Étude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique

Egoï Ortego Sampedro

▶ **To cite this version:**

Egoï Ortego Sampedro. Étude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique. Autre. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2013. Français. NNT : 2013ENAM0059 . pastel-00966927

HAL Id: pastel-00966927

https://pastel.hal.science/pastel-00966927

Submitted on 27 Mar 2014

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

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

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

ARTS ET MÉTIERS ParisTech

2013-ENAM-0059

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité : Génie énergétique

présentée et soutenue publiquement par

Egoi ORTEGO SAMPEDRO

le 12 Décembre 2013

Etude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique

Directeur de thèse : **Olivier COUTER-DELGOSHA**
Co-encadrement de la thèse : **Antoine DAZIN, Frédéric COLAS**

Jury

M. Jean-Louis KUENY, Professeur, LEGI, Université de Grenoble	Président
M. Bernard DESMET, Professeur Emérite, TEMPo, Université de Valenciennes et Hainaut-Cambrésis	Rapporteur
M. Thierry MAITRE, Maître de Conférences, LEGI, Université de Grenoble	Rapporteur
Mme. Geneviève DAUPHIN-TANGUY, Professeur, LAGIS. École Centrale de Lille	Examinateur
M. Maroun NEMER, Docteur, CES, Mines ParisTech / Armines	Examinateur
M Olivier COUTIER-DELGOSHA, Professeur, LML, Arts et Métiers ParisTech Lille	Examinateur
M. Antoine DAZIN, Maître de Conférences, LML, Arts et Métiers ParisTech Lille	Examinateur
M. Frédéric COLAS, Docteur, L2EP, Arts et Métiers ParisTech Lille	Examinateur

T H È S E

Arts et Métiers ParisTech - Centre de Lille
Laboratoire de Mécanique de Lille UMR 8107

Table des matières

Table des matières 2

Liste des figures 5

Liste des notations 11

Avant-propos 13

1. Introduction générale 17

2. Stockage hydropneumatique d'énergie: généralités et système étudié 21

2.1. Contexte du réseau électrique 21

2.1.1. Utilité du stockage d'énergie 21

2.1.2. Aperçu des technologies de stockage 21

2.2. Le stockage hydropneumatique 23

2.2.1. Aperçu général des stockages pneumatique et hydraulique 23

2.2.2. Principe de base du stockage hydropneumatique 25

2.2.3. Quelques exemples de technologies de stockage hydropneumatique 28

2.2.4. Objectifs de l'étude présente 30

2.3. Présentation du système étudié 32

2.3.1. Structure du banc et composants 32

2.3.2. Instrumentation et acquisition 36

3. Modèle du dispositif de stockage 39

3.1. Introduction générale 39

3.2. Modèle de réservoir d'accumulation 41

3.2.1. Introduction 41

3.2.2. Interface air-eau, transferts de masse et de chaleur 43

3.2.3. Modèle global de transfert de chaleur 63

3.2.4. Lois d'état et comportement des gaz parfaits et gaz réels 66

3.2.5. Prédiction de la pression par le premier principe 73

3.2.6. Eléments sur le rendement de stockage 76

3.2.7. Densité d'énergie 79

3.3. Modèle pour le réservoir d'admission 81

3.4. Pompe-turbine 83

3.4.1. Théorie de base des machines roto-dynamiques radiales 83

3.4.2. Modèle de pompe-turbine 86

3.4.3. Gestion de la vitesse de rotation 88
3.5. Le circuit hydraulique 91
3.5.1. Modèle général 91
3.5.2. Elément inertiel 91
3.5.3. Pertes de charge 92
3.5.4. Perte de charge de la vanne 94
3.6. Ligne mécanique 94
3.6.1. Modèle 94
3.6.2. Calcul du couple moteur 96
3.7. Conclusion 97
4. Caractérisation et validations expérimentales du prototype 99
4.1. Ligne d'arbre 99
4.1.1. Estimation du coefficient de frottement sur le moteur seul 99
4.1.2. Inertie de la pompe-turbine 101
4.2. Coefficients pour le modèle de réservoir d'admission 103
4.3. Coefficient d'échange de chaleur global 104
4.3.1. Le concept utilisé 104
4.3.2. Procédure expérimentale 105
4.3.3. Observations des constantes de temps 108
4.3.4. Relation empirique pour Nu 110
4.3.5. Modélisation de l'état du réservoir 111
4.3.6. Estimation du rendement d'accumulation 114
4.4. Mesures de pertes de charge 117
4.5. Performances de la pompe 119
4.5.1. Performances stationnaires 119
4.5.2. Limites du modèle stationnaire de pompe-fonctionnement à bas débit 121
4.6. Performances de la turbine 123
4.6.1. Configuration des essais 123
4.6.2. Observation expérimentales 123
4.7. Performances globales du système 128
4.7.1. Supervision du fonctionnement 128
4.7.2. Modélisation d'un cycle de base : maintien de rendement 130

4.7.3. Modélisation d'un cycle en maintien de puissance 138
4.7.4. Modélisation d'un cycle en maintien à puissance de compression minimale 140
4.8. Conclusion 144
5. Etudes pour les évolutions possibles du système 145
5.1. Gestion de la puissance 145
5.1.1. Utilisation de réservoirs en parallèle 145
5.1.2. Autres choix de machines hydrauliques 148
5.2. Etudes numériques sur le réservoir 149
5.2.1. Calculs préliminaires sur le réservoir 149
5.2.2. Optimisation de la forme 166
5.3. Synthèse 171
6. Conclusion 173
7. Annexes 177
7.1. Temps de réponse débitmètre 177
7.2. Capacité calorifique de l'air ; gaz réel 180
7.3. La diffusivité de masse: 180
7.3.1. Dans les gaz : 180
7.3.2. Pour les liquides : 181
7.4. Solubilité de l'air 181
7.5. Contrôle du couple moteur 183
7.6. Sensibilité du couple pompe/turbine au débit 184
7.7. Estimation des incertitudes lors du calcul du coefficient d'échange global 186
7.7.1. Nombre de Nusselt 186
7.7.2. Le nombre de Rayleigh et le facteur de forme 192
7.7.3. Incertitude sur le nombre de Nusselt empirique 194
7.8. Effet du limiteur de ''Durbin'' sur le calcul de l'écoulement convectif interne 195
Bibliographie 197

Liste des figures

Figure 1 : Le stockage d'énergie : l'une des solutions possibles pour l'évolution des systèmes électriques face à un nombre croissant de contraintes [1] *21*
Figure 2 : Capacité énergétique et puissance de sortie de différentes technologies de stockage ; la taille des zones indiquées est à l'image de plages de puissances et énergies possibles [2] *22*
Figure 3 : compresseur à air hydraulique dit humide [4] *23*
Figure 4 : compresseur à air Dubois-François [4] *23*
Figure 5 : système CAES conventionnel [5] *24*
Figure 6 : système CAES adiabatique [5] *24*
Figure 7 : domaine d'utilisation des turbine en fonction de la hauteur et du débit sur site [7] *25*
Figure 8 : principe du stockage gravitaire [8] *25*
Figure 9 : principe de fonctionnement du système de stockage hydropneumatique en cycle fermé *26*
Figure 10 : structure en cycle ouvert lors de la période de stockage *26*
Figure 11 : systèmes BOP A et B [9] *28*
Figure 12 : système de stockage SustainX [10] *29*
Figure 13 : structure du système de stockage LightSail Energy [11] *30*
Figure 14 : LightSail Energy, système à prise directe [11] *30*
Figure 15 : vue du haut du banc d'essai *32*
Figure 16 : pompe haute pression KSB Multitec A50/12A (l'image ne reproduit pas le nombre de roues : 12) *33*
Figure 17 : machine asynchrone 75kW 50Hz; 1LG6280-2MB10 ..... *34*
Figure 18 : accouplements et couple-mètre *34*
Figure 19 : schéma pour le coffrage et ferraillage de la dalle principale *34*
Figure 20 : dalle principale après séchage *34*
Figure 21 : compensateur de dilatation haute pression et cercle de pression pour mesure pression de refoulement pompe *35*
Figure 22 : vanne pneumatique *35*
Figure 23 : vue du haut du réservoir d'accumulation avec conduites d'alimentation d'air comprimé, soupape de sureté et capteur de hauteur d'eau *35*
Figure 24 : système d'acquisition et gestion du banc *36*
Figure 25 : emplacement des capteurs sur le réservoir HP *38*
Figure 26 : domaines modélisés *39*
Figure 27 : schéma bloc global ; variables d'entrée-sortie des sous-modèles *39*
Figure 28 : schéma pour le modèle de réservoir HP *41*
Figure 29 : variation d'état thermodynamique de l'air entre deux instants avec transfert d'air dissous de l'eau vers le volume étudié et variation de volume >0. ..... *41*
Figure 30 : évolution de la distribution des 2 éspèces *44*
Figure 31 : illustration du problème de diffusion d'air dissous dans l'eau *46*
Figure 32 : flux de masse sur le 1er noeud ; calcul par différences finies *48*
Figure 33 : évolution des distributions de concentration toutes les 2 semaines; calcul par différences finies. *48*
Figure 34 : illustration du problème de plaque symétrique *49*
Figure 35 : évolution de la distribution de la teneur en air ; analytique vs diff. finies ; *51*
Figure 36 : illustration de la zone modèlisée *52*
Figure 37 : volumes de contrôle et évolution de leur masse *52*
Figure 38 : vue schématique de la répartition de la masse *53*
Figure 39 : distribution de température toutes les 6s *54*
Figure 40 : distribution du flux de chaleur toutes les 6s *54*
Figure 41 : flux de chaleur arrivant sur le premier nœud d'eau *54*

Figure 42 : coefficient d'échange équivalent à l'interface 54
Figure 43 : indications sur le modèle pour la prise en compte de la diffusion de vapeur. 55
Figure 44 : distribution de température ; effet de la vaporisation 57
Figure 45 : distribution de la masse volumique de vapeur 57
Figure 46 : distribution des flux de chaleur ; effet de la vaporisation 58
Figure 47 : évolution du flux de chaleur et température d'interface 58
Figure 48 : distribution des flux de masse de vapeur ; compression + changement de phase 59
Figure 49 : distribution de la fraction massique de vapeur dans l'air 59
Figure 50 : distribution de la température ; compression + changement de phase 60
Figure 51 : distribution des flux de chaleur ; compression + changement de phase 60
Figure 52 : grandeurs thermiques du modèle de réservoir 63
Figure 53 : équivalence électrique pour le modèle de transfert de chaleur global- modèles ''complet'' (A) et simplifié (B) 63
Figure 54 : coefficient de compressibilité de l'air sec pour différents couples ''P-T'' ; [18]. 66
Figure 55 : écart de prédiction du coefficient de compressibilité 68
Figure 56 : conductivité thermique de l'air pour différents couples P-T [20] 69
Figure 57 : écart à la conductivité à 1 bar de l'air pour différents couples P-T [20] 69
Figure 58 : écarts à la viscosité dynamique à pression ambiante 71
Figure 59 : schéma fonctionnel pour le calcul de l'état de l'air- gaz réel 74
Figure 60 : schèmatisation du probléme étudié 76
Figure 61 : évolution dans le temps de la pression pour 3 valeurs de K 76
Figure 62 : évolution dans le temps de la température pour 3 valeurs de K 76
Figure 63 : diagramme PV 76
Figure 64 : cycle pour l'exemple de calcul de rendement ; P_{max} imposée. 78
Figure 65 : rendement d'accumulation ; P init : 5bar, Pmax : 40bar. 78
Figure 66 : densité d'énergie ; cycle fermé ; P_{max}=40bar 80
Figure 67 : densité d'énergie ; cycle fermé, cycle ouvert 80
Figure 68 : évolutions subies par l'air du réservoir d'alimentation 81
Figure 69 : triangles des vitesses de pompe au point nominal 84
Figure 70 : triangles des vitesses de turbine au point nominal 84
Figure 71 : triangles de vitesse au rayon externe 84
Figure 72 : zones de pertes de puissance 85
Figure 73 : rendement hydraulique selon le type de pompe ; courbe adapté par [29] 85
Figure 74 : caractéristiques pompe 87
Figure 75 : caractéristique turbine 87
Figure 76: comportement pompe 89
Figure 77: comportement turbine 89
Figure 78 : table de correspondance vitesse-pression-puissance pour la pompe 90
Figure 79: table de correspondance pression- vitesse-puissance pour la turbine 90
Figure 80 : schéma du réseau hydraulique 91
Figure 81 : analogie électrique du réseau d'eau 91
Figure 82 : colonne d'eau équivalente ; direction de l'écoulement fonction de l'équilibre des pressions 91
Figure 83 : schéma de principe du calcul du débit 91
Figure 84 : Schéma de la boucle de calcul 94
Figure 85 : Schéma du contrôleur 94
Figure 86 : modèle de ligne mécanique 95
Figure 87 : structure de calcul pour ligne mécanique 95

Figure 88 : coefficient de frottement fonction de la vitesse relative [33] ; zone I : lubrification limite, zone II : lubrification mixte, zone III : lubrification hydrodynamique, zone IV : régime non laminaire pour contacts de surface *95*
Figure 89 : structure du contrôleur de couple *96*
Figure 90 : chaine de gestion de vitesse *97*
Figure 91 : illustration de l'effet de l'annulation de la limitation de variation de $\omega réf$ *lors d'un démarrage de turbine en roue libre* *97*
Figure 92 : Eléments du modèle global du système hydropneumatique *98*
Figure 93 :schèma descriptif du moteur *99*
Figure 94 : ensemble des observation de la vitesse de rotation lors des lachers en roue libre *100*
Figure 95 : estimation du coefficient de frottement instantané *100*
Figure 96 : simulation d'essais de lâcher en roue libre moteur seul *101*
Figure 97 : couple de la pompe fonction de la vitesse à débit nul *101*
Figure 98 : simulations de lâcher en roue libre 2000 tr/min pompe *102*
Figure 99 : simulations de lâcher en roue libre 1000 tr/min pompe *102*
Figure 100 : pression d'aspiration *103*
Figure 101 : débit d'eau pour les deux cas *103*
Figure 102 : réservoir d'accumulation *105*
Figure 103 : évolution de la pression lors d'un refroidissement *105*
Figure 104 : évolution des températures mesurées et pression à la base du réservoir ; l'ordonné de gauche indique des Pa *107*
Figure 105 : Ecarts entre les températures initiales et finales de paroi *107*
Figure 106 : écarts d'estimations du volume initial *107*
Figure 107 : température adimensionnée au début de la phase d'attente *108*
Figure 108 : coefficient polytropique en fonction de la vitesse d'avance moyenne absolue de l'eau *108*
Figure 109 : comparaison des constantes de temps adimensionnées *110*
Figure 110 : comparaison des nombres de Nusselt *110*
Figure 111 : écarts entre ''Nu régression'' et ''Nu mesure'' *111*
Figure 112 : valeurs de nombre de Nusselt autour de la droite de régression *111*
Figure 113 : entrées-sorties du modèle de réservoir d'accumulation *111*
Figure 114 : évolution du volume d'air *113*
Figure 115 : évolution de la pression à la base du réservoir *113*
Figure 116 : évolution de la température moyenne de l'air *113*
Figure 117 : évolution du flux de chaleur global *113*
Figure 118 : évolution de la pression d'air calculée ; cas à pression initiale de 2bar et rapport de cycle de 1 *114*
Figure 119 : évolution du débit introduit dans le réservoir ; cas à pression initiale de 2bar et rapport de cycle de 1 ..... *114*
Figure 120 : rendement d'accumulation fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; $\boldsymbol{P_{max}}$ ***= 40 bar*** *115*
Figure 121 : densité d'énergie fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; $\boldsymbol{P_{max}}$ ***= 40 bar*** *115*
Figure 122 : rendement d'accumulation fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; $\boldsymbol{P_{max}}$ ***= 20 bar*** *116*
Figure 123 : densité d'énergie fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; $\boldsymbol{P_{max}}$ ***= 20 bar*** *116*
Figure 124 : mesure de pertes de charge sur la conduite haute pression *117*
Figure 125 : pertes de charge conduite HP, modèles de pertes de charge *117*
Figure 126 : surpression pompe en fonction du débit pour 3 vitesses de rotation ; valeurs moyennes avec ±1 écart type *119*

Figure 127 : couple pompe en fonction du débit pour 3 vitesses de rotation ; valeurs moyennes avec ±1 écart type *119*
Figure 128: surpression adimensionnée fonction du coefficient de débit *120*
Figure 129 : couple adimensionné fonction du coefficient de débit *120*
Figure 130 : rendement pompe fonction du coefficient de débit *121*
Figure 131 : évolution du débit *122*
Figure 132 : évolution de la pression de refoulement pompe *122*
Figure 133 : différence de pression de pompe en fonction du débit *122*
Figure 134 :pression au réservoir en fonction du débit *122*
Figure 135 : ΔP turbine ; caractérisation *124*
Figure 136 : débit ; caractérisation *124*
Figure 137 : vitesse de rotation turbine ; caractérisation *124*
Figure 138 : rendement turbine ; caractérisation *124*
Figure 139 : pression adimensionnée turbine *125*
Figure 140 : débit adimensionné turbine *125*
Figure 141 : pression adimensionnée fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur *126*
Figure 142 : couple adimensionné fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur *126*
Figure 143 : rendement turbine fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur. *126*
Figure 144 : évolution du rendement de conversion turbine en fonction de la vitesse de rotation moyenne ; $\delta \approx 0{,}095$ *127*
Figure 145 : entrées-sorties du modèle global *128*
Figure 146 : description schématique de la gestion du l'ouverture/fermeture de la vanne et expressions des vitesses de référence *129*
Figure 147 : évolution de la vitesse de référence et effective ; cycle au rendement optimal de conversion ... *131*
Figure 148 : écart entre la vitesse de référence LabVIEW et la vitesse mesurée *131*
Figure 149 : schématisation des inerties et couple en jeu sur la ligne d'arbre *132*
Figure 150 : évolution des couples principaux appliqués sur l'arbre ; cycle au rendement optimal de conversion *133*
Figure 151 : évolution des pressions ; cycle au rendement optimal de conversion *134*
Figure 152 : évolution du débit ; cycle au rendement optimal de conversion *134*
Figure 153 : pression et débit absolu adimensionnés ; cycle au rendement optimal de conversion *135*
Figure 154 : diagramme pression/volume ; cycle au rendement optimal de conversion *135*
Figure 155 : puissances électrique, mécanique et hydraulique ; cycle au rendement optimal de conversion *136*
Figure 156 : évolution du rendement de la machine hydraulique ; cycle n°15 ..... *137*
Figure 157 : énergies vs volume d'air ; cycle n°15 ..... *137*
Figure 158 : évolution de la vitesse de rotation ; essai de suivi de puissance *139*
Figure 159 : évolution des pressions dans le circuit ; essai de suivi de puissance *139*
Figure 160 : évolution des puissances ; essai de suivi de puissance *139*
Figure 161 : évolution du rendement de conversion ; essai de suivi de puissance *139*
Figure 162 : vitesse pompe/turbine ; cycle à faible puissance de compression *141*
Figure 163 : pression d'air ; cycle à faible puissance de compression *141*
Figure 164 : puissances ; cycle à faible puissance de compression *141*
Figure 165 : diagramme pression volume ; cycle à faible puissance de compression *142*
Figure 166 : coefficient polytropique fonction de ψ ; compressions de 7 à 11bar, Vinit≈660litres *143*
Figure 167 : rendement moyen de pompage pour différentes valeur de ψ *143*
Figure 168 : configuration à plusieurs réservoirs ; cycle fermé *145*

Figure 169 : diagramme schématique puissance-pression-rendement pompe ; principe de réservoir en parallèle 146
Figure 170 : scénario de distribution de puissance de stockage possible ; vue de principe de fréquence d'apparition de puissances. 146
Figure 171: puissances de référence (points) et effective (trait plein) 146
Figure 172: débits des 7 réservoirs. Les réservoirs utilisés sont RES-1 à RES-4 puis RES-1 à RES-7 146
Figure 173: rendement de la machine 147
Figure 174: différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe/turbine 147
Figure 175 : relation puissance-pression au point BEP en mode pompe ; machines en série/parallèle 148
Figure 176 : relation puissance-pression au point BEP en mode turbine ; machines en série/parallèle 148
Figure 177 : domaine d'étude ; le réservoir d'accumulation 150
Figure 178 : conditions aux limites des domaines fluide et solide 150
Figure 179 : débit d'eau en entrée du réservoir ; 1ère compression 151
Figure 180 : maillage de base du modèle axisymétrique ; nombre de mailles : 7342 152
Figure 181 : maillage avec raffinement à l'interface air-eau; nombre de mailles en fin de simulation: 10050 152
Figure 182 : valeur de pression d'air moyenne en fonction des itérations ; cas V2F premier maillage 153
Figure 183 : valeur de puissance thermique moyenne à la paroi en fonction des itérations ; cas V2F premier maillage 153
Figure 184 : résidus en fonction des itérations; cas V2F premier maillage 153
Figure 185 : évolution des pressions statiques d'air 154
Figure 186 : écarts à la pression mesurée 154
Figure 187 : température moyenne d'air ; compression 156
Figure 188 : coefficient h moyen à la paroi ; compression titre 156
Figure 189 : écart à la pression mesurée fonction du Δy ; la taille des bulles correspond au Δx ; cas de compression 157
Figure 190 : flux de chaleur à la paroi fonction du Δy ; la taille des bulles correspond au Δx ; cas de compression 157
Figure 191 : écart à la pression max. compressions 157
Figure 192 : flux de chaleur ; compressions 157
Figure 193 : bilan de puissance ; maillage ''x7y019''; modèle V2F 158
Figure 194 bilan de puissance ; maillage ''x7y019_mobile'' ; modèle V2F 158
Figure 195 : évolution du coefficient d'échange global, moyennes mobiles sur 100 points ; comparaison à l'expression empirique 159
Figure 196 : différents flux de chaleur ; cas ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F 159
Figure 197 : profils de vitesse pour différents cas : ''Δx : 7Δy :0,76'' et ''Δx : 7Δy :0,19''; modèle V2F ; modèle V2F ; seconde 30. 161
Figure 198 : module du gradient de température (K/m) dans l'air et son environnement ; cas ''x7y019_mobile'' ; modèle V²F ; seconde 27. 162
Figure 199 : température de paroi et de l'eau ; ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F ; seconde 27 163
Figure 200 : température de l'air ; ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F ; seconde 27 163
Figure 201 : comparaison des pressions mesuré et calculées pour la détente à 14bar 165
Figure 202 : comparaison des pressions mesuré et calculées pour la compression à 7bar 165
Figure 203 : nombres de Nusselt moyens comparés à l'expression empirique 166
Figure 204 : vue de dessus des réservoirs testés 167
Figure 205 : adaptation du démit massique selon la section d'entrée 167
Figure 206 : évolution de la pression d'air 169
Figure 207 : évolution de la vitesse d'avance de l'eau 169

Figure 208 : densités d'énergie en fonction du coefficient polytropique global ; code couleur identique à celui de la Figure 209 ..... *170*
Figure 209 : coefficient polytropique instantané ; moyenne mobile sur 50 points *170*
Figure 210 : essai pour l'estimation du débit par les mesures de pression *177*
Figure 211 : débits mesurés et calculés ; essai de détente libre *178*
Figure 212 : fonction de transfert du modèle inertiel du moteur avec le contrôleur de $Cmot$ *183*
Figure 213: triangles des vitesses au rayon externe *184*
Figure 214: triangles des vitesses lors de désadaptations dans la roue *185*
Figure 215 : représentation des grandeurs géométriques du réservoir *187*
Figure 216 : définition grandeurs utiles à l'obtention de τ *189*
Figure 217 : valeurs de $PAfm - PA(tfin - 60s)$ *190*
Figure 218 : valeurs de $Pfin_iso - PAfm$ *190*
Figure 219 : incertitudes relatives sur τ *en fonction des écarts de température au début de l'attente* *191*
Figure 220 : incertitude relative sur Nu pour différents Nusselt *192*
Figure 221 : incertitude relative sur Nu en fonction des écarts de pressions en début d'attente *192*
Figure 222 : incertitude relative sur le nombre de Rayleigh *194*
Figure 223 : nombre de Nusselt fonction du nombre de Rayleigh ; aires d'incertitude *194*
Figure 224 : pression statique moyenne d'air *195*
Figure 225 : valeur absolue du flux de chaleur total échangé entre la paroi métallique et l'air *195*
Figure 226 : énergie cinétique turbulente moyenne dans l'air *196*

Liste des notations

B	Deuxième coefficient du viriel
Bi	Nombre de Biot
$C_{1:n}$	Coefficients caractéristiques de la machine hydraulique
C_m	Capacitance thermique de paroi (J/K)
C_p	Capacité calorifique massique à pression constante (J/(kg.K))
C_{pompe}	Couple de la machine hydraulique (N.m)
C_v	Capacité calorifique massique à volume constant (J/(kg.K))
D	Diamètre (m)
D_{AB}	Diffusivité de masse (m^2/s)
E	Energie (J)
f	Coefficient de frottement
F	Facteur de forme
g	Accélération de la gravité (m^2/s)
h	Coefficient d'échange convectif ($W/m^2/K$)
H	Hauteur d'air (m)
H	Enthalpie (J)
H_v	Chaleur latente de vaporisation (J/(kg.K))
I	Inertie de rotation ($kg.m^2$)
j	Flux de masse ($kg/s/m^2$)
k_B	Constante de Boltzmann (J/K)
k_H	Constante de Henry (1/Pa)
$k_{méca}$	Elasticité angulaire (N.m/rad)
K	Gain configuré dans un contrôleur PI
K	Coefficient d'échange (W/K)
l_{1-2}	Longueur caractéristiques du mélange de Lennard-Jonnes (m)
L	Longueur (m)
m	Masse (kg)
m^*	Fraction massique
M_i	Masse molaire (kg/mol)
n	Coefficient polytropique
n_q	Vitesse spécifique
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression (Pa)
Pu	Puissance (W)
Q	Chaleur (J)
q_V	Débit volumique (m^3/s)
r	Rayon de roue (m)
R	Constante des gaz parfaits (J/mol/K)
$R_a{}^*$	Nombre de Rayleigh modifié
R_e	Nombre de Reynolds
R_s	Constate spécifique (J/(kg.K))
s	Opérateur de Laplace
S	Surface ou section (m^2)
S_{a-b}	Surface de l'interface entre a et b (m^2)
T	Température (K)
T^*	Température adimensionnée
T_i	Gain de l'intégrateur d'un contrôleur PI
t	Temps (s)
U	Energie interne (J)
$\vec{U}$	Vitesse d'entrainement de l'écoulement (m/s)
V	Volume (m^3)
$\vec{V}$	Vitesse absolue de l'écoulement (m/s)
v	Volume molaire (m^3/mol)
W	Travail (J)
$\vec{W}$	Vitesse relative de l'écoulement (m/s)
$x_{a/b}$	Concentration molaire (%)
y^+	Distance à la paroi adimensionnée
Z	Facteur de compressibilité
R_a	Nombre de Rayleigh
$R_a{}^*$	Nombre de Rayleigh modifié
R_e	Nombre de Reynolds
R_s	Constate spécifique (J/(kg.K))
s	Opérateur de Laplace
S	Surface ou section (m^2)
S_{a-b}	Surface de l'interface entre a et b (m^2)
T	Température (K)
T^*	Température adimensionnée
T_i	Gain de l'intégrateur d'un contrôleur PI
α	Angle entre la direction de vitesse absolue et tangentielle (rad)
β	Coefficient d'expansion thermique (1/K)
β	Angle entre la direction de vitesse relative et tangentielle (rad)
Δ	Hauteur de rugosité (m)
δ	Coefficient de débit
ε	Energie caractéristique de Lennard-Jones (J)
η	Rendement
λ	Conductivité thermique (W/m/K)
μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ξ	Coefficient de pertes de charge
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
τ	Coefficient de puissance
τ	Constante de temps (s)
ψ	Coefficient de pression
Ω_D	Intégrale de collision adimensionnée

Avant-propos

Le travail présenté dans ce document a été réalisé au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille en collaboration avec le Laboratoire d'Electrotechnique et Electronique de Puissance aux Arts et Métiers ParisTech, de Lille ; je remercie l'ensemble des personnes côtoyées durant ces trois dernières années pour y avoir rendu mon séjour plutôt agréable.

Je voudrais aussi remercier l'Agence de l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie (ADEME) qui a financé le développement du banc d'essais et mon salaire.

Ensuite je pense que c'est le moment de remercier un certain nombre de personnes ayant participé au projet.

D'abord, merci à mes encadrants Olivier, Antoine et Fréderic de m'avoir permis de réaliser ce travail de thèse. Leur confiance en moi s'est traduite par une liberté d'action parfois agréable, pas toujours rassurante et qui m'a permis d'apprendre beaucoup de choses. Merci à Olivier pour avoir porté ce projet auprès de l'ADEME et d'avoir permis mon embauche. Merci à Fréderic de m'avoir souvent aidé et conforté dans des choix de modélisation ainsi que dans la mise en place du banc d'essais. Et merci à Antoine pour sa disponibilité, ses relectures, ses questions/commentaires intelligents et constructifs et pour les conversations sur causalités, pompes et autres sujets rigolos.

Je voudrais aussi remercier Guy Caignaert car il a été un point d'appui scientifique fécond nécessaire sur des aspects que je ne maitrisais pas vraiment en arrivant au laboratoire (je ne suis pas sûr que ça ait vraiment changé...) et car il a démontré son enthousiasme envers mon travail en m'envoyant à différents congrès, où je me sentais un peu comme un pois dans un bocal à carottes, du fait de mon sujet un peu à l'écart, mais qui m'ont été très formateurs. C'est pour ces différentes choses ainsi que pour ses relectures et corrections nombreuses que je le remercie fortement.

La réalisation du banc d'essais hydrostock a été une grande épopée pleine de péripéties et personnages mythiques. Et comme dans toute bonne histoire ou conte ingénieuristique, la loi de Murphy s'est cruellement abattue sur le projet, avec tout de même une fin plutôt heureuse. Cette fin heureuse n'aurait pu se réaliser sans l'assistance indispensable des membres de l'équipe technique de l'école, qui malgré leur temps de réponse difficilement prédictible, ont permis de finaliser le banc par leurs idées, expérience, et sens du détail. Merci donc à Olivier R., Patrick O., Jannick D., Didier B., Marc S., Gérard S., Luc B., et autres membres des équipes technique/maintenance sans qui l'école des Arts aurait bien trop de mal à fonctionner ainsi qu'au personnel du service comptable qui a souvent dû me supporter, Mme. Desbiens et Mme. Ferrag.

Un certain nombre de personnes pas forcement en relation avec le projet ont rendu mon séjour agréable et instructif à l'ENSAM. Merci donc à Annie Claude de m'avoir initié à Star CCM+, de son sourire et sa disponibilité. Merci à Sylvie pour ses conseils utiles et

discussions sur les élevages de brebis et autres. Et puis merci à Didier, M. Charley, M. Bois et Sophie pour leur sympathie et réponses à des questions diverses.

Je dois aussi remercier Reski, Ilyass, Patrick, Anton et les autres ‘’esclaves’’ croisés durant mon séjour à l’ENSAM pour ce partage de galères infinies, râlages, et bons moments passés ensemble.

Les membres de ma famille m’ont toujours soutenu durant ces trois années et ils ont montré un fort intérêt dans ma vie au laboratoire et mes activités; je les remercie donc chaleureusement pour leur soutien.

Je voudrais remercier Monica, ma compagne, car elle a toujours été un appui qui m’a souvent permis de me détacher de la thèse, de booster ma confiance et d’avoir patiemment écouté mes complaintes durant ces trois années.

''You see, in this world there's two kinds of people, my friend:
those with loaded guns, and those who dig.''

Eh mince ! Je me suis fait avoir…

Luciano Vincenzoni et al.

1. Introduction générale

Les techniques de stockage d'énergie connaissent, depuis une dizaine d'années, un développement notable, stimulé par un contexte d'évolutions fortes des contraintes qui se présentent aux acteurs du réseau électrique (producteurs, distributeurs, transporteurs et clients). Les évolutions que l'on peut citer sont par exemple l'intégration croissante de sources de production décentralisées, qui implique des planifications nouvelles dans la gestion du réseau ou les contraintes environnementales fortes, qui peuvent rendre difficile la création de nouveaux ouvrages électriques [1].

Dans ce contexte, le stockage d'énergie a été identifié comme pouvant résoudre certains problèmes, notamment ceux liés aux technologies de production utilisant des sources intermittentes d'énergie, ou à la fragilité des réseaux électriques insulaires très sensibles aux pertes de groupes de production.

Parmi la palette de technologies que les 3 dernières décennies ont vu apparaître, c'est la batterie électrochimique qui a connu le plus fort développement. Les structures ainsi que les composants chimiques utilisés se sont extrêmement diversifiés. La technologie hydropneumatique, comme système d'accumulation d'énergie pouvant être connecté au réseau électrique, est apparu il y a moins de 10ans.

Cette technique utilise une machine hydraulique, reliée à un moteur-générateur électrique, pour déplacer un dispositif hydraulique de compression-détente d'air. L'énergie est stockée sous forme d'énergie potentielle de pression. Les technologies présentes dans la littérature utilisent des machines hydrauliques volumétriques, rotatives ou à pistons. L'air et le fluide de compression sont séparés par une pièce intermédiaire.

L'Agence de l'Environnement et Maitrise de l'Energie (ADEME), a lancé un appel à projets en 2010 en rapport avec l'axe de développement de réseaux intelligents et stockage de l'énergie. C'est dans ce cadre que le projet Hydrostock, issus d'une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille et le Laboratoire d'Electrotechnique et Electronique de Puissance, a vu le jour au centre Arts et Métiers Paris Tech de Lille. Ce mémoire synthétise les résultats obtenus au travers de projet de recherche.

Le projet vise à analyser la possibilité d'utiliser une machine hydraulique roto-dynamique pour conduire le fluide de compression, de l'eau, sans utiliser de séparation entre les deux fluides. Ces deux choix techniques, potentiellement contraignants, trouvent leur raison d'être dans la simplicité de la solution et donc dans le potentiel intérêt technico-économique qui peut en découler.

Les problématiques identifiées sont :

- l'utilisation d'une machine roto-dynamique dans un mode de fonctionnement non-usuel,

- les phénomènes de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau, et les conséquences sur le comportement thermodynamique global de l'air.

D'une manière plus globale, l'objet de ce travail est également de contribuer à la réflexion sur le potentiel usage de cette technologie comme moyen de stockage connecté au réseau électrique. Dans ce but, un modèle du comportement dynamique du système a été développé. Ce modèle a été validé expérimentalement à partir d'un banc d'essais de 45kW, développé spécifiquement. Ceci a permis d'engager une réflexion sur l'optimisation du système et sur les combinaisons, dimensions ou type des composants à utiliser ainsi que sur les modes de fonctionnement pouvant rendre intéressante cette technologie.

Ces analyses sont les premier pas pour des études futures, plus globales, concernant l'intégration et l'utilité de cette technologie dans un réseau électrique.

La suite du document est organisée en 4 parties.

Cette première partie donne un aperçu général des systèmes de stockage hydropneumatique d'énergie en introduisant le principe de fonctionnement d'un tel système et en présentant quelques technologies existantes ou en développement. Ceci permettra de discuter des problématiques générales liées à ce type de dispositif puis d'introduire le projet de recherche concerné par ce document en y détaillant les particularités et les objectifs.

La deuxième partie traite de la modélisation du comportement dynamique d'un système reproduisant la structure du banc d'essai développé. On y détaille l'étude des domaines physiques modélisés ainsi que la structure d'ensemble du modèle global. L'objectif est de penser un modèle constitué d'éléments simples dont la résolution des équations de comportement dynamique soit facile et rapide. L'élaboration du modèle du réservoir de stockage a demandé une attention particulière ; les hypothèses nécessaires à la description du comportement global ont fait l'objet d'études de phénomènes locaux comme le transfert de masse.

La troisième partie présente des analyses expérimentales réalisées dans le but de caractériser certains éléments du modèle. Cette ''calibration'' est nécessaire pour une modélisation globale correcte. Les résultats de simulation réalisés avec ce modèle sont confrontés à des observations expérimentales réalisées lors d'essais de stockage/fourniture. La caractérisation des différents éléments et l'analyse des cycles de d'accumulation permettent de porter un regard critique sur certaines caractéristiques de fonctionnement du système telles que la gestion de la puissance échangée et le rendement.

Enfin, concernant ces deux derniers aspects, quelques études pour l'amélioration de la structure du système permettent d'engager une analyse sur les possibilités d'évolution du dispositif. Les deux problèmes sont traités en essayant de limiter la complexité du système ; l'idée est d'étudier les possibilités offertes par les composants de base utilisés (ou assimilables) en réfléchissant à des structures plus adaptés. La gestion de la puissance

demande des structures plus flexibles, et l'amélioration du rendement d'accumulation du réservoir nécessite une augmentation de la surface spécifique d'échange afin de se rapprocher d'un cycle isotherme.

2. Stockage hydropneumatique d'énergie: généralités et système étudié

2.1. Contexte du réseau électrique

2.1.1. Utilité du stockage d'énergie

Les premiers travaux sur le soutien au réseau électrique d'un système de stockage datent des années 70, durant lesquelles des équipes allemandes, ont développé un dispositif de 14MW de batteries plomb-acide pour l'aide à la régulation de fréquence [1].

Depuis, le développement des technologies a connu un tel essor, que l'intégration du stockage d'énergie dans les réseaux, est prise en compte comme un élément du futur paysage énergétique par un nombre croissant de décideurs. Les facteurs impliquant l'évolution des solutions de type ''réseaux intelligents'' sont illustrés dans la Figure 1 [1].

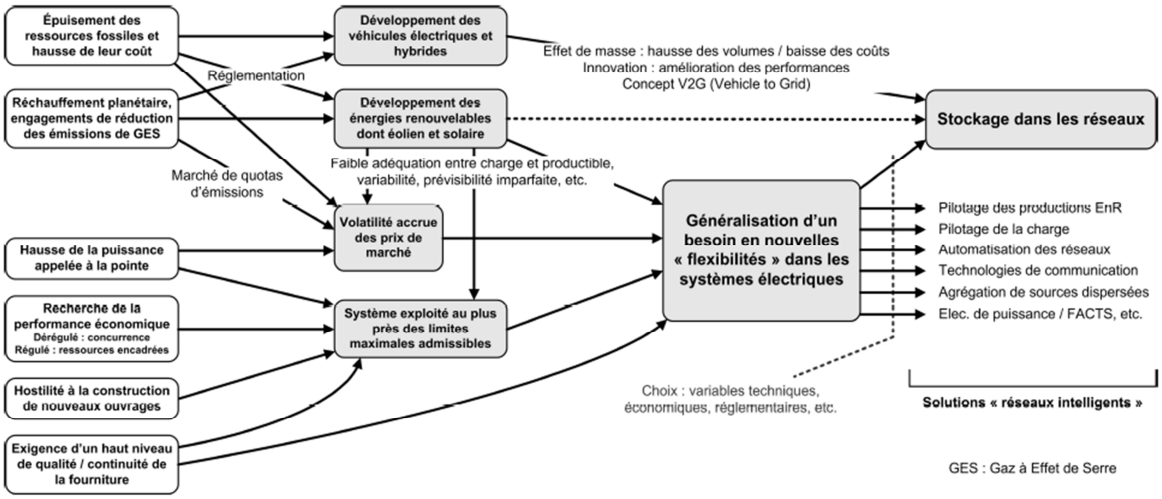


Figure 1 : Le stockage d'énergie : l'une des solutions possibles pour l'évolution des systèmes électriques face à un nombre croissant de contraintes [1]

Parmi les services pouvant être fournis au réseau électrique par les dispositifs de stockage, on peut citer :

- report d'énergie (report heures creuses, heures pleines)
- soutien au réglage de fréquence (équilibre production-consommation)
- soutien au réseau en fonctionnement dégradé
- meilleure valorisation et intégration des sources d'énergie renouvelables (report d'injection, garantie de fourniture, …)

2.1.2. Aperçu des technologies de stockage

Les technologies de stockage sont aussi diverses que les domaines physiques aujourd'hui étudiés ou maîtrisés. Un certain nombre de ces technologies sont recensées dans le Tableau 1 ; il s'agit des technologies les plus présentes, ou celles qui semblent la plus abouties en vue d'une utilisation dans un réseau électrique [1].

Avec conversion électrochimique		Sans conversion électrochimique	
Batteries à conditionnement classique	Plomb-acide	Mécanique	Hydraulique gravitaire
	Nickel-hydrures métalliques		Air comprimé classique
	Lithium (-ion)		Air comprimé adiabatique
	Nickel-zinc		Hydropneumatique
	…		Volants d'inertie
Batteries à haute température	Sodium-soufre	Electromagnétique	Bobines supraconductrices
	Sodium-chlorure de nickel	Electrostatique	Supercondensateurs
Batteries à circulation (redox flow)	Vanadium-vanadium	Thermique	Stockage thermique
	Zinc-brome		
	…		
-	H2-pile à combustible		

Tableau 1 : Index des technologies de stockage considérées dans [1]

Ces technologies sont comparées entre elles en fonction de critères tels que la puissance délivrée (W), le temps de décharge (s) ou l'énergie spécifique (Wh/kg). La Figure 2 illustre un exemple de comparaison, où on observe la plage d'utilisation de différentes technologies en termes de puissances et énergies installées.

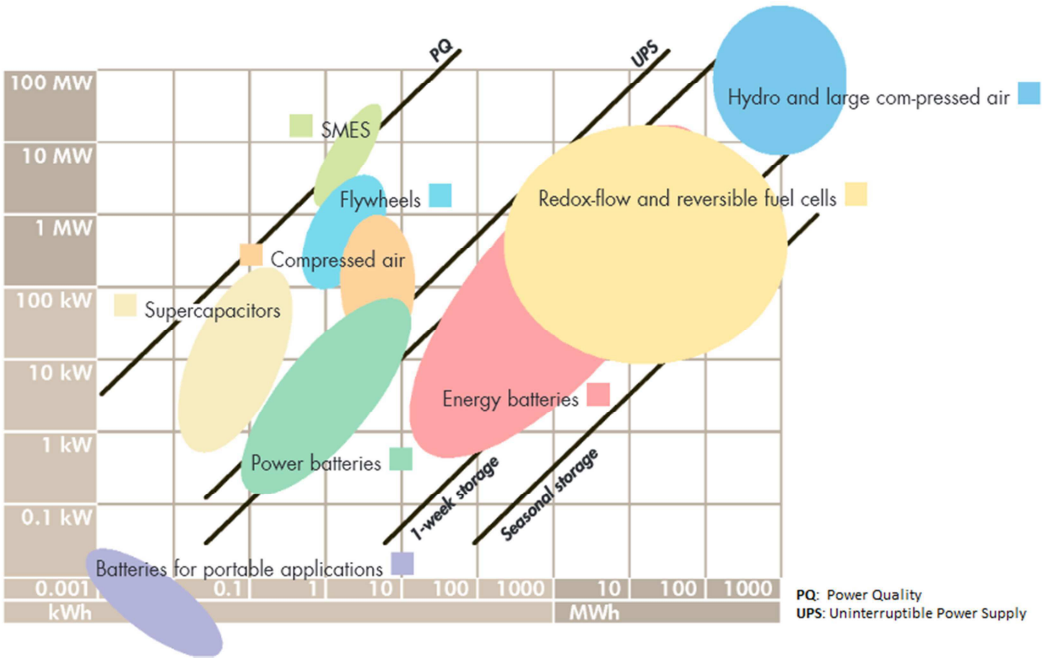


Figure 2 : Capacité énergétique et puissance de sortie de différentes technologies de stockage ; la taille des zones indiquées est à l'image de plages de puissances et énergies possibles [2]

L'utilisation qui sera faite de telle ou telle technologie est fonction de ces valeurs : les technologies présentant des fortes capacités énergétiques seront, par exemple, utilisées dans des applications où le temps de déstockage est plutôt long (2 à 10h) avec des temps de réponse longs (minutes) comme c'est le cas du lissage de puissance, et quand les temps de réponse nécessaires seront faibles (millisecondes), les technologies à hautes puissances et court temps de réponse seront utilisées.

La technologie de stockage la plus répandue est l'hydraulique gravitaire, dit STEP (''Système de Transfert d'Energie par Pompage''), qui représente 99% de la puissance des

dispositifs de stockage installés [1]. Ensuite vient l'air comprimé classique souterrain à combustion, désigné par l'abréviation CAES (''Compressed Air Energy Storage''), représentant moins de 0,4% puis un ensemble relativement vaste de technologies électrochimiques dont la plus présente est la technologie sodium-souffre.

2.2. Le stockage hydropneumatique

2.2.1. Aperçu général des stockages pneumatique et hydraulique

Les caractéristiques des systèmes de stockage hydropneumatique sont relativement similaires à celle des technologies STEP et CAES (en termes de propriétés de moyen physique de stockage).

Le stockage d'énergie par air comprimé s'est avéré intéressant depuis le XIXème siècle notamment avec le développement des transports, quand, dans certaines situations, urbaine ou dans les mines par exemple, il était nécessaire d'éviter la pollution pouvant être causée par les chaudières des machines à vapeur. De même l'air comprimé a été utilisé, et l'est encore, comme force motrice de bien d'outils de travail. Déjà à la fin du 19ème siècle, époque des premiers tramways, la combinaison de l'air comprimé avec d'autres fluides, la vapeur dans le cas de l'invention de Louis Mékarski, s'est avérée intéressante afin d'éviter les problèmes dus aux températures atteintes avec des taux de détente importants [3].

On peut également citer des brevets de la fin du 19ème siècle concernant des compresseurs à pistons liquides (Figure 3) et à injection d'eau (Figure 4) [4].

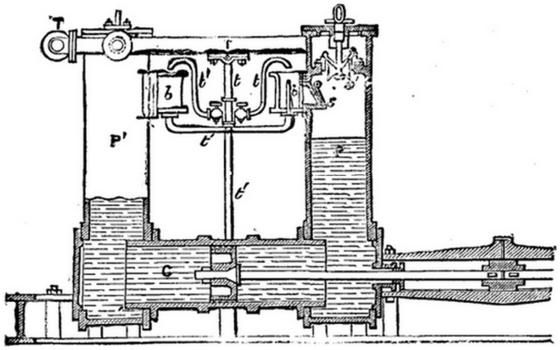


Figure 3 : compresseur à air hydraulique dit humide [4]

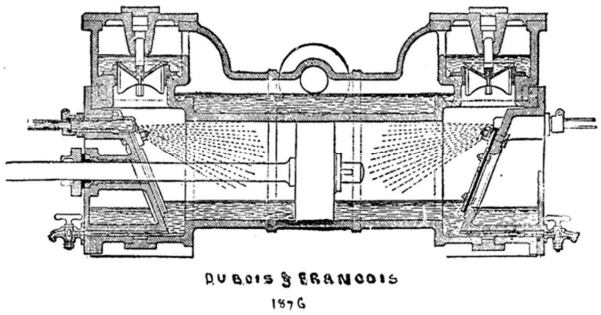


Figure 4 : compresseur à air Dubois-François [4]

Plus récemment, Peugeot a lancé un projet d'hybridation de voiture par air comprimé, qui semble être une alternative moins chère et plus durable que les batteries électrochimiques. On peut également citer l'utilisation de réservoirs hydrauliques combinés à des vessies de gaz sous pression, utilisés comme éléments capacitifs pour limiter les effets de coup de bélier.

Par ailleurs, depuis quelques décennies, on a vu apparaître des systèmes de stockage pneumatiques à grande échelle connectés au réseau [5] utilisant des cavités naturelles pour stocker de l'air comprimé (systèmes CAES).

D'autres systèmes utilisent des réservoirs d'air sous pression pour des systèmes de moindre capacité. Un des soucis de ces systèmes est la production de chaleur liée à la compression de l'air, chaleur qui dans le cas où elle n'est pas maitrisée, est perdue. Cela implique une phase de combustion lors de la récupération d'énergie (voir Figure 5).

