). Ces sous-éléments présentent une section de passage faible devant leur hauteur de telle sorte que l'évolution du piston liquide dans celles-ci possède un rapport alésage/course faible.

L'une des méthodes possibles pour réaliser une telle chambre de compression est représentée sur la Figure 13. Cette solution technique repose sur l'assemblage en parallèle d'un grand nombre de conduite de même longueur, dont la section est faible devant la longueur. Ces conduites sont interconnectées à leurs extrémités et placées de telle sorte que leurs extrémités soient pour l'une en haut et l'autre en bas de l'ensemble.

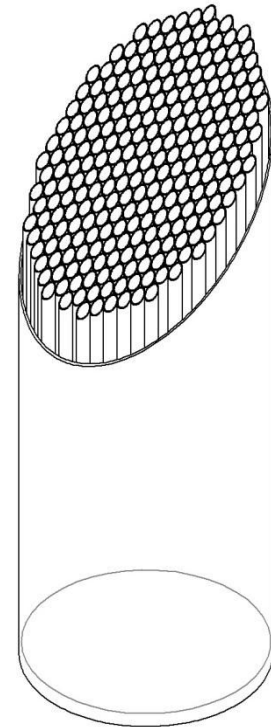


Figure 13 : Représentation d'une chambre de compression en vue en coupe

2.3.4. Cascade énergétique

Le système REMORA est ainsi composé de trois conversions énergétiques successives, présentées en Figure 14. Elles permettent le passage réversible du vecteur électrique au vecteur air comprimé. L'énergie électrique est ainsi convertie en énergie mécanique au travers d'électronique de puissance et de moteurs électriques. L'énergie mécanique est ensuite convertie en énergie hydraulique puis pneumatique par respectivement un système de pompage et des chambres de compression. L'air

comprimé ainsi produit peut être stocké puis réutilisé dans la même chaîne en sens inverse afin de produire à nouveau de l'électricité.

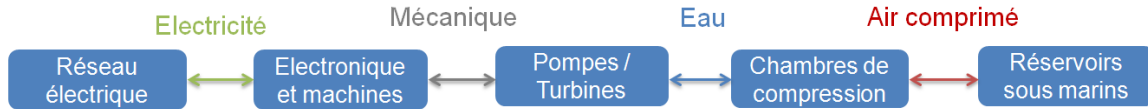


Figure 14 : Cascade des conversions énergétiques REMORA

L'un des autres verrous de la technologie réside dans le fait qu'au cours du remplissage en eau d'une chambre de compression, la pression d'eau nécessaire varie de la pression atmosphérique jusqu'à la pression de l'air comprimé présente dans le réservoir de stockage. La turbine/pompe doit alors être capable de travailler sur toute cette plage de fonctionnement à haut rendement. Les travaux préalables menés tendent à montrer qu'il sera nécessaire d'employer plusieurs pompes/turbines différentes pour atteindre une plage de pression suffisante. Par exemple pour un stockage à 100 m de profondeur, la pression hydraulique doit varier de 1 à 11 bars absolus. Ces problématiques font partie des autres sujets d'étude en cours sur le projet REMORA dont certains éléments sont présentés dans le brevet déposé sur ce sujet (Neu 2016).

3. Thermodynamique de la compression par piston liquide

La connaissance de l'évolution des grandeurs significatives lors d'une compression ou d'une détente permet d'évaluer la performance du système et de qualifier le fonctionnement de la technologie. Pour ce faire, il est nécessaire d'étudier les différents phénomènes mis en jeu lors d'une compression ou d'une détente.

Le principe est tout d'abord étudié du point de vue thermodynamique et énergétique. Ensuite, l'étude des travaux bibliographiques met en avant plusieurs corrélations d'échange convectif liées à la compression d'air, mais dont les plages ou cas d'applications sont très loin de ceux visés ici. Enfin, l'étude dimensionnelle et thermodynamique de la configuration étudiée est réalisée. Il en ressort une forme caractéristique de corrélation d'échange convectif liée à l'évolution idéalement isotherme recherchée.

3.1. Evolutions thermodynamiques possibles

L'objectif du système de compression et détente est de permettre le stockage d'énergie grâce au transfert d'énergie entre le réseau électrique et le réservoir d'air comprimé. Cependant, l'énergie utilisable contenue dans les réservoirs d'air comprimé dépend à la fois de la technologie de la compression et de la technologie des réservoirs.

Il est déjà possible de faire la distinction entre deux types de systèmes différenciés par l'élément dans lequel est stocké l'air comprimé. D'un côté, les systèmes fermés ont la particularité de réaliser le changement de pression du gaz et le stockage de celui-ci dans le même espace (la chambre de compression). Il en résulte une grande simplicité de conception et de fonctionnement au prix d'une densité énergétique par volume de système généralement faible ou une nécessité d'emploi de très hautes pressions. En effet, le volume d'air stocké est directement lié au volume de la chambre de compression et au taux de compression.

De l'autre côté, les systèmes dits ouverts possèdent un ou plusieurs réservoirs de stockage du gaz comprimé distincts du moyen de compression/détente. Bien qu'elle soit plus complexe à mettre en œuvre, cette solution est généralement privilégiée pour les applications stationnaires du stockage d'énergie. La quantité d'énergie stockable est ici décorrélée du volume du système de compression et dépend des dimensions et pressions de services des réservoirs de stockage.

3.1.1. Système fermé

Un système fermé de stockage d'énergie par air comprimé, tel que schématisé sur la Figure 15, correspond aux technologies réalisant la compression de l'air et son stockage dans un même volume de travail. Ainsi la capacité de stockage d'énergie est directement liée au volume de la chambre de compression et à la pression maximale du système.

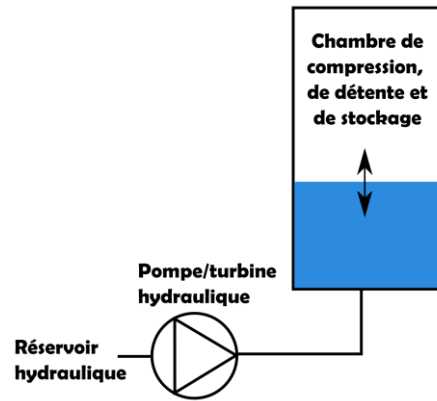


Figure 15: Schéma de principe d'un système de stockage fermé

Le travail nécessaire à la compression ou récupérable lors de la détente de l'air peut être établi pour des transformations isothermes ou adiabatiques.

3.1.1.1. Compression et détente isothermes

Une compression isotherme implique un échange thermique idéal entre l'air et son environnement lors de la compression. En considérant une transformation isotherme réversible pour un gaz parfait, la loi de Mariotte définit une relation entre la pression et le volume :

$$pV = \text{Constante} \quad (3.1)$$

L'air, dans un état initial proche des valeurs ambiantes, est représenté par la lettre A et dans un état comprimé à température ambiante par la lettre B. Il est alors possible de calculer le travail reçu par le gaz lors d'une compression entre les états A et B représentés par la zone grisée de la Figure 16.

$$W_{comp,iso[AB]} = \int_A^B -pdV = p_A V_A \ln(\tau_x) \quad (3.2)$$

Le taux de compression est défini par :

$$\tau_x = \left(\frac{p_B}{p_A} \right) \quad (3.3)$$

A la détente, le travail s'exprime de la même manière :

$$W_{det,iso[BA]} = \int_B^A -pdV = -p_A V_A \ln(\tau_x) = -W_{comp,iso[AB]} \quad (3.4)$$

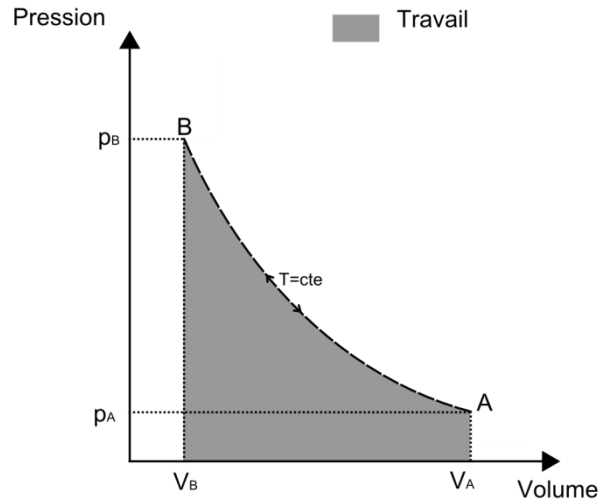


Figure 16 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron d'un cycle isotherme

Dans ce cas, l'énergie restituée est identique à l'énergie consommée initialement, amenant le rendement à 1.

Cette énergie mécanique échangée avec le gaz comprimé tire son origine à la fois du système de surpression hydraulique et de l'atmosphère. En effet, la pression atmosphérique entre en jeu de la même manière à la compression et à la détente. Le travail à fournir ou récupérable dans un environnement à pression atmosphérique s'exprime donc :

$$W_{comp, fourn, iso[AB]} = \int_A^B -(p - p_A) dV = p_A V_A \left[\ln(\tau_x) + \frac{1}{\tau_x} - 1 \right] \quad (3.5)$$

3.1.1.2. Compression et détente adiabatiques

A l'opposé, la compression adiabatique implique un isolement thermique idéal de l'air lors de la compression. Les variations de la pression et du volume d'un gaz parfait dans une transformation adiabatique réversible sont décrites par la loi de Laplace.

$$pV^\gamma = Constante \quad (3.6)$$

L'énergie reçue par le gaz pour la réalisation d'une compression adiabatique entre les états A et A' peut être exprimée comme suit:

$$W_{comp, adiab[AA']} = \int_A^{A'} -pdV = \frac{p_{A'} V_{A'} - p_A V_A}{\gamma - 1} \quad (3.7)$$

Bien que le point A' soit à la pression souhaitée, sa température a atteint une valeur supérieure par rapport à son état compressé du cas isotherme (point A).

$$T_{A'} = T_A \left(\frac{p_{A'}}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.8)$$

Si le gaz est conservé dans cet état et détendu adiabatiquement, l'énergie récupérée est identique à l'énergie consommée portant également le rendement à 1. Cependant, bien que le contenu énergétique soit plus important pour de l'air comprimé chaud que froid, le maintien à haute température de grands volumes d'air comprimé est techniquement très difficile.

Dans l'hypothèse d'un réservoir de gaz sous pression non isolé où le gaz est refroidi à pression constante jusqu'au point B pour retrouver la température de A en suivant le cycle de Joule, un travail supplémentaire doit être apporté au gaz. Le travail total de cette compression :

$$W_{comp,joule[AB]} = \int_A^{A'} -pdV + p_{A'}(V_{A'} - V_B) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_A V_A \left(\tau_x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.9)$$

De même en détente, toujours en suivant le cycle de Joule et en passant par une transformation adiabatique réversible de B à B' puis de B' à A suivant une isobare, le travail fourni par le gaz est représenté sur la Figure 17 et prend la forme suivante :

$$W_{det,joule[BA]} = \int_B^{B'} -pdV + p_A(V_{B'} - V_A) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_B V_B \left(\tau_x^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.10)$$

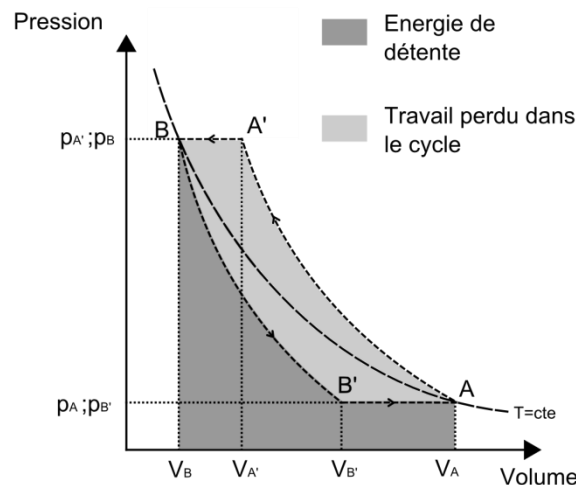


Figure 17 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron d'un cycle de Joule

Le cycle AA'BB' présente une aire non nulle (gris clair) représentant la différence de travail mise en jeu dans le gaz entre la phase de compression et la phase de détente.

L'efficacité du stockage d'énergie suivant le cycle de Joule peut alors s'exprimer par le rapport des énergies consommées et restituées:

$$\eta_{stock,joule} = \frac{W_{det,joule[BA]}}{W_{comp,joule[AB]}} \quad (3.11)$$

En simplifiant, l'équation devient:

$$\eta_{stock,joule} = \tau_x^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (3.12)$$

Ainsi, plus la pression de stockage est grande, plus l'efficacité est faible.

D'autres cycles idéaux peuvent être appliqués en fonction des technologies de compression et des stratégies de stockage. Le cycle de Beau de Rochas correspond ainsi à un autre fonctionnement possible. Dans le cas d'un arrêt d'apport d'énergie mécanique au point A', le refroidissement de l'air est alors isochore. Après retour à température ambiante de l'air comprimé, la pression sera inférieure à la pression $p_{b'}$. De même, la détente est réalisée jusqu'à la pression p_a , puis un réchauffement isochore peut avoir lieu jusqu'à la température ambiante si le volume reste clos.

3.1.1.3. Compression et détente polytropiques

Les variations de la pression et du volume d'un gaz parfait dans une transformation polytropique réversible sont décrites par l'équation suivante :

$$pV^n = \text{Constante} \quad (3.13)$$

Le travail total pour réaliser une compression polytropique suivie d'une transformation isobare entre les états A et B prend la forme :

$$W_{comp,poly[AB]} = \frac{n}{n-1} p_A V_A \left(\tau_x^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3.14)$$

Avec le coefficient n qui prend une valeur entre 1 (cas isotherme) et γ .

De même en détente, le travail fourni par le gaz est :

$$W_{det,poly[BA]} = \frac{n}{n-1} p_B V_B \left(\tau_x^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right) \quad (3.15)$$

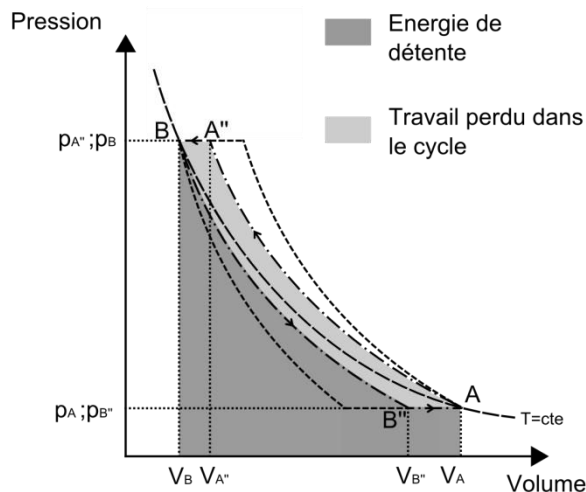


Figure 18 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron d'un cycle polytropique

L'évolution polytropique est donc un chemin intermédiaire entre le cas isotherme et adiabatique représentant un échange non nul d'énergie thermique entre le gaz en compression et son environnement (Figure 18). Ne dépendant que du coefficient n, cette modélisation peut simplifier la représentation de certaines transformations réelles.

Le calcul de l'efficacité d'un tel cycle prend la forme suivante:

$$\eta_{stock,poly} = \tau_x \frac{1-n}{n} \quad (3.16)$$

Suivant ce cycle, plus les compressions et détente sont proche des évolutions isothermes (n proche de 1), plus l'efficacité du stockage s'approche de 1.

3.1.2. Système ouvert

La grande majorité des solutions technologiques de stockage de l'énergie de masse par air comprimé repose sur un système ouvert d'un point de vue du gaz dans le volume de compression (Figure 19). Un grand nombre de cycles de compression peuvent ici être réalisés successivement pour augmenter la quantité d'énergie stockée par le système.

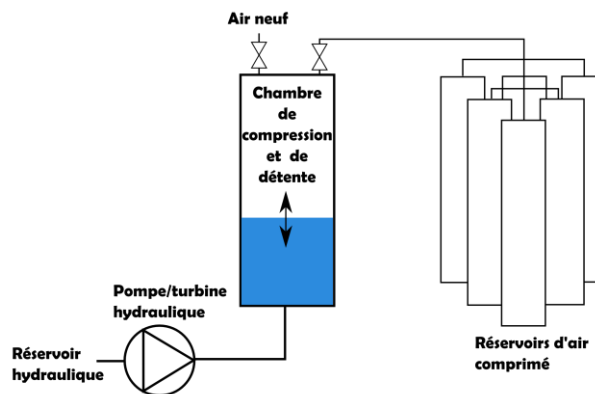


Figure 19 : Schéma de principe d'un système de stockage ouvert

Ici encore, une distinction peut être faite entre deux technologies de réservoir différenciées par l'évolution des grandeurs physiques du système de stockage :

- Une technologie de réservoir classique (Figure 19), c'est-à-dire un volume fixe, contenant une seule ouverture, voyant sa pression varier en fonction de la masse de gaz stocké. L'ajout de molécules d'air dans celui-ci lors du stockage génère un accroissement de la pression traduisant l'augmentation de la quantité d'énergie emmagasinée.
- Une technologie de réservoir à pression constante dont le volume de stockage change en fonction de la quantité d'énergie stockée dans celui-ci (REMORA). Le volume de gaz comprimé de la chambre de compression est donc chassé vers le réservoir de stockage à pression constante.

Les phases de chasse pour la compression et d'admission pour la détente du gaz dans le système de conversion énergétique sont donc différentes pour ces deux types de stockage. Cependant, à l'échelle d'un unique cycle de compression ou de détente et du point de vue du gaz dans le compresseur/détendeur, la variation de pression dans le réservoir de stockage de type classique est très faible. A cette échelle, nous considérons donc également cette technologie comme un système à pression de stockage constante.

Le travail mis en jeu pour les trois types de cycle étudiés précédemment peut à nouveau être évalué dans un système ouvert. En effet, une fois l'état B atteint par le gaz comprimé dans la Figure 20, celui-ci est chassé au travers d'une vanne vers le réservoir de stockage à pression constante pour atteindre l'état C. A cet instant, la masse de gaz dans le système de compression atteint zéro (système sans volume mort). Le cycle est complété par une détente isochore à volume nul jusqu'au

point D puis par une évolution isobare et isotherme de remplissage du volume de calcul par du gaz frais. La réalisation de cycles successifs permet alors le stockage d'une masse croissante de gaz sous pression.

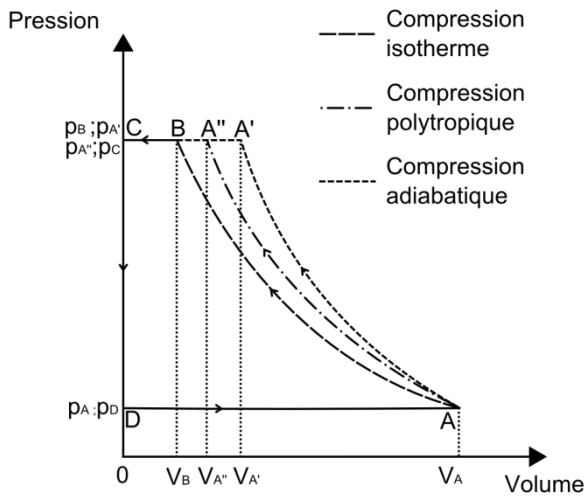


Figure 20 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron des cycles de compression (adiabatique, polytropique et isotherme) pour un système ouvert

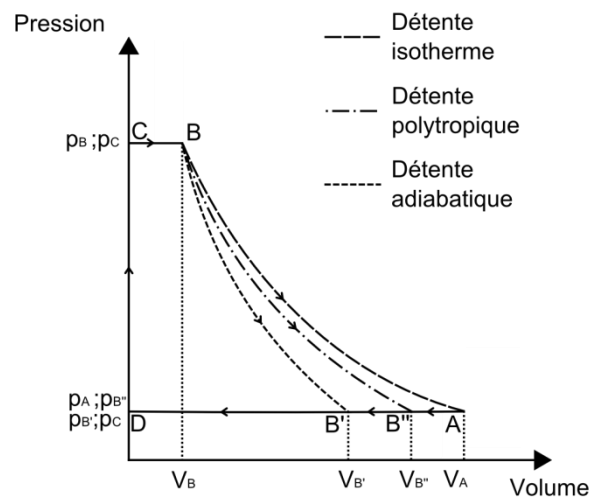


Figure 21 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron des cycles de détente (adiabatique, polytropique et isotherme) pour un système ouvert

On peut à présent calculer dans le cas isotherme le travail à fournir au gaz pendant un cycle de compression :

$$\begin{aligned}
 W_{comp,iso,fourn,ouv[AB]} &= \int_A^B -(p - p_A)dV + V_B(P_B - P_A) \\
 &= V_A P_A \left(\ln(\tau_x) + \frac{1}{\tau_x} - 1 \right) + V_A P_A \left(1 - \frac{1}{\tau_x} \right) \\
 W_{comp,iso,fourn,ouv[AB]} &= p_A V_A \ln(\tau_x) \tag{3.17}
 \end{aligned}$$

De même à la détente (Figure 21), pour une transformation isotherme, le travail fourni par le gaz reste identique.

$$W_{det,iso,fourn,ouv[AB]} = -p_A V_A \ln(\tau_x) \tag{3.18}$$

Le stockage d'énergie par compression d'air suivant un cycle isotherme avec réservoir séparé permet ainsi de stocker une quantité d'énergie supérieure au simple système fermé isotherme (3.5). En effet, pour un même volume de chambre de compression, de l'énergie mécanique supplémentaire est nécessaire pour chasser l'air comprimé vers le réservoir. Cette énergie supplémentaire est alors récupérée lors de l'admission de l'air comprimé dans la chambre de compression. Dans le cas isotherme, la quantité d'énergie stockée à la compression est la même que celle rendue à la détente ; le rendement est donc unitaire.

Les équations des cas polytropiques et adiabatiques (avec $n=\gamma$) pour l'énergie apportée par le système de compression, sont également identiques au cas des simples transformations en système fermé:

$$W_{comp,poly,fourn,ouv[AB]} = \frac{n}{n-1} p_A V_A \left(\tau_x^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3.19)$$

$$W_{det,poly,fourn,ouv[AB]} = \frac{n}{n-1} p_B V_B \left(\tau_x^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right) \quad (3.20)$$

La Figure 22 synthétise les caractéristiques principales des différents cas étudiés dans le cadre d'un stockage de l'air comprimé non isolé thermiquement et sans stockage d'énergie thermique. Le rendement de cycle atteignable d'un projet basé sur une des propositions précédentes est placé au regard du coût potentiel de réalisation de celui-ci :

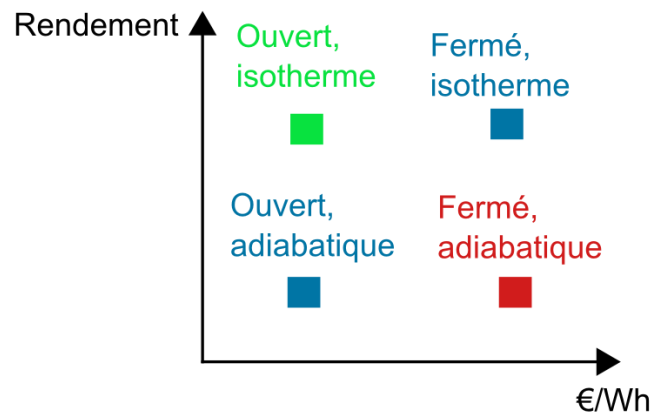


Figure 22 : Schéma comparatif des solutions thermodynamiques pour un stockage d'air comprimé sans stockage thermique

En raison des pertes engendrées par l'échange thermique dans le réservoir de stockage de l'air comprimé, les solutions adiabatiques offriraient un rendement bien inférieur aux solutions isothermes. Les systèmes ouverts apportent l'avantage de la séparation entre le procédé de compression et le réservoir de stockage. Il est ainsi possible pour ces technologies d'augmenter la capacité de stockage à moindre coût, sans modifier le système de compression. Le coût d'un système de stockage massif est alors inférieur pour un système ouvert par rapport à un système fermé.

Il résulte de ces comparaisons un intérêt particulier pour une technologie à compression et détente isothermes ouverte dont le stockage déporté n'a pas besoin de caractéristiques d'isolation particulières.

3.2. Efficacité

L'objectif des travaux engagés sur la compression quasi-isotherme est principalement d'augmenter le rendement global du système de stockage par air comprimé sans stockage d'énergie thermique.

Le rendement global d'un tel système peut facilement être établi par la mesure du flux énergétique en mode stockage et en mode déstockage de l'énergie.

$$\eta_{global} = \frac{E_{restituée\ en\ déstockage}}{E_{consommée\ en\ stockage}} \quad (3.21)$$

Il est cependant moins évident d'établir un rendement, ou plutôt une efficacité, lorsque nous n'étudions que le mode stockage ou déstockage de l'énergie. En effet, en stockage par exemple,

l'efficacité est alors comptée entre l'énergie motrice consommée et le contenu énergétique utile de l'air comprimé en sortie du système.

$$\eta_{stockage} = \frac{E_{utile\ air\ comprimé}}{E_{consommée}} \quad (3.22)$$

Le contenu énergétique de l'air comprimé est composé par la pression et la température de l'air. Cependant, la part utile, c'est-à-dire utilisable pour produire le même type d'énergie que consommé initialement, dépend du procédé de stockage employé. Le cas d'application de ces travaux porte sur un système de stockage d'énergie par air comprimé sans stockage d'énergie thermique et dont les réservoirs ne sont pas thermiquement isolés. L'éventuelle énergie thermique contenue dans l'air ne peut être comptée comme utile car elle n'est pas utilisable au déstockage. Ainsi, le procédé de stockage REMORA comprend deux phases : l'air est d'abord comprimé en présence d'échange thermique dans la chambre de compression. L'air est ensuite refroidi de manière isobare dans les réservoirs de stockage jusqu'à leur température ambiante. De l'énergie est alors consommée dans les réservoirs pour effectuer ce refroidissement isobare car le volume de l'air diminue.

L'énergie consommée regroupe alors l'énergie mécanique apportée au fluide en compression (compression et chasse), l'énergie nécessaire au maintien isobare lors du refroidissement et les éventuelles pertes du système fournissant cette énergie (frottements des fluides, rendements pompe et moteur, fuites...).

$$E_{consommée} = \text{Apport mécanique} + \text{Refroidissement isobare} + \text{Pertes} \quad (3.23)$$

$$E_{consommée} = - \int_{V_{ini}}^0 (p - p_{atm})dV + p_{réservoir}V_{comprimé} \left(1 - \frac{T_{réservoir}}{T_{comprimé}}\right) + \sum \text{pertes} \quad (3.24)$$

Il est important de noter la soustraction de l'apport énergétique liée au travail de l'atmosphère. D'une part, cette énergie n'est pas apportée par l'opérateur pour faire fonctionner le système, d'autre part, cette énergie n'est pas récupérable lors de la détente si celle-ci est effectuée sur terre.

L'énergie utile contenue dans l'air comprimé peut alors être exprimée comme l'énergie maximale récupérable par un système idéal de conversion énergétique. Nous considérons ainsi une détente isotherme depuis l'état d'équilibre dans le réservoir vers l'état ambiant.

$$E_{utile\ air\ comprimé} = W_{det,iso,ouv} = p_{réservoir}V_{stocké} \ln(\tau_x) \quad (3.25)$$

Le volume stocké utilisé dans l'équation (3.25) est différent du volume restant après compression en raison de refroidissement isobare.

$$V_{stocké} = V_{comprimé} \frac{T_{réservoir}}{T_{comprimé}} \quad (3.26)$$

Ainsi l'efficacité d'une phase de stockage peut s'écrire de la façon suivante :

$$\eta_{stockage} = \frac{p_{réservoir}V_{comprimé} \frac{T_{réservoir}}{T_{comprimé}} \ln(\tau_x)}{- \int_{V_{ini}}^0 (p - p_{atm})dV + p_{réservoir}V_{comprimé} \left(1 - \frac{T_{réservoir}}{T_{comprimé}}\right) + \sum \text{pertes}} \quad (3.27)$$

Dans le cadre de travaux sur la seule compression ou pour un système fermé, l'évaluation d'une efficacité est également nécessaire. Dans le cas où la chasse de l'air comprimé vers un réservoir n'est pas effectuée, l'énergie stockée lors de cette phase ne peut être comptée dans l'efficacité. De plus, dans l'attente après la compression, un refroidissement isochore de l'air vers la température ambiante s'effectue.

$$\eta_{compression} = \frac{E_{utile\ air\ comprimé}}{E_{consommée}} \quad (3.28)$$

Ce qui donne après reformulation :

$$\eta_{compression} = \frac{p_{ini} V_{ini} \left[\ln \left(\frac{V_{ini}}{V_{comp}} \right) + \frac{V_{comp}}{V_{ini}} - 1 \right]}{- \int_{V_{ini}}^{V_{compressé}} (p - p_{atm}) dV} \quad (3.29)$$

L'efficacité de la compression seule est généralement plus faible que l'efficacité de stockage (compression+chasse) pour une même compression. En effet, dans un système ouvert, l'énergie de la chasse transite à haut rendement (il n'y a plus de compression), tirant vers le haut l'efficacité de stockage par rapport à l'efficacité de la compression seule.

3.3. Analyse de la compression par piston liquide

3.3.1. Evolution thermodynamique d'un volume élémentaire de gaz parfait

Dans le cas général et en considérant un volume de contrôle dans lequel est effectuée la variation de pression avec échange de chaleur et de travail, il est possible d'évaluer l'évolution des variables physiques.

Le 1^{er} principe de la thermodynamique sur un élément de volume dans l'hypothèse d'un gaz parfait, en négligeant l'énergie cinétique et potentielle, est de la forme:

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (3.30)$$

L'énergie interne et le travail peuvent aussi être définis séparément :

$$dU = mc_v dT \quad (3.31)$$

$$\delta W = -pdV \quad (3.32)$$

En différenciant l'équation d'état d'un gaz parfait on obtient:

$$mdT = \frac{1}{R} (pdV + Vdp) \quad (3.33)$$

En utilisant les équations (3.31) et (3.33) on obtient:

$$dU = \frac{c_v}{R} (pdV + Vdp) \quad (3.34)$$

En réarrangeant ensuite le 1^{er} principe :

$$\frac{c_v}{R} (pdV + Vdp) = \delta Q - pdV \quad (3.35)$$

Or, pour un gaz parfait, la relation de Mayer permet d'établir:

$$R = c_p - c_v \text{ et } \gamma = c_p/c_v$$

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\gamma - 1} \quad (3.36)$$

Et donc en reprenant les équations (3.35) et (3.36):

$$\frac{1}{\gamma - 1}(pdV + Vdp) = \delta Q - pdV$$

$$Vdp = \delta Q(\gamma - 1) - pdV(\gamma - 1) - pdV$$

Finalement, on peut exprimer le tout en fonction de la dérivée de la pression :

$$dp = \frac{(\gamma - 1)}{V} \delta Q - \gamma \frac{p}{V} dV \quad (3.37)$$

Et donc en différenciant par rapport au temps on obtient :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(\gamma - 1)}{V} \frac{\delta Q}{dt} - \gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3.38)$$

De même, en considérant une possible fuite de masse on obtient une équation de forme similaire :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(\gamma - 1)}{V} \frac{\delta Q}{dt} - \gamma p \left[\frac{1}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} \right] \quad (3.39)$$

L'expression du premier principe pour un gaz parfait peut également être exprimée pour la variation de température (Shirazi et al. 2013) :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_v} \frac{\delta Q}{dt} + (1 - \gamma) \frac{T}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3.40)$$

L'expression du premier principe de la thermodynamique appliqué à un gaz parfait fait apparaître qu'il est nécessaire de connaître le terme d'échange thermique pour déterminer les évolutions de pression et de température de l'air au cours d'une compression.

La suite des travaux se focalise ainsi sur l'étude et la recherche d'un modèle représentatif des échanges thermiques (δQ) au cours d'une compression.

3.3.2. Formulation de la convection à l'intérieur de la chambre

L'échange thermique entre un volume d'air et les parois de la chambre de compression est principalement de type convectif. En effet, seules de faibles différences de température sont présentes entre l'air et les parois de la chambre au cours d'une compression. L'éventuel terme de rayonnement est ainsi négligeable.

D'après la loi de Newton, il est alors possible d'exprimer l'échange thermique convectif entre un volume élémentaire de gaz et une paroi par l'expression suivante :

$$\Phi = \frac{\delta Q}{dt} = \bar{h} S(T_p - T_{air}) \quad (3.41)$$

Si la surface d'échange disponible peut être calculée à chaque instant, il est beaucoup plus compliqué de connaître a priori le coefficient d'échange convectif \bar{h} . Il est de plus intéressant de noter ici, que pour obtenir une compression la plus isotherme possible, il est indispensable de favoriser ce flux en maximisant \bar{h} et S et en maintenant le plus possible la température T_p de la paroi d'échange proche de la température ambiante. On note ici le premier intérêt d'une compression par piston liquide, qui est de permettre une surface d'échange très importante entre le gaz et son environnement lors de la compression.

Dans le cadre de la compression par piston liquide étudiée ici, la convection a lieu à l'intérieur d'un cylindre vertical dont le schéma est porté sur la Figure 23.

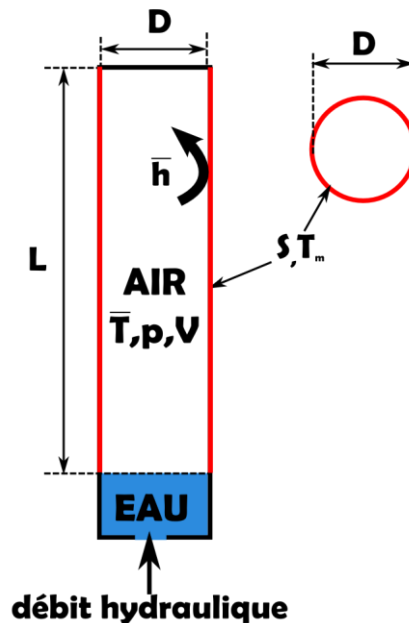


Figure 23 : Schéma d'une chambre de compression par piston liquide

En raison du grand allongement de la chambre de compression, les surfaces de la culasse et du piston liquide sont négligeables devant la surface des parois cylindriques.

Le cas du piston liquide traité ici est caractérisé par l'obstruction des deux extrémités de la chambre de compression et par un dégagement thermique interne lié à la compression. L'application du 1^{er} principe de la thermodynamique à un volume fermé de gaz parfait a permis d'établir l'équation (3.38) rappelée ci-dessous:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma - 1}{V(t)} \frac{\delta Q}{dt} - \gamma \frac{p(t)}{V(t)} \frac{dV}{dt} \quad (3.42)$$

A l'aide de méthodes numériques classiques et d'un modèle d'échange thermique pour le paramètre $\frac{\delta Q}{dt}$, il est ainsi possible de calculer l'évolution de la pression, avec comme seule variable d'entrée, la variation temporelle de volume.

Cependant, le très faible alésage par rapport à la course du piston fait qu'il n'existe pas, à notre connaissance, de corrélation d'échange convectif spécifiquement dédiée à cette configuration. Or,

cet échange thermique conditionne fortement les transferts d'énergie engagés pendant le processus de compression et in fine le rendement du système de stockage d'énergie. Les corrélations d'échange convectif en géométrie cylindrique circulaire sont généralement exprimées à l'aide du nombre adimensionnelle de Nusselt :

$$\bar{h}(t) = \frac{\overline{Nu_D(t)} \lambda_{air}}{D} \quad (3.43)$$

Nous recherchons ainsi un modèle d'échange convectif, existant ou à créer, représentatif des échanges thermiques obtenus expérimentalement.

3.4. Corrélations existantes d'échange thermique convectif

L'évaluation de la convection entre l'air en compression et les parois de la chambre de compression est nécessaire à l'optimisation du procédé de stockage d'énergie. Des modèles représentatifs de cet échange convectif sont recherchés au travers de la littérature.

3.4.1. Corrélations de convection dans les systèmes de compression à piston solide

La compression de l'air par piston liquide présente beaucoup de similitudes de principe avec la compression d'air par piston solide. Dans les deux cas, une chambre de compression rigide voit son volume diminuer par le déplacement d'une paroi mobile.

3.4.1.1. Convection dans une chambre de moteur à combustion interne (MCI)

En première approche et en raison de l'apparente ressemblance entre la compression par piston classique et par piston liquide, il a été envisagé de se rapprocher des travaux existants dans les moteurs à combustion interne à piston.

Annand et Woschni proposent chacun des corrélations pour évaluer le coefficient de convection dans la chambre de compression d'un moteur à combustion interne en considérant l'intégralité du gaz homogène. Les travaux de Woschni présentés en 1967 visent à établir une relation d'échange convectif représentative des mesures réalisées sur un moteur à combustion interne. La Figure 24 reproduit les points expérimentaux obtenus par Woschni dans les repères ayant servi à établir les coefficients de la corrélation. Les repères étant logarithmiques, l'alignement des points expérimentaux suivant une droite permet d'établir la valeur des coefficients portés en exposant de la régression.

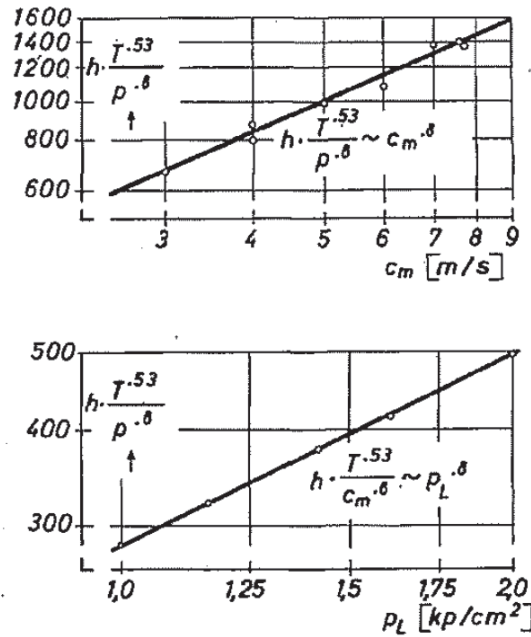


Figure 24 : Points expérimentaux et régressions associées pour la recherche des coefficients de la corrélation d'échange convectif (Woschni 1967)

Ainsi Woschni établit la corrélation d'échange convectif suivante, dont les coefficients dépendent de la géométrie et de la phase étudiée (Woschni 1967):

$$\bar{h}(t) = CD^{-0,2}p(t)^{0,8}U_{wo}(t)^{0,8}T(t)^{-0,53} \quad (3.44)$$

$$U_{wo}(t) = C_1 U_{pist,moy} + C_2 \frac{V_{tot} T_c}{p_c V_c} (p(t) - p_{ini}) \quad (3.45)$$

Les coefficients C_1 et C_2 prennent des valeurs spécifiques selon la géométrie étudiée. Ils sont ici respectivement de 6,18 et 0 pour les phases d'admission et d'échappement, 2,28 et 0 pour la phase de compression et 2,28 et $3,34 \cdot 10^{-3}$ pour les phases de combustion et d'expansion. Le coefficient C vaut 3,28 et p est en [mBar].

D'autres corrélations ont été proposées par la suite pour les moteurs à combustion interne. Cette représentation monozone a également été employée avec succès dans la modélisation d'un moteur à gaz (Le Corre, Rousseau, et Sollic 1998). C'est ici une version de la corrélation de Woschni modifiée par Hohenberg qui est employée :

$$\bar{h}(t) = 130 \frac{\left[\frac{p(t)}{1000000} \right]^{0,8} [U_{pist,moy} + 1,4]^{0,8}}{V(t)^{0,006} T(t)^{0,4}} \quad (3.46)$$

La comparaison entre le modèle numérique complet et la version réelle du moteur étudié a montré une erreur maximale de moins de 5 % sur la performance du moteur. Cependant ce type de corrélation est basé spécifiquement sur les caractéristiques des moteurs où l'essentiel de l'énergie thermique est apporté lors de la combustion. De plus, les moteurs à combustion interne ont généralement un rapport alésage sur course proche de 1 ($D/L \approx 1$), significativement différent des cas imaginés pour le piston liquide.

3.4.1.2. Convection en chambre rectangulaire allongée

Un peu plus éloigné des moteurs à combustion interne, le cas d'une chambre de compression rectangulaire au rapport alésage sur course inférieur à 1 a été testé (Greif, Namba, et Nikanham 1979). Le flux convectif local en paroi de la chambre de compression est évalué expérimentalement au cours d'une compression par un piston solide. La chambre de compression mesure 3,8 cm de côté et 12 cm de long. La pression, le déplacement du piston et le flux thermique local (2,54 cm sous la culasse) sont mesurés. En parallèle, un modèle de flux convectif laminaire dans la couche limite près des parois est proposé en prenant comme hypothèse l'utilisation d'un gaz parfait, une compression isentropique et un flux de matière vers les parois lié à la compression de l'air. Une bonne concordance des flux thermiques à la paroi est obtenue entre les résultats expérimentaux et le modèle analytique au cours d'un essai de compression de 30 ms. Le flux thermique augmente exponentiellement au cours de la compression, dans les deux cas.

A partir du modèle numérique, l'épaisseur de la couche limite thermique peut alors être calculée au cours de la compression (point choisi à 99 % de la température présente hors de la couche limite). Pour les deux gaz testés (air et argon), l'épaisseur de la couche limite thermique augmente au début de la compression puis diminue sur la seconde partie de la compression après avoir atteint son épaisseur maximale. La Figure 25 correspond à un essai de compression d'air dans le dispositif, où la température locale de l'air est calculée au cours d'une compression à partir des mesures. L'épaisseur de la couche limite thermique évolue ainsi avec un extremum vers le milieu de la compression. Cette épaisseur de couche atteint ici un maximum de 1,4 mm d'épaisseur à 14 ms.

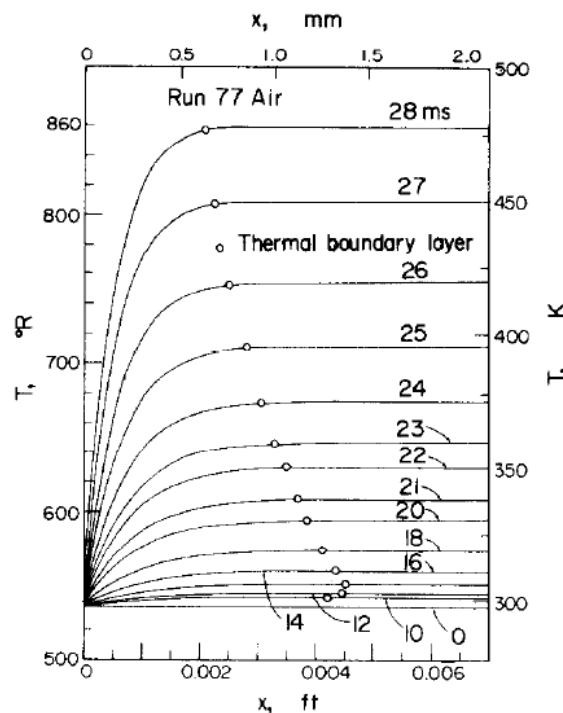


Figure 25 : Profils de températures calculés en proche paroi pour une compression d'air de 30 ms (Greif, Namba, et Nikanham 1979)

A partir de ces données et du modèle proposé, le coefficient d'échange convectif est calculé. Celui-ci diminue sur la première partie de la compression puis augmente sur la seconde, traduisant l'effet de

l'épaisseur de la couche limite thermique. Pour cet essai, le coefficient h varie entre $50 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $200 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.4.1.3. Convection dans les accumulateurs hydrauliques

Un accumulateur d'énergie hydraulique est généralement employé pour maintenir sous pression un réseau hydraulique. Il permet ainsi de stocker et d'échanger une certaine quantité de fluide hydraulique avec une faible variation de sa pression. Ce type de système existe depuis de nombreuses années et est utilisé très couramment dans les installations hydrauliques sous pression domestiques (vase d'expansion sanitaire) ou industriels (pressuriseur de l'EPR). Pour fonctionner, la technologie d'accumulateur hydropneumatique utilise un volume clos contenant à la fois un gaz sous pression et le fluide hydraulique. Le gaz permet ainsi de maintenir une pression stable tout en acceptant des variations de volume hydraulique grâce à sa compression ou sa détente du gaz.

La modélisation des évolutions de pression et de température du gaz servant de ressort est alors dépendante des variations de volume et des échanges thermiques présents. Pourmovahed a notamment mené des travaux sur les échanges thermiques dans les accumulateurs hydropneumatiques après une variation brutale de volume (Pourmovahed et Otis 1990). Le dispositif employé visible sur la Figure 26 permet une compression rapide et le suivi de la pression, du volume, de la température de paroi et de l'air interne.

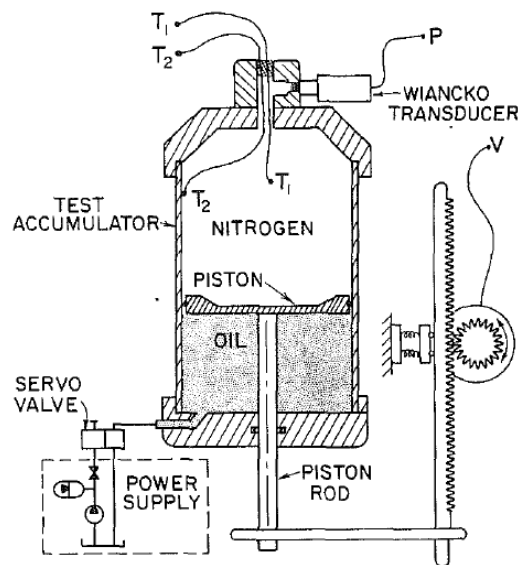


Figure 26 : schéma du dispositif expérimental de compression (Pourmovahed et Otis 1990)

Le diamètre de la chambre de compression fait $12,28 \text{ cm}$ pour une longueur maximale de $13,79 \text{ cm}$, les vitesses de piston sont comprises entre $0,1 \text{ cm/s}$ et 8 cm/s .

D'après ces travaux dans le cadre d'un accumulateur vertical ayant subi une compression, une corrélation du nombre de Nusselt de l'échange thermique après la compression peut prendre la forme suivante :

$$Nu_L = 1,6151 Ra^{*0,344} F^{1,760} T^{*2,528} \quad (3.47)$$

Avec :

$$Ra^* = \frac{\rho^2 g \beta (T - T_m) L^3 c_v}{\mu \lambda} \quad (3.48)$$

$$T^* = \frac{T_m}{T}$$

$$F = \frac{L/D}{2 + 4(L/D)}$$

Cette corrélation est valide pour un accumulateur à piston et à hydrogène de 2,5 L, dans une plage de valeur de $2,6 \cdot 10^8 < Ra < 9,5 \cdot 10^{10}$, $0,77 < L/D < 1,5$, $0,71 < T^* < 1$ et une variation de pression du gaz entre 1 MPa et 19,5 MPa.

3.4.2. Corrélations de convection provenant des écoulements en conduite cylindrique

L'amélioration de l'échange thermique passant par l'augmentation de la surface de contact entre le gaz et son environnement tend à privilégier des chambres de compression à grande course et faible alésage ou inversement. Dans le cas d'un rapport alésage/course très faible pour une géométrie simple (cylindrique), la littérature scientifique propose l'évaluation de l'échange thermique entre le gaz et les parois comme pour un simple écoulement. La représentation homogène du gaz (monozone) est conservée. Le coefficient de convection peut être exprimé en fonction du nombre de Nusselt :

$$h = \frac{Nu_D \lambda_{air}}{D} \quad (3.49)$$

3.4.2.1. Modélisation de la compression par piston liquide

Van de Ven propose la comparaison de deux modèles numériques représentant des systèmes de compression basés sur un piston solide ou un piston liquide (Van de Ven et Li 2009). L'objectif est de comparer les rendements maximum atteignables en tenant compte des échanges thermiques et des frottements.

Le modèle convectif proposé pour la compression par piston liquide est basé sur le nombre de Nusselt calculé à l'aide des corrélations classiques pour un écoulement pleinement établi en conduite circulaire.

$$Nu_D = k Re_D^a Pr^b \quad (3.50)$$

Avec k , a et b valant respectivement 0,023, 0,8 et 0,3 pour un écoulement turbulent ($Re > 2300$) et 0,664, 0,5 et 1/3 ($Re < 2300$) pour un flux laminaire. Le nombre de Reynolds est quant à lui calculé en utilisant la vitesse moyenne de l'air en compression estimée à la moitié de la vitesse du front liquide.

$$Re_D = \frac{\bar{U} \rho D}{\mu} \quad (3.51)$$

Bien que non précisé dans la publication, il est important de noter l'emploi d'une corrélation de plaque plane pour l'échange thermique du cas laminaire. Cette corrélation fut établie en utilisant un nombre de Reynolds relatif à la longueur de la plaque, alors qu'elle est employée ici avec un Reynolds relatif au diamètre. Le diamètre étant plus faible que la longueur de plusieurs ordres de grandeur, on peut se questionner sur la pertinence de ce choix.

Dans le cas du piston liquide, la chambre cylindrique de compression par piston solide (116,8 mm de diamètre et de course) est remplacée par un ensemble de 50 000 cylindres fins de même volume total que pour celle du piston solide. Le volume total de chambre est de 0,00125 m³, la longueur des pistons liquides est de 39,3 mm pour 0,9 mm de diamètre avec une fréquence de cycle de 20 Hz.

Au travers de ces modélisations, l'intérêt de la compression d'un gaz par piston liquide vis-à-vis d'une même compression par piston solide a été mis en avant. En effet, l'augmentation de la surface totale d'échange dans le cas du piston liquide a un impact significatif sur la température maximale atteinte par l'air lors de la compression. Le coefficient d'échange convectif au cours de la compression (Figure 27) est significativement plus important pour la compression par piston liquide avec des valeurs atteignant 360 W/m²K que pour le piston solide, n'atteignant même pas 50 W/m²K.

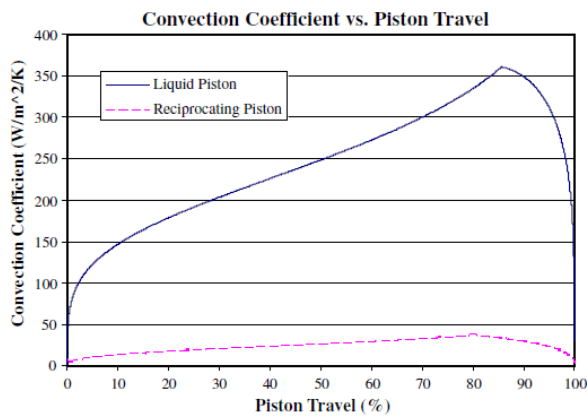


Figure 27 : Coefficient de convection modélisé pour la compression par piston solide - trait discontinu - et par piston liquide - trait continu. (Van de Ven et Li 2009)

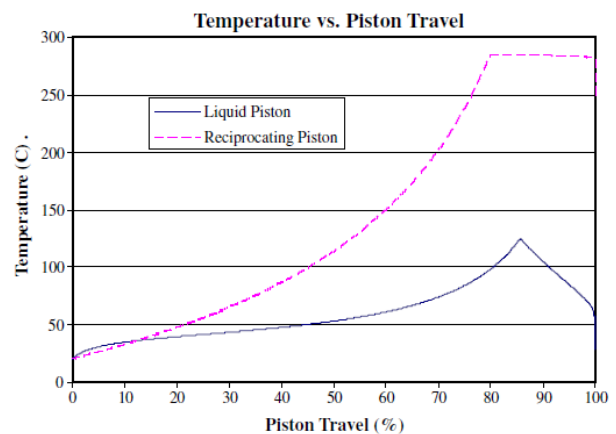


Figure 28 : Température du gaz modélisé pour la compression par piston solide - trait discontinu - et par piston liquide -trait continu. (Van de Ven et Li 2009)

La Figure 28 retranscrit les évolutions de température du gaz de la simulation du piston classique et du piston liquide pour une compression d'un taux de 9,5. Il en résulte un maximum d'environ 125 °C pour le piston liquide alors que le piston solide atteint plus de 275 °C. L'effet de la surface et du coefficient d'échange plus important minimise la température maximale de l'air. Cela se traduit également sur le rendement de compression qui est estimé à 70 % pour le cas du piston solide et à 83,3 % pour le piston liquide. Enfin, en faisant varier le nombre de chambres de compression pour le cas du piston liquide, il est montré que son augmentation entraîne l'augmentation du rendement de compression. Il est ainsi proposé l'emploi de chambres de compression très fines et allongées.

A l'aide des mêmes équations générales, une étude a cherché à minimiser sous contrainte la température finale de l'air lors d'une compression à l'aide d'une résolution par algorithme génétique (Park et al. 2012). Le coefficient d'échange convectif est exprimé sous la forme suivante :

$$\bar{h} = \frac{\lambda_{air} k}{D} \left(\frac{\rho U_{pist} D}{\mu_{Sut}} \frac{T + C_{Sut}}{T_{Sut} + C_{Sut}} \left(\frac{T}{T_{Sut}} \right)^{\frac{3}{2}} \right)^a Pr^b \quad (3.52)$$

Ce calcul d'optimisation a été effectué en ciblant la minimisation de la température de l'air pour une variation de volume de 80 %. Des valeurs minimales de longueur de chambre et de fréquence ont été recherchées pour un maximum de course du piston. Il en ressort également une performance d'échange thermique accrue pour les fines et longues chambres de compression à de faibles

fréquences. Par exemple, un des couples de résultat de l'optimisation propose un diamètre de chambre de 1 mm pour une longueur de 0,986 m et une fréquence de compression de 0,121 Hz. Une telle compression prendrait 41,3 secondes pour remplir complètement la chambre et augmenterait la température de l'air de 26,6 °C à 80 % de la course du piston liquide d'après les auteurs.

3.4.2.2. Test de différentes corrélations d'échange convectif pour la compression d'hydrogène

L'effet de l'échange convectif entre le gaz en compression et les parois de la chambre est étudié pour la compression d'hydrogène par piston liquide (Arjomand Kermani et Rokni 2015). Pour cette étude numérique, la chambre de compression mesure 8 cm de diamètre, 20 cm de long. Les parois sont faites de 22 mm d'acier inoxydable. Le volume de 0,9 L ainsi créé réalise les compressions de l'hydrogène de 100 bars à 500 bars à une fréquence de 2,5 Hz. Ne connaissant pas de loi d'échange thermique interne applicable, différentes corrélations du nombre de Nusselt sont étudiées comparativement. Les sept corrélations testées sont résumées dans le Tableau 1, et prennent toutes la forme suivante :

$$Nu = kRe^a Pr^b \frac{\mu^c}{\mu_{ini}} \quad (3.53)$$

	<i>k</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>Auteurs</i>
Conduite lisse, régime turbulent établi, faibles variations des propriétés du fluide, L/D>60	0,03	0,8	0,3	0	Dittus & Boelter
Conduite lisse, régime turbulent établi, fortes variations des propriétés du fluide, L/D>60	0,03	0,8	0,3	0,1	Sieder & Tate
Conduite lisse, régime turbulent établi, fortes variations des propriétés du fluide, L/D>60	0,02	0,8	0,6	0	Hamilton
Chambre de compression de moteur thermique, compression seule.	0,7	0,7	0,7	0	Annand
Chambre de compression de compresseur	0,05	0,8	0,6	0	Adair et al.
Chambre de compression de compresseur	0,75	0,8	0,6	0	Lui & Zhou
Chambre de compression de compresseur	0,16	1,1	0	0,1	Hsieh et al.

Tableau 1 : Synthèse des coefficients de la corrélation suivant différents auteurs

Les simulations de compression réalisées pour ces différentes corrélations ont montré des résultats très proches d'une compression adiabatique. L'évolution des températures du gaz compressé est tracée sur la Figure 29. La température finale du gaz est réduite de moins de 0,5 % avec la prise en compte de l'échange convectif interne.

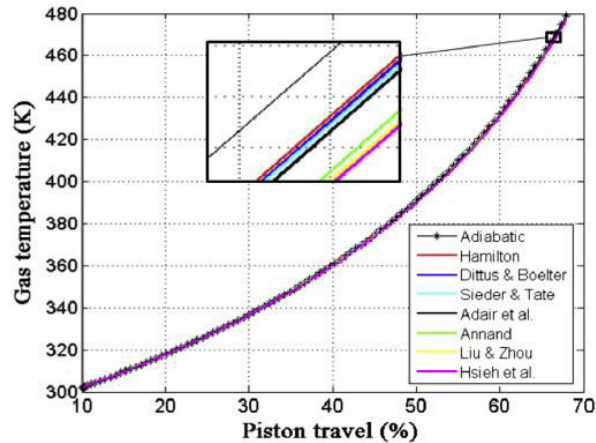


Figure 29 : Comparaison des profils de température obtenus par différents modèles pour une compression par piston liquide (Arjomand Kermani et Rokni 2015)

Ainsi, dans le cas étudié, l'échange convectif reste significativement trop faible pour augmenter le rendement de compression.

Une étude de sensibilité du modèle montre qu'il est nécessaire de multiplier les flux thermiques de 200 à 10000 fois leur valeur initiale pour agir significativement sur la température du gaz. Avec ces échanges thermiques significativement plus grands, la réduction de température du gaz est de 6 % à 20 % par rapport au cas adiabatique. Il est notamment proposé comme perspective dans ce papier, l'utilisation d'un spray liquide pour augmenter significativement la surface d'échange.

3.4.2.3. Recherche d'une corrélation d'échange convectif par CFD

Une corrélation d'échange thermique est recherchée pour la compression d'air dans des tubes cylindriques fins au travers de l'étude paramétrique de simulations numériques (Chao Zhang et al. 2012). La géométrie testée mesure 300 mm de long pour 3,5 mm de diamètre. Les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel Ansys Fluent, pour un taux de compression maximal de 10. Les essais numériques utilisent six vitesses de front liquide, comprises entre 0,28 m/s et 1.11 m/s. En fonction des essais, la température finale atteinte est comprise entre 340 K et 380 K, pour une température initiale de 293 K. La Figure 30 reprend l'évolution du coefficient de convection moyen au cours de la compression pour les 6 essais (l'évolution du temps est alors de droite à gauche sur le graphique). Rapidement après le démarrage de la compression (la large partie centrale des courbes), le coefficient h se stabilise vers une valeur comprise entre 50 W/m²K et 75 W/m²K. La diminution du volume disponible à l'air entraîne ensuite une augmentation modérée du coefficient h pour atteindre en fin de compression (le plus à gauche des courbes) une valeur comprise entre 75 W/m²K et 130 W/m²K.

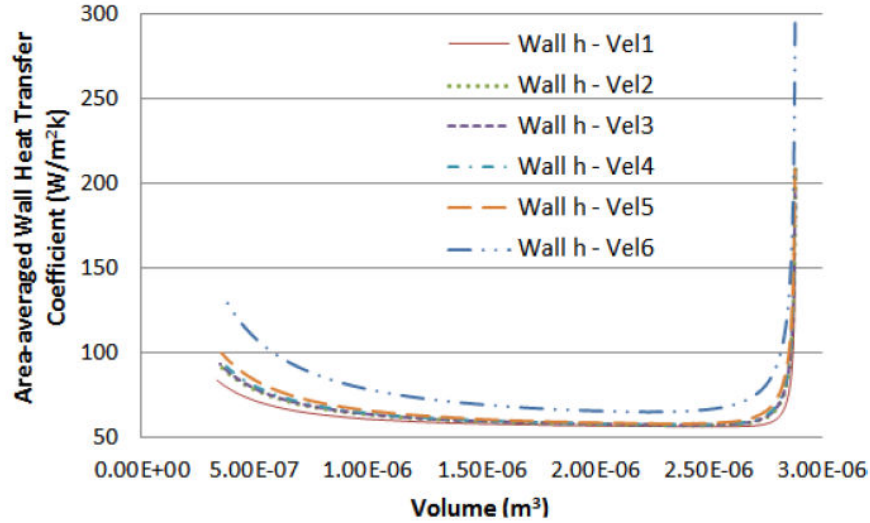


Figure 30 : Moyenne spatiale du coefficient d'échange convectif au cours de simulations de compression pour 6 vitesses de piston liquide différentes (Chao Zhang et al. 2012)

L'étude met ensuite en avant, sur la Figure 31, une relation linéaire pour tous les essais entre le nombre de Stanton et l'inverse du flux convectif total adimensionnel.

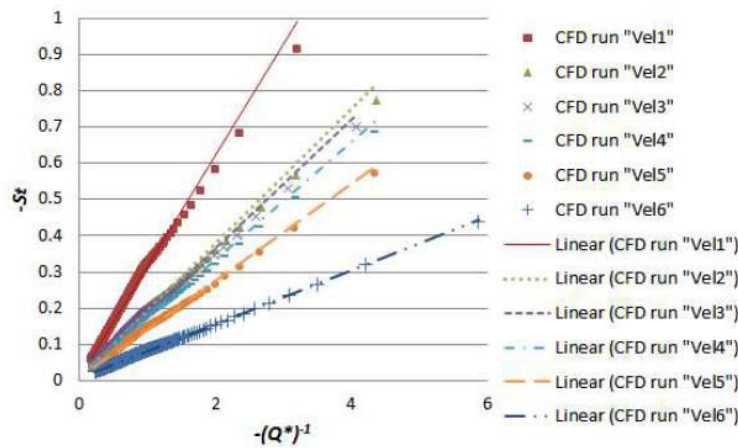


Figure 31 : Evolution du nombre de Stanton en fonction de l'inverse du flux thermique convectif adimensionnel (Chao Zhang et al. 2012)

L'application de régressions linéaires fait apparaître la relation suivante :

$$-St = a(-Q^{*-1}) + b \quad (3.54)$$

Le nombre de Stanton y est exprimé en considérant le fluide en compression à une vitesse moyenne correspondant à la moitié de la vitesse du piston. Son expression est la suivante :

$$St = \frac{h}{\rho C_p U_{pist}/2} \quad (3.55)$$

Le flux énergétique adimensionnel est ainsi défini par cette expression :

$$Q^* = \frac{Q}{P_{ini} V_{ini} / t_c} \quad \text{avec} \quad t_c = \frac{L}{U_{pist}} \quad (3.56)$$

Les coefficients de la corrélation (3.54) obtenus pour les différents essais sont retranscrits dans le Tableau 2.

Référence de l'essai	Vel1	Vel2	Vel3	Vel4	Vel5	Vel6
Vitesse du piston liquide [m/s]	0,276	0,444	0,46	0,5	0,6	1,11
Valeur du coefficient a	0,3071	0,1849	0,1780	0,1626	0,1341	0,0740
Valeur du coefficient b	0,0086	0,0076	0,0092	0,0092	0,0086	0,0085

Tableau 2 : Coefficient des régressions pour les différentes simulations

Sur la base de la corrélation obtenue, un modèle thermodynamique est proposé. A partir des mêmes simulations numériques, le modèle thermodynamique reproduit fidèlement les calculs réalisés par CFD. Ces résultats ne sont cependant pas confrontés à des données expérimentales et ne permettent pas de valider la corrélation proposée.

3.4.2.4. Etudes expérimentales de la compression par piston liquide

Dans le cadre d'un travail préparatif à l'étude de système de stockage d'énergie en mer par air comprimé, une étude expérimentale de piston liquide a été réalisée (Park et al. 2014). Des compressions de 1 bar à 2,2 bars sont réalisées en un temps compris entre 2,5 s et 40 s. Deux types de chambres de compression sont testés, dont les matériaux ont une grande différence de conductivité thermique (aluminium et polycarbonate). Un thermocouple de 25 μm de diamètre est installé en partie supérieure de la chambre de compression afin de mesurer les évolutions de la température de l'air au cours de la compression. Les mesures réalisées dans la chambre de compression en aluminium sont regroupées sur la Figure 32.

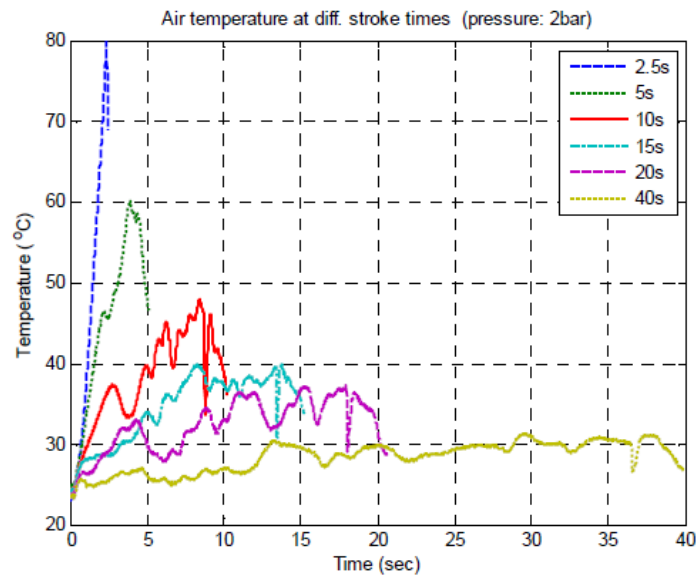


Figure 32 : Profil de température pour six durées différentes de compression (Park et al. 2014)

L'augmentation maximale de température de chaque essai est synthétisée dans le Tableau 3 :

Durée de compression [s]	2,5	5	10	15	20	40
Augmentation de température maximale mesurée [°C]	57	35	23	15	13	6

Tableau 3 : Augmentation maximale de température du gaz pour différentes durées de compression

L'augmentation du temps de compression diminue significativement la température maximale mesurée par le thermocouple. Afin d'évaluer si la température mesurée est représentative de la température moyenne de l'air, une simulation à l'aide du logiciel *AnsysCFX* est réalisée pour une compression durant 2,5 s. La comparaison de l'évolution temporelle de la température expérimentale et calculée est présentée en Figure 33. Le calcul réalisé par simulation permet d'obtenir une température locale maximale très proche de la valeur expérimentale confortant la représentativité de la simulation. Un décalage temporel entre ces deux données est cependant visible tout au long de la compression et est attribué à l'inertie thermique de l'air.

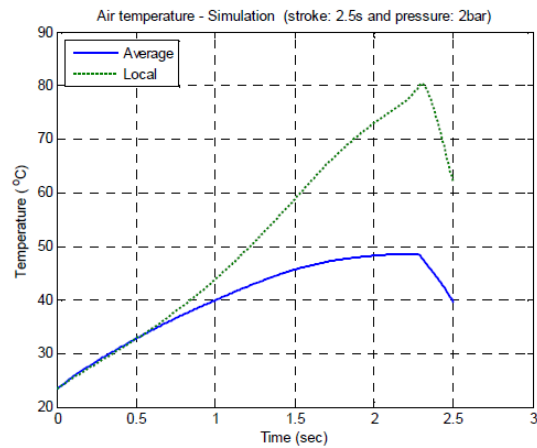
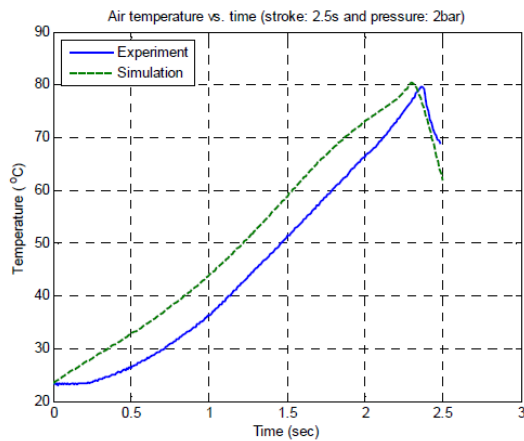


Figure 33 : Profils de température locale simulée et mesurée pour une compression (Park et al. 2014) et Figure 34 : Profils de température locale et moyenne pour une compression (Park et al. 2014)

A l'aide de la simulation, la température moyenne de l'air est déterminée au cours de la compression en Figure 34. Toujours pour la compression réalisée en 2,5 s, la moyenne spatiale de la température de l'air (max 49 °C) est significativement inférieure à la température locale (max 80 °C), soit 31 °C de différence au même instant. La position centrale du thermocouple, proche de la culasse, est avancée comme raison de cette différence de température.

3.4.2.5. Analyse de la compression par piston liquide avec insert d'échange convectif

L'ajout d'un insert dans la chambre de compression peut augmenter significativement les échanges thermiques et le rendement des compressions et détentes. Des inserts ont été testés numériquement puis expérimentalement (C. Zhang et al. 2014). Ces inserts sont constitués soit de répétition de plaques interrompues croisées, soit de mousse métallique à cellules ouvertes (Figure 35). Le dispositif expérimental est composé d'une chambre de compression cylindrique (pouvant accueillir des inserts) de 353 mm de long et 50,8 mm de diamètre interne. Une pompe volumétrique est utilisée pour créer un débit constant lors de la compression.

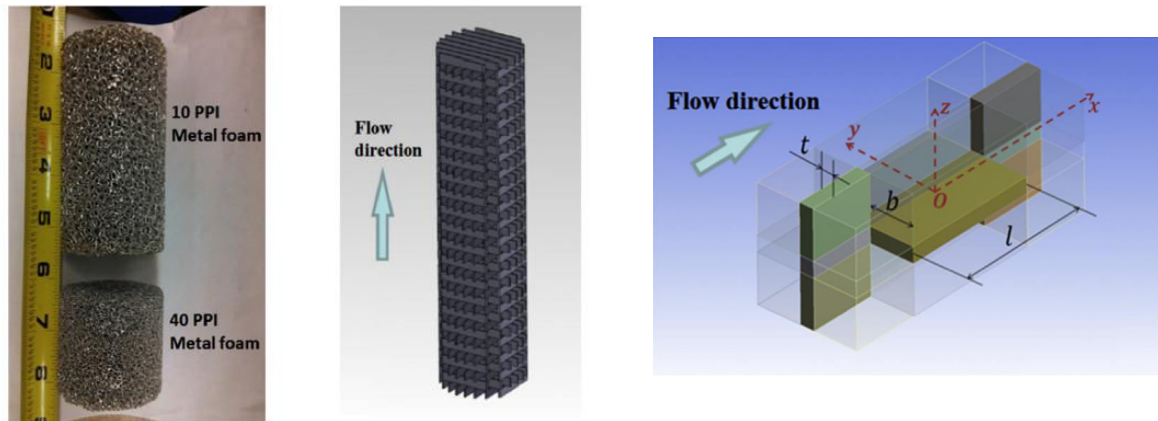


Figure 35 : Inserts d'échange thermique pour chambre de compression de type mousse métallique (gauche), de type plaque interrompue (centre) et détail interne de ce dernier (droite) (C. Zhang et al. 2014)

Le cas des plaques est d'abord étudié par simulation CFD pour un écoulement pleinement développé. Une corrélation du nombre de Nusselt est obtenue à l'aide d'une série de simulations à différents nombres de Reynolds pour deux configurations dimensionnelles. La corrélation unique obtenue prend la forme :

$$Nu_{Dh} = 8,456 + 0,325Re_{Dh}^{0,625}Pr^{1/3} \quad (3.57)$$

Un travail antérieur du même auteur avait permis de mettre en évidence une relation d'échange convectif hors compression pour le cas des plaques interrompues croisées dont le nombre de Nusselt se calcule par la relation suivante (Chao Zhang et al. 2013):

$$Nu_{Dh} = 9,700 + 0,0876Re_{Dh}^{0,792}Pr^{1/3} \quad (3.58)$$

Dans le cas des inserts en mousse métallique, des simulations ont également été réalisées, puis comparées aux expérimentations. Ces expérimentations ont porté sur deux mousses métalliques de taille de pore de 40 PPI (pores par pouce) et de 10 PPI. A l'aide de comparaison à un modèle numérique OD et par essais de plusieurs corrélations d'échange convectif connues pour les mousses, la corrélation de Kamiuto modifiée est sélectionnée. Ces expérimentations sont également complétées par des simulations CFD avec des modèles de milieu poreux.

Des essais complémentaires ont été réalisés sur ce même dispositif. Des compressions et des détentes ont été menées sur les deux types d'inserts (plaques et mousses) et différentes vitesses de piston liquide (Yan et al. 2015), puis comparées au cas sans insert. Les compressions sont réalisées de la pression atmosphérique (1 bar) à 10 bars et les détentes depuis une pression de 12 bars à 2 bars. Cinq inserts présentés en Figure 36 sont comparés, dans l'ordre croissant des surfaces spécifiques d'échange thermique. Trois sont constitués de plaques croisées (10 mm, 5 mm et 2,5 mm) et deux sont constitués de mousse métallique (10 PPI et 40 PPI).

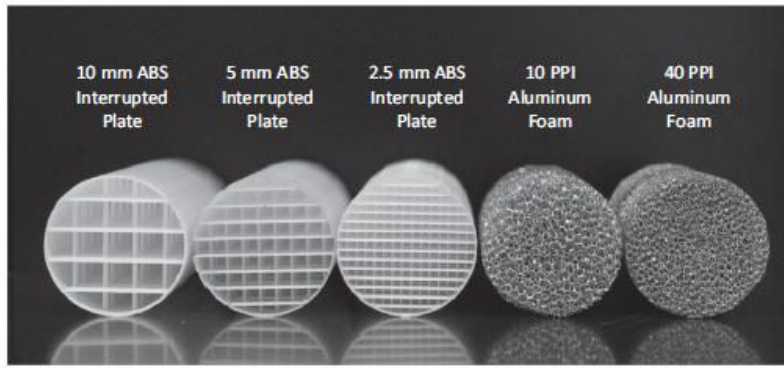


Figure 36 : Photo des inserts utilisées expérimentalement (Yan et al. 2015)

La Figure 37 met en lumière que l'ajout d'insert dans la chambre permet de limiter l'augmentation de température de l'air au cours d'une compression. Les essais présentés correspondent à des compressions d'une durée de 2 s entre 1 bar et 10 bars. Les mousses métalliques permettent d'atteindre les plus faibles températures d'air, alors que sans insert, la température est plus haute. Il est également constaté, en fin de compression, une baisse de la température moyenne calculée de l'air. Cette constatation est affectée à des effets expérimentaux parasites non élucidés.

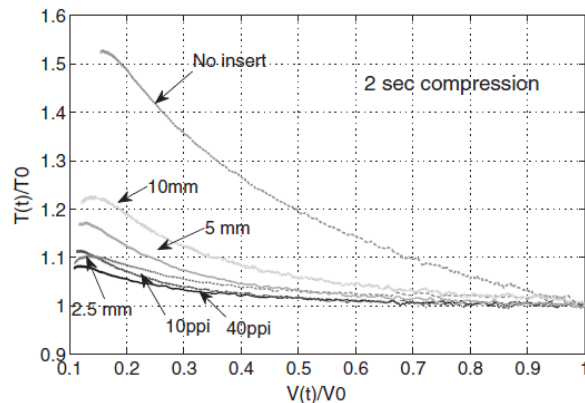


Figure 37 : Profils de température pour des compressions utilisant différents inserts d'échange convectif (Yan et al. 2015)

De la température la plus haute à la plus faible, l'ordre de superposition de ces courbes correspond à l'ordre croissant des surfaces d'échange disponibles des différents cas testés. L'essai sans insert présente ainsi la plus grande augmentation de température, alors que l'insert le plus fin (40PPI) engendre la plus faible augmentation de la température au cours de la compression. Cette constatation est renforcée par les informations apportées par la Figure 38. En effet, la température de l'air au cours de la compression est directement liée à l'efficacité de la compression. Les essais permettant d'atteindre les plus faibles températures d'air sont également les plus efficaces. Ainsi, les essais les plus lents pour les mousses métalliques présentent des rendements de compression de plus de 97 %, alors que l'essai le plus rapide sans insert dépasse à peine 75 % de rendement.

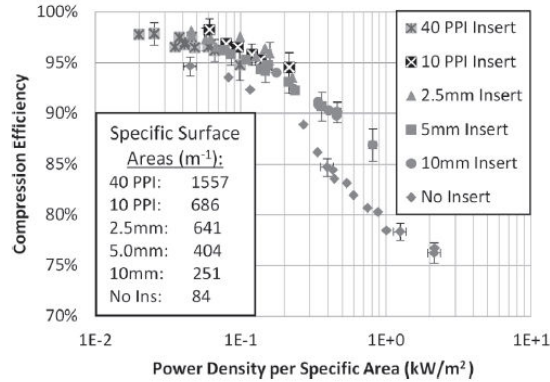


Figure 38 : Evolution de l'efficacité moyenne des compressions en fonction de la puissance surfacique de l'échange convectif (Yan et al. 2015)

La diminution de la vitesse ou l'augmentation de la surface spécifique augmentent significativement le rendement de compression. Ces résultats montrent que l'efficacité de la compression est principalement dirigée par le rapport entre la puissance mécanique apportée par le piston et la surface d'échange disponible.

3.4.2.6. Calcul des effets des forces de frottement

Le frottement visqueux des fluides sur les parois de la chambre de compression est une source potentielle de dissipation d'énergie et de baisse de rendement qu'il convient d'évaluer. En terme de dissipation d'énergie, c'est le frottement du liquide que générera la grande majorité des frottements.

Dans leur étude, Saadat et al. calculent la perte de charge liée aux frottements visqueux de l'eau à l'aide de l'équation de Darcy-Weisbach (Saadat, Li, et Simon 2012) :

$$\Delta p = \Lambda \frac{L_m}{D} \rho_{eau} \frac{U_{pist}^2}{2} \quad (3.59)$$

Avec Λ le facteur de friction, L_m la longueur du piston liquide et U_{pist} la vitesse du liquide. Le coefficient de friction est calculé à l'aide du diagramme de Moody et de la formule de Colebrook pour les Reynolds supérieurs à 3000 :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -0,869 \ln \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,523}{Re_D \sqrt{\Lambda}} \right) \quad (3.60)$$

Finalement, la puissance dissipée par le frottement peut être exprimée dans une conduite uniforme :

$$P_{visq} = -\Delta p q_V = \frac{\pi D \rho_{eau}}{8} \Lambda L_m U_{pist}^3 \quad (3.61)$$

Le travail d'optimisation s'est porté sur la recherche d'une solution minimisant l'énergie perdue par frottement et maximisant la densité volumique de puissance de stockage. Des conditions supplémentaires sont appliquées, telles que des limites maximales de puissance et de débit pour le système. Un exemple de résultat est proposé pour une compression en 0,3 s avec un taux de compression de 10, des chambres de compression de 1,5 mm de diamètre sur 30 cm de longueur et une rugosité relative de 0,0307.

La Figure 39 met en évidence un profil de vitesse optimum de type rapide-lent-rapide. Les deux parties rapides de la compression sont limitées à la valeur maximale définie par les contraintes de débit et de puissance maximales utilisées dans le calcul d'optimisation. La température du gaz comprimé évolue elle aussi suivant le même profil avec une élévation totale de température d'environ 35 °C.

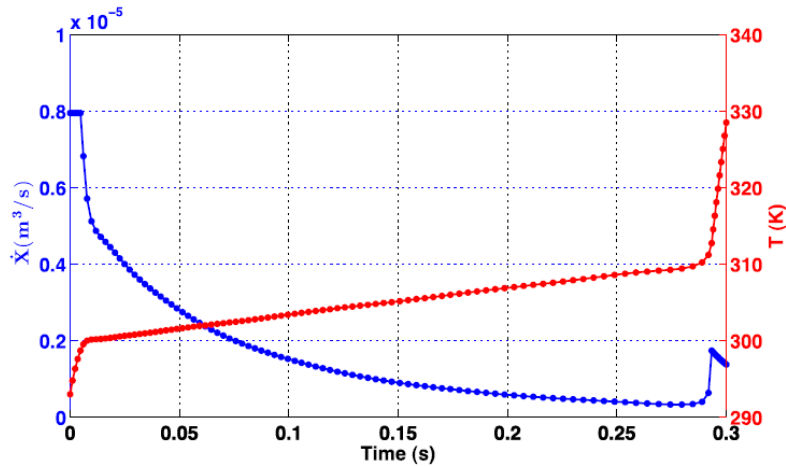


Figure 39 : Evolution de la vitesse du front liquide (bleu) et de la température (rouge) pour une évolution optimisée (Saadat, Li, et Simon 2012)

La puissance perdue par frottement, Figure 40 (courbe rouge), atteint un maximum en début de cycle avec une valeur représentant jusqu'à 50% de la puissance utile au même instant pour la compression du gaz. L'observation de l'évolution de la puissance consommée en Figure 40 (courbe bleue) montre un profil croissant sur la première partie (0 s à 0,075 s), plutôt constant sur la grande partie centrale (0,075 s à 0,275 s) et finalement constant, mais à un niveau de plus de 4 fois supérieur aux puissances en jeu dans les deux premières parties (0,275 s à 0,3 s). Le rendement de compression atteint ici 91,45% pour une densité de puissance de 0,46 MW/m³.

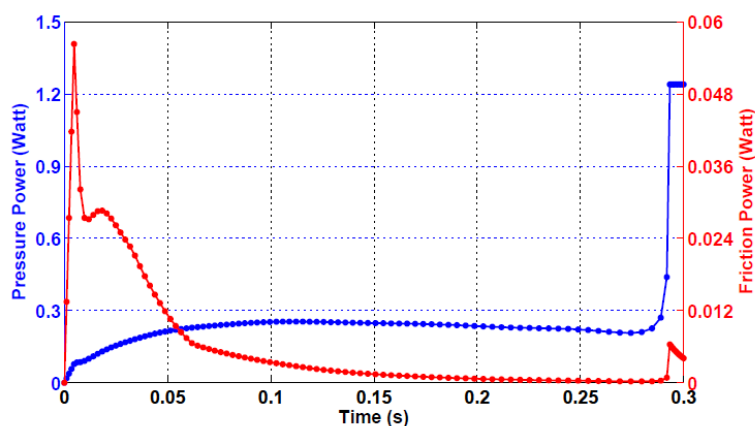


Figure 40 : Evolution de la puissance de compression (bleu) et de la puissance perdue par frottement (rouge) pour une évolution optimisée (Saadat, Li, et Simon 2012)

Deux problématiques apparaissent : D'une part, on constate des périodes de fortes accélérations du piston liquide ce qui est difficile à reproduire efficacement dans la réalité ; d'autre part, une évolution importante de la puissance apparaît en fin de compression demandant alors des artifices extérieurs pour maintenir un flux d'énergie à stocker régulier.

Van de Ven et Perry Y. proposent quant à eux, dans leur modèle de compression par piston liquide, l'utilisation de l'équation de Swamee-Jain pour les écoulements turbulents (Van de Ven et Li 2009) :

$$\Lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re_D^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.62)$$

Dans leur configuration de simulation, le travail consommé par une chambre pendant la phase de compression atteint 8,4 J pour un travail utile de compression de 332,6 J soit près de 2,5 % de l'énergie totale consommée. Cependant, lorsque les vitesses deviennent faibles, le frottement fluide devient négligeable devant l'énergie apportée pour la compression.

3.4.2.7. Synthèse des corrélations d'échange convectif

Une synthèse des corrélations d'échange convectif pour la compression d'air par piston est proposée dans le Tableau 4.

Cas d'application	Géométrie	Corrélation	Auteur
Moteur à combustion	$L/D \approx 1$	$h = 3,28D^{-0,2} \left(\frac{p}{1000} \right)^{0,8} 2,28U_{pist,moy}^{0,8} T^{-0,53}$	Woschni
Moteur à combustion	$L/D \approx 1$	$h = 130 \frac{\left[\frac{p}{100000} \right]^{0,8} [U_{pist,moy} + 1,4]^{0,8}}{V^{0,006} T^{0,4}}$	Hohnenberg
Accumulateur d'azote HP	$L/D \approx 1$	$Nu_L = 1,6151Ra^{*0,344} F^{1,760} T^{*2,528}$	Pourmovahed
Simulation de compression par piston liquide	$L/D > 1$, mais D très faible	$Nu_D = kRe_D^a Pr^b$	Multiples en fonction des coefficients
Simulation de compression HP d'hydrogène	$L/D \approx 1$	$Nu_D = ARe_D^a Pr^b \frac{\mu^c}{\mu_{ini}}$	Multiples en fonction des coefficients
Simulation de compression par piston liquide	$L/D > 1$, mais D faible	$-\frac{h}{\rho C_p U/2} = a(-Q^{*-1})$	Chao Zhang
Compression par piston liquide avec plaques interrompues croisées	$L/D > 1$, mais avec insert	$Nu_{Dh} = 8,456 + 0,325Re_{Dh}^{0,625} Pr^{1/3}$	Chao Zhang
Compression par piston liquide avec plaques interrompues croisées	$L/D > 1$, mais avec insert	$Nu_{Dh} = 9,700 + 0,0876Re_{Dh}^{0,792} Pr^{1/3}$	Chao Zhang

Tableau 4 : Synthèse des corrélations d'échange convectif

Différentes formes de corrélation d'échange convectif apparaissent en fonction des cas d'application ou de la géométrie. Nous notons cependant qu'aucune de ces corrélations n'est donnée comme valide pour les dimensions de notre système. De plus, aucun travail expérimental de recherche d'une corrélation d'échange convectif pour une compression par piston liquide sans insert n'est proposé. Il apparaît ainsi impossible de motiver le choix d'une de ces corrélations ou de juger sa pertinence pour les géométries de chambres de plusieurs centimètres de diamètre et dont la longueur est supérieure au mètre. C'est pourquoi l'étude expérimentale de la compression par piston liquide est réalisée dans la suite de ces travaux.

3.5. Analyses dimensionnelle et thermodynamique

La littérature ne fournissant pas de corrélation adaptée à l'échange convectif étudié ici, nous recherchons dans un premier temps les groupements adimensionnels de référence par analyse dimensionnelle et thermodynamique.

3.5.1. Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle du problème est réalisée. Les méthodes des π (Vaschy–Buckingham) et de Rayleigh ont été employées pour cette étude. La difficulté de cette analyse dimensionnelle repose sur la sélection des variables indépendantes et pertinentes intervenant dans la convection d'une compression par piston liquide. En effet, les résultats expérimentaux connus ne portent que sur la variation d'un petit nombre de grandeurs caractéristiques.

Un certain nombre d'analyses dimensionnelles ont été effectuées en sélectionnant différents jeux de variables. Sont notamment pertinentes, les variables liées à l'échange thermique convectif, les caractéristiques physiques du gaz en compression et les données et variables géométriques. Il nous semble cependant que les caractéristiques de l'eau ne présentent pas d'intérêt dans l'étude de l'échange convectif de la compression.

La connaissance des phénomènes physiques présents n'est pas suffisante pour éliminer a priori, des variables relatives à l'air. Ainsi, les variables indépendantes susceptibles d'agir sur l'échange thermique sont listées dans le tableau suivant :

Variable	h	ρ	L	D	ΔT	μ	U_{pist}	C_p	λ	β	g
Grandeurs	$MT^{-3}\theta^{-1}$	ML^{-3}	L	L	θ	$ML^{-1}T^{-1}$	LT^{-1}	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	$MLT^{-3}\theta^{-1}$	θ^{-1}	L^2T^{-2}

Tableau 5: Liste des variables et de leur unité pour l'analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle est réalisée afin de mettre en évidence les nombres adimensionnels liés au phénomène étudié. Elle fait apparaître une relation de la forme suivante:

$$Nu = f(Re, Pr, Ec, Gc, Fr, Al) \quad (3.63)$$

Ce sont ainsi les nombres de Reynolds, de Prandtl, d'Eckert, de Gay-Lussac, de Froude et le rapport d'allongement qui ressortent en plus du nombre de Nusselt.

L'absence du nombre de Grashof, couramment employé en convection naturelle, n'est qu'apparente. En effet celui peut être reconstruit à partir des nombres de Reynolds, de Gay-Lussac et de Froude par la relation suivante :

$$Gr = \frac{Re^2}{Gc Fr} \quad (3.64)$$

Il faut également noter que les nombres adimensionnels relatifs à une longueur (Nusselt, Reynolds et Froude) peuvent employer la longueur de la chambre ou le diamètre de celle-ci en fonction de la manière de réaliser l'analyse dimensionnelle. Dans tous les cas, pour une même relation, tous ces nombres adimensionnels sont relatifs à la même grandeur.

Ainsi, les nombres adimensionnels mis évidence par l'analyse dimensionnelle sont détaillés dans le tableau suivant :

Nombre adimensionnel	Nu_D	Re_D	Pr	Al	Gc	Ec	Fr_D
Formulation	$\frac{hD}{\lambda}$	$\frac{\rho UD}{\mu}$	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$	$\frac{D}{L}$	$\frac{1}{\beta\theta}$	$\frac{U^2}{C_p\theta}$	$\frac{U^2}{gD}$

Tableau 6 : Liste des nombres adimensionnels et leur formulation

Il reste cependant impossible d'estimer le poids de chacun de ces nombres dans la corrélation d'échange convectif par la simple étude dimensionnelle. Alors que les nombres de Reynolds et de Prandtl sont couramment employés dans des corrélations du nombre de Nusselt, les autres le sont significativement moins. De plus, d'autres nombres adimensionnels peuvent être construits à partir de ceux présentés dans le tableau précédent (Grashof, Rayleigh, Clausius...).

Afin de réduire la quantité de nombres adimensionnels potentiels pour la construction de corrélation, une analyse thermodynamique de la compression isotherme est proposée.

3.5.2. Analyse thermodynamique

L'analyse thermodynamique de la compression d'un gaz parfait est réalisée dans une chambre de compression cylindrique et verticale dont la configuration géométrique est visible sur la Figure 23 de la page 44.

L'approche proposée consiste à étudier le cas théorique de la compression isotherme afin de définir l'expression du flux convectif de ce cas. Par la suite, l'objectif des compressions réelles sera de se rapprocher de cette évolution théorique.

Lors d'une compression isotherme, l'échange thermique est maximal tout au long de la compression. Ainsi, la température de l'air en compression et donc l'énergie interne ne variant plus, le 1^{er} principe de la thermodynamique entraîne l'égalité des termes d'échange thermique et de travail mécanique.

$$\frac{\delta Q}{dt} = \frac{\delta W}{dt} = \frac{pdV}{dt} \quad (3.65)$$

En reformulant la pression avec la relation des gaz parfaits il est possible de l'exprimer de la façon suivante :

$$p = \rho rT \quad (3.66)$$

La compression étant réalisée dans un cylindre vertical, la variation de volume s'exprime par une équation liée à la géométrie de la chambre de compression:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{dL}{dt} \quad (3.67)$$

En réintégrant les équations (3.66) et (3.67) dans l'équation (3.65) du premier principe pour le cas isotherme, on obtient :

$$\frac{\delta Q}{dt} = \rho rT \frac{\pi D^2}{4} \frac{dL}{dt} \quad (3.68)$$

Il est ainsi possible de faire apparaître la surface d'échange de la paroi. Le diamètre étant de plusieurs ordres de grandeur inférieur à la longueur, la surface libre du piston et la surface de la

culasse sont négligées. Le nombre de Reynolds peut également être mis en évidence en introduisant la viscosité dynamique de l'air :

$$\frac{\delta Q}{dt} = \frac{rT\mu}{4L} Re_D S \quad (3.69)$$

Avec

$$Re_D = \frac{\rho D}{\mu} \frac{dL}{dt} \quad (3.70)$$

$$S = \pi DL \quad (3.71)$$

Dans le cas général, le flux convectif peut s'exprimer en fonction du nombre de Nusselt par cette équation :

$$\frac{\delta Q}{dt} = S \frac{\overline{Nu}_D \lambda}{D} (T_p - T) \quad (3.72)$$

L'échange thermique au cours d'une compression isotherme peut alors être établi à partir des équations (3.69) et (3.72). Cette équation est la suivante :

$$S \frac{\overline{Nu}_{D,iso} \lambda}{D} (T_p - T) = \frac{rT\mu}{4L} Re_D S \quad (3.73)$$

En reformulant, on obtient 4 groupes adimensionnels :

$$\overline{Nu}_{D,iso} = \frac{r\mu}{4\lambda} \frac{T}{(T_p - T)} Re_D \frac{D}{L} \quad (3.74)$$

En introduisant la capacité calorifique massique à pression constante de l'air au numérateur et au dénominateur, le nombre de Prandtl apparait :

$$\overline{Nu}_{D,iso} = \frac{r}{4C_p} \frac{T}{(T_p - T)} Re_D Pr \frac{D}{L} \quad \text{avec} \quad Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (3.75)$$

Ainsi le nombre de Gay-Lussac, défini par l'équation (3.77), est mis en évidence pour un gaz parfait. Il caractérise la sensibilité de l'augmentation de pression en fonction de l'augmentation de température :

$$\overline{Nu}_{D,iso} = \frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \quad (3.76)$$

Avec

$$Gc = \frac{1}{\beta(T_p - T)} \quad (3.77)$$

$$\text{et } \beta = \frac{1}{T}$$

Cette équation permet ainsi d'établir la dépendance du nombre de Nusselt à tout instant au cours d'une compression isotherme en fonction d'un produit de nombres adimensionnels. Bien qu'elle ne

permette pas de déterminer la valeur du nombre de Nusselt du cas non isotherme, la forme de l'équation obtenue pourra servir de base à la recherche d'une nouvelle corrélation d'échange convectif.

Le nombre de Nusselt, au cours d'une compression réelle, peut tout de même être temporairement supérieur à cette valeur du cas isotherme. En effet, une compression non isotherme engendre une augmentation de l'énergie interne de l'air car sa température augmente. Il existe ainsi un stock d'énergie dans l'air pouvant potentiellement être déchargé par convection au cours de la compression. Dans cette situation où l'air en compression est chaud, l'échange thermique convectif réel peut être temporairement supérieur à l'échange théorique isotherme. Cette situation se traduit dans le gaz par une diminution temporaire de la température malgré l'augmentation de la pression. En tout état de cause, l'énergie totale échangée par convection durant une compression réelle ne peut jamais dépasser celle du cas-isotherme.

Nous retrouvons ainsi dans l'analyse thermodynamique les termes mis en évidence par l'analyse dimensionnelle. Le nombre d'Eckert et le nombre de Froude ne sont par contre pas ressortis¹.

A partir des deux méthodes d'analyse nous proposons l'étude future d'une relation des nombres sans dimension sous la forme suivante:

$$Nu = f(Re, Pr, Gc, Al) \quad (3.78)$$

Afin de rechercher, puis d'optimiser une nouvelle corrélation d'échange convectif basée sur ces nombres adimensionnels, il est nécessaire de mesurer l'évolution de ces nombres sur un dispositif expérimental au cours de compression. Différentes configurations devront également être testées afin de déterminer l'effet des conditions expérimentales sur l'évolution du nombre de Nusselt.

¹ Une étude précédente, non détaillée ici, avait entrepris la recherche d'une corrélation en utilisant ces deux nombres adimensionnels (Neu et al. 2015b)

4. Dispositifs expérimentaux

Au travers de l'état de l'art réalisé, il apparaît qu'aucune étude ne propose de lois d'échanges convectifs pour une compression d'air par piston liquide présentant des caractéristiques proches de notre cas d'étude. Les modèles et simulations réalisés ne permettent pas non plus de valider ou d'infirmer les hypothèses prises sur l'échange thermique convectif. Il semble à présent indispensable de réaliser des expérimentations afin de construire des corrélations spécifiques.