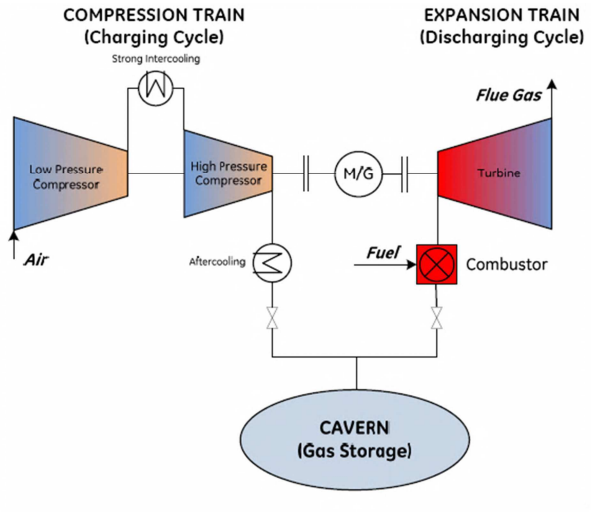


Figure 5 : système CAES conventionnel [5]

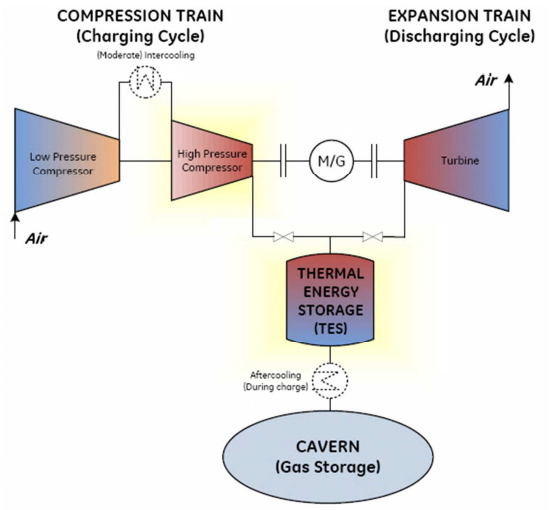


Figure 6 : système CAES adiabatique [5]

On a vu ainsi se développer des projets de stockage adiabatique qui visent à accumuler cette chaleur séparément de l'air (Figure 6) désignées comme des systèmes CAES adiabatiques, ou encore des propositions pour stocker les deux dans le même volume (air sous-pression et chaleur).

Concernant, la conversion d'énergie mécanique-hydraulique (ou le contraire), les systèmes de base pour le transport de l'eau (systèmes rotatifs comme la vis d'Archimède ou pompes à piston) sont connus depuis l'antiquité. Les premiers systèmes de récupération de l'énergie hydraulique sont les moulins à eau associés à des scieries, forges ou meules à farine dont les débuts datent du début du moyen âge. Par la suite, les systèmes de pompage ont connu une diversification et un perfectionnement continu jusqu'à atteindre des rendements de l'ordre de 95% dans le cas de machines volumétriques. Les turbines ont connu le même type d'évolution et les rendements des trois types principaux de turbines industrielles modernes sont aujourd'hui de l'ordre de 90%-92% (Kaplan, Francis, Pelton). Le type de machine est choisi en fonction des caractéristiques du site d'installation (voir Figure 7).

Les applications pour le stockage d'énergie ont débuté en Suisse et en Italie dans les années 1890 [6]. Un exemple d'installation est illustré par la Figure 8. Ces techniques sont aujourd'hui bien maitrisées. L'inconvénient des grand ouvrages hydrauliques est le besoin de sites naturels afin d'atteindre des hauteurs ou des débits d'eau importants.

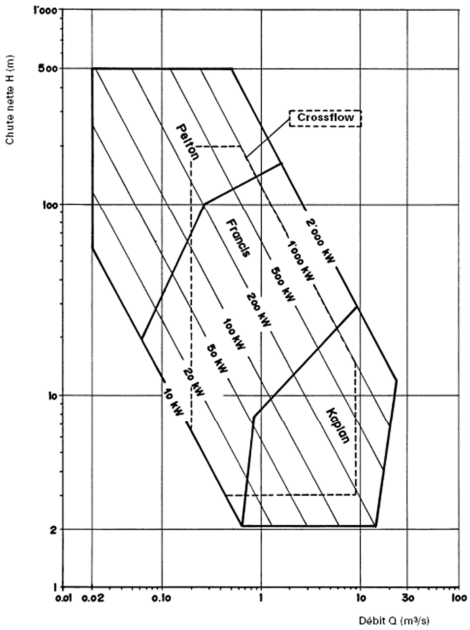


Figure 7 : domaine d'utilisation des turbine en fonction de la hauteur et du débit sur site [7]

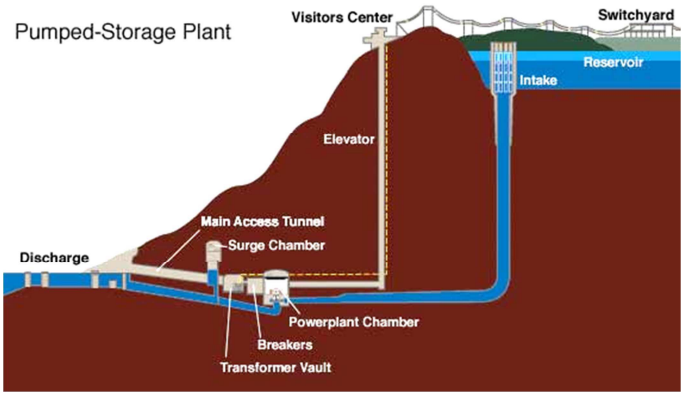


Figure 8 : principe du stockage gravitaire [8]

2.2.2. Principe de base du stockage hydropneumatique

Les systèmes hydropneumatiques de stockage d'énergie (HyPES) constituent une combinaison des deux systèmes précédemment cités. L'idée est de pouvoir utiliser la compressibilité de l'air pour stocker de l'énergie dans des espaces si possible réduits (en fonction de la pression de travail) en utilisant une machine hydraulique pour réaliser le travail mécanique sur l'air au travers d'un piston fluide (Figure 9).

L'avantage principal est de séparer l'élément de conversion d'énergie (ici une machine hydraulique) de l'élément de compression de l'air. Ceci permet une gestion potentiellement plus facile de la chaleur de compression-détente de l'air.

2.2.2.1. Structures de base

La Figure 9 schématise le fonctionnement du système en illustrant les périodes de fonctionnement en pompage (compression de l'air) et turbinage (détente).

Les deux éléments principaux du système sont le réservoir d'accumulation (ou haute pression) et la machine hydraulique réversible. Le fonctionnement de base consiste à pomper l'eau du réservoir d'alimentation vers le réservoir haute pression lors des surplus d'énergie dans le réseau électrique. Le volume d'air diminuant la pression va augmenter ; ceci est accompagné d'une augmentation de température de l'air. Ensuite, si un défaut de production est détecté, la pression du réservoir sera utilisée pour entrainer l'eau dans le sens inverse et la machine hydraulique va restituer cette puissance à la génératrice électrique, machine pouvant fonctionner en moteur et générateur.

A partir de cette structure de base, un certain nombre de variations sont possibles. Dans le cas illustré, la même machine hydraulique sert dans les deux sens de fonctionnement, pompage-turbinage, ce qui peut limiter le rendement. On pourrait imaginer d'utiliser deux machines différentes pour optimiser le rendement de chaque phase, comme c'est le cas de certaines stations de stockage gravitaire.

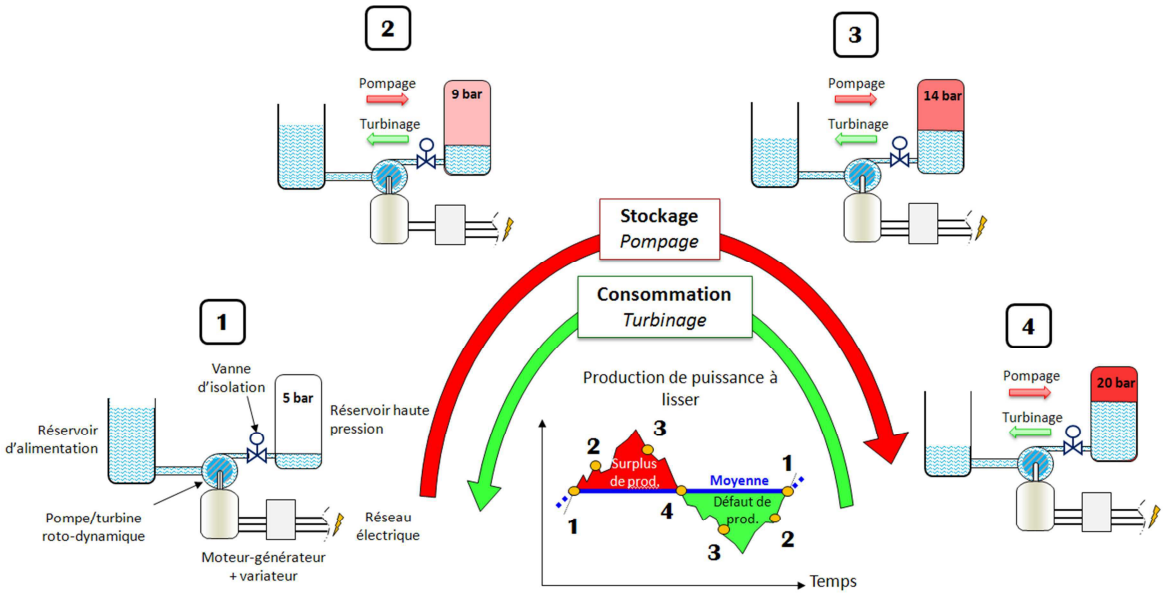


Figure 9 : principe de fonctionnement du système de stockage hydropneumatique en cycle fermé

En parallèle, concernant le réservoir de stockage, on pourrait s'inspirer d'un système de compresseur volumétrique d'air dans lequel des chambres de compression diverses alimentent un grand réservoir d'accumulation, et non pas se limiter à une chambre de compression seule. Ce mode de fonctionnement, évoqué dans [9], est désigné comme un cycle ouvert. Il est illustré par la Figure 10.

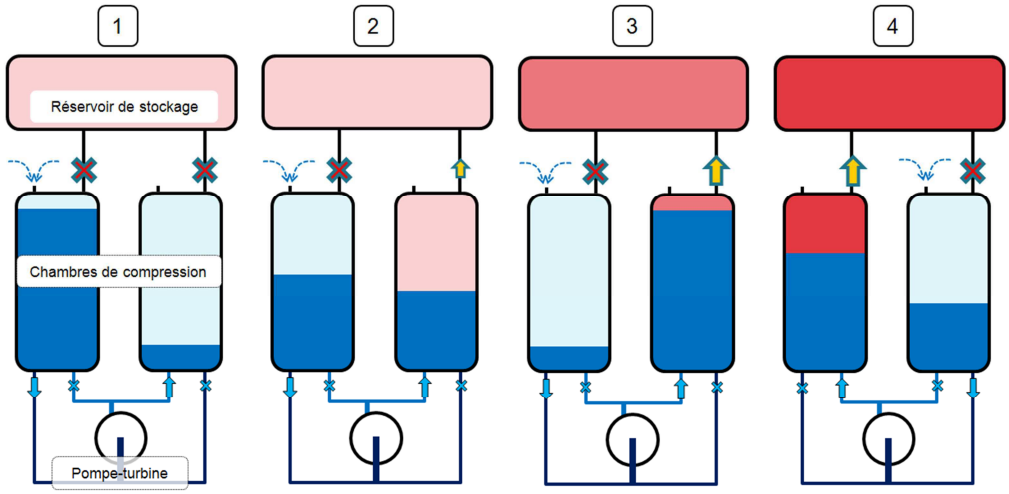


Figure 10 : structure en cycle ouvert lors de la période de stockage

Les composants de base sont les mêmes que précédemment avec un réservoir (ou plusieurs) de stockage en plus ; les fonctions de compression et d'accumulation sont

séparées. Les chambres de compression ont deux entrées-sorties d'eau et d'air. Parmi ces dernières, une servira comme évent pouvant être fermé.

L'air est d'abord comprimé dans une des chambres de compression (Figure 10, pas 1 à 2). Quand la pression atteint la pression d'accumulation, les deux volumes sont connectés et la compression se poursuit, c'est ici que peut commencer le transfert d'air vers la zone de stockage (Figure 10, pas 2 et 3). Durant ces phases le réservoir d'alimentation s'est au fur et à mesure remplit d'air ''frais''. Quand le volume de compression est réduit au maximum, les vannes d'alimentation de la pompe changent d'état (voir Figure 10), le premier évent se ferme, le débit d'eau s'inverse puis le deuxième évent s'ouvre pour recommencer un cycle similaire (Figure 10, pas 4). Pour la récupération en mode turbine, l'enchainement est similaire mais en sens inverse. La difficulté dans ce cas est la gestion du niveau de pression à la détente ; car si en fin de course de ''piston'', l'air est encore sous pression, sois la détente suivante ne se fera pas complètement soit l'air résiduel devra être expulsé, ce qui fera chuter le rendement de stockage.

L'avantage de ce type de structure est le niveau de densité d'énergie qui est plus important que celui d'une simple chambre de compression, car simplement, pour un volume de réservoir d'accumulation donné, la masse d'air accumulée y est plus importante. Par exemple, pour une pression maximale de 40 bar, le maximum d'énergie que l'on peut accumuler, par unité de volume, est de l'ordre de 4 kWh dans un système ouvert au lieu de 400 Wh dans le cas fermé (cas isotherme) (voir §3.2.7). Pour avoir un élément de comparaison à d'autres systèmes, on peut citer la densité d'énergie d'une station de pompage-turbinage de 400 m de hauteur, dont l'énergie cumulable est au maximum de 1 kWh/m^3.

2.2.2.2. Problématiques associés

Les allures de niveau de puissance à absorber (Figure 9), allures de type triangulaire alternatif, sont seulement indicatives mais donnent une idée de ce que peut être le type de demande en puissance pour un tel dispositif. La variation continue de la pression est quant à elle, une propriété inhérente au système. Il se pourrait donc que le système ait besoin de compenser des faibles niveaux de puissance avec des pressions de services élevées, ou le contraire, et avec une machine hydraulique si possible unique pour limiter les couts. Ceci introduit un des points clés du développement de ces techniques de stockage qui est la régulation de la puissance en régime de fonctionnement variable.

Outre cet aspect de régulation de puissance, la variation du point de fonctionnement nécessite qu'on s'y intéresse pour prédire ou éviter des comportements non usuels de la machine (chute des performances, comportement en régime transitoire, …).

Comme il est évoqué plus haut, la variation de la pression va s'accompagner de changements de température plus ou moins importants. Cette possibilité est à prendre en compte pour des raisons évidentes de dimensionnement du réservoir de compression, et parce que la différence de température entre l'air interne et externe produit un flux de

chaleur qui conditionne l'état énergétique du système de stockage, et donc le rendement d'accumulation. Par exemple le refroidissement après une compression rapide implique une perte d'énergie non négligeable dans le cas d'un réservoir ordinaire.

Ces aspects font l'objet du travail de différentes équipes d'entrepreneurs et chercheurs ; le paragraphe suivant synthétise leurs travaux.

2.2.3. Quelques exemples de technologies de stockage hydropneumatique

2.2.3.1. EPFL

Sylvain Lemofouet a fait sa thèse de doctorat à l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne encadré par le professeur Alfred Rufer du Laboratoire d'Electronique Industrielle.

Les travaux de thèse de S. Lemofouet [9] peuvent se résumer ainsi :

- Proposition de deux structures HyPES :

  BOPA (Batteries with Oil-hydraulics and Pneumatics-A): cycle en volume d'air clos pour lequel la quantité de fluide hydraulique dépend de l'énergie stockée. Des essais ont été réalisés avec des machines volumétriques (principe illustré en Figure 9 et Figure 11-A). Des algorithmes de recherche de point de rendement maximal y sont présentés.

  BOPB : cycle en volume ouvert qui permet d'alimenter en air ambiant un volume de chambre de compression à pistons liquides alternatifs (voir Figure 11-B). Ce système permet de réduire l'empreinte au sol de manière significative par rapport au BOPA.

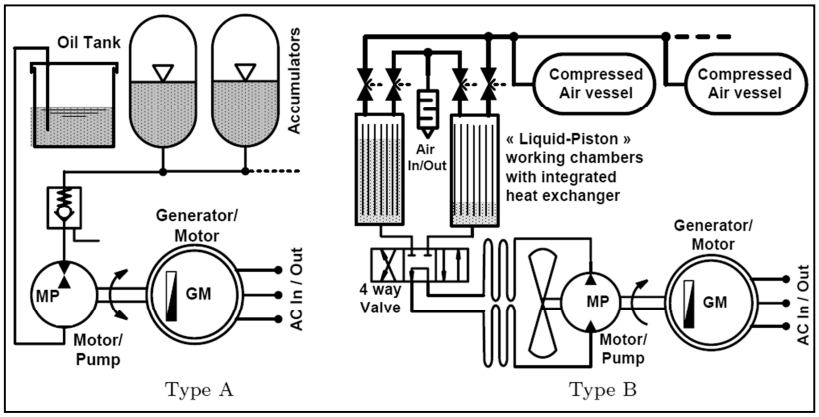


Figure 11 : systèmes BOP A et B [9]

- Proposition de solutions hybrides de stockage pour élargir la plage des puissances exploitables (basses puissances) en restant à haute pression. Il s'agit de combiner le HyPES avec des super-condensateurs en alternant les flux de puissance par fonctionnement intermittent de l'un ou de l'autre. Il note que la combinaison de systèmes hybrides de stockage ainsi que l'utilisation d'électronique de puissance de manière intermittente jouent en défaveur du rendement global. L'hybridation est cependant réussie et permet une certaine flexibilité en puissance.

- Etude prospective sur des cycles jour/nuit de production/consommation d'un ménage équipé de panneaux photovoltaïques. Comparaison avec un système à base de batteries à plomb.

2.2.3.2. SustainX

SustainX est une entreprise créée par des ingénieurs de la ''Thayer School of Engineering at Dartmouth College'' (entre Boston et Montréal) et financée par plusieurs organismes dont le département d'énergie des USA qui a obtenu du financement pour un démonstrateur de 1MW-4MWh. Cette entreprise pourrait être classée comme faisant partie de celles dédiées au stockage par compression isotherme d'air.

Le système de base est similaire au BOPB (voir Figure 12). La compression se fait grâce à deux étages de compression (n°118 basse pression, n°116 haute pression sur la Figure 12).

De multiples systèmes d'échange de chaleur ont été conçus et certains testés. Les études menées par l'entreprise semblent avoir abouti à un mode de refroidissement par mousse liquide injectée dans les chambres de compression.

Les rendements thermodynamiques atteints sont de l'ordre de 70% et 80 % pour des puissances délivrées respectivement de 3 kW et 1 kW pour les essais réalisés. Un prototype industriel de 1,65MW a été lancé au mois de Septembre 2013.

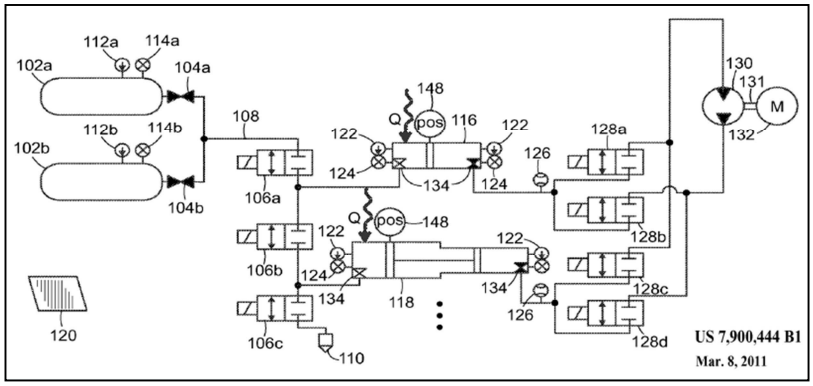


Figure 12 : système de stockage SustainX [10]

2.2.3.3. LightSail Energy

L'entreprise LightSail Energy créée en 2009 est installée à Berkley (USA). L'entreprise a levé des financements provenant de divers organismes dont ''Total Energy Ventures'' ou la fondation ''Bill Gates'' pour un total de plus de 40M€.

L'idée étudiée par l'entreprise est l'utilisation d'un échangeur à contact direct air-eau par un spray d'eau dans la chambre de compression en cycle ouvert ; il est également mentionné dans [11] qu'il est possible à haute pression d'injecter l'air comprimé dans un certain volume d'eau pour faciliter l'échange entre les deux phases (élément 25 Figure 13). Un système de séparation air-eau permet d'accumuler l'air comprimé sec seul. Le rendement d'accumulation annoncé est de 90%.

Comme le montre le Figure 14, il semble que l'injection du fluide de refroidissement (pour les compressions) se fasse directement dans la chambre d'un compresseur volumétrique. Par un ensemble de plusieurs chambres, le couple transmis à l'arbre peut être lissé.

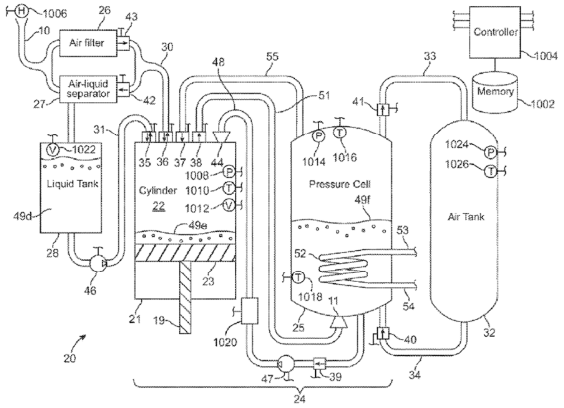


Figure 13 : structure du système de stockage LightSail Energy [11]

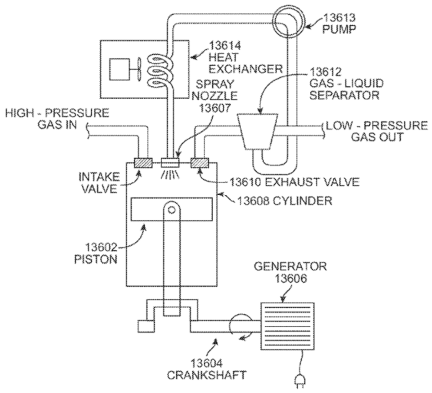


Figure 14 : LightSail Energy, système à prise directe [11]

Ces deux derniers exemples sont cités car dans les brevets les concernant, on y évoque la possibilité de compression hydraulique avec séparation.

L'objectif du cyclage quasi-isotherme, en contraste avec un cyclage polytropique, se justifie car il permet, tout comme le cyclage isentropique, d'optimiser le rendement de stockage. L'avantage, en comparaison à l'isentropique, est l'absence de dispositif de stockage d'énergie thermique potentiellement à haute température.

2.2.4. Objectifs de l'étude présente

La conversion mécanique-hydraulique est faite par des machines volumétriques réversibles dans les exemples présentés ci-dessus. L'objectif est, certainement, d'obtenir des très hautes pressions (200-300bar), donc des densités (ou concentrations) d'énergie très intéressantes, avec des appareils peu volumineux et de rendement relativement élevé.

Les machines roto-dynamiques, pompes centrifuges réversibles ou turbines Francis par exemple, sont ''industriellement'' utilisées dans la gestion du réseau électrique. Il s'agit d'une technologie bien connue dont les coûts sont maîtrisés même pour des systèmes de grande puissance (en particulier dans le domaine des STEP). Le stockage hydropneumatique se présente comme une application intéressante pour ce type de machine.

Un des objectifs du projet est d'analyser les avantages et défauts d'une telle machine pour ce type d'application. Il faut pour cela étudier la faisabilité d'un tel système et réfléchir aux modes et schémas de fonctionnement optimaux dans le cadre de conditions d'opération variables (commande de vitesse de la machine en régime variable, structure globale du système, …).

Ce type de machine fonctionne généralement à l'eau. La manière la plus simple d'utiliser la puissance fournie à cette eau, par une pompe, pour comprimer de l'air est de l'introduire dans un réservoir hermétique et de laisser l'eau agir comme un piston. Dans les exemples présentés plus haut, les deux fluides sont séparés par un piston intermédiaire. Il paraît intéressant, dans l'objectif de simplifier au plus le système, d'étudier la possibilité d'enlever toute séparation entre les deux composants. Le contact direct entre l'air et l'eau va favoriser les échanges de chaleur et de masse ; la question qui se pose est de savoir ce que cela implique sur le comportement du système et si cela peut être avantageux.

Par exemple, concernant l'eau, durant une compression, l'évaporation d'une certaine partie de l'eau pourrait avoir l'effet de limiter l'échauffement de l'air par l'enthalpie de changement de phase que cela nécessite. Durant les refroidissements, ou les détentes, la vapeur peut être amenée à se condenser. De manière analogue, une partie de l'air comprimé va se dissoudre dans l'eau. Durant les détentes, il est possible que cet air dissous forme des bulles dans l'eau (i.e. effet champagne), ou joue le rôle de germes de cavitation dans la turbine. Quelques études visant à rendre compte de l'importance potentielle de ces transferts à l'interface air-eau sont présentées dans ce document.

Par ailleurs, l'objectif principal du projet est d'étudier un système de stockage d'énergie, dont une des questions associées à de tels systèmes est de savoir pour quel(s) type(s) de ''service(s) réseau'' ce dispositif peut être adapté. Pour répondre à cela, la méthodologie adoptée a été, dans un premier temps, de développer un modèle global du système, visant à décrire, ou prédire, le comportement dynamique de l'ensemble des composants. Puis, dans un deuxième temps, afin de valider celui-ci, un banc d'essais a été développé. Ce banc reproduit la structure de base en cycle fermé avec les spécificités décrites ci-dessus : l'utilisation d'une machine roto-dynamique pour la conversion d'énergie mécanique-hydraulique et un réservoir d'accumulation simple.

2.3. Présentation du système étudié

Le banc d'essais, reprend la structure de base d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie à cycle fermé. On en présente la structure, les composants et l'instrumentation utilisée dans les paragraphes suivants.

2.3.1. Structure du banc et composants

Le banc d'essais est composé de 4 éléments principaux : un réservoir d'accumulation à haute pression (HP), un réservoir d'alimentation (BP), une machine roto-dynamique multi étages à eau et une machine asynchrone à cage commandée par un variateur de fréquence. La Figure 15 montre une vue d'ensemble du banc.

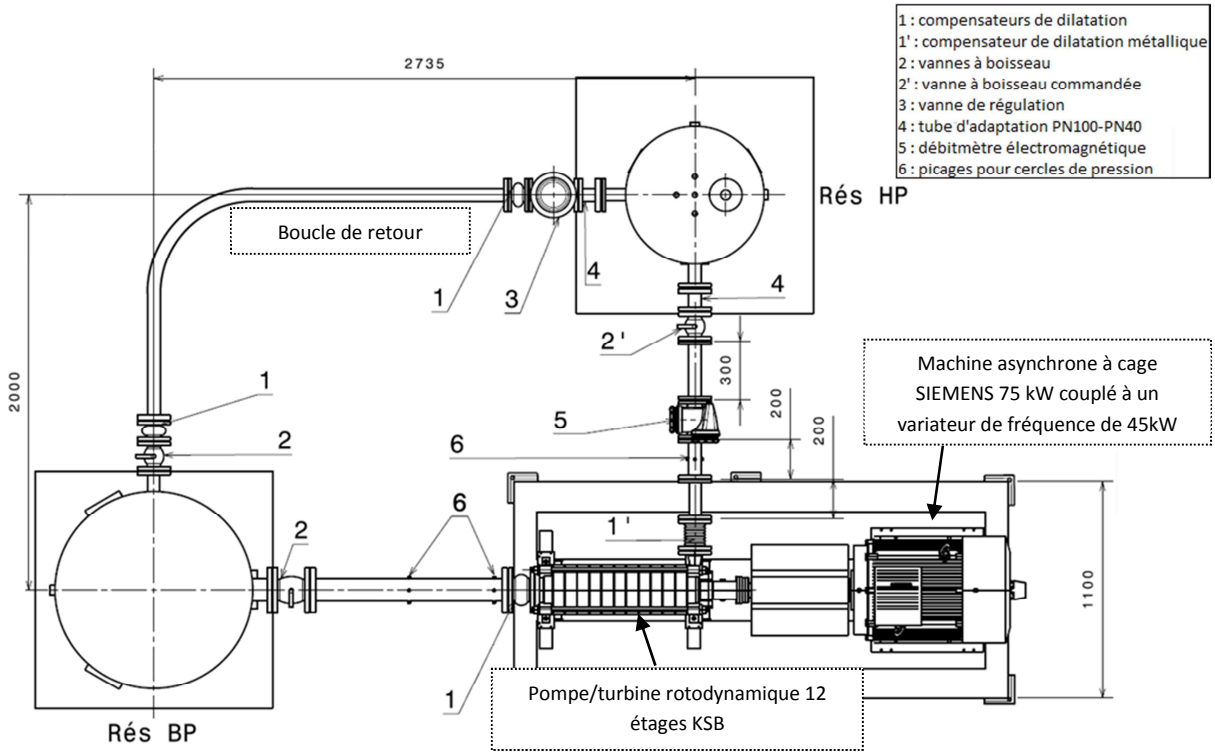


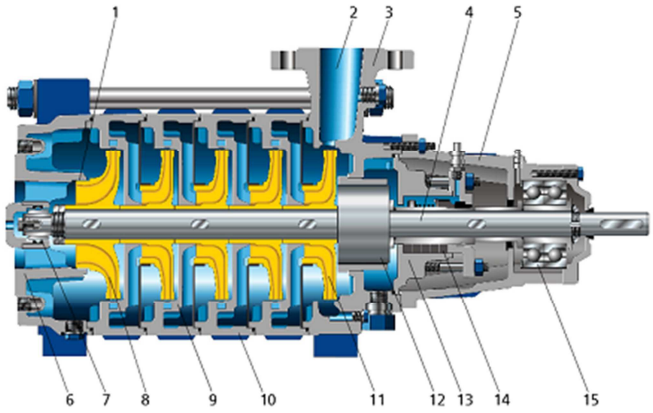
Figure 15 : vue du haut du banc d'essai

Le tout est connecté par des conduites en acier galvanisé de pressions de service diverses selon leur emplacement. La ''boucle de retour'' (Figure 15) est utilisée lors des essais, en circuit fermé, pour la caractérisation du fonctionnement stationnaire en pompage : débit et pressions stabilisées à différentes valeurs par le niveau de fermeture de la vanne de régulation (n°3, Figure 15) et la vitesse de rotation de la pompe.

Lors d'un cycle de stockage, l'eau est pompée du réservoir BP au réservoir HP par la machine hydraulique puis elle reprend le chemin inverse lors de la phase de récupération ; dans ce type de fonctionnement la boucle de retour est isolée.

La conversion d'énergie mécanique-hydraulique se fait donc par une machine rotodynamique multi-étagée ''haute pression'' de type Multitec A50 du fabricant KSB. La

Figure 16 donne une vue en coupe de la machine. Les caractéristiques nominales mentionnées par le constructeur sont données par le tableau ci-dessous.



1	Jeu d'étranglement	2	Refoulement
3	Corps de refoulement	4	Arbre
5	Corps de palier	6	Corps d'aspiration
7	Palier lisse	8	Roue (aspiratrice)
9	Diffuseur	10	Corps d'étage
11	Roue	12	Piston d'équilibrage
13	Boîte à garniture	14	Garniture d'étanchéité d'arbre
15	Palier à roulement		

Figure 16 : pompe haute pression KSB Multitec A50/12A (l'image ne reproduit pas le nombre de roues : 12)

<u>Caractéristiques nominales :</u>

Pompe :

Vitesse de rotation : 1459rpm

Débit : 20m^3/h

Hauteur manométrique : 103m

Puissance absorbée : 8,43 kW (η=68%)

Turbine :

Vitesse de rotation : 1520rpm

Débit : 30m^3/h

Hauteur manométrique : 160m

Puissance absorbée : 9,80 kW (η=75%)

Autres caractéristiques :

Rayon externe roues : 0,173m

Pression de service admissible : 40bar

La machine peut également fonctionner en mode turbine (application mise en avant par KSB pour des barrages de faible capacité). Le rendement de conversion dans ce cas est supérieur à celui de pompage. Le désavantage est que la plage de fonctionnement y est plus restreinte comme indiqué plus bas dans le §3.4.2 concernant le modèle de comportement de la pompe.

Le moteur, une machine asynchrone à cage (Figure 17), a été choisi pour pouvoir entrainer la pompe à 3000tr/min lors des compressions à 40 bar. Pour ce point de fonctionnement la puissance requise est de l'ordre de 75kW. Les puissances nominales du moteur et de la pompe n'étant pas identiques, les arbres de transmission ont des dimensions assez différentes et des pièces d'adaptation ont été conçues et fabriquées (voir Figure 18).

La machine asynchrone est alimentée par un variateur de fréquence de 45kW. La mise en route du variateur se fait par des commandes générées grâce au système d'acquisition par un montage au transistor. La mise en roue libre du moteur peut également se faire de la même manière, si nécessaire pour les éventuels démarrages de turbine à couple moteur nul. La référence de vitesse de rotation se fait par un signal analogique produit par le système d'acquisition également.

Figure 17 : machine asynchrone 75kW 50Hz; 1LG6280-2MB10

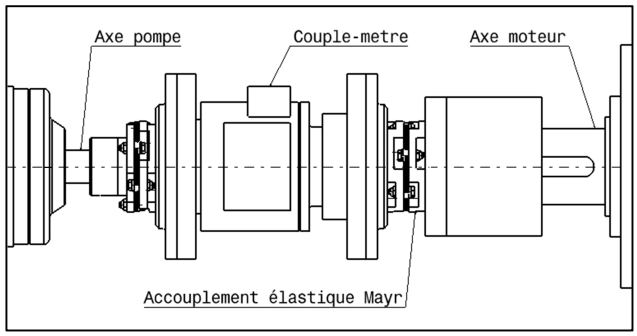


Figure 18 : accouplements et couple-mètre

La pompe-turbine et le moteur sont montés sur un châssis mécano-soudé puis usiné sur les surfaces de pose ; le châssis a été réalisé au sein de l'école des Arts et Métiers ParisTech de Lille par le Service d'Assistance Technique à l'Enseignement et la Recherche (SATER). L'usinage simultané des surfaces de positionnement a facilité l'alignement du moteur et de la pompe.

Le châssis est fixé sur une dalle de béton réalisée pour l'occasion par le personnel du service de maintenance et du SATER de l'école. Le ferraillage a été dimensionné par un stagiaire de l'école d'ingénieurs HEI (Figure 19 et Figure 20). Une autre dalle a aussi été faite pour le réservoir d'alimentation.

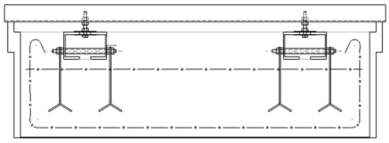


Figure 19 : schéma pour le coffrage et ferraillage de la dalle principale

Figure 20 : dalle principale après séchage

La dalle centrale est montée sur des morceaux de tapis antivibratoire de fréquence de coupure d'environ 5Hz.

Le réservoir d'accumulation de 1m^3 a été dimensionné et réalisé en fonction des besoins du projet par l'entreprise Chaumeca-Gohin de Haubourdin (59) ; la pression et la température de service demandées étaient 50bar et 150°C ce qui, par le risque que représente l'air comprimé, à nécessité des marges de sécurité assez importantes et donc un prix de réservoir assez important. Le réservoir d'alimentation de 2m^3 est dimensionné pour 10bar de pression de service et n'est qu'une modification (taille et position des piquages) d'un modèle standard.

Les conduites d'eau ont été commandées à l'entreprise L2M de Lallaing (59), puis assemblées au reste du banc par un ensemble de vannes et compensateurs de dilatation. Le compensateur de dilatation sur la conduite haute pression est fait en acier inoxydable, il s'agit d'un soufflet métallique, qui a une limite de pression d'éclatement assez élevée

mais présente deux caractéristiques importantes à prendre en compte : il ne peut, seul, encaisser l'effort dû à l'effet de fond (poussée axiale : P(bar)/S(m^2)) et présente, à une pression inférieure à la pression de service (de l'ordre de la moitié), une aptitude au flambage. Ceci nous a amené, après observation de problèmes liés à ces points, à renforcer, une fois conduites assemblées, le compensateur par des coquilles et des tiges comme l'indique la Figure 21. Cette figure montre également un cercle de pression en sortie de pompe. Un cercle similaire est installé coté aspiration.

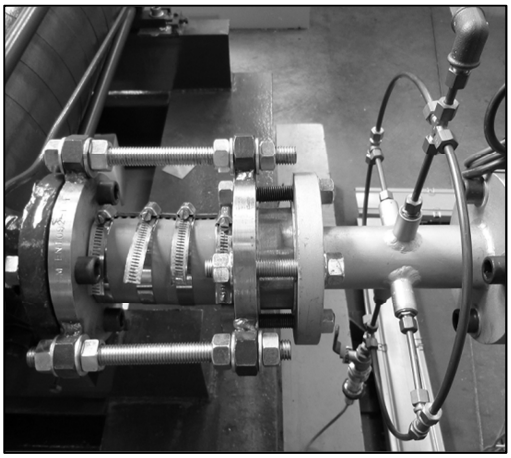


Figure 21 : compensateur de dilatation haute pression et cercle de pression pour mesure pression de refoulement pompe

Les fixations des réservoirs aux dalles ont également été renforcées.

L'isolation du réservoir d'accumulation se fait par une vanne à boisseau sphérique à force motrice à air comprimée et commandée électriquement. Cette vanne ainsi que le réservoir d'accumulation, pour des éventuelles pré-charges, sont connectés au réseau d'air comprimé des ateliers.

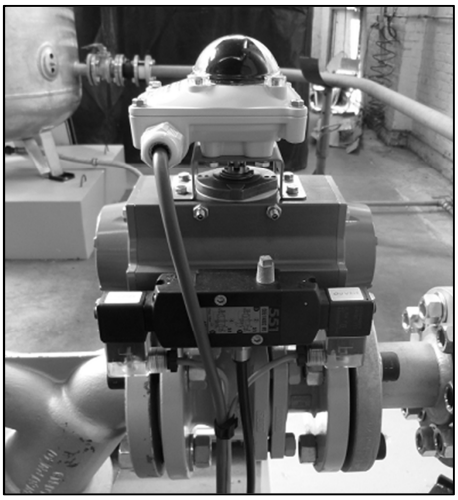


Figure 22 : vanne pneumatique

Figure 23 : vue du haut du réservoir d'accumulation avec conduites d'alimentation d'air comprimé, soupape de sureté et capteur de hauteur d'eau

2.3.2. Instrumentation et acquisition

L'acquisition, enregistrement et gestion de signaux de commande est fait par une plateforme National Instruments (NI) au travers d'un châssis à ordinateur intégré, diverses cartes d'acquisition et boitiers d'interface.

L'ensemble des éléments et signaux ainsi que les références des cartes NI utilisées sont illustrés par la Figure 24.

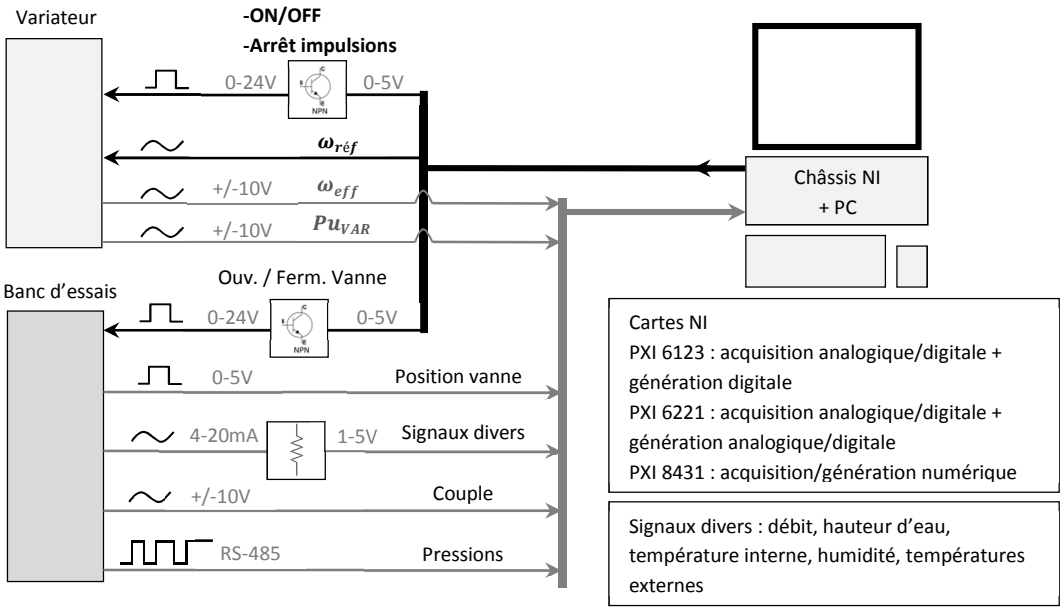


Figure 24 : système d'acquisition et gestion du banc

La plupart des signaux de mesure sont analogiques, tout comme la consigne de vitesse de référence du moteur. Les signaux de commande et observation d'état, ouverture de la vanne par exemple, sont des signaux digitaux (0-24V ou 0-5V). Les signaux de mesure de pression sont transmis par un protocole RS-485 ce qui permet de réduire fortement l'effet du bruit électromagnétique provenant du variateur mais limite la cadence d'acquisition à 3ms.

Le détail des instruments utilisés est donné sur le Tableau 2.

Grandeur	**Type**	**Signal**	**Indications sur l'incertitude**	**Remarques**
Débit	''Proline Promag 50W'' de Hendress&Hausser : Electromagnétique bidirectionnel,	4-20mA	0,2%	-Direction de l'écoulement affichée mais non transmise -Temps de réponse limité
Pression statique	''PAA 33X'' de Keller-	RS-485	0,025%FS	-Temps de conversion du signal de 5ms mais peut

absolue	piézorésistifs	0-10V	0,1%FS	baisser à 3ms
Couple	''T30FN/500 N.m''de HBM + amplificateur MD18N couple-mètre sans contact à jauges de déformation	0-10V	Ecart <0,08% à la courbe de calibration	-Opération de calibration par HBM en 2011
Vitesse	Codeur intégré au moteur ; 1024 pulsations par tour	±10V		-Signal donné par la variateur
Température interne	''HC2-IE102 avec transmetteur HF532'' de Rotronic; sonde PT100	4-20mA	±0,1K à 23°C	-Position non représentative de l'ensemble
Humidité relative	''HC2-IE102 avec transmetteur HF532'' de Rotronic; capteur capacitif	4-20mA	±0,8%	-Position non représentative de l'ensemble -Temps de réponse ≈3s
Niveau d'eau	''Optiflex1300'' de Krhone; sonde à radar à ondes guidés	4-20mA	±3mm	-Constante de temps à régler
Températures de surface	Thermocouple laminaire type K de TC + conditionneur	0-10V	±2K	-Très sensible au bruit électromagnétique

Tableau 2 : détail des instruments utilisés

La question du temps de réponse du débitmètre est traitée dans le paragraphe 7.1.

L'emplacement des capteurs sur le réservoir d'accumulation est indiqué dans la Figure 25. Les piquages de réserve peuvent éventuellement servir dans le futur à ajouter des mesures de température internes.

Les signaux de courant qui sont ''convertis'' en tension ont fait l'objet d'une calibration de cette conversion : la valeur de la résistance de conversion n'étant pas extrêmement précise, les facteurs de conversion (gain et ordonnée à l'origine) sont calibrés par rapport au courant au point nul (pas de signal) et le courant produit pour un ensemble de valeurs indiquées par les afficheurs des appareils, en vérifiant que cela correspond au gain annoncé par la documentation des appareils.

Les valeurs d'incertitude du Tableau 2 sont issues des données des constructeurs des appareils ; cela ne concerne pas l'opération de calibration.

Les thermocouples ont été achetés séparément du conditionneur puis le tout calibré. La mise en route du variateur provoquant du bruit électromagnétique plutôt contraignant, un filtre analogique a été ajouté (un condensateur de 0,33µF). Les courbes de calibration des signaux de température avec le variateur allumé et éteint sont finalement différentes et le point utilisés ne présentent pas la même dispersion (≈± 2K dans les premier cas et < ±

1K dans le deuxième). Au final, la valeur d'incertitude des signaux de température des thermocouples est grossièrement estimée à ±2K.

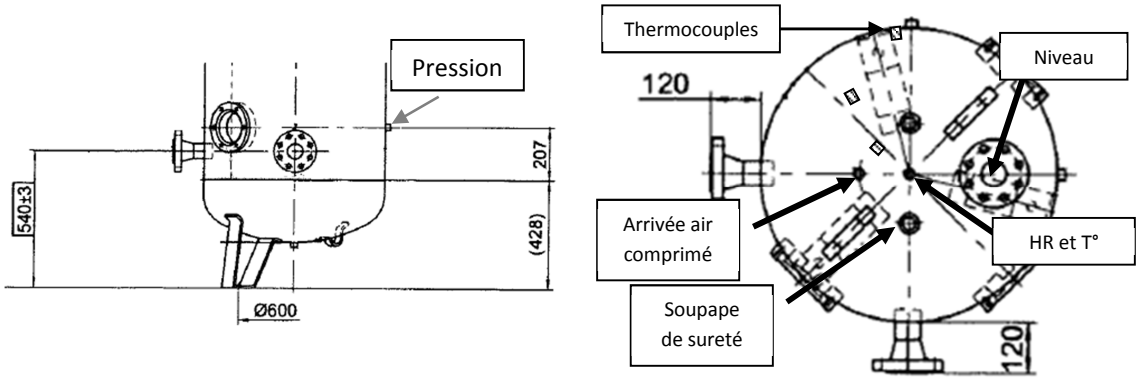


Figure 25 : emplacement des capteurs sur le réservoir HP

Concernant le capteur de température et humidité, il n'est utilisé que pour avoir une indication sur l'état initial du réservoir avant un cycle de travail. Il ne peut en aucun cas donner une indication correcte dynamique, ou instantanée, de l'état global de l'air en termes de température ou humidité durant les compressions/détentes du fait de sa position et son temps de réponse.

Le programme développé sur LabView mesure, gère et acquière, différents signaux. La gestion de la commande de certains paramètres (référence de vitesse, allumage variateur,…) est basée sur une machine à états [12]. Le variateur est configuré en contrôle vectoriel avec mesure pour l'asservissement de la vitesse de rotation.

3. Modèle du dispositif de stockage

3.1. Introduction générale

Ce chapitre a pour objectif de présenter les éléments de base ayant servi au développement du modèle du comportement dynamique global de la structure de stockage représentée par le banc d'essais.

Le système considéré dans le modèle est composé des mêmes éléments que le banc d'essais (Figure 26). Sur cette figure sont aussi illustrés les domaines physiques dans lesquels le problème est décomposé ou qui sont étudiés.