4.1. Principe technique et grandeurs de référence

Le dispositif expérimental imaginé devra ainsi permettre de déterminer la variation des principales grandeurs physiques de l'air ainsi que le flux convectif au travers des parois. Le suivi temporel de ces grandeurs pour différentes configurations initiales permet ensuite l'étude de l'échange convectif.

La Figure 41 représente schématiquement une chambre de compression à deux instants différents lors d'un essai. La partie de gauche correspond à l'état initial caractérisé par la longueur d'air initiale L_{ini} souhaitée pour l'essai. Au cours de l'essai, de l'eau est introduite dans la chambre de compression par la partie basse, faisant monter le niveau de l'interface liquide/gaz à une nouvelle position $L(t)$. Le volume d'air étant clos, la pression dans celui-ci augmente au cours du déplacement du piston liquide. Enfin, la température de l'air évolue également en fonction des échanges thermiques air/paroi latérale.

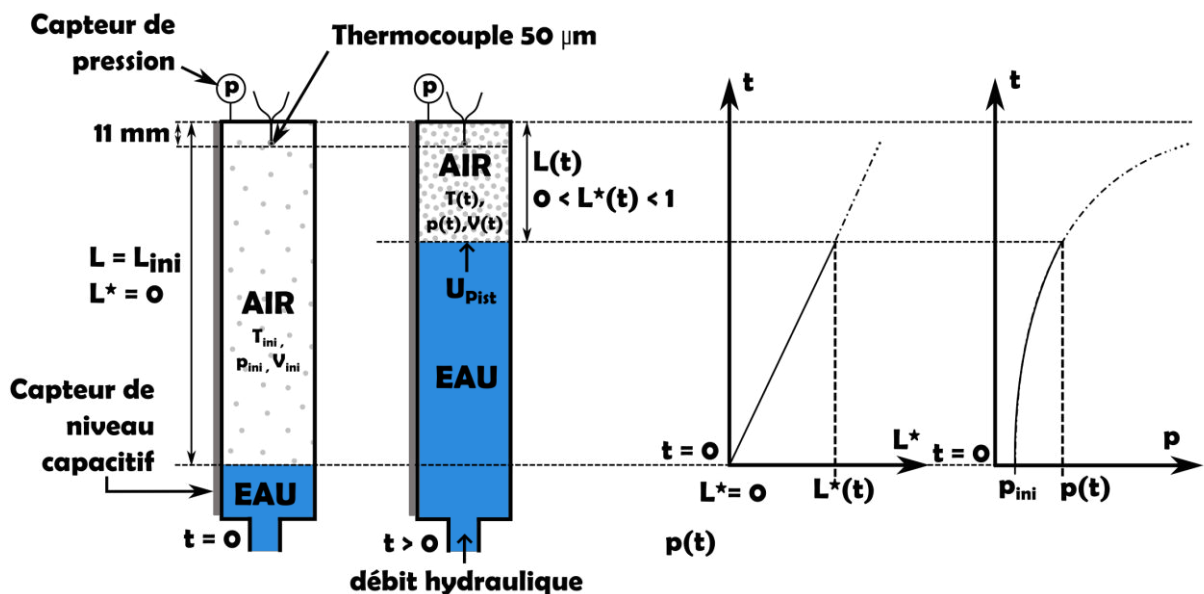


Figure 41 : Schéma des effets de la montée du piston sur la position adimensionnelle et sur la pression de l'air

L'élévation instantanée du piston liquide est relevée au cours de chaque essai ; ceux-ci sont effectués à vitesse de montée de piston constante (hors banc d'essai d'observation). Afin de faciliter les comparaisons entre différents essais portant sur des longueurs de chambre différentes, une position adimensionnelle est définie. La position du piston au cours d'une compression est alors décrite par l'équation (4.1) sous la forme d'un paramètre adimensionnel ayant pour valeur 0 à l'état initial et 1 lorsque le piston liquide touche la culasse.

$$L^* = \frac{L_{ini} - L}{L_{ini}} \quad (4.1)$$

Les mesures étant réalisées à vitesse de piston liquide constante, ce paramètre est également proportionnel à un temps.

Dans le cas représenté sur la Figure 41, la position atteinte par le front liquide représente une position adimensionnelle de 0,65. Ceci correspond à une réduction de la longueur de chambre de compression disponible pour l'air de 65% par rapport à la longueur initiale. Le volume d'air a été également modifié de manière proportionnelle à la longueur L en raison de la relation directe entre ces deux grandeurs. Les chambres de compression étant de géométrie cylindrique et érigées verticalement, c'est la section de celles-ci qui détermine le coefficient de proportionnalité.

L'évolution type de la pression au cours d'un essai est également représentée sur la Figure 41. Elle est caractérisée globalement par une évolution continuellement croissante dont la pente se renforce à mesure de l'augmentation de la pression. Une pression maximale ne peut être dépassée en raison des limites mécaniques des éléments du dispositif expérimental. Ainsi avant d'atteindre la position adimensionnelle de 1, la compression est arrêtée pour des questions de tenue des matériaux et de sécurité. La phase d'évacuation, ou chasse, de l'air comprimé dans le réservoir de stockage n'est pas étudiée ici.

4.2.Méthode inverse de calcul du flux convectif et du nombre de Nusselt

Afin d'évaluer ou d'établir des modèles d'échange convectif, l'évolution de la température et du flux convectif doit être obtenue pour chaque expérimentation.

Le volume d'air est, à chaque instant, considéré comme homogène en pression et en température. Des hypothèses supplémentaires de température uniforme et constante de la paroi interne et d'absence d'échange de masse et de chaleur entre les deux fluides (air et eau) sont admises. La mesure directe du flux convectif sur l'intégralité des parois de la chambre de compression n'étant pas aisée, une estimation par méthode inverse est proposée.

La méthode inverse de calcul est basée sur le premier principe fondamental de la thermodynamique et la loi de comportement des gaz parfaits. Ainsi la seule mesure de la position $L(t)$ (permettant de calculer directement le volume $V(t)$ et de la pression $p(t)$ au cours du temps) permet de déterminer une température instantanée et moyenne spatiale $\bar{T}_{inv}(t)$ de l'air emprisonné dans la chambre. La chambre de compression étant close, la masse d'air emprisonnée reste constante tout au long d'une compression.

$$\bar{T}_{inv}(t) = \frac{p(t)V(t)}{mR} \quad (4.2)$$

À l'instar des travaux existants sur la modélisation zonale des chambres de moteur à combustion interne, l'évolution de la pression d'un gaz parfait dans un volume de contrôle clos incluant les échanges thermiques peut être exprimée en régime dynamique. À partir de l'équation du 1er principe de la thermodynamique appliquée à un volume élémentaire d'un gaz parfait et en négligeant l'énergie cinétique et potentielle, l'énergie thermique produite pendant la phase de compression peut être reformulée comme suit:

$$\delta Q(t) = \frac{I}{\gamma - 1} (V(t) dp + \gamma p(t) dV) \quad (4.3)$$

Le coefficient d'échange convectif peut également être calculé à l'aide de l'expression suivante :

$$\bar{h}(t) = \frac{\delta Q(t)}{S(t) (T_p - \bar{T}_{inv}(t)) dt} \quad (4.4)$$

Il est à présent possible de comparer l'évolution du nombre de Nusselt de différentes corrélations existantes au nombre de Nusselt « inverse » pour une même compression réalisée sur le dispositif expérimental. Ce nombre de Nusselt, déterminé par méthode inverse, peut alors être exprimé à chaque instant à partir des seules mesures de $L(t)$ (permettant de calculer directement $V(t)$ et $S(t)$) et de $p(t)$ sous la forme suivante :

$$\overline{Nu}_{D,inv}(t) = \frac{\frac{I}{\gamma - 1} (V(t) dp + \gamma p(t) dV)}{S(t) \left(T_p - \frac{p(t)V(t)}{mR} \right) dt} \frac{D}{\lambda_{air}} \quad (4.5)$$

Pour des raisons pratiques, techniques et économiques, il n'est envisagé d'utiliser que de l'air naturel comme fluide à comprimer. La technologie visée étant offshore et le stockage sous-marin, l'air contiendra une part de vapeur d'eau, potentiellement jusqu'à son niveau de saturation. Par exemple, à température et pression ambiante (environ 101 kPa et 20 °C), l'air ne peut contenir au maximum que 2,5% d'eau en masse. Cependant celle-ci est négligée dans cette étude, l'air est considéré comme sec. Cette faible humidité se traduira par une faible variation des caractéristiques thermodynamiques de l'air. A l'image des travaux de la littérature, les propriétés de l'air sont modélisées comme suivant la loi des gaz parfaits. Cette hypothèse est d'autant plus pertinente que la plage de pression de travail imaginée ici est comprise entre 1 et 20 fois la pression atmosphérique et que de faibles variations de températures sont recherchées.

La loi des gaz parfaits s'exprime :

$$pV = mRT \quad (4.6)$$

La viscosité dynamique de l'air sur la plage de température envisagée ici, de l'ordre de 10 °C à 500 °C, est couramment calculée à l'aide de la loi de Sutherland (Van de Ven et Li 2009; Park et al. 2012) :

$$\mu = \mu_{Sut} \frac{T_{Sut} + C_{Sut}}{T + C_{Sut}} \left(\frac{T}{T_{Sut}} \right)^{3/2} \quad (4.7)$$

Avec $C_{Sut} = 113 \text{ K}$ la constante de Sutherland pour l'air (Lallemand André 1999).

4.3. Banc d'essai pour l'observation, la mise au point des mesures et la validation du modèle

Ce premier banc d'essai a été construit à l'Ecole de Mines de Nantes (IMTA) au cours de la 1^{re} année de thèse. Son objectif premier était d'observer l'évolution du piston liquide et de détecter les contraintes ou complications possibles de la version finale du banc d'essai. Par la suite, ce premier banc d'essai a été instrumenté pour mettre au point les techniques de mesures et suivre l'évolution de la pression, du volume et de la température au cours du temps.

Le dispositif expérimental présenté sur la Figure 42 et la Figure 43 est constitué d'un tube cylindrique en PMMA (Polyméthacrylate de méthyle) de 2 m de haut et 30 mm de diamètre intérieur présentant ainsi un rapport alésage/course de 0,015.

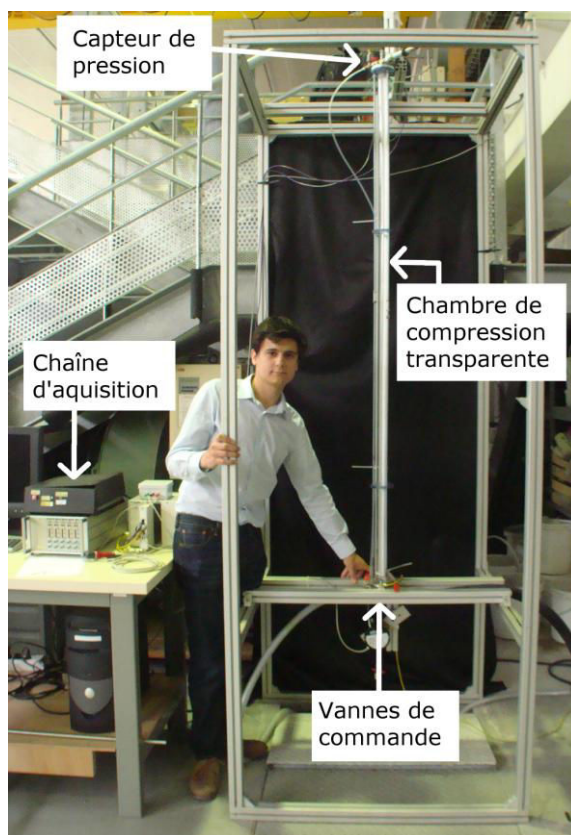


Figure 42 : Photo du banc d'essai

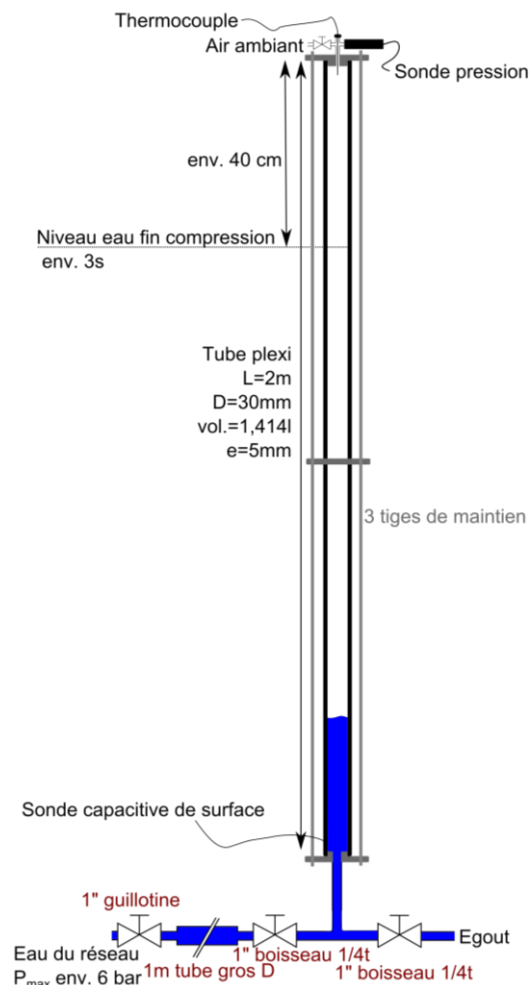


Figure 43 : Schéma du 1^{er} banc d'essai

Le réseau d'eau domestique produit la montée du piston liquide en quelques secondes et un capteur mesure la pression de l'air dans la chambre de compression. Le niveau d'eau est suivi dynamiquement au moyen d'un capteur capacitif non intrusif.

L'évolution instantanée de la température à proximité de la culasse est quant à elle obtenue à l'aide d'un thermocouple gainé de 0,25 millimètre de diamètre. Le système d'acquisition permet de mesurer, de manière synchrone à une fréquence d'échantillonnage de 200 Hz, l'évolution de la

température et de la pression à proximité de la culasse, ainsi que la position du piston liquide dans la chambre de compression. La chambre de compression étant transparente, son contenu est visible. Une source lumineuse longitudinale et un générateur de fumée sont également employés pour réaliser des observations de l'écoulement de l'air pendant la compression.

4.4. Banc d'expérimentation définitif

L'objectif de ce second dispositif expérimental reste la recherche d'un modèle représentatif de l'échange thermique en compression et en détente. L'expertise obtenue et les améliorations apportées par rapport à la première version permettent une meilleure séparation de l'influence des différents paramètres. Les différents capteurs mis en œuvre ont pu être testés et mis au point sur la première version. Ainsi, le second banc d'essai présente une longueur de chambre de compression plus importante (environ 6 m), une pression maximale augmentée (10 bars relatifs) et une vitesse de piston constante obtenue par l'emploi d'une pompe volumétrique à débit commandé. Sa conception permet l'utilisation successive de différents diamètres de chambre de compression et la commande fine de la longueur initiale d'air et de la vitesse de montée du piston liquide.

La Figure 44 présente le schéma du banc d'essai. L'élément principal de celui-ci est la colonne de travail qui est la zone où sera effectuée la compression hydropneumatique. Cette colonne est calorifugée et interchangeable pour pouvoir modifier son diamètre dans une plage de diamètres intérieurs de 30 mm à 100 mm. La colonne est équipée d'un capteur de niveau capacitif construit à l'aide d'un film collant d'aluminium et d'une électronique développée spécifiquement pour cette application. Le pompage est réalisé par une pompe volumétrique à vis excentrique commandée en vitesse électroniquement. Cette configuration permet d'obtenir des compressions à vitesse constante dans une large plage de vitesse de rotation de la pompe (rapport minimal de débit à environ 1/10 du nominal). Dans le futur, cet asservissement devrait permettre la commande en vitesse variable. Son dimensionnement est choisi en fonction du point de fonctionnement le plus contraignant en termes de débit et de pression avec un débit de 8 m³/h sous une différence de pression de 10 bars. Une vanne 3 voies permet la commutation de la sortie de la pompe vers la bêche ou le dispositif de mesure.

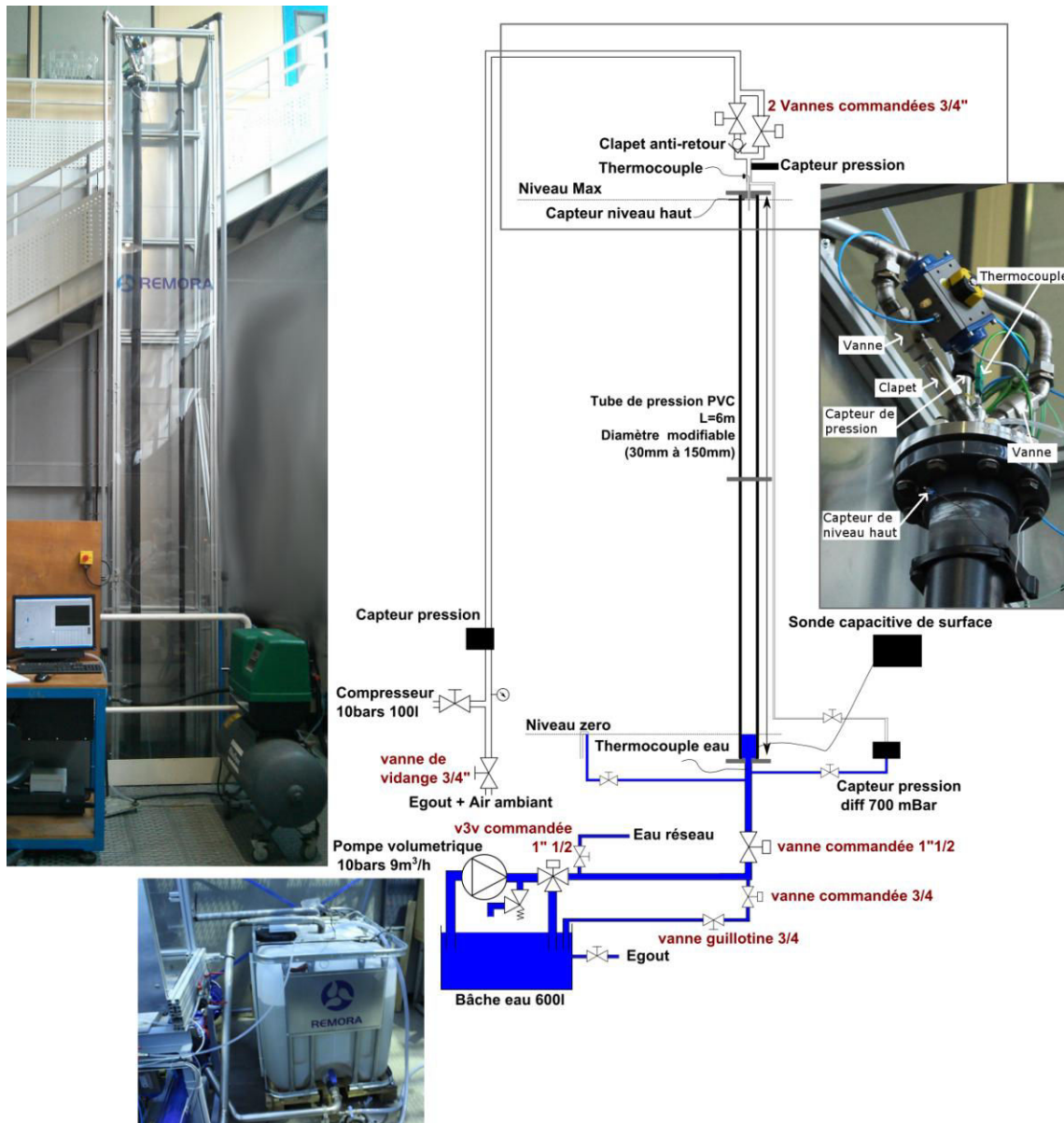


Figure 44 : Schéma du banc d'essai définitif

La partie supérieure de la chambre de compression est instrumentée avec un thermocouple de 50 μm placé à 11 mm sous le centre de la culasse, d'un capteur de pression surmontant cette culasse et d'un capteur de pression différentielle dont l'autre extrémité est prise à la base de la chambre de compression. Un second thermocouple de 0,25 mm gainé est installé sur la surface extérieure du tube principal de mesure à environ 50 cm sous la culasse. Un dernier thermocouple est installé au pied de la colonne dans le flux d'eau du piston liquide.

Le circuit pneumatique en haut de la colonne est complété par deux voies parallèles interconnectées aux extrémités présentant pour l'une une vanne commandée et pour l'autre un clapet anti-retour et une vanne pneumatique commandée. L'un ou l'autre des circuits sera utilisé en fonction de la phase de fonctionnement étudiée (compression ou détente). Le tout est connecté à la cuve d'un compresseur de 100 L chargée et dont la pression est consignée à la pression de stockage d'air sélectionnée.

Enfin, une sortie de réglage du niveau hydraulique munie d'une fenêtre de visualisation est connectée au pied de la colonne de compression. Cette fenêtre associée à l'utilisation des vannes d'apport d'eau et de vidange d'eau permettra un positionnement précis du niveau d'eau dans la colonne à pression atmosphérique sur une valeur définie. Ainsi, après stabilisation dans un état statique, la chambre de compression et la colonne formée dans la fenêtre de visualisation présentent un niveau hydraulique identique et facilement mesurable.

L'acquisition synchrone des mesures est réalisée pour chaque expérimentation avec une fréquence de 200 Hz.

4.4.1. Métrologie et instrumentation

Les principales données utilisées pour la suite des études sont basées sur la mesure synchrone de la pression, de la température par le thermocouple de 50 μm au niveau de la culasse et de la position du piston liquide. Ces deux premières mesures sont réalisées par des capteurs disponibles dans le commerce dont les caractéristiques sont connues.

La mesure de la position du piston liquide est plus délicate à réaliser. En effet, le capteur employé doit posséder un très faible temps de réponse, une étendue de mesure de 0 m à 6 m, être non intrusif et fonctionner dans une géométrie contrainte (le diamètre de chambre est compris entre 30 mm et 100 mm). Puisque aucun capteur du commerce ne répond à toutes ces contraintes, un capteur spécifique a été imaginé et construit sur le principe d'une mesure capacitive présentée sur la Figure 45.

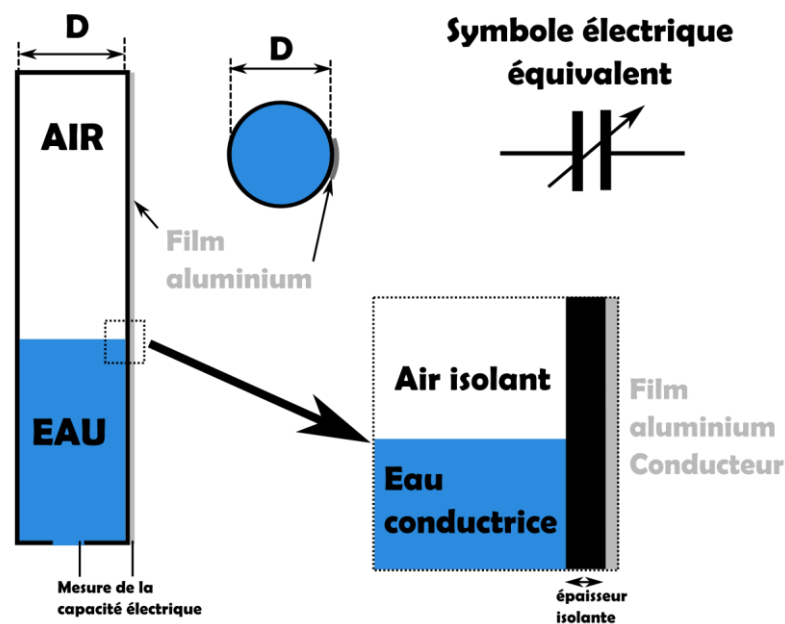


Figure 45 : schéma de principe du capteur capacitif

L'eau du piston liquide (conducteur), la paroi (isolant), et le film aluminium (conducteur) forment un condensateur dont la capacité est fonction des caractéristiques des matériaux et des grandeurs géométriques. La surface de l'électrode d'aluminium et son espacement avec l'eau restent constants, mais la surface d'eau présente en regard du film varie de manière linéaire avec la position du piston liquide. Ainsi, la valeur de la capacité est fonction du niveau d'eau présent dans la chambre de compression. Une électronique de mesure dédiée a également été construite. La mesure de la

capacité est basée sur un pont de Sauty-Wien en mode alternatif dont une des impédances, purement capacitives, est branchée en parallèle de l'impédance de capteur capacitif créé. Le fonctionnement propre de ce capteur capacitif engendre cependant une oscillation périodique résiduelle de 180 Hz sur la valeur mesurée.

4.4.2. Acquisition et filtrage

L'acquisition est réalisée par une carte National Instruments de conversion analogique/numérique interfacée au logiciel LabView. Une interface de contrôle et de commande du dispositif expérimental, produite par les techniciens du laboratoire, permet la réalisation des essais.

L'intégralité des expérimentations est effectuée à une fréquence d'échantillonnage de 200 Hz pour toutes les grandeurs mesurées. La mesure d'une compression comprend ainsi plusieurs milliers de points expérimentaux en fonction de la durée de l'essai. En général, les compressions ont une durée comprise entre 5 s et 100 s, le nombre de pas de temps d'une mesure s'étend alors de 1000 à 20000 points de mesure.

Le traitement et l'exploitation des mesures sont réalisés au travers de programmes codés sous matlab. Après le formatage et la conversion dans les unités internationales des données, un filtrage est réalisé. Ce filtrage est de type moyenne pondérée par une gaussienne centrée ($\sigma=0.5$) sur une largeur de fenêtre réglable (x) en fonction des essais. L'expression de la fenêtre de pondération de la moyenne mobile est la suivante :

$$f(x) = \frac{e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}}{\sigma\sqrt{2\pi}} \quad (4.8)$$

La Figure 46 reproduit cette fenêtre de pondération pour un exemple employant $x=41$ pts soit 0,2 s. Ce traitement est appliqué de manière identique aux mesures de pression et de position du piston liquide (hors mesures de températures) afin d'éviter tout déphasage.

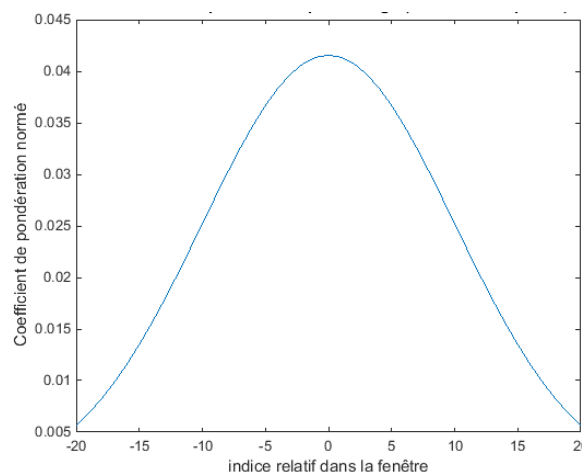


Figure 46 : Coefficients de pondération gaussiens pour une fenêtre de 41 points

L'objectif de ce filtrage est de limiter le bruit présent sur les mesures. Les trois principaux pics de bruit proviennent du 50 Hz lié au réseau électrique, du 20 Hz et du 180 Hz liés à la technique de

mesure de la position du piston liquide. D'autres fréquences parasites sont également présentes, provenant du champ électromagnétique du variateur de vitesse et du moteur. Un algorithme de détection recherche le démarrage et la fin de la mesure utile pour l'étude en cours. Cette plage utile est comprise entre le démarrage du piston liquide et le début de la chasse de l'air comprimé dans le réservoir de stockage. Ceci permet d'extraire la partie utile du signal. Les largeurs de fenêtre de filtrage sont adaptées en fonction des conditions expérimentales tout en restant comprises entre 21 et 181 points. En effet, le calcul du flux convectif à partir des expérimentations est réalisé à partir des valeurs du volume, de la pression et de leur dérivée. Bien que le filtrage réalisé améliore la qualité de ces dérivées, les variations de celles-ci restent significatives au cours du temps lorsque la fenêtre de filtrage est trop réduite.

4.4.3. Normalisation des mesures pour les calculs d'optimisation

Afin de réaliser correctement les calculs d'optimisation des coefficients recherchés, il est nécessaire de normaliser et de réduire la taille des fichiers des résultats expérimentaux. En effet, le temps de calcul nécessaire à l'optimisation des coefficients d'une corrélation devient déraisonnable si l'on emploie tous les points expérimentaux de toutes les mesures. De plus, bien que la fréquence d'échantillonnage de chaque essai soit identique (200 Hz), le nombre de points expérimentaux enregistrés par mesure diffère selon la durée de l'essai (entre 1000 et 20000 points expérimentaux par mesure).

Pour les calculs d'optimisation des coefficients, le nombre de points expérimental de chaque compression est alors réduit à 200, équitablement espacés sur toute la période de la compression. Ainsi, toutes les compressions possèdent un même nombre d'échantillons et un temps total de calcul raisonnable pour les algorithmes d'optimisation employés (quelques minutes).

Les autres travaux, en particulier les simulations, ont été effectués à partir de l'intégralité des données acquises lors des mesures.

4.5. Plan d'expérience

Le plan d'expérience adopté vise à mettre en lumière l'effet des principaux paramètres sur l'échange convectif interne. Ces paramètres réglables sont les suivants :

- Le diamètre de la chambre
- La longueur de la chambre
- La vitesse de montée du piston liquide dans la chambre
- La pression initiale de l'air dans la chambre

Le plan expérimental est détaillé dans le Tableau 7. Il comprend 73 mesures réparties sur les 3 diamètres de chambre de compression disponibles. Ces diamètres internes sont d'environ 30 mm, 60 mm et 100 mm. Pour chacun de ces trois diamètres de chambre de compression, 5 longueurs de chambre de compression sont testées dont les longueurs initiales sont de 2 m, 3 m, 4 m, 5 m et 6 m. Pour chacune de ces 15 configurations, différentes vitesses d'avance du piston liquide sont mises en œuvre. Des essais complémentaires sont également réalisés en réglant une pression initiale différente de la pression atmosphérique pour les chambres de 30 mm et de 100 mm.

<i>Référence de la chambre</i>	<i>Diamètre de la chambre</i>	<i>Longueur de la chambre</i>	<i>Vitesse de montée du piston liquide</i>	<i>Surpression initiale</i>
D ₃₀	33,6 mm	2 m ; 3 m ; 4 m ; 5 m ; 6 m	0,42 m/s ; 0,62 m/s ; 0,88 m/s ; 1,2 m/s	0 mbar (atmosphérique)
D ₆₀	63,4 mm	2 m ; 3 m ; 4 m ; 5 m ; 6 m	0,15 m/s ; 0,49 m/s	0 mbar (atmosphérique)
D ₁₀₀	99,1 mm	2 m ; 3 m ; 4 m ; 5 m ; 6 m	0,08 m/s ; 0,12 m/s ; 0,18 m/s ; 0,24 m/s	0 mbar (atmosphérique)
D ₃₀	33,6 mm	5 m	0,62 m/s	0 mbar ; 250 mbar ; 500 mbar ; 750 mbar ; 500 mbar ; 1bar ; 2 bar ; 3 bar
D ₁₀₀	99,1 mm	5 m	0,12 m/s ; 0,24 m/s	0 mbar ; 250 mbar ; 500 mbar ; 750 mbar ; 500 mbar ; 1 bar ; 2 bar ; 3 bar ; 4 bar

Tableau 7 : Plan d'expérience

Bien que la vitesse de rotation de la pompe volumétrique soit réglable, la plage de variation est restreinte pour des raisons techniques entre 12 % et 60 % de sa vitesse maximale. En raison de l'emploi d'une seule pompe, les plages de vitesses de piston liquide sont différentes pour les trois diamètres de chambre de compression.

Avant chaque mesure à une vitesse de piston définie, un étalonnage du capteur capacitif est réalisé. Un temps d'attente de quelques minutes est également ajouté en fin de compression (avec la chambre pleine d'eau) avant de vider la colonne. Cela permet de refroidir les parois de la chambre de compression et d'atteindre l'équilibre thermique avec la température de l'eau du piston liquide. L'air admis en vidant la colonne est alors de l'air neuf aux conditions ambiantes.

5. Etude expérimentale

L'exploitation des dispositifs expérimentaux a permis une meilleure compréhension des échanges thermiques lors de la compression. Des hypothèses ont également pu être formulées sur le type de régime convectif présent et sur la structure de l'écoulement interne.

Une première phase de comparaison des résultats expérimentaux aux corrélations d'échange convectif usuelles montre des écarts importants. Ces mesures mettent en avant un phénomène répétable d'intensification brutale de l'échange convectif. L'hypothèse d'une modification de la morphologie de l'écoulement lors de cette intensification est validée par des observations visuelles. La recherche des conditions de transition du régime convectif est ensuite complétée par l'établissement de nouvelles corrélations d'échange convectif spécifiques à la compression dans des chambres à faible rapport alésage/course.

5.1. Efficacité des compressions

L'efficacité des compressions est calculée à partir des résultats expérimentaux. En fonction des conditions expérimentales, les différentes compressions tendent vers des états finaux différents, que ce soit pour la pression, la température ou le volume. Afin de comparer des compressions semblables, l'efficacité est calculée pour tous les essais lorsqu'ils atteignent un rapport volumique identique. Cette valeur est le rapport du volume initial sur le volume final d'air compressé. Comme il a été présenté au chapitre 3.2, l'efficacité de la seule compression peut se définir comme suit pour toutes les compressions:

$$\eta_{compression} = \frac{p_{ini} V_{ini} \left[\ln \left(\frac{V_{ini}}{V_{comp}} \right) + \frac{V_{comp}}{V_{ini}} - 1 \right]}{- \int_{V_{ini}}^{V_{compressé}} (p - p_{atm}) dV} \quad (5.1)$$

Le rapport volumique apparait ainsi directement dans le calcul de l'efficacité de compression afin de calculer le numérateur : l'énergie maximale restituable. Un rapport volumique de 7 est sélectionné afin d'inclure la majorité des essais démarrant à pression atmosphérique. Pour rappel, la pression finale des essais se situe entre 7 et 10 bars.

La Figure 47 présente l'efficacité des différentes compressions en fonction de la température de l'air lorsque le rapport des volumes atteint 7.

La tendance générale montre un lien entre une grande efficacité et une faible température finale de l'air, et inversement. Cela est tout à fait logique, car plus la compression est isotherme, meilleure est censée être l'efficacité. Il n'existe cependant pas de corrélation forte entre ces deux grandeurs, car l'efficacité dépend non seulement de la température finale, mais aussi de l'évolution de la température tout au long de la compression.

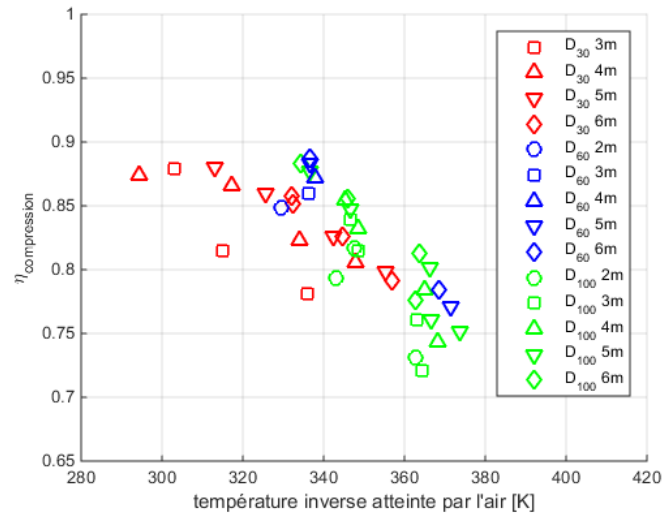


Figure 47 : Efficacité des compressions en fonction de la température de l'air à la fin de la compression

Nous constatons également que les essais sur la chambre de 30 mm atteignent une température finale globalement plus faible que pour la chambre de 100 mm. Enfin, l'intégralité des mesures atteignant un rapport volumique de 7 ont une efficacité de compression comprise en 72 % et 89 %. Pour rappel du chapitre 3.2, l'efficacité de compression est différente de l'efficacité de stockage de l'énergie, car la phase de chasse de l'air comprimé de la chambre de compression n'est pas prise en compte. Ainsi l'efficacité de stockage (compression + chasse) est dans une plage de valeurs d'efficacité de stockage comprise entre 82 % et 93 %. Cependant, la température de l'air est une conséquence de l'échange thermique lors de la compression, actuellement indéterminable sans expérimentation spécifique.

Dans un objectif de pré-dimensionnement, l'étude de quelques grandeurs globales permet d'apporter des informations sur l'efficacité et son évolution entre les essais.

L'efficacité de la compression en fonction de la durée d'une compression et en fonction de l'énergie stockée sont présentées respectivement sur la Figure 48 et la Figure 49. Les différences de volume de chambre entre les trois diamètres engendrent de grandes différences de durée de compression, entre 2 s (D_{30}) et 60 s (D_{100}). Pour une même configuration géométrique (D et L fixes, même couleur et même symbole), l'augmentation de la durée de compression engendre l'augmentation de l'efficacité. D'un autre côté, pour une même durée de compression, l'augmentation du diamètre diminue cette efficacité.

On note cependant grâce à la Figure 49 que l'augmentation du diamètre engendre également l'augmentation importante de l'énergie stockée par la compression. L'énergie stockée (le numérateur du calcul de l'efficacité de compression) est directement dépendante du volume initial de la chambre de compression, car le rapport volumique est fixé dans cette partie. Ainsi, de 300 J à 4900 J ont été stockés au cours des compressions. Pour un même diamètre et une même longueur, la variation de la vitesse du piston liquide modifie fortement l'efficacité.

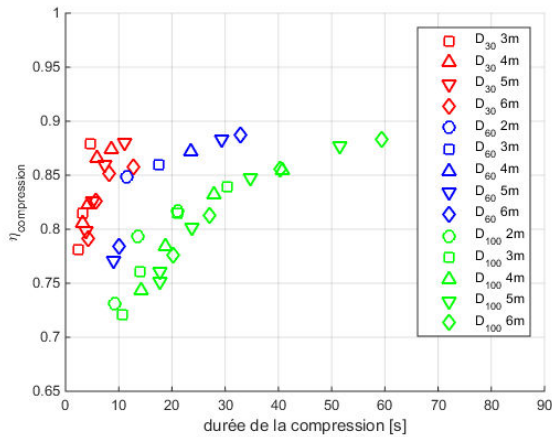


Figure 48 : Efficacité des compressions en fonction de la durée de la compression

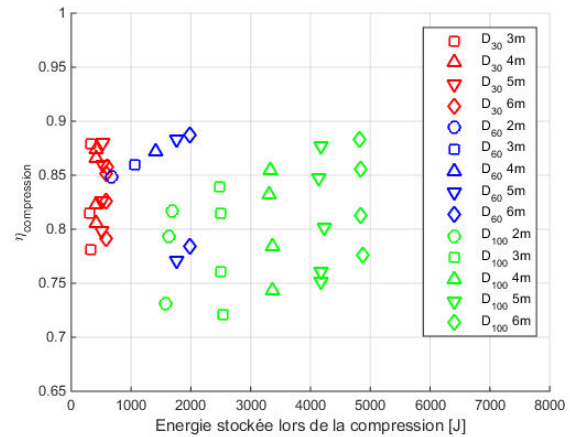


Figure 49 : Efficacité des compressions en fonction de l'énergie stockée par compression

La définition d'une puissance moyenne de compression permet ensuite de rassembler l'effet de la durée de compression et l'énergie consommée, au sein d'une seule variable. La puissance moyenne caractérise alors l'effort mécanique moyen fourni par la pompe. Elle se calcule comme suit :

$$P_{moy} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(-(p_i(t) - p_{atm}) \frac{dV}{dt} \right) \quad (5.2)$$

L'efficacité des compressions est présentée sur la Figure 50, en fonction de la puissance moyenne, toujours pour un rapport volumétrique de 7.

La puissance moyenne de compression est comprise entre 50 W et 330 W. Comme le profil de pression est semblable pour toutes les compressions, cette puissance moyenne dépend surtout du débit de la pompe et donc de sa consigne de vitesse. De plus, le profil temporel de puissance est semblable au profil de pression.

Au sein d'une série de mesures sur une même chambre de compression, à une même vitesse de pompe, des écarts importants d'efficacité apparaissent (en fonction de la longueur initiale de la chambre). La tendance générale montre cependant un effet d'augmentation de l'efficacité lorsque la puissance moyenne diminue.

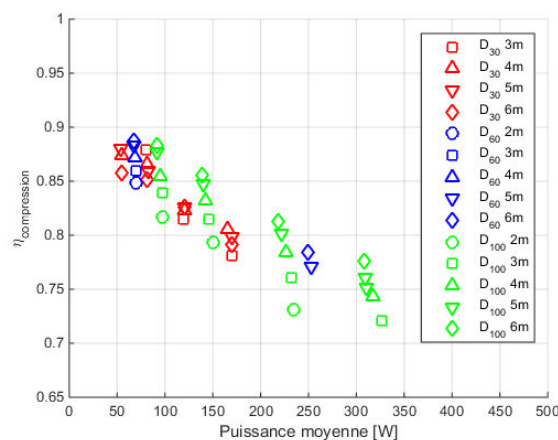


Figure 50 : efficacité des compressions en fonction de la puissance moyenne de compression

La Figure 51 et la Figure 52 reprennent respectivement les puissances surfaciques moyennes (surface interne de la chambre de compression) et les puissances volumiques moyennes (volume de l'air en compression), calculées par les équations (5.8) et (5.9).

$$P_{S,moy} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(- \frac{(p_i(t) - p_{atm}) dV}{S_i(t)} \frac{dV}{dt} \right) \quad (5.3)$$

$$P_{V,moy} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(- \frac{(p_i(t) - p_{atm}) dV}{V_i(t)} \frac{dV}{dt} \right) \quad (5.4)$$

Ces deux grandeurs ont un sens physique simple et sont largement utilisées dans le cadre d'un dimensionnement. La puissance surfacique renseigne sur l'intensité du flux convectif à la paroi, et la puissance volumique renseigne sur la compacité de la chambre de compression du système de stockage.

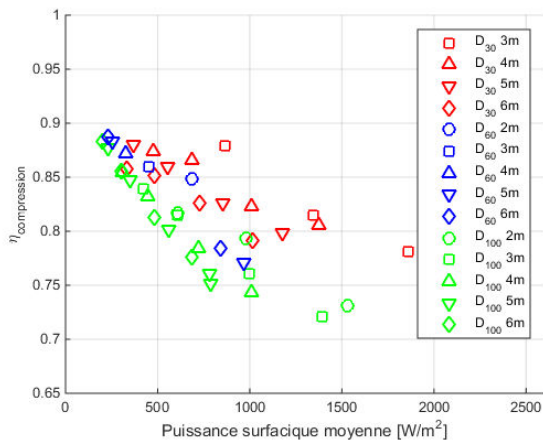


Figure 51 : efficacité des compressions en fonction de la puissance surfacique moyenne

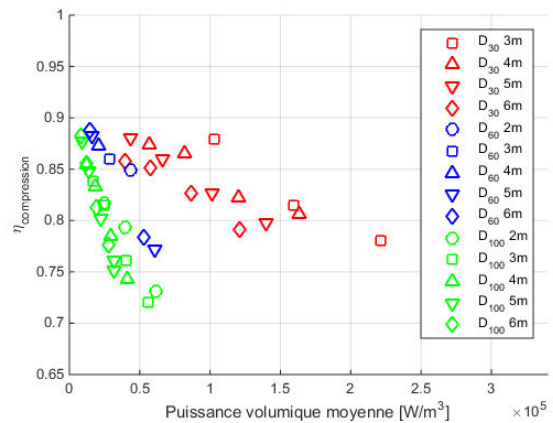


Figure 52 : efficacité des compressions en fonction de la puissance volumique moyenne

Ainsi pour un même diamètre de chambre de compression, la diminution de la puissance surfacique ou volumique tend à l'augmentation de l'efficacité de compression.

Pour la puissance surfacique, l'intensité de l'échange convectif (le flux surfacique) est la conséquence de l'intensité de l'énergie mécanique apportée par la compression. Un flux surfacique important traduit alors un apport important d'énergie thermique sur une faible surface. Dans ce cas, la qualité du flux convectif dans la chambre de compression est déterminante pour l'efficacité. Le dimensionnement d'un système efficace devra alors maximiser la surface d'échange disponible au cours de la compression. La puissance volumique fait apparaître également une forte dégradation de l'efficacité lors de l'augmentation de la compacité de la solution technologique pour un même diamètre de chambre de compression.

De plus, le diamètre influe significativement sur les pentes dessinées par les points d'un même diamètre (même couleur) sur ces deux courbes. Le diamètre de chambre de compression semble ajouter un effet supplémentaire indépendant des puissances surfaciques et volumiques. Ainsi, pour une même puissance surfacique ou volumique, la chambre de 30 mm présente quasi systématiquement une meilleure efficacité que pour les chambres de plus grand diamètre. Il apparaît alors que le diamètre de la chambre joue également sur la qualité de l'échange convectif.

L'étude de l'efficacité des compressions en fonction des différentes puissances calculées tend à montrer qu'il existe des effets particuliers liés aux conditions opératoires (diamètre, longueur, vitesse du piston liquide, ...) qui influencent l'efficacité des compressions. Or, l'efficacité d'une compression repose sur la capacité de l'air à maintenir sa température la plus proche de son état initial tout au long de la compression. L'étude des seules conditions finales de l'air n'est ainsi pas suffisante à la compréhension des phénomènes physiques présents.

Il est ainsi nécessaire d'étudier les données expérimentales de chaque compression en considérant toutes les données mesurées entre le démarrage de la compression et la fin de celle-ci.

5.2. Courbes expérimentales types et comparaison aux corrélations usuelles

Il est proposé de décrire les résultats d'un cas expérimental plutôt représentatif en illustrant bien les phénomènes recherchés. Cet essai (n°33) porte sur une chambre de compression de 100 mm de diamètre, une vitesse de montée du front liquide de 0,12 m/s et une longueur initiale de 6 m.

5.2.1. Profils caractéristiques de la vitesse du piston liquide

Le profil de vitesse du front liquide au cours de la compression est tracé sur la Figure 53. La compression démarre avec le piston liquide à la position adimensionnelle de $L^* = 0$. Rapidement, la vitesse du front liquide atteint 0,12 m/s et reste relativement constante au cours de la compression. Des oscillations de faible amplitude de la vitesse autour de sa valeur moyenne sont visibles. Elles résultent du fonctionnement propre de la pompe volumétrique et ont une fréquence proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur. Une légère baisse de vitesse s'amorce après la position relative de 0,8 en raison de l'apparition de fuites internes de la pompe liées à la pression.

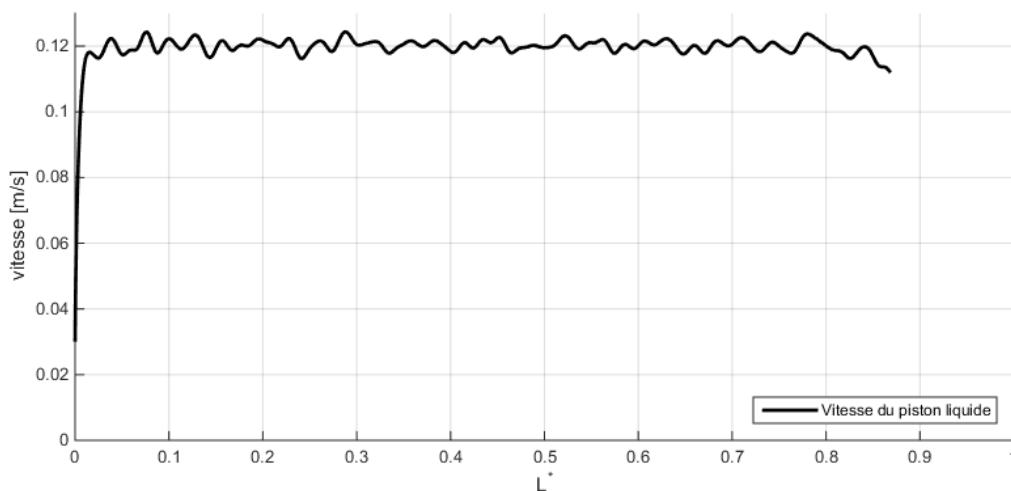


Figure 53 : Profil de vitesse expérimental pour une compression par piston liquide

5.2.2. Profils caractéristiques des températures au cours d'une compression

La température de l'air dans la chambre de compression est un paramètre important pour déterminer la part d'énergie mécanique convertie en énergie interne. Indirectement, la part échangée avec l'environnement peut également être estimée. La méthode inverse employée permet de déterminer une température à partir des mesures de pression et de la position du piston liquide. Cette valeur représente une moyenne spatiale de la température dans tout le volume d'air comprimé à un instant donné. Une autre température est mesurée, il s'agit de celle obtenue par le

thermocouple de culasse. La Figure 54 présente, à titre d'exemple, le résultat d'un cas expérimental pour ces deux températures.

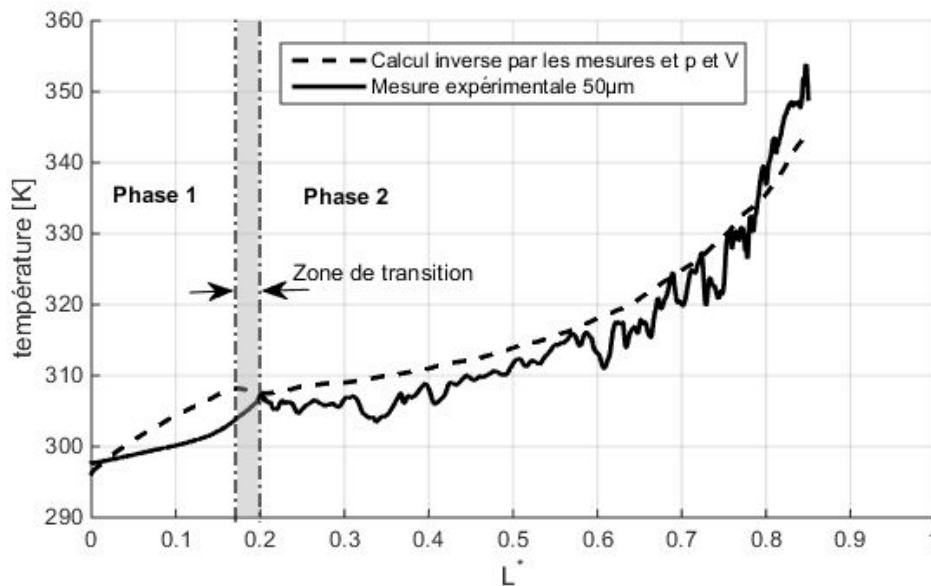


Figure 54 : Evolution des températures pour une compression expérimentale (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m, $P_{ini}=atm$)

A l'image du cas présenté, l'intégralité des mesures a montré une augmentation de la température de l'air au cours des compressions. Les niveaux de température atteints sont variables en fonction des paramètres expérimentaux. L'évolution des températures (mesure directe et méthode inverse) présente un point caractéristique. Ce point, dont la position évolue en fonction des conditions expérimentales, représente une forte modification de l'allure des courbes de température. Cette transition pourrait ainsi marquer la modification brutale de la valeur de l'échange thermique entre l'air et les parois.

Pour la mesure par thermocouple, la température mesurée au cours d'une compression présente sur la quasi-intégralité des mesures deux allures successives distinctes. On observe ici une première phase d'évolution continue et régulière de la température entre la position initiale et la position relative $L^* \approx 0,2$. Cette première phase d'évolution est suivie par une seconde phase présentant des variations temporelles significatives. La position du piston liquide lors de la transition est visible ici à $L^* \approx 0,2$. En fonction des paramètres expérimentaux, cette transition est observée pour des positions relatives de piston liquide variant entre 0,1 et 0,8. Nous supposons que dans la première phase, le thermocouple est baigné dans de l'air à température homogène ou immobile. La seconde phase correspond à l'apparition d'un mélange et d'un mouvement de l'air. Cette phase est révélée par des fluctuations de température importantes. L'augmentation rapide de la température avant la transition est visible sur une grande partie des mesures. Cependant, cette caractéristique n'est pas étudiée pour l'instant.

Dans le cas du calcul inverse de la température, un changement local de la pente est visible au cours des compressions, définissant aussi deux phases d'évolution. Dans le cas présenté, la transition entre les deux phases est placée au moment de l'inversion de la pente de la température équivalente à la position adimensionnelle $L^* = 0,17$. Les positions relatives du piston liquide lors de la transition, déterminées par ces deux méthodes, sont proches et évoluent dans les mêmes proportions.

La mesure directe de température par le thermocouple et le calcul de la température par la méthode inverse fournissent chacun une indication sur l'existence d'une transition de régime convectif pendant la compression. La zone comprise entre ces deux limites est appelée zone de transition, car nous ne pouvons déterminer précisément la position relative du piston lors de la transition. La température « inverse » étant plus représentative de l'état global de l'air, cette dernière est sélectionnée pour déterminer le point de transition. Nous focaliserons la suite des travaux sur la recherche d'une formulation empirique de la position du piston lors de cette transition. Elle est alors déterminée à partir de la température calculée, dite inverse.

En fonction des conditions expérimentales étudiées, certaines perturbations peuvent augmenter significativement l'erreur sur la position relative d'apparition de la transition voir empêcher la détection :

- La transition décrite sur la température mesurée est plus ou moins nette sur les courbes d'évolution de la température. Ainsi des événements tels que la fixation d'une goutte d'eau ou son détachement du thermocouple peuvent expliquer des variations, ou l'absence de variation, non représentative de l'état de l'air. En effet, la transition de régime est déterminée par la première variation franche de la température par rapport à la tendance des points précédents. Cette première variation peut être à la hausse comme à la baisse mais la perturbation doit perdurer significativement ensuite.
- En raison de la nécessité de filtrer les mesures de pression et de volume avant les calculs d'inversion, la netteté et l'étalement du changement de pente de la température inverse sont affectés.
- Le point de transition recherché sur l'évolution de température inverse n'est pas toujours matérialisé par un changement de signe de la pente de la température. Pour les mesures où la pente ne change pas de signe, c'est le point de la plus faible pente qui est sélectionné avec confirmation par l'observation de la mesure du flux thermique convectif calculé par méthode inverse. En effet, au cours d'une compression où l'énergie mécanique apportée croît continuellement, la baisse de la pente de la température traduit une augmentation du flux convectif global.

5.2.3. Confirmation de la présence d'une transition de régime convectif

Les deux températures mesurées au cours d'une compression, fournissent chacune une indication sur l'existence d'une transition de régime convectif. L'observation des flux énergétiques sur la Figure 55 renforce cette hypothèse.

Deux phases d'évolution distinctes peuvent également être déterminées ici. La zone de transition s'étale entre les positions adimensionnelles de piston de 0,15 et 0,21. Le flux d'énergie thermique égalant le flux d'énergie mécanique à 0,17, cette valeur est retenue pour positionner la transition. Sur la première phase, le flux d'énergie mécanique apporté par le piston liquide évolue autour de 100 W alors que le flux lié à l'échange thermique calculé par la méthode inverse vaut en moyenne 50 W. La transition est marquée par un rapprochement brusque du flux d'échange thermique par rapport au flux d'énergie mécanique, voire même son dépassement dans le cas présenté en exemple. La seconde phase présente un flux d'énergie mécanique et thermique s'intensifiant.

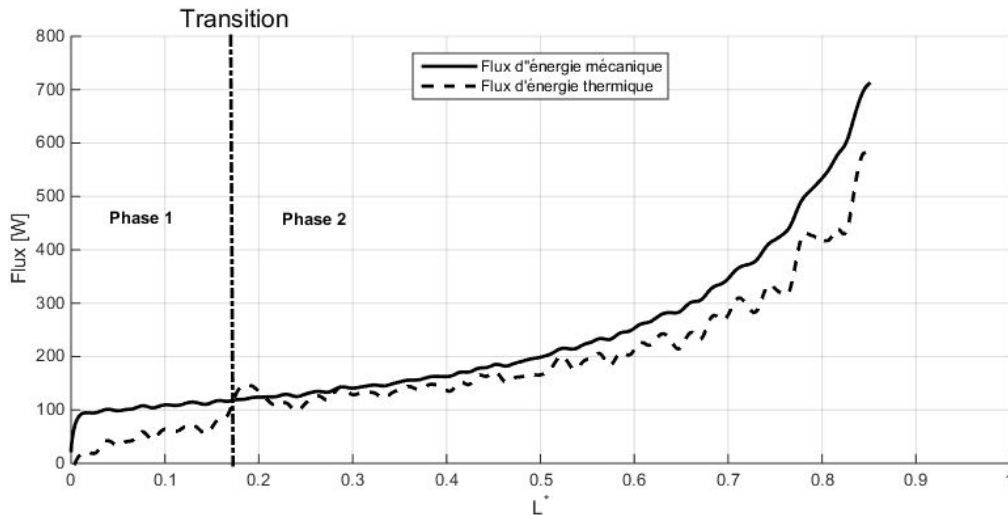


Figure 55 : Evolution du flux thermique et mécanique pour une compression expérimentale

On note également la présence d'oscillations répétées du flux d'énergie thermique tout au long de la compression. Celles-ci sont liées au dispositif expérimental et non à un phénomène thermique. En effet, la pompe volumétrique employée engendre des variations périodiques de la vitesse du front liquide. Le flux thermique employant dans son calcul cette vitesse (par la dérivée du volume), ces faibles oscillations de vitesse se traduisent en variation de flux convectif.

L'écart relatif entre ces deux flux est tracé en Figure 56 et est exprimé sous la forme suivante :

$$\frac{P(t) - \Phi(t)}{P(t)} \quad (5.5)$$

L'observation de cette courbe confirme la présence d'un changement brusque de l'échange convectif lors de la transition. Dans la première phase, seule 50 % de l'énergie mécanique apportée est échangée sous forme thermique avec l'environnement. Ceci traduit une faible performance de l'échange thermique convectif. La transition marque une augmentation brutale de la capacité du système à bien échanger par convection et conserve cette caractéristique jusqu'à la fin de la compression. Sur la phase 2, nous notons tout de même une faible augmentation de l'écart. En effet, l'écart relatif de flux énergétiques remonte au cours de cette phase de compression jusqu'à environ 0,2. A la fin de la compression, c'est ainsi 20 % de l'énergie mécanique apportée qui n'est pas évacuée par échange convectif.

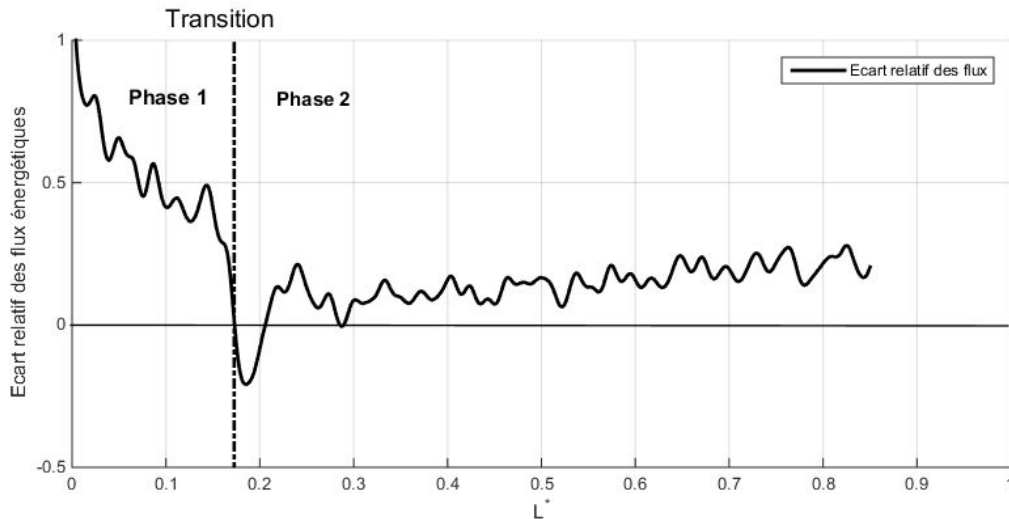


Figure 56 : Evolution de l'écart relatif des flux énergétiques pour une compression expérimentale

Les constatations faites sur les flux énergétiques renforcent l'hypothèse de l'existence d'une transition de régime. Cette transition correspond au passage d'un régime d'échange convectif de type laminaire à un échange convectif de type turbulent.

5.2.4. Comparaison entre les modèles d'échange convectif de la littérature et les résultats expérimentaux

Nous cherchons à présent, à comparer des corrélations d'échange convectif existantes aux mesures réalisées sur le banc d'essai (Neu et al. 2015a). Les corrélations du nombre de Nusselt employées sont détaillées dans le Tableau 8. Il est noté que les corrélations sont cependant employées hors de leur domaine normal d'application.

On peut sélectionner quatre types de configuration plus ou moins éloignés de la nôtre. En première approche et en raison de leurs ressemblances géométriques, il est envisagé de considérer les travaux existants pour les écoulements en conduite cylindrique lisse. Il s'agit de l'écoulement en conduite, en régime laminaire (5.6) ou turbulent (5.7). L'échange thermique spécifique, lié à une zone d'entrée d'une conduite (5.8) est également sélectionné pour la comparaison. La longueur d'entrée est ici assimilée à la longueur $L(t)$. Une ressemblance de principe entre la compression par piston liquide et par piston solide est également observée. Une corrélation spécifique aux chambres de combustion de moteur thermique, uniquement pendant la phase de compression de l'air (5.9), est aussi prise en considération.

	Corrélation testée	Auteur
Conduite lisse, régime laminaire	$Nu_D = 3,657$	(5.6) Nusselt
Conduite lisse, régime turbulent	$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{1/3}$	(5.7) Colburn
Régime d'entrée de conduite	$Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(5.8) Hausen
Chambre de combustion (Phase de compression)	$Nu_D = 3,26 D^{-0,2} \left(\frac{P}{1000}\right)^{0,8} (2,28 U_{pist})^{0,8} T^{-0,55} \frac{D}{\lambda_{air}}$	(5.9) Woschni

Tableau 8: Corrélations du nombre de Nusselt testées

L'évolution du nombre de Nusselt en fonction de la position du piston calculée par la méthode inverse est tracée sur la Figure 57. L'exemple proposé correspond au même cas que détaillé précédemment (essai n°33). La comparaison du nombre de Nusselt « expérimental » avec les corrélations citées est présentée.

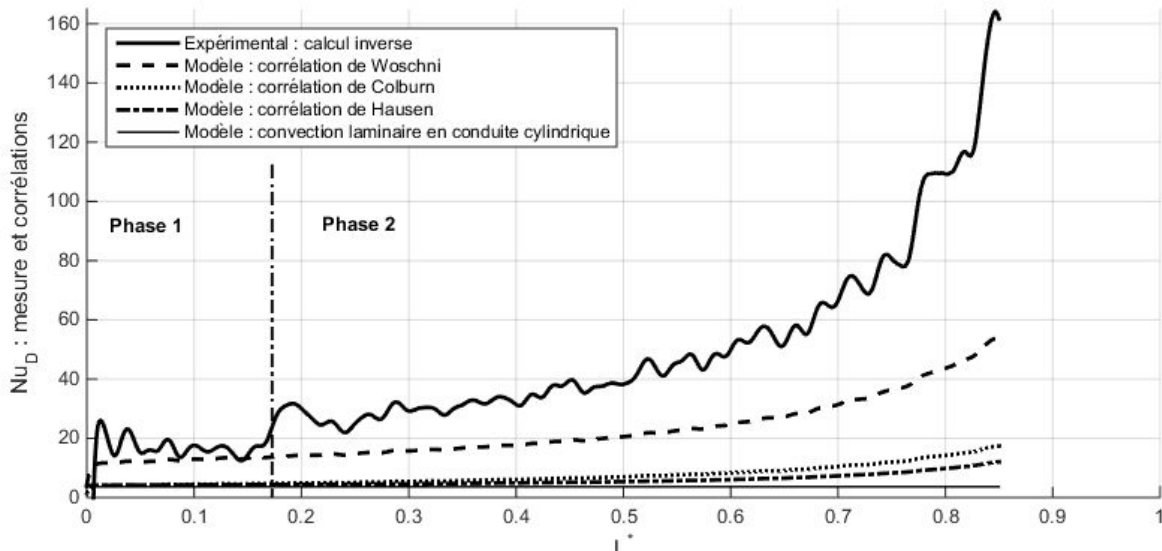


Figure 57 : Evolution des nombres de Nusselt obtenus par mesure inverse et par modélisation

On constate sur ce graphe qu'aucune des corrélations testées ne reproduit fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt mesuré. Nous notons également que la transition entre les phases 1 et 2 correspond à une augmentation brutale du nombre de Nusselt confortant l'hypothèse qu'un changement de régime convectif a bien lieu.

Le nombre de Nusselt expérimental de la phase 1 évolue ici autour de 15. A titre de comparaison, les modèles pour les écoulements en conduite cylindrique proposent tous des valeurs entre 3 et 4. Seule la corrélation de Woschni fournit une valeur proche de la mesure pour ce cas. Cependant, toujours pour la phase 1, cette corrélation s'éloigne aussi significativement des valeurs expérimentales pour d'autres essais. Au cours de la phase 2 le nombre de Nusselt expérimental augmente significativement, passant dans le cas étudié de 30 à plus de 160.

Nous focaliserons la suite des travaux sur la validation d'une transition de régime convectif puis sur la recherche d'une formulation empirique de cette transition en analysant sa loi d'évolution. L'objectif suivant sera la recherche d'une corrélation spécifique du nombre de Nusselt pour chacune des deux phases décrites.

5.2.5. Remarques générales et biais possible des mesures

Il est possible de noter pour certaines mesures, la baisse brutale de la température calculée par méthode inverse vers la fin des mesures, lorsque la pression devient élevée. A l'image des constatations expérimentales de Yan B. (Yan et al. 2015), cette évolution est très différente de ce qui est observé sur la mesure par le thermocouple. Cette baisse brutale de la valeur calculée est très certainement liée à un biais expérimental. Celui-ci est d'autant plus important que le volume initial d'air à comprimer est faible ou que la pression est forte. Ainsi, plusieurs phénomènes peuvent être la cause de ce phénomène :

- Le volume d'air « mort », devient significatif face au volume de la chambre de compression. Ce volume correspond au volume d'air supplémentaire qui a été également comprimé, car présent dans les équipements de métrologie et les raccords jusqu'aux vannes. Bien que prise en compte dans les calculs et mesurée initialement, la valeur de ce volume présente une incertitude de détermination plus forte.
- La masse d'air en compression est déterminée à partir de la longueur de chambre occupée et la section du tube. Il est possible qu'il existe de faibles variations de la section de la chambre de compression suivant l'axe de déplacement du piston. Cependant, à partir de plusieurs points de mesure, seule une section moyenne est utilisée dans les calculs. Une erreur systématique de détermination de ce volume peut alors être commise en fonction de la régularité du diamètre de la chambre de compression.
- La pression devenant significative, la déformation de la chambre de compression ou des équipements cités précédemment peut induire une sous-estimation du volume réel par le calcul inverse.
- Le volume d'air devenant faible, l'erreur de détermination du volume (au travers de la mesure de la position du front liquide) influe plus fortement sur la valeur de la température calculée par la méthode inverse.
- La condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air fait diminuer la quantité de gaz comprimé. Ce paramètre est négligé dans le calcul de la température en raison de l'impossibilité de réaliser la mesure pendant la compression. Ainsi le calcul interprète ce phénomène comme une diminution de la température, au lieu d'une diminution de la masse de gaz.

Des investigations complémentaires seront nécessaires pour définir plus précisément la source de ces divergences

5.3. Analyse phénoménologique de l'écoulement

Une première phase d'observation des mouvements de l'air dans la chambre de compression a été réalisée sur le 1^{er} dispositif expérimental. Le diamètre interne de la chambre de compression transparente est de 30 mm et la longueur utile d'environ 2 m.

Les mouvements de l'air ont été observés à l'œil nu lors de compressions d'air comportant un nuage de particules liquides (homogène dans tout le volume ou localisé, en fonction des essais). Deux types de brouillard ont été employés pour les visualisations :

- Un brouillard d'eau obtenu par détente rapide d'un volume d'air comprimé saturé en vapeur d'eau.
- Un brouillard de particules provenant d'une machine à fumée de spectacle.

L'illumination du tube a été réalisée par une raie de lumière blanche. Les observations sont faites en compression à des vitesses de front liquide inférieures ou égales à environ 0,25 m/s. En raison de l'allongement important de la chambre de compression, seule une petite fraction de la chambre peut être observée par un expérimentateur pour chaque essai. Un grand nombre d'essai ont ainsi été nécessaires à l'obtention d'une vision d'ensemble.

L'intégralité des observations a montré la stabilité et l'horizontalité de la surface libre du piston liquide. Il a également été observé l'apparition de condensation d'eau sur les parois en fin de

compression. En fonction des essais, l'intensité de cette condensation a varié d'inexistante à modérée (voile opaque uniforme de micro gouttelettes d'eau rendant floue l'observation dans la chambre de compression).

5.3.1. Observation du mouvement de l'air dans la chambre de compression

Les observations visuelles de mouvements des particules contenues dans l'air lors de compressions ont révélé plusieurs structures d'écoulement caractéristiques au cours des compressions. L'ensemble est représenté dans l'ordre chronologique sur la Figure 58. L'écoulement interne observé se structure sous une forme laminaire avant de se déstabiliser et de prendre une allure turbulente.

Le démarrage d'une compression, représenté sur la figure « a », est caractérisé par l'établissement d'un écoulement central ascendant. Cet écoulement central présente une vitesse supérieure à la vitesse du piston liquide. Alors que la partie supérieure du volume en compression reste pratiquement immobile, l'écoulement ascendant central remonte au travers de cet air immobile initiant le mouvement.

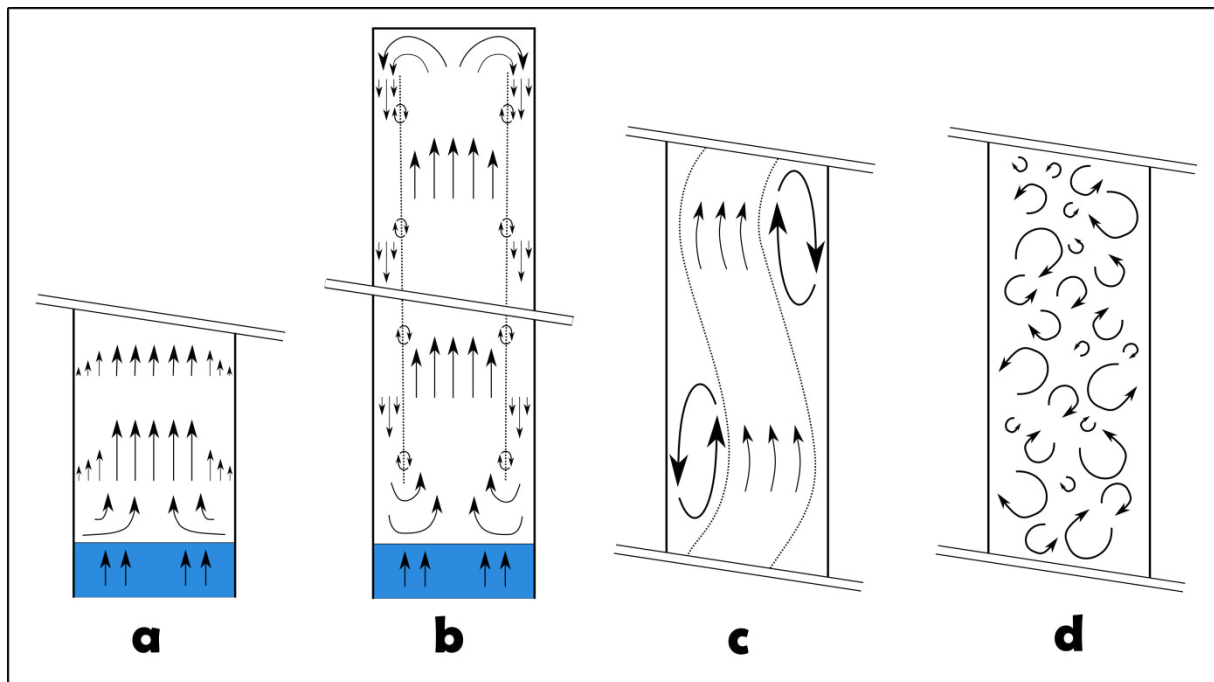


Figure 58 : Schéma des écoulements observés au cours de compressions par piston liquide

Rapidement, après le démarrage de la compression, une structure globale s'établit dans toute la chambre de compression à l'image du schéma « b ». La colonne centrale traverse ainsi toute la chambre de compression, du piston liquide à la culasse, avec une vitesse supérieure à la vitesse du piston liquide. Un écoulement annulaire descendant entre les parois et la colonne centrale est également observé. Il semblerait que celui-ci s'établisse en même temps que la colonne centrale de la culasse vers le piston liquide, mais les observations visuelles n'ont pas permis de s'en assurer. Toujours au cours de la structure « b », des zones de recirculations sont présentes aux deux extrémités de la chambre de compression. Au niveau de la culasse, l'air de la colonne centrale se dirige vers l'anneau extérieur avant de redescendre. Au niveau du piston liquide, l'air descendant de l'espace annulaire se dirige vers le centre et est emporté dans la colonne centrale. A la frontière des

flux ascendants et descendants, il existe une zone de gradients de vitesse dont le centre est quasi-immobile (ligne en pointillé sur le schéma). Cette zone est le siège de petites instabilités engendrant des mouvements de faible amplitude de certaines particules entre les deux régions de vitesse. La structure « b » se maintient jusqu'à ce que le piston liquide atteigne, dans ces conditions opératoires, environ les trois quarts de la longueur initiale de la chambre de compression ($L_{tr}^* \approx 0,75$).

Alors que la vitesse de l'air dans la colonne centrale est significativement supérieure à la vitesse du piston liquide (sans doute plus de 200 % ou 300 %), de fortes instabilités déforment la structure de l'écoulement comme sur la figure « c ». De grosses structures, tourbillonnaires et alternées ou plus chaotiques, apparaissent près des parois en même temps que la déformation de la colonne centrale. Cet état de transition est généralement court et tend vers l'état « d ».

De manière assez brutale, la structure de l'écoulement se désagrège en une multitude de tourbillons comme représenté sur le schéma « d ». Cet état, morphologiquement proche d'un écoulement en régime turbulent, perdure jusqu'à la fin de l'essai.

5.3.2. Interprétations et hypothèses

Les observations visuelles permettent d'établir que deux régimes d'écoulement distincts se succèdent au cours de toutes les compressions. Une première structure d'écoulement de type laminaire s'établit dès le démarrage de la compression. Cette structure perdure puis se transforme en écoulement turbulent sur la seconde partie de la compression.

Alors que la présence d'une zone centrale de plus forte vitesse avait été anticipée, la recirculation annulaire du fluide est absente de la littérature scientifique sur la compression par piston liquide. La présence d'un écoulement double (montant et descendant) pourrait ainsi être la raison des écarts d'échange convectif observés entre les expérimentations et les modèles d'échange thermique des écoulements laminaires en conduite.

La cause du basculement de l'écoulement laminaire vers une forme turbulente ne peut être établie par de simples observations. Nous pouvons cependant remarquer l'apparition et l'amplification de petites instabilités, en particulier à la frontière des écoulements à contre courant. Les conditions de l'écoulement et l'amplitude de ces perturbations sont certainement les éléments déclencheurs de la transition vers la forme turbulente de l'écoulement.

Ces observations renforcent notre conviction de la nécessité de rechercher des corrélations d'échange convectif spécifiques à ce cas d'écoulement. Nous rechercherons également d'éventuelles indications sur la transition du régime convectif au travers des mesures effectuées.

5.4. Recherche d'une corrélation de prédiction de la position du piston liquide lors de la transition

A l'aide d'une étude paramétrique basée sur le plan expérimental détaillé précédemment, nous allons rechercher des corrélations entre la position d'apparition de la transition et les paramètres expérimentaux. Cette corrélation de détermination de la position du piston liquide lors de la compression permettra ensuite de rechercher les corrélations du nombre de Nusselt relatives à la compression par piston liquide pour les deux phases.

5.4.1. Corrélation de la position des transitions entre les deux températures mesurées

Dans ce paragraphe, la corrélation entre les positions relatives d'apparition de la transition pour les deux méthodes de détermination est établie. Les valeurs de L_{tr}^* lors de la transition sont proches entre la température mesurée par thermocouple et la température « inverse » pour chaque cas expérimental. Une corrélation entre ces données est testée chambre par chambre et sur l'intégralité des 73 points de mesures. La Figure 59 présente la position relative du piston liquide lors de l'observation de la transition déterminée par les deux températures, mesurée et « inverse ».

Sur la base de toutes les mesures disponibles, l'application d'une régression linéaire (droite noire) donne une pente de 0,95 et un coefficient r^2 de 0,78. La bonne détermination par une corrélation linéaire montre un fort lien entre ces deux transitions. Cela nous conforte dans l'idée qu'une unique transition est la source des singularités des profils de températures mesurées par thermocouple et calculées par méthode inverse.

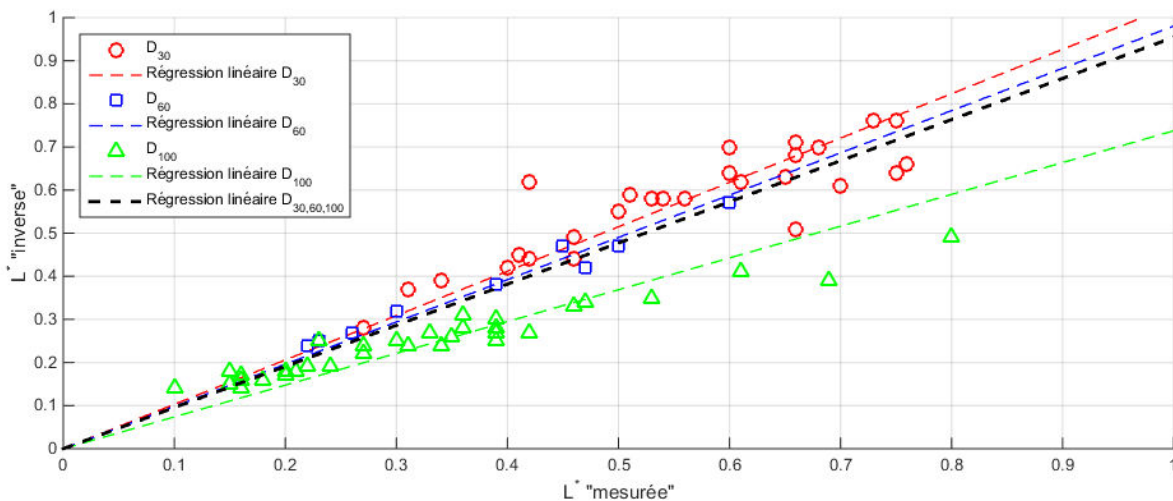


Figure 59 : Corrélation entre les inflexions déterminées par le calcul inverse et par la mesure locale de température

Nous remarquons également l'éloignement de l'unité de la valeur de la pente de la régression linéaire pour les mesures du tube de 100 mm (droite verte), dont la pente n'est que de 0,74 et le coefficient r^2 de 0,87. Ceci montre qu'il peut exister un décalage de position de piston liquide entre la détection de la transition par le calcul « inverse » de la température et la mesure locale faite par thermocouple. Ainsi, pour la chambre de 100 mm la transition apparaît en premier sur le calcul inverse, puis plus tardivement sur la mesure locale par le thermocouple. Le décalage de position relative est le plus fortement marqué pour les essais du tube de 100 mm aux faibles longueurs initiales (2 m et 3 m) et faibles vitesses. On peut soupçonner qu'il existe pour ces essais un retard, ou une distance de propagation de la transition de régime d'échange convectif entre son apparition globale et sa détection par le thermocouple.

La bonne corrélation des positions des inflexions des deux températures confirme la présence d'un changement de régime d'échange convectif concomitant à l'apparition d'un brassage de l'air détecté par le thermocouple. Ceci tend à confirmer que la transition observée est bien une transition de régime convectif.

5.4.2. Effet de la variation de la longueur de chambre de compression

L'effet de la longueur initiale de la chambre est analysé pour toutes les séries expérimentales qui conservent constants la vitesse de piston liquide et le diamètre de la chambre. A partir des trois diamètres de chambres disponibles (D_{30} , D_{60} et D_{100}), 10 séries distinctes² ont été réalisées pour des chambres de longueur initiale comprises entre 2 m et 6 m.

La Figure 60 présente L_{tr}^* (la position relative du piston liquide lors de la transition de régime convectif) en fonction de la longueur initiale de chambre de compression pour toutes ces séries. De manière générale, nous remarquons que le rétrécissement d'une chambre de compression engendre l'augmentation de la valeur de L_{tr}^* . De même, les essais réalisés sur la chambre D_{30} conduisent à des valeurs de L_{tr}^* généralement supérieures à 0,5, alors que les essais de la chambre D_{100} conduisent à des valeurs inférieures à 0,5.

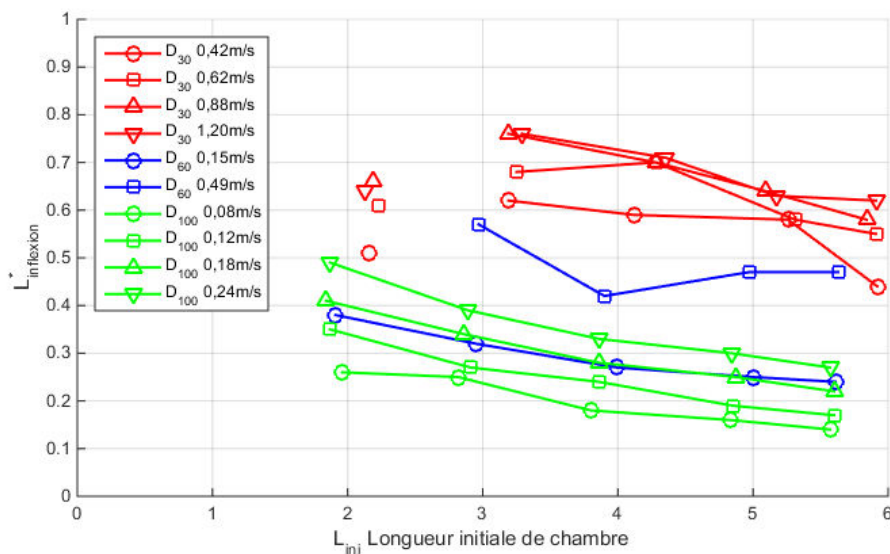


Figure 60 : Evolution de la longueur relative de transition pour 10 séries expérimentales faisant varier la longueur initiale de chambre

L'analyse de la tendance de chacune des 10 séries conduit à établir une loi linéaire pour tous les essais. L'application d'une régression linéaire à chacune de ces séries mène à des coefficients de pente compris entre -0,028 et -0,067 avec une moyenne de -0,041 (Tableau 9).

² Pour l'essai de la chambre de D_{60} à $L_{ini} = 2$ m et $U_{pist} = 0,49$ m/s, la détermination graphique de la transition est impossible, car non détectée/délectable ; Bien que présentés sur le graphique, les points de mesure de la chambre D_{30} à la longueur initiale de 2 m sont exclus de l'interprétation. En effet, c'est avec une très grande difficulté et une très grande incertitude que la position de transition L^* a été déterminée.

Chambre de compression	Vitesse pompe [m/s]	Coefficient directeur de la régression linéaire
D ₃₀	0,42	-0,0555
	0,62	-0,0559
	0,88	-0,0679
	1,20	-0,0578
D ₆₀	0,15	-0,0296
	0,49	-0,0282
D ₁₀₀	0,08	-0,0380
	0,12	-0,0388
	0,18	-0,0424
	0,24	-0,0434
Moyenne		-0,041

Tableau 9 : Coefficient de régression linéaire pour les différentes séries expérimentales

Il ressort de l'ensemble de ces mesures une évolution linéaire du paramètre L_{tr}^* en fonction de la longueur initiale de la chambre de compression. Nous considérons la pente moyenne comme représentative de l'intégralité des configurations testées ($C_I = -0,041$). Cette loi s'écrit :

$$L_{tr}^* = -0,041L_{ini} + f(U_{pis}, D) \quad (5.10)$$

f est une fonction inconnue, qui dépend des autres paramètres expérimentaux.

5.4.3. Effet de la variation de la vitesse du piston liquide

Nous étudions à présent l'influence de la vitesse de montée du piston liquide sur la position de la transition.

Des vitesses de montée de la surface libre du piston liquide différentes ont été obtenues par la variation de vitesse de rotation de la pompe. Elles sont comprises entre 12% et 60% de la vitesse maximale du moteur. Les vitesses sont cependant maintenues constantes durant chaque essai. En raison de la différence de section des trois chambres de compression, leur plage de vitesse de piston liquide est différente.

La Figure 61 présente la position du piston liquide lors de la transition de régime convectif en fonction de la vitesse du piston liquide. Ici aussi, différentes séries sont construites en conservant la même chambre de compression et une longueur initiale proche. Pour des essais conservant tous les autres paramètres égaux, la diminution de la vitesse du piston liquide engendre une transition plus précoce.

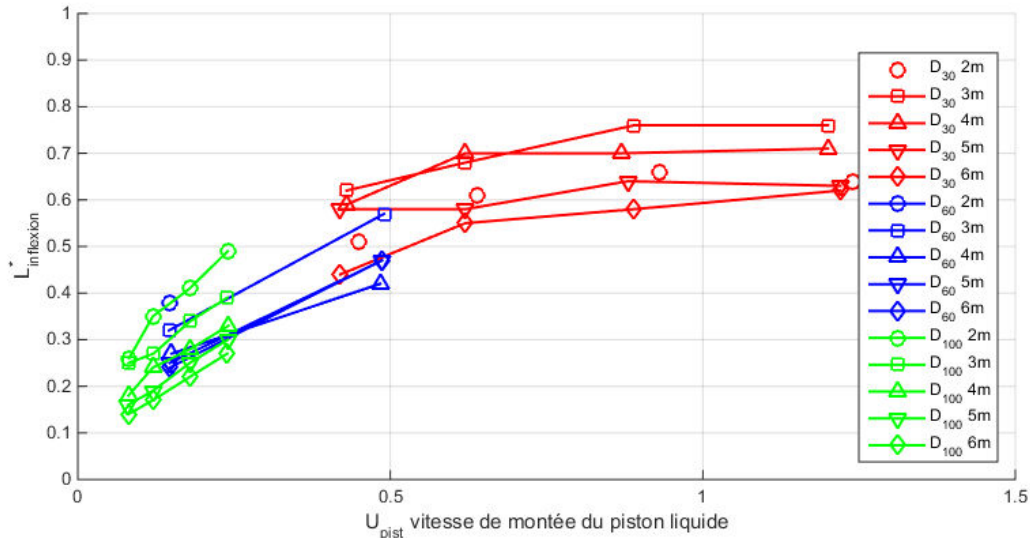


Figure 61 : Evolution de la longueur relative de transition pour 15 séries expérimentales à différentes vitesses de piston liquide

Une impression d'indépendance du diamètre apparaît, faisant penser à la seule influence de la vitesse de piston liquide en plus de l'influence de la longueur initiale déjà mise à jour. Il est important de se rappeler qu'une seule pompe (dont la plage de variation de débit est restreinte) a été utilisée pour toutes les mesures. Il existe ainsi dans le protocole expérimental une corrélation entre l'augmentation du diamètre de chambre de compression et la diminution de la vitesse de piston liquide. Il est ainsi difficile d'extraire l'influence d'un seul de ces deux paramètres. Les observations réalisées sans instrumentation numérique sur le banc d'essai transparent de 30 mm de diamètre ont montré pour de faibles vitesses (environ 0,05 m/s) des positions relatives de transition de l'ordre de 0,5. Ceci tend à confirmer un effet significatif du diamètre dans la transition de régime convectif.

Nous observons cependant sur la Figure 62 un effet linéaire du débit du piston liquide sur la position relative d'apparition de la transition pour toutes les séries.

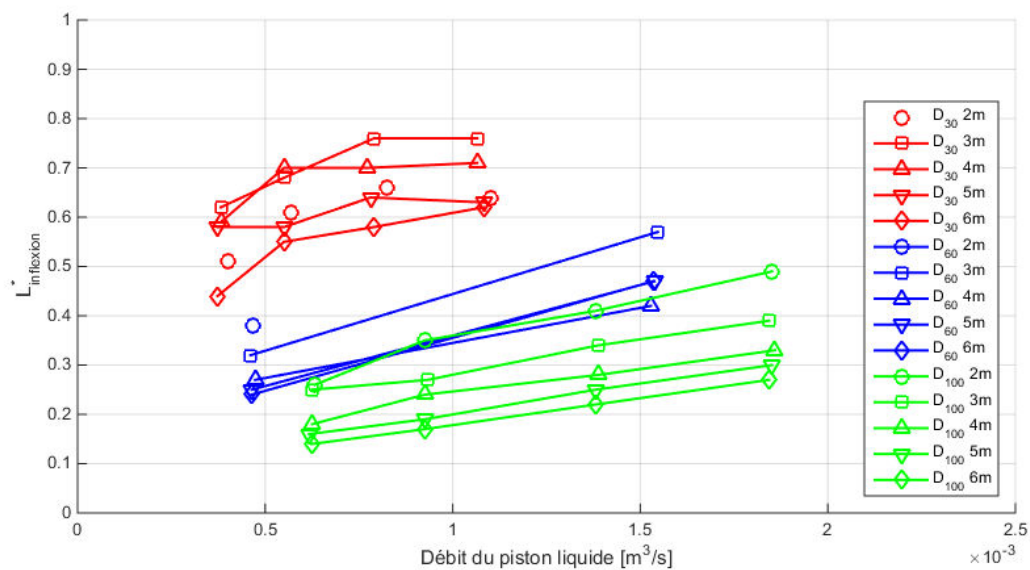


Figure 62 : Evolution de la longueur relative de transition pour 15 séries expérimentales pour différents débits de piston liquide

La réalisation d'une régression linéaire affine sur chacune des séries met en avant des coefficients de pente assez semblables : ils sont reproduits dans le Tableau 10.

Chambre de compression	Longueur de chambre [m]	Coefficient directeur de la régression affine	Moyennes
D ₃₀	2	173	126
	3	44	
	4	145	
	5	86	
	6	230	
D ₆₀	2	230	173
	3	142	
	4	205	
	5	215	
	6	180	
D ₁₀₀	2	120	128
	3	116	
	4	116	
	5	107	
	6	107	

Tableau 10 : Coefficient de régression linéaire pour les séries à débit variable

Il est ainsi possible de proposer à nouveau une fonction linéaire affine représentant l'évolution de la position du piston liquide lors de la transition de régime d'échange convectif sous la forme :

$$L_{tr}^* = 142 \frac{U_{pist} D^2 \pi}{4} + f'(L_{ini}, D) \quad (5.11)$$

Avec f' une fonction des autres paramètres.

Afin de simplifier l'écriture, le rapport $\pi/4$ est intégré dans le coefficient directeur moyen ($C_2=111$).

$$L_{tr}^* = 111 U_{pist} D^2 + f'(L_{ini}, D) \quad (5.12)$$

5.4.4. Effet de la variation du diamètre de la chambre de compression

Bien que nous ayons réalisé des mesures utilisant différents diamètres de chambre de compression, il a été impossible de conserver une même vitesse d'avance du piston pour tous les diamètres. Pour permettre une comparaison des essais à différents diamètres, il est judicieux de ramener les valeurs mesurées à une même longueur et vitesse. Les positions relatives du piston lors de la transition sont corrigées à l'aide des corrélations déterminées précédemment. Par combinaison linéaire des équations (5.10) et (5.12), on peut formuler une position relative corrigée dont l'expression est la suivante :

$$L_{tr,c}^* = L_{tr}^* - 0,041 L_{ini} - 111 U_{pist} D^2 \quad (5.13)$$

Ainsi cette position relative corrigée permet de calculer une position relative de transition à une même vitesse de piston et une même longueur de chambre de compression pour tous les essais

réalisés. De cette manière, seule la variation du diamètre devrait agir sur la valeur de cette position relative.

La Figure 63 comprend l'intégralité des mesures des séries faisant varier la vitesse de piston, la longueur initiale et le diamètre de la chambre de compression. Il y est tracé la position relative corrigée de toutes ces mesures en fonction de l'inverse du diamètre de la chambre.

Une certaine dispersion est présente autour de la valeur moyenne pour chaque chambre, en particulier sur la série à $L_{ini}=2$ m de la chambre D_{30} (ronds rouges) exclue pour calculer la régression.

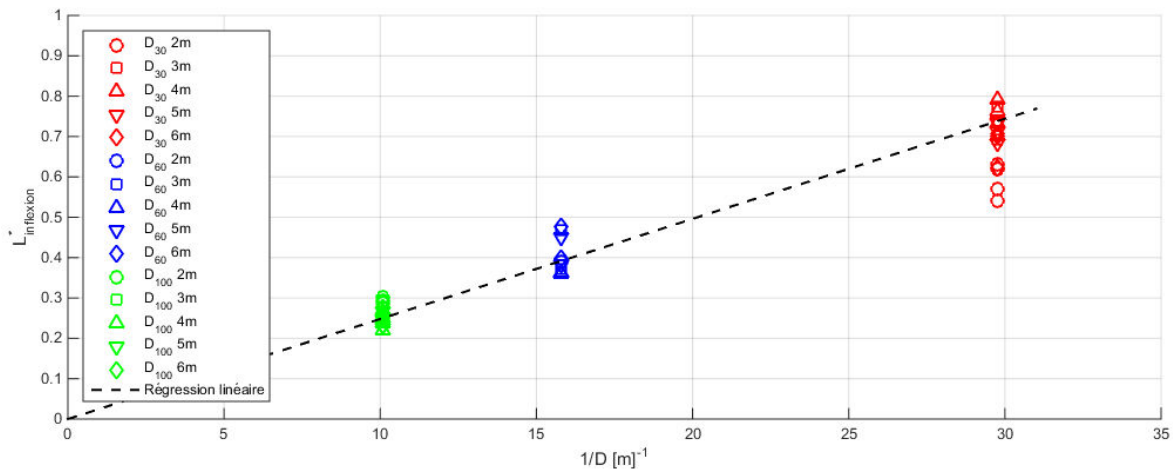


Figure 63 : Evolution de la longueur relative de transition corrigée en fonction de l'inverse du diamètre pour les essais des trois diamètres de chambre

La position relative du piston liquide corrigée en fonction de l'inverse du diamètre de la chambre prend une allure linéaire. L'application d'une régression linéaire (droite noire) donne un coefficient de détermination de 0,97. Ainsi, on peut établir une fonction représentant l'évolution de la position du piston liquide lors de la transition de régime d'échange convectif sous la forme :

$$L_{tr,c}^* = \frac{0,0248}{D} \quad (5.14)$$

Il est à présent possible d'exprimer la position relative du piston liquide lors de la transition en fonction des paramètres expérimentaux et des coefficients déterminés précédemment ($C_3=0,0248$) :

$$L_{tr}^* = -0,041L_{ini} + 111U_{pist}D^2 + \frac{0,0248}{D} \quad (5.15)$$

5.4.5. Effet de la variation de la pression initiale

Afin d'augmenter la compréhension des conditions d'apparition de la transition de régime convectif, des séries de mesures supplémentaires ont été réalisées avec des surpressions de l'air à l'état initial. Pour ces essais, réalisés dans les chambres D_{30} et D_{100} , la pression initiale est comprise entre la pression atmosphérique et 7 bars. La longueur initiale est quant à elle maintenue à 5 m.