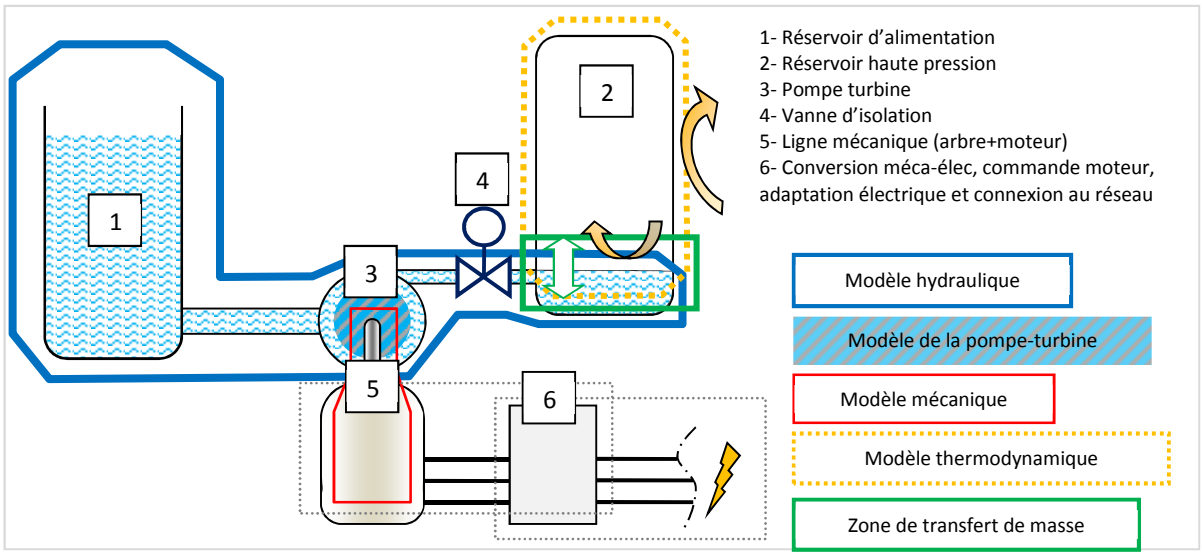


Figure 26 : domaines modélisés

Le modèle se construit autour de la partie centrale qu'est le circuit hydraulique. Ensuite s'y agrègent un modèle mécanique pour les pièces en rotation, un modèle pour la conversion d'énergie mécanique-hydraulique (modèle de pompe-turbine) et un modèle thermodynamique pour le réservoir d'accumulation. La conversion électromécanique n'est pas traitée ici.

La modélisation est réalisée par un ensemble de schémas blocs; une vue d'ensemble de la structure de mise en commun des blocs est illustré par la Figure 27.

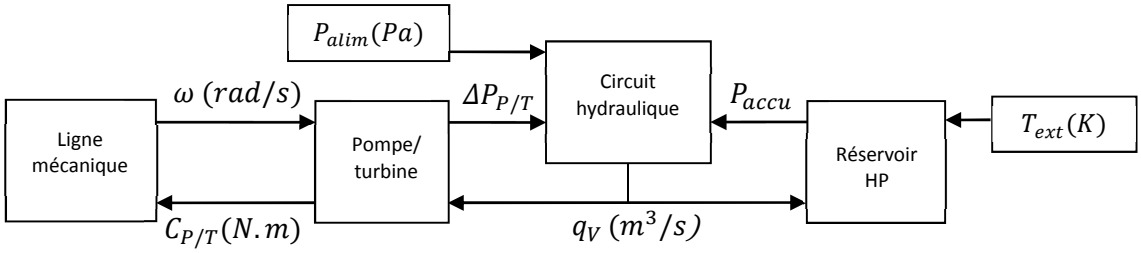


Figure 27 : schéma bloc global ; variables d'entrée-sortie des sous-modèles

Ce type de modélisation dynamique, où l'on s'intéresse au comportement global des éléments, permet de réaliser des études élaborées sur des systèmes complexes et/ou multi-physiques, et potentiellement en temps réel.

La structuration des blocs consiste à choisir les variables d'entrée et de sortie de chaque sous-modèle de façon à faciliter la résolution des équations les caractérisant. Dans les faits, cela se traduit, autant que cela est possible, par une mise en forme des équations qui permettra d'en déduire les variables par des intégrations temporelles. On parle dans ce cas de causalité intégrale.

Chaque bloc est la traduction du modèle du comportement global du domaine physique considéré. L'obtention de ces sous-modèles nécessite, dans certains cas, qu'on s'intéresse de près à des phénomènes locaux, comme c'est le cas des transferts de masse à l'interface air-eau (en vert sur la Figure 26). Ceci est un aspect qui doit être intégré dans le sous-modèle de réservoir d'accumulation.

Par ailleurs, l'analyse de certains sous-modèles permettra d'étudier les possibilités de gestion du fonctionnement du banc d'essais. Cet aspect concerne la gestion de la vitesse de la pompe-turbine par exemple.

Le détail de chaque sous-modèle et des études visant à les développer sont donnés dans les paragraphes suivants.

3.2. Modèle de réservoir d'accumulation

3.2.1. Introduction

Le modèle de réservoir d'accumulation sert à la prédiction de l'état thermodynamique de l'air. L'objectif principal est d'en obtenir l'évolution de la pression à l'intérieur du réservoir ; cette variable est finalement celle qui illustre l'état énergétique du système et qui, par ailleurs, est une des variables ''motrices'' dans le sous-modèle hydraulique pour la prédiction du débit d'eau.

Dans l'analyse du réservoir, on prend en compte 4 corps : l'air interne, l'eau, la paroi métallique et l'air externe (Figure 28). Les échanges possibles entre ces corps sont des transferts de masse (entre l'air et l'eau, dans les deux sens) et des transferts de chaleur (air-eau, air interne-paroi, paroi-air externe, eau-paroi). Le système et les différents flux étudiés sont schématisés dans la Figure 28.

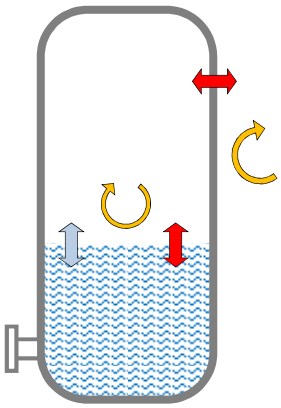


Figure 28 : schéma pour le modèle de réservoir HP

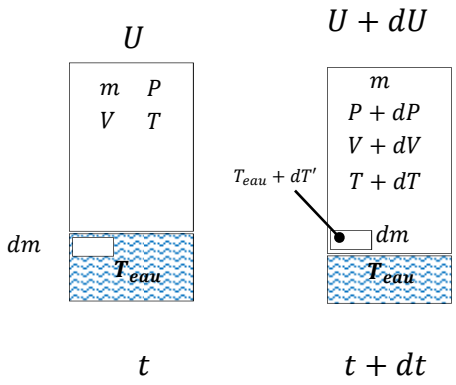


Figure 29 : variation d'état thermodynamique de l'air entre deux instants avec transfert d'air dissous de l'eau vers le volume étudié et variation de volume >0

Le volume d'air varie du fait de la variation de la quantité d'eau dans le réservoir et ceci produit un changement de l'état thermodynamique de l'air.

Les équations centrales du modèle du réservoir sont le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits.

Le premier principe de la thermodynamique (expression 3.1) décrit un bilan d'énergie sur l'air interne (mélange air-vapeur d'eau) dans un volume considéré clos mais variable dans le temps. Il s'agit là de la relation entre la variation d'énergie interne (dU), l'ensemble des flux de chaleur appliqués à l'air (δQ) et du travail (δW).

$$dU = \delta Q + \delta W \qquad 3.1$$

La loi des gaz parfaits donne la relation entre la pression, le volume, la masse et la température (expression 3.2). Les valeurs de P et de T sont traitées comme des moyennes pour le volume d'air dans lequel les propriétés de l'air sont supposées homogènes.

$$PV = mR_S T \qquad 3.2$$

Le développement (puis la résolution) et la validité de ces expressions dépendent de trois aspects:

- Les hypothèses faites sur l'importance des flux de masse,
- Les hypothèses faites sur le comportement thermique de l'environnement immédiat de l'air interne (la paroi du réservoir et l'eau),
- La validité du comportement de gaz parfait.

Pour illustrer le rôle pris par ces points, prenons un exemple concernant le développement du terme ''dU'' en lien avec la variation potentielle de la masse d'air. Si on imagine une certaine quantité d'air dissoute dans l'eau suite à une compression, une certaine quantité de cette masse (dm) peut revenir dans le volume initial de gaz (effet champagne) lors de la détente. Pour un air supposé sec et représentant la loi des gaz parfaits, le terme ''dU'' s'écrit selon la forme donnée par l'expression 3.3 correspondant à l'évolution schématisée par la Figure 29.

$$dU = [m.C_V.(T + dT) + dm.C_V.(T_{eau} + dT')] - [m.C_V.T + dm.C_V.T_{eau}] \qquad 3.3$$

En simplifiant on obtient l'expression 3.4.

$$dU = m.C_V.dT + dm.C_V.dT' \qquad 3.4$$

Dans le cas d'un air humide, la masse de vapeur, ainsi que sa variation, et une capacité calorifique globale (ou moyenne), fonction de la fraction massique des deux composants, doivent être introduites.

Il est donc évident que l'utilisation (ou pas) des termes de variation de masse et la connaissance de leur valeur, implique une complexité croissante du modèle.

Dans la même optique, le terme de flux de chaleur peut être affecté par la présence éventuelle d'un flux de masse de vapeur : la diffusion de vapeur provoquée par un gradient de concentration et favorisée par les écoulements de convection interne, nécessite une certaine quantité d'énergie pour se produire. Il s'agit de la chaleur latente de changement de phase nécessaire lors des vaporisations et des condensations. Ceci peut être introduit comme un puits ou une source de chaleur dans l'expression 3.1.

Au final, les questions auxquels il faut répondre sont :

- Quelle est l'évolution possible des masses d'air et de vapeur dans le volume de contrôle ?

Ceci est étudié dans un paragraphe dédié à la zone où ces échanges peuvent se produire : l'interface air-eau. On y détaille les couplages des types de transfert qui y sont possibles par un modèle de diffusion 1D.

- Quelles hypothèses faire concernant le comportement thermique de l'environnement de l'air (flux de chaleur, températures) ?
  Le modèle du comportement thermique d'ensemble fait l'objet d'un paragraphe dont le but est d'arriver à un modèle de transferts thermiques simple et suffisamment réaliste.
- L'air peut-il être considéré comme parfait dans le cadre du projet ?
  Le but est de se faire une idée des propriétés de l'air comprimé et des écarts entre les comportements de gaz parfait et réel. L'analyse de ces aspects est complétée par l'introduction de la méthode générale de résolution pour la prédiction de l'état de l'air.

Les paragraphes suivants détaillent les études réalisées sur ces divers aspects.

Une dernière partie introduit ensuite des réflexions et donne des indications sur le rendement d'accumulation pneumatique et sur la densité d'énergie d'un tel système de stockage.

3.2.2. Interface air-eau, transferts de masse et de chaleur

Ce paragraphe a pour objectif d'introduire des éléments d'analyse sur les phénomènes de transfert à l'interface air-eau. L'idée est d'avoir un aperçu des mécanismes de transfert potentiels ainsi que d'obtenir des estimations sur les valeurs des flux de masse et de chaleur en jeu. Ceci sera fait pour le seul cas du transfert conductif.

Une étude des écoulements convectifs internes, en prenant en compte le transfert de masse, devrait être réalisée pour quantifier le rôle du transport de masse. Cependant, on présente à ce point l'esquisse de quelques conclusions utiles pour la modélisation globale du réservoir d'accumulation.

Dans les paragraphes qui suivent, on introduit d'abord le phénomène de transfert de masse diffusif. Puis un exemple de calcul de diffusion d'air dans l'eau est présenté, ce qui permettra de se rendre compte de l'importance relativement faible du phénomène dans un cas non convectif. Avant la conclusion, on présente une analyse des transferts de chaleur et de masse simultanés où l'on introduit les puissances thermiques générées par la compression de l'air et par la diffusion de vapeur à l'interface.

Pour conclure, on fait un bilan des conclusions et conséquences de ces études sur la modélisation globale du réservoir.

3.2.2.1. Le transfert de masse non convectif entre deux fluides

Dans le cas du transfert de chaleur, le potentiel à l'origine du phénomène est un gradient de température ; ici dans le cas d'une étude de transfert de masse, ce potentiel est un gradient de concentration. Les modes de transfert de masse sont analogues à ceux des

transferts de chaleur ; il existe des transferts par diffusion, analogues à la conduction de chaleur, et des modes convectifs. On ne traite dans ces lignes que le premier cas.

3.2.2.1.1. Origines physiques

Considérons une chambre dans laquelle deux gaz différents (A et B) aux mêmes températures et pressions, sont initialement séparés par une paroi fictive (Figure 30 à gauche). Si l'on retire cette paroi, le mouvement moléculaire étant aléatoire, les molécules proches de l'interface présentent autant de probabilités de se diriger à droite qu'à gauche ; de ce fait le flux net de l'espèce A est dirigé vers la droite et celui de B vers la gauche. La diffusion s'arrête quand la répartition des deux espèces est homogène.

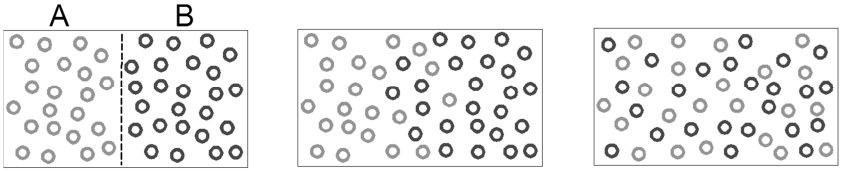


Figure 30 : évolution de la distribution des 2 éspèces

3.2.2.1.2. Composition d'un mélange

Un mélange est constitué d'au moins deux espèces et la quantité de celles-ci peut se définir en termes de masse volumique (kg/m^3). La masse volumique du mélange (ρ) sera la somme des masses volumiques de chaque composant (ρ_A):

$$\rho = \sum \rho_A \tag{3.5}$$

La quantité d'un composant dans un mélange peut aussi s'exprimer par sa fraction massique :

$$m_A^* = \frac{\rho_A}{\rho} \tag{3.6}$$

Pour un mélange de gaz parfaits, la masse volumique est liée à la pression partielle (p_A) du composant par la loi des gaz parfaits :

$$\rho_A = \frac{p_A}{R_{s_A}.T} \tag{3.7}$$

3.2.2.1.3. Loi de Fick

L'équation de flux pour la diffusion de masse est connue sous le nom de loi de Fick. Pour le transfert de l'espèce A dans un mélange binaire de A et B, le flux peut s'exprimer ainsi [13]:

$$\vec{J}_A = -\rho.D_{AB}.\nabla m_A^* \left\{\frac{kg}{s.m^2}\right\} \tag{3.8}$$

Cette expression est analogue à la loi de Fourrier pour la conduction de chaleur dans laquelle est introduite la conductivité thermique. Ici est introduite une propriété importante du transport de masse : la diffusivité de masse ou le coefficient de diffusion binaire : $D_{AB}\ \{m^2/s\}$. La quantité j_A correspond à la quantité d'espèce A transférée par unité de surface perpendiculaire à la direction du flux.

Ce flux est donc proportionnel à la masse volumique du mélange et au gradient de la fraction massique du composant considéré. Cette expression de la loi de Fick peut être simplifiée quand la masse volumique est supposée constante dans le domaine étudiée. Alors, dans le cas d'un transfert unidimensionnel, on peut écrire :

$$j_A = -\rho . D_{AB} . \frac{dm_A^*}{dx} = -D_{AB} . \frac{d\rho_A}{dx} \qquad 3.9$$

Cette expression correspond au cas de la diffusion dite ordinaire où on néglige les effets d'autres paramètres tels que les gradients de température. De plus c'est une expression écrite pour une approche locale, où l'on mesure les flux par rapport à un repère qui se déplace à une éventuelle vitesse moyenne. Quand on se réfère à un repère fixe on doit y ajouter un terme de 'transport' où intervient la vitesse moyenne du mélange. Dans le cas d'un flux de surface, une interface ou une surface d'échange, ce terme n'est pas pris en compte et le flux de masse net s'écrit $n_A'' = j_A$.

Remarque :

On notera l'analogie entre de la loi de Fick et la loi de Fourrier concernant un flux de chaleur (q) :

$$q\ \{W/m^2\} = -\lambda . \frac{dT}{dx} = -\alpha . \frac{d(\rho . C_p . T)}{dx}$$

Ainsi qu'avec l'expression de la diffusion de quantité de mouvement exprimé par la contrainte de cisaillement (τ) :

$$\tau\ \{Pa\} = -\mu . \frac{du}{dy} = -\nu . \frac{d(\rho . u)}{dy}$$

Les 3 coefficients de diffusion utilisés (D_{AB}, α, ν) ont les mêmes unités : m²/s.

3.2.2.1.4. Le coefficient de diffusion

Supposant un comportement de gaz idéal, on peut montrer par la théorie cinétique que [13]:

$$D_{AB} \sim p^{-1} . T^{3/2} \qquad 3.10$$

Une expression similaire et plus complète est donnée dans le paragraphe 7.3.1 des annexes. Une valeur de diffusivité de la vapeur d'eau dans l'air à 20°C et une pression atmosphérique est de l'ordre de : $D_{vap-air} \sim 2{,}5 . 10^{-5} m^2/s$.

Concernant le coefficient de diffusion dans les liquides, on dispose généralement de données expérimentales. Il existe des relations empiriques d'estimation de la diffusivité dans les liquides comme celle qui est décrite en annexes. Généralement ce coefficient dépend de la température du solvant.

$$D_{AB} \sim T$$

Dans le cas étudié, on suppose la température de l'eau de compression constante et on se contentera d'une valeur mesurée : $D_{air-eau} \sim 2{,}5.10^{-9} m^2/s$ [13]. On note que cette valeur est extrêmement faible si on la compare par exemple à la diffusivité thermique de la chaleur dans l'air qui est de l'ordre de $2.10^{-5} m^2/s$.

3.2.2.2. Exemple de calcul pour la diffusion d'air dans l'eau

On se propose de connaître le flux d'air dissous à chaque instant dans l'eau contenue dans le réservoir haute pression. Ceci dépend de la pression partielle des composés de l'air à la surface de l'eau. Le problème est étudié par le calcul de la distribution de la concentration d'air dans l'eau en régime transitoire. Deux méthodes de calcul sont comparées : une méthode de calcul par différence finies et une autre analytique.

3.2.2.2.1. Par différences finies

On utilise la loi de Fick ainsi que la conservation de la masse pour décrire l'évolution de la masse d'air dissoute dans l'eau. On procède par la méthode des différences finies sur un maillage linéique.

La masse d'air dissous, fonction d'une position ($n \times \Delta x$) et du temps ($i \times \Delta t$), peut se noter ainsi :

$$m(x,t) = m(n \times \Delta x, i \times \Delta t) \equiv m_n^i$$

Les termes Δx et Δt sont les intervalles séparant respectivement deux positions et deux instants. La Figure 31 schématise le problème et indique quelles sont les conditions aux limites configurées, c'est-à-dire une densité d'air maximale à l'interface air-eau et un flux nul sortant du dernier nœud.

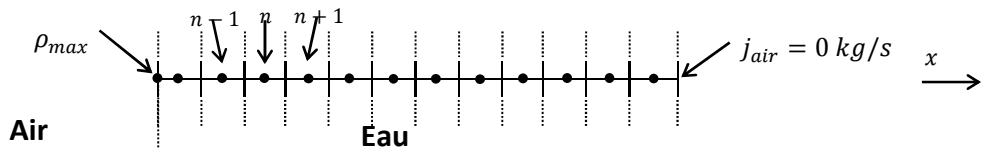


Figure 31 : illustration du problème de diffusion d'air dissous dans l'eau

Un bilan des flux de masse entrants et sortants du nœud considéré donne la quantité de masse accumulée dans un intervalle de temps Δt:

$$\frac{m_n^{i+1} - m_n^i}{\Delta t} = \frac{\Delta x.S.(\rho_n^{i+1} - \rho_n^i)}{\Delta t} = \left[-\frac{\rho_n^i - \rho_{n-1}^i}{\Delta x}.D_{a-e}.S\right] - \left[-\frac{\rho_{n+1}^i - \rho_n^i}{\Delta x}.D_{a-e}.S\right] \qquad 3.11$$

$$\frac{\rho_n^{i+1} - \rho_n^i}{\Delta t} = D_{a-e}.\frac{\rho_{n-1}^i + \rho_{n+1}^i - 2.\rho_n^i}{\Delta x^2} \qquad 3.12$$

Le flux à l'interface, c'est à dire le flux ''moteur'' appliqué au premier nœud, est égal à :

$$J_{0,air} = -\frac{\rho_1^i - \rho_{max}^i}{\frac{\Delta x}{2}}.D_{a-e}.S\,\{kg/s\} \qquad 3.13$$

La densité maximale d'air dissous (ρ_{max}^i) se calcule par les coefficients de Henry [14] qui sont donnés pour chacun des composants de l'air; le détail de ce calcul est donné dans le paragraphe 7.4 des annexes. En résumé, cette densité est proportionnelle à la pression de l'air en contact avec l'eau.

Pour avoir une idée de la quantité d'air qui potentiellement peut être dissout dans l'eau voici quelques valeurs de concentration d'air dans l'eau: à 1bar→ 27mg/m^3, à 20bar→0,5kg/m^3. La quantité d'air qui peut potentiellement se dissoudre dans l'eau n'est pas vraiment négligeable surtout si les cycles de stockage démarrent avec une masse de l'ordre de 1kg. La question est de savoir à quelle 'vitesse' la dissolution va se produire.

L'air étant principalement composé de diazote (N2, 78%) et dioxygène (O2, 21%), seules les masses volumiques et les flux massiques de ces composés sont pris en compte. La diffusivité de N2 dans de l'eau à 20°C est estimée à 2,3.10^{-9} m²/s et celle de O2 à 2,1.10^{-9} m²/s à partir de valeurs mesurées données dans Incropera et al. [13].

Un exemple de calcul est fait en simulant un échelon de pression d'air de 20bar appliqué sur un volume d'eau cylindrique de 0,5 m de profondeur avec un diamètre de 0,7 m, diamètre qui correspond à celui du réservoir de stockage du banc d'essais.

Ensuite à partir des conditions initiales, c'est-à-dire une saturation d'eau en air à 1 atm, par l'équation 3.12, on déduit l'évolution des valeurs de masse volumique de chaque nœud (ρ_n^{i+1}) dans le temps. La distance entre nœuds est configurée à 2 mm et le pas de temps à 60 secondes.

La Figure 32 montre l'évolution des flux de masse de N2 et O2 en fonction du temps. On constate que le flux de N2 est plus élevé que le flux d'O2 à cause de sa pression partielle plus élevée. Les flux sont très faibles et la saturation du volume d'eau ne sera atteinte qu'au bout de plusieurs mois comme le montre la Figure 32. La Figure 33 illustre l'évolution de la distribution de masse volumique des deux composants principaux de l'air dans l'eau ; on constate la lenteur de la pénétration de l'air dans une eau stagnante. Au bout de 80 jours, la quantité cumulée d'air transférée serait de l'ordre de 45 grammes. Ceci implique, pour une première approche, que la masse d'air qui risque de se dissoudre dans l'eau est très faible dans le temps de stockage d'air qui est envisagé (1jour à 1 semaine). La chute de pression liée à cette perte de masse dépendra de la quantité initiale d'air. Dans la plupart des cas, la masse initiale sera supérieure à 1,2kg. La chute de pression potentielle dans ce cas est de l'ordre de 4% à 80 jours.

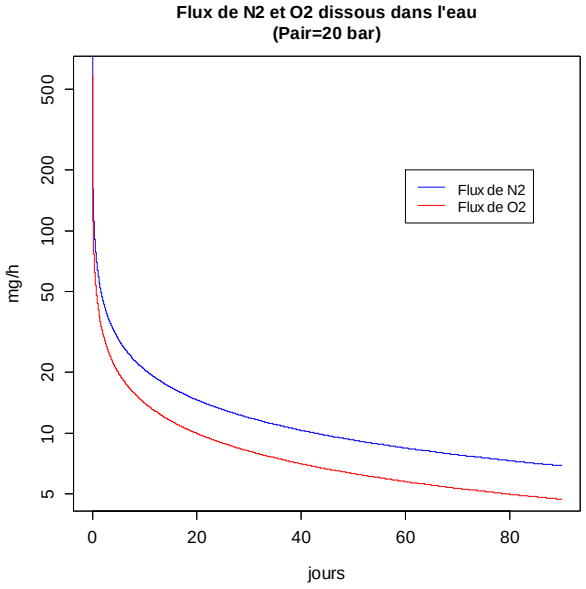


Figure 32 : flux de masse sur le 1er noeud ; calcul par différences finies

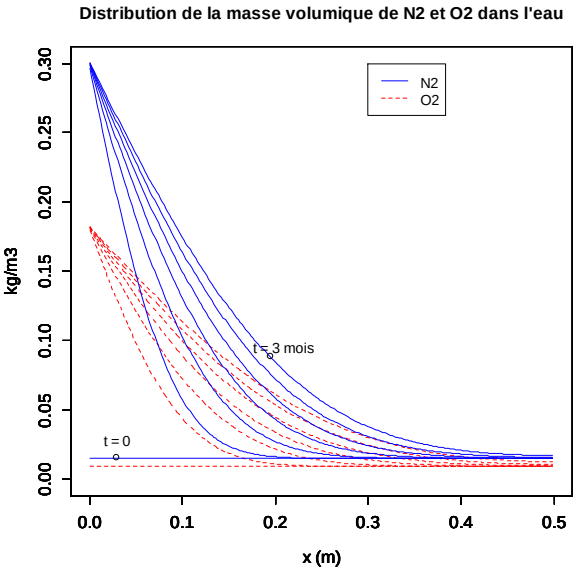


Figure 33 : évolution des distributions de concentration toutes les 2 semaines; calcul par différences finies

Ensuite, si on se met dans la perspective d'une potentielle détente brutale dans le réservoir lors d'une phase de restitution d'énergie, le risque de 'transporter' une eau chargée d'air pouvant générer des bulles d'air dans la turbine (effet champagne) sera fonction du temps d'attente entre les cycles de compression-détente et de la distance séparant l'interface air-eau et la bride d'évacuation.

Il faudrait aussi étudier le risque du transport de bulles piégées dans l'eau vers la machine. Il serait intéressant d'estimer le rapport entre les vitesses d'élévation des bulles (flottaison ?) et la vitesse d'évacuation de l'eau. Ce risque est évidement limité par une augmentation de la hauteur d'eau.

3.2.2.2.2. Solution analytique

Ce problème de transfert est typiquement traité en conduction instationnaire de chaleur. Il s'agit d'un ''problème de plaque'' avec une condition de symétrie au centre (c.à.d. de flux nul) et de flux convectif de l'autre [13]& [15]. L'application à la diffusion de masse implique simplement de remplacer les températures par des concentrations, les flux thermiques pas des flux de masse et la diffusivité thermique par la diffusivité massique dans un problème schématisé par la Figure 34.

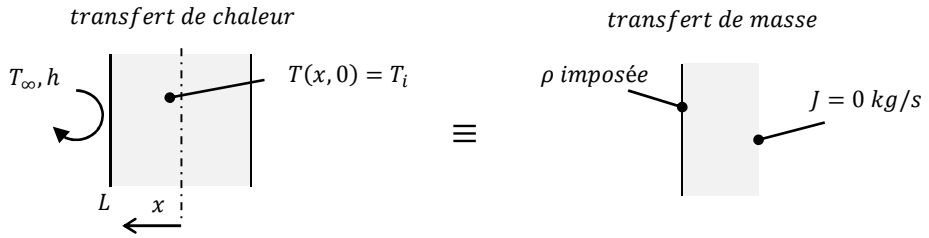


Figure 34 : illustration du problème de plaque symétrique

Dans le cas du problème de conduction de chaleur, l'objectif est de connaitre la température à chaque moment à chaque endroit. Sans génération de chaleur interne et supposant la conductivité thermique constante dans tout le domaine, l'équation de la chaleur peut s'écrire ainsi :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha}.\frac{\partial T}{\partial t} \tag{3.14}$$

Où la diffusivité thermique est désignée par α.Pour résoudre ce problème, des conditions initiales et aux limites sont nécessaires ; ici on considère que tout le domaine se trouve à la même température initiale (T_i), que le flux au plan de symétrie est nul, et que celui à l'autre paroi est un flux convectif fonction d'un coefficient convectif (h).

$$T(x,0) = T_i \tag{3.15}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} = 0 \tag{3.16}$$

$$-\lambda.\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L} = h.[T(L,t) - T_\infty] \tag{3.17}$$

Afin de résoudre cet ensemble d'équations dans lequel la température dépend d'un nombre relativement important de paramètres, ce système est écrit sous forme adimensionnée [13]. On introduit donc une température adimensionnée qui sera comprise entre 0 et 1:

$$\theta^* = \frac{T(x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} \tag{3.18}$$

Une coordonnée spatiale adimensionnée est utilisée :

$$x^* = \frac{x}{L} \tag{3.19}$$

Ainsi qu'un temps adimensionné qui est équivalent au nombre sans dimensions de Fourrier (Fo) :

$$t^* = \frac{\alpha . t}{L^2} = Fo \qquad 3.20$$

En utilisant ces termes dans les l'équation 3.14 on peut écrire l'équation de la chaleur ainsi :

$$\frac{\partial^2 \theta^*}{\partial {x^*}^2} = \frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} \qquad 3.21$$

Et les conditions initiales et aux limites s'écrivent :

$$\theta^*(x^*, 0) = 1 \qquad 3.22$$

$$\left(\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*}\right)_{x^*=0} = 0 \qquad 3.23$$

$$\left(\frac{\partial \theta^*}{\partial x^*}\right)_{x^*=1} = -Bi . \theta^*(1, t^*) \qquad 3.24$$

Où $$Bi = \frac{h . L}{\lambda} \qquad 3.25$$

La solution à ce problème s'écrit de la manière suivante [15] :

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n . \exp(-\zeta_n^2 . Fo) . \cos(\zeta_n . x^*) \qquad 3.26$$

Où le coefficient C_n est : $$C_n = \frac{4 \, sin \, \zeta_n}{2 \, \zeta_n + \sin \, (2 \, \zeta_n)} \qquad 3.27$$

Et les valeurs discrètes de ζ_n sont les racines positives de l'équation transcendantale suivante :

$$\zeta_n \tan \zeta_n = Bi \qquad 3.28$$

Les 4 premières valeurs de ζ_n peuvent se trouver dans un ouvrage de Özisik [15]. On peut aussi y trouver des tables avec les solutions des grandeurs adimensionnées. Pour notre cas, on s'intéresse aux valeurs correspondant à $Bi = \infty$ c'est-à-dire à une condition limite sur la surface imposant une température et non un flux ($T(L,t) - T_\infty = 0 \, ; flux \neq 0 \rightarrow h = \infty$).

Les problèmes de diffusion ont la même formulation et la solution donnée par l'équation 3.26 peut s'y appliquer aussi.

Ainsi on peut comparer les solutions analytique et celle obtenue par différences finies. On compare l'évolution de la distribution de la masse volumique d'air dissous (Figure 35).

La solution exacte serait composée par toutes les valeurs de ζ_n de 1 à∞. Ici seules les 4 premières ont été utilisées ; cela explique les oscillations observées sur la première courbe rouge de la Figure 35 (état à deux semaines). Les autres paraissent très proches à la

solution par différences finies. On peut lire dans [15] qu'à partir de Fo > 0.2, c'est-à-dire un temps ''relatif'' suffisamment long, la solution analytique peut s'approcher par le seul première terme de la série. Donc la nécessité d'avoir plus de termes dans la série de l'équation 3.26 pour les temps faibles semble cohérente.

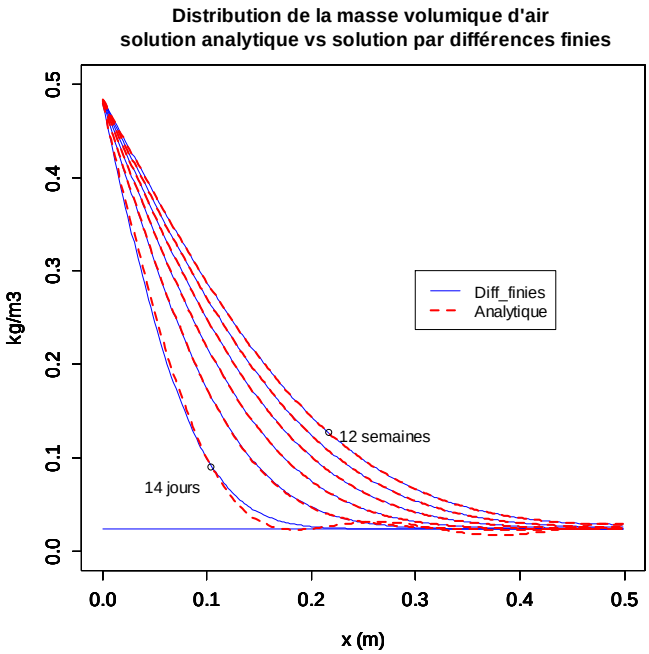


Figure 35 : évolution de la distribution de la teneur en air ; analytique vs diff. finies ;

Une distribution toutes les 2 semaines

La méthode de calcul par différences finies telle qu'elle a été utilisée dans ce cas pour des estimations de transfert de masse dans le cas de périodes de compression et détente, donne des résultats proches des solutions analytiques. On peut donc l'utiliser pour traiter la suite des problèmes de transfert à l'interface pour lesquels les solutions analytiques seraient relativement complexes à mettre en œuvre.

3.2.2.3. Effets combinés de la compression de l'air et de la diffusion de vapeur dans l'air ; considérations thermiques

On se propose ici de modéliser l'effet de la diffusion de vapeur sur les transferts de chaleur pendant la phase de compression de l'air. Deux termes doivent être ajoutés à l'équation de la chaleur : le travail et la chaleur latente de changement de phase. Le premier est appliqué sur les nœuds d'air et le second seulement sur l'élément d'interface liquide-gaz. La modélisation est faite par la méthode de différences finies. L'effet de chaque terme est détaillé séparément dans les deux paragraphes suivants.

3.2.2.3.1. Le travail dans le gaz

On traite ici un cas de compression d'air par de l'eau. La partie modélisée représente seulement une zone délimitée autour de l'interface air-eau (voir Figure 36).

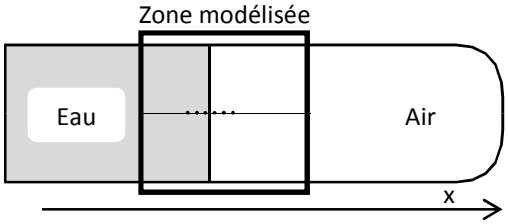


Figure 36 : illustration de la zone modèlisée

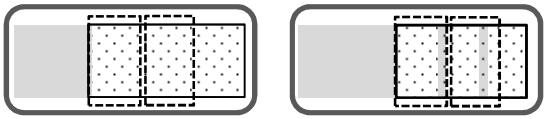


Figure 37 : volumes de contrôle et évolution de leur masse

Chaque nœud d'air est un volume de contrôle permettant de discrétiser l'espace qui se trouve au-dessus de l'eau. Le volume global d'air diminue et donc la masse contenue dans chaque volume de contrôle va augmenter (voir Figure 37).

On s'intéresse à l'équation de la chaleur d'un gaz au repos ; on y introduit le travail mécanique comme une source de puissance appliquée à un système ouvert que représente chaque volume de contrôle. Pour un élément d'air de volume $V' = S.dx$, l'expression de l'équation de la chaleur, qui n'est autre que le premier principe de la thermodynamique ou un bilan de puissances, se présente comme ceci :

$$dH = \delta Q + V'.dP \qquad 3.29$$

$$\rho(t).Cp.\frac{\partial T}{\partial t} = \lambda.\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{V'.\partial P}{S.dx.\partial t}\left\{\frac{W}{m^3}\right\} \qquad 3.30$$

Le terme ∂P , à volume constant, peut s'écrire ainsi :

$$\partial P = \partial T\frac{m.R_s}{V'} + \partial m\frac{R_s.T}{V'} \qquad 3.31$$

La masse m d'un volume de contrôle est $\rho.S.dx$.

L'équation 3.30 prend la forme suivante :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho(t).Cv}\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{(\gamma-1).T}{\rho(t).S.dx}\frac{\partial m}{\partial t} \qquad 3.32$$

La variation de masse locale, due à l'augmentation de densité par la diminution de volume global d'air, est supposée être égale en tout point. C'est-à-dire que la masse ''déplacée'' (m_c) par cette variation de volume (voir Figure 38) se trouve repartie de la même manière dans tout le volume d'air restant (V). On écrit : $dm = \frac{m_c V'}{V} = \frac{m_c.S.dx}{V}$.

La masse du volume déplacé est estimée par la variation de volume et la densité moyenne de l'air.

$$m_c \approx -dV.\hat{\rho} \qquad 3.33$$

L'expression 3.32 peut se réécrire ainsi :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho(t).Cv}\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{(\gamma-1).T}{V}\frac{\hat{\rho}}{\rho}\frac{dV}{dt} \qquad 3.34$$

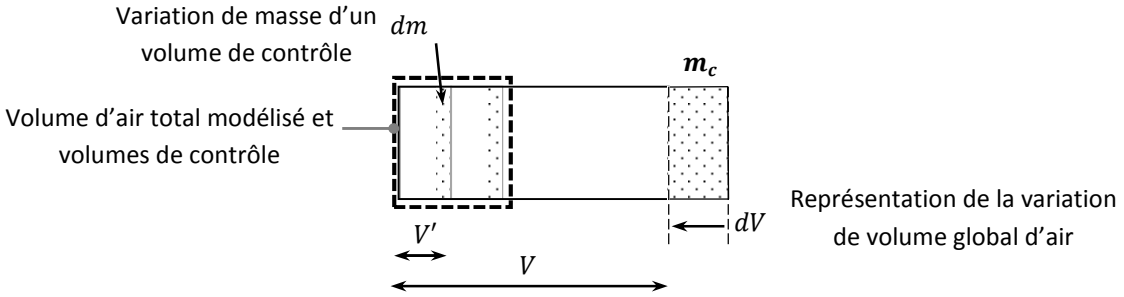


Figure 38 : vue schématique de la répartition de la masse

Ces équations sont réécrites sous forme discrète pour une résolution explicite par différences finies :

$$\frac{T_n^{i+1} - T_n^i}{\Delta t} = \frac{\lambda}{\rho.Cv}.\frac{T_{n-1}^i + T_{n+1}^i - 2.T_n^i}{\Delta x^2} - \frac{(\gamma-1).T_n^i}{V(t)}\frac{\hat{\rho}(t)}{\rho_n^i}\frac{dV}{dt} \qquad 3.35$$

Un premier calcul de compression seule est réalisé pour avoir un aperçu des flux de chaleur en jeu et se donner une idée de la validité de l'introduction du terme de production de chaleur.

Dans le cas traité, la pression d'air est initialement à 9bar et la température est de 20°C. Le volume total initial d'air est de 1m^3; on y fait l'hypothèse que le contact entre les deux fluides n'aura pas d'influence au-delà d'une zone de -12mm et + 36mm autour de l'interface eau-air, limites sur lesquelles le flux de chaleur sera configuré comme étant nul.

On applique un débit d'eau de 6.10^{-3} m^3/s (21,6 m^3/h), qui correspond à la variation de volume subie par l'air ($qv = -dV/dt$), pendant 30 secondes.

On rappelle qu'il s'agit d'une modélisation unidimensionnelle (pas d'échange aux parois métalliques du réservoir) et non convective. La distance entre éléments est de 0,3mm et le pas de temps utilisé est de 2ms.

Les résultats observés sont la distribution de température autour de l'interface (Figure 39), la répartition des flux de chaleur (Figure 40) et le flux à l'interface (Figure 41 & Figure 42).

Sur la Figure 39, la température maximale, c. à. d. loin de l'interface et à la fin du temps de calcul est de 317,3K ; la température adiabatique calculée pour une compression de ce type est de 317,2K. Ceci valide l'introduction du terme de travail dans l'équation 3.30.

Le gradient de température (Figure 39) est plus important sur l'air ; ceci est certainement dû à la différence de conductivité thermique de l'eau et de l'air.

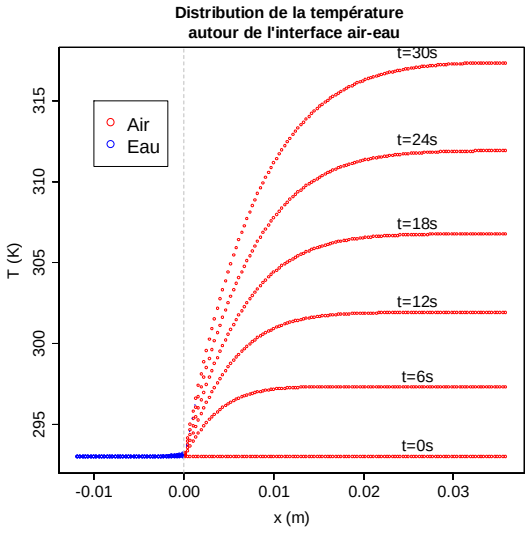


Figure 39 : distribution de température toutes les 6s

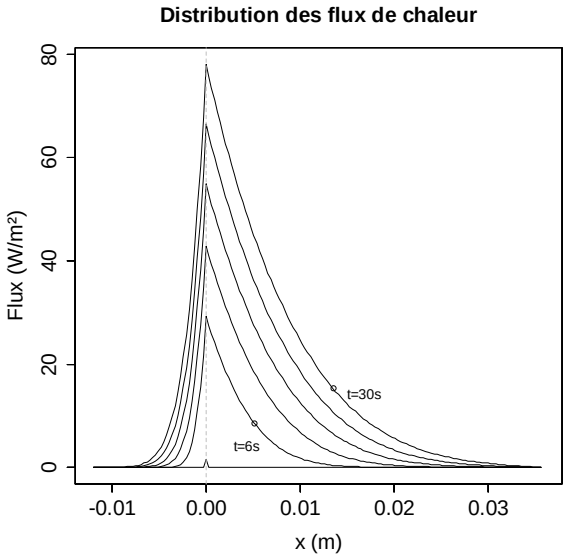


Figure 40 : distribution du flux de chaleur toutes les 6s

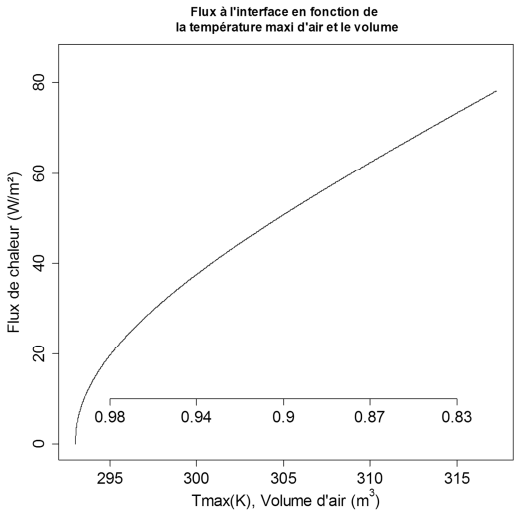


Figure 41 : flux de chaleur arrivant sur le premier nœud d'eau

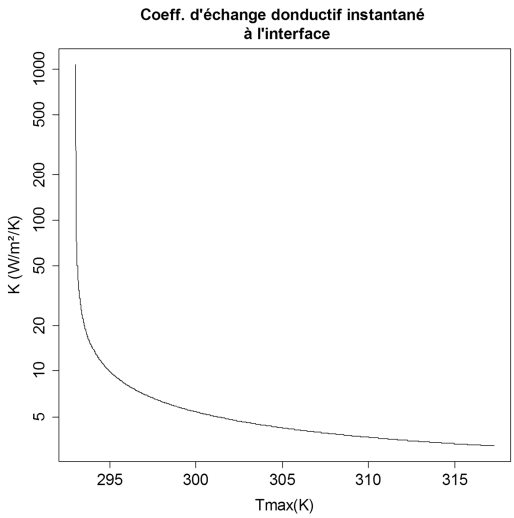


Figure 42 : coefficient d'échange équivalent à l'interface

La Figure 40 donne la distribution du flux de chaleur à différents instants. Il s'agit des flux entre deux éléments cote à cote. Le plus important est le flux entre le premier élément d'air et le dernier d'eau (c.à.d. à l'interface).

L'évolution de ce flux de chaleur à l'interface est illustrée en Figure 41. Ensuite on rapporte ce flux à la différence de température entre la cellule d'air la plus chaude et la température la plus froide. Ceci nous donne une sorte de ''coefficient d'échange conductif équivalent'' à l'interface (K sur la Figure 42). On constate qu'au début de la compression K est assez important. Ceci est peut-être dû à l'effet capacitif de l'air et l'eau : les premières cellules contraintes à la différence de température absorbent rapidement de la chaleur,

puis l'épaisseur qui sépare les cellules d'air chaudes et celle d'eau froide augmente, donc la résistance thermique équivalente aussi.

Si l'on compare le transfert d'énergie que représente le flux de chaleur passant de l'air à l'eau ($\mathrm{E_{interf}}$) durant la compression à l'énergie nécessaire pour une compression isentropique telle que configurée dans cet essai ($\mathrm{E_{isen}}$), on se rend bien compte de la faiblesse de ce flux.

$$\mathrm{E_{isen}} = m.C_v.(T_{max-isen} - T_0) = 186{,}0kJ$$

$$\mathrm{E_{interf}} = \int_0^{20s} q_{interf}.S.dt = -0{,}5kJ\ (< 0{,}3\%\ de\ \mathrm{E_{isen}}).$$

3.2.2.3.2. La diffusion à l'interface-chaleur de vaporisation

Si on se propose de prendre en compte l'effet de la diffusion de vapeur sur la température de l'air ; on peut écrire sur le premier nœud d'eau en contact avec l'air:

$$\rho.Cp.\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{eau,0}^{0} = \lambda_{eau}.\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{m}_{vap}.L_v(T)}{S.dx} \qquad 3.36$$

Ceci traduit qu'on applique sur la première cellule d'eau une source/puits (selon la direction de j_{vap}) de chaleur égale à un flux de masse de vapeur ($\dot{m}_{vap}$=$j_{vap}.S$) multiplié par une chaleur latente de changement de phase ($L_v(T)$) qui est utilisée à l'identique aussi bien en vaporisation qu'en condensation. Le changement de phase peut avoir une certaine importance, par exemple à 20°C, $L_v \approx 2400kJ/K$.

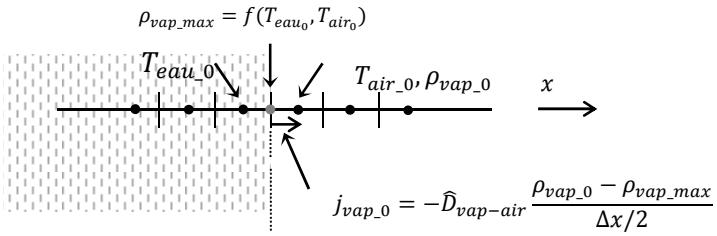


Figure 43 : indications sur le modèle pour la prise en compte de la diffusion de vapeur

On fait l'hypothèse que la vapeur et l'eau sont à l'équilibre à l'interface ; ceci implique que la surface séparant la première cellule d'air et la dernière d'eau est saturée en vapeur d'eau et le flux de masse sera calculé à partir de la différence de concentration entre le premier élément d'air et de l'air saturé à la température de l'interface.

Le traitement des équations de la diffusion nécessite une attention supplémentaire ici car dans la définition de l'équation 3.8 du § 3.2.2.1.3 on a fait l'hypothèse que la densité est constante dans tout le domaine. Il est difficile de faire la même hypothèse ici car on prend en compte le gradient de température qui peut avoir une influence certaine sur la densité. Ainsi, on rappelle l'expression du flux massique de diffusion (loi de Fick) :

$$j_A = -\rho.D_{AB}.\nabla m_A^* \left\{\frac{kg}{s.m^2}\right\} \qquad 3.37$$

Avec la fraction massique m_A^* (sans unité):

$$m_A^* = \frac{\rho_A}{\rho}$$

La masse volumique $\left(\rho = \frac{m}{V}\right)$ et la diffusivité $(D_{eau-air})$ (expression 3.39 [15]) sont définies en fonction de la température et de la pression qui est supposée égale dans tout le domaine:

$$\rho(x,t) = \frac{P}{R_S.T(x,t)} \qquad 3.38$$

$$D_{eau-air} = 1{,}883.10^{-22}.\frac{T(x,t)^{3/2}}{P.{l_{eau,air}}^2.\Omega_D}.\left(\frac{M_{eau}+M_{air}}{M_{eau}.M_{air}}\right)^{0,5} \qquad 3.39$$

$$P_{sat} = P_0.\exp\left(\frac{M_{eau}}{R}.L_v(T).\left(\frac{1}{T_0}-\frac{1}{T}\right)\right) \qquad 3.40$$

La masse volumique maximale de vapeur utilisée pour le modèle de la Figure 43 (ρ_{vap_max}) est calculé de la même manière que pour les autres masses volumique par l'équation des gaz parfaits (équation 3.38), avec la pression partielle maximale de la vapeur c. à. d. la pression de vapeur saturante (P_{sat}, équation 3.40).