La Figure 64 présente la position relative d'apparition de la transition d'échange convectif en fonction de la pression initiale dans la chambre. Les courbes en pointillés correspondent aux

régressions paraboliques de ces séries de points dont l'expression est donnée par l'équation (5.16) et les valeurs dans le Tableau 11.

$$L_{tr}^* = a p_{ini}^b \quad (5.16)$$

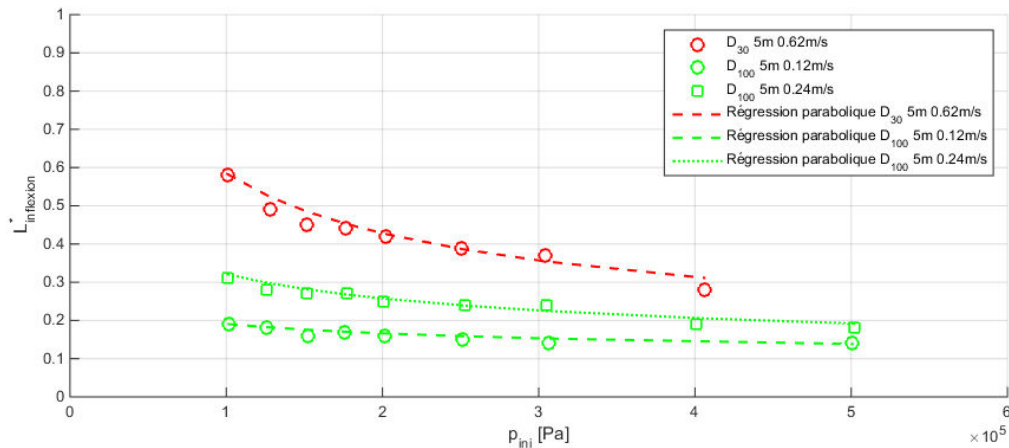


Figure 64 : Evolution de la longueur relative de transition pour 3 séries expérimentales faisant varier la pression initiale d'air dans la chambre

De manière générale, l'augmentation de la pression initiale accélère l'apparition de la transition. Pour les régressions paraboliques, le coefficient porté en exposant évolue dans le même sens que la vitesse du piston liquide mais dans des proportions moindres.

Chambre de compression	Longueur de chambre [m]	Vitesse piston liquide	Coefficient proportionnel a	Coefficient en exposant b	Coefficient en exposant $/\sqrt{U_{pist}}$
D_{30}	5	0,62	104	-0,45	-0,58
D_{100}	5	0,12	1,91	-0,20	-0,57
D_{100}	5	0,24	12,8	-0,32	-0,65

Tableau 11 : Coefficient de régression parabolique pour les séries faisant varier la pression initiale

Le rapport de ce coefficient divisé par la racine carrée de la vitesse tend vers une constante. Nous confirmons l'effet de la vitesse par la Figure 65 sur laquelle sont tracées les évolutions logarithmiques. Dans ce repère, la corrélation parabolique devient une corrélation linéaire affine. Les valeurs portées en abscisse sont alors calculées suivant la formule :

$$x = \log_{10} \left(\frac{p_{ini}}{p_{ref}} \right) \sqrt{U_{pist}} \quad (5.17)$$

Avec p_{ref} , la pression atmosphérique normale de 101325 Pa.

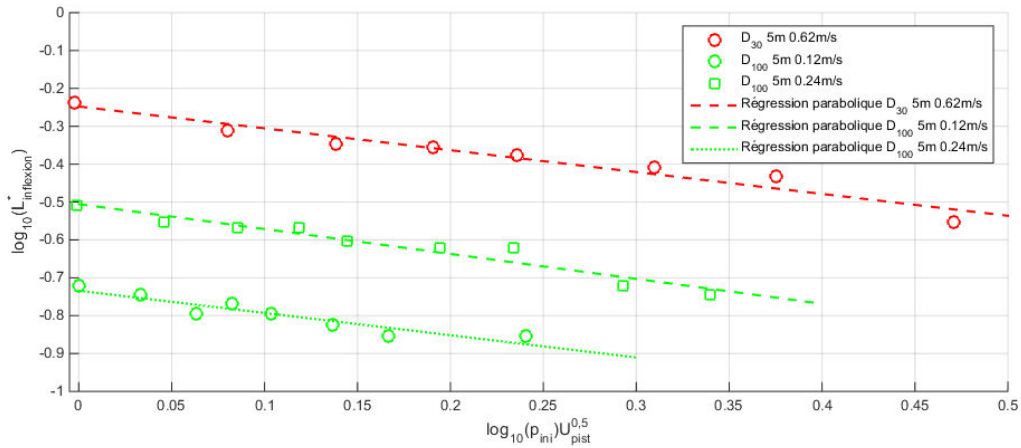


Figure 65 : Evolution du logarithme de la longueur relative de transition pour 3 séries expérimentales faisant varier la pression initiale d'air dans la chambre

Dans ce repère, les pentes de régression des trois séries, calculées dans le Tableau 12, sont proches.

Chambre de compression	Longueur de chambre [m]	Vitesse piston liquide	Pente de la régression linéaire	r^2
D ₃₀	5	0,62	-0,58	0,95
D ₁₀₀	5	0,12	-0,59	0,87
D ₁₀₀	5	0,24	-0,66	0,93

Tableau 12 : Coefficients directeur des régressions linéaires des trois séries expérimentales pour différentes pressions initiales

La pente moyenne des régressions permet alors de déterminer la valeur du coefficient ($C_4 = -0,61$). Il est ainsi possible d'exprimer la position relative d'apparition de l'inflexion pour un changement de pression initiale :

$$L_{tr}^* = \left(\frac{p_{ini}}{p_{ref}} \right)^{-0,61 \cdot \sqrt{U_{pist}}} f''(U_{pist}, L_{ini}, D) \quad (5.18)$$

Avec f'' la fonction définissant la position relative du piston liquide lors de la transition à la pression atmosphérique normale.

N'ayant pas réalisé de série de mesure de variation de pression à d'autres longueurs initiales que 5 m, nous ne pouvons pas déterminer si ce paramètre influe sur la valeur des coefficients obtenus ici. Bien que le paramètre d'étude soit ici la pression initiale mesurée, nous pouvons soupçonner que le paramètre directeur est plutôt l'effet de la variation des propriétés physiques du gaz et en particulier la masse volumique. Il est ainsi planifié pour la suite des travaux la réalisation de séries de mesures avec d'autres gaz, tels que l'argon ou le CO₂ pour compléter cette partie de la corrélation.

5.4.6. Corrélation de détermination de la transition

A partir des trois fonctions obtenues précédemment, la position relative du piston s'écrit :

$$L_{tr}^* = \left(-0,041 L_{ini} + 111 U_{pist} D^2 + \frac{0,0248}{D} \right) \left(\frac{p_{ini}}{p_{ref}} \right)^{-0,61 \cdot \sqrt{U_{pist}}} \quad (5.19)$$

Avec, $p_{ref} = 101325$ Pa ; $2 \text{ m} < L_{ini} < 6 \text{ m}$; $0,08 \text{ m/s} < U_{pist} < 1,25 \text{ m/s}$ et $30 \text{ mm} < D < 100 \text{ mm}$.

La Figure 66 représente la position relative du piston lors de la transition de régime convectif calculée par cette corrélation en fonction des données expérimentales. Ce graphique permet d'évaluer la représentativité de la corrélation par rapport aux résultats réels. L'application d'une régression linéaire sur la série de points fait apparaître une droite moyenne dont la pente est très proche de 1 et un coefficient de corrélation r^2 de 0,95. On note que la dispersion des valeurs est plus forte lorsque la valeur de la position relative est importante. Toutefois, la corrélation reproduit assez fidèlement l'évolution de la position de la transition pour les différentes conditions expérimentales testées.

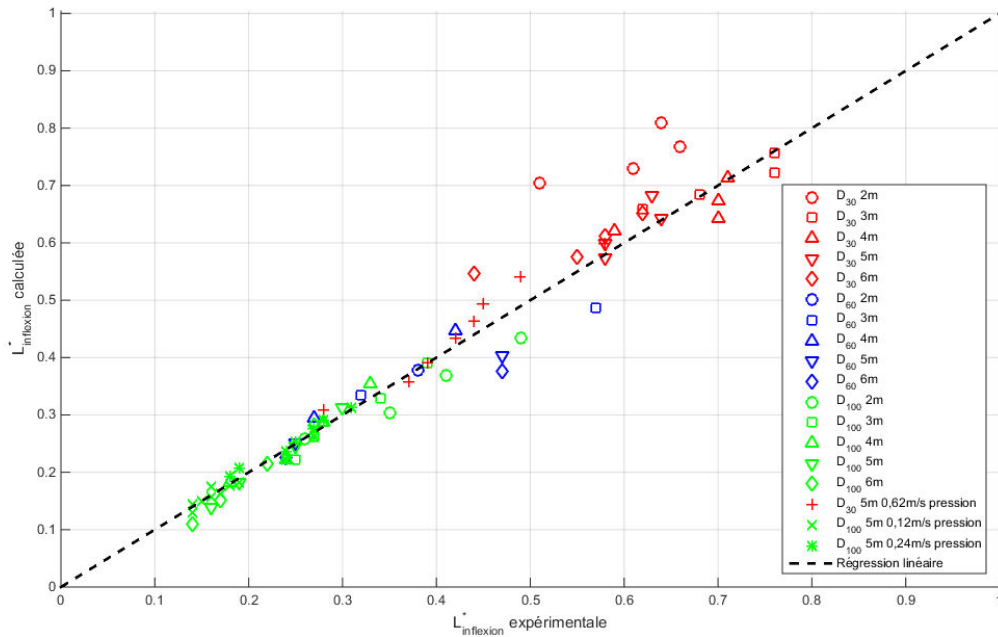


Figure 66 : Comparaison des positions du piston liquide lors de la transition

Une optimisation des coefficients est également recherchée pour la même série de données par la minimisation de l'écart relatif par la méthode des moindres carrés et la fonction *fminsearch* de Matlab (Tableau 13).

Coefficient	Avant optimisation	Après optimisation
C_1	-0,041	-0,0344
C_2	111	109
C_3	0,0248	0,0227
C_4	-0,61	-0,645
Régression linéaire		
Pente	1,004	1,011
r^2	0,952	0,955
Ecart relatif		
Ecart type	9,9 %	8,6 %

Tableau 13 : Synthèse des coefficients de la corrélation avant et après optimisation

Les écarts relatifs entre les mesures expérimentales et les prédictions obtenues par la corrélation sont représentés au travers d'un histogramme porté sur la Figure 67. La corrélation empirique donne, pour les 72 mesures utilisées ici, 54 points présentant un écart à la valeur expérimentale de moins de $\pm 10\%$ (soit 75 % des cas). La corrélation optimisée donne 56 points dans cet intervalle soit 78% des cas. Il est également intéressant de noter l'allure gaussienne centrée des deux distributions.

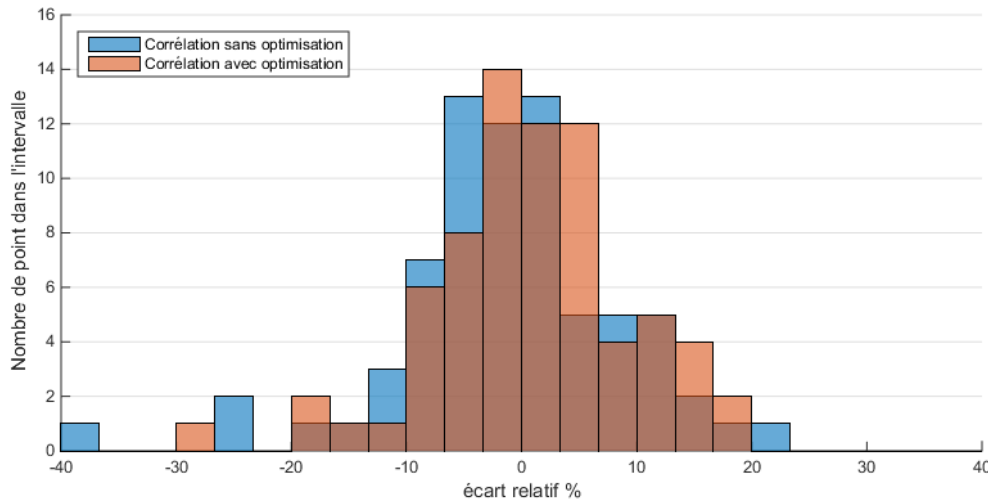


Figure 67 : Histogramme des écarts relatifs de la prédiction de la position relative de transition avant et après optimisation de ses coefficients

Bien que l'écart type de la distribution soit amélioré par l'optimisation, l'apport de celle-ci reste très limité. En effet, l'allure globale de répartition des points est identique entre les deux jeux de coefficients. Une très légère amélioration de la position est observable pour les points dont l'écart entre la mesures et le calcul est le plus grand. En contrepartie de cette amélioration, la pente de la régression linéaire s'éloigne très légèrement de 1, avec une valeur de 1,011. L'optimisation de la valeur des coefficients n'aboutit qu'à une faible amélioration de la prédiction et conforte la qualité de la méthode employée initialement. Ainsi, après optimisation la corrélation prend les valeurs suivantes :

$$L_{tr}^* = \left(-0,0344L_{ini} + 109 U_{pist} D^2 + \frac{0,0227}{D} \right) \left(\frac{p_{ini}}{p_{ref}} \right)^{-0,645 \sqrt{U_{pist}}} \quad (5.20)$$

Avec, $p_{ref} = 101325 \text{ Pa}$; $2 \text{ m} < L_{ini} < 6 \text{ m}$; $0,08 \text{ m/s} < U_{pist} < 1,25 \text{ m/s}$ et $30 \text{ mm} < D < 100 \text{ mm}$.

Il est important de noter que le même jeu de mesure est utilisé pour rechercher la corrélation et sa vérification. Il est ainsi impossible de valider complètement la représentativité de cette corrélation. De plus, en raison des caractéristiques du dispositif expérimental, le diamètre de la chambre et la plage de vitesse sont couplés. Il est ainsi difficile de différencier les effets de ces deux paramètres. Des essais supplémentaires utilisant une pompe de plus faible débit nominal permettraient ainsi une validation plus solide.

La méthode mise en œuvre pour la recherche d'une corrélation permet cependant de prédire la position du piston liquide lors de la transition de régime convectif. Nous avons pu ainsi obtenir une corrélation et des valeurs pour ses coefficients représentant bien les résultats obtenus expérimentalement.

5.5. Recherche des corrélations d'échange convectif

Alors que la bibliographie ne propose pas de corrélation d'échange convectif valable pour le cas étudié, il est recherché une nouvelle corrélation. Différentes formes de corrélations sont proposées et optimisées sur la base de l'ensemble des mesures réalisées. La transition de régime convectif préalablement déterminée permettra l'étude séparée des deux phases de la compression.

5.5.1. Détail de l'étude pour la corrélation isotherme

Le modèle théorique purement isotherme est analysé en premier. En effet, l'analyse thermodynamique (partie 3.5.2) a permis de mettre en avant la formulation du nombre de Nusselt du cas isotherme en fonction d'un produit de nombres adimensionnels. Les données expérimentales sont alors étudiées par rapport à ce cas idéal de compression.

Le nombre de Nusselt inverse, obtenu à partir du premier principe de la thermodynamique et de la loi des gaz parfaits, se calcule à partir des mesures temporelles de pression et de volume d'air au cours d'une compression. Son expression établie au paragraphe 4.2, est rappelée ici:

$$\overline{Nu}_{D,inv}(t) = \frac{\frac{1}{\gamma-1} (V(t)dp + \gamma p(t)dV)}{S(t)(T_p - \overline{T}_{inv}(t)) dt} \frac{D}{\lambda_{air}} \quad (5.21)$$

En parallèle, il a été établi par l'étude thermodynamique la valeur du nombre de Nusselt au cours d'une compression isotherme par piston liquide. Le modèle ainsi créé est formulé de la manière suivante:

$$\overline{Nu}_{D,iso}(t) = \frac{r}{4C_p} Re_D(t) Pr(t) Gc(t) \frac{D}{L(t)} \quad (5.22)$$

Ce nombre de Nusselt dit « isotherme » représente une valeur maximale du nombre de Nusselt dans le cas d'une compression idéalement isotherme. La comparaison du nombre de Nusselt inverse d'origine expérimentale (5.21) et du nombre de Nusselt isotherme (5.22) est ensuite réalisée.

La Figure 68 montre l'évolution de ces deux nombres de Nusselt au cours d'une des compressions. Ce cas expérimental est représentatif d'un grand nombre d'essais et il est identique à celui étudié au chapitre 5.2.

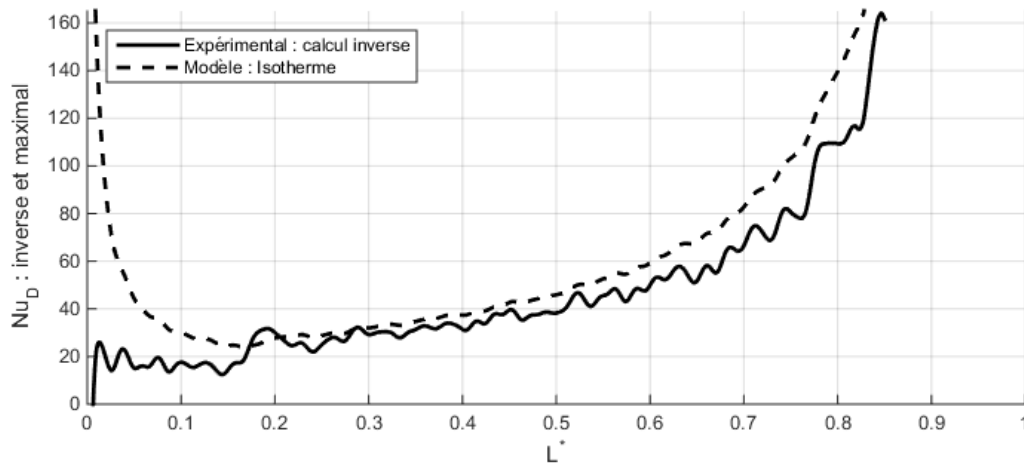


Figure 68 : Evolution des nombres de Nusselt au cours d'une compression (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m)

En première approche, l'allure du nombre de Nusselt isotherme semble proche de celle du nombre de Nusselt inverse. Cette ressemblance d'allure est particulièrement forte sur la seconde partie de la compression, soit après la transition de régime. Le modèle isotherme ne représente cependant que peu fidèlement l'allure de la partie laminaire de la compression.

La transition de régime convectif se traduit par une discontinuité du nombre de Nusselt expérimental ; celui-ci augmente significativement et brutalement à cet instant. Lors de la transition de régime, on note même le dépassement du nombre de Nusselt du modèle isotherme par celui obtenu par le calcul inverse. Ce dépassement indique que l'intensification de la convection est telle que l'échange thermique devient supérieur à l'apport énergétique de la compression. Une partie de l'énergie interne emmagasinée par l'air au début la compression est ainsi restituée sous forme d'échange thermique. Le nombre de Nusselt du modèle thermodynamique isotherme ne traduit pas cette transition de régime. Cela continue de confirmer l'existence d'un phénomène fortement convectif induit par la transition de régime convectif.

Afin de comparer les résultats de tous les essais, une nouvelle forme de représentation graphique simplifiée est utilisée. La Figure 69 retranscrit l'évolution du nombre de Nusselt inverse (expérimental) en fonction du nombre de Nusselt isotherme. Dans ce repère sont tracées les évolutions du nombre de Nusselt au cours des 73 compressions proposées dans le plan d'expérience. Seuls dix points par essai de compression sont représentés dans ce graphique. Ces points sont répartis équitablement avant et après la transition de régime convectif. Ces dix points représentent ainsi des moyennes locales du nombre de Nusselt, permettant l'allègement des graphiques par la diminution du nombre total de marqueurs.

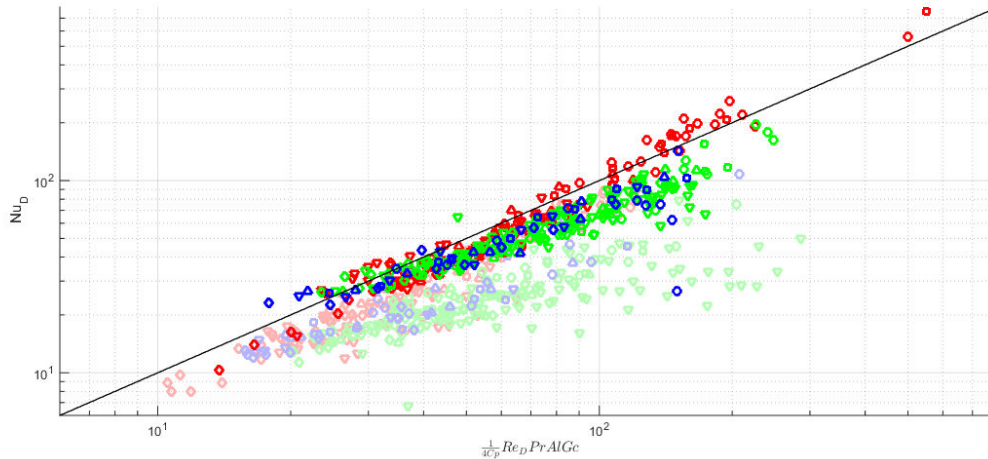


Figure 69 : Répartition des points expérimentaux du nombre de Nusselt inverse en fonction du nombre de Nusselt isotherme (D_{30} =Rouge, D_{60} =Bleu, D_{100} =vert ; foncé = turbulent, clair=laminaire)

Nous pouvons noter en premier lieu la présence d'une grande majorité de points expérimentaux dans la zone en deçà de la droite du modèle isotherme. Cela retranscrit le fait que le nombre de Nusselt « inverse » reste généralement inférieur au nombre de Nusselt du modèle isotherme. On note également la présence générale des points expérimentaux du cas turbulent (couleurs foncées) au dessus des points du cas laminaire (couleurs claires).

Dans ce repère logarithmique, une tendance linéaire se retrouve pour le nuage de point. Plus précisément, les points du régime laminaire semblent regroupés suivant une première tendance, et ceux du régime turbulent suivant une autre tendance. Les points les plus proches de la ligne de Nusselt maximum (modèle isotherme) correspondent au régime turbulent.

L'observation par diamètre de chambre de compression est plus délicate. D'un point de vue général, les mesures correspondant à la chambre de 30 mm sont les plus proches du modèle isotherme. A l'inverse, les mesures sur la chambre de 100 mm semblent les plus éloignées.

D'un point de vue plus statistique, il est possible d'étudier des écarts relatifs entre le nombre de Nusselt inverse et le cas isotherme sur la base des 73 mesures. Cet écart relatif correspond ainsi à l'écart entre ces deux nombres de Nusselt pour un même instant lors d'une compression divisée par la valeur du nombre de Nusselt inverse. Le calcul de l'écart relatif est réalisé à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta Nu_D^* = \frac{\overline{Nu_{D_{iso}}}}{\overline{Nu_{D_{inv}}}} - 1 \quad (5.23)$$

Au cours d'une compression, cet écart relatif évolue. La Figure 70 donne l'exemple de l'évolution de cet écart relatif des nombres de Nusselt pour le même essai type.

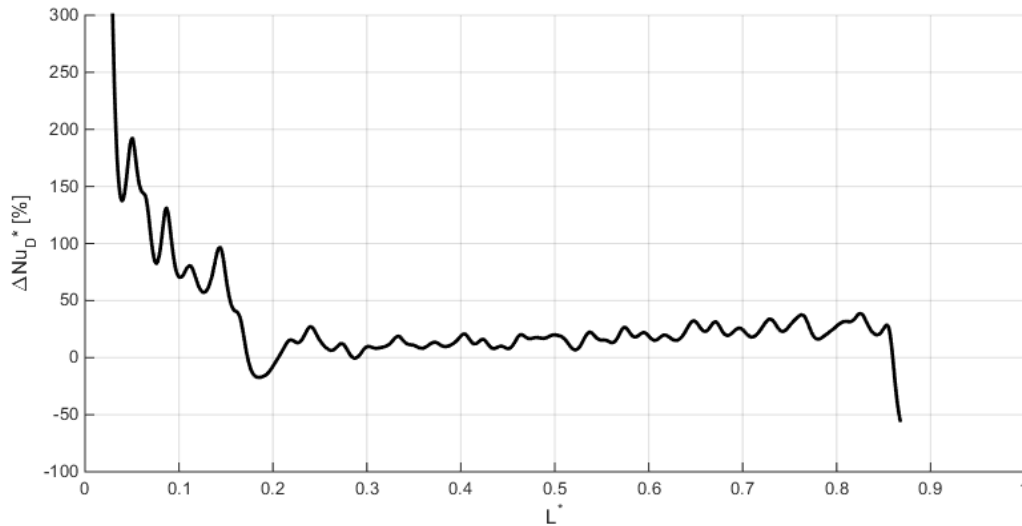


Figure 70 : Evolution de l'écart relatif des nombres de Nusselt (Isotherme/Inverse) au cours d'une compression (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m)

Pour cet exemple, l'écart relatif au début de la compression est par exemple très grand, supérieur à 200%. Cela signifie que la corrélation utilisée, ici isotherme, surévalue le nombre de Nusselt de plus de 200 % par rapport au nombre de Nusselt réel, mesuré par méthode inverse. Pour pratiquement tout le reste de la compression, la corrélation isotherme surévalue toujours le nombre de Nusselt inverse, mais dans une moindre mesure. Ainsi l'étude des écarts relatifs des nombres de Nusselt d'une compression permet de quantifier la représentativité d'une corrélation d'échange convectif.

Afin de se forger un avis sur la qualité de la corrélation, il est possible de résumer la Figure 70 d'un point de vue statistique. Ainsi, la valeur moyenne de l'écart relatif sur toute la compression est de 31 %. Cet indicateur nous montre que la corrélation isotherme surévalue, de 31 % en moyenne, le nombre de Nusselt au cours de la compression. Un écart type peut également être calculé à partir des mêmes données. Il fournit une indication sur la dispersion des points expérimentaux. Ici, l'écart type, de l'écart relatif des nombres de Nusselt, est de 42 % ; il traduit une dispersion certaine autour de la moyenne.

D'un point de vue plus graphique, la représentativité de la corrélation peut être analysée sur une distribution normalisée des écarts relatifs tracée en Figure 71. L'abscisse indique l'écart relatif et l'ordonnée l'occurrence normalisée d'apparition de cet écart relatif. L'occurrence normalisée correspond ainsi à un certain nombre de points expérimentaux de l'essai compris dans l'intervalle, normalisée par rapport au nombre d'intervalles et de points expérimentaux totaux. Ainsi, la somme des barres de l'historgramme représente une occurrence normalisée de 1.

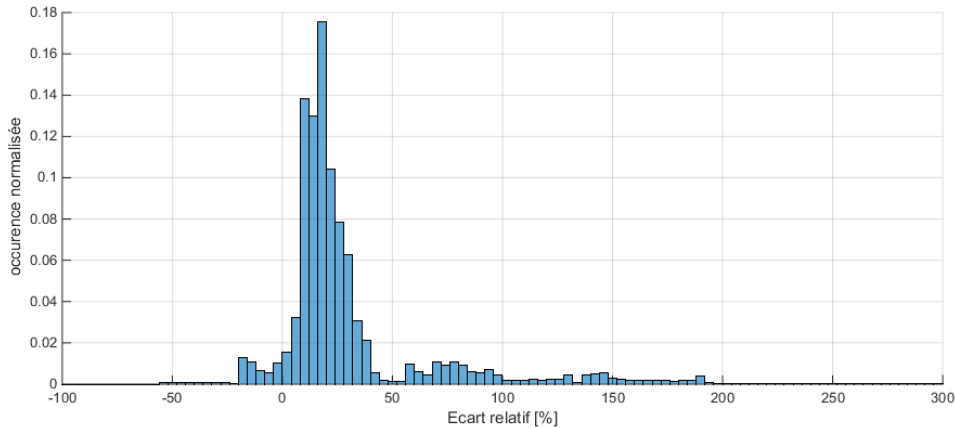


Figure 71 : Histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (Isotherme/inverse) pour une compression

On note que la majorité des occurrences est comprise entre un écart relatif de 5 % et de 40 %. On remarque également qu'un certain nombre de points expérimentaux se situent au delà de 40 %, en particulier entre 50 % et 200 %. Pour rappel, la moyenne est de 31 % et l'écart type de 42 %.

Ainsi, l'histogramme traduit de manière statistique et synthétique les observations faites directement sur la Figure 70.

La même étude peut être réalisée pour les 73 mesures du plan d'expérience. Nous proposons ainsi d'étudier la distribution de tous les écarts relatifs sur un même histogramme³. La Figure 72 est l'histogramme de la distribution de ces écarts calculés en cumulant les 73 mesures.

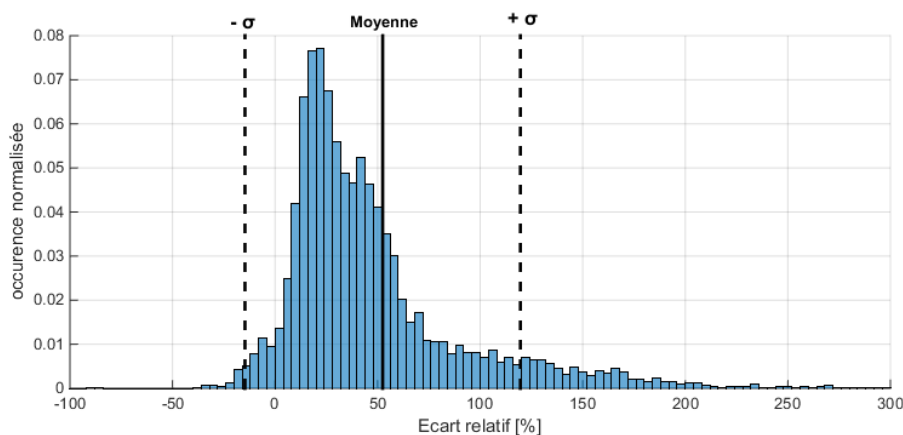


Figure 72 : histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (Isotherme/inverse) pour 73 compressions

L'allure de l'histogramme obtenue est à la fois non centrée et très étalée, à l'image de l'histogramme présenté pour une seule mesure. Sur l'ensemble des points, l'écart relatif moyen entre les deux

³ Afin de limiter la taille des fichiers analysés, seuls 200 points expérimentaux sont employés pour l'analyse statistique de chaque compression. Cette diminution du nombre de points expérimentaux de chaque mesure est nécessaire afin de respecter à la fois l'équité de poids de chaque essai et de conserver une bonne représentativité de l'évolution des nombres de Nusselt au cours des compressions. Les calculs et analyses sont alors effectués sur le total des 200 points expérimentaux de chacun des 73 essais, soit 14600 points expérimentaux pour réaliser cette étude statistique. Les points sont répartis dans l'intervalle $L^* = [0,08 ; 0,88 L^*_{jin}]$ pour l'ensemble des régimes convectifs, $L^* = [0,08 ; L^*_{lr}-0,02]$ pour le régime laminaire et dans l'intervalle $L^* = [L^*_{lr}+0,02 ; 0,88 L^*_{jin}]$ pour le régime turbulent.

nombre de Nusselt est de 53 % et l'écart type de la distribution atteint 67 %. Ces résultats confirment la mauvaise représentation de l'échange convectif expérimental par le modèle isotherme, en surestimant significativement le nombre de Nusselt. Son utilisation directe dans une modélisation de compression par piston liquide engendrerait ainsi une forte surévaluation de l'échange thermique.

Il est tout de même possible de noter une différence significative des écarts relatifs entre la partie laminaire et turbulente de la compression. Dans la suite des travaux, il est proposé d'étudier séparément l'échange convectif laminaire (phase 1) et l'échange convectif turbulent (phase 2).

5.5.1.1. Phase laminaire

Le premier régime convectif se mettant en place au début de la compression a été déterminé comme étant de type laminaire. Le flux thermique convectif possible y est relativement faible en raison du faible apport énergétique de la compression. De plus, la faible agitation de l'air peut être un frein complémentaire à l'échange thermique (cf. paragraphe 5.3).

La même démarche d'étude est appliquée aux points expérimentaux se situant exclusivement avant la transition de régime convectif. Cinq moyennes locales du nombre de Nusselt sont représentées pour chaque essai sur la Figure 73.

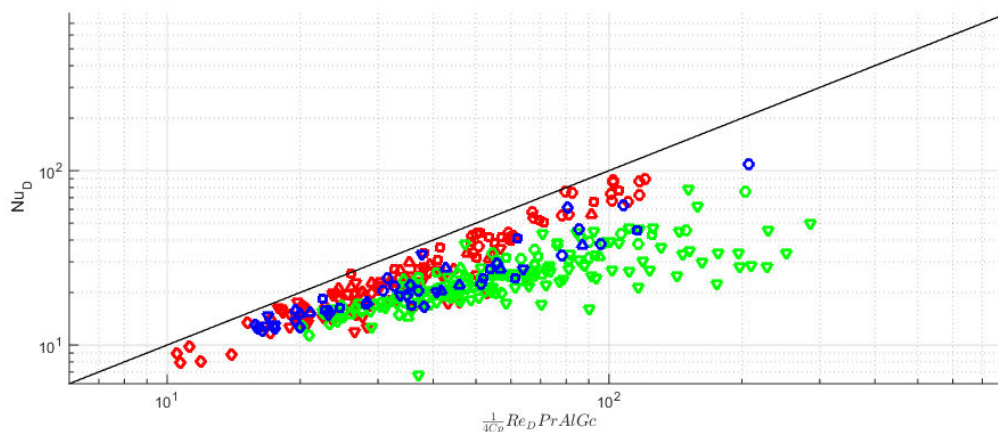


Figure 73 : Répartition des points expérimentaux du nombre de Nusselt inverse en fonction du nombre de Nusselt isotherme en phase laminaire (D30=Rouge, D60=Bleu, D100=vert)

Une tendance générale, plutôt linéaire, apparaît toujours dans le repère logarithmique. Cependant, la dispersion des points est importante. C'est en particulier le cas pour les essais sur la chambre de compression de 100 mm dont l'abscisse (nombre de Nusselt isotherme) vaut plus de 100. Aucun point expérimental ne se place au dessus de la droite du modèle isotherme.

La seule observation de ce graphique ne permet pas d'évaluer finement les écarts présents entre le modèle isotherme et les mesures réelles. A nouveau, l'analyse statistique de l'ensemble des 73 mesures permet de quantifier la pertinence du modèle.

L'histogramme des écarts relatifs est présenté sur la Figure 74. L'étalement des points sur une grande plage négative d'écart relatif traduit cette forte surestimation du modèle isotherme.

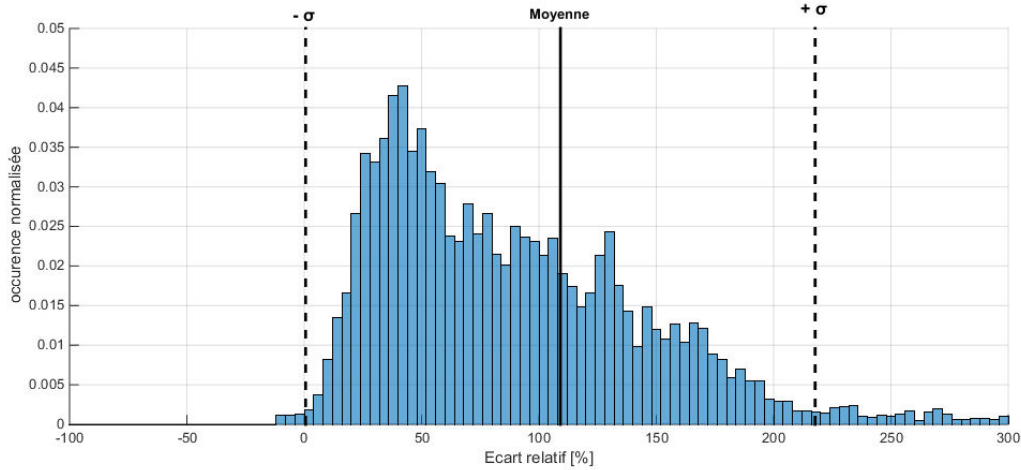


Figure 74 : Histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (Isotherme/inverse) pour la partie laminaire des 73 compressions

Les données statistiques révèlent une moyenne des écarts relatifs de 109% et un écart type de la distribution de 109%. Ces valeurs sont significativement plus importantes que pour l'étude combinée laminaire-turbulent. Cela confirme les constatations précédentes faites sur la Figure 73 : La dispersion importante des points engendre ici un écart type important. Le décalage des points expérimentaux sous la droite du modèle isotherme est traduit par le décentrage de la moyenne des écarts relatifs vers des valeurs positives importantes.

Le modèle isotherme théorique semble ainsi peu indiqué à la réalisation d'un modèle pour l'échange convectif laminaire pendant la compression.

5.5.1.2. Phase turbulente

Il est proposé ici d'étudier spécifiquement les échanges convectifs après la transition de régime convectif, c'est-à-dire en phase turbulente. Les 73 séries sont à nouveau traitées suivant la même méthode. Seuls les points du régime convectif turbulent sont ici tracés sur la Figure 75.

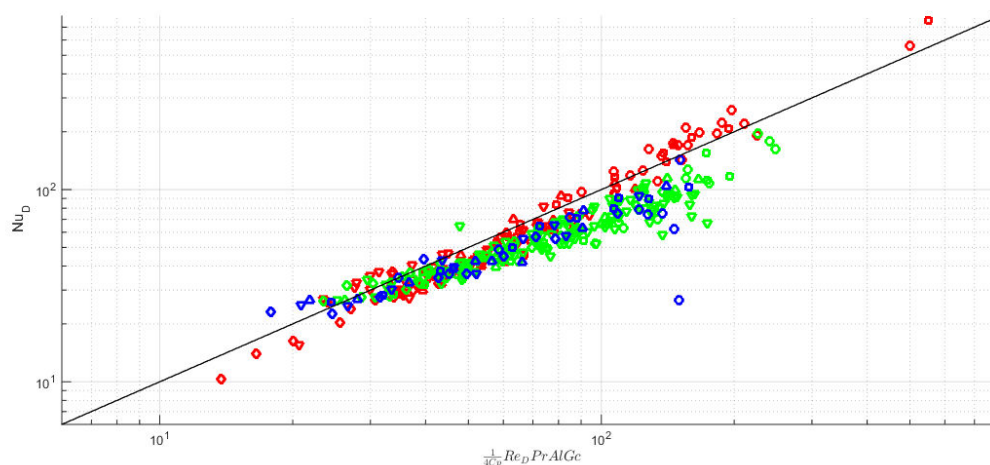


Figure 75 : Répartition des points expérimentaux du nombre de Nusselt inverse en fonction du nombre de Nusselt isotherme en phase turbulente (D30=Rouge, D60=Bleu, D100=vert)

Dans le repère logarithmique, une tendance linéaire de l'ensemble est visible, proche de la ligne de Nusselt isotherme. Il peut être noté une petite différence de tendance des mesures dans la chambre de 30 mm (marqueurs rouges). Une partie des points des mesures de cette chambre pour des Nusselt inverses supérieurs à 70 sont au-dessus du modèle isotherme. Cela n'est pas le cas des points expérimentaux des chambres de 60 mm et de 100 mm pour ces mêmes niveaux de nombre de Nusselt. D'autres points, dans une zone inférieure ou égale à un nombre de Nusselt inverse de 40, dépassent le modèle isotherme pour tous les diamètres. La grande majorité des points expérimentaux présentent tout de même un nombre de Nusselt inverse inférieur au nombre de Nusselt calculé par le modèle Isotherme, ce qui confirme que la compression n'est quasiment jamais isotherme.

L'analyse statistique des écarts relatifs entre ces deux nombres de Nusselt est présentée sur la Figure 76.

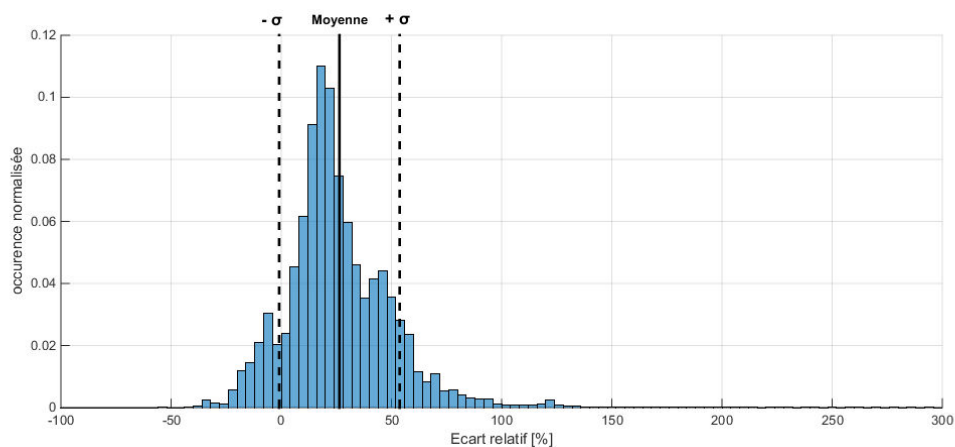


Figure 76 : histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (Isotherme/inverse) pour la partie turbulente des 73 compressions

L'allure de l'histogramme s'améliore par rapport à l'étude des deux phases combinées, ou à la convection laminaire seule. L'allure générale est de type gaussienne, mais n'est pas centrée sur 0. L'estimation du nombre de Nusselt par le modèle isotherme dans la phase turbulente surestime toujours l'échange thermique avec une moyenne de la distribution de 26 %, mais dans une moindre mesure que pour la phase laminaire. L'écart type est ici de 27 %, marquant la forte diminution de la dispersion des points expérimentaux.

Bien que les données statistiques soient meilleures, le modèle isotherme semble encore trop éloigné des évolutions réelles pour modéliser l'échange thermique.

Il est possible de synthétiser toutes ces données pour la corrélation isotherme dans le Tableau 14:

Régime convectif étudié	Corrélation	Statistique des écarts relatifs	
		Ecart type	Moyen
Toute la compression	$\overline{Nu_D} = \frac{r}{4C_p} Gc Re_D Pr Al$	67 %	53 %
Laminaire		109 %	109 %
Turbulent		27 %	26 %

Tableau 14 : synthèse des données statistiques des écarts relatifs du nombre de Nusselt pour l'étude de la corrélation isotherme

Sans surprise, la corrélation isotherme ne reproduit pas fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt au cours des différentes compressions. Le nombre de Nusselt est alors quasi systématiquement surestimé, entraînant des valeurs importantes pour les moyennes des écarts relatifs dans l'analyse statistique des mesures.

On note cependant une allure et des caractéristiques approchantes, en particulier lors de la phase turbulente. Cela corrobore les constatations précédentes sur un exemple d'évolution au cours d'une compression du nombre de Nusselt inverse et calculé par le modèle isotherme (Figure 68). Ainsi, cette corrélation ne peut pas être employée directement pour créer un modèle réaliste de compression, mais montre tout de même une allure et des caractéristiques approchantes.

Il semble ainsi que la forme de la corrélation isotherme présente une certaine pertinence pour l'évaluation du nombre de Nusselt. Il est cependant nécessaire de mettre en lumière la raison de cette ressemblance de forme en étudiant les nombres adimensionnels au cours d'une compression.

Un nouveau modèle devra ensuite être recherché sur la base des constatations faites sur le modèle isotherme.

5.5.2. Effet des nombres adimensionnels sur le nombre de Nusselt inverse

Avant de tester de nouvelles formes de corrélations du nombre de Nusselt, l'évolution de chacun des nombres adimensionnels contenus dans la corrélation isotherme est observée au cours d'une compression.

Nous cherchons à mettre en lumière l'évolution relative des nombres adimensionnels explicités précédemment au cours de la même compression. Cette évolution relative est obtenue pour chaque essai en divisant chaque nombre adimensionnel par sa valeur moyenne pendant l'essai, dont le calcul est réalisé suivant les équations (5.24) à (5.28).

$$\overline{Nu_D}^* = \frac{\overline{Nu_D}}{Nu_{D,moy}} \quad (5.24)$$

$$Re_D^* = \frac{Re}{Re_{moy}} \quad (5.25)$$

$$Pr^* = \frac{Pr}{Pr_{moy}} \quad (5.26)$$

$$Gc^* = \frac{Gc}{Gc_{moy}} \quad (5.27)$$

$$Al^* = \frac{Al}{Al_{moy}} \quad (5.28)$$

Tableau 15: Formulation des nombres adimensionnels relatifs

Le passage en valeur relative permet de représenter les tendances d'évolution de chacun de ces nombres sur un même graphique. La Figure 77 comprend ainsi les évolutions des cinq nombres adimensionnels relatifs.

Nous remarquons tout d'abord que seul le nombre de Prandtl n'évolue que très faiblement autour de sa valeur moyenne, les autres nombres ont une dynamique beaucoup plus forte. Ensuite, le

nombre de Gay-Lussac est le seul à décroître au cours de la compression. Sa valeur initiale tend vers l'infini et sa valeur finale se rapproche de 0. Le nombre de Reynolds et le rapport d'allongement évoluent tous les deux dans les mêmes proportions et suivant le même profil croissant.

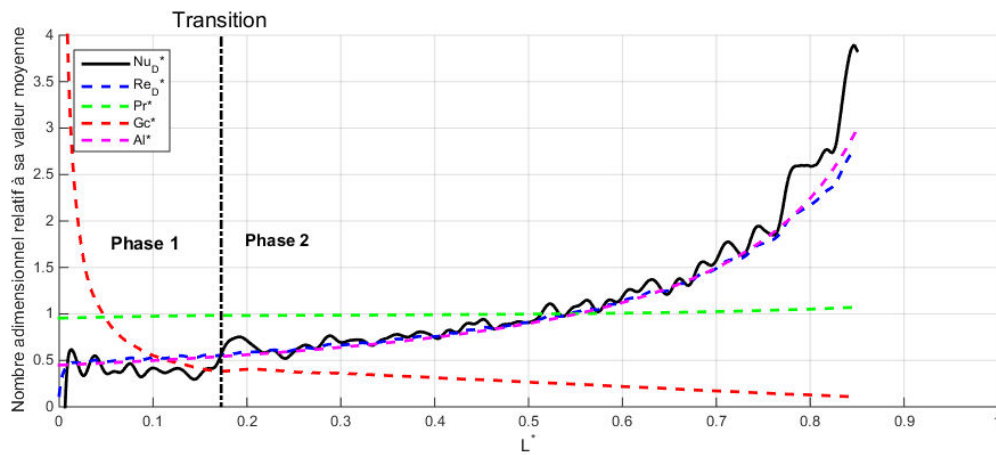


Figure 77 : Evolution des nombres adimensionnels relatifs au cours d'une compression (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m)

Pour le nombre de Nusselt inverse, les phases 1 et 2 sont marquées par des allures différentes. La première phase présente un profil légèrement décroissant, mais après la transition de régime convectif (L^* supérieur à 0,17), l'évolution devient croissante. L'allure et les valeurs relatives lors de cette phase turbulente sont proches entre \overline{Nu}_D^* , Re_D^* et Al^* .

Aucun des nombres adimensionnels seuls ne reproduit l'allure complète du nombre de Nusselt, ni une modification brutale de sa valeur lors de la transition. L'obtention d'une allure de ce type (décroissant puis croissant) ne pourrait être obtenue par ces nombres adimensionnels que par la combinaison à minima du nombre de Gay-Lussac et du Nombre de Reynolds ou du rapport d'allongement.

Un second cas expérimental est présenté en Figure 78. Cette mesure porte sur des conditions expérimentales différentes, avec une chambre de 30 mm de diamètre. En raison de cette modification de configuration initiale du banc d'essai, la transition de régime convectif apparaît bien plus tardivement pour cet essai ($L_{tr}^* = 0,57$).

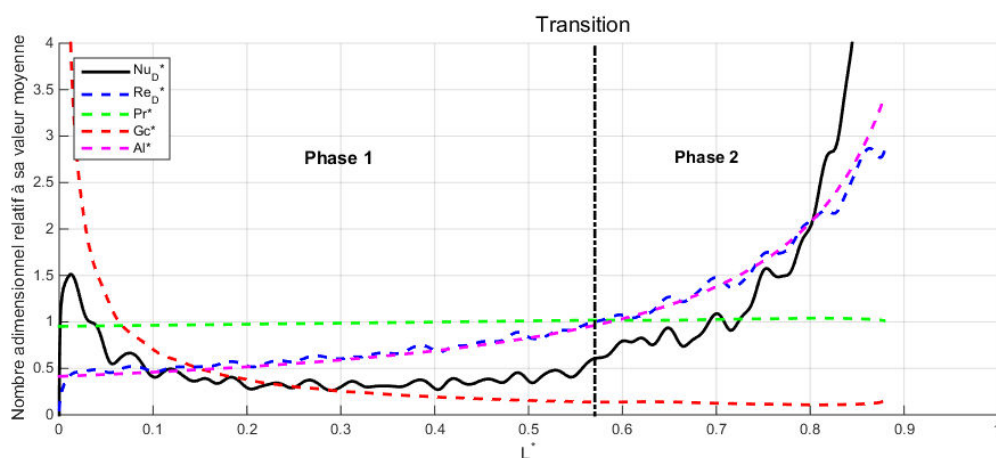


Figure 78 : Evolution des nombres adimensionnels relatifs au cours d'une compression (D_{30} , $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m)

Les mêmes constatations générales peuvent être faites sur cet essai. On note ainsi, le déplacement de la transition de régime convectif conformément au modèle proposé dans le chapitre 5.4.6.

Pour ce cas expérimental, le nombre de Nusselt évolue à nouveau de manière décroissante avant la transition, puis croissante après la transition. Cependant, la décroissance est plus marquée en première phase par rapport à l'essai sur la chambre de 100 mm. On note en outre une stabilisation, voire le démarrage de la partie croissante de la courbe du nombre de Nusselt sur la fin de la partie laminaire.

Le nombre de Gay-Lussac semble ici aussi jouer un rôle dans l'évolution du nombre de Nusselt, en particulier sur la phase convective laminaire décroissante. La seconde phase convective est plus fortement dirigée par l'évolution des nombres de Reynolds et le rapport d'allongement sans pour autant présenter des valeurs identiques. L'étude d'autres essais montre le même genre de comportement.

Finalement, le poids des nombres adimensionnels de Reynolds, Gay-Lussac et du rapport d'allongement semble déterminant dans la forme de l'évolution du nombre de Nusselt pour les deux exemples observés. Il n'est cependant pas possible d'évaluer un éventuel effet du nombre de Prandtl en raison de sa faible évolution au cours des compressions.

La seule analyse séparée des nombres adimensionnels n'est pas suffisante à l'élaboration d'une nouvelle corrélation d'échange convectif. Il n'est en effet pas possible d'évaluer l'effet de la combinaison de plusieurs nombres adimensionnels. A partir des observations précédentes, nous proposons d'élaborer plusieurs formes de corrélation, puis d'optimiser leurs coefficients.

5.5.3. Test et optimisation de différentes corrélations d'échange convectif

La corrélation du nombre de Nusselt isotherme obtenue précédemment ne permet pas de modéliser fidèlement l'échange convectif réel d'une compression par piston liquide. Il est alors nécessaire de tester et de comparer différentes formes de corrélations sur la base des résultats expérimentaux obtenus. Toutes les formes de corrélation proposées sont testées et comparées suivant le même procédé statistique que présenté précédemment pour le modèle isotherme.

5.5.3.1. Corrélations testées

Onze formes de corrélation sont sélectionnées et optimisées pour obtenir la valeur de leurs coefficients (k , C , a , b , c). La création et le choix des formes testées proviennent des constatations faites précédemment sur le cas isotherme et l'évolution des nombres adimensionnels au cours des compressions. Toutes ces corrélations du nombre de Nusselt sont relatives à une moyenne spatiale dans tout le volume de compression mais sont instantanées. Les formes de corrélation étudiée sont présentées dans le tableau suivant :

Numéro de corrélation	Corrélation	Commentaire
0	$\overline{Nu}_D = \frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L}$	Modèle isotherme qui sert de référence
1	$\overline{Nu}_D = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_1}$	Ajout d'un coefficient en exposant. Cela change la pente de la droite dans le repère logarithmique
2	$\overline{Nu}_D = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{e^{-a_2 D}}$	Modification de l'exposant pour qu'il soit une fonction du diamètre
3	$\overline{Nu}_D = k_3 \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_3}$	Ajout d'un produit qui intègre également la constante $r/4C_p$
4	$\overline{Nu}_D = k_4 Pr \frac{D}{L} (Re_D Gc)^{a_4}$	Sortie du nombre de Prandtl (évolue que très peu) et du rapport d'allongement (profil proche du Re) de l'exposant.
5	$\overline{Nu}_D = k_5 Pr Re_D \left(Gc \frac{D}{L} \right)^{a_5}$	Sortie du nombre de Prandtl (qui évolue que très peu) et du nombre de Reynolds (profil proche du D/L) de l'exposant.
6	$\overline{Nu}_D = k_6 Pr Re_D^{a_6} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_6} Gc^{c_6}$	Différentiation des exposants des nombres adimensionnels (Pr maintenu à 1 car évolue très peu, sinon pas de convergence de l'optimisation)
7	$\overline{Nu}_D = k_7 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_7}$	N° 3 avec suppression de nombre de Gay-Lussac (Gc)
8	$\overline{Nu}_D = C_8 + k_8 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_8}$	Ajout d'un coefficient à l'image des propositions de la littérature des corrélations (3.57) et (3.58)
9	$\overline{Nu}_D = k_9 (Re_D Pr)^{a_9} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_9}$	N°7 avec différenciation des puissances en maintenant Re et Pr sous le même coefficient
10	$\overline{Nu}_D = k_{10} Pr^{1/3} \left(Re_D \frac{D}{L} \right)^{a_{10}}$	N°7 avec Pr maintenu à la puissance 1/3 à l'image de la corrélation du nombre de Nusselt d'écoulement turbulent en conduite de Colburn (5.7)
11	$\overline{Nu}_D = k_{11} (Re_D Pr)^{a_{11}}$	N°3 sans nombre de Gay-Lussac ni rapport d'allongement.

Tableau 16 : Corrélations du nombre de Nusselt optimisées et testées

Deux régimes convectifs ayant été mis en lumière, la recherche des coefficients des corrélations est réalisée spécifiquement pour la partie laminaire, puis pour la partie turbulente.

5.5.3.2. Optimisation des coefficients des corrélations

L'optimisation des coefficients de corrélations est faite au travers d'une régression⁴ par la méthode des moindres carrés, en employant la fonction de minimalisation *fmeansearch* de matlab. La fonction ainsi créée cherche à minimiser l'écart relatif du nombre de Nusselt dans un espace logarithmique en ajustant la valeur des coefficients à déterminer (a , b , c , C et/ou k). Ainsi la fonction à minimiser prend la forme suivante :

$$f = \sum_{essai=1}^{73} \left(\sum_{point=1}^{200} \left[\frac{\log(\overline{Nu}_D_{corrélation})}{\log(\overline{Nu}_D_{inv})} - 1 \right]^2 \right) \quad (5.29)$$

⁴ La régression est réalisée sur 200 points par mesure, répartis entre $L^* = [0,08; L^*_{transition}-0,02]$ pour le régime laminaire et entre $L^* = [L^*_{transition}+0,02; 0,88 L^*_{fin}]$ pour le régime turbulent. Les points extrêmes ne sont donc pas utilisés pour ce calcul d'optimisation, en particulier à cause de la tendance du nombre de Nusselt à tendre vers de très grandes valeurs au démarrage et à la fin de la compression.

En raison de la grande plage de valeurs atteignables par le nombre de Nusselt, en particulier au démarrage et à la fin des compressions, ce sont les logarithmes de ces nombres qui sont utilisés dans le calcul. Par rapport à un calcul sans ces logarithmes, cela ne modifie que très faiblement les valeurs optimisées mais permet une plus grande stabilité lorsque plusieurs coefficients sont recherchés dans la formulation de la corrélation (en particulier pour les corrélations n°6, n°8 et n°9).

La fonction d'optimisation créée recherche ainsi le minimum d'une fonction f contenant les données expérimentales des 73 mesures disponibles et dont les coefficients (a , b , c , C et k) sont libres et inconnus. Ce sont les écarts relatifs entre le nombre de Nusselt inverse et celui calculé par la corrélation qui sont recherchés comme étant minimum. La corrélation doit ainsi être à la fois représentative de l'évolution du nombre de Nusselt au cours de chacune des 73 mesures, mais aussi être représentative des différences de niveau ou d'allure observées entre chaque jeu de conditions expérimentales.

La Figure 79 présente le principe de l'algorithme de calcul des coefficients optimisés. La forme de la corrélation à optimiser et le nombre de variables sont fixés durant le calcul. L'algorithme compare ensuite les profils du nombre de Nusselt inverse au profil du nombre de Nusselt calculé par la corrélation à partir des autres nombres adimensionnels expérimentaux. L'algorithme réalise un grand nombre de fois ce calcul en modifiant la valeur des coefficients afin de tendre vers la minimisation du résultat de la fonction à optimiser précédente (5.29).

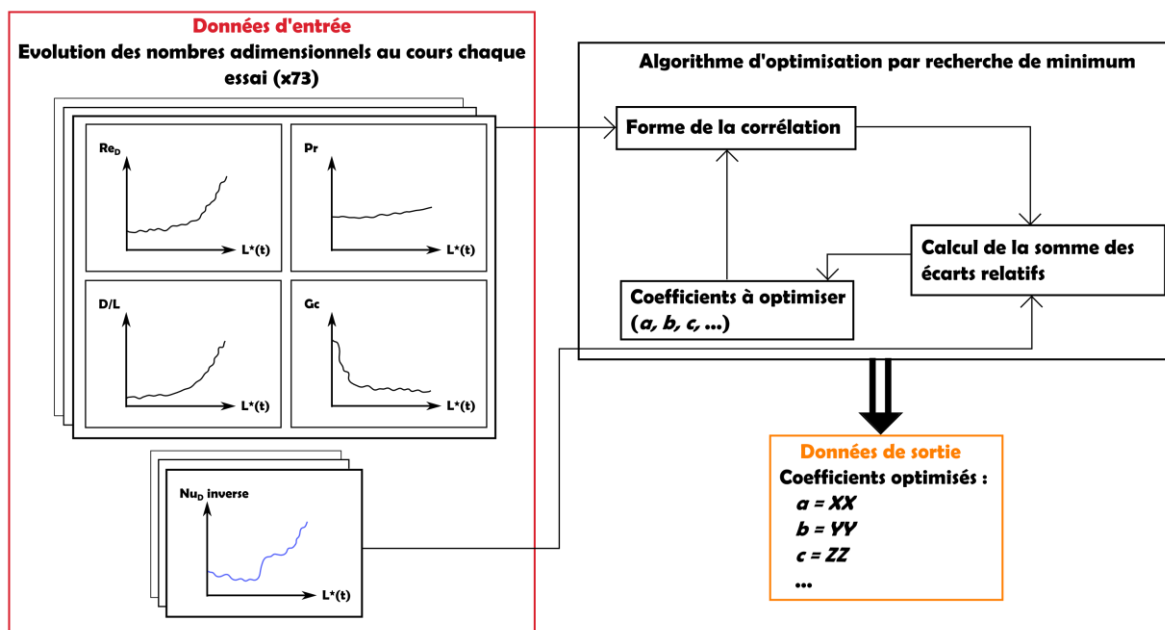


Figure 79 : Schéma de principe de l'optimisation des coefficients d'une corrélation

La recherche de la valeur des coefficients des onze formes de corrélation a été effectuée avec succès. Les coefficients (a , b , c , C et k) sélectionnés pour la corrélation sont ceux présentant le plus faible résidu calculé par l'algorithme d'optimisation. Les résultats numériques sont proposés dans les deux chapitres suivants.

5.5.3.3. Evaluation de la représentativité d'une corrélation

Chaque corrélation dont les coefficients sont optimisés est ensuite étudiée suivant la même méthode que présentée pour le modèle isotherme au chapitre 5.5.1., dont le principe est rappelé sur la figure suivante :

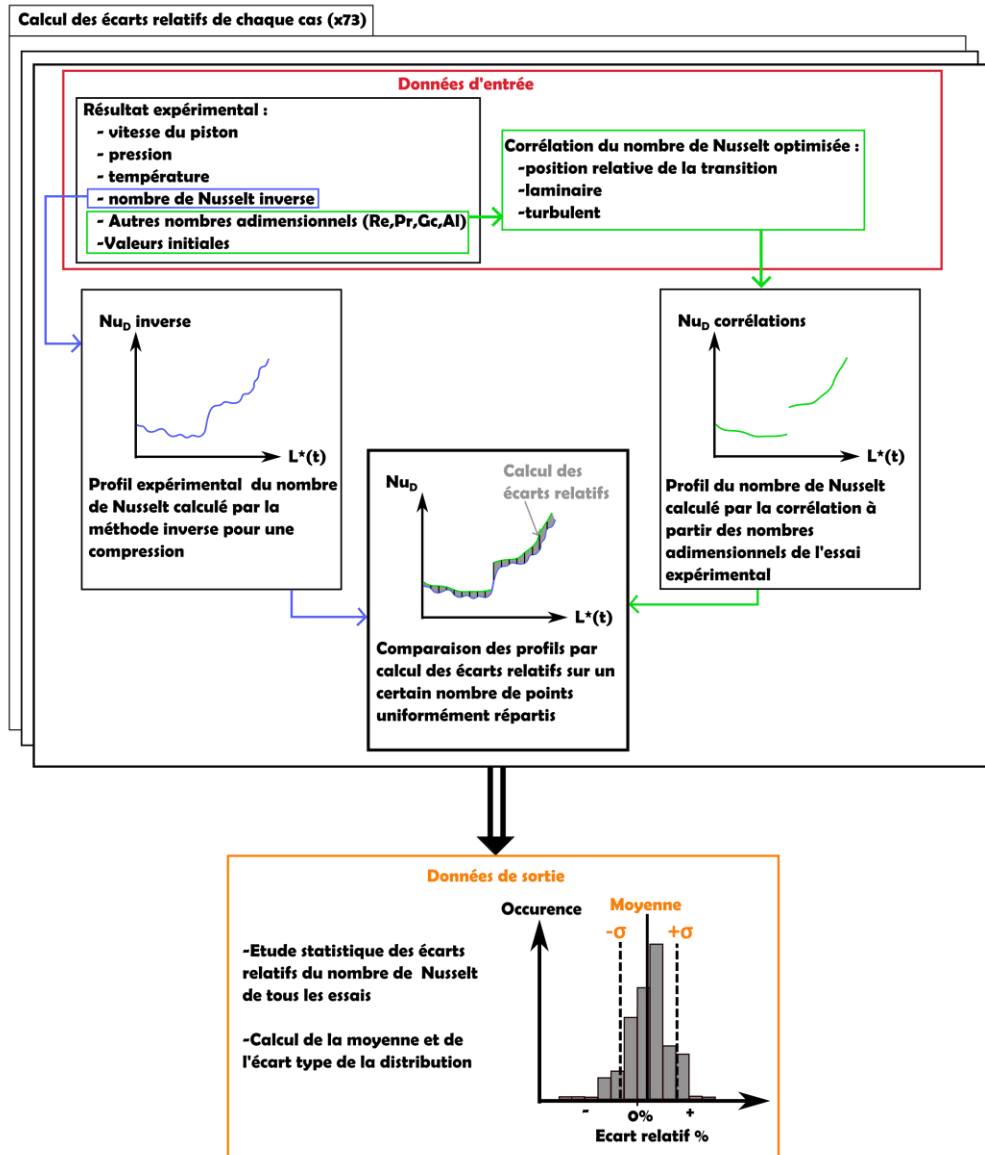


Figure 80 : Schéma de principe d'une étude statistique de la qualité d'une corrélation

Cette étude vise à évaluer la qualité de la corrélation optimisée et à reproduire l'évolution du nombre de Nusselt au cours des compressions. Ce sont ainsi les écarts relatifs du nombre de Nusselt inverse et du nombre de Nusselt calculé par la corrélation qui sont comptabilisés pour l'ensemble des 73 mesures étudiées. L'étude statistique de ces écarts relatifs traduit ensuite la représentativité de la corrélation optimisée. Cette étude statistique permet de calculer un écart type et une moyenne de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt pour chaque corrélation. Ces deux données statistiques permettent ensuite d'évaluer la représentativité de la corrélation : une corrélation représentative de l'évolution du nombre de Nusselt propose dans cette étude à la fois un écart type et une moyenne les plus proches de zéro.

5.5.3.4. Résultat de l'optimisation et comparaison des corrélations pour la partie laminaire

Les onze nouvelles corrélations proposées ont ainsi été optimisées afin de déterminer la valeur la plus probable de leurs coefficients pour la partie laminaire de la compression. Toutes ces corrélations, ont ensuite été étudiées suivant la méthode proposée précédemment (5.5.3.3).

La synthèse des études statistiques de la représentativité des corrélations par rapport aux mesures effectuées sur le banc d'essai est présentée sur la figure suivante :

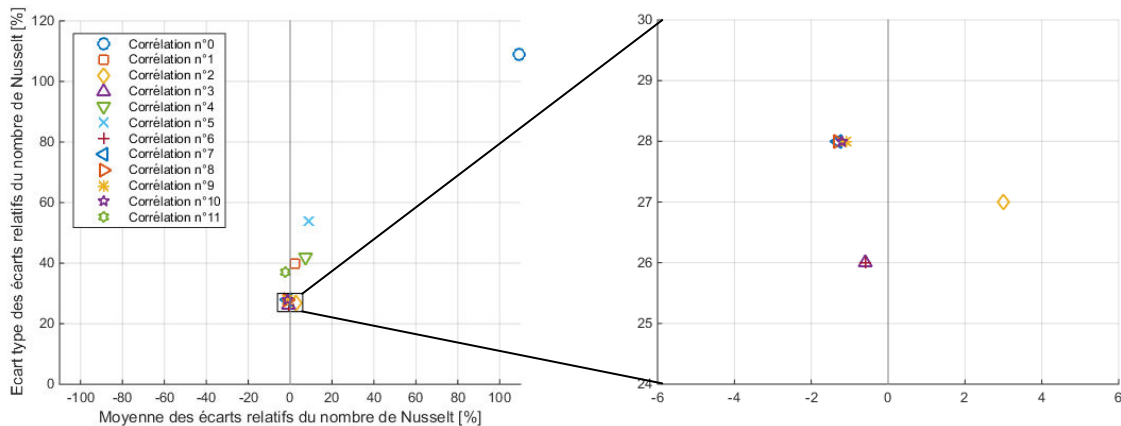


Figure 81 : Synthèse graphique des résultats des études statistiques pour les corrélations en régime laminaire

Avant de détailler ces résultats, on remarque que la corrélation n°0, le modèle isotherme, est la plus éloignée de l'origine de repère. Elle est donc la moins représentative de l'échange thermique, car elle surestime en moyenne de 100% le nombre de Nusselt par rapport au nombre de Nusselt expérimental inverse.

D'autre part, le zoom effectué permet de mettre en lumière que les corrélations n°3 et n°6 sont les plus performantes pour déterminer le nombre de Nusselt au cours des compressions. Sur la base de toutes les mesures, ces deux corrélations fournissent une bonne estimation moyenne du nombre de Nusselt (-0,6%). Les corrélations n°1, n°4, n°5 et n°11 peuvent aussi rapidement être éliminées car elles proposent un écart type significativement supérieur aux autres.

Hormis les formes de corrélations 0, 1, 4, 5 et 11, les résultats des autres corrélations sont très proches, rendant difficile un éventuel choix préliminaire. Les coefficients obtenus après optimisation et les valeurs numériques de l'étude statistique sont présentés, pour les onze corrélations, dans le Tableau 17.

Numéro de corrélation	Corrélation	Coefficients		Statistique des écarts relatifs	
		a, b, c	k	Moyenne	Ecart type
0	$\overline{Nu}_D = \frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L}$			109,2 %	109 %
1	$\overline{Nu}_D = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_1}$	$a_1 = 0,82$		2,4 %	40 %
2	$\overline{Nu}_D = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{e^{-a_2 D}}$	$a_2 = 2,66$		3,0 %	27 %
3	$\overline{Nu}_D = k_3 \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_3}$	$a_3 = 0,54$	0,675	-0,6 %	26 %
4	$\overline{Nu}_D = k_4 Pr \frac{D}{L} (Re_D Gc)^{a_4}$	$a_4 = 0,75$	0,556	7,3 %	42 %
5	$\overline{Nu}_D = k_5 Pr Re_D \left(Gc \frac{D}{L} \right)^{a_5}$	$a_5 = 0,82$	0,033	8,9 %	54 %
6	$\overline{Nu}_D = k_6 Pr Re_D^{a_6} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_6} Gc^{c_6}$	$a_6 = 0,54$ $b_6 = 0,55$ $c_6 = 0,55$	0,802	-0,6 %	26 %
7	$\overline{Nu}_D = k_7 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_7}$	$a_7 = 0,36$	6,67	-1,3 %	28 %
8	$\overline{Nu}_D = C_8 + k_8 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_8}$	$C_8 = -21,3$ $a_8 = 0,18$	24,3	-1,3 %	28 %
9	$\overline{Nu}_D = k_9 (Re_D Pr)^{a_9} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_9}$	$a_9 = 0,32$ $b_9 = 0,43$	11,7	-1,1 %	28 %
10	$\overline{Nu}_D = k_{10} Pr^{1/3} \left(Re_D \frac{D}{L} \right)^{a_{10}}$	$a_{10} = 0,37$	6,51	-1,2 %	28 %
11	$\overline{Nu}_D = k_{11} (Re_D Pr)^{a_{11}}$	$a_{11} = 0,21$	4,66	-2,2 %	37 %

Tableau 17 : Synthèse des résultats statistiques et des coefficients des corrélations d'échange convectif testées pour la partie laminaire

Les formes de corrélations de n°7 à n°10 fournissent des données statistiques semblables bien que leurs coefficients soient différents. L'absence du nombre de Gay-Lussac de leur formulation pourrait être la cause de ce manque de représentativité des évolutions expérimentales du nombre de Nusselt.

L'observation des coefficients des corrélations n°3 et n°6 confirme leur proximité. Les coefficients a , b et c de la corrélation n°6 convergent vers le même nombre (entre 0,54 et 0,55), reproduisant le comportement à un seul coefficient de la corrélation n°3 qui prend la valeur de 0,54. C'est un signe fort pour la validité de la corrélation n°3, que l'optimisation de la corrélation avec le plus de coefficients variables tendent vers une forme beaucoup plus simple. L'histogramme des écarts relatifs des nombres de Nusselt est proposé sur la Figure 82. La moyenne et l'écart type y sont reportés, confirmant l'assez bon centrage du sommet de l'histogramme sur valeur moyenne.

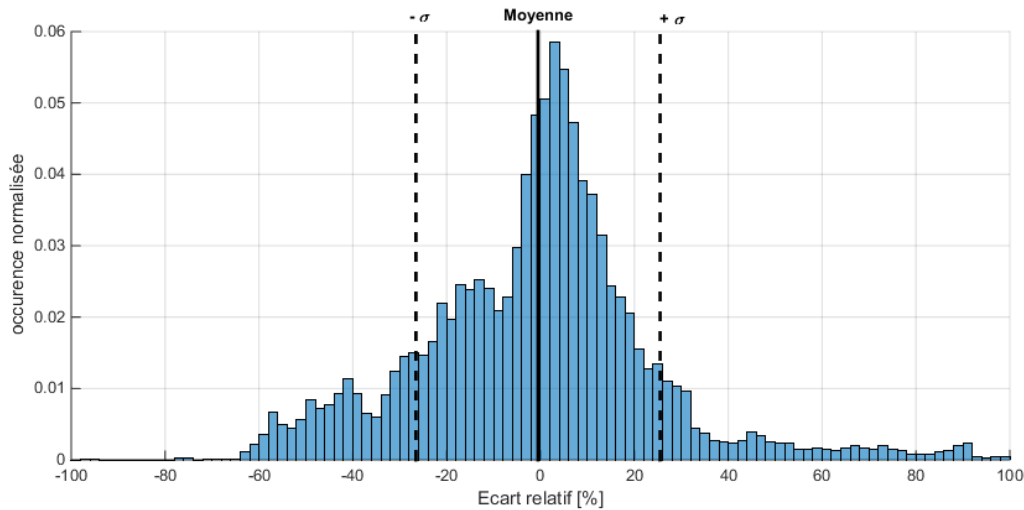


Figure 82 : histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (modèle n° 3/inverse) pour la partie laminaire des 73 compressions

Ainsi en première hypothèse pour la partie laminaire, la forme de corrélation possible pour la compression par piston liquide est la n°3 :

$$\overline{Nu}_D = 0,675 \left(Gc Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{0,54} \quad (5.30)$$

5.5.3.5. Résultat de l'optimisation et comparaison des corrélations pour la partie turbulente

Les mêmes formes de corrélations sont testées sur la partie turbulente des compressions.

La Figure 83 synthétise les résultats statistiques des différentes corrélations testées après optimisation.

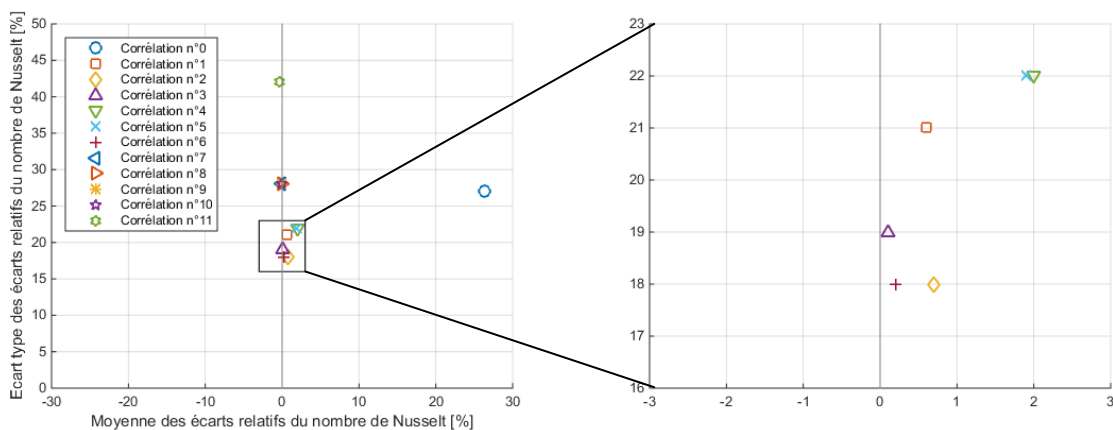


Figure 83 : Synthèse graphique des résultats des études statistiques pour les corrélations en régime turbulent

On note tout d'abord la diminution de la plage de valeur prise par la moyenne et l'écart type des études statistiques. Ainsi, les corrélations optimisées pour la partie turbulente sont plus représentatives de l'évolution réelle du nombre de Nusselt que ce qui a été observé sur la partie laminaire.

Les corrélations n°0 (isotherme) et n°11 reproduisent le moins fidèlement les évolutions du nombre de Nusselt. Pour la première, la moyenne est grande et pour la seconde, c'est l'écart type qui est significativement plus important que pour toutes les autres corrélations.

Les corrélations n°7, n°8, n°9 et n°10 fournissent le même résultat statistique avec une bonne valeur pour la moyenne, mais un écart type parmi les plus importants.

D'un point de vue strict, la corrélation n°6 est la plus représentative de l'évolution expérimentale du nombre de Nusselt pour les 73 mesures. Son étude statistique fournit à la fois le meilleur écart type et la meilleure moyenne après optimisation de ses coefficients. Cependant, les corrélations n°2 et n°3 présentent aussi de bons résultats statistiques, les écarts les séparant sont faibles.

Les résultats statistiques détaillés et la valeur des coefficients après optimisation sont retranscrits dans le Tableau 18.

Numéro de corrélation	Corrélation	Coefficients		Statistique des écarts relatifs	
		a, b, c	k	Moyenne	Ecart type
0	$\overline{Nu_D} = \frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L}$			26,4%	27 %
1	$\overline{Nu_D} = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_1}$	$a_1 = 0,95$		0,6%	21 %
2	$\overline{Nu_D} = \left(\frac{r}{4C_p} Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{e^{-a_2 D}}$	$a_2 = 0,77$		0,7 %	18 %
3	$\overline{Nu_D} = k_3 \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{a_3}$	$a_3 = 0,87$	0,140	0,1 %	19 %
4	$\overline{Nu_D} = k_4 Pr \frac{D}{L} (Re_D Gc)^{a_4}$	$a_4 = 1,02$	0,047	2,0 %	22 %
5	$\overline{Nu_D} = k_5 Pr Re_D \left(Gc \frac{D}{L} \right)^{a_5}$	$a_5 = 0,99$	0,057	1,9 %	22 %
6	$\overline{Nu_D} = k_6 Pr Re_D^{a_6} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_6} Gc^{c_6}$	$a_6 = 0,99$ $b_6 = 0,94$ $c_6 = 1,18$	0,039	0,2 %	18 %
7	$\overline{Nu_D} = k_7 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_7}$	$a_7 = 0,48$	6,17	-0,1 %	28 %
8	$\overline{Nu_D} = C_8 + k_8 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{a_8}$	$C_8 = 0,010$ $a_8 = 0,48$	6,17	-0,1 %	28 %
9	$\overline{Nu_D} = k_9 (Re_D Pr)^{a_9} \left(\frac{D}{L} \right)^{b_9}$	$a_9 = 0,43$ $b_9 = 0,54$	10,9	-0,1 %	28 %
10	$\overline{Nu_D} = k_{10} Pr^{1/3} \left(Re_D \frac{D}{L} \right)^{a_{10}}$	$a_{10} = 0,49$	5,61	-0,1 %	28 %
11	$\overline{Nu_D} = k_{11} (Re_D Pr)^{a_{11}}$	$a_{11} = 0,33$	3,83	-0,4 %	42 %

Tableau 18 : Synthèse des résultats statistiques et des coefficients des corrélations d'échange convectif testées pour la partie turbulente

Les valeurs des coefficients des corrélations de la partie turbulente sont significativement différentes de celles observées lors de la convection laminaire. On observe en particulier une tendance globale à l'augmentation de la valeur des coefficients portés en exposant par rapport au cas laminaire.

La convergence des coefficients de la corrélation n°6 vers une valeur unique n'est plus aussi évidente que pour le cas laminaire. En tout état de cause, ces coefficients ($a_6 = 0,99$, $b_6 = 0,94$, $c_6 = 1,18$) sont différents du coefficient d'exposant de la corrélation n°3 ($a_3 = 0,87$). L'histogramme des écarts

relatifs de la corrélation n°6 exposé sur la Figure 84, montre un resserrement de l'écart type et un plus faible étalement des valeurs que pour la corrélation n°3 en régime laminaire.

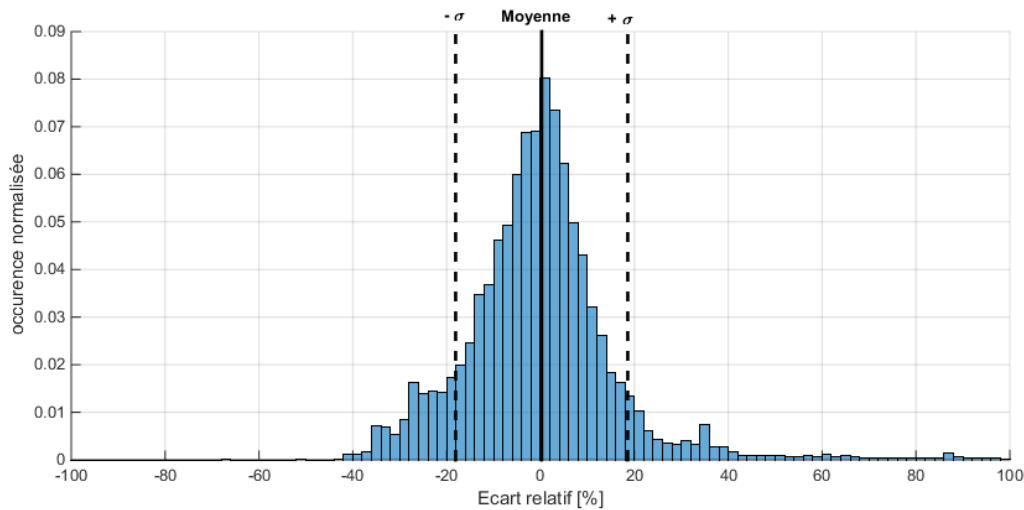


Figure 84 : histogramme de la distribution des écarts relatifs des nombres de Nusselt (modèle n° 6/inverse) pour la partie turbulente des 73 compressions

Ainsi, en appliquant de manière stricte les critères de sélection des corrélations, la corrélation la plus représentative est la n°6 :

$$\overline{Nu_D} = 0,039 Pr Re_D^{0,99} Al^{0,94} Gc^{1,18} \quad (5.31)$$

Afin de confirmer plus concrètement un choix de corrélation, les nombres de Nusselt calculés pour ces corrélations doivent être confrontés aux nombres de Nusselt inverse de manière plus détaillée.

5.5.4. Etude comparative des nombres de Nusselt sur quelques cas expérimentaux

A partir des données des régimes laminaires et turbulents, les corrélations n°3 et n°6 ressortent comme les plus représentatives. Cependant, d'autres formes testées ont des résultats approchants rendant difficile une sélection catégorique.

D'un côté, la corrélation n°3 propose une forme simple et des valeurs du coefficient α proche de valeurs connues pour certains modèles d'écoulement avec 0,54 en régime laminaire et 0,87 en régime turbulent. Par exemple : en régime laminaire, l'exposant porté par le nombre de Reynolds est de 0,5 dans la corrélation de plaque plane. En régime turbulent établi dans une conduite circulaire, ce coefficient est de 0,8 pour la corrélation de Colburn (5.7). D'un autre côté, la corrélation 6 tend vers la corrélation 3 dans le cas laminaire mais reste plus représentative dans le cas turbulent.

Le nombre de Gay-Lussac mis en évidence dans ces travaux n'apparaît pas dans les corrélations proposées par la littérature. Nous choisirons donc d'ajouter une corrélation n'utilisant pas ce nombre adimensionnel. Ainsi, dans les corrélations ne faisant pas apparaître le nombre de Gay-Lussac, la forme n°7 présente de bons résultats statistiques et reste simple.

5.5.4.1. Evolution du nombre de Nusselt de six cas expérimentaux différents

Il est ensuite proposé d'observer graphiquement l'évolution du nombre de Nusselt pour différentes compressions. La Figure 85 illustre la méthode utilisée pour comparer les données.

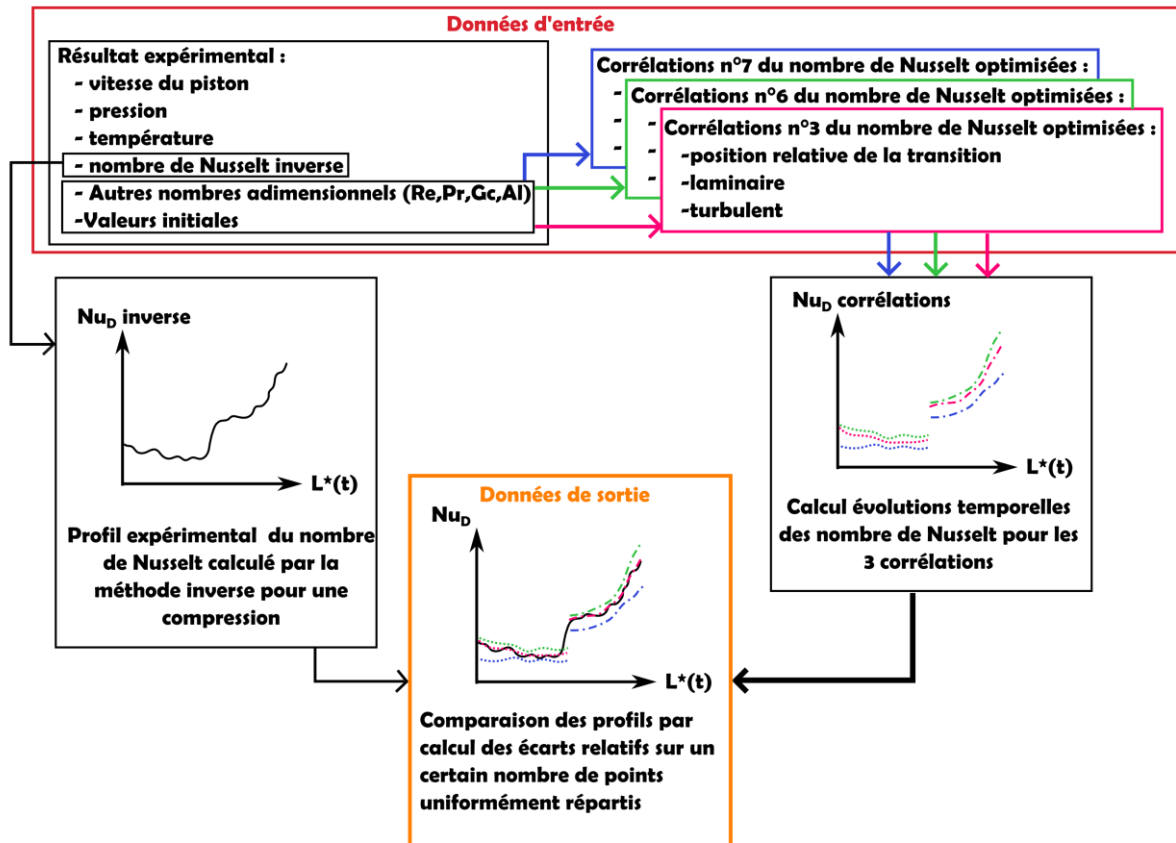


Figure 85 : Schéma du principe de comparaison des évolutions du nombre de Nusselt pour un cas de compression

Six cas expérimentaux sont exposés de la Figure 86 à la Figure 91 dans le chapitre suivant. Ils balayent une large plage de configurations possibles. Le nombre de Nusselt inverse et le nombre de Nusselt obtenu par les trois corrélations sélectionnées sont représentés, soit les corrélations n°3, n°6 et n°7. Sur chacune des figures, l'évolution du nombre de Nusselt de ces corrélations est tracée pour la partie laminaire (pointillés fins) puis pour la partie turbulente (pointillés alternés). La corrélation de transition de régime déterminée précédemment par l'équation (5.20) est employée au préalable pour déterminer la position de transition.

Le tableau suivant synthétise les conditions expérimentales des 6 essais étudiés.

Cas	Figure	Chambre	Longueur initiale [m]	vitesse [m/s]	Pression ini [Bar absolu]	L_{tr}^* calculé
N°7	86	D ₃₀	5	0,6	1 (p _{atm})	0,58
N°14	87	D ₃₀	5	0,6	2	0,43
N°8	88	D ₆₀	4	0,5	1 (p _{atm})	0,42
N°5	89	D ₆₀	2	0,15	1 (p _{atm})	0,46
N°33	90	D ₁₀₀	6	0,12	1 (p _{atm})	0,17
N°43	91	D ₁₀₀	5	0,12	3	0,16

Tableau 19 : Conditions expérimentales pour les six cas étudiés

Il est alors possible d'observer l'effet de la différence de forme des trois corrélations au cours des compressions, ainsi que l'effet du changement de leurs coefficients au passage du régime laminaire au régime turbulent sur les six figures.

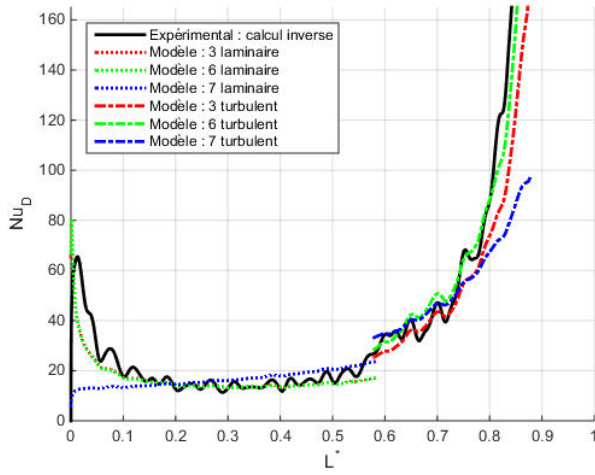


Figure 86 : Cas n°7, D_{30} , $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=atm$

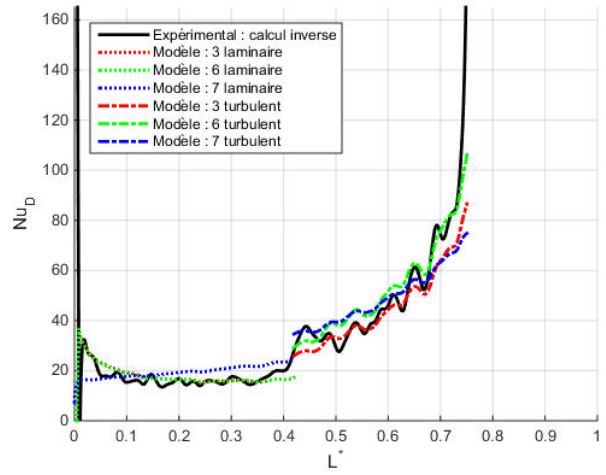


Figure 87 : Cas n°14, D_{30} , $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=2$ atm

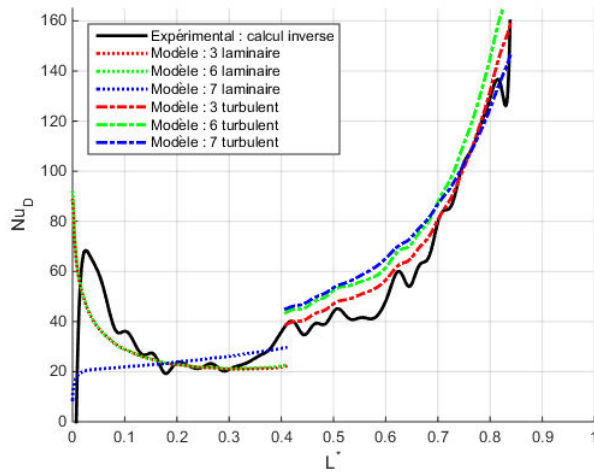


Figure 88 : Cas n°8, D_{60} , $U_{pist}=0,5$ m/s, $L_{ini}=4$ m, $P_{ini}=atm$

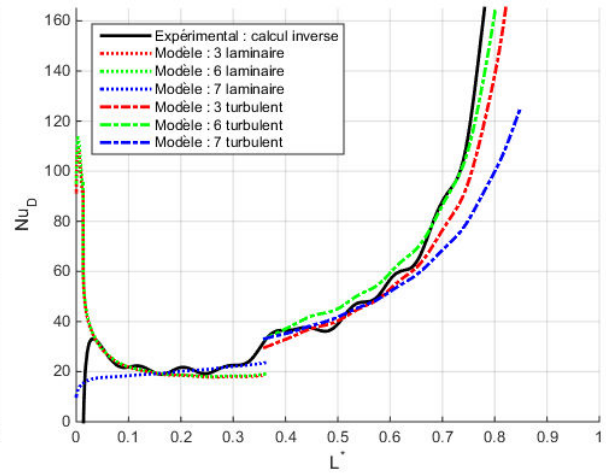


Figure 89 : Cas n°5, D_{60} , $U_{pist}=0,15$ m/s, $L_{ini}=2$ m, $P_{ini}=atm$

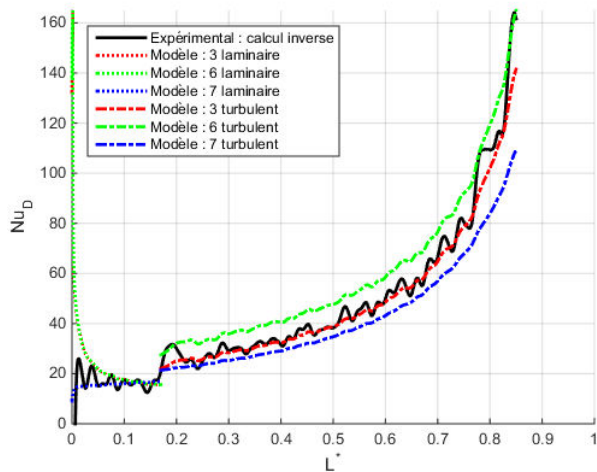


Figure 90 : Cas n°33, D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m, $P_{ini}=atm$

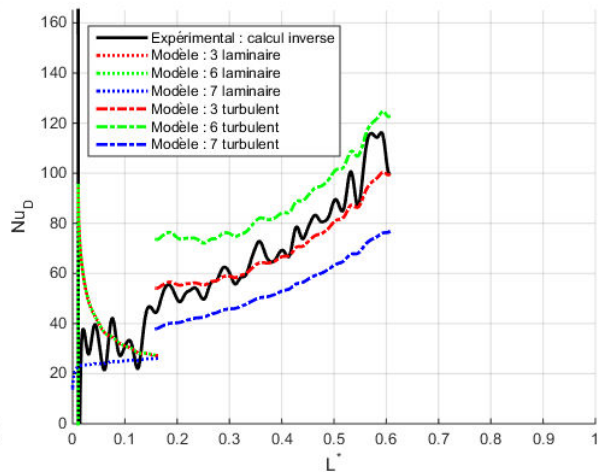


Figure 91 : Cas n°43, D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=3$ atm

5.5.4.2. Analyse des figures

Les tendances générales d'évolution des modèles par rapport au nombre de Nusselt inverse sont semblables pour toutes les figures. Nous proposons ainsi une discussion générale sur ces six cas expérimentaux.

Sur chacune des six figures proposées, la transition de régime convectif se traduit par une augmentation rapide du nombre de Nusselt inverse, à l'image de ce qui a déjà été montré. L'augmentation brutale du nombre de Nusselt lors de cette transition est du bon ordre de grandeur pour tous les modèles. De plus, la position de cette transition est correcte par rapport à l'évolution expérimentale.

La partie laminaire des courbes présente une allure caractéristique sur tous les essais. En général, le nombre de Nusselt inverse décroît, ou stagne, au cours de l'avancée du piston. Les corrélations 3 et 6 fournissent des résultats similaires et proches des données expérimentales. La corrélation 7 ne reproduit pas le profil du nombre de Nusselt expérimental, mais propose tout de même une estimation moyenne dans les bons ordres de grandeurs. Il a été vu que seul le nombre de Gay-Lussac présentait un profil décroissant. Ainsi la corrélation 7 ne peut pas reproduire ce phénomène, car elle n'emploie pas ce nombre adimensionnel. Le début de la compression est cependant marqué par une faible différence de température entre l'air et les parois, se traduisant par un faible échange thermique malgré le niveau important du nombre de Nusselt.