La masse volumique globale (seule la masse d'air est utilisée) est calculée pour chaque nœud et on utilise la moyenne sur deux nœuds pour le calcul du flux dans l'équation 3.37 ($\hat{\rho}^i_{(n,n\pm1)}$). En supposant que la pression est homogène, on peut réécrire l'équation discrétisée du paragraphe 3.2.2.2.1 (équation 3.12) de la manière suivante :

$$\begin{aligned}\frac{\Delta x.S.(\rho_n^{i+1}-\rho_n^i)}{\Delta t} = &\underbrace{\hat{\rho}^i_{(n,n-1)}.\widehat{D}_{ea}{}^i_{(n,n-1)}.S.\left[-\frac{m_{An}^{*\,i}-m_{An-1}^{*\,i}}{\Delta x}\right]}_{A}\\ &-\hat{\rho}^i_{(n,n+1)}.\widehat{D}_{ea}{}^i_{(n,n+1)}.S.\left[-\frac{m_{An+1}^{*\,i}-m_{An}^{*\,i}}{\Delta x}\right]\end{aligned} \qquad 3.41$$

Le terme A est le flux à gauche du nœud. On y développe l'écriture de la densité moyenne et des fractions massiques. Puis avec l'expression 3.38 et sachant que $\rho_A = m_A/V'$ on peut écrire ceci :

$$\begin{aligned}A &= \frac{P}{R_S.\hat{T}^i_{(n,n-1)}}.\frac{\widehat{D}_{ea}{}^i_{(n,n-1)}}{\Delta x}.S.\left[-\frac{\rho_{An}^i}{\rho_n^i}-\frac{\rho_{An-1}^i}{\rho_{n-1}^i}\right]\\ &= -\frac{\widehat{D}_{ea}{}^i_{(n,n-1)}.S}{\Delta x.\hat{T}^i_{(n,n-1)}.V'}.\left[m_{An}^i.T_n^i - m_{An-1}^i.T_{n-1}^i\right]\end{aligned} \qquad 3.42$$

Ceci indique que deux cellule adjacentes, ayant la même masse de vapeur, donc la même concentration, mais étant à des températures différentes, donc des états de saturations

différents, ne sont pas à l'équilibre et un flux de masse va s'établir ; c'est une question d'équilibre des pressions partielles de vapeur finalement.

Un nouveau calcul préliminaire a été réalisé, encore une fois, appréhender le phénomène. Cette fois ci, seul le terme de diffusion de vapeur est pris en compte sans le terme de production de travail par compression.

Sur les nœuds en extrémité du domaine on y configure des flux nuls aussi bien en termes de chaleur que de masse. L'humidité relative initiale est de 50%. La distance entre nœuds est de 0,5 mm et le pas de temps utilisé est de 1ms. Le calcul est fait sur une durée de 20 secondes.

Les grandeurs observées sont la température (Figure 44), la masse volumique de vapeur dans l'air (Figure 45), la distribution des flux de chaleur (Figure 46) et l'évolution de ce flux à l'interface et de la température moyenne d'interface (moyenne du dernier nœud d'eau et premier d'air) (Figure 47).

L'intervalle de temps séparant chaque distribution de température (Figure 44) est de 2 secondes. La chute de température à l'interface est assez brutale (7 K en 2 secondes, voir aussi Figure 47) ; ceci est provoqué par l'application soudaine d'un gradient de concentration qui est assez peu réaliste mais utile pour se rendre compte de l'importance potentielle de la vaporisation sur le champ de température.

Sur la Figure 45 on voit la chute soudaine de la masse volumique d'eau de la première cellule d'air (x positif proche de 0) liée à la chute de la pression de vapeur saturante (fonction de la température (équation 3.51)). Ceci veut dire que la capacité d'absorption de vapeur par l'air proche à l'interface diminue par le refroidissement de l'eau. Ceci implique la diminution du flux de vapeur à l'interface.

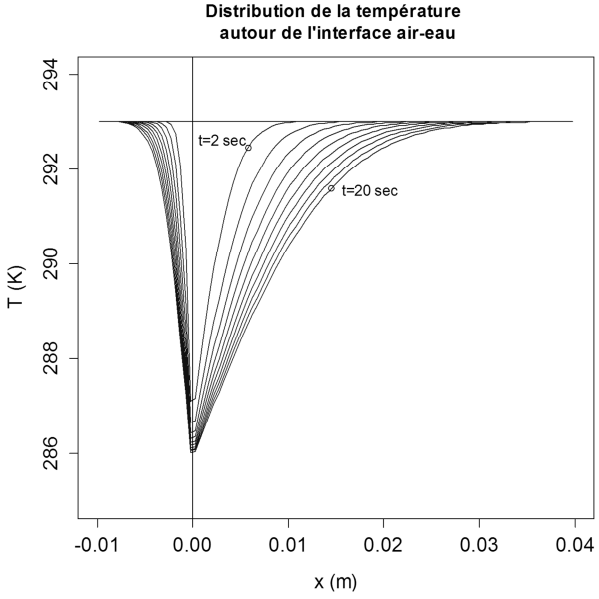


Figure 44 : distribution de température ; effet de la vaporisation

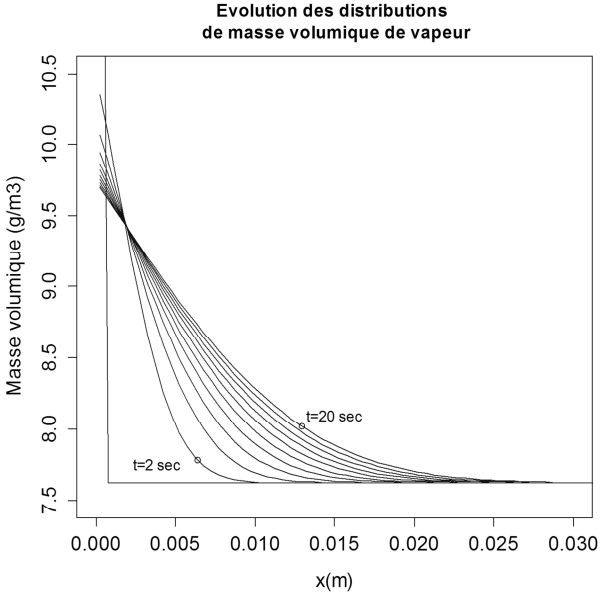


Figure 45 : distribution de la masse volumique de vapeur

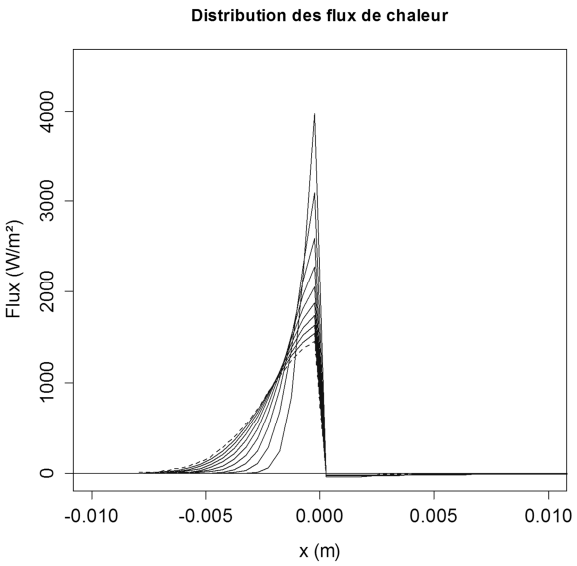


Figure 46 : distribution des flux de chaleur ; effet de la vaporisation

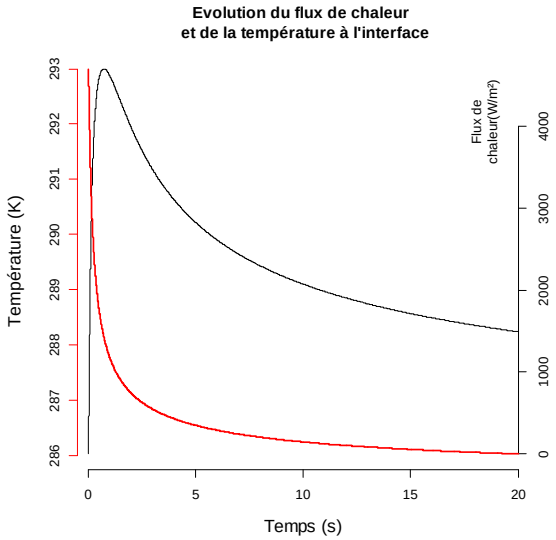


Figure 47 : évolution du flux de chaleur et température d'interface

La Figure 46 illustre l'évolution des distributions des flux de chaleur conductifs autour de l'interface air-eau. Les flux de chaleur sont très importants surtout près de l'interface. Le plus intense est celui entre les deux premières cellules d'eau. Si on s'intéresse au flux à l'interface (ente le dernier nœud d'eau et le premier d'air), il augmente rapidement à cause de la chute de température brutale du dernier nœud d'eau, puis diminue suite à la diffusion de la chaleur (un champ de température plus homogène).

Le flux atteint de valeurs très importantes mais il faut rappeler que ce n'est qu'un test pour observer la cohérence de la méthode et que cette configuration (application soudaine d'un fort gradient de concentration) n'est pas réaliste.

3.2.2.3.3. Effets du travail et de la diffusion combinés

Dans la suite des essais précédents, on combine les deux termes de production de chaleur : le travail de compression sur le domaine d'air et le flux de chaleur latente de changement de phase sur le premier nœud d'eau. A l'état initial on considère que l'air est saturé en vapeur d'eau (comme il est probable que ça se passe dans le réservoir hydrostock après un certain temps d'attente) et une température de 293 K. On applique une variation de volume de $6m^3/s$ sur 30 secondes; le pas de temps et l'écart entre nœuds sont identiques à ceux du §3.2.2.3.1 (dx = 0,3 mm, dt = 2 ms).

Les grandeurs observées sont le flux de masse de vapeur entre nœuds d'air (Figure 48), la fraction massique de vapeur (Figure 49), la température (Figure 50) et le flux de chaleur dans tout le domaine (Figure 51).

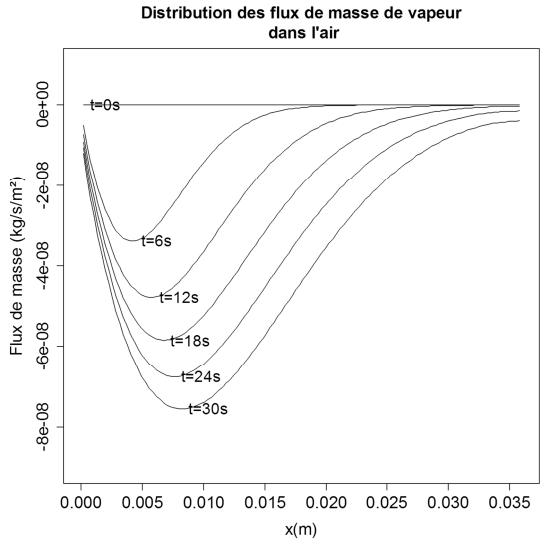


Figure 48 : distribution des flux de masse de vapeur ; compression + changement de phase

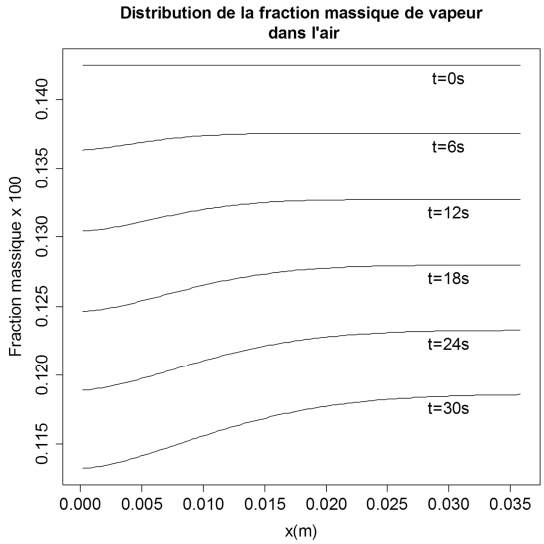


Figure 49 : distribution de la fraction massique de vapeur dans l'air

Le premier constat concernant les flux de masse (Figure 48) est qu'ils sont négatifs, c'est-à-dire qu'il se produit une condensation de vapeur. Ceci résulte de la fraction massique de vapeur dans l'air qui est plus forte là où la densité d'air est plus faible, c.à.d. là où c'est chaud, et donc loin de l'interface (voir Figure 49et Figure 50). Donc même si la température des nœuds proches de l'interface peut augmenter, ce qui fait augmenter la valeur maximale de vapeur contenable, ce potentiel de concentration n'augmente pas aussi vite que le potentiel de température. Donc l'augmentation des différences de densité d'air l'emporte sur celle des différences de densité (ou concentration) de vapeur.

L'allure des distributions de température est très similaire à celle obtenue avec le seul terme de travail dans l'air. Surtout parce que la différence se trouve notamment dans l'évolution de la température des premiers nœuds d'eau (c'est là qu'on y applique le flux lié au changement de phase) qui, au vu des capacités calorifiques et les flux de chaleur en jeu, ne subit que des variations de température très faibles en comparaison à l'air.

Le flux de chaleur (Figure 51), diffère de ce qui a été montré dans le §3.2.2.3.1 surtout dans l'intensité des flux dans l'eau. On y voit l'apport de la condensation qui double le flux initial. Ceci induit une augmentation de température des premières cellules d'air et donc une diminution du gradient de température et donc du flux de chaleur à l'interface.

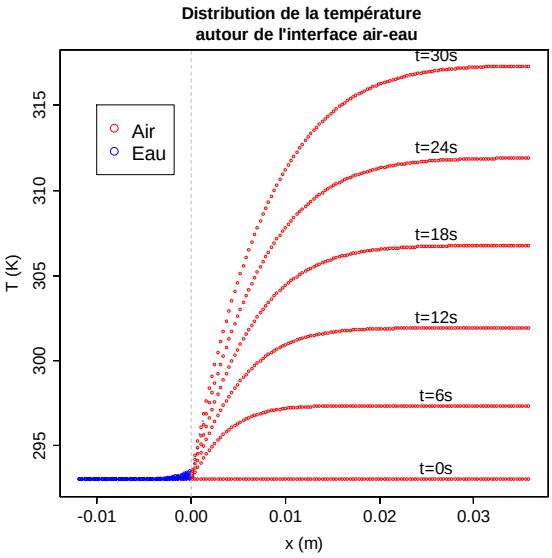


Figure 50 : distribution de la température ; compression + changement de phase

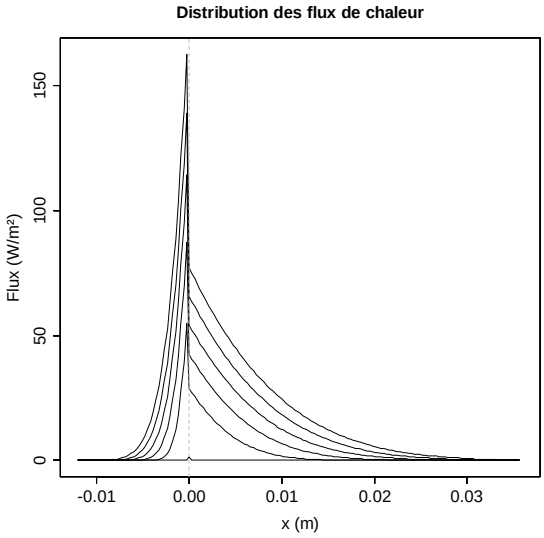


Figure 51 : distribution des flux de chaleur ; compression + changement de phase

Le flux de chaleur à l'interface est légèrement plus faible que dans le cas traité plus haut (la différence de température entre le premier nœud d'air et le dernier d'eau n'est que de 1% plus faible dans ce cas). La température pouvant inciter la vaporisation

Finalement en termes d'énergie transmise vers l'eau, l'ajout du terme de chaleur de changement de phase ne change pas grand-chose à l'évolution de l'état de l'air en comparaison à la seule prise en compte du travail.

3.2.2.4. Réflexions et conclusions pour le modèle global de réservoir

Quelques conclusions pour la construction du modèle global du réservoir d'accumulation sont présentées ici. Des éléments concernant les flux de masse puis un paragraphe sur la masse globale de vapeur dans l'air sont en particulier décrits.

3.2.2.4.1. Flux de masse

Pour structurer la réflexion, on analyse séparément les questions des flux de masse d'air et de vapeur pour les 4 phases d'un cycle de stockage-récupération.

- *Vapeur* :

Compression : L'interprétation de la loi de Fick, dans un milieu avec un gradient de densité globale, semble indiquer que l'échauffement de l'air, impliquant une augmentation de la densité relative de vapeur coté air chaud (loin de l'interface), peut induire une direction de flux dans le sens du gradient de température (flux de masse du coté chaud vers le froid). Dans notre cas cela implique une condensation de la vapeur.

Ainsi il est possible que l'augmentation de masse de vapeur soit faible, voire négative, durant la compression, et ceci malgré l'augmentation de la capacité d'absorption de vapeur dans l'air chaud.

La chaleur de changement de phase est supposée agir sur les premières couches d'eau en contact avec l'air. La vaporisation (ou condensation) potentielle aura dans ce cas d'abord un effet sur la température d'interface coté eau, qui risque d'en être peu modifiée, malgré l'importance de l'enthalpie de changement de phase, à cause du faible flux de masse attendu et de la capacité thermique importante de l'eau.

Attente après compression : durant cette phase, l'air refroidi. Il est donc probable que par la diminution de la limite de saturation en vapeur, et dans le cas où l'air aurait été saturé en vapeur à haute température, il y ait condensation. Ceci induirait un refroidissement supplémentaire dans le cas d'une présence importante de masse de vapeur dans l'air.

Détente : il s'agit là encore d'un refroidissement de l'air. Les remarques sont donc les mêmes que pour le cas précédant. La différence est cependant qu'il est possible que l'interface ait une température plus élevée que celle de l'air. Une évaporation serait donc possible si la limite de saturation n'y était pas plus faible dans l'air qu'à l'interface du fait du refroidissement.

Attente après détente : mêmes remarque que cas précédant.

- *Air* :

Pour les quatre phases : la dissolution de l'air dans l'eau par diffusion seule, c'est-à-dire en supposant pas ou peu de transport convectif, se fait à un rythme relativement lent, surtout comparé aux durées des compressions et des ''attentes'' envisagées dans le projet présent (1 à 2 minutes de compression, 1 jour à une semaine d'attente). Il semble donc raisonnable de négliger la variation de la masse d'air.

Pour des cas à plus grande échelle, il faudrait cependant prendre en compte cet aspect, et en faire l'objet d'études plus détaillées de la diffusion, puis de l'apparition de bulles d'air durant la détente.

Pour la suite des paragraphes on va supposer que les masses de vapeur et d'air ne varient pas.

3.2.2.4.2. Masse de vapeur dans l'air

L'air contenu dans le réservoir de stockage est en contact direct avec de l'eau. Le volume disponible étant relativement faible, il est raisonnable de penser qu'à l'état initial (température ambiante et pression de pré-charge de stockage) l'air est saturé en vapeur d'eau. La question se pose de savoir s'il est utile ou non de prendre en compte la masse de vapeur dans le modèle de prédiction du comportement du réservoir.

Prenons la loi des gaz parfaits décrivant l'état d'un composant i de l'air :

$$P_i.V = m_i.R_{s_i}.T \qquad 3.43$$

La masse du composant i peut donc être connue par sa pression partielle, le volume disponible, la température moyenne T et la constante spécifique de l'élément considéré (R_{s_i}).

Dans le cas de l'air saturé en vapeur d'eau, la pression partielle de la vapeur est égale à la pression de vapeur saturante (P_{v_sat}) qui dépend de la température. Par exemple, à 20 °C, $P_{v_sat} = 2340\ Pa$.

La constante spécifique de la vapeur est $R_{s_vap} = 462\ J.kg^{-1}.K^{-1}$. Ainsi à une température de 20 °C la masse de vapeur d'eau par m^3 d'air est de l'ordre de 17 g.

La pression P de l'air humide est la somme des pressions partielles P_i de chaque composant. Si on se trouve à une pression $P = 1\ bar$, la pression partielle d'air sec est de l'ordre de $P_{air} = 0{,}98\ bar$ ce qui implique une masse d'air sec de l'ordre de 1160 g.

Dans ce cas la masse de vapeur est négligeable par rapport à celle de l'air sec. La pression de vapeur saturante augmentant rapidement avec la température, la masse de vapeur pouvant être contenue par unité de volume peut être relativement importante.

Par exemple, si on pouvait maintenir le réservoir de stockage de 1 m^3 à 100 °C, avec la même masse initiale d'air, la pression partielle de vapeur saturante serait équivalente à celle de l'air et si on attendait suffisamment pour que l'air se sature en eau, la masse de vapeur serait de l'ordre de 600 g!

Mais ces conditions ne sont pas atteignables et on a vu dans les paragraphes précédents que la variation de la masse de vapeur est potentiellement faible.

Dans la suite des considérations sur la modélisation de l'état de l'air, ce dernier sera donc considéré comme étant sec.

3.2.3. Modèle global de transfert de chaleur

Le chapitre précédant donne des indications sur les échanges possibles à l'interface air-eau. Ici on s'intéresse aux échanges thermiques entre l'air et tout son environnement (terme δQ de l'équation de l'énergie) par une modélisation globale du système. Ce modèle d'échange de chaleur global vise à reproduire le comportement thermique en régime transitoire des différents composants du réservoir de stockage.

3.2.3.1. Modélisation d'ensemble

Le mode de transfert de chaleur supposé à l'intérieur du réservoir d'accumulation est la convection naturelle seule, qui est guidée par la différence de température entre l'air et le milieu en contact avec l'air et caractérisé par un coefficient d'échange convectif. Dans notre cas le milieu externe est composé de la paroi métallique du réservoir et l'eau (Figure 52). Ces deux éléments sont en contact entre eux et avec les parois sont elles-mêmes en contact avec l'air extérieur.

Cet ensemble de corps et les flux de chaleur qui s'y produisent sont modélisés par un ensemble d'éléments résistifs et capacitifs. Un schéma équivalent d'ensemble, en analogie électrique, est illustré par la Figure 53-A.

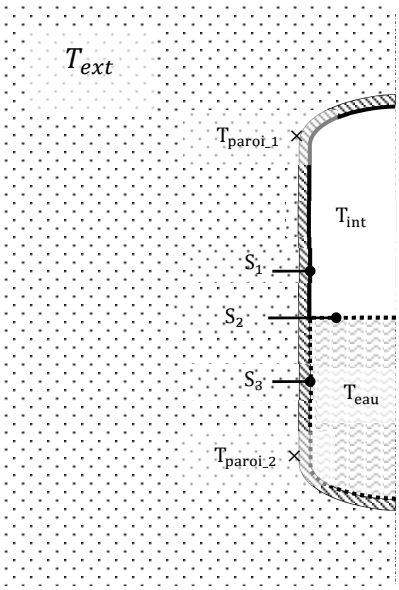


Figure 52 : grandeurs thermiques du modèle de réservoir

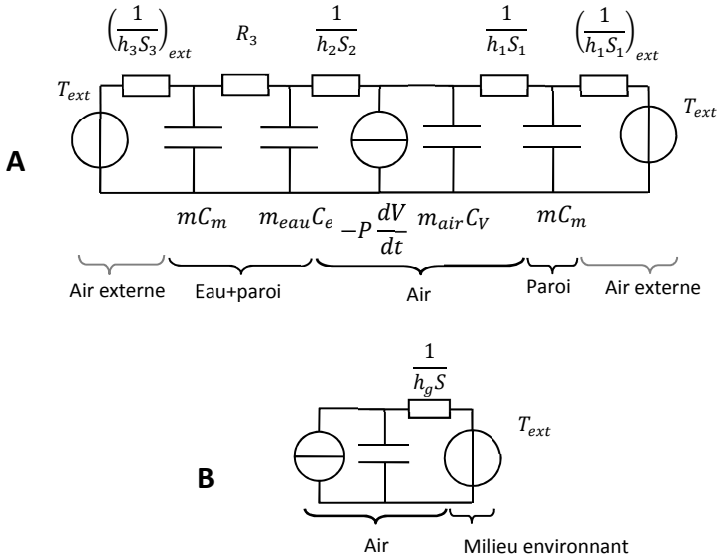


Figure 53 : équivalence électrique pour le modèle de transfert de chaleur global- modèles ''complet'' (A) et simplifié (B)

La partie centrale de la Figure 53-A, avec un générateur de courant et un élément capacitif, modélise la génération de puissance associée au travail mécanique fourni à l'air et la capacité d'accumulation de chaleur de l'air ; ce dernier élément fixe la température de l'air en fonction du bilan de flux global.

Ensuite ce schéma global se développe dans deux directions : celles des flux traversant les surfaces S1 (interface métallique) et S2 (interface air-eau) (Figure 52). Les deux éléments résistifs correspondants sont associés à des coefficients de convection naturelle interne. Puis les éléments capacitifs suivants modélisent les capacités d'accumulation de chaleur de la paroi métallique en contact avec l'air interne et celle de l'eau. La résistance thermique de la paroi métallique est négligée du fait d'un nombre de Biot très faible. Ce nombre compare le coefficient d'échange convectif à la résistance thermique de conduction de l'élément considéré ($Bi = hL_c/\lambda$). Ici la longueur caractéristique de la paroi est son épaisseur, la conductivité de l'acier est de l'ordre de 30 W/m/K et les valeurs de coefficients convectifs globaux (transferts par la paroi et l'eau) maximales mesurées sont de l'ordre de 40 W/m²/K ; en supposant que la majeure partie de l'échange se fait par la paroi métallique, le nombre de Biot correspondant est de l'ordre de 0,018. Il est admis que quand cette valeur est inférieure à 0,1 on peut faire l'hypothèse que la différence de température suivant l'épaisseur est négligeable devant les autres différences de température ce qui permet de modéliser la paroi comme une simple capacitance.

L'eau est en contact avec la paroi du réservoir par la surface S3. A ce niveau on introduit une résistance (R3) qui devrait prendre en compte l'épaisseur d'eau et un coefficient convectif sur S3. Ici, les parties haute et basse du réservoir sont séparées puisqu'il est vraisemblable que la température moyenne y soit différente ; on pourrait sinon utiliser un seul élément pour la paroi et mettre les flux de S1 et S2 en parallèle.

Enfin, pour modéliser l'air externe on introduit une résistance thermique de convection puis une source de température idéale ; ceci pourrait se modéliser comme un accumulateur de grande capacité également.

Ce schéma relativement complexe peut se simplifier en faisant un certain nombre d'observations et hypothèses :

- Il semble assez compliqué d'obtenir des valeurs pertinentes pour chacune des résistances thermiques internes indiquées séparément (air-acier ; air-eau).
- Les capacités calorifiques de l'acier et de l'eau sont bien plus importantes que celle de l'air. Prenons l'exemple du cas de compression produisant l'élévation de température la plus forte : une compression sans flux de chaleur (adiabatique), d'une masse de 1,2 (masse contenue dans 1 m^3 d'air à 1,013 bar à 293 K) portée à 40 bar. Ceci produit une élévation de température de 548 K avec un volume final de 0,07 m^3.

  La capacité calorifique de l'air est de 860 J/K (1,2 kg x 714 J/(kg.K)). La masse d'acier en contact avec le volume final d'air est de l'ordre de 94 kg, valeur fonction de la masse totale de 800 kg d'acier et du volume final de 0,07 m^3. La capacité calorifique de cette masse est de 47 kJ/K (94 kg x 500 J/(kg.K)).

  Dans le cas où toute l'énergie thermique de compression, celle représentée par l'augmentation de température, était transférée exclusivement aux 94 kg d'acier, la température de paroi augmenterait de 10 K c'est-à-dire 1,8% de 548 K, pourcentage qui correspond au rapport des capacités calorifiques air-paroi. Ce rapport augmente avec la

pression initiale d'air, par exemple avec 5bar de pression initiale le rapport serait de 4,2%.

A la capacité calorifique de la paroi il faudrait ajouter celle de l'eau, mais ce calcul donne déjà des indications sur le problème. Il faut se rappeler que la capacité calorifique de l'eau est assez élevée (la capacité massique est de 4 kJ/(kg.K)) et la masse pouvant stocker la chaleur résiduelle est de près de 1000 kg.

Il semble donc raisonnable de considérer que l'effet de l'augmentation de température de l'environnement immédiat est négligeable sur le calcul des flux de chaleur. Cet environnement sera modélisé comme une source de température idéale. Les résistances thermiques internes seront prises en compte par un coefficient d'échange global. Le modèle d'échange global qui en résulte est illustré par la Figure 53-B. Si nécessaire, suite aux observations expérimentales ou autres considérations, le modèle peut être complété par des éléments présentés par le modèle complet.

L'estimation du coefficient d'échange de chaleur global fait l'objet du paragraphe suivant.

3.2.3.2. Relations empiriques

On trouve dans [16] une relation empirique de coefficient d'échange convectif global interne pour des réservoirs hydropneumatiques à haute pression (jusqu'à 300 bar) utilisées dans les réseaux hydrauliques.

Le coefficient d'échange est donné au travers du nombre de Nusselt (expression 3.44). Les auteurs proposent une relation entre ce dernier, le nombre de Rayleigh, un facteur de forme et une température adimensionnée. Le nombre de Rayleigh (Ra^*, expression 3.45) est un nombre sans dimension qui représente le rapport entre la chaleur transportée par l'écoulement créé par les forces de flottaison et celle qui est transportée par conduction. Un facteur de forme F (expression 3.46), permet de prendre en compte le fait que certains rapports hauteur-diamètre peuvent favoriser l'échange de chaleur (effets de bord). Quant à la température adimensionnée (T^*, expression 3.47), c'est une variable qui permet, selon les auteurs, de mieux prendre en compte l'effet de température sur le flux de chaleur.

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda} \qquad 3.44$$

$$Ra^* = \frac{\rho^2.g.\beta.\left(T_{air} - T_{paroi}\right).L^3.C_v}{\mu.\lambda} \qquad 3.45$$

$$F \equiv \frac{V}{S.D} = \frac{\frac{L}{D}}{2 + \frac{4L}{D}} \qquad 3.46$$

$$T^* = \frac{T_{paroi}}{T_{air}} \quad 3.47$$

$$Nu_{P.O.90} = 22{,}2.\, Ra^{*0{,}260}.\, F^{2{,}156}.\, T^{*-1{,}170} \quad 3.48$$

La relation empirique indiquée dans [16] est donnée par l'expression 3.48.

Dans le cas de la référence citée, l'air était comprimé par un piston métallique poussé par de l'huile. La différence majeure avec notre cas est que l'air sera comprimé par de l'eau. Il sera vérifié lors des essais si la relation empirique présentée est valide pour le réservoir utilisé.

3.2.4. Lois d'état et comportement des gaz parfaits et gaz réels

3.2.4.1. Ecarts à la loi des gaz parfaits

Rappelons l'équation d'état d'un gaz parfait :

$$P.\, v_{gp} = R.\, T \quad 3.49$$

Où v_{gp} est le volume molaire du gaz parfait et R la constante universelle des gaz parfaits.

Si l'on étudie l'évolution de $P.\, v$ en fonction de la pression, à température constante, on constate que ce produit n'est pas toujours égal à RT. Ce phénomène est quantifié par le coefficient (ou facteur) de compressibilité Z propre à chaque gaz ; il est défini comme le rapport entre le volume molaire réel (v) et le volume molaire de gaz parfait et il dépend de la température et de la pression du gaz [17].

$$Z(T,P) = \frac{v}{v_{gp}} = \frac{P.\, v}{R.\, T} = \frac{P.\, V}{m.\, R_S.\, T} \quad 3.50$$

L'évolution de Z dépend du gaz. Des valeurs expérimentales de Z pour le cas de l'air sec sont illustrées sur le graphique de la Figure 54 [18].

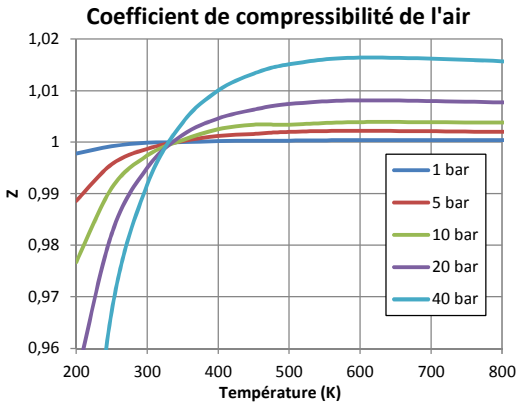


Figure 54 : coefficient de compressibilité de l'air sec pour différents couples ''P-T'' ; [18].

Les écarts les plus importants par rapport à 1 apparaissent pour la plus haute pression et aux basses températures c'est-à-dire aux volumes molaires les plus faibles.

La valeur de Z peut être prédite et éventuellement intégrée dans un modèle décrivant l'évolution de l'état de l'air sec par différents modèles de la littérature. Le modèle du viriel est présenté dans le paragraphe suivant.

3.2.4.2. Loi d'état d'un gaz réel

Parmi les équations d'état de gaz réel existantes, l'équation du viriel est relativement pratique d'utilisation. Elle définit le coefficient de compressibilité comme étant le développement en série de P/RT:

$$Z = \frac{P.v}{R.T} = 1 + B.\frac{P}{RT} + C.\left(\frac{P}{RT}\right)^2 + \cdots \quad 3.51$$

Il est possible de limiter le nombre de termes du viriel si la densité reste suffisamment faible. Dans [17] cette condition est déterminée par la valeur du volume molaire réduit ($v_r \equiv v/v_c$) qui doit être supérieure à environ 2. Le terme (v_c) est le volume molaire critique (dans le cas de l'air sec : $v_c = 9{,}3e-5\ \{m^3/mol\}$) = c'est une image de la masse volumique critique à laquelle une transition de phase va se produire. Pour l'air, la limite de validité évoquée plus haut est atteinte pour 60bar à 180K, pour 40bar à 160K etc.

La valeur du deuxième coefficient du viriel B peut être définie en fonction de paramètres adimensionnés qui sont la pression réduite P_r et la température réduiteT_r de l'élément considéré. L'adimensionnement est fait par rapport à l'état critique de l'élément:

$$P_r \equiv \frac{P}{P_c} \quad 3.52$$

$$T_r \equiv \frac{T}{T_c} \quad 3.53$$

Où P_c et T_c sont respectivement la pression et la température critiques de l'élément. Dans le cas de l'air sec, $P_c = 3{,}769\ MPa$ et $T_c = 132{,}6\ K$ [19].

K. S. Pitzer et ses collaborateurs ont introduit un troisième facteur qui est le facteur acentrique ω [17] :

$$\omega = -1 - \log(P_r(sat))_{Tr=0,7} \quad 3.54$$

La valeur $P_r(sat)$ est la pression de vapeur réduite à la température réduite de 0,7. Pour l'air sec $\omega = -0{,}004$ [19].

La corrélation permettant d'obtenir B est donnée par l'équation 3.55 [17].

$$B = \frac{R.T_c}{P_c}(B^0 + \omega.B^1) \qquad 3.55$$

Où les fonctions B^0 et B^1 sont basées sur la température réduite T_r :

$$B^0 = 0{,}083 - \frac{0{,}422}{T_r{}^{1{,}6}} \qquad 3.56$$

$$B^1 = 0{,}139 - \frac{0{,}172}{T_r{}^{4{,}2}} \qquad 3.57$$

L'expression 3.51 peut se réécrire de la manière suivante :

$$\frac{P.v}{R.T} = 1 + \frac{P_r}{T_r}(B^0 + \omega.B^1) \qquad 3.58$$

L'utilisation de ces corrélations pour la prédiction du coefficient de compressibilité produit un écart aux mesures de la Figure 54 inférieur à 1% comme il est illustré sur la Figure 55.

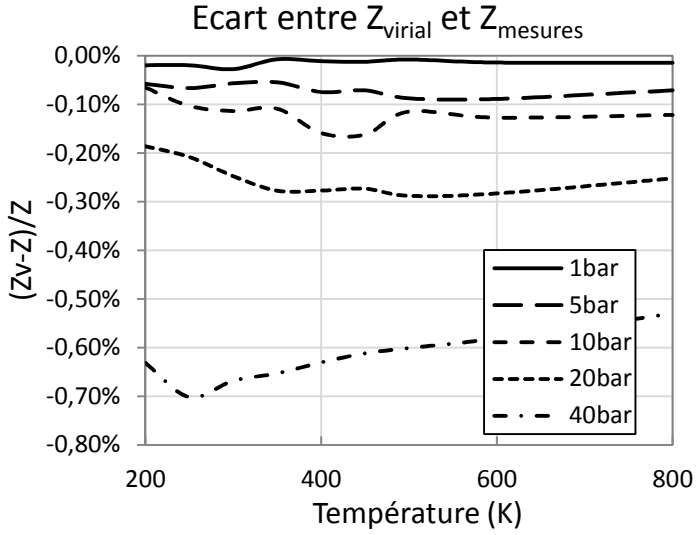


Figure 55 : écart de prédiction du coefficient de compressibilité

Ce modèle nous permet de juger de la validité de la loi des gaz parfaits dans l'équation de l'énergie permettant de calculer l'évolution de la pression de l'air, détaillé au chapitre suivant.

Les situations où l'écart au comportement réel est important peuvent apparaître lors de détentes rapides à partir de hautes pressions, voir Figure 54.

Lors des essais réalisés à ce jour, la pression d'air et la température moyenne n'ont pas excédé 16 bar absolus et environ 250 K. Dans ce cas, l'utilisation d'un coefficient de compressibilité égal à 1 implique une erreur inférieure à 1% dans le calcul de la masse ou de la température moyenne, en utilisant l'équation des gaz parfaits, à partir de mesures

de volume et pression. Cette erreur sera négligée par rapport aux autres sources d'incertitude (mesure de volume par exemple).

3.2.4.1. Autres propriétés de l'air

Il paraît utile, pour la suite des études qui concernent notamment l'analyses de régimes de transfert thermiques, de discuter ici des autres propriétés importantes de l'air c'est-à-dire la conductivité thermique, la viscosité dynamique et la capacité thermique.

3.2.4.1.1. Conductivité thermique

Selon la théorie cinétique des gaz, la conductivité ne devrait pas dépendre de la pression [13] mais seulement de la température; cependant on peut trouver dans [20] que l'écart entre les conductivités de l'air sec à 1 bar et 40 bar, à 300 K, peut-être de l'ordre de 7%.

La Figure 56 illustre les valeurs recommandées de conductivité pour différents couples (P, T) ainsi que les valeurs obtenues par le modèle donnée dans [20]. Les auteurs ont compilé des données expérimentales et autres compilations d'un total de 19 auteurs. Ils ont ensuite observé l'écart entre cet ensemble de valeurs et les valeurs recommandées pour en conclure que l'incertitude maximale est au maximum de 4% en général et 2,5% pour des températures supérieures à 400 K. On lit aussi sur les graphiques d'écarts illustrés des mêmes auteurs, que, pour des pressions inférieures à 100 bar, les valeurs mesurées ne dévient que de 3% des recommandations.

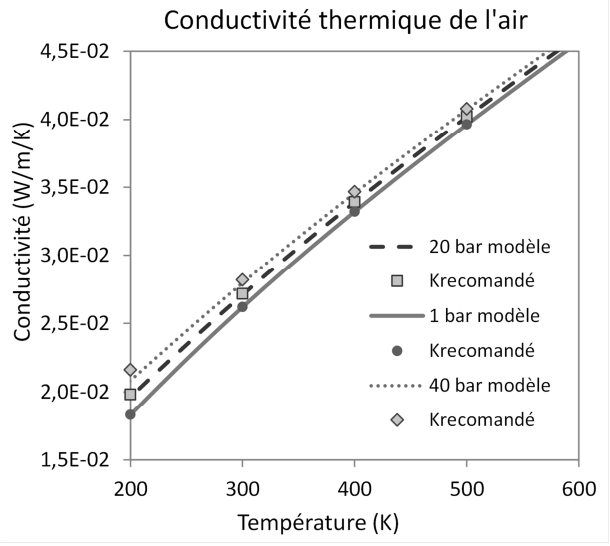


Figure 56 : conductivité thermique de l'air pour différents couples P-T [20]

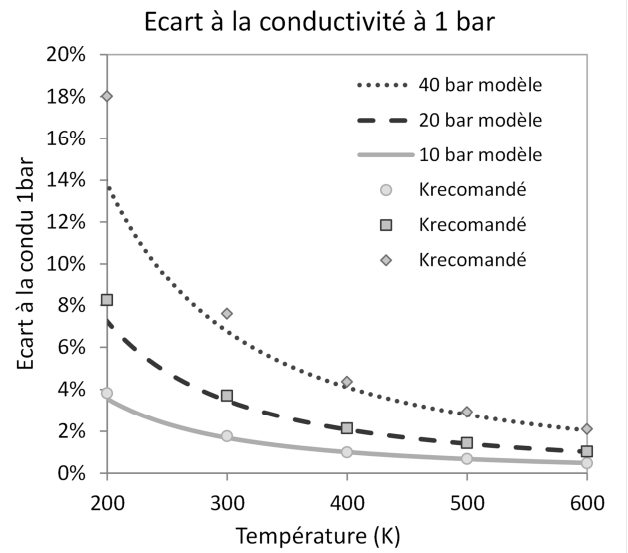


Figure 57 : écart à la conductivité à 1 bar de l'air pour différents couples P-T [20]

La Figure 57 donne les valeurs de l'écart entre les conductivités à différentes pressions et la conductivité à 1bar sur la plage de température 200-600 K. Dans le cas des pressions modérées (<15-20 bar), l'écart à la conductivité à pression atmosphérique est du même ordre de grandeur que l'incertitude. Dans ces situations, pour les essais en réalisés, on peut utiliser les valeurs de conductivité à pression atmosphérique dont l'expression 3.59

donne une bonne approximation (écart <1% sur 250-500 K par rapport aux valeurs à pression atmosphérique) :

$$\lambda(\mathrm{T}) \cong \mathrm{T}.7{,}199.10^{-5} + 422{,}8.10^{-5} \qquad 3.59$$

Pour des pressions plus élevés, ou plutôt des densités plus élevées, l'expression polynomiale proposée par Hanley que l'on lit dans [20] est en bon accord avec les valeurs recommandées et mesurées. L'expression est composée d'un terme de conductivité du gaz à pression atmosphérique qui est considéré être seulement fonction de la température ($\lambda_{OR}(T_R)$, T_R : température réduite), et d'un terme d'écart, ou résiduel, de conductivité qui est fonction de la densité ($\Delta\lambda_R(\rho_R)$, ρ_R : densité réduite).

$$\lambda(\rho, T) = \lambda_{OR}(T_R).\Lambda + \Delta\lambda_R(\rho_R).\Lambda \qquad 3.60$$

$$T_R = \frac{T}{T_C} \qquad 3.61$$

$$\rho_R = \frac{\rho}{\rho_C} \qquad 3.62$$

Les deux termes utilisés dans l'expression 3.60, sont des suites polynomiales pour lesquelles on utilise un nombre total de 13 coefficients (!) qu'on trouve dans [20].

3.2.4.1.2. Viscosité dynamique

La viscosité est, à pression atmosphérique, seulement fonction de la température. Pour que les valeurs de viscosité commencent à s'écarter des valeurs à pression ambiante, les densités doivent être très importantes. Le graphique suivant, Figure 58, donne les écarts entre la viscosité à différentes pressions et les valeurs à 1 bar pour la plage de températures 200-600 K.

Les modèles de prédiction de la viscosité aux hautes densités utilisent un nombre de coefficients qui peut être assez élevé (10 ou 20 sur des documents comme [21] ou [22]). Dans le cas du projet présent les densités devraient rarement atteindre des grandes valeurs (c.à.d. des zones autour des températures de l'ordre de 250 K à 25-30 bar) pour lesquelles l'écart aux valeurs à 1 bar commence à devenir supérieur à 3%.

On va donc estimer la viscosité à 1 bar à partir de la loi de Sutherland dont une forme simplifiée est indiquée ci-dessous [23] :

$$\mu(T) = \lambda_\mu.\frac{T^{3/2}}{T + C} \qquad 3.63$$

Pour l'air $\lambda_\mu = 1{,}51.10^{-6}\, Pa.s.K^{-1/2}$ et $C = 120\, K$ [23], dont les informations sont tirées de [24]. L'écart des valeurs données par cette expression aux valeurs de viscosité données dans [21] dont l'incertitude est estimée par les auteurs à 2%, est au maximum de 0,7%.

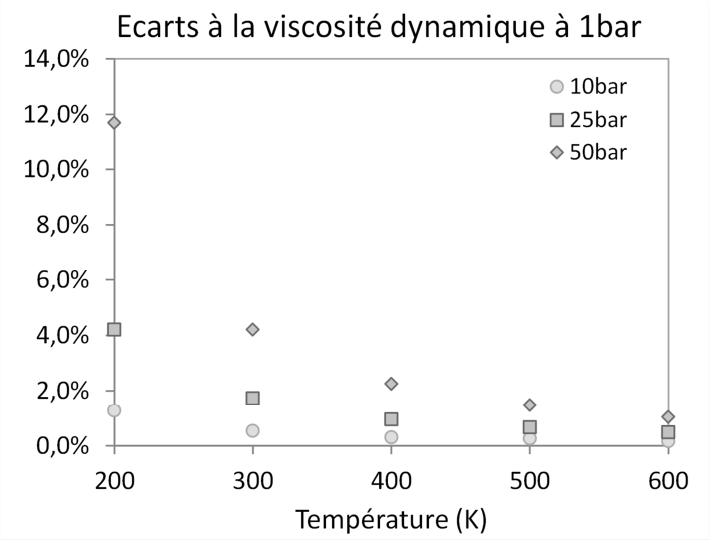


Figure 58 : écarts à la viscosité dynamique à pression ambiante

3.2.4.1.3. Capacité thermique

La capacité thermique massique pour un processus infinitésimal quasi-statique à volume constant est définie de la manière suivante :

$$C_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V \{J/kg/K\} \qquad 3.64$$

Cette valeur est fonction de la température et de la pression ; cependant ce deuxième facteur est assez peu influant. Le calcul des propriétés des gaz réels décrit dans [25] et dont les équations de base sont présentées dans le paragraphe 0, permet d'estimer qu'à 293 K, à 40 bar, la capacité calorifique à volume constant ne dévie que d'environ 1% par rapport à sa valeur à pression atmosphérique ; cet écart diminue avec l'augmentation de la température et la diminution de la pression.

Pour l'instant on va considérer le gaz comme semi-parfait en ne prenant en compte que l'influence de la température sur C_V.

La relation suivante, qui est en bon accord avec les valeurs à pression atmosphérique, est utilisée pour la suite des études :

$$C_V(T) = -5{,}56.10^{-7}.T^3 + 1{,}07.10^{-3}.T^2 - 0{,}45.T + 770{,}8 \qquad 3.65$$

L'expression 3.65 a été obtenue par une régression polynomiale à partir des valeurs disponibles dans [26]. L'incertitude des valeurs utilisées pour cette expression est de l'ordre de 2%. L'écart maximal aux valeurs utilisées comme référence est de 0,1%.