La partie turbulente de tous les essais est caractérisée par une augmentation continue du nombre de Nusselt. Les trois corrélations proposées reproduisent plutôt fidèlement cette allure. Conformément à l'étude statistique précédente, la corrélation 7 semble encore une fois la plus éloignée du profil expérimental sur ces six exemples. En fonction des essais, c'est la corrélation 3 et la corrélation 6 qui reproduisent le plus fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt inverse. Il faut également rappeler que les derniers instants de la compression sont particulièrement sensibles aux biais expérimentaux, comme détaillé dans la partie 5.2.5. Une part de l'augmentation fulgurante du nombre de Nusselt à la fin des compressions pourrait ainsi avoir d'autres causes non liées à un transfert thermique réel.

En raison de sa forme plus classique et de sa bonne représentativité dans les régimes laminaires et turbulents, la forme n°3 apparaît être la corrélation du nombre de Nusselt la plus probable.

Cette corrélation est destinée à la modélisation de la compression d'air par piston liquide dans une chambre de compression circulaire, verticale et fortement allongée.

Ainsi, la position relative du piston liquide lors de transition entre les régimes laminaire et turbulent est décrite par l'équation suivante établie au chapitre 5.4:

$$L_{tr}^* = \left(-0,0344L_{ini} + 109U_{pist}D^2 + \frac{0,0227}{D} \right) \left(\frac{p_{ini}}{p_{ref}} \right)^{-0,645*\sqrt{U_{pist}}} \quad (5.32)$$

Avec $p_{ref} = 101325$ et une plage de validité pour les conditions expérimentales suivantes :

$$2 \text{ m} < L_{ini} < 6 \text{ m} ; 0,08 \text{ m/s} < U_{pist} < 1,25 \text{ m/s} \text{ et } 30 \text{ mm} < D < 100 \text{ mm}.$$

Et la corrélation d'échange convectif proposée s'exprime sous la forme suivante :

Régime laminaire	$\overline{Nu}_D(t) = 0,675 \left(Re_D(t) Pr(t) Gc(t) \frac{D}{L(t)} \right)^{0,54}$	(5.33)
------------------	---	--------

Régime turbulent	$\overline{Nu}_D(t) = 0,140 \left(Re_D(t) Pr(t) Gc(t) \frac{D}{L(t)} \right)^{0,87}$	(5.34)
------------------	---	--------

Afin de tester les corrélations les plus représentatives, un modèle numérique du banc d'essai est créé. Celui-ci permet de comparer les évolutions du nombre de Nusselt mais aussi de la température de l'air, entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques obtenus avec ces corrélations.

6. Modèle numérique et simulation directe à partir des données expérimentales

La recherche d'une configuration technique optimisée de la compression quasi isotherme nécessite la mise au point d'un modèle numérique. Grâce à la modélisation, il est possible de tester des configurations variées sans devoir construire de nouveaux dispositifs expérimentaux. Ainsi, nous allons vérifier si les corrélations d'échange convectif proposées permettent de reproduire fidèlement les évolutions de température et de pression de l'air au cours des compressions.

Alors que l'étude précédente se basait sur l'évolution temporelle de toutes les grandeurs mesurées expérimentalement pour tester le nombre de Nusselt des corrélations, ce modèle direct génère des évolutions temporelles de température et de pression en fonction des corrélations employées.

Un modèle numérique de chambre de compression est réalisé à l'aide du logiciel Matlab/Simulink. La comparaison des résultats des simulations aux résultats expérimentaux permet de juger de la représentativité de ces corrélations.

Après la description du modèle numérique, trois étapes de validation des corrélations sont parcourues dans ce chapitre. Tout d'abord, les résultats portant sur deux cas expérimentaux sont détaillés. Ensuite, l'intégralité de 73 simulations est comparée aux résultats expérimentaux par une méthode statistique. Enfin, deux cas expérimentaux nouveaux provenant du banc d'essai d'observation sont étudiés comparativement à leurs simulations. Cette dernière étape permet de valider le modèle et les corrélations dans d'autres conditions expérimentales que celles utilisées pour mettre au point les corrélations du nombre de Nusselt.

6.1. Modèle numérique

Le modèle créé permet de calculer l'évolution de la pression $p(t)$ et de la température $T(t)$ de l'air au cours d'une compression. Les conditions initiales et un profil de vitesse de piston liquide sont les seules informations nécessaires au modèle. Les corrélations d'échange convectif laminaire et turbulent proposées précédemment sont employées, ainsi que la loi de prédiction de la transition de régime convectif.

L'évolution de la pression est calculée à l'aide du premier principe de la thermodynamique et de la loi des gaz parfaits. L'équation à résoudre établie au chapitre 3.3.1 est la suivante:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma - 1}{V} \frac{\delta Q}{dt} - \gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} \quad (6.1)$$

La dérivée temporelle du volume, qui correspond au débit volumique du piston liquide, provient directement des résultats expérimentaux après filtrage numérique (chapitre 4.4.2). D'autres évolutions de débit volumique du piston liquide peuvent également être implémentées dans le modèle. Ce peut être des profils expérimentaux ou directement des modèles de composants hydrauliques (pompe, réservoir, réseau hydraulique...).

Le terme de flux convectif est calculé par l'équation suivante :

$$\frac{\delta Q}{dt} = S \frac{\overline{Nu_D} \lambda}{D} (T_p - \bar{T}) \quad (6.2)$$

Le nombre de Nusselt de l'équation précédente est déterminé à l'aide des corrélations proposées, couplées à la loi de transition de régime convectif.

La température de l'air est calculée à chaque pas de temps par l'équation des gaz parfaits à partir des conditions initiales :

$$\bar{T} = pV \frac{T_{ini}}{p_{ini}V_{ini}} \quad (6.3)$$

Toutes les autres grandeurs et nombres adimensionnels sont calculés à chaque pas de temps par leurs équations respectives.

Au cours de la compression, la corrélation du nombre de Nusselt passe instantanément de sa forme laminaire à sa forme turbulente au moment de la transition déterminée et validée précédemment par la corrélation (5.32).

L'environnement Simulink est utilisé pour effectuer la résolution des équations différentielles présentées ci-dessus. Un schéma numérique de type Runge-Kutta 4 et un pas de temps fixe de 0,005 s sont employés. Le pas de temps numérique est ainsi égal au pas de temps des mesures expérimentales. La logique de calcul employée dans le programme Simulink est représentée schématiquement sur la Figure 92.

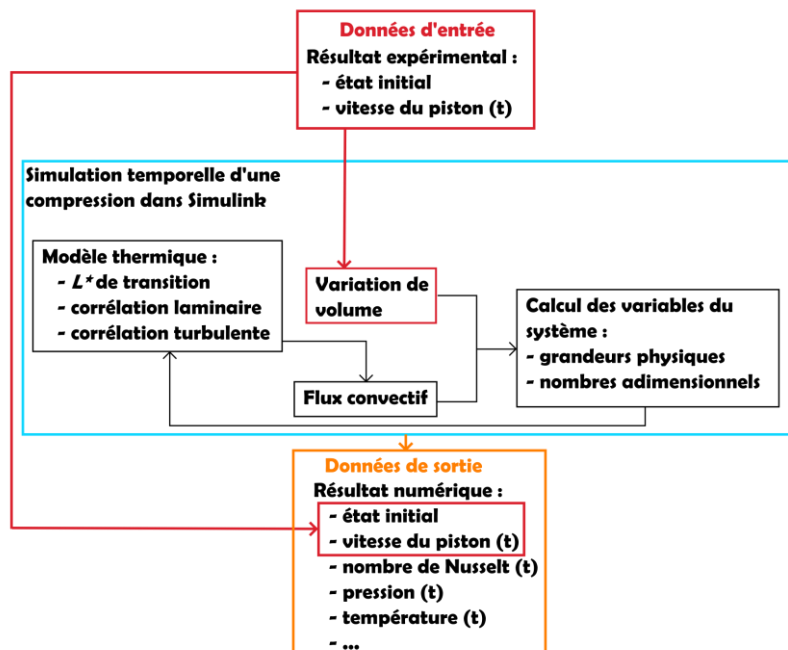


Figure 92 : Schéma de principe du modèle Simulink

Sur ce schéma, la résolution de l'équation thermodynamique (6.1) est réalisée par le bloc « Calcul des variables du système » en s'appuyant sur le calcul du flux convectif (6.2) et sur le profil expérimental de vitesse du piston liquide. Le résultat numérique de sortie présente le même profil de vitesse du piston liquide que les données expérimentales permettant ainsi la comparaison directe de ces résultats.

6.2. Etude comparative des corrélations de convection sur deux exemples connus

A partir du modèle numérique et des corrélations d'échange convectif, il est ainsi possible de modéliser des compressions par piston liquide.

Avant d'étudier les données statistiques portant sur toutes les mesures effectuées, quelques cas expérimentaux sont détaillés. Deux des six cas de compression étudiés au chapitre 5.5.4 sont traités dans la suite de ce chapitre. Les simulations sont réalisées pour plusieurs corrélations proposées précédemment et sont comparées aux résultats expérimentaux. L'étude des profils du nombre de Nusselt, de la température et de la pression permet ainsi d'évaluer la représentativité globale des simulations.

Le Tableau 20 synthétise les conditions expérimentales des deux cas expérimentaux sélectionnés.

Cas	Diamètre [mm]	Longueur initiale [m]	vitesse [m/s]	Pression ini [Bar absolu]	Pression finale (expé) [Bar absolu]
N°33	100	6	0,12	1 (P_{atm})	8,92
N°14	30	5	0,62	2	9,07

Tableau 20 : Conditions expérimentales des trois essais présentés

Le nombre de Nusselt, la température et la pression au cours d'une compression obtenus par simulation sont comparés aux résultats expérimentaux. Pour chaque variable, les évolutions au cours de la compression sont tracées sur un même graphique suivant le principe présenté sur la Figure 93.

Pour une même valeur de la position relative L^* , l'écart visible entre les deux courbes correspond à l'erreur de détermination du modèle. La source de cet écart peut être liée à un biais de construction du modèle (hypothèse non vérifiée) ou à une erreur d'évaluation du flux convectif (corrélations non représentatives de la physique réelle).

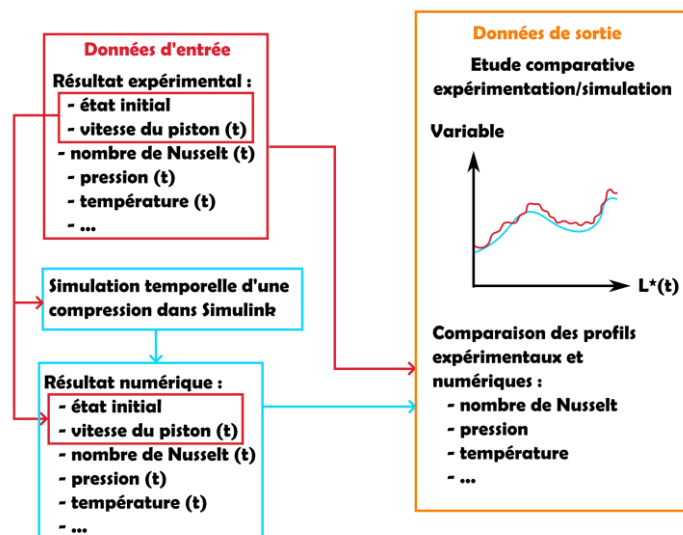


Figure 93: Schéma de la méthode de comparaison des résultats expérimentaux et numériques

En plus de la corrélation d'échange convectif sélectionnée précédemment (n°3), d'autres formes sont étudiées. Bien que moins représentative, la corrélation n°7 présente à la fois des résultats intéressants et une forme comparable à des propositions de la littérature, nécessitant l'emploi de

moins de nombres adimensionnels. Enfin, les corrélations de Woschni et d'écoulement en conduite cylindrique compléteront la comparaison en servant de référence connue. Bien que très loin de leur domaine d'application, la première propose une similitude de principe (compression d'un gaz) et la seconde une similitude de géométrie (conduite circulaire). Les corrélations employées en régime laminaire et turbulent sont détaillées dans le tableau suivant :

Régime convectif	Nom de Corrélation	Formule
laminaire	N°3	$\overline{Nu}_D = 0,675 \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{0,54}$ (6.4)
	N°7	$\overline{Nu}_D = 6,67 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{0,36}$ (6.5)
	Compression MCI (Woschni)	$\bar{h} = 3,26D^{-0,2}(10^{-3}p)^{0,8}(2,28U_{pist})^{0,8}T^{-0,55}\frac{D}{\lambda}$ (6.6)
	Conduite cylindrique	$\overline{Nu}_D = 3,657$ (6.7)
Turbulent	N°3	$\overline{Nu}_D = 0,140 \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^{0,87}$ (6.8)
	N°7	$\overline{Nu}_D = 6,17 \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^{0,48}$ (6.9)
	Compression MCI (Woschni)	$\bar{h} = 3,26D^{-0,2}(10^{-3}p)^{0,8}(2,28U_{pist})^{0,8}T^{-0,55}\frac{D}{\lambda}$ (6.10)
	Conduite cylindrique (Colburn)	$\overline{Nu}_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{1/3}$ (6.11)

Tableau 21 : Synthèse des corrélations employées dans la comparaison des modèles

Deux cas expérimentaux représentatifs sont sélectionnés. Les résultats expérimentaux et numériques des quatre corrélations sont comparés du point de vue de l'évolution du nombre de Nusselt, de la température et de la pression.

6.2.1. Test des corrélations sur un profil expérimental de compression

Le premier cas expérimental étudié est le cas n°33. Il correspond à la chambre de compression de 100 mm de diamètre avec 6 m de longueur initiale et une vitesse de piston de 0,12 m/s. La compression engendre l'augmentation de la température de l'air de la température initiale (297 K) à 345 K et de la pression initiale (1 atm) à près de 8 bars absolus.

Les évolutions du nombre de Nusselt sont présentées sur la Figure 94. D'un point de vue général, la simulation employant la corrélation n°3 représente le plus fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt expérimental. La corrélation n°7, bien que plutôt fidèle, sous-évalue légèrement le nombre de Nusselt sur la partie turbulente. Cette corrélation est cependant plus proche des valeurs expérimentales sur la partie laminaire. Les corrélations de Woschni et d'écoulement en conduite sous évaluent très largement le nombre de Nusselt. Sur les derniers instants de la compression, le nombre de Nusselt expérimental tend vers des valeurs importantes.

On remarque également que la transition de régime convectif intervient à la position relative de 0,15 d'après notre corrélation (marche sur les courbes colorées), ce qui est proche de la position de transition expérimentale qui est d'environ 0,17 (augmentation rapide sur la courbe noire).

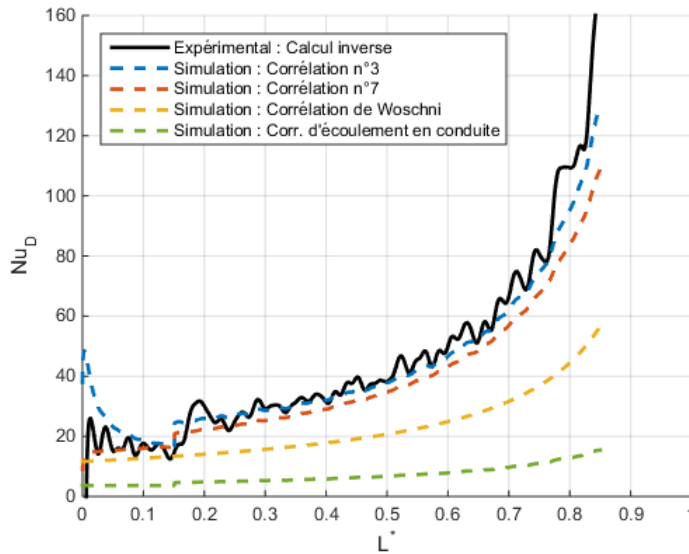


Figure 94 : Evolution comparative du nombre de Nusselt (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m, $P_{ini}=atm$)

La Figure 95 et la Figure 96 reproduisent respectivement l'évolution de la température et de la pression de l'évolution expérimentale et des quatre simulations.

Pour les températures, la température finale pour la corrélation n°3 n'est supérieure que de 5 K par rapport à la température expérimentale. De plus, cette corrélation reproduit particulièrement bien la courbe expérimentale tout au long de la compression. L'écart final de température est de 12 K pour la corrélation n°7 et devient beaucoup plus important pour les corrélations de Voschni et d'écoulement en conduite.

L'évolution de pression, tend vers les mêmes conclusions bien qu'il soit plus difficile de percevoir les écarts. On note en particulier que les corrélations n°3 et n°7 donnent des résultats très proches de l'évolution expérimentale de la pression.

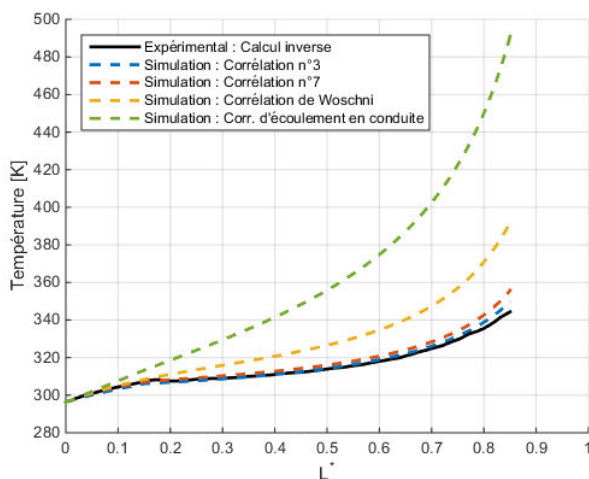


Figure 95 : Evolution comparative de la température (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m, $P_{ini}=atm$)

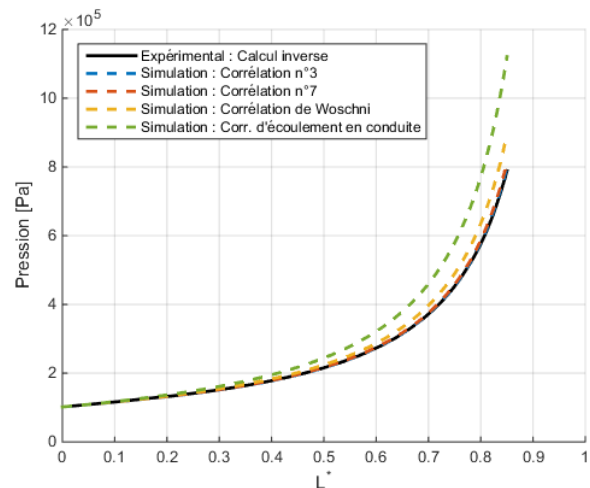


Figure 96 : Evolution comparative de la pression (D_{100} , $U_{pist}=0,12$ m/s, $L_{ini}=6$ m, $P_{ini}=atm$)

La faible avance de la position relative de transition donnée par le modèle sur la courbe de Nusselt ($L^* \approx 0,15$ au lieu de $0,17$), ne perturbe pas l'allure de la température et de la pression autour de cette position.

Ainsi, pour le cas expérimental n°33, la simulation basée sur la corrélation n°3 reproduit le plus précisément l'évolution de l'état de l'air mesuré expérimentalement. La corrélation n°7 fournit cependant des résultats très proches. Enfin, les deux autres corrélations engendrent des simulations très différentes des constatations expérimentales.

6.2.2. Test des corrélations sur un second profil expérimental de compression

Le cas de compression étudié est à présent le n°14 (D_{30} , $U_{pist} = 0,6$ m/s, $L_{ini} = 5$ m, $P_{ini} = 2$ atm). A nouveau, le nombre de Nusselt, la température et la pression du cas expérimental et des quatre corrélations sont étudiés.

L'observation des profils d'évolution du nombre de Nusselt sur la Figure 97 confirme à nouveau la non-représentativité des modèles d'écoulement en conduite et de Woschni. La première corrélation sous-évalue toujours l'échange convectif, mais la seconde surévalue cette fois-ci l'échange convectif réel. En fonction des portions de courbe, le profil des simulations des nouvelles corrélations (n°3 et n°7) présente pour l'une et l'autre la meilleure concordance avec le profil expérimental.

Le positionnement de la transition de régime convectif calculé par la corrélation proposée au chapitre 5.4 donne ici un léger retard de transition aux simulations. Ce retard n'est cependant que d'environ 5 % de la position du front liquide à la transition du profil expérimental.

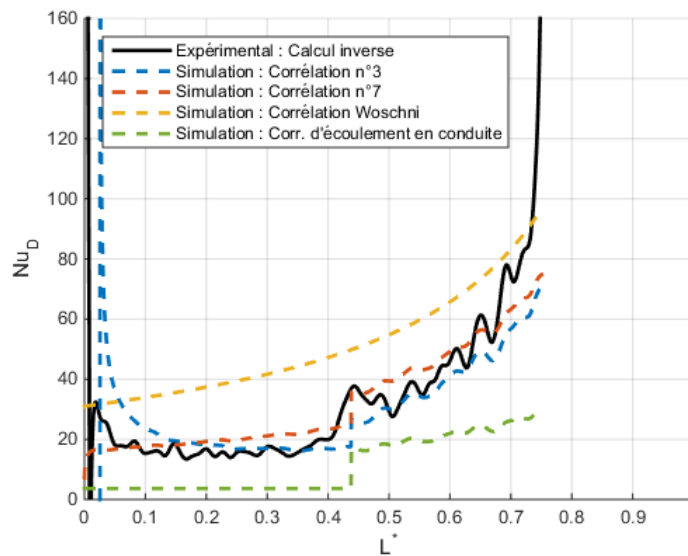


Figure 97 : Evolution comparative du nombre de Nusselt (D_{30} , $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=2$ atm)

La comparaison des évolutions de température est proposée sur la Figure 98 et de pression sur la Figure 99.

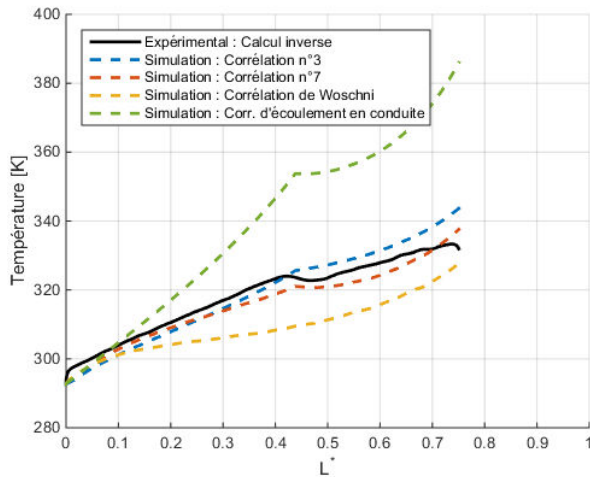


Figure 98 : Evolution comparative de la température (D_{30} ,
 $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=2$ atm)

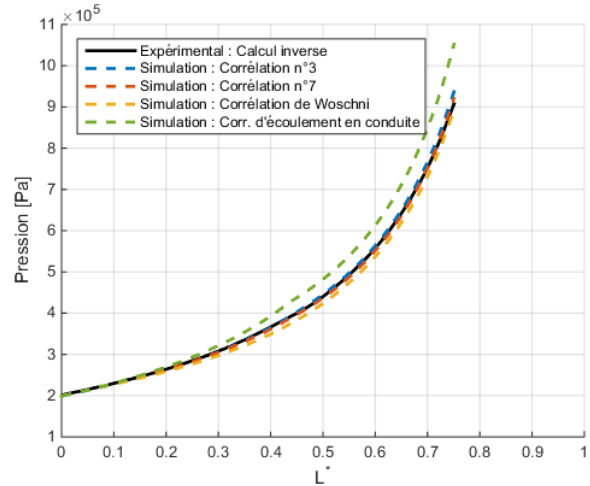


Figure 99 : Evolution comparative de la pression (D_{30} ,
 $U_{pist}=0,6$ m/s, $L_{ini}=5$ m, $P_{ini}=2$ atm)

La compression étudiée fait évoluer la température mesurée de l'air au cours de la compression de la température initiale (293 K) jusqu'à un maximum de 333 K, pendant que la pression évolue de 2 bars absolus jusqu'à 9 bars.

La corrélation de Woschni donne une température finale proche du résultat expérimental avec 328 K, mais avec une allure de courbe très différente de ce qui est attendu. En effet, l'emploi d'une unique corrélation pour les phases laminaires et turbulentes ne permet pas de reproduire le changement d'allure lié à la transition. Cette corrélation n'est ainsi pas représentative de l'évolution réelle. La corrélation n°7 atteint en fin de compression 338 K et la corrélation n°3 atteint 344 K. Ces deux modèles proposent l'évolution expérimentale de la température la plus fidèle, aussi bien sur l'allure que sur les niveaux de température atteints. Dans le détail, la partie laminaire est mieux représentée par la corrélation n°3, alors que la partie turbulente est plus proche de la corrélation n°7. La simulation la plus éloignée (corrélation d'écoulement établie en conduite) atteint une température finale bien trop importante, plus de 380 K.

Hormis la plus mauvaise simulation, toutes les corrélations proposent une pression finale de l'air proche de la valeur mesurée.

Remarques sur les évolutions expérimentales particulières de la température au début et à la fin de cet essai :

On note aux premiers instants de la compression $L^* \in [0 ; 0,01]$, une augmentation rapide de la température expérimentale de 4 K, non reproduite par les modèles. Cette allure particulière n'est pas non plus représentative de tous les essais réalisés. La cause de cette particularité n'est pas déterminée avec certitude mais provient très probablement d'une différence initiale de température entre l'air et les parois (l'air étant plus froid que les parois⁵). La température amorce également une

⁵ En effet, les compressions avec pression initiale supérieure à la pression atmosphérique nécessitent une pré-compression de l'air, dont la source énergétique est la réserve d'air comprimé à 10 bars. Ainsi, l'air comprimé n'est pas ici de l'air neuf mais de l'air provenant de la réserve d'air comprimé détendu de 10 bars à 1 bar. Le déséquilibre thermique ainsi créé a été résorbé en partie par un temps d'attente avant de réaliser la compression. Cependant, pour les grandes pressions initiales, les fuites internes de la pompe limitent cette durée à quelques dizaines de secondes ne permettant sans doute pas d'atteindre complètement l'équilibre thermique initial.

baisse sur la fin de la mesure contrairement aux attentes. Ce phénomène est également visible sur d'autres mesures, en particulier pour les essais dans la chambre de compression de 30 mm. La cause exacte n'étant pas déterminée précisément, les réserves émises précédemment (chapitre 5.2.5) restent d'actualité. Il nous semble cependant que cette diminution de température inverse ne soit pas représentative d'une diminution réelle de la température de l'air. La source la plus probable est liée à des phénomènes modifiant la masse de gaz en compression, en particulier par la condensation de l'humidité contenue dans l'air. Aucun des modèles ne reproduit une telle allure finale.

6.3. Etude des simulations sur l'ensemble des données expérimentales connues

L'étude des simulations pour deux cas expérimentaux montre de bons résultats pour les corrélations n°3 et N°7, à l'opposé de la corrélation de Woschni et de celle des écoulements en conduite. Il est cependant impossible de se forger un avis plus précis par la simple observation des profils expérimentaux et numériques. Une étude statistique portant sur l'intégralité des 73 mesures est proposée.

6.3.1. Méthode de l'étude

Afin d'évaluer plus objectivement les résultats comparatifs sur l'ensemble des mesures du plan expérimental, une méthode statistique est à nouveau employée. Chaque corrélation est ainsi employée dans 73 simulations, correspondant aux 73 expérimentations précédentes. Seuls les valeurs initiales et le profil de vitesse du piston liquide expérimental sont connus et employés par le modèle numérique. La Figure 100 synthétise la méthode d'obtention des données statistiques.

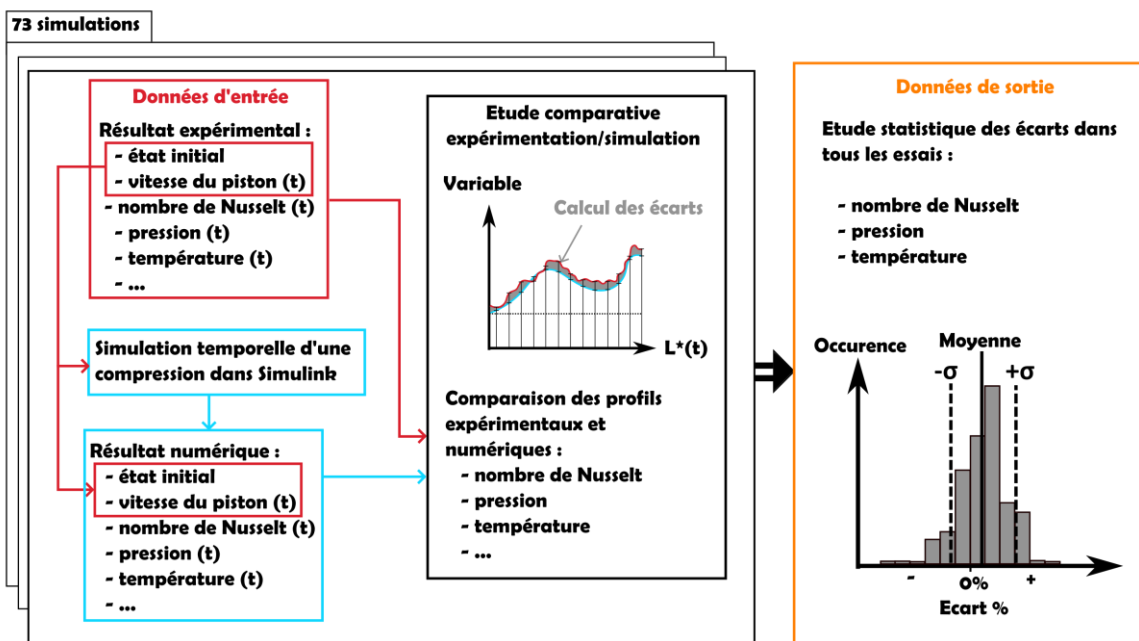


Figure 100 : Schéma de la méthode d'étude statistique d'un modèle thermique sur toutes les mesures

A nouveau, des études statistiques sont menées sur les différences présentes entre les résultats de la simulation et ceux obtenus expérimentalement⁶. L'étude des écarts relatifs du nombre de Nusselt est

⁶ L'étude statistique est réalisée sur 200 points par mesure, répartis entre $L^* = [0,08 ; 0,88 L^*_{transition}]$ sans distinction de régime convectif.

à nouveau effectuée. Celle-ci est complétée par l'étude sous différents angles de la pression et de la température. La Figure 101 permet de détailler les différents écarts étudiés ci-après.

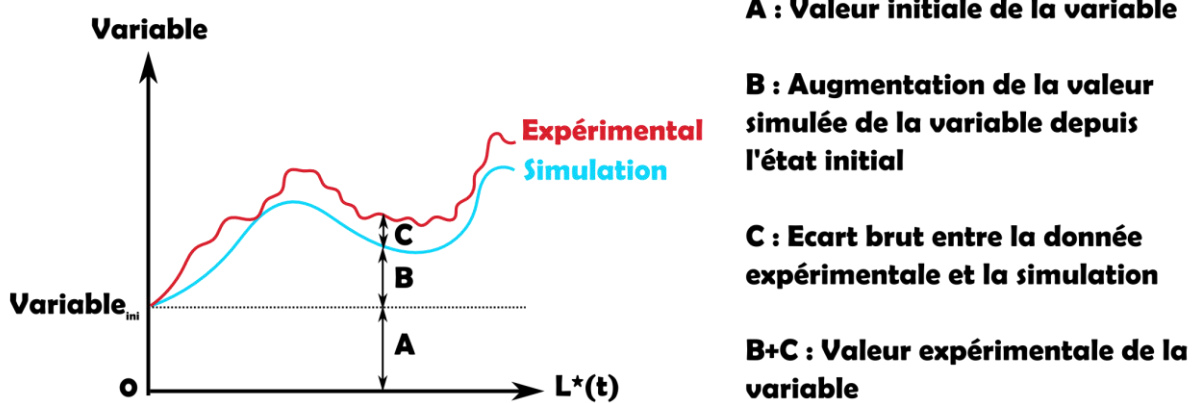


Figure 101 : Détail des écarts et grandeurs comparés dans les études statistiques

Il est ainsi possible de détailler les trois écarts étudiés :

- L'écart brut correspond à la valeur C du schéma précédent. Il est symbolisé dans les équations suivantes par le symbole Δ .
- L'écart relatif d'une variable, se calcule par le rapport de l'écart brut C sur la valeur expérimentale de la variable $B+C$. L'écart relatif s'écrit : $\Delta Variable^*$
- L'écart relatif d'augmentation de la variable est le rapport de l'écart brut C sur l'augmentation de la valeur expérimentale de la variable B et s'écrit : $\Delta Variable_{evol}^*$

L'écart relatif du nombre de Nusselt étudié est similaire à celui exposé précédemment dont le calcul est effectué par la formule suivante :

$$\Delta Nu_D^* = \frac{\overline{Nu}_{D_{simu}}}{\overline{Nu}_{D_{inv}}} - 1 \quad (6.12)$$

Cet indicateur permet ainsi d'évaluer l'écart entre le nombre de Nusselt expérimental et celui obtenu par le modèle.

Cependant, contrairement à l'étude initiale des corrélations, la simulation engendre des évolutions de température et de pression plus ou moins différentes des résultats expérimentaux influençant la valeur de l'échange convectif. La seule étude du nombre de Nusselt n'est ainsi pas suffisante pour juger de la qualité d'une corrélation.

Les différences de pression et de température entre le modèle et les simulations sont également étudiées. Trois points de vue différents sont utilisés pour décrire le plus précisément possible la performance du modèle.

Tout d'abord, les écarts bruts de pression et de température, dont les formules sont présentées ci-dessous, sont étudiés :

$$\Delta T = \bar{T}_{simu} - \bar{T}_{inv} \quad (6.13)$$

$$\Delta p = p_{simu} - p_{inv} \quad (6.14)$$

L'étude statistique de ces deux grandeurs pour tous les essais permettent de donner un ordre de grandeur des écarts observés. Cependant, la valeur brute de cet écart ne fournit qu'un renseignement grossier, ne distinguant pas les écarts vis-à-vis du niveau de la variable. Or, la pression ou la température évoluent au cours de chaque compression.

La même étude statistique est alors réalisée sur ces grandeurs, mais sur la base des écarts relatifs. Cette approche permet une quantification adimensionnelle de la distribution à partir des relations d'écart relatif suivantes :

$$\Delta T^* = \frac{\bar{T}_{simu}}{\bar{T}_{inv}} - 1 \quad (6.15)$$

$$\Delta p^* = \frac{p_{simu}}{p_{inv}} - 1 \quad (6.16)$$

Les études statistiques fournissent alors des valeurs [%] relatives à la grandeur espérée (pression ou température observée expérimentalement). Bien qu'elles soient utiles pour les comparaisons à venir entre les modèles, ces grandeurs restent difficiles à interpréter concrètement.

Un dernier indicateur de la qualité de la corrélation, plus facilement interprétable peut être déterminé. Cet indicateur représente un intervalle de confiance sur l'augmentation d'une variable lors des simulations. La méthode usuelle de calcul des intervalles de confiance n'est cependant pas applicable en raison du caractère non aléatoire de l'erreur de détermination et non répétitif de la mesure (chaque mesure utilisée est un cas expérimental différent). Un indicateur équivalent est proposé : un intervalle de représentativité dont l'interprétation peut être semblable à l'intervalle de confiance, mais sur la base d'une simple description des données recueillies. Celui-ci se base ainsi sur l'écart relatif de l'augmentation par rapport à l'état initial des grandeurs physiques au cours de chaque compression (équations (6.17) et (6.18)). La valeur maximale de cet écart relatif est exprimée sur une certaine fraction des essais disponibles.

$$\Delta T_{evol}^* = \frac{\bar{T}_{simu} - \bar{T}_{inv}}{\bar{T}_{inv} - \bar{T}_{ini}} \quad (6.17)$$

$$\Delta p_{evol}^* = \frac{p_{simu} - p_{inv}}{p_{inv} - p_{ini}} \quad (6.18)$$

En sélectionnant un intervalle de représentativité (80 % des meilleurs résultats dans ces travaux), il est alors possible de calculer l'écart relatif maximal associé. La Figure 102 représente schématiquement la méthode de détermination de l'intervalle de confiance à 80 % pour une variable.

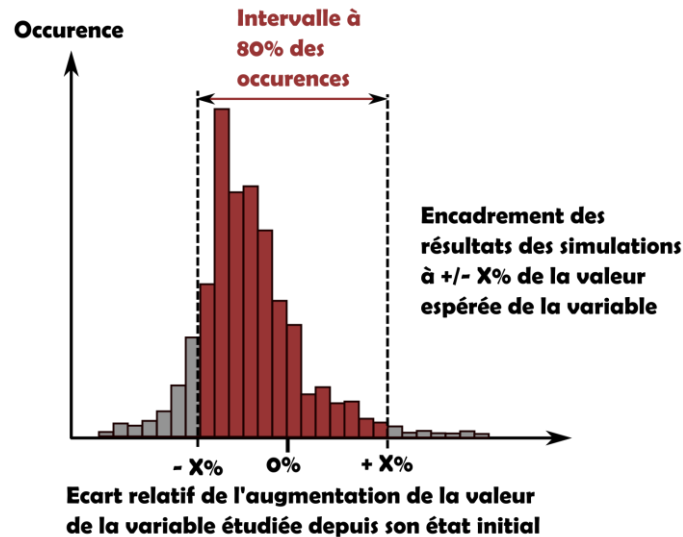


Figure 102 : Schéma de la méthode de calcul de l'intervalle de représentativité à 80 %

Cet indicateur traduit ainsi dans un encadrement de la valeur, la confiance que l'on peut accorder au modèle pour reproduire les données expérimentales.

6.3.2. Etude de la nouvelle corrélation (n°3) sur l'intégralité des données

La corrélation la plus représentative des évolutions du nombre de Nusselt a été sélectionnée lors de l'étude des formes de corrélation comme étant la corrélation n°3, dont on rappelle l'expression:

$$\overline{Nu_D} = k \left(Re_D Pr Gc \frac{D}{L} \right)^a \quad (6.19)$$

Avec $k=0,675$ et $a=0,54$ en régime laminaire et $k=0,140$ et $a=0,87$ en régime turbulent.

L'étude statistique des 73 simulations permet d'établir la distribution des écarts relatifs entre le nombre de Nusselt expérimental et celui calculé par la simulation. Les résultats portant sur la corrélation n°3 sont présentés sur la Figure 103. Ainsi, le nombre de Nusselt est en moyenne légèrement sous-estimé par la corrélation de -6,6 %. L'écart type autour de cette moyenne est plus grand, 32 %, traduisant une certaine dispersion des résultats.

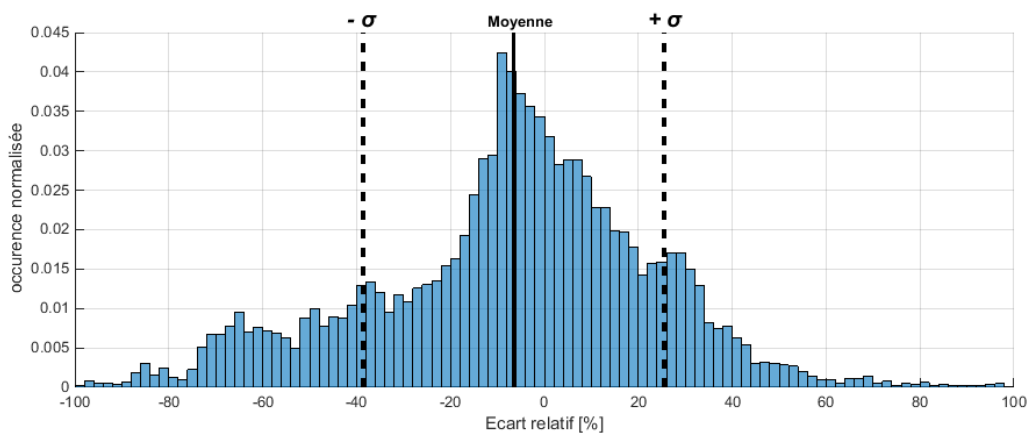


Figure 103 : Histogramme des écarts relatifs du nombre de Nusselt (corrélation n°3)

L'intérêt d'un modèle numérique de compression par piston liquide n'est ainsi pas seulement d'évaluer finement l'évolution de la valeur du nombre de Nusselt au cours des compressions mais aussi de représenter au mieux l'évolution de grandeurs physiques telles que la température et la pression de l'air. L'étude statistique des écarts portant sur la pression [kPa] et la température [K] est ensuite réalisée.

Ainsi, la Figure 104 et la Figure 105 reproduisent respectivement la distribution des écarts relatifs des augmentations de température et de pression avec leur intervalle de confiance à 80 %. Pour la température, l'erreur maximale de détermination est alors de +/- 28 % de l'échauffement effectif de l'air au cours de toutes les compressions. Cela traduit qu'en choisissant au hasard un point expérimental dans toutes nos mesures, nous avons 80 % de chance que la simulation propose une erreur maximale de +/- 28 % de l'échauffement de l'air depuis le début de la compression.

Pour la pression, cette erreur maximale est de +/- 4,7 % de l'augmentation de pression.

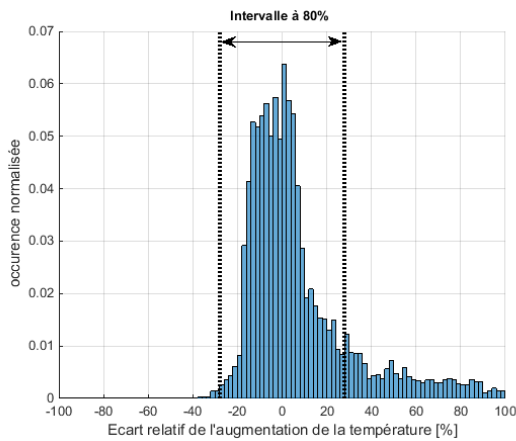


Figure 104 : Histogramme de l'écart relatif de l'augmentation de température (corrélation n°3)

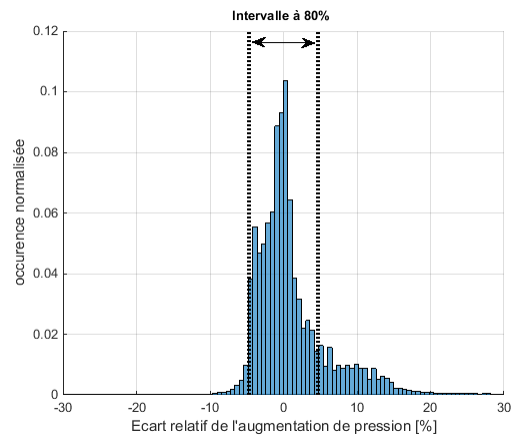


Figure 105 : Histogramme de l'écart relatif de l'augmentation de la pression (corrélation n°3)

Le Tableau 22 permet de synthétiser l'intégralité des données statistiques calculées :

Grandeur	Type d'étude	Moyenne	Ecart type
Nusselt	Ecart relatif : ΔNu_D^*	-6,6 %	32 %
Pression	Ecart relatif : Δp^*	0,63 %	2,62 %
	Ecart absolu : Δp	1,3 kPa	9 kPa
Température	Ecart relatif : ΔT^*	0,76 %	2,58 %
	Ecart absolu : ΔT	2,4 K	8,3 K
Grandeur	intervalle	Erreur maximale +/-	
Pression : Δp_{evol}^*	80 %	4,7 %	
Température : ΔT_{evol}^*		28 %	

Tableau 22 : Synthèse des indicateurs de qualité de la corrélation n°3

6.3.3. Etude de la nouvelle corrélation (n°7) sur l'intégralité des données

Bien que ne présentant pas le meilleur résultat lors de l'étude de la corrélation, la corrélation n°7 avait été sélectionnée en raison de sa bonne représentativité et de l'absence dans sa formulation du nombre de Gay-Lussac. Cette corrélation s'approche ainsi de la forme plus classique des corrélations d'écoulement établies en conduites, mis à part le rapport d'allongement présent ici.

$$\overline{Nu_D} = k \left(Re_D Pr \frac{D}{L} \right)^\alpha \quad (6.20)$$

Avec $k=6,67$ et $\alpha=0,36$ en régime laminaire, et $k=6,17$ et $\alpha=0,48$ en régime turbulent.

A nouveau, 73 modélisations sont réalisées avec ce modèle d'échange thermique. Les écarts entre les nombres de Nusselt expérimentaux et calculés par le modèle au cours des compressions sont présentés sur la Figure 106.

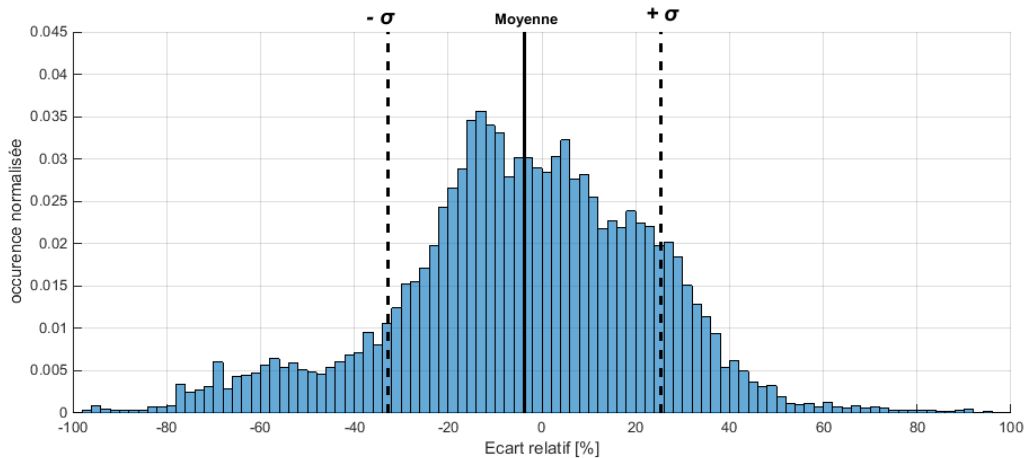


Figure 106 : Histogramme des écarts relatifs du nombre de Nusselt (corrélation n°7)

L'écart type de la distribution est alors de 29 % et sa moyenne de -3,7 %. De manière surprenante, cette corrélation propose une meilleure modélisation du nombre de Nusselt que la corrélation sélectionnée préalablement (corrélation n°3 : l'écart type est de 32 % et la moyenne de -6,6 %). L'effet du nombre de Gay-Lussac de la précédente corrélation, semble avoir un effet négatif sur la détermination des évolutions de température de l'air au cours des compressions.

Bien que la moyenne et l'écart type soient meilleurs, on remarquera aussi que la valeur maximale d'occurrence normalisée est ici plus faible ($\max = 0,035$) que pour la corrélation n°3 ($\max = 0,042$). Cela traduit le fait que la corrélation employant le nombre de Gay-Lussac propose plus souvent que la corrélation n°7 (celle-ci) une estimation très fidèle du nombre de Nusselt expérimental. En contrepartie, la dispersion des valeurs est plus forte.