3.2.4.2. Energie interne

On s'intéresse ici aux écarts que peut provoquer l'utilisation de la loi des gaz parfaits par rapport à un modèle de gaz réel lors des prédiction d'évolution de la température et la

pression par l'utilisation du premier principe. Ce dernier s'écrit, sous forme différentielle, pour un volume clos, de la manière suivante :

$$du = \delta q + \delta w \tag{3.66}$$

La variation d'énergie interne du peut s'écrire en fonction des variables indépendantes T et V de la manière suivante :

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v . dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T . dv = C_v . dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T . dv \tag{3.67}$$

Dans le cas des gaz parfaits $(\partial U/\partial V)_T = 0$.

A partir de l'équation 3.66 et de l'utilisation de l'expression de la variation d'entropie pour un gaz réel, dont les détails figurent dans [17], on peut écrire pour un gaz réel :

$$du = C_v . dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V - P\right] . dv \tag{3.68}$$

La combinaison des équations 3.66 et 3.68 donne l'expression du premier principe pour d'un gaz réel :

$$C_v . dT = \delta q - T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v . dv \tag{3.69}$$

L'expression du premier principe pour un gaz parfait devient :

$$C_v . dT = \delta q - P . dv \tag{3.70}$$

Dans le cas d'un gaz réel, le terme $(\partial P/\partial T)_v$ dépend de l'équation d'état utilisée.

Si on reprend le modèle présenté dans le paragraphe 3.2.4.2 pour la loi d'un gaz réel avec seulement le premier coefficient du viriel, l'expression de la pression est la suivante :

$$P = \frac{RT}{v - B} \tag{3.71}$$

La dérivée partielle de la pression par rapport à la température s'écrit :

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_v = \frac{R}{v - B} + \frac{TR}{(v - B)^2}\frac{dB}{dT} \tag{3.72}$$

D'après l'équation 3.55 et sachant que $T_r \equiv T/T_c$, la dérivée du second coefficient du viriel peut s'écrire :

$$\frac{dB}{dT} = \frac{R}{P_c}\left(\frac{dB^0}{dT_r} + \omega . \frac{dB^1}{dT_r}\right) \tag{3.73}$$

L'expression 3.72 peut se réécrire pour obtenir ceci :

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_v = \frac{R}{v-B}\left[1 + \frac{TR}{(v-B)P_c}\left(\frac{0{,}675}{{T_r}^{2{,}6}} + \omega.\frac{0{,}722}{{T_r}^{5{,}2}}\right)\right] \quad 3.74$$

Cette expression est utilisée dans l'équation de l'énergie (expression 3.75) pour pouvoir ensuite quantifier l'évolution de la température et de la pression.

3.2.5. Prédiction de la pression par le premier principe

3.2.5.1. Equations générales et méthode

La prédiction de la température, puis de la pression, de l'air contenu dans le réservoir de stockage se fait à partir du bilan de puissance, qu'est le premier principe évoqué par l'expression 3.66, appliqué à l'air sec contenu dans le réservoir d'accumulation. La voici écrite dans sa forme utilisée pour un gaz réel en fonction du temps :

$$C_v.\frac{dT}{dt} = \delta q - T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v.\frac{dv}{dt} \quad 3.75$$

En multipliant par le nombre de moles, $n = m\{kg\}/M\{kg/mol\}$, on peut récrire ceci en quantités non plus molaires mais massiques :

$$_{m.}C_V.\frac{dT}{dt} = \delta Q - T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V.\frac{dV}{dt} \quad 3.76$$

L'expression 3.74 est également reformulée, en introduisant le nombre de moles, pour utiliser directement le volume disponible à la place du volume molaire.

La masse est considérée constante sur les durées étudiées et elle est estimée à l'instant initial à partir des température, pression et volume initiaux en utilisant la loi d'état qui convient ; l'équation 3.58 est utilisée pour cela après y avoir introduit les grandeurs ''massiques''.

La capacité thermique massique (C_V) est estimée par l'expression 3.65 en fonction de la température. Le terme $-\frac{dV}{dt}$ est estimé être égal au débit volume d'eau introduit dans le réservoir.

L'équation 3.76 permet d'obtenir une estimation de l'évolution de la température moyenne de l'air par intégration numérique en connaissant le travail appliqué à l'air et le flux de chaleur (δQ) généré par la différence de température entre l'air et le milieu en contact immédiat avec l'air.

L'obtention expérimentale de ce terme est présentée dans le paragraphe 4.3. L'expression générale du flux de chaleur est fonction d'un coefficient d'échange convectif (h) d'une surface d'échange (S) et de la différence de température entre le milieu externe et l'air interne (équation 3.77).

$$\delta Q = h_g . S . (T_{amb} - T) \qquad 3.77$$

Un coefficient d'échange global (cf. §3.2.3) est utilisée puisque facilement observable expérimentalement et dont la modélisation par une relation empirique donne des résultats corrects.

L'intégration numérique de l'équation 3.76 est faite en utilisant le logiciel Matlab-Simulink en utilisant une modélisation par schéma bloc.

Le schéma implémenté pour le cas d'un gaz réel a l'allure suivante :

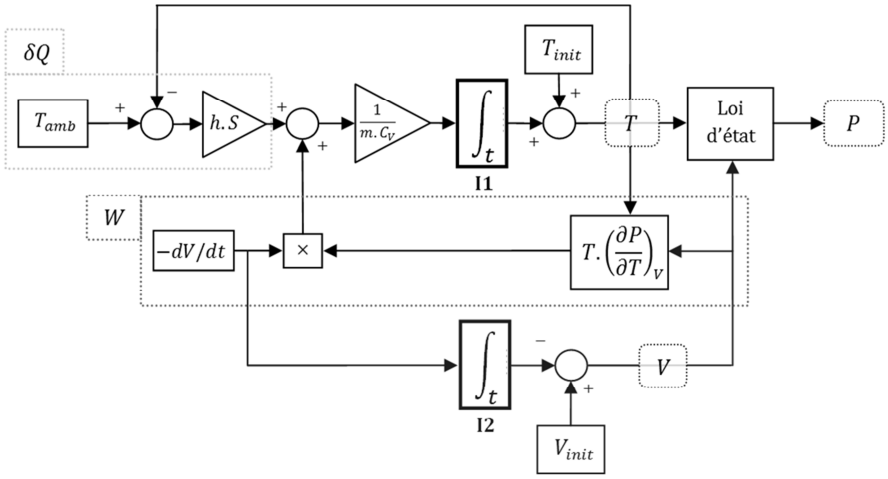


Figure 59 : schéma fonctionnel pour le calcul de l'état de l'air- gaz réel

Dans le cas d'un gaz parfait, l'expression $T.\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V$, équation 3.74, est remplacée par l'utilisation directe de la pression calculée par la loi d'état d'un gaz parfait (équation 3.71).

Deux intégrations sont faites simultanément. La première (I1) concerne la résolution de l'équation de l'énergie pour l'obtention de la température. La deuxième (I2) est utilisée pour le calcul du volume d'air.

3.2.5.2. Comparaison des lois d'état

On se propose d'estimer l'écart obtenu entre l'utilisation de l'expression de l'énergie interne d'un gaz parfait et celle d'un gaz réel, lors de la prédiction de l'évolution de la pression et de la température.

On réalise 4 cas test idéaux ou l'on simule des évolutions isentropiques ($\delta Q = 0$) de l'air (2 compressions et 2 détentes). On configure un débit constant de 30m^3/h (positif ou négatif selon le cas) et une température initiale de 293K. Le débit est appliqué tant que la pression de gaz parfait ou le volume (lors de la détente) n'atteint pas la valeur finale souhaitée.

On présente dans le Tableau 3 les résultats en indiquant la configuration du calcul et le résultat en termes de densité finale, pression et température. Les valeurs absolues en ''pourcent'' représentent les écarts de résultat absolu ''modèles gaz parfait (GP) – gaz réel

(GR)'' rapportés aux variations de pression et de température (''état initial – final'') calculées par le modèle de gaz parfait.

	$P_0\ (bar)$	$V_0\ (m^3)$	$P_{f_GP}(bar)$	$P_{f_GR}(bar)$	$T_{f_GP}(K)$	$T_{f_GR}(K)$	$\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
Comp1	2	0,8	40,00	40,78(2%)	679,7	684,9(1,3%)	20
Comp2	30	0,8	40,00	40,03(0,3%)	319,3	320,9(6%)	44
Det1	40	0,3	30,00	29,73(2,7%)	270,9	269,4(6,8%)	39
Det2	40	0,3	9,93	9,64(1%)	197,6	193,5(4,2%)	17

Tableau 3 : comparaison des résultats des quatre cas test

Les valeurs d'écart en ''pourcent'' sont assez élevées (surtout pour la température) puisque rapportées aux variations par rapport à l'état initial ; en valeurs brutes les écarts restent modestes. Les écarts les plus forts sont obtenus aux densités les plus fortes ($\sim P/T$), comme déjà évoqué dans le §3.2.4.2, pour lesquelles l'effet de compressibilité réel devient plus fort.

Les écarts en termes de pression finale ''brute'' étant du même ordre de grandeur assez faible et vu qu'il est beaucoup plus simple à implémenter le calcul en supposant un comportement de gaz parfait, dans le modèle global on utilise par la suite le modèle de gaz parfait.

3.2.6. Eléments sur le rendement de stockage

3.2.6.1. Facteurs influant sur le rendement

Dans un accumulateur pneumatique, l'énergie est stockée sous forme d'énergie potentielle de pression qui dépend de la pression et du volume auxquels une certaine masse d'air est portée.

La valeur de la pression au cours d'une compression/détente suit un parcours qui est fonction de la loi d'état du gaz et du bilan d'énergie qui y est appliqué : équilibre entre les termes de travail ($-PdV/dt = P.q_V$) et de flux de chaleur ($hS\Delta T$). Ce dernier est lié au coefficient d'échange global, et c'est en fonction de son importance que les transformations que subit l'air seront plutôt isothermes, adiabatiques ou de type polytropiques.

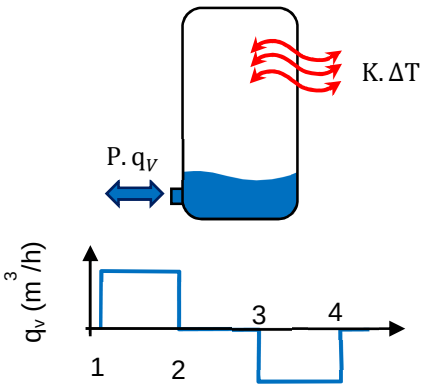


Figure 60 : schèmatisation du probléme étudié

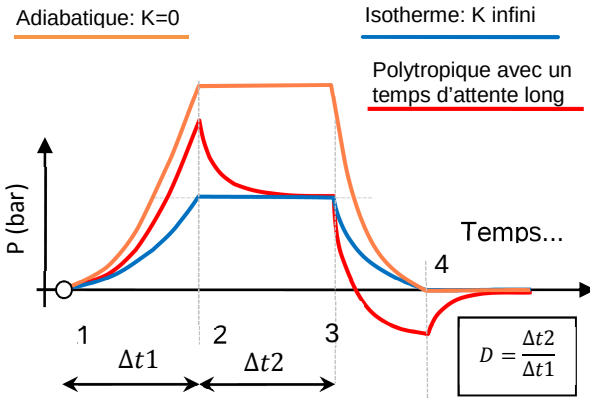


Figure 61 : évolution dans le temps de la pression pour 3 valeurs de K

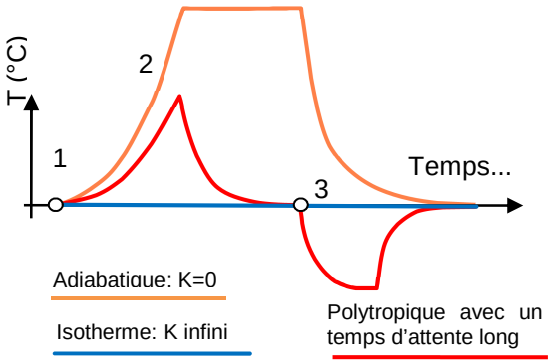


Figure 62 : évolution dans le temps de la température pour 3 valeurs de K

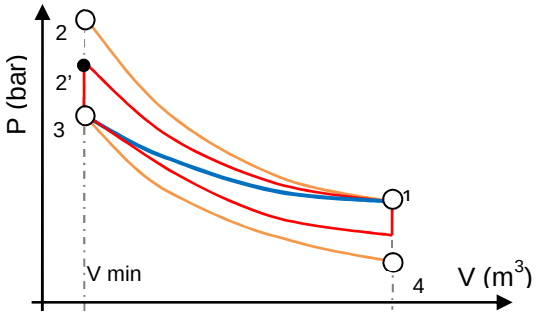


Figure 63 : diagramme PV

Le rendement correspond à la part récupérable de l'énergie initialement fournie à l'accumulateur. L'étude de l'évolution de la pression lors d'un cycle ''stockage-récupération'' peut être utile pour se rendre compte du rôle joué par le terme de transfert de chaleur sur ce rendement.

Imaginons un cycle à débit d'eau constant successivement entrant et sortant dans une chambre de compression. La compression et la détente sont séparées d'un temps d'attente. On y observe l'évolution de la pression pour des cas à différents coefficients d'échange désignés par K ($K \sim hS$).

Le problème est schématisé par la Figure 60. Les valeurs de pression et de température des Figure 61 et Figure 62 sont seulement indicatives.

Durant la phase à débit positif (entre les instants 1 et 2), la pression dans le réservoir augmente de façon plus ou moins importante selon la valeur de K (Figure 61). La pression plus importante du cas adiabatique est due à la pression supplémentaire que représente l'élévation de température dans le cas où le flux de chaleur serait faible ou nul (Figure 62). La Figure 63 illustre l'évolution pression-volume pour les cas indiqués.

Suite à la compression, l'air peut subir un refroidissement dans les cas où il a été chauffé et que le réservoir n'est pas thermiquement isolé (cas polytropique) ; ceci produit une chute de pression plus ou moins importante en fonction du temps séparant la fin de la compression du début de l'attente.

La détente se déroule selon un comportement analogue à celui de la compression mais avec des variations de température et pression opposées. On notera que les évolutions isotherme et adiabatique portent la pression et la température au point initial alors que dans un cas polytropique où le temps d'attente aurait été long, pour la même variation de volume, la pression en fin de détente est inférieure à la pression initiale.

Le rendement du cycle correspond finalement au rapport entre l'énergie obtenue durant la détente (période 3-4) et l'énergie fournie durant la compression (instants 1-2). Ce rendement d'accumulation (η) est défini ici par l'expression 3.78.

$$\eta = \frac{\int_4^3 P.dV}{\int_1^2 P.dV} \qquad 3.78$$

Dans le cas la plus probable où l'évolution polytropique, le niveau de la pression au point 3 dépend du niveau de pression à la fin de la compression et du temps d'attente. Au point 4, la pression dépend de celle du point 3, de la valeur de K et du volume final. Concernant la compression, les pressions en 1 et 2 dépendent de la pression initiale, de K et de la variation de volume.

3.2.6.2. Exemple de calcul

On se propose ici de réaliser un exemple de calcul pour illustrer l'effet de l'importance du flux de chaleur et du temps d'attente sur la valeur du rendement d'accumulation. Le cas étudié correspond à un cycle de pressions initiale et finale de 5 bar et 40 bar, le volume initial était égal à 1 m^3. On a imposé un débit constant de 20 m^3/h alternativement positif puis négatif sur 1 cycle. La durée de compression et détente dépend du temps nécessaire à atteindre 40 bar, donc de la valeur de K.

La masse d'air étant constante, l'équation de l'énergie peut s'écrire comme indiqué par l'expression 3.66.

$$-K.(T_{air} - T_{ext}) + P_{stock}.q_v \approx C.dT/dt \qquad 3.79$$

Concernant la durée de l'attente, elle est normalisée par la durée de la compression ($D = \Delta t2/\Delta t1$, Figure 61).

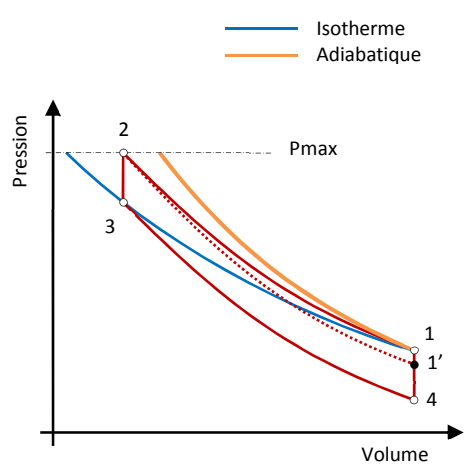


Figure 64 : cycle pour l'exemple de calcul de rendement ; P_{max} imposée.

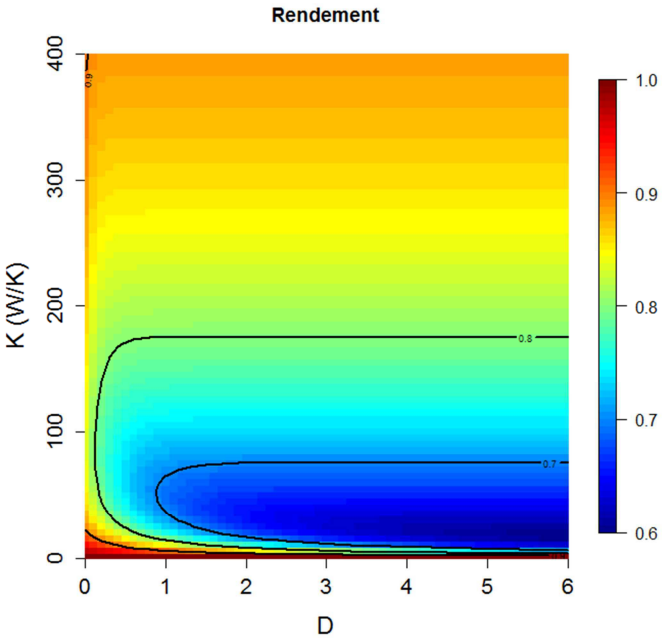


Figure 65 : rendement d'accumulation ; P init : 5bar, Pmax : 40bar.

La Figure 65 fait apparaitre 4 zones de fonctionnement :

- K proche de 0 : la zone de haut rendement correspond à un cycle purement adiabatique et réversible ; quel que soit le temps d'attente, si l'on peut maintenir la pression supplémentaire due à l'échauffement de l'air, le rendement sera égal à 1.
- D est proche à 0 : le rendement reste assez élevé car au lieu de 1-2'-3-4 (Figure 64), le parcours de la pression est 1-2'-1' ; dans ce cas les pertes durant l'attente sont évitées. Les rendements < 1 s'expliquent par l'évolution du ΔT et de la valeur moyenne du flux de chaleur. A la compression le flux est négatif ($T_{air}>T_{ext}$), à la détente le flux est positif en début de détente, puis négatif. Les quantités de chaleur échangées durant les deux phases ne se compensent pas.
- Lorsque l'on augmente D et pour des valeurs modérées de K, le rendement chute du fait des pertes de chaleur. Ceci est un cycle polytropique classique avec un temps d'attente long ; il s'agit du cas le plus réaliste.
- Pour des valeurs plus grandes de K, le rendement augmente car même si plus de chaleur est transmise à l'environnement du réservoir durant la compression, une

grande partie de chaleur est récupérée durant la détente. Ainsi la pression est maintenue à un niveau relativement haut, proche de l'évolution isotherme.

Les valeurs de rendement obtenues sont spécifiques aux conditions de pression et de volume configurées. Il ne s'agit pas d'une analyse générale, mais les tendances et les conclusions le sont. Par exemple si la pression initiale était de 10 bar au lieu de 5, l'échauffement de l'air, dans un cas polytropique serait moindre du fait du taux de compression plus faible et la part du niveau de pression liée à la chauffe de l'air le serait donc aussi. Le creux de rendement serait dans ce cas serait plutôt à 65-68% plutôt qu'à 60% comme sur la Figure 65, mais la forme et la position serait similaire.

Ainsi, pour obtenir un bon rendement, deux possibilités apparaissent: essayer de minimiser K ou au contraire, de le maximiser. La première implique les capacités de stockage à haute température donc une isolation thermique extrêmement efficace ce qui nécessite une technologie potentiellement couteuse. La deuxième demande des capacités d'échange de chaleur importantes qui augmentent avec la puissance du dispositif de stockage.

Les estimations faites sur le coefficient d'échange de chaleur pour le réservoir actuel donnent des valeurs relativement basses. L'augmentation des transferts thermiques nécessite la modification de la géométrie du réservoir ou l'ajout d'un système d'échange de chaleur.

3.2.7. Densité d'énergie

La densité d'énergie d'un système de stockage d'énergie se réfère à la quantité maximale d'énergie que l'on peut en récupérer en phase de restitution dans un volume donné. Dans notre cas, il s'agit de l'énergie disponible lors de la détente de l'air préalablement comprimé dans le réservoir rapporté au volume de stockage. Cette énergie dépend de la valeur de la pression au début et à la fin de la détente (instants n°3 et 4 Figure 64) et de la différence de volume qui sépare ces deux instants (énergie de détente expression 3.78).

En supposant une évolution isotherme de la pression, l'énergie maximale récupérable est donnée par l'expression 3.80.

$$\mathrm{E}_{iso} = \int_{V_0}^{V_f} -PdV = \int_{V_0}^{V_f} -\frac{m_0 R_S T_0}{V}\,dV = m_0 R_S T_0 . ln\left(\frac{P_f}{P_0}\right) \qquad 3.80$$

On notera que la valeur de P_0 apparait au numérateur ($P_0 V_0 = m_0 R_S T_0$) et au dénominateur. Il y a donc, à pression maximale donnée, une valeur optimale de pression initiale pour maximiser la quantité d'énergie en cycle fermé. Cela indique que la quantité d'énergie cumulable peut augmenter avec la masse initiale d'air, mais diminue quand le taux de compression devient trop faible.

La pression maximale de service est fixée à 40 bar. On peut ensuite estimer l'évolution de l'énergie d'accumulation isotherme en fonction de la pression initiale d'air, rapporté au

volume final de détente ; le résultat est illustré en Figure 66. Le maximum se trouve autour de 15 bar pour environ 400Wh/m^3. Ici on ne prend pas en compte le volume d'eau résiduel ou autres volumes occupés par des équipements annexes. Il s'agit là de la valeur de densité d'énergie qui ne prend pas en compte les pertes des autres équipements du système (rendement pompe-turbine, frottements,…).

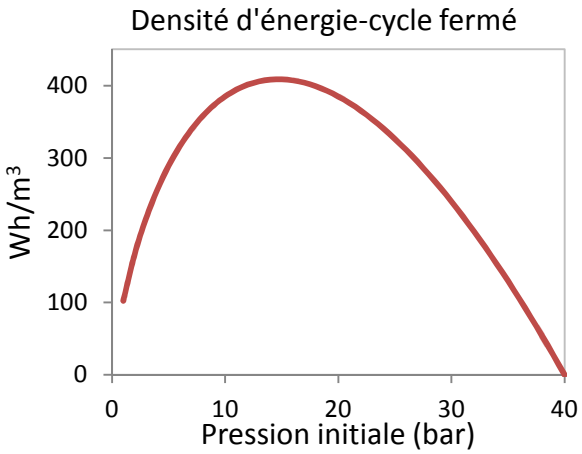


Figure 66 : densité d'énergie ; cycle fermé ; P_{max}=40bar

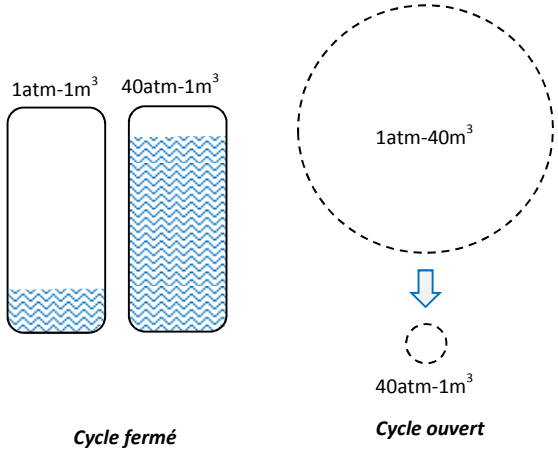


Figure 67 : densité d'énergie ; cycle fermé, cycle ouvert

La pression initiale en cycle fermé, en plus d'augmenter la densité d'énergie d'accumulation, permet également de faire travailler la pompe/turbine à des niveaux de puissances intéressants du début à la fin et de garantir son bon rendement. Dans le cas d'un cycle ouvert la pression initiale d'air serait celle de l'atmosphère. Pour répondre aux deux derniers objectifs concernant la machine hydraulique, on pourrait par exemple créer une différence de hauteur entre la machine et le dispositif de compression.

La transformation subie par l'air dans le cas d'un cycle ouvert isotherme est similaire à celle du cycle fermé. La différence est que la masse d'air totale stockée dans le volume d'accumulation est proportionnelle à la pression maximale de service et non plus à la masse initiale d'air. Pour une pression maximal de 40 bar, ceci équivaut à comprimer un volume de 40 m^3 (P_0 = 1 bar) pour atteindre 1 m^3 (figure à droite de la Figure 67). L'énergie cumulable, dans le même volume disponible, est bien plus importante que dans le cas d'un cycle fermé. L'expression donnant la valeur de cette énergie est la même que précédemment (expression 3.80). Dans le cas d'une compression isotherme de 1 à 40 bar appliquée sur un volume d'air de 40 m^3 d'air, l'énergie contenue dans 1 m^3 serait de l'ordre de 4 kWh. Cette valeur augmente avec celle de la pression maximale de service comme indiqué par l'expression 3.80. L'empreinte au sol, la densité d'énergie, est donc plus intéressante pour un cycle ouvert.

Le Tableau 4 donne des valeurs de densité d'énergie de 4 technologies de stockage d'énergie utilisées dans le réseau électrique ou dont d'usage est en étude. La technologie HyPES est moins encombrante que le stockage gravitaire, mais pour que la densité

commence à être comparable à celle des technologies électrochimiques, la pression de service doit atteindre des valeurs relativement élevées.

Technologie	STEP (400m)	HyPES cycle ouvert isotherme (**40**/300bar)	Plomb-acide	Lithium-ion
Densité d'énergie (kWh/m^3)	1	**4**/47	60-130	100-400

Tableau 4 : comparaison des densités d'énergie de différences technologies de stockage d'énergie. Valeurs trouvés dans [1] pour les deux dernières

Dans le cas d'évolutions non isothermes, la pression en début de détente dépend d'un certain nombre de paramètres : capacité d'échange, taux de compression et temps d'attente. La pression en fin d'attente dépend de la capacité d'échange. Pour les cas avec des temps d'attente longs, on trouvera des détails sur la densité d'énergie dans [9]. Si on résume, on y lit que pour les cycles fermés et ouverts, cette valeur diminue avec la réduction de la capacité d'échange de chaleur du fait de la perte nette de chaleur (voir cas polytropique du chapitre précédant).

3.3. Modèle pour le réservoir d'admission

La pression coté basse pression de la pompe-turbine dépend de la hauteur d'eau présente dans le réservoir d'alimentation et de la pression de l'air qui y est contenu. Un piquage dans la partie haute du réservoir sert d'évent afin de limiter la variation de pression qui se produit quand la quantité d'eau change. La section du piquage n'est cependant pas suffisante pour que la pression reste égale à la pression atmosphérique.

On se propose donc d'estimer les variations de pression subies par l'air contenu dans le réservoir d'alimentation.

La Figure 68 schématise la transformation subie par l'air contenu dans le réservoir d'alimentation. On observe une variation de volume et une admission (ou refoulement) d'air externe.

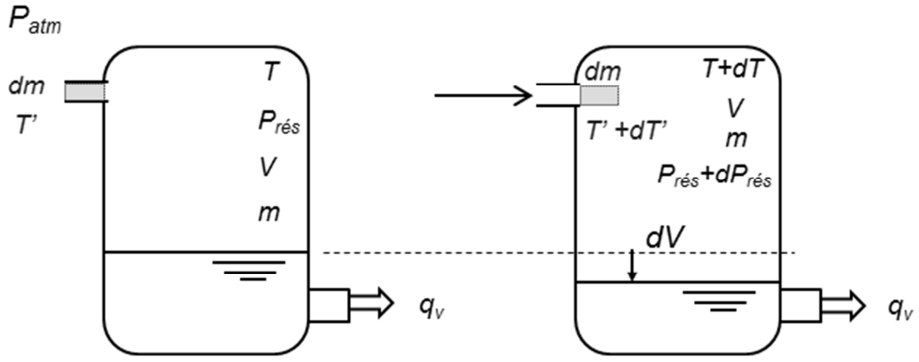


Figure 68 : évolutions subies par l'air du réservoir d'alimentation

L'expression de la variation d'énergie interne est donnée par l'équation 3.81.

$$dU = m.C_V.(T + dT) + dm.C_V.(T' + dT') - m.C_V.T - dm.C_V.T' \quad 3.81$$

Après simplification on obtient l'expression 3.82.

$$dU = m.C_V.dT + dm.C_V.dT' \quad 3.82$$

Le terme de variation de température de l'élément de masse entrant (dT') est estimé comme étant égal à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur.

La variation d'énergie interne est égale par ailleurs au travail et au flux de chaleur appliqué à l'air (expression 3.83).

$$dU = \delta W + \delta Q \quad 3.83$$

Le travail (δW) dû à la variation de volume imposée par l'eau et à la variation de volume que représente l'élément de masse entrant. Ceci est exprimé par l'équation 3.84.

$$\delta W = -P_{rés}dV + P_{rés}.\frac{dm}{\rho'} \quad 3.84$$

La masse volumique de l'élément de masse entrant sera estimé comme étant la moyenne des masses volumiques de l'air interne et externe.

Le flux de chaleur global est estimé comme le produit d'un coefficient d'échange global (h), une surface d'échange et la différence de température entre l'air interne et l'extérieur (expression3.85).

$$\delta Q = hS(T_{int} - T_{ext}) \quad 3.85$$

Pour faire l'estimation de la quantité de masse d'air qui entre à chaque instant, on se propose d'estimer grossièrement le débit d'air produit par la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du réservoir. Ceci est fait par un modèle similaire à celui du sous-modèle hydraulique, en supposant que dans les conditions présentes l'air transféré se comporte comme un élément de masse incompressible. L'intégration de l'expression 3.86 dans le temps permet d'obtenir l'évolution de la vitesse de l'air entrant (V_{i_air}) et donc du débit ($\frac{dm}{dt} = \rho_{air}SV_{i_air}$).

$$P_{atm} - P_{rés} - dP_{cond_event} = \rho_{air}.L_{év}.\frac{dV_{i_air}}{dt} \quad 3.86$$

La masse volumique (ρ_{air}) est celle de l'air ambiant et la longueur ($L_{év}$) est celle de la conduite d'alimentation de l'évent.

Le bilan des pressions fait sur l'air contenu dans la conduite de l'évent (expression 3.86) prend en compte les pressions de l'air externe et interne et les pertes de charge. Ces dernières sont introduites par un modèle assez simple indiqué par l'expression 3.87. Le

signe de cette pression est fonction la direction de l'écoulement afin de garantir le caractère résistif de ce terme.

$$dP_{cond_event} = \pm f \frac{1}{2} \rho_{air} {V_{i_air}}^2 \quad 3.87$$

Le coefficient f doit prendre en compte diverses zones de pertes de charge : la conduite de l'évent, le silencieux placé à l'entrée de cette conduite et le piquage de connexion au réservoir.

Ces pertes de charge s'avéraient être assez importantes lors des premier essais du fait de la présence d'un silencieux en entrée de conduite, ce qui faisait chuter la pression d'alimentation de la pompe de manière notable. Le silencieux a été enlevé pour les campagnes d'essais les plus récentes afin de limiter les variations de pression dans le réservoir.

Les valeurs des coefficients h et f sont estimés à partir d'observations expérimentales.

3.4. Pompe-turbine

Ce paragraphe a pour objet de présenter une rapide introduction aux machines hydrauliques roto-dynamiques afin d'avoir un aperçu de leur fonctionnement général et de présenter le modèle utilisé pour la pompe/turbine.

Certains aspects théoriques du fonctionnement de ce type de machine en régime établi sont rappelés (pour plus de détail, on pourra se référer à [27]). Ensuite un modèle empirique est présenté avec une discussion sur le comportement transitoire de la pompe/turbine.

3.4.1. Théorie de base des machines roto-dynamiques radiales

3.4.1.1. Triangles de vitesse

L'étude de l'écoulement traversant une roue se fait habituellement par l'étude des triangles des vitesses à différentes positions dans la roue et à différents points de fonctionnement : on décompose la vitesse absolue du fluide (V) en sa vitesse relative par rapport à la roue (W) et une vitesse d'entrainement de la roue ($U = r.\omega$). L'allure des triangles des vitesses aux rayons externe (indice 2) et interne (indice1) de la roue pour le fonctionnement nominal en pompe et en turbines ont illustrés en Figure 69 et Figure 70. Cette vue est utile pour une roue à écoulement principalement radial.

Les indices ''u'' et ''m'' désignent une projection tangentielle ou radiale respectivement.

La Figure 69 n'est valable que si la direction relative de l'écoulement était celle donnée par l'angle de l'aube en sortie de roue ($\beta_{2\infty}$), ce qui serait vrai si le nombre d'aubes était infini. Dans la réalité, l'accélération de Coriolis produit un effet de rotation le sens contraire de celui de la rotation de la roue. De ce fait l'angle de sortie (β_2) est diminué et

l'allure du triangle de vitesses en sortie de pompe prend l'allure de la Figure 71 a (traits pointillées).La vitesse absolue observe donc une déviation.

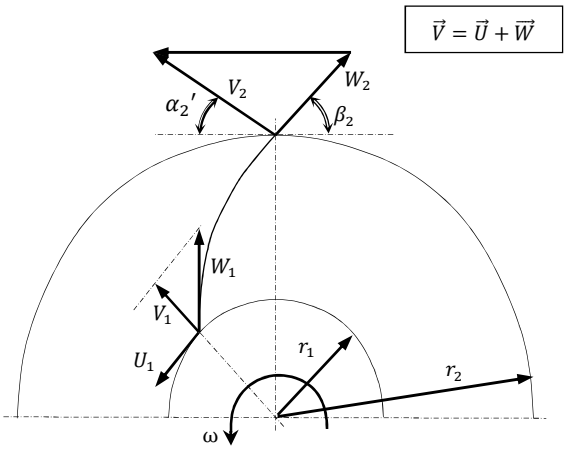


Figure 69 : triangles des vitesses de pompe au point nominal

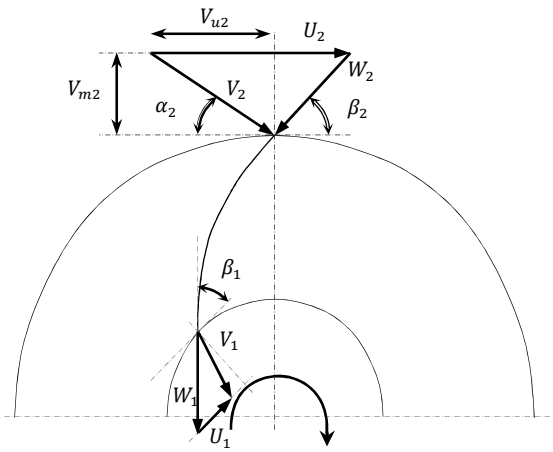


Figure 70 : triangles des vitesses de turbine au point nominal

Généralement en sortie de pompe, et dans le cas de la machine utilisée dans ce projet, la présence d'un diffuseur permet de ralentir l'écoulement pour convertir une partie de l'énergie cinétique en pression statique. Afin d'éviter des pertes par désadaptation, à débit nominal, l'angle interne de cet élément doit correspondre à la direction de l'écoulement.

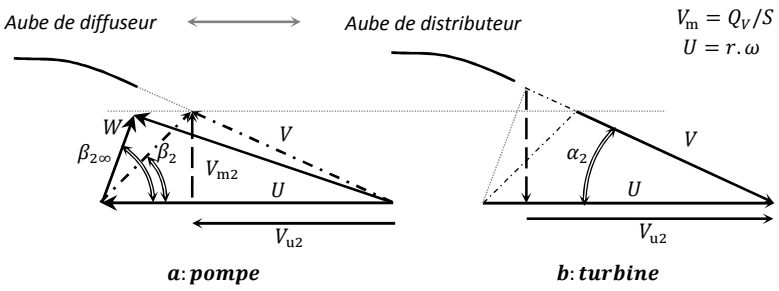


Figure 71 : triangles de vitesse au rayon externe

3.4.1.2. Hauteur interne

Le moment des forces extérieures appliquées au volume de fluide contenu dans la roue correspond à la variation du moment de quantité de mouvement du fluide. On peut montrer que, en régime stationnaire et en négligeant les efforts par cisaillement à l'entrée et la sortie de la roue, le couple interne (C_i) échangé entre la roue et le fluide peut s'exprimer par la relation 3.88 [28]. L'indice u indique qu'il s'agit de la projection tangentielle de la vitesse considérée.

$$C_i = \frac{dm}{dt}(r_2 V_{u2} - r_1 V_{u1}) \qquad 3.88$$

Le terme dm/dt est le débit masse. La puissance interne transmise au fluide est égale à $\omega.C_i$. On peut également l'écrire sous la forme : $\Delta P_i.Q_V = \Delta P.dm/dt/\rho$. Ainsi la pression interne totale fournie au fluide s'obtient par l'expression suivante :

$$\Delta P_i = \omega\rho(r_2V_{u2} - r_1V_{u1}) = \rho(u_2V_{u2} - u_1V_{u1}) \quad 3.89$$

Généralement la composante tangentielle de la vitesse absolue au rayon intérieur est négligeable.

A la sortie, V_{u2} est déterminé par la direction de l'écoulement. Si le nombre d'aubes était infini, ceci dépendrait de l'angle de sortie de pompe et du débit (expression 3.90 pour une pompe). L'introduction du glissement dans l'estimation de la pression interne [27], modifierait l'expression 3.90 en ajoutant un coefficient de réduction du terme V_{u2}, et donc de la pression transmisse, par un facteur de l'ordre de 0,8 pour notre cas.

$$\Delta P_{i_pompe} = \rho U_2(U_{u2} - W_{u2}) = \rho\left({U_2}^2 - \frac{U_{u2}V_{m2}}{tan\beta_{2\infty}}\right) \quad 3.90$$

Pour une turbine, la direction de la vitesse est imposée par le distributeur (Figure 71 b) et l'expression 3.90 prend la forme suivante :

$$\Delta P_{i_turbine} = \rho U_2 \frac{V_{m2}}{tan\alpha_2} \quad 3.91$$

3.4.1.3. Les pertes

La pression théorique transmise à l'eau en pompage se voit dégradée par un ensemble de pertes ''internes'' tout comme le couple nécessaire se voit augmenté par des pertes mécaniques. Une description détaillée du calcul de pertes peut se trouver dans ces références : [27], [29].

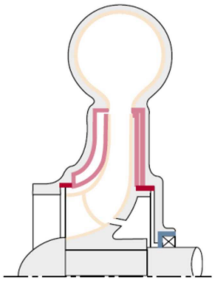


Figure 72 : zones de pertes de puissance

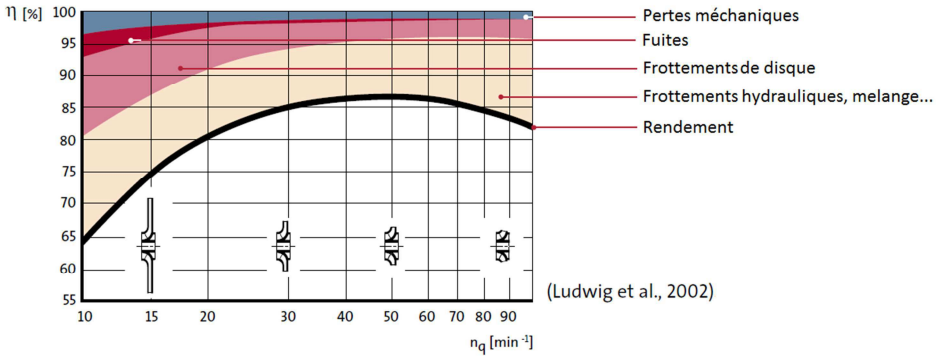


Figure 73 : rendement hydraulique selon le type de pompe ; courbe adapté par [29]

La Figure 73 illustre les zones où interviennent différents types de pertes dans une turbomachine. Les types de perte sont les mêmes dans une turbine sauf qu'au lieu de

penser en termes de pression (ou puissance) perdue, il faut penser en termes de pression supplémentaire nécessaire à la fourniture d'une certaine puissance mécanique vers l'arbre pour vaincre des pertes similaires.

La Figure 73 donne la proportion des familles de pertes par type de machine. Le type de machine est classé par ordre de grandeur de vitesse spécifique notée n_q. L'expression 3.92 donne la définition de cette grandeur utilisée par les auteurs de la Figure 73.

$$n_q = n.\frac{{q_V}^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad 3.92$$

Où $q_V\{m^3/s\}$ est le débit volume, $H\{m\}$ est la hauteur (équivalent de la pression) et $n\{min^{-1}\}$ la vitesse de rotation. Les valeurs pour le calcul de n_q sont prise au point de fonctionnement nominal. Les machines fournissant des grandes pressions à des faibles débits se situent à gauche du graphique de la Figure 73 et celles fournissant des moindres pressions, relativement au débit, sont à droite. Une répartition similaire pourrait être faite pour les turbines.

Les valeurs de rendement sont seulement indicatives (il s'agit de valeurs statistiquement estimés) puisque le rendement est fonction de la construction spécifique à chaque pompe. Le maximum de rendement se trouve dans une zone de compromis entre une zone à fortes pertes par fuite et par frottement de disque (machine de construction à grand rayon pour des fortes pressions de service), et la zone où les pertes par frottement hydraulique liées aux grands débits augmentent.

3.4.2. Modèle de pompe-turbine

La géométrie interne étant mal connue, notamment celle du diffuseur et des canaux de retour, la modélisation de la machine se fera par un ensemble d'expressions empiriques basées sur les nombre sans dimension usuellement utilisée en turbomachinerie : le coefficient de débit (δ), de pression (ψ) et de puissance (τ).

$$\delta = \frac{q_V}{r^3.\omega_{pompe}} \qquad \psi = \frac{dP}{\rho_{eau}.r^2.{\omega_{pompe}}^2} \qquad \tau = \frac{Pu_{méca}}{\rho_{eau}.r^5.{\omega_{pompe}}^3}$$

Les Figure 74 et Figure 75 montrent l'allure de ces grandeurs pour la pompe/turbine utilisée dans ce projet à partir des données constructeur.

Le coefficient de pression est relativement élevé pour un coefficient de débit qui reste modeste en comparaison à ceux des machines usuelles. Ceci est dû à la configuration multi-étagée de la pompe, ce qui la classe parmi les machines à faible vitesse spécifique, c'est-à-dire les machines qui travaillent à faible débit et forte pression (relativement à toute la gamme des machines roto-dynamiques).

Les relations entre les grandeurs adimensionnées permettent de déduire une variable en fonction d'une autre. Cela permet, à partir des relations entre ψ et δ (expression 3.93) d'une part et entre τ et δ de l'autre, d'obtenir une relation entre la pression aux bornes de

la machine ($\Delta P_{\mathrm{P/T}}$), le débit volumique (q_V) et la vitesse de rotation (ω) (voir expression3.95). Il en est de même pour le couple ($\mathrm{C_m}$). Les coefficients des différentes expressions sont différents pour le mode turbine et le mode pompe et sont obtenus par des mesures.

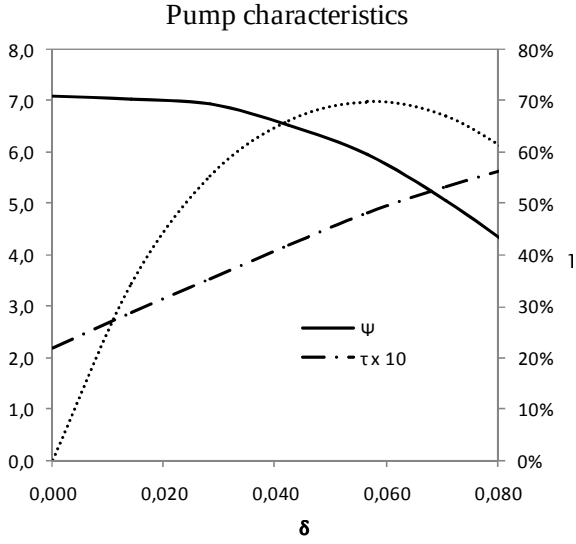


Figure 74 : caractéristiques pompe

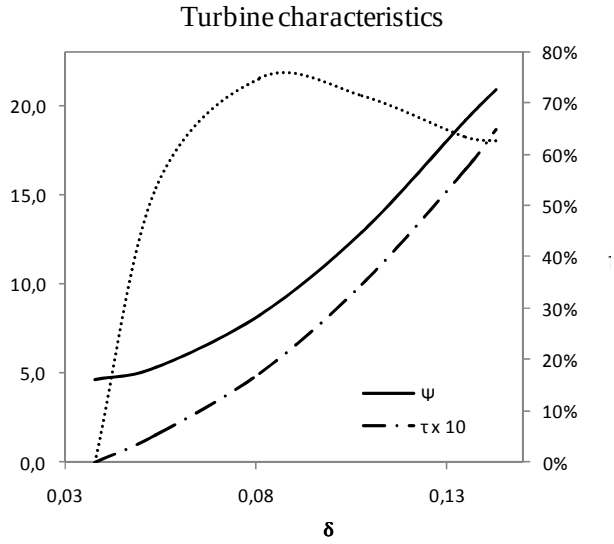


Figure 75 : caractéristique turbine

$$\psi = C1.\delta^2 + C2.\delta + C3 \qquad 3.93$$

$$\tau = C4.\delta^2 + C5.\delta + C6 \qquad 3.94$$

$$\Delta P_{\mathrm{P/T}} = C1' q_V + C2' q_V \omega + C3' \omega^2 \qquad 3.95$$

$$\mathrm{C_m} = C4' q_V + C5' q_V \omega + C5' \omega^2 \qquad 3.96$$

Au final on obtient un modèle pour lequel les variables d'entrées sont la vitesse angulaire de la machine (qui doit être commandée) et le débit hydraulique, avec des variables en sortie qui sont la pression fournie-absorbée au circuit hydraulique et le couple absorbé-fourni de la ligne mécanique.

On utilise les relations entre ces grandeurs pour toute la gamme des vitesses angulaires. Ceci implique une indépendance vis à vis du nombre de Reynolds ; pour des faibles vitesses de rotation ces expressions ne sont plus valables. Dans ce type de régime, l'importance relative des pertes augmente et le couple et la pression de fonctionnement évoluent dans le sens d'une chute du rendement.

Par ailleurs, ces courbes de performance sont celles d'un fonctionnement stationnaire. Le comportement instationnaire, celui des périodes d'accélération du débit ou de la vitesse de rotation, nécessite la prise en compte de termes supplémentaires dont le détail est donné dans Dazin &al. [30].

Le comportement hydraulique général de la machine est décrit par l'expression 3.97 [30] où la différence pression instationnaire aux bornes de la machine est notée $\Delta P_{\mathrm{P/T}}|_g$. On y retrouve un terme de comportement stationnaire, et deux termes liés à l'accélération angulaire de la roue et l'accélération du débit d'eau.

$$\Delta P_{\mathrm{P/T}}|_g = \Delta P_{\mathrm{P/T}} + K_\omega . \frac{\partial \omega}{\partial t} - K_{q_V} . \frac{\partial q_V}{\partial t} \qquad 3.97$$

Dans le cas de la pompe utilisée, le terme K_ω vaut environ 92 Pa.s²/rad, et le taux d'accélération angulaire maximal configuré sur le variateur est de l'ordre de 32 rad/s², ce qui fait environ 3 kPa. Cette valeur peut augmenter lors des démarrages en roue libre pour lesquels l'accélération angulaire dépend de la pression d'accumulation, ce terme peut atteindre environ 10 kPa pour une pression de service de 12 bar en début de turbinage, ce qui reste relativement modeste.

Le terme K_{q_V} correspond à l'inertie hydraulique de la machine (roue + canaux). Ce terme est intégré dans l'estimation globale de l'inertie de colonne d'eau du modèle hydraulique. Son expression et sa valeur sont données dans le paragraphe décrivant ce modèle.

Concernant le comportement mécanique de la pompe/turbine, le modèle de comportement global introduit des termes similaires pour le couple (voir expression 3.98) [30]. L'inertie de rotation (I_z) de la pompe/turbine est utilisée dans le modèle de ligne mécanique.

$$\mathrm{C_m}|_g = \mathrm{C_m} + I_z . \frac{\partial \omega}{\partial t} - K_\omega . \frac{\partial q_V}{\partial t} \qquad 3.98$$

Le deuxième terme, fonction de l'accélération hydraulique est relativement faible durant les périodes de compression/détente. Il se peut tout de même que lors des démarrages de turbine, en roue libre, l'accélération hydraulique présente des valeurs de l'ordre de 8.10^{-2} m^3/s^2 à 12 bar par exemple, ce qui impliquerait une baisse du couple de l'ordre de quelques pourcents du couple stationnaire. Ce terme ne sera donc pas introduit dans le modèle global par simplicité.

3.4.3. Gestion de la vitesse de rotation

Le stockage d'énergie par compression d'air n'est pas une application courante pour les turbomachines radiales. La différence principale par rapport aux applications ''classiques'' est la variation rapide du point de fonctionnement. La réponse naturelle à ce point est d'imposer une vitesse de rotation dépendante de la pression afin de se placer sur le point de rendement maximal (BEP). Ceci devient cependant problématique si l'on veut garantir le stockage ou la restitution d'énergie à un niveau de puissance imposé par le gestionnaire du réseau par exemple.

Au BEP, une seule valeur de puissance correspond à la valeur de pression à laquelle on se trouve (voir Figure 76 et Figure 77). Autrement dit, aux conditions BEP, la puissance de la

machine hydraulique est fonction de la pression (points de fonctionnement indiqués par les lignes pointillées Figure 76 et Figure 77). La variation de la pression empêche donc le maintien du rendement si l'on veut travailler à puissance constante. On pourrait aussi dire qu'une variation de puissance à pression donnée n'est possible que par la dégradation du rendement.

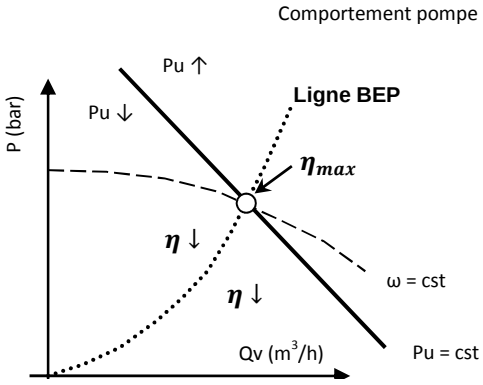


Figure 76: comportement pompe

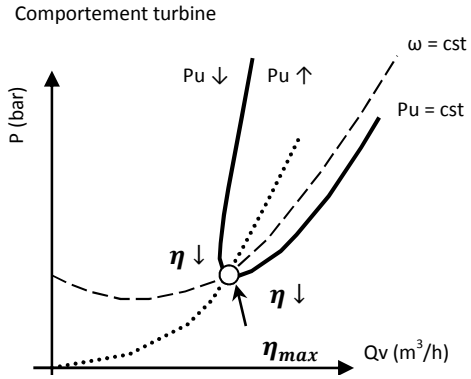


Figure 77: comportement turbine

Le rendement de la pompe/turbine dépend de la vitesse de rotation pour une pression donnée. Les courbes caractéristiques sont utilisées afin d'imposer une vitesse de rotation en fonction de la pression pour maintenir le BEP quand la gestion de la puissance n'est pas nécessaire (équation 3.99).

$$\omega_{\eta max} = \left(\frac{\Delta P}{\rho_{water} . R^2 . \psi_{\eta max}} \right)^{0.5} \qquad 3.99$$

Ceci nécessite une bonne connaissance de la machine et se base sur l'hypothèse selon laquelle durant les phases transitoires, le comportement sera le même qu'en conditions stationnaires, et ceci pour toute la gamme de pressions envisagées.

Concernant la gestion de la puissance, admettant la possibilité de fonctionner en régime dégradé, la génération de la consigne de vitesse de référence se fait par des tables de correspondance, tables à deux entrées et une sortie. Ces tables sont construites à partir des valeurs mesurées caractérisant la pompe/turbine ou par les modèles stationnaires.

Aussi bien sur le modèle Simulink que sur le programme LabView, la table donne la valeur de vitesse correspondant à la puissance de référence souhaitée pour la pression de service à laquelle on se trouve.

Pour le cas de la pompe, pour un couple de valeurs pression-puissance, la valeur de vitesse correspondante est unique ; ces valeurs sont données sur la Figure 78. Les zones sans valeur correspondent soit à des points de fonctionnement à bas coefficient de débit (en bas à droite), soit à des zones à rendement faible.

Le graphique de la Figure 79 présente la relation entre la pression de service (lignes de niveau pointillées), la puissance mécanique et la vitesse de rotation dans le cas du

fonctionnement en turbine. L'obtention d'une certaine puissance mécanique pour une pression de service donnée peut présenter deux solutions de vitesses de rotation. La vitesse de rotation la plus rapide correspond à un fonctionnement à rendement supérieur.

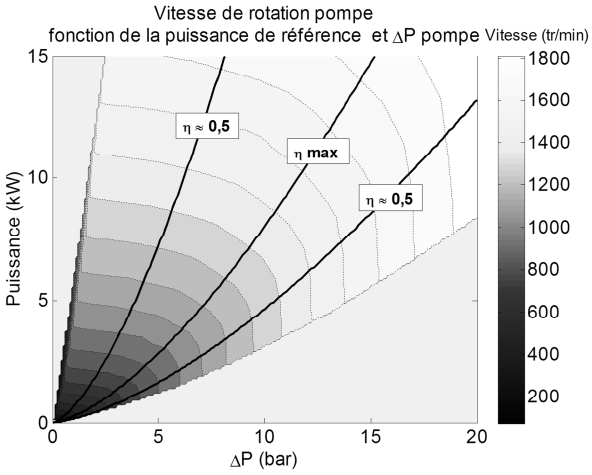


Figure 78 : table de correspondance vitesse-pression-puissance pour la pompe

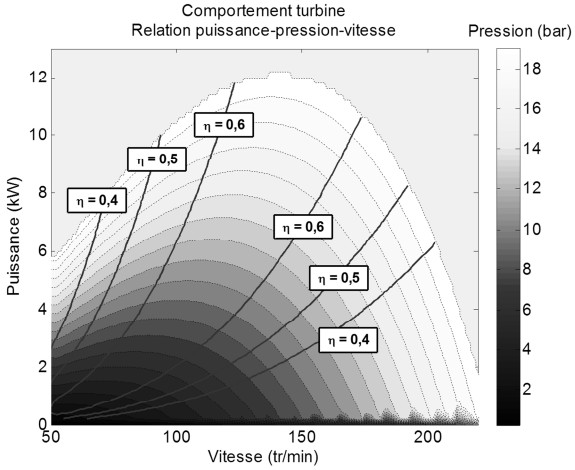


Figure 79: table de correspondance pression-vitesse-puissance pour la turbine

Une table de correspondances similaires à celle du fonctionnement en pompe est construite à partir de ce graphique du mode turbine. Seule la famille de solutions situées à droite de la ligne de meilleur rendement est utilisée.

On remarque que pour une pression donnée (ligne verticale dans la Figure 78 et iso-valeur de pression sur la Figure 79), la plage de puissance mécanique à haut rendement est plus restreinte en mode turbine qu'en mode pompe. Ceci est particulièrement contraignant car c'est en phase de récupération qu'il faudrait pouvoir être flexible en termes de puissance délivré. Ceci pourrait être amélioré avec l'utilisation d'un distributeur variable.

La cause d'une plus grande sensibilité de la puissance mécanique à la variation du point de fonctionnement en mode turbine est étudiée dans les annexes à partir de l'étude des triangles des vitesses dans la roue (§7.6).

3.5. Le circuit hydraulique

3.5.1. Modèle général

Le circuit est composé d'éléments de base d'un réseau de fluide incompressible : éléments de perte de charge, de source de pression, un accumulateur et un élément inertiel. La Figure 80 et la Figure 81 montrent la schématisation du circuit et son analogie électrique.

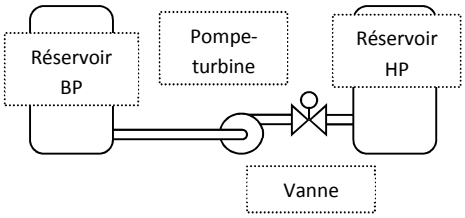


Figure 80 : schéma du réseau hydraulique

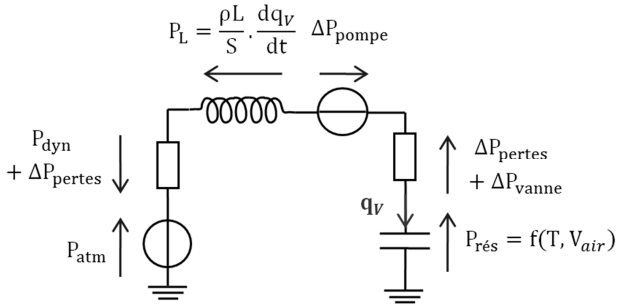


Figure 81 : analogie électrique du réseau d'eau

Voici le détail des éléments schématisés :

Le modèle de pompe-turbine à pression variable (en fonction de la vitesse angulaire et du débit) a été présenté dans le paragraphe ''Pompe-turbine'' §3.4.2.

3.5.2. Elément inertiel

L'élément inertiel introduit dans le modèle est utilisé pour estimer l'évolution du débit dans le temps. On réalise un bilan des pressions appliquées sur l'eau, considérée incompressible, en supposant une répartition uniforme de la pression et de la vitesse et en négligeant les termes convectifs [31]. L'équation de quantité de mouvement peut donc s'écrire ainsi :

$$\Delta P_{bilan} = I_L . \frac{dq_V}{dt} \qquad 3.100$$

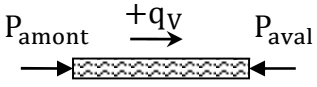


Figure 82 : colonne d'eau équivalente ; direction de l'écoulement fonction de l'équilibre des pressions

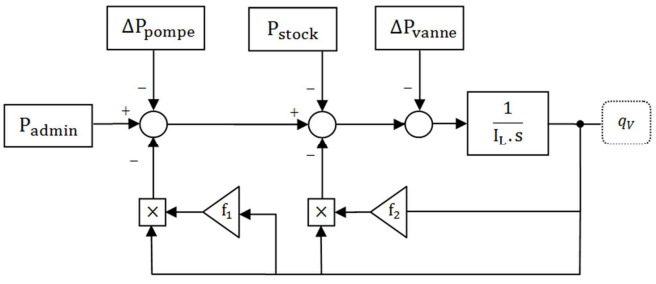


Figure 83 : schéma de principe du calcul du débit

Le bilan des pressions appliquées à la colonne d'eau, dont l'idée générale est représentée en Figure 82, prend en compte les pressions statiques appliquées par les réservoirs, les

pertes de charge, et la pression de la machine hydraulique. Le schéma de résolution pour le calcul du débit volume (q_V) est illustré par la Figure 83.

L'inertie hydraulique (I_L) est estimée par la somme des inerties de chaque tronçon. Pour les parties cylindriques on écrit :

$$I_{L_cy} = \rho \frac{L}{S} \qquad 3.101$$

La machine hydraulique utilisée est une pompe centrifuge multi-étagée réversible à 12 étages, diffuseurs aubés et canaux de retour. L'inertie hydraulique de l'eau dans une des roues peut être décrite par la relation 3.102 [30].

$$I_{roue} = \frac{\rho}{4\pi} \int_{R1}^{R2} \frac{1}{rb(r)sin^2\beta(r)} dr \qquad 3.102$$

La largeur de passage $b(r)$ est supposée constante sur toutes les positions radiales de la roue et égale à 10mm. Pour une première estimation, l'angle $\beta(r)$, angle de la trajectoire relative de l'eau dans la roue (voir §3.4.1), est supposé être une fonction linéaire du rayon dont la valeur évolue de 30° au rayon d'entrée (pompe) et 15° au rayon de sortie de roue. Ce dernier angle correspond à l'angle de l'aube au rayon externe corrigée d'une estimation du glissement (de l'ordre de 0,8) ; l'expression du glissement utilisée est la même que dans [30].

L'inertie d'un canal de retour est estimée par l'intégrale d'une expression similaire à celle de l'expression 3.101 en supposant une largeur de passage constante.

$$I_{canal} = \int_{R1}^{R2} \frac{\rho dr}{S} = \frac{\rho}{b2\pi} \int_{R1}^{R2} \frac{dr}{r} = \frac{\rho}{b2\pi} ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \qquad 3.103$$

Les valeurs numériques de ces inerties sont données dans le Tableau 5.

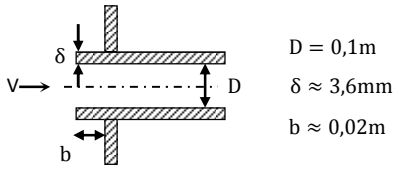
	Conduite BP	Conduite HP	Roues	Canaux de retour	Réservoir HP	Total
Inertie (kg/m^4)	1,81.10^5	7,36.10^5	8,33.10^5	2,02.10^5	5,62.10^3	1,96.10^6
	9%	38%	43%	10%	0,3%	

Tableau 5 : récapitulatif des inerties hydrauliques du circuit

3.5.3. Pertes de charge

Les pertes de charge dans le circuit, listées depuis la partie basse pression jusqu'à la partie haute pression, sont : perte de charge au piquage d'alimentation du réservoir BP, perte linéique de la conduite d'aspiration et pertes sur la conduite haute pression où il y a un filtre.

La sortie de réservoir basse pression est un cas classé dans [32], comme une ''entrée dans un canal encastré dans une paroi à distance finie'' dont la valeur dépend de l'épaisseur du tube (δ), du diamètre (D) et de la distance d'encastrement (b).



La perte de charge ($\Delta P\ \{Pa\}$), fonction de la vitesse de l'écoulement (V), est définie de la manière suivante :

$$\Delta P_{rBP} = \xi . \frac{\rho V^2}{2} \qquad 3.104$$

Le coefficient de pertes ξ est déterminé graphiquement à partir des valeurs δ/D et b/D dont les valeurs sont respectivement 0,2 et 0,036. La valeur du coefficient est de l'ordre de 0,54. Ceci est valide pour un débit défini positif en pompage. Dans le cas d'un débit négatif il s'agit plutôt d'une sortie (p.389) : la valeur de ξ dépend du profil de vitesse en sortie et sa valeur est donnée comme la somme de la chute de pression par frottement et la valeur de pression dynamique ; avec les recommandations que l'on peut lire p.111 sur le profil des vitesses, on supposera que $\xi \approx 1$.

La perte sur la conduite d'aspiration basse pression est définie de la même manière avec un coefficient ξ différent ; la perte de charge s'écrit dans ces cas de la manière suivante :

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2} \qquad 3.105$$

La valeur de λ dépend du matériau et du nombre de Reynolds. L'expression 3.106 donne la valeur de ce facteur pour des conduites à rugosité hétérogène.

$$\lambda = 0{,}1 \left(1{,}46 \frac{\Delta}{D} + \frac{100}{Re}\right)^{0{,}25} \qquad 3.106$$

Pour des tuyaux en acier galvanisé ordinaire, la hauteur moyenne des rugosités (Δ) est de l'ordre de 0,15mm, et λ est compris entre 0,026 et 0,025 pour des nombres de Reynolds compris entre 5.10^4 à 1.10^5 ($Re = V.D/\nu$).

La perte de charge sur la conduite haute pression (conduite, filtre, piquage) est expérimentalement mesurée puis introduite dans le modèle.

La perte de charge de la vanne n'est pas traitée comme un élément résistif mais comme une source de pression ; le détail sur cet élément est donné dans le paragraphe suivant.

3.5.4. Perte de charge de la vanne

La vanne est en principe un élément générant une perte de charge dans le circuit quand il est nécessaire d'arrêter la circulation d'eau. Vanne ouverte, la perte de charge de cet élément est négligeable.

Les modèles de vanne sont souvent construits à partir de la reproduction de cette perte de charge en utilisant un coefficient de perte variable qui dépend de l'état d'ouverture [31]. Vanne fermée, la pression de vanne dépend d'un débit de fuite à déterminer, pour lequel le coefficient de perte se doit d'être suffisamment important pour maintenir le débit à une faible valeur.

Un modèle de vanne différent a été choisi ici, dont le principe est de calculer la pression que doit appliquer la vanne pour annuler le débit d'eau. Cette opération est faite dans le modèle Simulink par un contrôleur PI.

Ce contrôleur est construit en inversant le schéma de calcul du débit (Figure 83). Comme on peut le voir sur la Figure 84, qui illustre la boucle de contrôle, l'idée est de créer (calculer) la consigne de pression de vanne en fonction de l'observation de l'écart entre le débit de référence et le débit effectif.

Ceci est utile lorsque l'on souhaite obtenir une vitesse nulle ; si ce n'est pas le cas le contrôleur est mis en ''roue libre'' en annulant progressivement la pression appliquée.

Le contrôleur (C(s)) a une structure ''Proportionnel Intégral'' comme indiqué en Figure 85. Les paramètres du contrôleur sont choisis pour obtenir l'amortissement et le temps de réponse souhaités (l'allure) en accord avec les observations expérimentales ; ici on prend $K=2.10^6$ (Pa.s/m^3) et Ti=400 s.

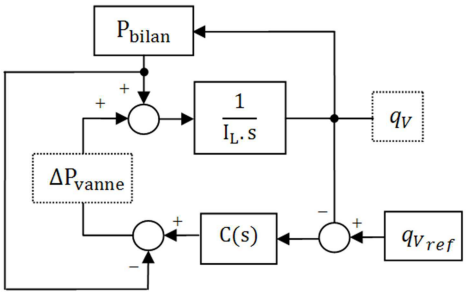


Figure 84 : Schéma de la boucle de calcul

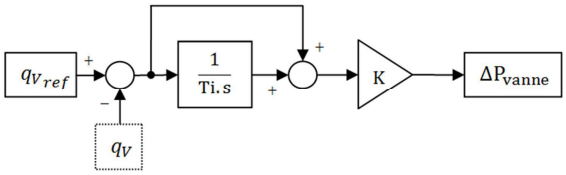


Figure 85 : Schéma du contrôleur

3.6. Ligne mécanique

3.6.1. Modèle

L'entrainement de la pompe se fait par une machine asynchrone à cage. Celle-ci n'est pas modélisée pour l'instant et on l'introduit du seul point de vue mécanique comme une source de couple appliquée à une masse en rotation dont l'inertie est donnée par le

constructeur. A cette inertie on ajoute celle de l'accouplement coté moteur. L'inertie résultante (I_{0_mot}) est estimée à 0,717 kg.m².

Le reste des éléments de la ligne mécanique modélisés sont schématisés sur la Figure 86.

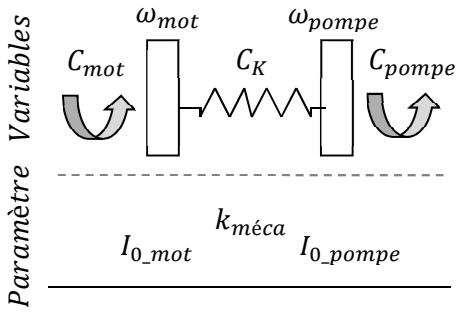


Figure 86 : modèle de ligne mécanique

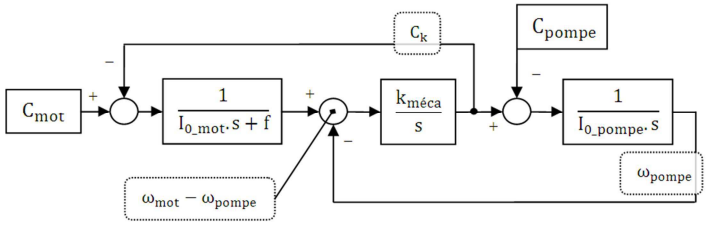


Figure 87 : structure de calcul pour ligne mécanique

Le coefficient de frottement moteur sert à modéliser la perte d'énergie due aux frottements aux paliers et au ventilateur. Concernant l'estimation du coefficient de frottement global du moteur, on trouve dans la littérature des modèles généraux pour l'estimation de coefficients de frottement en fonction de paramètres tels que la vitesse relative entre deux corps, la charge de contact où le mode de lubrification [33]. La courbe de la Figure 88 illustre l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative (cela pourrait être la vitesse de rotation) dont les premières études ont été faites par Stribeck.

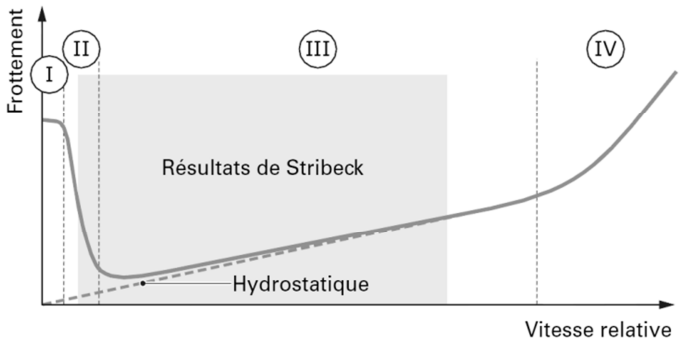


Figure 88 : coefficient de frottement fonction de la vitesse relative [33] ; zone I : lubrification limite, zone II : lubrification mixte, zone III : lubrification hydrodynamique, zone IV : régime non laminaire pour contacts de surface

Ces modèles sont assez généraux et demandent la connaissance d'un certain nombre de paramètres. Il semble plus simple d'arriver à un modèle de frottement adapté au moteur utilisé, qui intégrera aussi le couple ''consommé'' par le ventilateur, à partir d'observations expérimentales.

La composante élastique du modèle de Figure 86 est surtout liée au couple-mètre. Le terme $k_{méca}$ est estimé à 95 kN.m/rad ; cette valeur est obtenue en divisant le couple nominal par la déformation angulaire annoncée par la documentation de l'instrument.

L'inertie de la machine hydraulique n'est pas fournie par le constructeur. Avec des données géométriques de l'arbre et des roues de la machine (diamètres, épaisseurs et longueurs de base) une première estimation est faite en décomposant l'ensemble en pièces élémentaires (disques et cylindres). Sans prendre en compte l'inertie des aubes, l'inertie des pièces métalliques en rotation dans la machine est grossièrement estimée à 0,09 kg.m². L'inertie des disques d'eau en rotation entrainés par les aubes est estimée à 0,02 kg.m². Ce qui fait au total une inertie de 0,11 kg.m². La valeur réelle devrait être légèrement supérieure à cela à cause des aubes.

3.6.2. Calcul du couple moteur

La pompe doit satisfaire à une consigne en vitesse. Dans ce modèle, la commande se fera par le couple moteur qui est calculée par un contrôleur PI. La structure du contrôleur pour asservir la vitesse du moteur est illustrée sur la Figure 89.

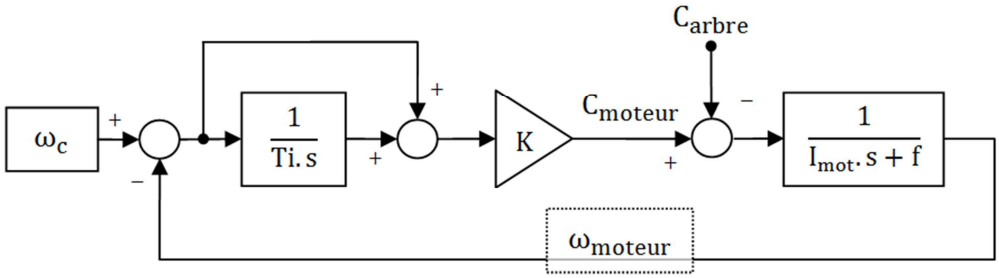


Figure 89 : structure du contrôleur de couple

Les valeurs de Ti et K sont déterminés à partir de la fonction de transfert du modèle inertiel du moteur et le contrôleur, ensemble. On calcule les valeurs impliquant un amortissement de 0,7, et un temps de réponse de 0,1 seconde. Le détail de l'opération est donné dans le paragraphe 7.5 des annexes.

Une première référence de vitesse ($\omega_{réf}$) est calculée en fonction de la stratégie de contrôle utilisée. La variation de cette valeur est limitée par un ''limiteur de pente'', dont on lisse la sortie afin de limiter les variations brusques de couple, puis cette consigne lissée (ω_c) est appliquée au contrôleur. La Figure 90 illustre la chaine de gestion de vitesse avec les différentes opérations réalisées entre la génération de la référence et l'application du couple moteur au système.

Le taux d'accélération maximal du limiteur est fixé à 32rad/s. La constante de temps pour le lissage est de 0,15 secondes. Ces valeurs sont fixées en fonction du comportement du variateur de fréquence utilisé.

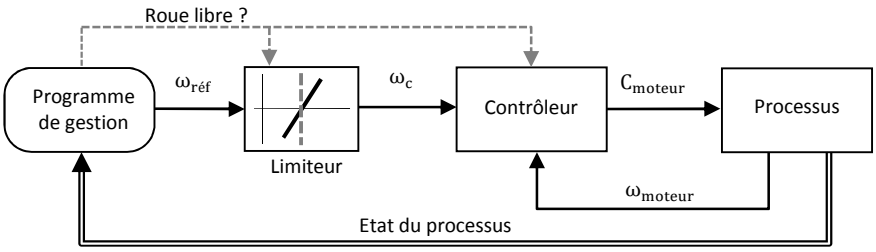


Figure 90 : chaine de gestion de vitesse

L'entrée de couleur rouge sur le limiteur et le contrôleur indique la consigne de mise en roue libre du moteur. Par roue libre on indique l'absence de couple moteur. Cette consigne est utilisée pour annuler la limitation d'augmentation de la référence et pour annuler le couple de contrôle. Ceci est nécessaire si l'on veut reproduire le comportement lors des démarrages en roue libre et reprises au vol en début de turbinage. Le principe est illustré par la Figure 91.

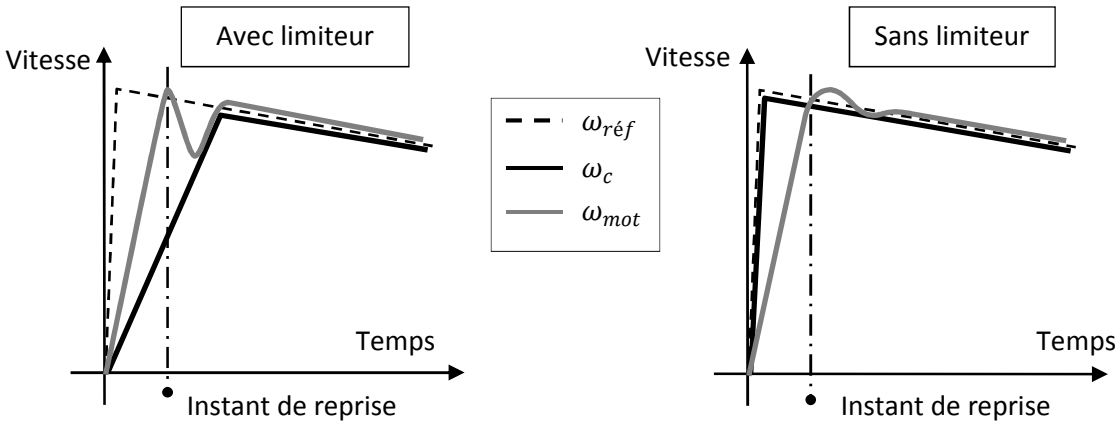


Figure 91 : illustration de l'effet de l'annulation de la limitation de variation de $\omega_{réf}$ lors d'un démarrage de turbine en roue libre

La limitation de vitesse produisant une augmentation de vitesse de consigne plus lente que l'augmentation ''naturelle'' de la turbine, la consigne est inférieure à la vitesse réelle au moment de la reprise. Ceci va produire un couple de freinage irréaliste. Dans les faits, le variateur se comporte plutôt comme ce qui est illustré par l'image de droite de la Figure 91.

3.7. Conclusion

Le chapitre a introduit les éléments utilisés pour construire le modèle du système. Un accent a été mis sur l'analyse des phénomènes de transfert à l'interface air-eau afin d'obtenir des éléments de construction pour les modèles de réservoir d'accumulation. Les principes généraux de la gestion du fonctionnement ont également été évoqués.

La Figure 92 résume les principes évoqués dans les paragraphes précédents pour la modélisation des éléments du système hydropneumatique étudié. Les relations de cause à effet, illustrées par les flèches horizontales ont été choisies pour faciliter la résolution

numérique de l'ensemble. Une représentation par analogie électrique simplifiée de chaque élément permet d'illustrer le rôle des différents composants dans la dynamique du système.

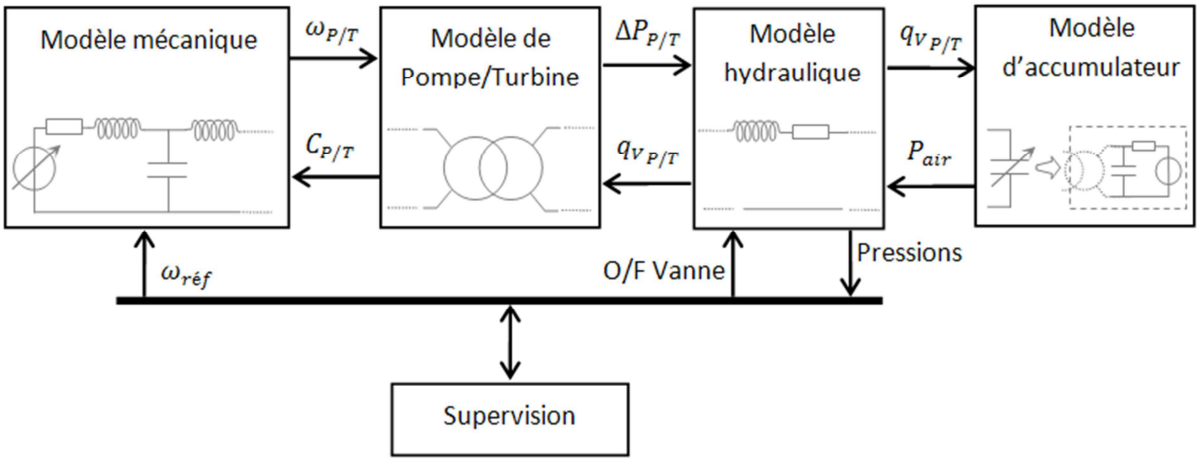


Figure 92 : Eléments du modèle global du système hydropneumatique

Les éléments inductifs de l'analogie électrique indiquent des composants de type inertiel, les éléments capacitifs sont assimilables à des éléments élastiques et les éléments résistifs illustrent des termes de dissipation. Le transformateur illustré dans le bloc de la pompe/turbine indique qu'il s'agit d'un élément de transition entre deux domaines physiques.

Dans le modèle, un programme de supervision de l'état du système gère la génération de la vitesse de référence pour la ligne mécanique ainsi que l'état d'ouverture de la vanne. La logique de ce programme est également utilisée pour la gestion du banc d'essais.

Un certain nombre de paramètres des différents sous-modèles doivent être déterminés de manière expérimentale. Ceci fait l'objet d'une partie du prochain chapitre.

Les simulations de comportement global du système réalisées avec ce modèle sont présentées à la fin du chapitre suivant.

4. Caractérisation et validations expérimentales du prototype

Dans ce chapitre on présente l'ensemble d'études expérimentales réalisées sur le banc d'essais présenté dans le paragraphe 2.3.1.

Il s'agit d'une part de quantifier un certain nombre de paramètres physiques du modèle, notamment les caractéristiques de la ligne d'arbre, de la pompe/turbine et du réservoir d'accumulation.

Ensuite on y compare les résultats du modèle avec des observations expérimentales réalisées lors d'essais de stockage/restitution. Dans ces essais, trois modes de gestion du banc sont présentés.

Une partie des analyses découlant des expériences réalisées à vise observer les performances du système, en termes de rendement d'accumulation de réservoir et rendement global par exemple.

4.1. Ligne d'arbre

4.1.1. Estimation du coefficient de frottement sur le moteur seul

On se propose ici de réaliser des estimations du coefficient de frottement interne au moteur électrique par des essais de décélération ''naturelle'' après lâcher en roue libre. Le moteur peut se schématiser comme étant une masse en rotation autour de son axe sur laquelle s'appliquent le couple électromagnétique du moteur et le couple de frottement (Figure 93).

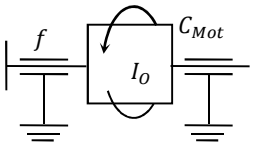


Figure 93 :schèma descriptif du moteur

L'évolution de la vitesse de rotation du moteur est décrite par l'équation suivante :

$$\Sigma C = I_O . \frac{d\omega}{dt} \qquad 4.1$$

Le moment d'inertie I_0 du moteur est donné par le constructeur, on y ajoute le moment d'inertie de l'accouplement monté en bout d'arbre. Le moment d'inertie global est estimé à 0,717 kg/m².

On réalise des essais de lâcher en roue libre de sorte que l'unique couple appliqué soit le couple de frottement écrit comme étant fonction de la vitesse de rotation. Pour des raisons d'intégration au modèle on cherche à modéliser le couple de frottement sous la forme suivante : $C_f = f.\omega$. Ici $f(kg.m^2/s)$ est un coefficient de frottement instantané.

Ainsi l'équation 4.1 prend la forme suivante :

$$-f.\omega = I_0.\frac{d\omega}{dt} \qquad 4.2$$

La vitesse de rotation est mesurée et enregistrée toutes les 10ms environ. Les mesures réalisées nous permettent d'estimer la valeur de la décélération ($\frac{d\omega}{dt}$). La Figure 94 illustre l'évolution de la vitesse suite au lâcher du moteur par le variateur pour les différents essais réalisés. Connaissant la vitesse de rotation et le moment d'inertie, on peut estimer la valeur du coefficient de frottement instantané.

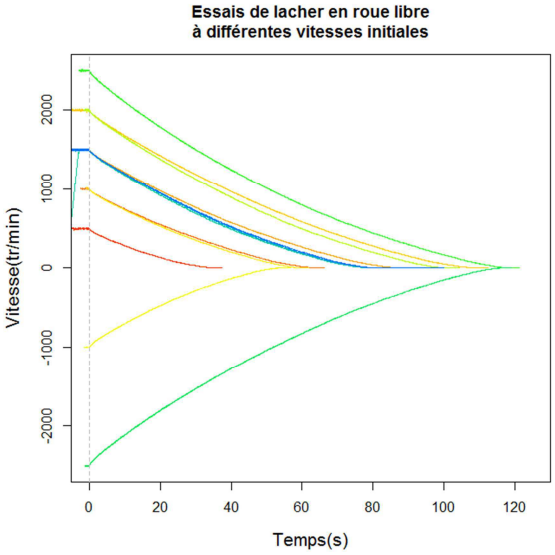


Figure 94 : ensemble des observation de la vitesse de rotation lors des lachers en roue libre

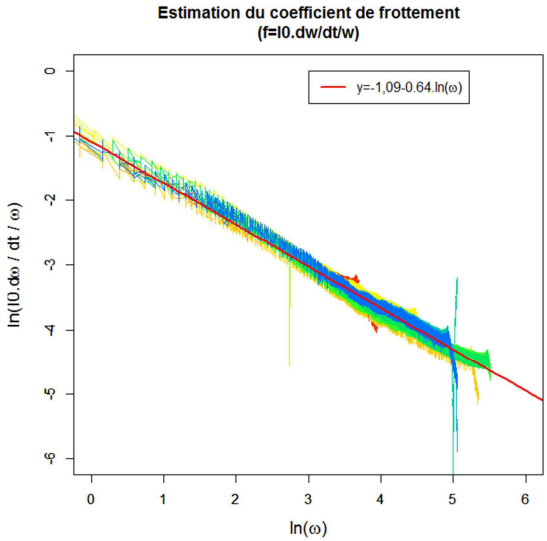


Figure 95 : estimation du coefficient de frottement instantané

La Figure 95 donne les valeurs du coefficient de frottement estimé. L'allure de l'évolution du logarithme du coefficient en fonction du logarithme de vitesse peut assez bien se décrire par une droite d'équation $ln(f) = A + B.ln(\omega)$. Ceci nous amène à l'expression suivante pour le coefficient de frottement :

$$f = 0{,}336.\omega^{-0{,}64} \qquad 4.3$$

L'effet de l'expression de l'équation 4.3 est comparé dans le modèle réalisé sur Simulink aux résultats que l'on peut obtenir avec des valeurs de coefficient constantes comme il était admis dans le modèle initial. Le même type de lâcher est configuré dans la simulation pour observer la décélération du rotor.

Les valeurs constantes de coefficient de frottement produisent des décélérations de type ''exponentiel décroissant'' qui sont caractérisées par des temps de décélération très longs ou des décélérations au lâcher très importantes. L'évolution de f décrite par l'équation 4.3 produit des temps totaux de décélération et des pentes similaires aux mesures pour 2500 tr/min comme pour 500 tr/min.

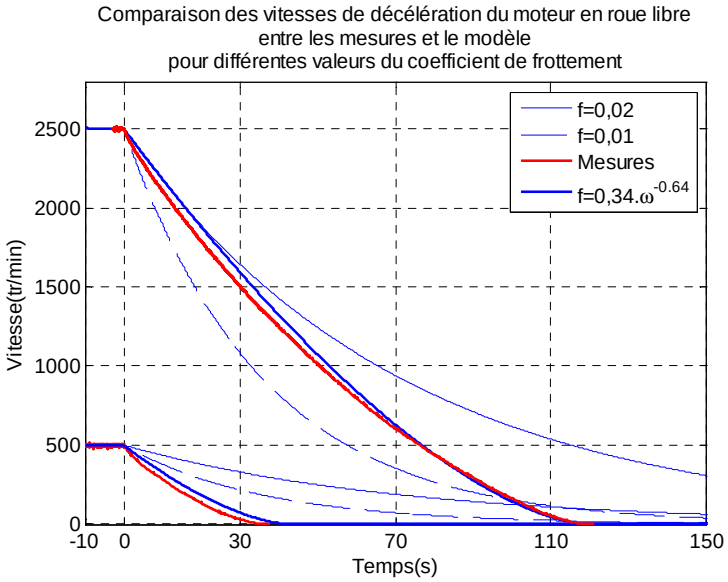


Figure 96 : simulation d'essais de lâcher en roue libre moteur seul

4.1.2. Inertie de la pompe-turbine

On se propose de vérifier la validité de l'estimation de l'inertie de la pompe/turbine en réalisant des simulations de lâcher similaires à ceux présentés dans le paragraphe précèdent avec la pompe connectée au moteur. Dans ce cas les couples agissant sur les masses en rotation sont le couple de frottement du moteur et le couple ''consommé'' de la pompe. Le premier est estimé par la valeur du frottement tiré de l'équation 4.3. Le couple résistant de la pompe est caractérisé par des essais stationnaires à débit nul ; ce sont des moyennes sur 24 secondes d'acquisitions à 60 Hz. On réalise des mesures de couple pour différentes vitesses lors d'essais où la vitesse est augmentée puis diminuée par paliers de 100 tr/min ; les valeurs mesurées et le modèle utilisé pour les simulations sont illustrés sur la Figure 97.

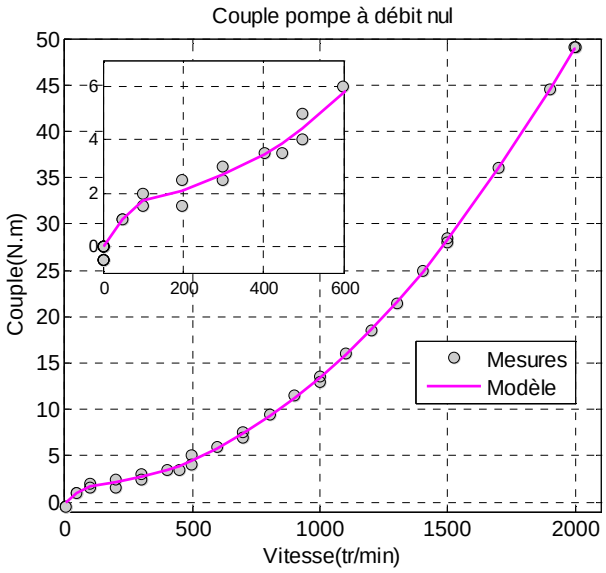


Figure 97 : couple de la pompe fonction de la vitesse à débit nul

On notera que pour certaines vitesses (2000, 1500, 1000, 500, 200 et 100 tr/min) il y a plusieurs valeurs de couple. Les valeurs les plus basses ont été mesurées lors des paliers descendants ; pour les grandes vitesses cette différence est minime.

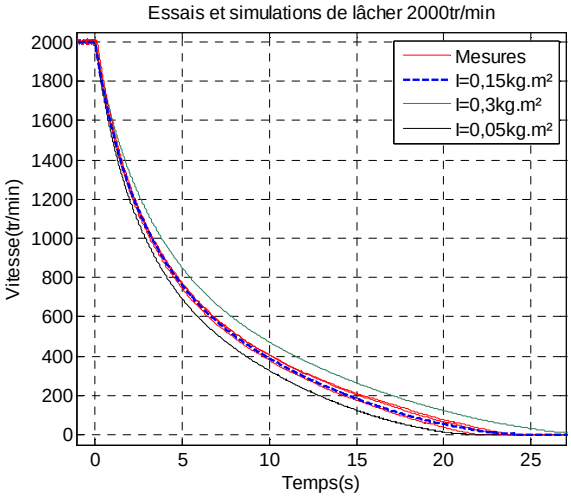


Figure 98 : simulations de lâcher en roue libre 2000 tr/min pompe

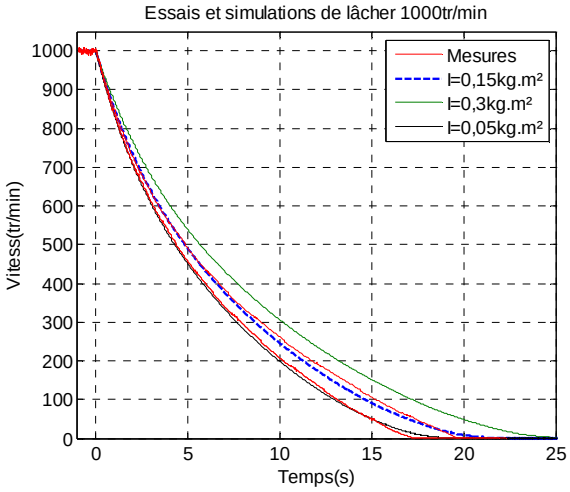


Figure 99 : simulations de lâcher en roue libre 1000 tr/min pompe

Des simulations de lâcher sont faites en utilisant le modèle de couple résistant de la Figure 97 (courbe rose) ; une méthode d'interpolation par parties disponible sur Simulink est utilisée pour estimer la valeur du couple pour une certaine vitesse. On y configure différentes valeurs d'inertie de pompe et deux valeurs de vitesse initiale. Les résultats de ces essais et simulations sont présentés sur les Figure 98 et Figure 99.

Des lâchers faits à différents moment donnent des temps d'arrêt qui présentent une légère dispersion, surtout pour les essais de vitesse initiale de 1000 tr/min ; des variations similaires étaient observées pour les lâchers du moteur seul (Figure 94). Les différences sont certainement dues aux changements de ce couple résistif qui peuvent être liés à des paramètres expérimentaux difficilement maitrisables tels que la température des paliers par exemple.

Les simulations avec une inertie de 0,15 kg.m² donnent les résultats les plus proches aux mesures. Cette valeur d'inertie sera donc retenue dans le modèle.

4.2. Coefficients pour le modèle de réservoir d'admission

Dans le modèle de réservoir d'admission, deux facteurs sont inconnus : le coefficient d'échange global (h) et le coefficient de frottement de la conduite de l'évent (f).

On utilise le modèle global du système de stockage afin de tester l'influence de différentes valeurs de ces facteurs sur la pression d'aspiration. Le modèle est configuré pour un essai de pré-charge du réservoir de stockage à vitesse de rotation constante (environ 625 tr/min). Le cas de simulation présenté concerne principalement un essai avec un silencieux situé à l'entrée de la conduite de l'évent. Un autres cas, avec des conditions similaires (pressions et vitesse de rotation), mais sans silencieux, est illustré également sur les Figure 100 et Figure 101 pour en observer l'effet sur la pression d'aspiration de la pompe.

Les graphiques de la Figure 100 donnent la pression à l'aspiration pour différentes valeurs de h et de f. Les débits observés sont donnés sur la Figure 101. Sur cette dernière figure, seul le cas avec silencieux est comparé au modèle. Dans le modèle le débit est estimé comme il est indiqué dans le paragraphe 3.3.

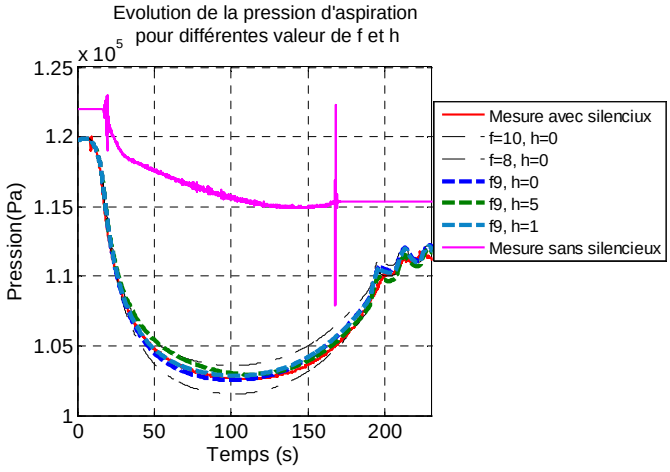


Figure 100 : pression d'aspiration

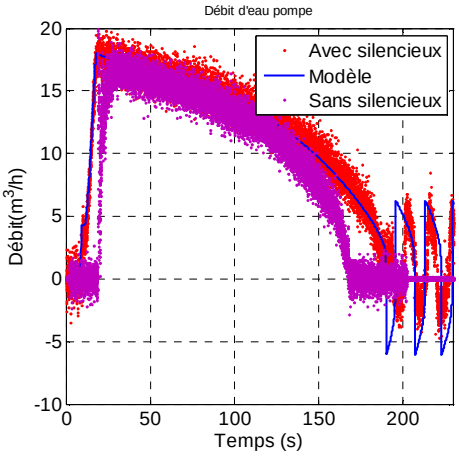


Figure 101 : débit d'eau pour les deux cas

Les conditions d'essai n'étaient pas exactement identiques mais suffisamment proches en termes de débit (voir les courbes de débit qui sont similaires en amplitude sur la Figure 101) pour se faire une idée de l'effet du silencieux sur la pression d'aspiration.

Il semble que la valeur maximale de la chute de pression soit fixée par la valeur de f. La valeur de h joue sur l'allure de l'évolution de la chute de pression ; des valeurs très faibles de h semblent convenir assez bien pour ce cas. Une valeur de h de 1 W/m²/K a été retenue ainsi qu'une valeur de f de 9. Pour le cas sans silencieux, la valeur retenue pour f sera de 1.

4.3. Coefficient d'échange de chaleur global

L'objectif de cette partie est d'estimer la valeur du coefficient d'échange de chaleur convectif global h_g afin de pouvoir modéliser correctement l'évolution de la pression d'accumulation lors des périodes de compression/détente et lors des périodes d'attente. On rappelle que la modélisation se fait par l'utilisation d'un coefficient global, qui intègre le transfert vers l'acier et vers l'eau, pour des raisons de faisabilité expérimentale et simplicité comme indiqué au paragraphe 3.2.3.1.