La constatation d'une meilleure représentativité de cette corrélation se confirme par de meilleurs résultats sur les études statistiques de la température et de la pression. Le Tableau 23 regroupe toutes ces données pour la corrélation n°7, toujours sur la base des 73 modélisations :

Grandeur	Type d'étude	Moyenne	Ecart type
Nusselt	Ecart relatif : ΔNu_D^*	-3,7 %	29 %
Pression	Ecart relatif : Δp^*	0,23 %	1,8 %
	Ecart absolu : Δp	0,3 kPa	5,9 kPa
Température	Ecart relatif : ΔT^*	0,36 %	1,8 %
	Ecart absolu : ΔT	1,1 K	5,8 K
Grandeur	intervalle	Erreur maximale +/-	
Pression : Δp_{evol}^*	80 %	3,6 %	
Température : ΔT_{evol}^*		20 %	

Tableau 23 : Synthèse des indicateurs de qualité de la corrélation n°7

Les histogrammes de répartition sont à nouveau présentés pour l'écart relatif de l'augmentation de température (Figure 107) et de pression (Figure 108). Sur ces deux graphiques, un léger resserrement de l'intervalle de confiance est visible par rapport à la corrélation précédente.

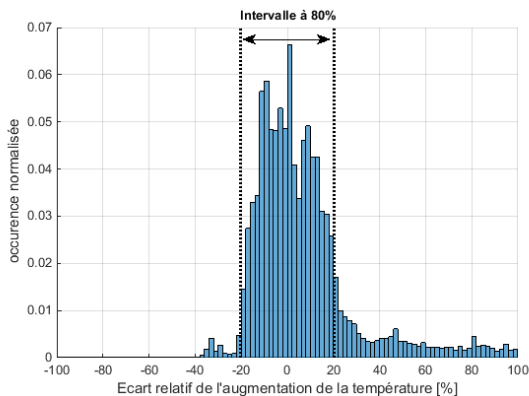


Figure 107 : Histogramme de l'écart relatif de l'augmentation de la température (corrélation n°7)

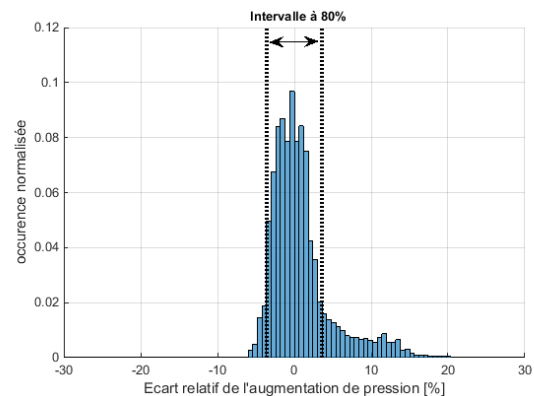


Figure 108 : Histogramme de l'écart relatif de l'augmentation de la pression (corrélation n°7)

Les corrélations de Woschni et d'écoulement en conduite ne sont pas détaillées ici en raison de leurs grands écarts par rapport aux données expérimentales. Par exemple sur la température, l'étude de la première donne un intervalle de confiance à 80 % de +/- 58 % et la seconde un intervalle de +/- 209 %.

6.3.4. Comparaison des corrélations

Sur la base de toutes nos mesures, la corrélation n°7 (n'employant pas le nombre de Gay-Lussac) permet d'obtenir des simulations modérément plus fidèles que la corrélation n°3. La constatation inverse avait pourtant été faite sur l'étude des corrélations au chapitre 5.5.3.

Cette divergence entre, d'un côté les résultats d'un calcul sur des données expérimentales et de l'autre les résultats d'une simulation, peut s'expliquer : Dans le premier cas (données expérimentales et calcul inverse), le nombre de Nusselt inverse et la corrélation sont calculés à chaque instant à partir de la valeur expérimentale des grandeurs physiques. Une mauvaise estimation du nombre de Nusselt par la corrélation n'a pas d'impact sur l'estimation de ce même nombre durant la suite de la compression. Dans le cas de la modélisation, la valeur du nombre de Nusselt calculée par la corrélation dirige l'échange thermique et agit directement sur la température et la pression de l'air au cours de la compression. Une mauvaise estimation de l'échange thermique par la corrélation éloigne ainsi la température et la pression obtenues par modélisation de l'évolution constatée expérimentalement. Au cours de la simulation, les grandeurs physiques calculées peuvent ainsi s'éloigner des grandeurs physiques mesurées, amenant le calcul du nombre de Nusselt à des valeurs différentes de ce qui a été mesuré initialement (le premier cas).

Finalement cette étude confirme la bonne qualité des deux corrélations proposées pour reproduire les évolutions de température et de pression de l'air au cours d'une compression. Les données de validation étant les mêmes que celles employées pour optimiser les corrélations, de nouveaux essais sont nécessaires pour le confirmer.

7. Comparaison des résultats sur de nouvelles mesures

L'étude précédente met en avant la bonne représentativité de la corrélation n°7 et de la corrélation n°3. Les corrélations de Woschni et d'écoulement en conduite se sont révélées inadaptées aux simulations. Cependant, les résultats expérimentaux utilisés dans les chapitres précédents (6.2 et 6.3) sont aussi ceux employés pour déterminer les coefficients des corrélations au chapitre 5.5.3.

Il subsiste ainsi un doute quant à la validité des corrélations, nécessitant la poursuite de l'étude des modèles. Nous proposons à présent de tester par simulation les corrélations pour des compressions différentes des premières.

Afin d'éviter la répétition d'un éventuel biais expérimental non connu, l'utilisation d'un maximum d'éléments différents de la chaîne expérimentale et numérique est recherchée. Ainsi, un dispositif expérimental différent est employé, en réutilisant le banc d'essai d'observation présenté au chapitre 4.3.

7.1. Dispositif expérimental et compressions de validation des corrélations

Le banc d'essai d'observation (chapitre 4.3) est instrumenté afin de mesurer les évolutions de pression et de volume dans la chambre de compression. Les principales différences des deux dispositifs expérimentaux portent sur les caractéristiques mécaniques de la chambre de compression, les capteurs employés, la méthode d'étalonnage et la source de débit hydraulique.

Pour rappel, la chambre de compression de ce banc d'essai est constituée d'un tube transparent de 30 mm de diamètre et de près de 2 m de long. La mesure de la position du piston liquide est réalisée via le même procédé capacitif que pour le banc d'étude, mais la méthode et l'électronique de conditionnement du signal sont spécifiques à ce dispositif expérimental. La mesure conjointe du niveau d'eau par la méthode capacitive et par la mesure de la pression différentielle aux bornes de la chambre de compression permet ici de réétalonner le capteur capacitif à chaque mesure. Enfin, la source hydraulique provient du réseau d'eau domestique du laboratoire dont le débit est régulé par une perte de charge. De fait, la vitesse du piston liquide n'est plus constante mais présente un profil décroissant au cours de chaque compression. Le détail des caractéristiques de ce dispositif n'est pas donné ici, mais des éléments complémentaires sont disponibles dans l'article (Neu et al. 2015a).

Deux essais expérimentaux, suivis de simulations par les quatre modèles numériques, sont proposés à la comparaison. Les conditions expérimentales sont détaillées dans le tableau suivant :

<i>Cas</i>	<i>Diamètre [mm]</i>	<i>Longueur initiale [m]</i>	<i>vitesse [m/s]</i>	<i>Pression ini [Bar absolu]</i>	<i>Pression finale (expé) [bar absolu]</i>
N°74	30	1,939	Variable ($\approx 0,5$)	1 (p_{atm})	4,58
N°75	30	1,939	Variable ($\approx 1,3$)	1 (p_{atm})	6,61

Tableau 24 : Conditions expérimentales des deux essais de validation du modèle

Pour chaque essai, la chambre de compression est initialisée pour fournir au piston liquide une longueur utile totale de $L = 1,939$. La pression est équilibrée avec la pression atmosphérique avant de démarrer la compression. La vanne jouant le rôle de perte de charge et reliant le réseau d'eau domestique à la chambre de compression est maintenue dans une position fixe durant l'essai. La pression augmentant dans la chambre de compression, le débit du piston liquide diminue au cours de la compression. La pression disponible dans le réseau domestique n'étant ni fixe ni réglable,

l'allure et le niveau de la vitesse de montée du piston liquide au cours de la compression ne peuvent être obtenus de manière répétable. La pression source disponible étant significativement plus faible que dans le banc d'essai de 6 m de haut, une plus faible plage de position relative L^* peut être étudiée.

7.2. Première compression de validation

Un premier essai (cas n°74) est réalisé dans le dispositif expérimental pour une position faible d'ouverture de la perte de charge, engendrant une vitesse modérée de piston liquide.

La Figure 109 retranscrit l'évolution globalement décroissante de la vitesse du front liquide durant la compression liée à la régulation par perte de charge. Des oscillations plus ou moins intenses de vitesse sont présentes, dont l'existence est certainement liée au couplage des systèmes mécaniques que sont le banc d'essai et le réseau hydraulique. L'effet de la compressibilité de l'air couplé à l'inertie mécanique de l'eau crée un système oscillant amorti. L'essai se termine lorsque la vitesse du piston liquide devient significativement plus faible, de l'ordre de 0,3 m/s. Cet état traduit une pression d'air dans la chambre de compression proche de la pression source du réseau hydraulique, déduction faite de la pression statique liée à la colonne d'eau constituée par le piston liquide. La position relative maximale du piston liquide atteint alors $L^* = 0,73$.

Les courbes du nombre de Nusselt sont présentées sur la Figure 110. Les données expérimentales (courbe noire) sont confrontées aux résultats des simulations (courbes colorées) sur la base d'un même profil de vitesse du piston liquide.

Il est important de noter que les faibles pressions maximales atteintes lors de ces essais sur ce dispositif expérimental ne permettent pas d'amorcer la transition de régime convectif. La pression hydraulique disponible sur le réseau est ici inférieure à celle présente lors des observations visuelles sur ce même banc. Le piston liquide ne dépasse ainsi pas la position de transition de régime convectif calculée par la corrélation. Pour rappel, le faible diamètre de chambre et la faible longueur engendrent des valeurs importantes de L_{tr}^* . Le calcul par la corrélation propose pour cet essai une transition de régime convectif à la position relative de $L_{tr}^* = 0,79$, alors que l'essai est arrêté à la position relative de $L^* = 0,73$.

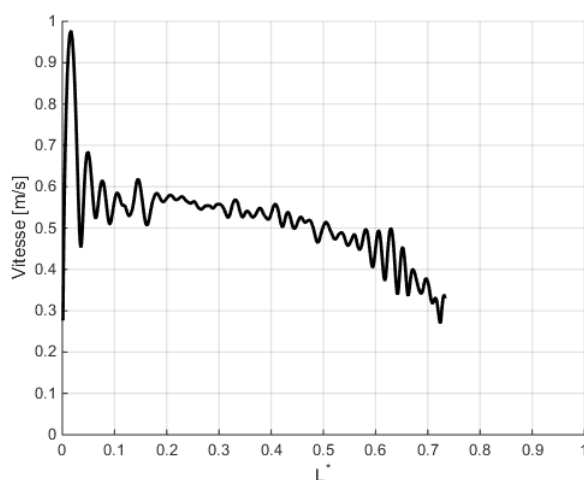


Figure 109 : Evolution de la vitesse du piston liquide pour l'essai n°74

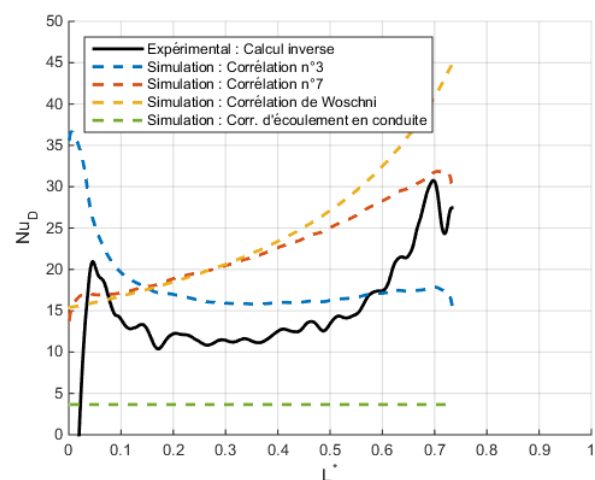


Figure 110 : Evolution des nombres de Nusselt inverse et simulés pour l'essai n°74

Sur la plage de positions relatives $L^* \in [0,05-0,5]$, l'allure de la mesure est plutôt bien représentée par la corrélation n°3 (bleu). La corrélation surévalue cependant le nombre de Nusselt (d'environ 5 unités) sur cette portion. Les corrélations n°7 (rouge) et de Woschni (orange) ne présentent ni une allure, ni des niveaux, en accord avec l'expérimentation sur cette première portion de L^* . Enfin, la corrélation d'écoulement (vert) reste constante car l'écoulement est laminaire ($Nu_D=3,66$), ce qui est bien trop faible.

La seconde partie de la compression $L^* \in [0,5-0,73]$, qui est toujours en phase laminaire, est marquée par l'augmentation du nombre de Nusselt expérimental. La corrélation n°3 ne traduit pas cette augmentation et la corrélation n°7 que partiellement. La corrélation de Woschni propose une allure plus proche de l'objectif sur cette portion mais avec des valeurs significativement supérieures.

On remarque également que l'allure et la différence de valeur sont du même type et du même ordre de grandeur que ce qui avait été remarqué sur la partie laminaire du cas détaillé au chapitre 6.2.2 correspondant à la chambre de 30 mm du second banc d'essai (D_{30} , $U_{pis} = 0,6$ m/s, $L_{ini} = 5$ m, $P_{ini} = 2$ atm). Ce cas expérimental présentait aussi une surévaluation du nombre de Nusselt par la corrélation n°3 sur pratiquement toute la phase laminaire. Dans ce cas, le nombre de Nusselt inverse commençait également à augmenter significativement avant la transition de régime convectif déterminé par la corrélation. Le nombre de Nusselt calculé par la corrélation n°3 restait alors à des valeurs plus faibles tant que la corrélation turbulente n'était pas activée (dépassement de L_{tr}^*).

La Figure 111 reproduit les évolutions de température et la Figure 112 les évolutions de la pression pour le cas n°74.

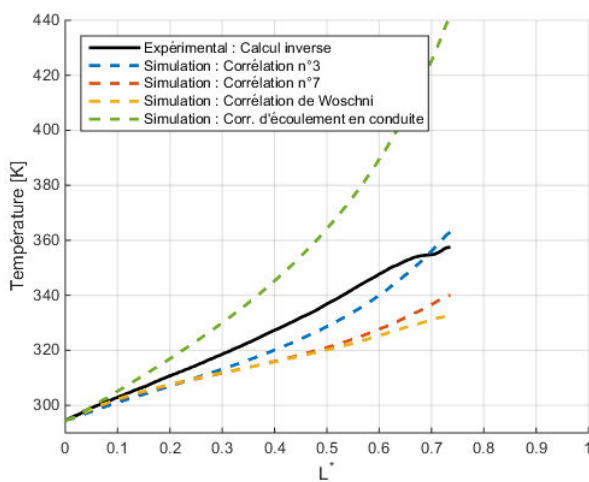


Figure 111 : Evolution de la température (inverse et simulations) pour l'essai n°74

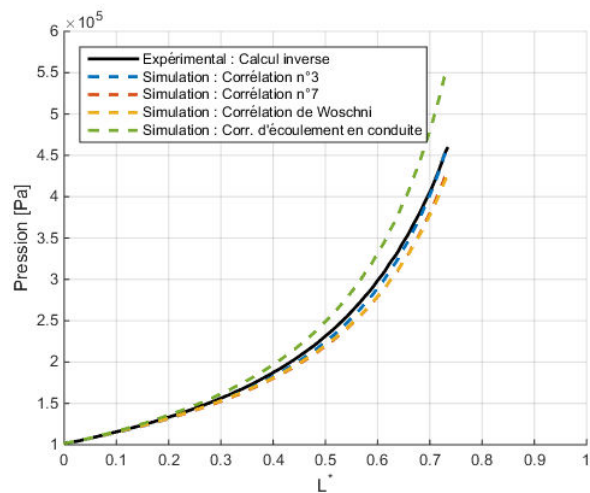


Figure 112 : Evolution de la température (inverse et simulations) pour l'essai n°74

Pour les températures, la corrélation n°3 reproduit le mieux leur évolution dans la chambre de compression. L'écart maximal au cours de la compression est alors de seulement 10 K entre la simulation et la température inverse soit 16 % d'écarts relatifs par rapport à l'augmentation de température inverse depuis l'état initial (suivant la formule de calcul (6.17) précédemment employée). La corrélation n°7 s'éloigne de près de 20 K (-38 %), et la corrélation de Woschni atteint un écart maximal de 25 K (-43 %) sous la température inverse. Enfin, la simulation basée sur la corrélation d'écoulement en conduite surévalue la température de l'air de plus de 80 K (+128 %).

Un faible changement de pente sur la fin de la mesure inverse de la température pourrait traduire le démarrage de la transition de régime convectif. Cependant, la forte diminution de la vitesse pour ces positions relatives de piston pourrait aussi être une source de diminution de la température. L'essai s'arrêtant juste après, il n'est pas possible d'observer la tendance après l'éventuelle transition de régime convectif.

A nouveau, les courbes de pressions traduisent les mêmes constatations. Les simulations dont la température est supérieure à la mesure expérimentale ont également une pression supérieure. Ainsi, ici aussi, la corrélation n°3 reproduit le plus fidèlement l'évolution expérimentale.

Cette première comparaison tend à confirmer la similitude des profils expérimentaux entre les résultats des deux bancs d'essai malgré les différences expérimentales. Le comportement des différentes corrélations sur ces grandeurs semble également conforme à ce qui avait été observé précédemment.

7.3. Seconde expérimentation de validation

Un second cas expérimental est testé (essai n°75). Pour cet essai, la vanne de perte de charge d'alimentation du banc est ouverte plus largement. Une vitesse plus grande du piston liquide est alors observée lors de la compression. Le profil de vitesse de montée du piston est tracé sur la Figure 113. La vitesse du front liquide atteint rapidement 1,6 m/s et ne commence à décroître que vers la position relative de $L^* = 0,5$. Ensuite la vitesse diminue rapidement et atteint 0,3 m/s à la fin de la compression, la position du piston liquide est alors de $L^* = 0,78$. Les oscillations de vitesse restent présentes à une fréquence du même ordre de grandeur, mais sont d'une amplitude plus faible.

L'évolution du nombre de Nusselt (Figure 114) est également à l'image des résultats portant sur l'essai n°74. La corrélation de détermination de la position de transition détermine la transition⁷ au delà de la fin de la compression, à $L_{tr}^* = 0,87$.

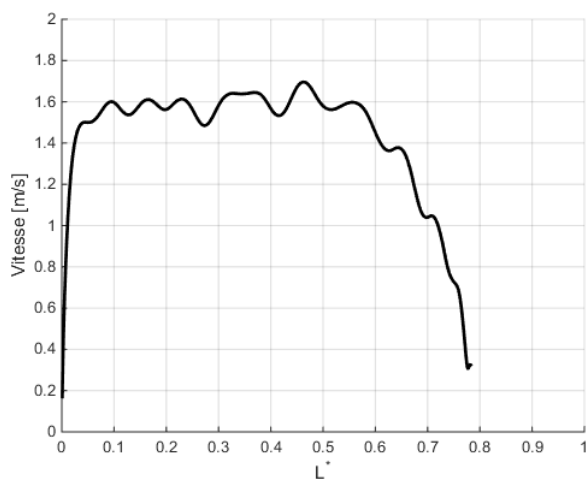


Figure 113 : Evolution de la vitesse du piston liquide pour l'essai n°75

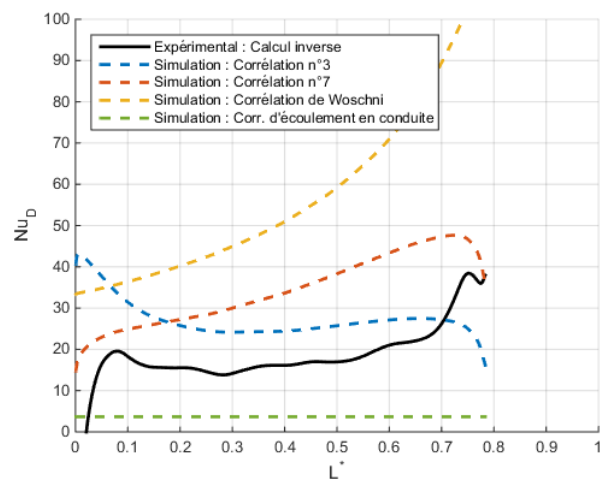


Figure 114 : Evolution des nombres de Nusselt inverse et simulés pour l'essai n°75

⁷ Une vitesse moyenne de piston liquide de 1,3 m/s est utilisée pour calculer la position du piston liquide à la transition.

A nouveau, en fonction des portions de courbe, la corrélation n°3 ou la corrélation n°7 reproduisent l'évolution du nombre de Nusselt expérimental. Ainsi, sur la portion de positions relatives de $L^* \in [0,05-0,55]$, l'allure du nombre de Nusselt est bien représentée par le modèle n°3 mais avec des valeurs trop importantes (environ de 10 unités de trop). Les corrélations n°7 et de Woschni surévaluent le nombre de Nusselt, alors que la corrélation d'écoulement en conduite le sous-évalue très fortement.

La portion $L^* \in [0,55-0,78]$ est caractérisée par l'augmentation du nombre de Nusselt expérimental alors que le régime convectif reste laminaire d'après notre modèle. La corrélation n°3 ne reproduit que faiblement cette augmentation et la corrélation n°7 la reproduit mieux mais à des valeurs trop importantes. Les deux autres corrélations sont très éloignées des valeurs cibles. Sur la fin de la compression, lorsque $L^* \in [0,7-0,78]$, les corrélations n°3 et n°7 amorcent une forte baisse du nombre de Nusselt en raison de la diminution de vitesse du piston liquide.

La Figure 115 présente les évolutions de la température de l'air au cours de l'essai. La température finale pour la corrélation n°3 est quasi égale à la température expérimentale. L'écart entre ces deux valeurs reste également inférieur à 10 K tout au long de la compression. La corrélation n°7, et encore davantage la corrélation de Woschni, proposent des évolutions de températures trop faibles dont les écarts atteignent respectivement 38 K et 79 K en fin de compression. L'allure et la répartition des courbes de température sont fortement semblables à l'essai précédent. Une différence apparaît cependant en toute fin de compression $L^* \in [0,75-0,78]$. Sur cette plage de position du piston liquide, la température expérimentale et les simulations amorcent une baisse. Cette diminution de température, sans changement de régime convectif, est alors bien la conséquence de la forte baisse de vitesse du piston liquide.

L'évolution des pressions, visible sur la Figure 116, montre une compression de l'air de 1 bar à 6,6 bars pour le cas expérimental. La corrélation n°3 reproduit le plus fidèlement le profil expérimental.

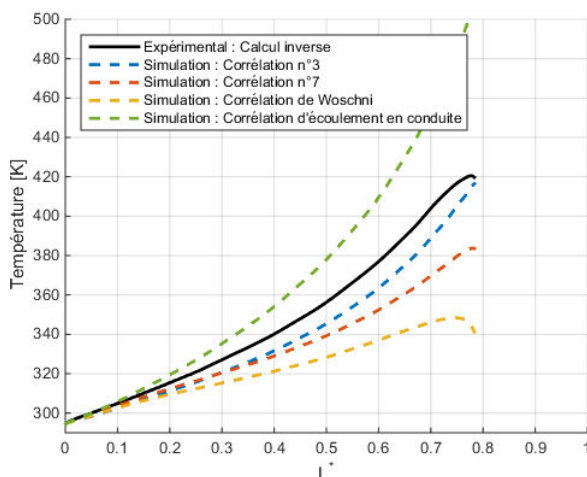


Figure 115 : Evolution de la température (inverse et simulations) pour l'essai 75

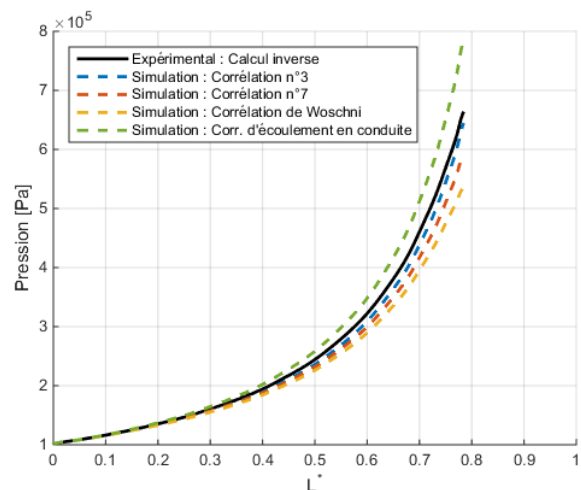


Figure 116 : Evolution de la pression (inverse et simulations) pour l'essai 75

Finalement, la corrélation n°3 reproduit à nouveau le plus fidèlement l'évolution expérimentale de la température et de la pression mesurée lors de la compression. Les allures des courbes sont conformes à ce qui avait été observé sur le banc d'essai d'étude pour la phase laminaire dans la chambre de compression de 30 mm.

La moins bonne performance de la corrélation n°7 en phase laminaire sur les essais de la chambre de compression de 30 mm avait déjà été mise en lumière au chapitre 6.2.2., alors que sur l'étude de l'ensemble des mesures disponibles cette corrélation était la plus performante.

L'étude de seulement deux cas expérimentaux non issus du dispositif expérimental principal ne permet pas de conclure définitivement sur la validité des résultats. Cependant, bien que les conditions expérimentales soient différentes, les profils expérimentaux et simulés du nombre de Nusselt et de température sont similaires au résultat du banc d'essai d'étude détaillée. Cela tend à confirmer la validité du modèle numérique et des corrélations. La réalisation d'essais complémentaires avec une plus large plage de vitesse de piston liquide sur le banc d'essai de pleine dimension permettrait de conforter plus fortement ces conclusions.

7.4. Conclusion des modélisations

La création d'un modèle numérique de chambre de compression a permis de tester les quatre corrélations. En employant le même profil temporel de variation de volume qu'obtenu expérimentalement, les résultats numériques et expérimentaux peuvent être comparés directement. Cette étude comparative a été menée en trois phases :

Le chapitre 6 a permis d'étudier les résultats des modélisations sur données expérimentales précédemment obtenus. Deux exemples, puis la synthèse de l'intégralité des 73 cas de simulation ont été décrits. Il en a résulté la bonne fidélité aux résultats expérimentaux pour la corrélation n°7 puis pour la corrélation n°3. Cependant sur certains essais, l'ordre de fidélité est inversé. Ce chapitre 7 permet de valider la bonne performance des deux corrélations proposées sur deux nouveaux cas expérimentaux.

Ainsi, les résultats des simulations liés aux quatre corrélations peuvent être classés des moins fidèles aux plus fidèles comme suit:

- **Corrélation d'écoulement en conduite** : La corrélation la moins représentative est celle d'écoulement en conduite, dont l'échange convectif est fortement inférieur aux mesures. Cela confirme une forte différence des mécanismes convectifs présents et la création d'un écoulement particulier dans la chambre de compression.
- **Corrélation de Woschni** : Elle reproduit mieux l'échange convectif, mais reste en retrait par rapport aux corrélations proposées. Les différences de géométrie et de vitesse du piston liquide, qui sont de plusieurs ordres de grandeur, sont très certainement la cause de ces écarts. Alors qu'un seul régime convectif est possible dans les moteurs à combustion interne, la transition de régime convectif observée ici ne peut être reproduite par cette corrélation.
- **Corrélation n°3** : Employant le nombre de Gay-Lussac, elle avait été sélectionnée au terme de l'étude des corrélations du chapitre 5.5. Les simulations ont cependant montré une moins bonne fidélité des résultats par rapport à ce qui était espéré. Cette corrélation permet cependant une excellente fidélité sur quelques essais.
- **Corrélation n°7** : Cette corrélation se révèle la plus performante sur la globalité des 73 simulations. Sa forme simple reste proche de ce qui est classiquement employé pour les corrélations de convection forcée, omettant le nombre de Gay-Lussac. Cette corrélation est cependant moins précise sur l'allure du nombre de Nusselt, en particulier sur la phase laminaire.

8. Conclusion

8.1. Conclusion générale

Dans un monde en pleine mutation énergétique, le stockage massif d'énergie apparaît comme indispensable à la gestion et à l'intégration de multiples sources énergétiques renouvelables intermittentes. Le grand nombre de procédés techniques disponibles est cependant couplé à de fortes contraintes et problématiques ; celle-ci limitent la disponibilité de solutions conciliant à la fois les aspects environnementaux, économiques, techniques et sociaux. Le stockage d'énergie par air comprimé est une voie pertinente si des progrès significatifs sont réalisés concernant l'augmentation du rendement des systèmes sans en décupler le coût. Le procédé de piston liquide étudié dans ce travail, pour le projet REMORA, vise notamment l'augmentation du rendement de systèmes de stockage par la réalisation de compressions quasi-isothermes tout en employant des technologies et techniques simples et peu coûteuses. Bien qu'imaginée dès 1930, la compression par piston liquide est surtout étudiée depuis les vingt dernières années pour ses applications dans le stockage d'énergie et dans les systèmes thermodynamiques. L'échange convectif, conditionnant la bonne efficacité de la compression par piston liquide, dans une chambre verticale et fortement allongée n'est cependant pas décrit dans la littérature.

L'étude réalisée décrit, quantifie et modélise l'échange convectif au sein d'une chambre de compression sur la base de deux bancs d'essai dédiés. Le suivi temporel de la pression, de la position du piston liquide et de la température locale de l'air par un thermocouple à faible temps de réponse est réalisé au cours de chacune des soixante-treize compressions du plan expérimental. La température instantanée et moyenne dans le volume ainsi que le flux convectif total instantané sont déterminés par méthode inverse.

Les mesures et observations visuelles sur les deux bancs d'essai ont mis en lumière la présence d'une transition de régime convectif de l'air au cours des compressions. La transition d'un régime convectif laminaire vers un régime turbulent intervient à des instants différents en fonction des conditions expérimentales. Cette transition de régime convectif a été observée au cours de plusieurs compressions dans une chambre de compression transparente, la structure de l'écoulement interne passant de régulière à fortement agitée. Ces observations visuelles sont complétées par la mesure locale de la température de l'air en compression par un thermocouple, indiquant également le passage d'une lente évolution de la température à de fortes oscillations. La mesure du flux convectif total confirme la présence d'une transition de régime convectif en présentant une augmentation brutale et significative de l'échange thermique après cette transition.

Une étude paramétrique a permis de formuler une corrélation de détermination de la position du piston liquide lors de la transition de régime convectif. Les soixante treize essais différents réalisés ont porté sur trois chambres de compression de diamètres différents, des longueurs de chambre, des vitesses de piston et des pressions initiales définies par le plan d'expérience. La modification de ces paramètres engendre de fortes évolutions du moment d'apparition de cette transition. La corrélation proposée ne nécessite que la connaissance du diamètre et de la longueur initiale de la chambre de compression, de la vitesse du piston liquide et de la pression initiale de l'air.

Aucune des corrélations existantes n'ayant permis de reproduire l'évolution du nombre de Nusselt expérimental, une nouvelle corrélation est recherchée pour chacun des deux régimes convectifs. A partir d'une analyse dimensionnelle et thermodynamique, les nombres de Reynolds, de Prandtl, de Gay-Lussac et un rapport d'allongement sont sélectionnés pour constituer de nouvelles formes de corrélation. Sur la base des essais expérimentaux, onze formes différentes de corrélation sont optimisées afin de déterminer la valeur de leurs constantes. L'étude comparative des nombres de Nusselt expérimentaux et des résultats de chaque corrélation permet ensuite d'évaluer la qualité des corrélations. Cette étude fait finalement apparaître que la corrélation proposée n°3 permet de reproduire le plus fidèlement l'évolution du nombre de Nusselt expérimental.

Un modèle numérique de chambre de compression est construit dans l'environnement Matlab/Simulink afin de simuler des compressions par piston liquide en employant différentes corrélations d'échange convectif. L'utilisation directe des profils expérimentaux de déplacement du piston liquide dans le modèle permet de comparer facilement les résultats numériques aux résultats des essais. En plus de l'évolution du nombre de Nusselt, les profils d'évolution de la pression et de la température de l'air au cours des compressions sont comparés. Toujours sur la base de l'intégralité des soixante-treize expérimentations, quatre corrélations sont étudiées. Deux proviennent de la littérature (Corrélation de Woschni et d'écoulement en conduite) et deux sont issues des corrélations proposées (n°3 et n°7). Après simulation, la corrélation n°3 se montre moins performante qu'espérée, par rapport à la forme plus simple de la corrélation n°7. L'utilisation du nombre de Gay-Lussac, inhabituelle en échange convectif, semble être la cause de l'instabilité du calcul du nombre de Nusselt de la corrélation n°3. C'est en particulier en raison de la sensibilité du nombre de Gay-Lussac à l'écart de température entre l'air et la paroi que certaines simulations tendent vers des valeurs différentes de pression et de température par rapport aux mesures expérimentales. Cependant, ce nombre adimensionnel permet dans le même temps l'obtention d'une meilleure allure du nombre de Nusselt au cours des compressions, en particulier lors du régime laminaire.

Deux essais complémentaires, réalisés cette fois-ci sur le banc d'essai d'observation, fournissent des données similaires aux précédents résultats et tendent à confirmer la validité des corrélations. En effet, les simulations confirment la bonne représentativité des corrélations n°3 et n°7, avec un petit avantage pour la première.

Finalement, la corrélation de transition de régime convectif complétée de la corrélation n°7 dans les régimes convectifs laminaire et turbulent, permettent de reproduire le plus fidèlement l'évolution réelle de l'état physique de l'air au cours d'une simulation de compression. Les limites de validité de ces corrélations sont placées aux bornes des conditions expérimentales testées dans ce travail.

8.2.Perspectives

L'étude de la compression par piston liquide a permis d'établir les échanges convectifs présents sur une large plage de valeur de ses paramètres (diamètre, longueur, vitesse et pression). Il a de plus été découvert que le régime convectif dans la chambre de compression passe d'un état laminaire à un état turbulent et que cette transition est dépendante des conditions expérimentales. Cependant, les mesures utilisées ici ne sont que globales dans tout le volume d'air en compression, ce qui ne permet pas de décrire très finement les structures convectives internes. Les indications visuelles recueillies

laissent penser que des instabilités de Kelvin-Helmholtz pourraient être l'une des sources de la transition de régime convectif.

Il est ainsi planifié pour l'année à venir, l'étude du mouvement de l'air au cours de la compression. Les observations visuelles réalisées dans ces travaux ont confirmé l'existence d'une structure convective interne plus rapide que la vitesse d'avance du piston liquide. Cette structure entraînait une recirculation pariétale de l'air dans la phase laminaire de la compression. La mesure du champ de vitesse par méthode PIV permettra alors de comprendre plus précisément les conditions de développement et de destruction de cet écoulement.

A plusieurs reprises, certains résultats portant sur la chambre de compression du plus faible diamètre (30 mm) ont montré des évolutions légèrement différentes des autres chambres de compression. La source de ces différences, qui peut être liée au dispositif expérimental ou aux phénomènes physiques présents, n'est pour l'heure pas élucidée. Il sera ainsi poursuivi la démarche expérimentale pour de plus faibles vitesses de piston liquide en remplaçant la pompe. Cette étude permettra de mesurer l'effet d'une faible vitesse d'avance du piston sur la plus petite chambre de compression puis d'élargir la plage de validité de la corrélation.

Toujours dans les tâches planifiées, le dispositif expérimental sera exploité pour étudier la phase de détente dans une même diversité de configurations que ce qui a été fait en compression. Le banc d'essai actuel avait déjà été conçu pour pouvoir réaliser l'étude de ces deux phases.

Enfin, le modèle numérique développé dans ces travaux devrait également permettre de démarrer une phase d'optimisation des caractéristiques de la compression (diamètre, longueur de chambre et vitesse de piston) pour son application au projet REMORA. Cette optimisation pourra notamment prendre comme contraintes les caractéristiques des autres composants de la chaîne de conversion (moteurs, pompes, réservoirs...) et comme objectifs principaux le rendement et le coût. La poursuite du développement de toute la chaîne de conversion pour réaliser de telles compressions nécessite de continuer les travaux de recherche. Le grand nombre de domaines de la physique présents dans le système de stockage d'énergie nécessite à présent de réaliser un travail de recherche s'appuyant sur une collaboration avec d'autres chercheurs et ingénieurs de disciplines connexes.

9. Bibliographie

- Arjomand Kermani, Nasrin, et Masoud Rokni. 2015. « Heat Transfer Analysis of Liquid Piston Compressor for Hydrogen Applications ». *International Journal of Hydrogen Energy* 40 (35): 11522-29. doi:10.1016/j.ijhydene.2015.01.098.
- Bollinger, Benjamin R. 2012. System and method for rapid isothermal gas expansion and compression for energy storage. US8240146, issued 2012.
- Bovar, André. 2007. *Nantes, 1944-1965: chronique d'une renaissance*.
- Christensen, N.C. 1933. Method and apparatus for compressing gases. US1929350, issued 1933.
- Crotogino, Fritz, K.U. Mohmeyer, et Roland Scharf. 2001. « Le stockage d'air comprimé de HUNTORF : plus de 20 ans de succès dans l'exploitation ». In . Orlando, US.
- ENEA Consulting. 2012. « Le stockage d'énergie : perspectives et opportunités pour la Bretagne ».
- Eugène-Oscar, Lami, et Tharel Alfred. 1883. *Dictionnaire encyclopédique et biographique de l'industrie et des arts industriels....* Vol. 3. 8 vol. Paris: Lami, Tharel et Cie.
- . 1886. *Dictionnaire encyclopédique et biographique de l'industrie et des arts industriels....* Vol. 6. 8 vol. Paris: Lami, Tharel et Cie.
- Fischer, Stéphane. 2010. « Jean-Daniel Colladon savant et industriel genevois ». Musée d'histoire des sciences.
- Fong, D.A., S.E. Crane, et E.P. Berlin. 2012. Compressed air energy storage system utilizing two-phase flow to facilitate heat exchange. US8182240, issued mai 2012.
- Friedrich, Daniel. 2014. « Convention Internationale Thetis EMR ». Cherbourg, avril 10.
- Grazzini, Giuseppe, et Adriano Milazzo. 2007. « Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants ». *Renewable Energy* 33 (9): 1998-2006. doi:10.1016/j.renene.2007.12.003.
- Greif, R., T. Namba, et M. Nikanham. 1979. « Heat transfer during piston compression including side wall and convection effects ». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (6): 901-7. doi:10.1016/0017-9310(79)90030-9.
- I. Cyphelly, A. Rufer, Ph. Brückmann, W. Menhardt, A. Reller. 2004. « Usage of Compressed Air Storage Systems ».
- IAE. 2016. « Key world energy statistics ». International Energy Agency (IEA).
- IAE, et OCDE. 2011. *World Energy Outlook 2011*. Paris: IEA, International Energy Agency : OECD, Organisation for Economic Co-operation and Development.
- Ingersoll, E.D., J.A. Aborn, et S.M. Chomyszak. 2012. Compressor and/or expander device. US8096117, issued janvier 2012.
- Jacocks, Georges T. 1930. Apparatus for compressing substances. US1766998, issued 1930.
- Lallemand André. 1999. « Écoulement des fluides Étude physique et cinématique ». *Techniques de l'ingénieur Hydrodynamique, navires et bateaux* base documentaire : 42599210 (be8151).
- Le Corre, Olivier, S. Rousseau, et C. Sollic. 1998. « One Zone Thermodynamic Model Simulation of a Stationary Spark Ignition Gas Engine: Static and Dynamic Performances ». SAE Technical Paper 982694. Warrendale, PA: SAE International.
- Lemofouet, S., et A. Rufer. 2009. A multistage hydro-pneumatic motor-compressor. WO2009034421, issued mars 2009.

- Li, Perry Y., Eric Loth, Terrence W. Simon, James D. Van de Ven, et Stephen E. Crane. 2011. « Compressed air energy storage for offshore wind turbines ». *Proc. International Fluid Power Exhibition (IFPE)*.
- Manchester, Sebastian, et Lukas Swan. 2013. « Compressed Air Storage and Wind Energy for Time-of-day Electricity Markets ». *Procedia Computer Science* 19 (janvier): 720-27. doi:10.1016/j.procs.2013.06.095.
- Martin, François. 2004. « Le fonçage Triger: plus d'un siècle et demi d'efficacité ». *Tunnels et ouvrages souterrains*, 93-95.
- Mékarski, Louis. 1879. Improvement in devices for using compressed air for motive power. 8683, issued 22 avril 1879.
- Neu, Thibault. 2016. Dispositif et procédé de conversion d'énergie et de stockage d'énergie d'origine électrique, sous forme d'air comprimé. WO2016193322, issued 2016.
- Neu, Thibault, David Guyomarc'h, Alain Bignon, et Camille Solliec. 2015a. « Modélisation de la compression d'air par piston liquide – Application au stockage d'énergie renouvelable intermittente ». In . Sherbrooke Québec (Canada).
- . 2015b. « Elaboration d'une loi d'échange convectif dans le cas d'une compression d'air par piston liquide ». In . Lyon, FRANCE.
- Park, Joong-kyoo, Paul I. Ro, Xiao He, et Andre P. Mazzoleni. 2014. « Analysis and proof-of-concept experiment of liquid piston compression for ocean compressed air energy storage (ocaes) system ». In . Seattle.
- Park, Joong-kyoo, Paul I. Ro, Saniel D. Lim, Andre P. Mazzoleni, et Brendan Quinlan. 2012. « Analysis and optimization of a quasi-isothermal compression and expansion cycle for ocean compressed air energy storage (OCAES) ». In *Oceans, 2012*, 1-8. Hampton Roads: IEEE.
- Pourmovahed, A., et D. R. Otis. 1990. « An experimental thermal time-constant correlation for hydraulic accumulators ». *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 112 (1): 116-121.
- Qin, Chao, et Eric Loth. 2014. « Liquid piston compression efficiency with droplet heat transfer ». *Applied Energy* 114 (février): 539-50. doi:10.1016/j.apenergy.2013.10.005.
- Rufer, A., D. Favrat, P. Barrade, et S. Lemofouet. 2010. Energy Storage Systems. US20100133903, issued juin 2010.
- Saadat, Mohsen, Perry Y. Li, et Terry W. Simon. 2012. « Optimal Trajectories for a Liquid Piston Compressor/Expander in a Compressed Air Energy Storage System with consideration of heat transfer and friction ». In *American Control Conference (ACC), 2012*, 1800-1805. IEEE.
- Shirazi, Farzad A., Mohsen Saadat, Bo Yan, Perry Y. Li, et Terry W. Simon. 2013. « Iterative optimal and adaptive control of a near isothermal liquid piston air compressor in a compressed air energy storage system ». In *American Control Conference (ACC), 2013*, 2934-2939. IEEE.
- Succar, Samir, et Robert H. Williams. 2008. « Compressed Air Energy Storage : Theory, Resources, And Applications For Wind Power ». Princeton University.
- Van de Ven, James D., et Perry Y. Li. 2009. « Liquid piston gas compression ». *Applied Energy* 86 (10): 2183-91. doi:10.1016/j.apenergy.2008.12.001.
- Woschni, G. 1967. « A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine ». 670931. Warrendale, PA: SAE International.

- Yan, Bo, Jacob Wieberdink, Farzad Shirazi, Perry Y. Li, Terrence W. Simon, et James D. Van de Ven. 2015. « Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in a Liquid Piston Compressor/expander Using Porous Media Inserts ». *Applied Energy* 154 (septembre): 40-50. doi:10.1016/j.apenergy.2015.04.106.
- Zhang, C., B. Yan, J. Wieberdink, P.Y. Li, J.D. Van de Ven, E. Loth, et T.W. Simon. 2014. « Thermal Analysis of a Compressor for Application to Compressed Air Energy Storage ». *Applied Thermal Engineering* 73 (2): 1402-11. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.08.014.
- Zhang, Chao, Mohsen Saadat, Perry Y. Li, et Terrence W. Simon. 2012. « Heat transfer in a long, thin tube section of an air compressor: an empirical correlation from CFD and a thermodynamic modeling ». In *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 1601–1607. American Society of Mechanical Engineers.
- Zhang, Chao, Farzad A. Shirazi, Bo Yan, Terrence W. Simon, Perry Y. Li, et James Van de Ven. 2013. « Design of an Interrupted-Plate Heat Exchanger Used in a Liquid-Piston Compression Chamber for Compressed Air Energy Storage », n° 55485: V002T04A002. doi:10.1115/HT2013-17484.

Thèse de Doctorat

Thibault NEU

Etude expérimentale et modélisation de la compression quasi isotherme d'air pour le stockage d'énergie en mer

Experimental study and modeling of near isothermal air compression for offshore energy storage device.

Résumé

Le stockage d'énergie par air comprimé est une des technologies nécessaires à l'emploi massif des énergies renouvelables intermittentes, d'origine solaire ou éolienne. La compression d'air par piston liquide permet d'augmenter l'efficacité du stockage d'énergie en favorisant un échange thermique intense dans la chambre de compression. La description et l'évaluation de cet échange convectif pour des chambres de compression à faible rapport alésage/course ne sont cependant que peu étudiées dans la littérature scientifique.

A l'aide d'une étude expérimentale menée sur deux bancs d'essais, l'échange convectif interne dans la chambre de compression est étudié. Une méthode inverse, couplée à la mesure de la température de l'air comprimé et de la position du piston, est employée afin de déterminer les transferts thermiques pariétaux instantanés au cours des compressions.

Après avoir mis en lumière la présence systématique d'une transition du régime convectif de type laminaire vers un régime turbulent dans le volume d'air comprimé, de nouvelles corrélations d'échange convectif sont recherchées. Sur la base de 73 expérimentations, plusieurs formes de corrélations basées sur des nombres sans dimension sont optimisées puis comparées. Deux nouvelles corrélations du nombre de Nusselt, l'une en régime laminaire et l'autre en régime turbulent, sont ensuite sélectionnées.

Un modèle instationnaire thermodynamique 1D de la chambre de compression est alors construit dans l'environnement Matlab / Simulink afin de tester la qualité de ces corrélations. Les résultats numériques sont ainsi comparés aux données expérimentales. Finalement, deux essais expérimentaux supplémentaires, réalisés sur un banc d'essai différent, permettent de confirmer la qualité des nouvelles corrélations d'échange convectif proposées.

Mots clés

Energie renouvelable, Stockage d'énergie, Thermodynamique, Compression d'air quasi-isotherme, Piston liquide, Convection, Corrélation, Expérimentation, Modélisation mono-zonale.

Abstract

Energy storage by compressed air would be one of the required technologies for enabling massive use of intermittent solar or wind renewable energy sources. Air compression using a liquid piston enables an increase in the energy storage efficiency by inducing an intense heat exchange in the compression chamber. Few studies reported in the literature have focused on the description and evaluation of the convective heat exchange for a low ratio compression chamber (L/D).

Using an experimental study and two test benches, the internal convective heat transfer during compression has been studied. In addition to measuring liquid piston position and air pressure, an inverse method was used to determine the instantaneous parietal convective heat flow during compression.

After highlighting the presence of a systematic transition from laminar to turbulent convective regime in the compressed air, new convective heat transfer correlations were sought. On the basis of 73 experiments, several correlation forms based on dimensionless numbers were optimized and compared. Two new Nusselt number correlations, one for laminar and the other for turbulent flow, were then selected.

A 1D thermodynamic transient model of the compression chamber was built using Matlab / Simulink environment in order to test the quality of these correlations. Thus, numerical results and experimental data were compared. Finally, results from two additional experiments carried out on a different test bench have confirmed the quality of the new proposed correlations for convective heat exchange.

Key Words

Renewable energy, Energy storage, Thermodynamic, Near isothermal air compression, Liquid piston, Convection, Correlation, Experimentation, Mono-zonal modelisation.