L'évolution de la température de l'air dans le réservoir d'accumulation peut se décrire par l'équation de la variation d'énergie interne d'un gaz parfait, appliquée à la masse d'air (considéré sec) se trouvant dans le réservoir (expression 4.4).

$$-P.\frac{dV}{dt} - h_g.S.\left(T_{air} - T_{paroi}\right) = m_{air}.C_v.\frac{dT_{air}}{dt} \qquad 4.4$$

Dans le but d'estimer la valeur de h_g, différentes méthodes ont été explorées. On présente ici une méthode d'analyse de l'évolution de la température durant la période succédant à une phase de variation de volume d'air (périodes d'attente) inspiré des travaux de Pourmovahed et al [16].

4.3.1. Le concept utilisé

Lors d'une période d'attente, la variation de volume est nulle (voir premier terme de gauche de l'équation 4.4) et le problème se réduit à une équation linéaire du premier ordre (à condition de supposer que h_g est constante) dont la solution peut se trouver en utilisant une variable du type :

$$\theta = T_{air} - T_{paroi} \qquad 4.5$$

La surface d'échange S est constante durant le temps d'attente (voir Figure 102). L'équation 4.4 peut se réécrire comme indiqué par l'expression 4.6.

$$\frac{m_{air}.C_v}{h_g.S}.\frac{d\theta}{dt} = -\theta \qquad 4.6$$

L'évolution de θ est ainsi décrite en intégrant l'équation 4.6 après regroupement des variables, par l'expression 4.7.

$$\theta = \theta_{init}\, e^{-\frac{t}{\tau}} \qquad 4.7$$

Avec tau, la constante de temps du système, donnée par l'expression 4.8.

$$\tau = \frac{m_{air}.C_v}{h_g.S} \qquad 4.8$$

Il s'agit d'un raisonnement qu'on retrouve dans Pourmovahed et al. [16], et qui découle des analyse des corps en refroidissement comme ce qu'on peut trouver dans [13].

Dans [16], les auteurs basent l'analyse du refroidissement d'accumulateurs hydropneumatiques à piston métallique, dont le but est de déduire une expression pour le coefficient d'échange global, sur ce concept de constante de temps de la variation de température (ou de pression).

Cette valeur est un temps et il peut être mesuré : il représente le temps nécessaire pour que la température (ou la pression) varie de 63,2% ($1 - e^{-1}$) de la variation totale subie durant l'attente comme illustré en Figure 103.

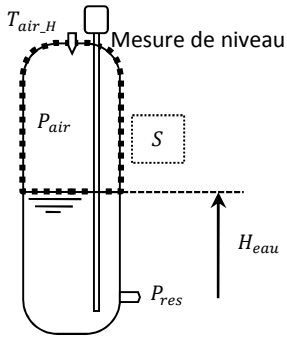


Figure 102 : réservoir d'accumulation

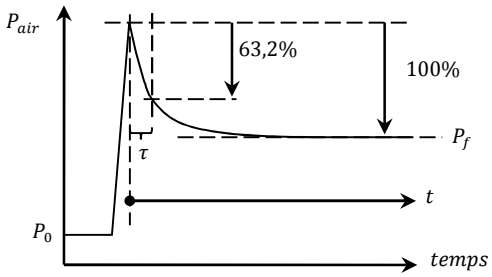


Figure 103 : évolution de la pression lors d'un refroidissement

D'autre part, on pourrait aussi faire une estimation de h_g à partir de l'équation 4.7 en définissant un temps "t" commençant au début du refroidissement (voir Figure 103) pour en observer l'évolution sur tout le temps d'attente. Seule la première méthode est utilisée ici.

4.3.2. Procédure expérimentale

La variation de pression d'air précédant la période d'attente qui nous intéresse ici est réalisée soit par pompage d'eau dans le réservoir si on veut chauffer l'air, soit par une décharge à vitesse de rotation nulle si on veut détendre l'air (pour le refroidir). Le pompage est fait au point de fonctionnement optimal.

On donne ici quelques détails sur la manière d'obtenir et de traiter les paramètres utilisés pour l'analyse, ainsi qu'un aperçu des conditions des essais :

- La constante de temps $''\tau''$ est extraite de l'évolution de la température moyenne de mélange de l'air lors des périodes d'attente. Celle-ci est estimée par l'équation des gaz parfaits :

$$T_{air} = \frac{P_{air}.V}{m_{air}.R_s} \qquad 4.9$$

- La pression de l'air est estimée comme étant la pression mesurée à la base du réservoir réduite de la pression de hauteur d'eau ($\mathrm{H_{eau}}$) séparant le point de mesure et

la surface libre d'eau (voir Figure 102) et mesurée par un capteur de niveau. On utilise un capteur de pression du type Keller PAA-33X piezorésistif d'une gamme de mesure 0-45 bar absolus et d'une incertitude de 0,025% de la gamme (c.à.d. ≈1.1kPa).

- Le volume est estimé à partir de la mesure de la position de l'interface air-eau, de la position verticale du capteur de niveau et des dimensions du réservoir. Concernant le volume initial, les dimensions exactes de la partie elliptique interne pouvant être soumises à des écarts par rapport aux cotes des plans fournis, on compare la première estimation ''géométrique'' du volume initial à une deuxième estimation faite grâce à la mesure de variation de volume et de la pression à la fin de la période d'attente. On attend d'atteindre un état d'équilibre isotherme afin de pouvoir écrire ceci: $P_0.V_0 = P_f.(V_0 + \Delta V)$.

  Le terme de variation de volume (ΔV) est estimé par la différence de hauteur entre les positions d'eau initiale et finale dans la zone cylindrique du réservoir où la seule dimension utilisée est le diamètre interne du réservoir. Les écarts entre les deux estimations de volume rapportés au volume estimé géométriquement sont montrés sur la Figure 106.

  L'ordre de grandeur de l'écart observé est au maximum 2% de la première estimation ; les écarts peuvent provenir de 3 sources d'erreur : écarts d'estimation des dimensions du réservoir et position du zéro pour la mesure de niveau, incertitude sur l'écart des positions de l'interface pour le calcul de ΔV et l'estimation de la pression d'équilibre isotherme, pouvant être affecté par une attente trop courte.

- La masse d'air est supposée constante sur les durées qui nous intéressent. Elle est estimée à l'instant initiale, avant la phase de variation de volume, à partir de la pression, de la température et du volume initiaux de l'air. La température initiale est mesurée par la sonde Pt100 installée dans la partie haute du réservoir (voir T_{air_H} dans la Figure 102).

- Concernant la température de paroi, ou plutôt d'interface ''air - milieu externe'', les mesures indiquées par les thermocouples présentent des variations de 1,5K en compression et 0,7K en détente au maximum (Figure 105). La Figure 104 illustre un exemple de cas de compression attente ; la température de surface n'augmente qu'après un certain temps. Ces mesures sont faites sur 3 points de la partie supérieure du réservoir et ne sont donc pas représentatives de toute la surface d'échange, notamment aucune indication n'est disponible à l'état actuel sur la température d'interface de l'eau.

  Par ailleurs les thermocouples n'ont été installés qu'après le début de la campagne d'essais ; seul 23 cas sur 47 ont donc été réalisés avec ces indications supplémentaires.

  La température d'interface est finalement estimée comme étant constante et égale à la température moyenne d'air à l'état final d'équilibre calculée à partir de la pression finale mesurée.

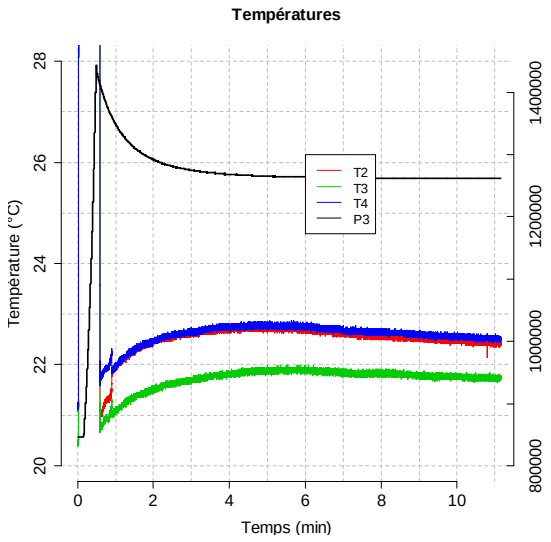


Figure 104 : évolution des températures mesurées et pression à la base du réservoir ; l'ordonné de gauche indique des Pa

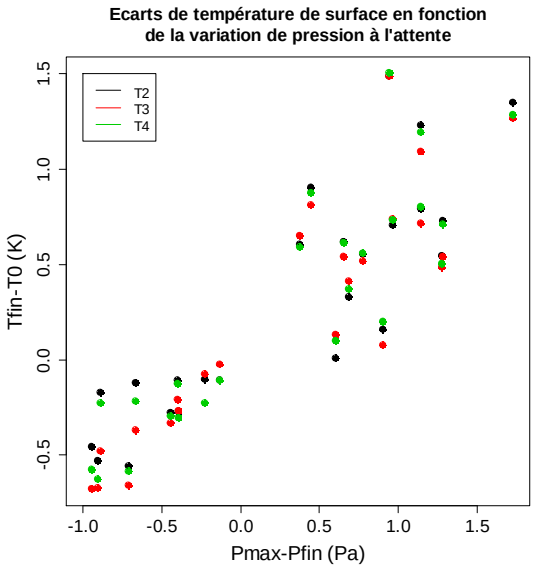


Figure 105 : Ecarts entre les températures initiales et finales de paroi

- Les plages des paramètres en jeux pour les essais faits dans [16] et pour le cas présent sont comparées sur la Table 1.

Les incertitudes associées à la détermination du coefficient d'échange de chaleur global, et donc à l'estimation des différentes variables utiles à l'étude, sont détaillées dans le paragraphe 7.6 des annexes.

	Pourmovahed et al. [16]	Cas présent
Ra*	2,6 .10^{8} à 9,5.10^{10}	< 6,2.10^{10}
L/D en fin de compression	0,77 à 1,5	0,49 à 2,7
D	12,38cm	67,2 cm
T_S/T_{air}	0,71 à 1	0,94 et 1,05
Pressions	10 à 195bar	2 à 14bar
Vitesse d'avance du piston	0,11 à 8,08 cm/s	-1,77 à 1,47 cm/s

Table 1 : comparaison des plages des paramètres influant sur l'échange de chaleur convectif

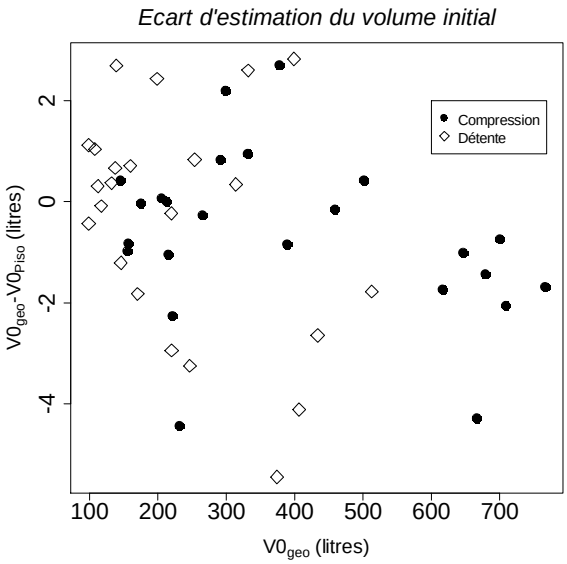


Figure 106 : écarts d'estimations du volume initial

La Figure 107 et la Figure 108 donnent un aperçu des essais réalisés. La Figure 107 donne les valeurs de la température moyenne estimée au début de la période d'attente, rapportée par la température initiale (avant variation de volume), pour les différents rapports de volume appliqués.

Les valeurs de température se distribuent autour d'une évolution isentropique (n=1,4), à droite de celle-ci lors des compressions et à gauche dans le cas des détentes. L'écart à l'évolution isentropique est lié à la vitesse de compression (voir vitesse d'avance moyenne sur la Figure 108) et l'importance des échanges de chaleur.

La Figure 108 donne les valeurs du coefficient polytropique des compressions/détentes réalisés pour les vitesses d'avance moyennes absolues appliquées.

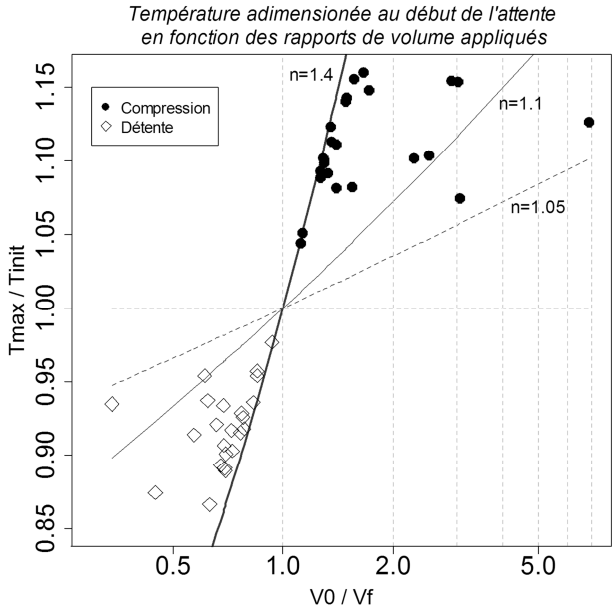


Figure 107 : température adimensionnée au début de la phase d'attente

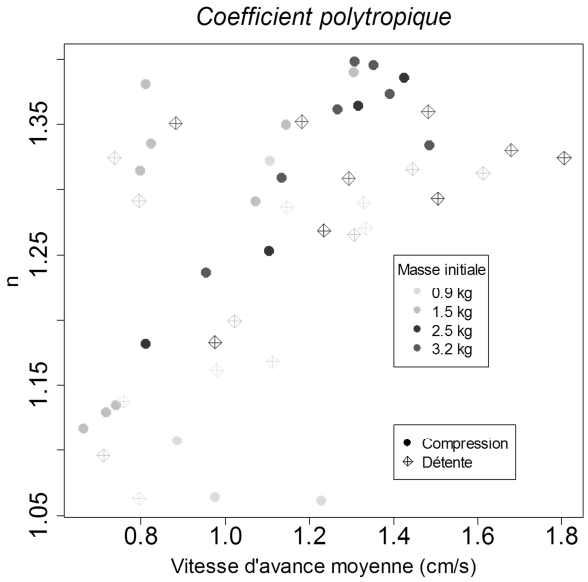


Figure 108 : coefficient polytropique en fonction de la vitesse d'avance moyenne absolue de l'eau

4.3.3. Observations des constantes de temps

Les résultats observés par [16] sont présentés pour en extraire des corrélations sous forme de constantes de temps adimensionnées écrites ainsi :

$$\tau^* = \frac{\lambda.\tau}{\rho.C_v.L^2} \qquad 4.10$$

Durant l'attente, la densité moyenne de l'air et la longueur caractéristique (ici il s'agit de la hauteur disponible pour la circulation de l'air) sont constantes. Les propriétés de l'air sont estimées à la température moyenne de l'air calculée par l'équation des gaz parfaits à $t = \tau$; les relations utilisées pour ces propriétés sont présentées dans le paragraphe sur les propriétés de l'air (§3.2.4.1).

La constante de temps est corrélée, comme le serait un coefficient d'échange convectif au travers du nombre de Nusselt (Nu), d'un nombre de Rayleigh ainsi qu'à un facteur de forme et un rapport de températures. Ces paramètres sont définis dans [16] :

$$\tau^* = 0{,}045.Ra^{*-0{,}260}.\frac{D}{L}.F^{-1{,}156}.T^{*1{,}170} \quad 4.11$$

$$Ra^* = \frac{\rho^2.g.\beta.\left(T_{air} - T_{paroi}\right).L^3.C_v}{\mu.\lambda} \quad 4.12$$

$$F \equiv \frac{V}{S.D} \quad 4.13$$

$$T^* = \frac{T_S}{T_{air}} \quad 4.14$$

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda} \quad 4.15$$

$$Nu_{P.O.90} = 22{,}2.Ra^{*0{,}260}.F^{2{,}156}.T^{*-1{,}170} \quad 4.16$$

L'expression 4.16 du nombre de Nusselt découle de la combinaison des expressions 4.11, 4.13, et 4.15. Le facteur de forme F dans [16] est simplifié pour un volume cylindrique en écrivant$F = L/D/(2 + 4L/D)$. Cette valeur est utilisée pour le calcul de $Nu_{P.O.90}$. Pour le reste on utilise l'expression 4.13 pour ce facteur.

On compare les résultats en termes de constantes de temps adimensionnées (Figure 109) et nombre de Nusselt (Figure 110).

Les constantes de temps adimensionnées faibles semblent du même ordre de grandeur que les valeurs prédites par l'expression 4.11, puis on voit apparaître une déviation qui indique que le réservoir présente un coefficient d'échange plus important que prévu. La même information est présentée sous forme de nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh (Figure 110). Dans cette figure, pour chaque cas, on présente le nombre de Nusselt estimé et la valeur prévue par la relation 4.16. Les points rouges se trouvent bien en dessous des autres même en prenant en compte la zone d'incertitude possible.

La raison des échanges plus importants du réservoir utilisé dans le projet actuel peut être due à la présence de l'eau, qui pourrait favoriser les échanges, ou à la différence de dimensions entre les cas test utilisés dans [16] et le cas traité ; car même si l'ordre de grandeur des nombres de Rayleigh est similaire, l'échelle du réservoir est 5 à 6 fois supérieure.

L'incertitude estimée pour le nombre de Nusselt est au maximum de 30% avec une moyenne en dessous de 15% et celle sur le nombre de Rayleigh de 45% avec une moyenne en dessous de 13%. Le détail du calcul des incertitudes se trouve dans le paragraphe 7.6.

La zone de valeurs de Nusselt estimées expérimentalement est relativement bien regroupée ; la dispersion est due aux différents facteurs de forme de chaque cas testé. Le

paragraphe suivant introduit la relation entre les nombres de Nusselt, Rayleigh et le facteur de forme.

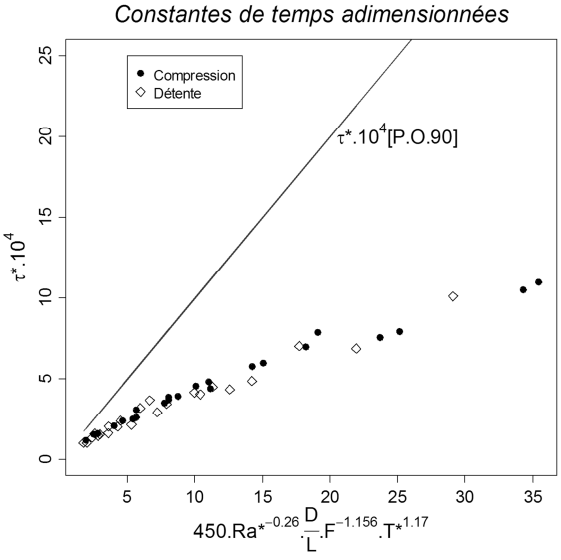


Figure 109 : comparaison des constantes de temps adimensionnées

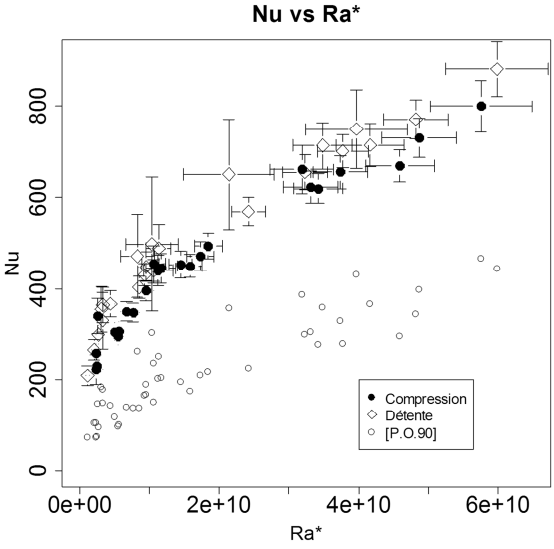


Figure 110 : comparaison des nombres de Nusselt

4.3.4. Relation empirique pour Nu

Les valeurs de nombre de Nusselt obtenues sont corrélées au nombre de Rayleigh et au facteur de forme afin d'établir une relation utile lors de la prédiction de l'état de l'air par le premier principe.

On applique une régression linéaire, avec le logiciel de ''traitement statistique'' R [34], au logarithme des variables dont la relation est supposée être du type :

$$ln(Nu) = A + B.ln(Ra^*) + C.ln(F) \qquad 4.17$$

La forme obtenue est donnée par l'expression 4.18.

$$Nu = 3{,}25.Ra^{*0{,}272}.F^{0{,}765} \qquad 4.18$$

La Figure 111 donne l'allure des écarts entre les valeurs obtenues par la relation 4.18 et les valeurs utilisées pour la régression.

Les valeurs de nombre de Nusselt obtenues par l'expression 4.18 s'écartent au maximum de 9% des valeurs utilisées pour la régression. On note que les valeurs pour la détente sont plutôt en dessous de zéro et celles des compressions au-dessus.

Il pourrait être intéressant d'extraire des relations séparées pour le cas de la détente et de la compression. Mais puisque les valeurs de Nusselt ne s'écartent pas plus du modèle que ne le sont les bornes externes fixées par les incertitudes des observations (Figure 112), et

que c'est plus simple à configurer pour les simulations, on n'utilise qu'une seule expression. Les barres d'erreur horizontales sur la Figure 112 représentent l'incertitude du nombre de Nusselt obtenues à partir de l'équation 4.18, dont l'expression de l'incertitude est donnée dans les annexes (paragraphe 7.7.3).

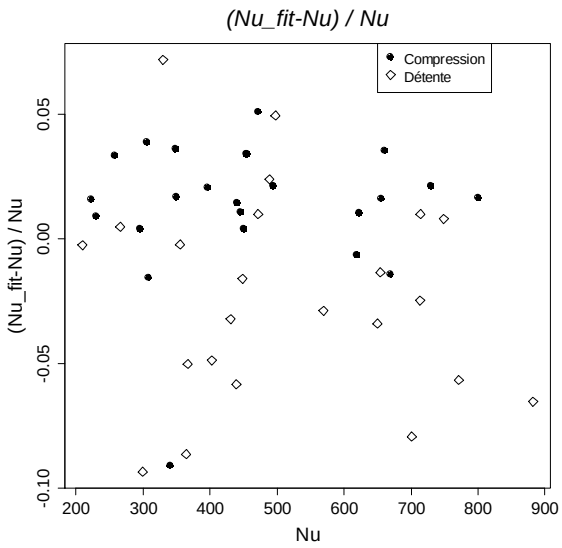


Figure 111 : écarts entre ''Nu régression'' et ''Nu mesure''

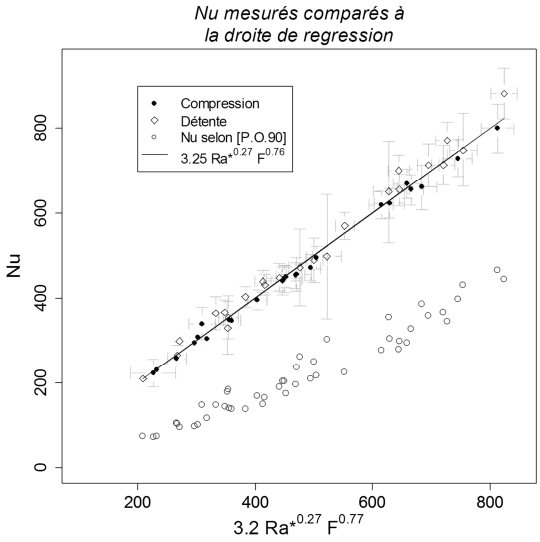


Figure 112 : valeurs de nombre de Nusselt autour de la droite de régression

L'expression du nombre de Nusselt obtenue sera testée sur le modèle du réservoir pour avoir une idée de la ''qualité'' de la prédiction du comportement de l'air.

4.3.5. Modélisation de l'état du réservoir

Un cas test expérimental de compression/attente/détente est présenté ici avec l'objectif de valider l'expression du coefficient d'échange de chaleur global par la comparaison de résultats de calcul de la pression et de la température moyennes de l'air aux observations expérimentales.

La variation de volume est produite par le débit d'eau entrant dans le réservoir; la mesure de ce débit est utilisée dans le calcul. Le paramétrage de base du modèle est illustré par le schéma de la Figure 113.

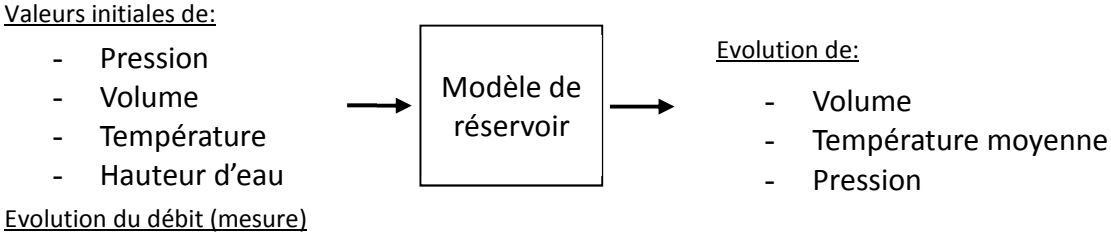


Figure 113 : entrées-sorties du modèle de réservoir d'accumulation

La température de paroi est supposée constante et égale à la température initiale dans un premier temps. Ensuite, afin d'observer dans quelle mesure cette supposition influence le résultat sur l'évolution de la pression, un deuxième calcul est fait en suivant les indications données par Pourmovahed et al [16] concernant le calcul de la température de paroi. Il est proposé d'attribuer à l'interface une augmentation de température correspondante à l'énergie cumulée du transfert de chaleur global calculé, et donc fonction de la masse de métal en contact avec l'air. La comparaison entre ces deux modes de calcul est faite par l'effet observé sur l'écart entre la pression calculée et la pression mesurée.

Ensuite, concernant le modèle de réservoir, de manière globale, la première question qui se pose est la validité de l'évolution du volume d'air car la pression finale des périodes d'attente dépend fortement de ce volume. Le volume est calculé en soustrayant au volume initial le résultat de l'intégration du débit volume dans le temps pour un débit positif entrant. La Figure 114 illustre l'évolution des différentes estimations du volume. On constate que les volumes estimés pour les périodes d'attente sont concordants ; ce n'est pas le cas des périodes de compression et détente durant lesquelles l'estimation faite par la mesure de hauteur contient un retard par rapport aux autres. Ce retard provient du temps de lissage configuré sur l'appareil.

Les résultats du calcul sont présentés sur les Figure 115 et Figure 116 pour l'évolution de la pression et de la température moyenne de l'air. On y compare les pressions mesurée et calculée par le modèle en fonction des différentes expressions utilisées pour le coefficient de convection global. La sous-évaluation du coefficient convectif, courbes vertes calculées avec l'expression tirée des travaux de Pourmovahed et al. [16], provoque une surestimation des variations de température et de pression et implique que le temps nécessaire pour atteindre la valeur isotherme de la pression s'allonge. On remarquera que la température expérimentalement estimée à la fin de la période (t = 400 s) atteint une asymptote en dessous de la température initiale. L'écart est du même ordre de grandeur qu'au moment du pic de température. Cette déviation peut être due à une erreur d'estimation du volume final, de mesure de la pression finale ou de la masse initiale ou alors d'une erreur d'estimation de la température de paroi qui était considérée constante et égale à la température initiale.

Concernant la configuration de température variable pour l'interface avec le milieu externe, les différences avec le cas à température constante est minime aussi bien sur la pression (Figure 115) que sur la température (Figure 116). La configuration de température d'interface présente donc un faible effet sur la modélisation de comportement global du réservoir de stockage dans ce cas.

Une estimation expérimentale du flux de chaleur global est faite par l'équation de l'énergie ($\delta Q = dU + P.dV$). La variation d'énergie interne est estimée à partir de la mesure de pression et du débit ($dU = m.C_V.dT = \frac{C_V}{Rs}[V.dP + P.dV]$). La Figure 117

compare les valeurs de flux de chaleur global estimé et modélisé. On y observe à nouveau la sous-estimation des flux par la courbe verte.

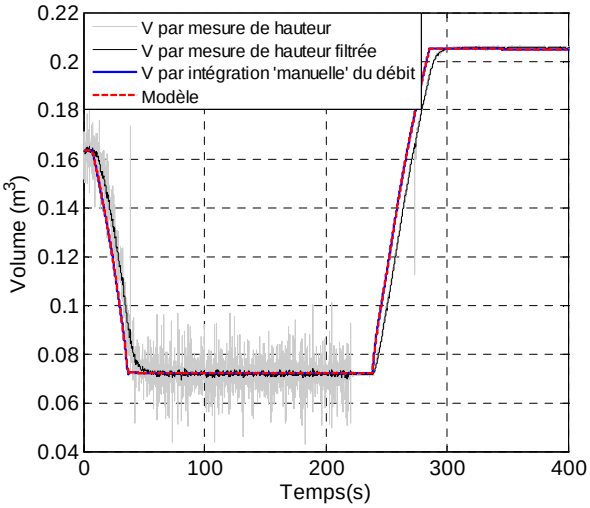


Figure 114 : évolution du volume d'air

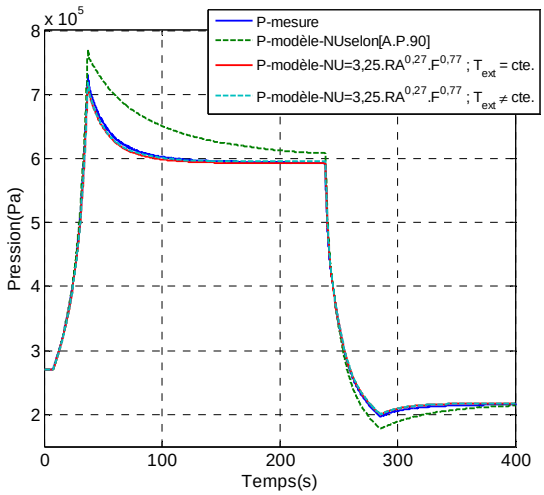


Figure 115 : évolution de la pression à la base du réservoir

On observe également que la valeur maximale du flux est atteinte par la courbe rouge qui est en accord avec les estimations expérimentales durant les phases de compression et de détente. Ceci implique des différences de température plus importantes du modèle représenté par les courbes vertes et donc des valeurs de flux également plus importantes lors des périodes d'attente.

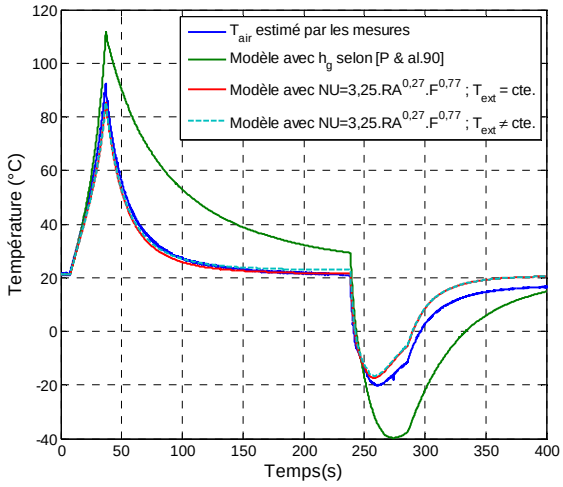


Figure 116 : évolution de la température moyenne de l'air

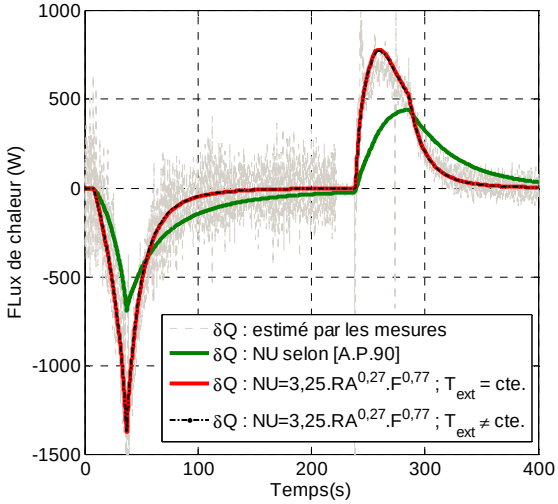


Figure 117 : évolution du flux de chaleur global

Il faudra par la suite vérifier que la relation obtenue est toujours valide à des pressions plus élevées.

4.3.6. Estimation du rendement d'accumulation

L'obtention d'une relation permettant d'estimer la valeur de coefficient d'échange global permet, en supposant que le modèle est valable pour toute la gamme des pressions et des puissances hydrauliques envisagées, de faire une estimation préalable du rendement d'accumulation et de la densité d'énergie du système pour différents taux de compression et différents temps d'attente.

L'estimation du rendement et de la densité est faite par la simulation de cycles de stockage récupération. Durant ces cycles, le débit volumique introduit dans le réservoir est configuré comme étant fonction de la pression d'accumulation. La relation entre les deux variables est estimée à partir des caractéristiques de la machine hydraulique. On suppose que le pompage et le turbinage se feront au point de meilleur rendement de la pompe/turbine. La relation obtenue à partir des grandeurs adimensionnées est donnée par l'expression 4.19.

$$q_V = \delta_{BEP} R^3 \omega_{BEP} \approx \delta_{BEP} R^3 \left(\frac{P_{air} - P_{atm}}{\psi_{BEP} R^2 \rho} \right)^{0,5} \qquad 4.19$$

Dans ce cas on néglige, dans le calcul de la différence de pression aux bornes de la machine, les pertes de charge du circuit et on se place dans une situation quasi-stationnaire.

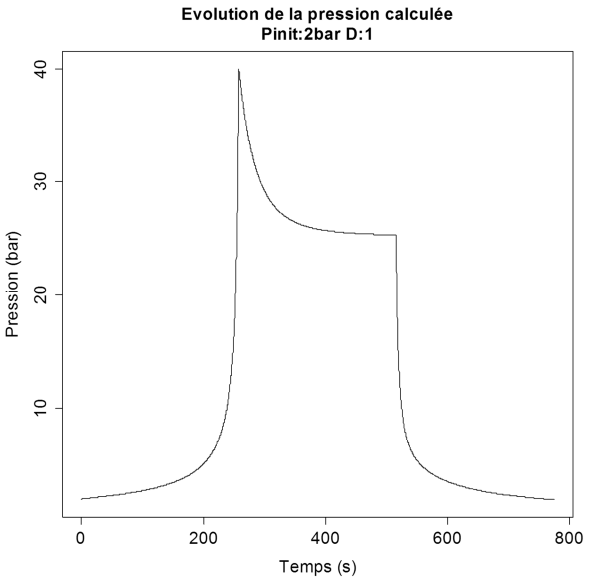


Figure 118 : évolution de la pression d'air calculée ; cas à pression initiale de 2bar et rapport de cycle de 1

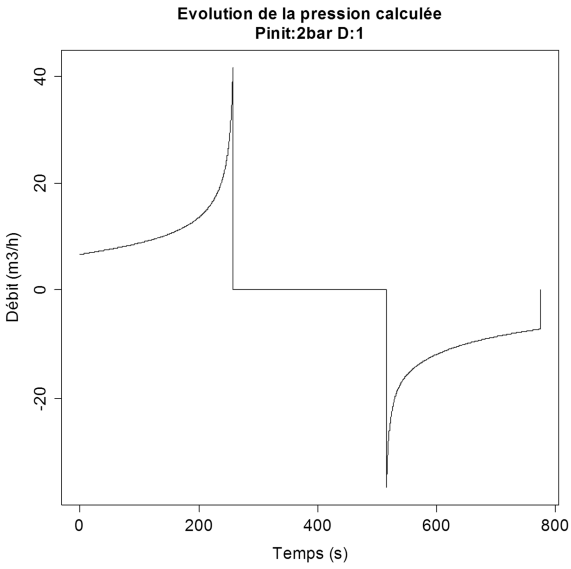


Figure 119 : évolution du débit introduit dans le réservoir ; cas à pression initiale de 2bar et rapport de cycle de 1

Les Figure 118 et Figure 119 illustrent ce que peut être un cycle simulé. La compression est arrêtée quand la pression d'air atteint le maximum configuré et la détente s'arrête quand

le volume atteint le volume initial d'air. Les deux périodes sont séparées par un temps d'attente.

La pression en fin de compression augmente très rapidement à cause du volume de plus en plus faible et du débit croisant. L'évolution du débit, qui est fonction de la pression calculée, est illustrée par la Figure 119.

Ce cycle illustre ce que peuvent représenter les pertes thermiques en termes de chute de pression après compression.

Le rendement est défini comme le rapport entre l'énergie récupérée à la détente et l'énergie fournie à la compression (voir expression 3.78 du paragraphe 3.2.6). La densité d'énergie est définie comme le rapport entre l'énergie récupérée à la détente rapportée au volume initial d'air.

Le rendement (Figure 120) et la densité (Figure 121) sont calculés pour des cycles réalisés à différentes pressions initiales et différents rapports de cycle (D). La pression maximale configurée est de 40 bar. La valeur de D est une normalisation du temps d'attente, après compression, par la durée de la phase de compression (voir paragraphe 3.2.6).

Le rendement d'accumulation minimal attendu (Figure 120) est de l'ordre de 72% pour la pression initiale la plus faible ; c'est pour les plus basses pressions que la température va le plus augmenter à la compression, ce qui produit des plus fortes pertes de chaleur. Pour 2 bar de pression initiale (cas illustré par la Figure 118), la température moyenne de l'air à la fin de la compression devrait être de l'ordre de 190°C.

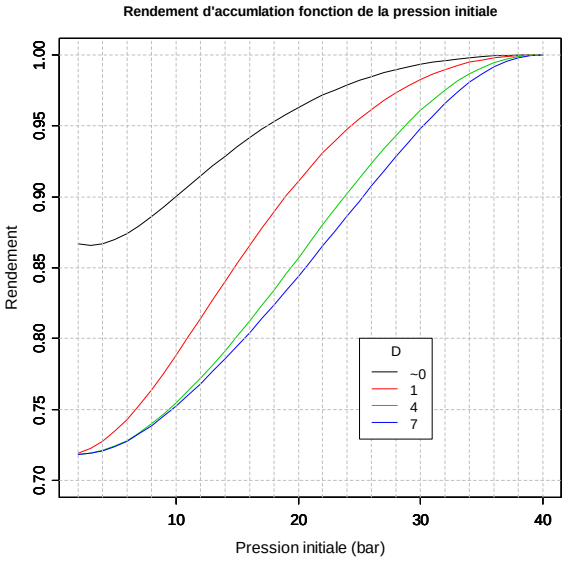


Figure 120 : rendement d'accumulation fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; **P_{max} = 40 bar**

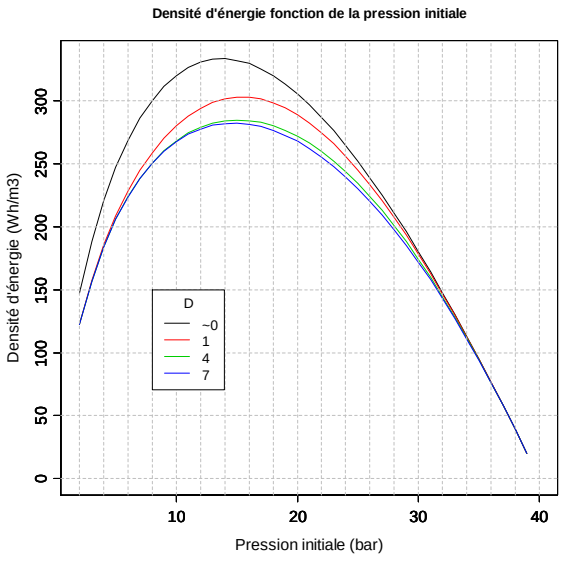


Figure 121 : densité d'énergie fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; **P_{max} = 40 bar**

Le point de densité d'énergie maximal se trouve autour de 13-15bar de pression initiale. La valeur de pression initiale optimale peut changer selon le temps d'attente après la

compression. L'énergie perdue lors des attentes longues peut être de l'ordre de 16% de l'énergie récupérable avec une détente immédiate.

Les Figure 122 et Figure 123 donnent les valeurs de rendement et de densité d'énergie pour une pression maximale de 20 bar. Dans ce cas la pression initiale optimale est de 7 bar et le rendement minimal attendu est de 79%.

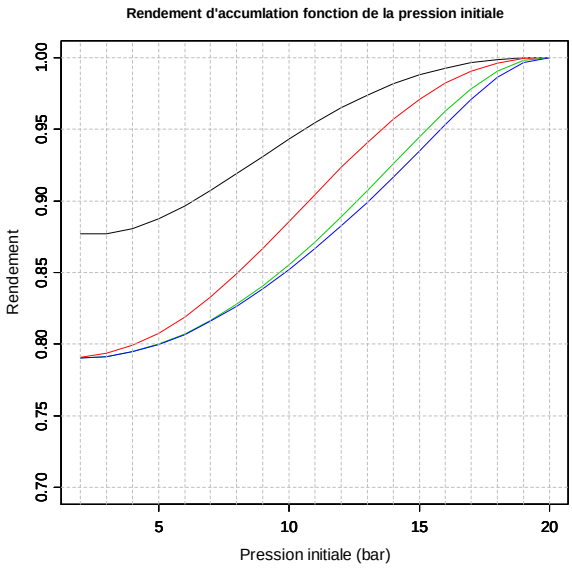


Figure 122 : rendement d'accumulation fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; **P_{max} = 20 bar**

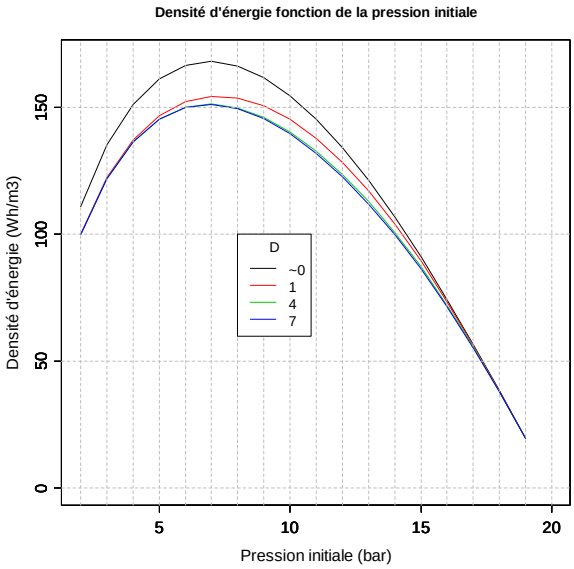


Figure 123 : densité d'énergie fonction de la pression initiale et le rapport de cycle d'attente ; **P_{max} = 20 bar**

4.4. Mesures de pertes de charge

Les pertes de charges que l'on souhaite caractériser sont celles de la conduite haute pression. Le schéma de la Figure 124 illustre la position des points de mesure et la perte de charge qu'on veut modéliser pour les phases de pompage et de turbinage.

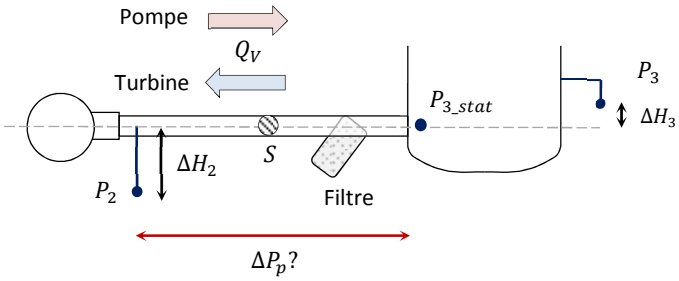


Figure 124 : mesure de pertes de charge sur la conduite haute pression

Les pressions mesurées (P_2etP_3), sont ''corrigées'' par la pression de hauteur d'eau les séparant de la ligne moyenne de la conduite ($\pm\rho g\Delta H_i$). Par ailleurs, la pression du réservoir mesure une pression totale ; la pression statique au point du piquage de la conduite (P_{3_stat}) est estimée en déduisant à la mesure, la pression dynamique observée par la mesure de débit ($1/2.\rho.(Q_V/S)^2$). La valeur ''finale'' mesurée est donnée par l'expression

$$\Delta P_p = P_2 - \rho g\Delta H_2 - P_3 + \rho g\Delta H_3 - \frac{1}{2}\rho(Q_V/S)^2 \qquad 4.20$$

Deux séries de mesures sont traitées, celle réalisées lors d'essais stationnaires visant à caractériser la machine hydraulique en pompage et des mesures faites lors d'essais de stockage récupération, donc en régime variable où l'on peut également observer les pertes en débit négatif.

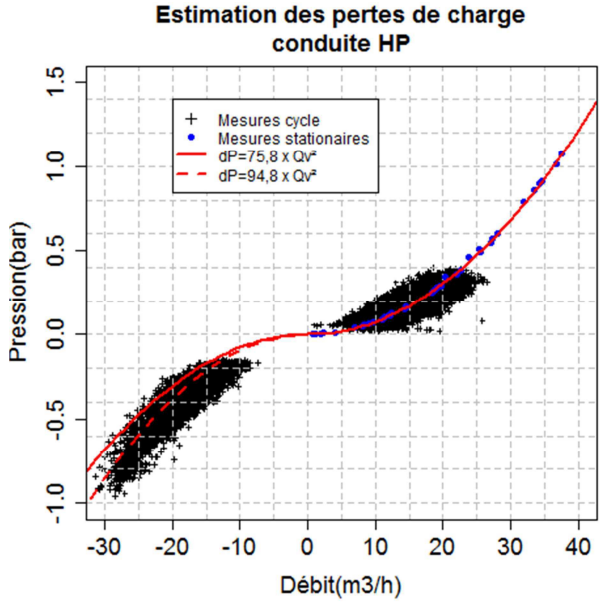


Figure 125 : pertes de charge conduite HP, modèles de pertes de charge

La Figure 125 donne les valeurs de la perte de charge observée (ΔP_p) pour des débits négatifs et positifs. Un modèle de pertes de charge fonction du carré du débit volumique est illustré sur le même graphique ; on note que le niveau de la perte est plus élevé pour les débits négatifs. Finalement les modèles de pertes de charge retenus, selon le sens du débit sont donnés par les expressions

$$\Delta P_{p_q+} = 75{,}8.{Q_V}^2 \qquad 4.21$$

$$\Delta P_{p_q-} = 94{,}8.{Q_V}^2 \qquad 4.22$$

Ici le débit volumique (Q_V) est en m^3/h.

4.5. Performances de la pompe

4.5.1. Performances stationnaires

La machine hydraulique est modélisée par ses courbes caractéristiques stationnaires. Ces caractéristiques sont obtenues par des essais en boucle fermée, c'est-à-dire en ouvrant la vanne de régulation du circuit de retour.

Pour faire travailler la machine sur une certaine plage de fonctionnement, pour une même vitesse de rotation, à régime établi, on fait varier la perte de charge du circuit de retour par le niveau d'ouverture de la vanne de régulation. Le circuit est mis sous pression afin d'éviter la cavitation.

La pression de refoulement est mesurée à une certaine distance de la sortie pompe, après le compensateur de dilatation ; la perte de charge que cela représente sera intégrée dans le modèle de machine.

Les Figure 126 et Figure 127 illustrent les valeurs de différence de pression statique aux bornes de la pompe et le couple sur l'arbre en fonction du débit volume.

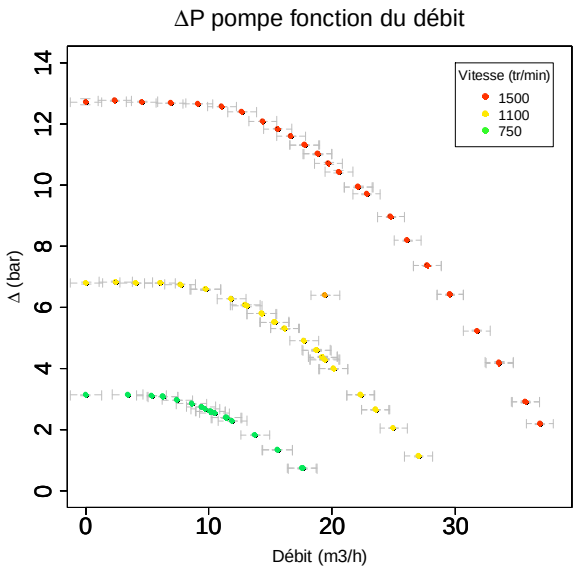


Figure 126 : surpression pompe en fonction du débit pour 3 vitesses de rotation ; valeurs moyennes avec ±1 écart type

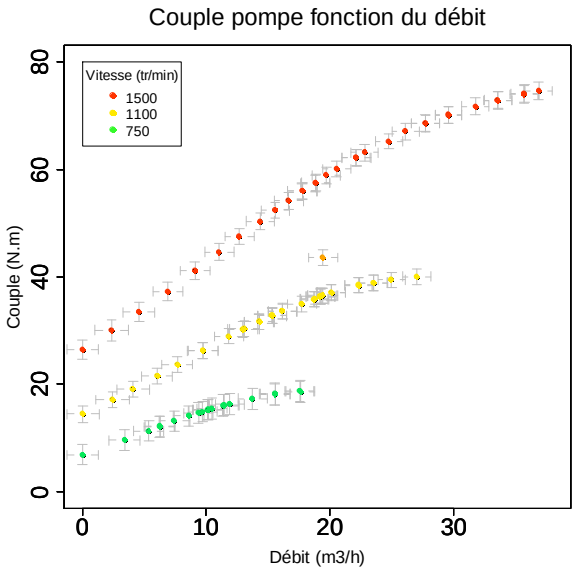


Figure 127 : couple pompe en fonction du débit pour 3 vitesses de rotation ; valeurs moyennes avec ±1 écart type

Les valeurs moyennes sont encadrées par plus ou moins un écart type. Dans le cas des valeurs de pression, le signal étant transmis de manière numérique, le bruit et donc l'écart type mesuré sont relativement plus faibles que dans le cas du débit et du couple.

Les valeurs de surpression et de couple sont adimensionnés pour les introduire plus facilement dans la modélisation, par les expressions données dans le §3.4.2. Les valeurs des coefficients obtenus sont données par les Figure 128 et Figure 129 et où on compare également ces valeurs aux données fournies par le fabricant de la pompe (KSB) et on

donne l'allure du modèle déduit de ces observations, obtenu par une régression polynomiale pour les données à 1500tr/min.

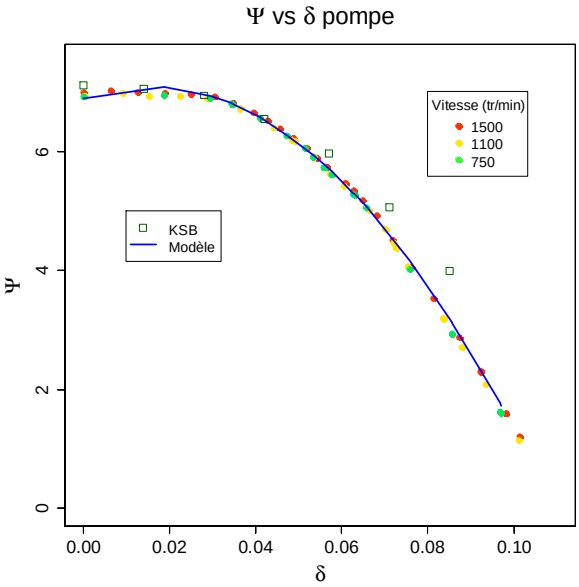


Figure 128: surpression adimensionnée fonction du coefficient de débit

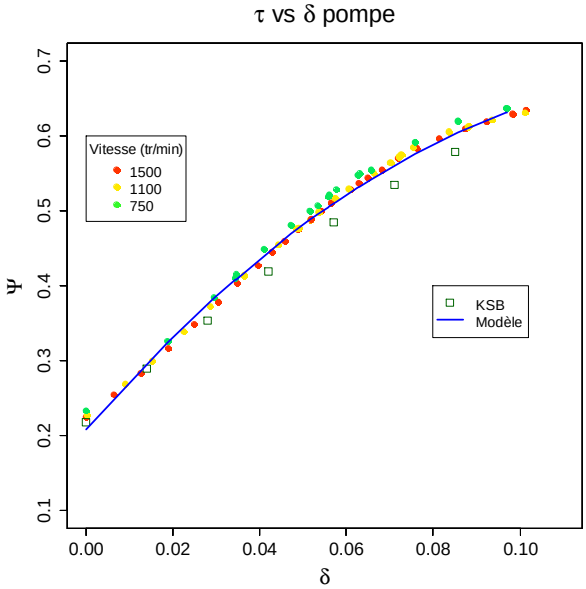


Figure 129 : couple adimensionné fonction du coefficient de débit

Les modèles polynomiaux retenus sont données par les expressions 4.23 et 4.24.

$$\psi = 6{,}89 + 25{,}4.\,\delta - 810.\,\delta^2 \qquad 4.23$$

$$\tau = 0{,}21 + 6{,}60.\,\delta - 23{,}1.\,\delta^2 \qquad 4.24$$

On remarque Figure 126 que ce modèle polynomiale reproduit fidèlement les courbes expérimentales sauf à bas coefficient de débit ($\delta < 0{,}03$).

Concernant le coefficient de couple (τ), le modèle ne représente pas correctement le comportement à des vitesses de rotation faibles (Figure 129). On observe un décalage des points obtenus à 750tr/min vers le haut, c'est-à-dire que la consommation ''relative'' y est plus importante ; ceci est certainement dû au comportement des frottements mécaniques.

Si une précision plus importante est nécessaire, il est facile d'introduire dans Simulink une table de correspondances, basé sur les valeurs réelles, dite table ''Look-up'', dont le principe est de déduire une valeur de ψ pour la valeur de δ à laquelle on se trouve, par un modèle d'interpolation ; on peut aussi ajouter une entré de vitesse pour reproduire le comportement à basse vitesse de rotation.

La pression adimensionnée à haut débit relatif est plus basse que celle des donnée ''KSB''. Ceci est peut-être dû à la perte de charge entre la sortie pompe et le point de mesure. Le couple adimensionné est souvent au-dessus des données ''KSB'', ceci implique un rendement de conversion plus faible que celui des données originales.

Le rendement de la pompe, pour les trois vitesses de rotation est illustré sur la Figure 130. L'expression du rendement de la pompe est donnée par l'expression 4.25.

$$\eta_{pompe} = \frac{\psi.\delta}{\tau} \qquad 4.25$$

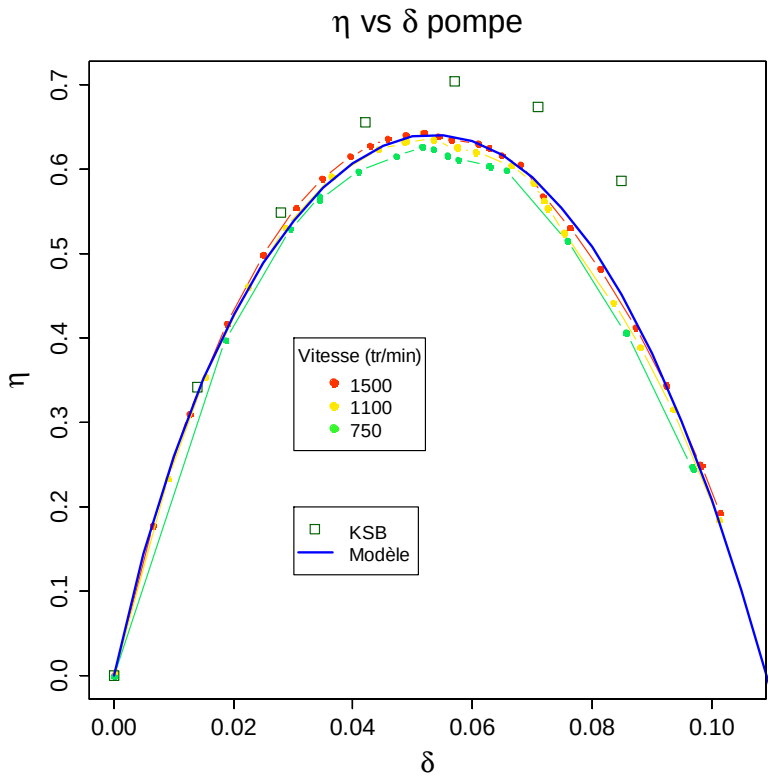


Figure 130 : rendement pompe fonction du coefficient de débit

4.5.2. Limites du modèle stationnaire de pompe-fonctionnement à bas débit

Lors des premiers essais de pré-charge, c'est à dire l'augmentation rapide de la pression du réservoir par pompage à vitesse de rotation constante, si on ne ferme pas la vanne d'isolation du réservoir quand le débit devient faible, des cycles de débit positif-négatif ont été observés.

Ceci arrive quand la pression du réservoir atteint la pression maximale que peut fournir la pompe pour une vitesse de rotation donnée. On est alors sur un plateau de pression au niveau de la courbe de performance de la pompe. La pression de la pompe n'augmente plus et celle du réservoir augmente légèrement tant que le débit est positif ; ceci provoque la chute et l'inversion du débit. Quand le débit devient négatif, la pression du réservoir diminue et place la pompe en mesure de ré-inverser le sens de circulation et le cycle se renouvèle. Cette instabilité entre une turbomachine fonctionnant à bas débit et le circuit est un phénomène bien connu (désigné sous le nom de ''pompage'').

La Figure 132 montre l'évolution de la pression calculée et mesurée au refoulement de la pompe durant le cycle de pré-charge à vitesse de rotation constante (environ 650tr/min).

On voit sur la Figure 131 la chute du débit et l'apparition des cycles au moment où la pression de refoulement semble atteindre son maximum.

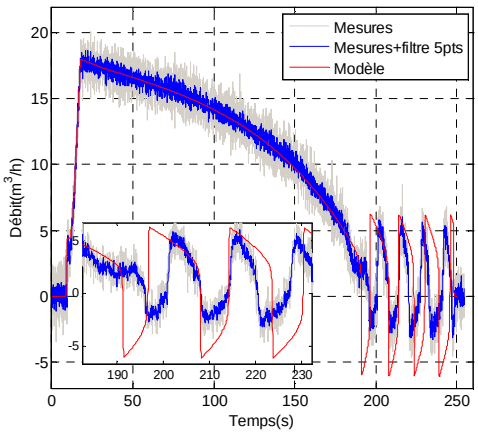


Figure 131 : évolution du débit

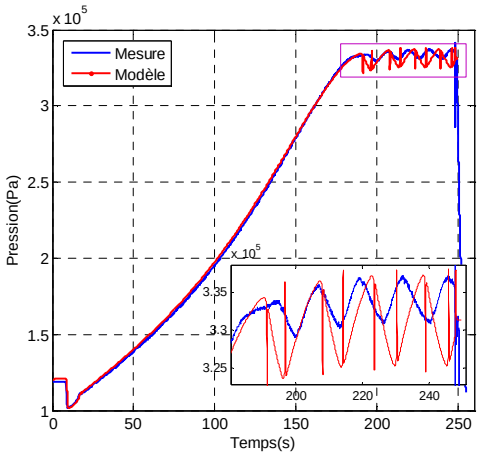


Figure 132 : évolution de la pression de refoulement pompe

Le modèle permet de prédire correctement cette instabilité. La fréquence et l'amplitude des oscillations de débit (Figure 131) du modèle sont assez proches des observations expérimentales. Ceci indique que le comportement des éléments du circuit est bien modélisé (éléments moteurs, résistifs, capacitif, et inertiel). En revanche, on note que les valeurs de pression de pompe ne correspondent pas vraiment aux observations expérimentales (Figure 133). Il est probable que le modèle de pompe adopté ne convienne pas pour ce type de fonctionnement très inhabituel de la pompe.

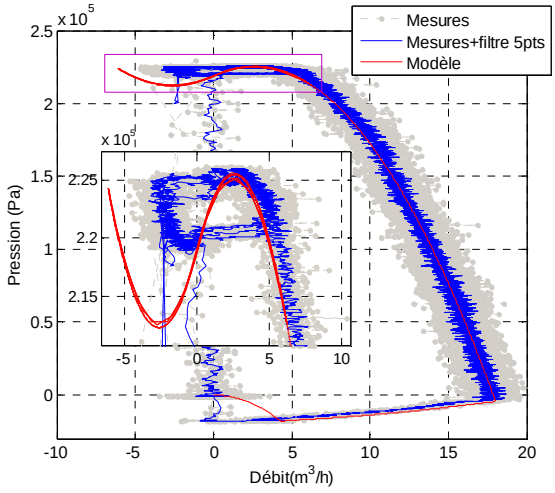


Figure 133 : différence de pression de pompe en fonction du débit

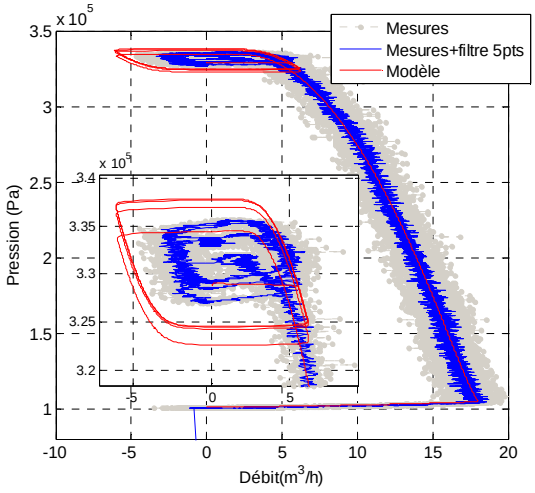


Figure 134 :pression au réservoir en fonction du débit

Cet écart sur les pressions se répercute au niveau des mesures dans le réservoir (Figure 134). Dans la suite, ce type de situations sera évité par la fermeture commandée de la vanne lors des essais de stockage.

4.6. Performances de la turbine

L'installation ne permettant pas de réaliser des essais en mode turbine en régime stationnaire, une estimation des performances de la machine en fonctionnement variable est faite sur un ensemble d'essais de turbinage en détente (phase de récupération). Les mesures utilisées pour caractériser la turbine seront limitées aux périodes durant lesquelles il sera montré que les termes transitoires sont négligeables devant les termes stationnaires.

4.6.1. Configuration des essais

Différentes mises sous pression du réservoir ont été faites par pompage, à différents niveaux de remplissage et pressions initiales. Pour chaque niveau de pression initial on a également joué sur la vitesse de rotation de la turbine, afin de se placer à différents points de fonctionnement adimensionnés.

La référence de vitesse appliquée au variateur par le système de contrôle est fonction de la différence de pression mesurée entre l'entrée et la sortie de la machine hydraulique afin de maintenir une certaine valeur de pression adimensionnée (voir §3.4.2). Pour le fonctionnement ''standard'' cette valeur correspond au point de meilleur rendement (BEP). La relation entre la vitesse de référence et la différence de pression mesurée ($\Delta P_{P/T}$) est reprise par l'expression 4.26 dans laquelle en fonctionnement BEP le coefficient k vaut 1.

$$\omega_{réf} = k.\sqrt{\frac{\Delta P_{P/T}}{\psi_{BEP}.r^2.\rho}} \qquad 4.26$$

Pour observer le comportement de la turbine à d'autres points de fonctionnement, la vitesse de référence initiale est modifiée pour les différents essais en faisant varier le coefficient k de 0,7 à 1,2. La valeur de la pression adimensionnée (ψ_{BEP}) est initialement déduite à partir des données fournies par le constructeur de la pompe-turbine.

4.6.2. Observation expérimentales

Un ensemble de 14 essais sont présentés dans les figures suivantes. En plus du coefficient k, la pression initiale et la masse d'air contenue dans le réservoir ont été modifiées selon les essais. Les paramètres des 4 premiers essais sont indiqués sur le Tableau 6 à titre indicatif.

n° essais	1	2	3	4	…
P_{init}	5,3	5,7	7,1	8,8	
k	0,8	0,85	0,90	0,85	
ψ_{moyen}	14,7	13,1	11,7	13,1	
δ_{moyen}	0,111	0,103	0,097	0,104	

Tableau 6 : paramètres d'essais ; caractérisation turbine

La phase de turbinage commence par l'ouverture de la vanne d'isolation qui se traduit par une augmentation soudaine de la pression appliquée à la turbine (Figure 135) ; ceci produit une augmentation rapide du débit d'eau (voir Figure 136).

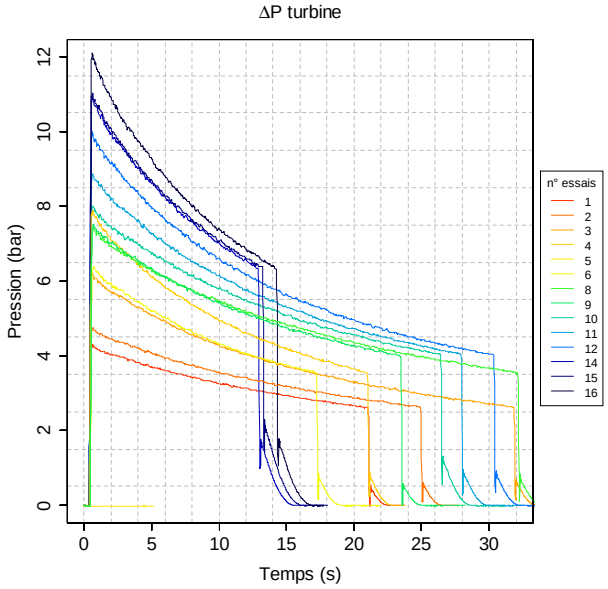


Figure 135 : ΔP turbine ; caractérisation

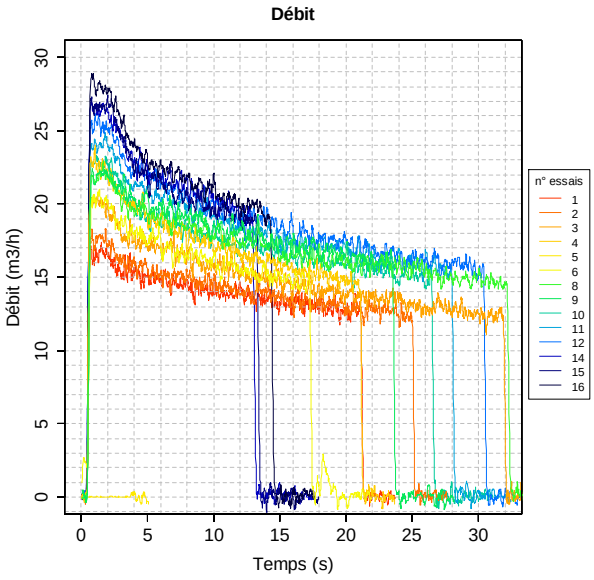


Figure 136 : débit ; caractérisation

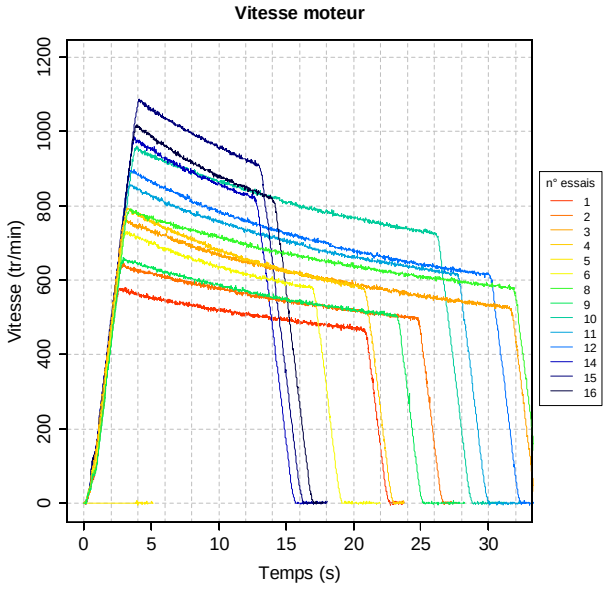


Figure 137 : vitesse de rotation turbine ; caractérisation

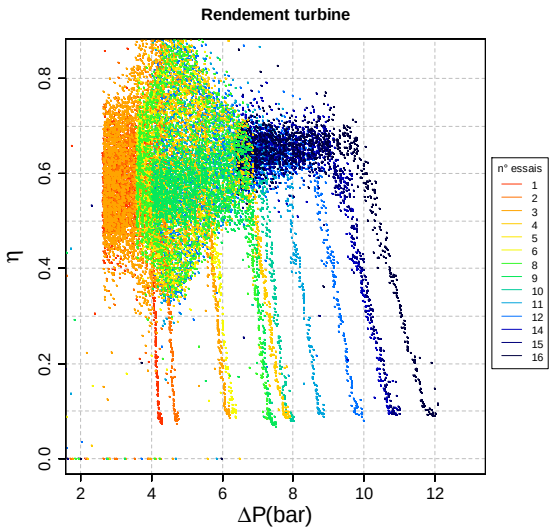


Figure 138 : rendement turbine ; caractérisation

On note l'effet de l'augmentation de la masse d'air sur les allures de pression (Figure 135) des essais 6 et 8 ; l'énergie contenue étant plus importante dans le deuxième cas, la détente dure 10 secondes de plus pour des taux de détente similaires.

La vitesse de rotation, illustrée en Figure 137, évolue en fonction du taux d'accélération maximal configuré sur le variateur lors des périodes initiale et finale ; lors des périodes de

récupération d'énergie la vitesse est guidée par la différence de pression mesurée. Au démarrage, le moteur accélère tant que le point de fonctionnement souhaité n'est pas atteint. A ce point, le rendement est proche du maximum (Figure 138), puis diminue.

Les Figure 139 et Figure 140 illustrent les valeurs de pression et débit adimensionnée lors de différentes périodes de turbinage. La partie initiale des courbes n'est pas à prendre en compte puisque la vitesse y est très faible. Les niveaux les plus bas de pression et débit adimensionnés correspondent aux facteurs de modification de la vitesse de référence BEP les plus élevés ($\psi \approx 18 \Leftrightarrow \omega_{réf} = \omega_{BEP} \times 70\%$).

Sur l'ensemble des mesures, la décélération hydraulique de la période quasi-stationnaire est au maximum de l'ordre de 0,15.10^{-3} m^3/s^2. La décélération angulaire maximale de rotation de l'arbre est de l'ordre de 2,33rad/s^2. Les termes instationnaires de pression et de couple associés à ces valeurs représentent (termes inertiels et termes de couplage) respectivement un total de 370 Pa et 0,360 N.m dans le modèle global de machine, ce qui reste négligeable par rapport aux valeurs mesurées.

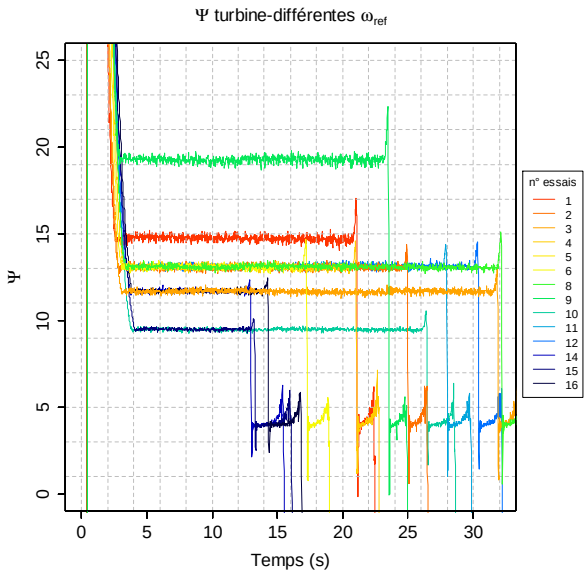


Figure 139 : pression adimensionnée turbine

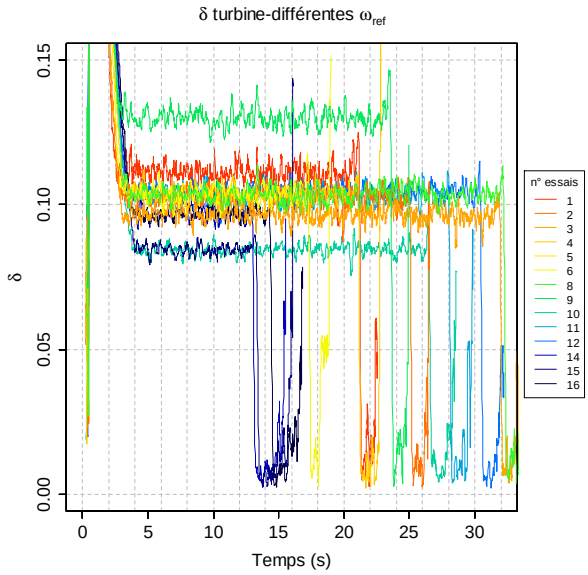


Figure 140 : débit adimensionné turbine

On compare les moyennes des valeurs adimensionnées mesurées lors de ces détentes (sans les valeurs des périodes transitoires initiales et finales), aux valeurs obtenues des courbes de fonctionnement fournies par le constructeur de la pompe-turbine (voir Figure 141 et Figure 142). Les essais présentés par les figures précédentes ont été complétés par une dizaine d'autres.

On observe que les pressions adimensionnés moyennes mesurées sont plus élevées que la référence et le couple adimensionné y est plus faible ; les deux remarques expliquent le rendement inférieur au rendement initialement prévu illustré sur la Figure 143.

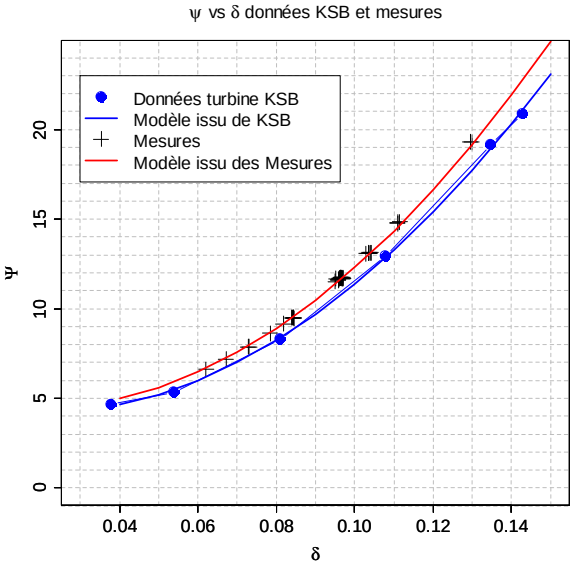


Figure 141 : pression adimensionnée fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur

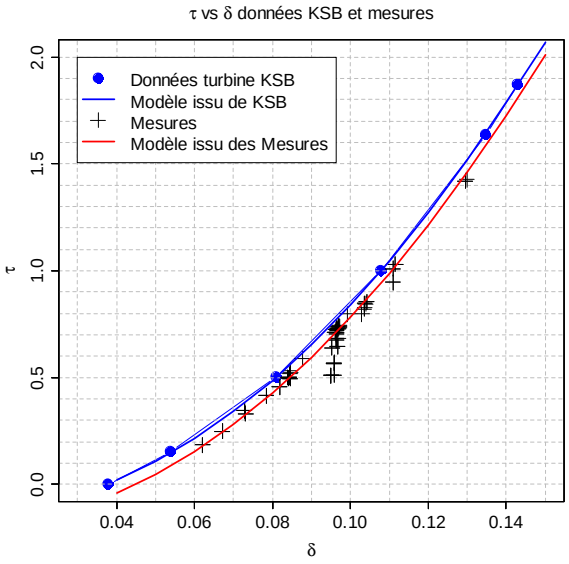


Figure 142 : couple adimensionné fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur

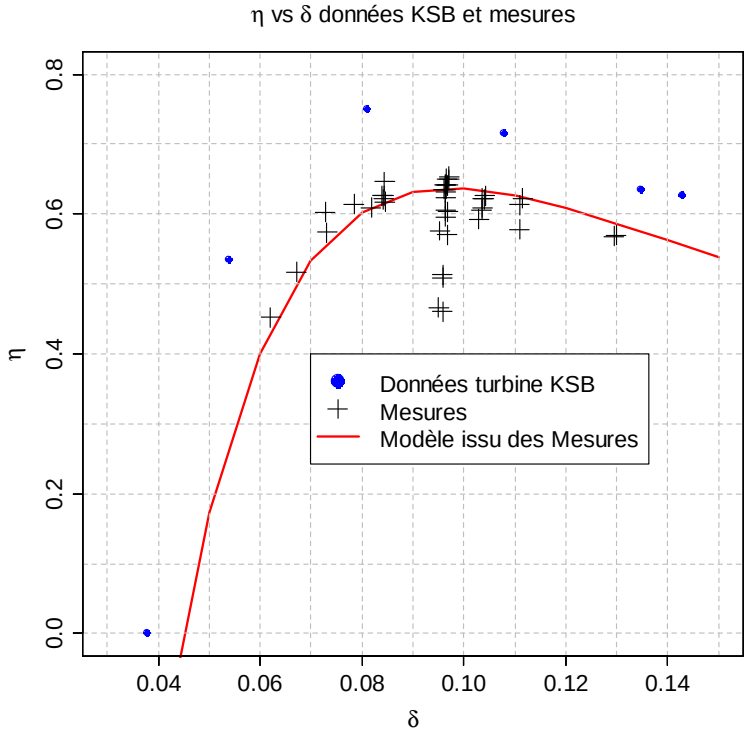


Figure 143 : rendement turbine fonction du débit adimensionné ; comparaison aux données constructeur

Cette figure compare donc les valeurs de rendement prévues par les données constructeur à celles qui ont été observées et avec lesquelles le modèle de turbine a été calibré. Les expressions des nouvelles relations modélisant la turbine, courbes rouges des 3 figures précédentes, sont données ci-dessous.

$$\psi = 4{,}940 - 46{,}29.\,\delta + 1196.\,\delta^2 \qquad 4.27$$

$$\tau = -0{,}188 - 0{,}226.\,\delta + 99{,}16.\,\delta^2 \qquad 4.28$$

$$\eta_{Turbine} = \frac{\tau}{\psi.\,\delta} \qquad 4.29$$

Sur la Figure 143 on note des points bien en dessous du rendement de 0,6 au coefficient de débit d'environ 0,095. Il s'agit d'essais réalisés à des vitesses de rotation et des pressions plus faibles dont les valeurs ne sont pas représentatives du comportement moyen.

Ce comportement est bien illustré par la Figure 144 qui donne les valeurs de rendement pour différentes valeurs vitesse de rotation moyenne observées durant les essais de détente. Seules les valeurs autour de 0,095 de coefficient de débit sont présentées.

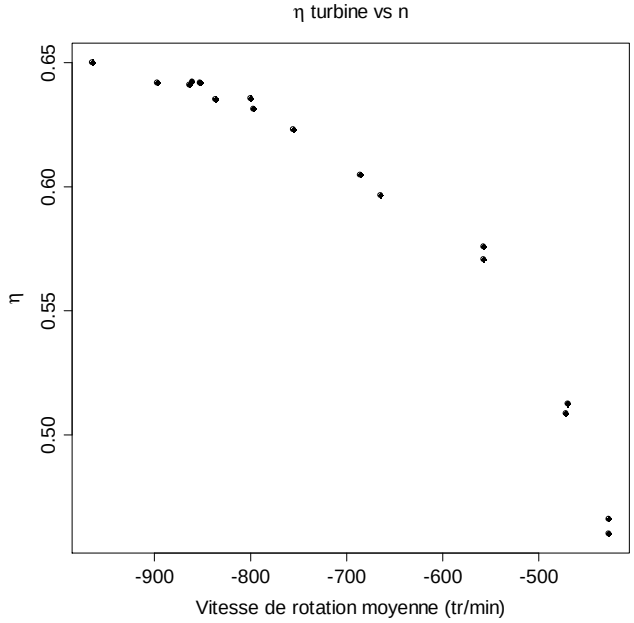


Figure 144 : évolution du rendement de conversion turbine en fonction de la vitesse de rotation moyenne ; $\delta \approx 0{,}095$

Il est probable qu'à plus haute pression (et vitesse) le rendement augmente encore un peu. Des essais à plus haute pression de service devront être réalisés afin de caractériser la machine sur toute la plage de fonctionnement initialement prévue.

4.7. Performances globales du système

La détermination expérimentale de certains paramètres de différents sous-modèles a fait l'objet des paragraphes précédents.

Dans cette partie, les résultats des essais expérimentaux de stockage/restitution sont analysés et comparés à des résultats de simulation réalisées avec le modèle global. L'étude est complétée par des informations sur la performance globale du système de stockage.

Les entrées/sorties du modèle complet ainsi que les conditions initiales à configurer sont rappelées dans le schéma de Figure 145. Le modèle utilisé ici correspond à la mise en commun des sous-modèles schématisés dans la conclusion du chapitre 3 (paragraphe 3.7).

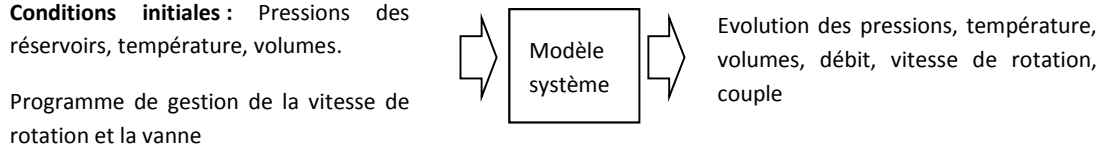


Figure 145 : entrées-sorties du modèle global

Trois configurations de cycle stockage/récupération sont testées : maximisation du rendement de la pompe/turbine (BEP), maintien d'une puissance de consigne (Pu_réf) et minimisation de la puissance de compression (Pu_min). Pour ces trois cas le programme de supervision est similaire dans sa structure mais différent concernant la gestion de la vitesse de rotation de la machine.

4.7.1. Supervision du fonctionnement

Sur le modèle, à part le calcul de diverses variables, on utilise un diagramme de type ''machine à états'' pour produire les ordres d'ouverture/fermeture de la vanne, d'arrêt ou mise en roue libre du moteur ainsi que le type de vitesse de référence appliquée au sous-modèle mécanique; la structure du programme de contrôle et les conditions de transition configurées sont illustrées de manière générale sur la Figure 146.

En mode pompe, branche de gauche sur la Figure 146, après l'ordre de démarrage, on lance le moteur par une référence de vitesse qui permettra d'ouvrir la vanne en évitant une décharge du réservoir qui serait produite par la pression de pré-charge. Cette pression, supérieure à la pression ambiante est produite par l'ajout d'air comprimé dans le réservoir d'accumulation.

Quand la vitesse effective est supérieure à la référence initiale, on ouvre la vanne et on applique une référence de vitesse de pompage qui est fonction du type d'essai réalisé. Lors de ce pompage, si la pression d'air atteint la pression maximale configurée, on

applique une vitesse de référence permettant d'annuler le débit, puis quand le débit observé devient faible, on ferme la vanne d'isolation.

Pour les différents cycles testés, les conditions de transitions et les actions sont similaires, ce qui change est le type de référence de vitesse générée par le superviseur (ω_{sup}).

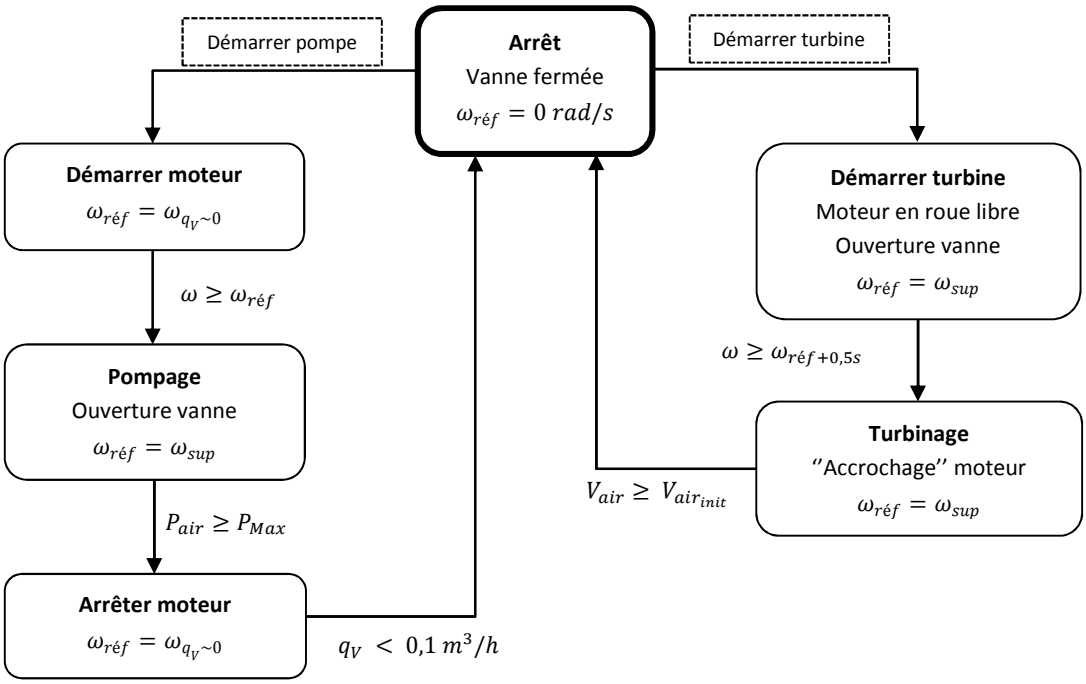


Figure 146 : description schématique de la gestion du l'ouverture/fermeture de la vanne et expressions des vitesses de référence

Le détail du type de référence générée pour les trois cas configurés est donné sur le Tableau 7. La dernière colonne de ce tableau donne la référence utilisée lors des démarrages et arrêts de pompe. Le terme $\psi_{\delta\sim 0}$ correspond à la valeur de pression adimensionnée de pompe à coefficient de débit adimensionné nul.

BEP	Pu_réf	Pu_min	Démarrage/arrêt pompe
Réf. ω	Table réf. ω	Réf. ω	
$\omega_{sup} = \sqrt{\frac{\Delta P_{P/T}}{\psi_{BEP}.r^2.\rho}}$	$\omega_{sup} = f(Pu, \Delta P)$	$\omega_{sup} = \sqrt{\frac{\Delta P_{P/T}}{\psi_{98\%}.r^2.\rho}}$	$\omega_{q_V \sim 0} = \sqrt{\frac{(P_{air} - P_{atm})}{\psi_{\delta\sim 0}.\mathrm{r}^2.\rho}}$

Tableau 7 : vitesses de référence pour différentes situations

Le terme ψ_{BEP} correspond au coefficient de pression au point de meilleur rendement. Pour le dernier mode de fonctionnement, la valeur de pression adimensionnée (Pu_min, $\psi_{98\%}$) correspond à la valeur maximale de ψ qui a pu être testée expérimentalement. Le but était d'arriver à pomper avec la valeur de pression adimensionnée la plus élevée possible, en maintenant un débit positif, afin de pomper au débit le plus faible possible, l'idée étant de rendre la compression plus proche d'une évolution isotherme. Au-delà de cette valeur de 98% du maximum de ψ, le débit s'annule et devient négatif.

La branche de droite du schéma de la Figure 146 donne les étapes de fonctionnement de la période de récupération d'énergie. Au début de cette phase, le variateur a reçu l'ordre de mise en roue libre, couple résistif nul, et la mise en rotation de la turbine se fait par le débit qui se génère après l'ouverture de la vanne. Ce fonctionnement en roue libre est seulement utilisé lors des démarrages de turbine.

L'accélération de la turbine va dépendre de la pression d'accumulation responsable du débit.

Une fois la turbine mise en rotation, il faut activer la génération du couple résistif du moteur pour commencer le renvoi de puissance électrique.

Sur le banc d'essais, le variateur nécessite un certain temps pour se mettre en route (environ 0,5 secondes). Afin de prévoir le moment où la vitesse de rotation sera suffisamment proche de la vitesse de référence et démarrer le variateur en conséquence, sur le programme LabView du système d'acquisition, une extrapolation linéaire de 0,5 s est faite sur la vitesse mesurée. L'extrapolation est faite à partir d'une droite de régression obtenue sur la seconde précédente. C'est la valeur de cette extrapolation qui sera utilisée dans la condition de transition entre la première et la deuxième étape de la phase de turbinage (Figure 146). Le retard de mise en route du variateur n'étant pas intégré dans le modèle de comportement, la condition de transition dans le modèle se fait sur la vitesse instantanée calculée.

De manière générale, le programme LabView est la machine à états configuré sur le modèle ont des logiques similaires. Les différences peuvent exister concernant certains évènements ou prise en compte de temps de réponse comme, par exemple, la prise en compte dans le modèle, à la fin de la compression, du retard observé sur le banc entre les instants où l'ordre de fermeture de vanne est donné et la vanne commence à se fermer.

4.7.2. Modélisation d'un cycle de base : maintien de rendement

Le premier cas étudié concerne l'essai d'un cycle composé d'une compression au point de meilleur rendement pompe, d'une attente assez courte, d'une détente au point de meilleur rendement turbine et d'une dernière attente.

La pression initiale est de 9 bar et la pression maximale configurée est de 12,5 bar. Le volume initial est d'environ 513 litres.

4.7.2.1. Comparaison des grandeurs mécaniques et hydrauliques

Le sous-modèle mécanique vise à estimer l'évolution de la vitesse de rotation de la ligne à partir des couples qui y sont appliqués. Le couple moteur est estimé par un contrôleur en fonction de l'inertie de la ligne d'arbre et de la vitesse de référence appliquée (voir §3.6.2).

4.7.2.1.1. Vitesse et couple

La Figure 147 présente l'évolution de la vitesse de rotation de la ligne et la référence de vitesse modélisés et observées sur le banc d'essais lors du cycle de stockage. La première période à vitesse positive correspond à la phase de pompage et la période à vitesse négative correspond à la phase de turbinage.

On rappelle que le taux d'augmentation maximal de la vitesse de référence appliqué au contrôleur, hors mode roue libre, configuré sur le modèle, est fonction du taux paramétré sur le variateur (environ 32rad/s).

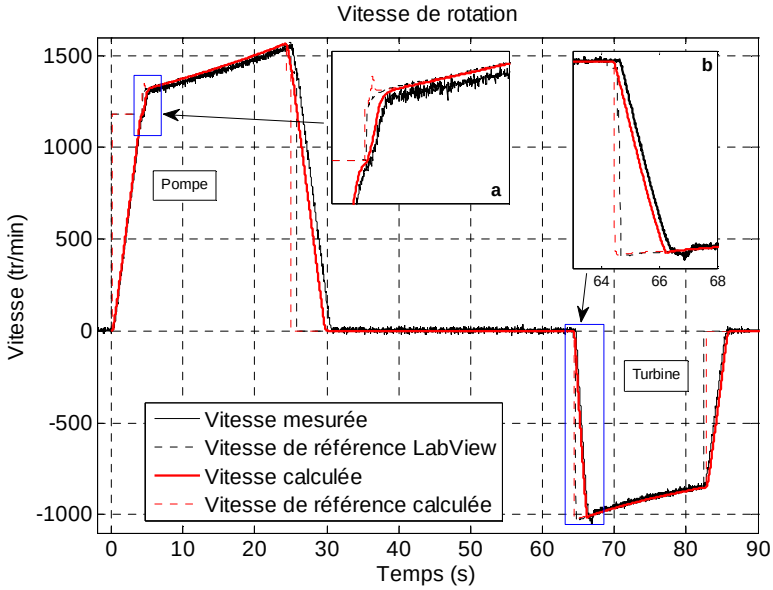


Figure 147 : évolution de la vitesse de référence et effective ; cycle au rendement optimal de conversion

On note un écart entre la vitesse de référence ''LabView'' et celle mesurée. La valeur de cet écart est donnée par la Figure 148. L'écart moyen est d'environ 21tr/min en pompage (1,5% de la vitesse effective) et 14tr/min en turbinage. Cet écart semble provenir d'un défaut de génération du signal de vitesse de référence (une tension ±10V) dont le gain utilisé dans LabView est faux. Une correction peut être réalisée sur la valeur de référence modélisée pour reproduire cet écart, ce qui est testé sur le dernier cas simulé pour ce chapitre et correspondant à une compression à puissance minimale.

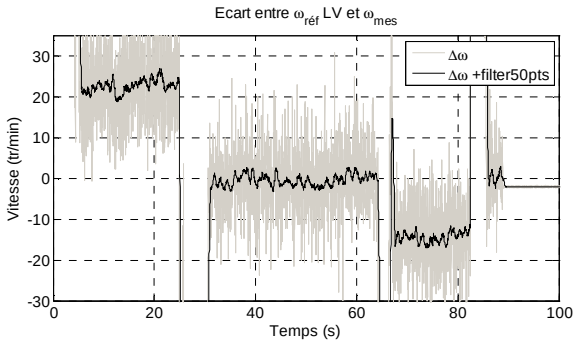


Figure 148 : écart entre la vitesse de référence LabVIEW et la vitesse mesurée

Malgré cela, les vitesses de référence (signal produit par le programme de contrôle) du modèle et de l'expérience similaires, ce qui indique que la pression aux bornes de la machine est correctement modélisée (voir Tableau 7).

Des écarts entre le modèle et les mesures apparaissent lors des périodes transitoires notamment en fin de cycle (fin de pompage et de turbinage) à cause des différences d'occurrence (t ≈ 25 s…) des conditions de transition et à l'ouverture de la vanne en pompage (voir Figure 147 a).

L'allure de la vitesse lors de l'accélération en roue libre (t = 64-66 s sur la Figure 147 b) est assez proche de la vitesse observée, sauf au moment de la reprise au vol où l'oscillation sur la courbe noire n'est pas correctement modélisée. La bonne prédiction de l'accélération en roue libre indique que le couple appliqué par la turbine, donc le débit, les frottements internes du moteur et l'inertie globale de la ligne sont assez bien modélisés.

Les couples appliqués à la ligne mécanique sont illustrés sur la Figure 150. On y représente le couple appliqué par la pompe/turbine, le couple moteur estimé et modélisé et le couple calculé par l'élément élastique du modèle.

Le couple moteur estimé correspond à ce que pourrait être le couple électromagnétique de la machine asynchrone. Ce couple est obtenu en divisant les valeurs du signal de puissance électrique transmise par le variateur divisé par la vitesse de rotation. Les valeurs de couple ainsi obtenues sont seulement indicatives puisqu'elles ne tiennent pas compte du modèle réel de la machine électrique. Cela permet, quand même, de comparer l'évolution temporelle de ce ''couple électromagnétique estimé'' à celle de la valeur du couple calculé par le contrôleur.

Du point de vue du modèle, le couple élastique est le couple calculé par l'élément élastique qui vise à modéliser la ligne intermédiaire entre le moteur et la pompe (voir Figure 149). Ce couple est généré par la différence de vitesse instantanée entre le moteur et la pompe.

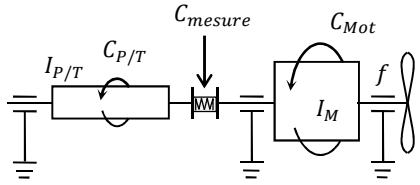


Figure 149 : schématisation des inerties et couple en jeu sur la ligne d'arbre

Lors des périodes d'accélérations, le couple élastique semble prédire ce que le couple-mètre observe ; en régime quasi-stabilise le couple élastique et le couple pompe modélisés sont très similaires. En décélération, quand le couple moteur devient négatif, la prédiction s'écarte du couple mesuré et se rapproche du couple pompe/turbine modélisé.

L'écart entre le couple pompe modélisée et mesuré durant les périodes quasi-stationnaires est au maximum de l'ordre de 3% en pompe et de 2% en turbine.

Les allures d'augmentation du couple moteur semblent être en accord avec l'estimation expérimentale; les instants de variations ponctuelles et de signe indiquent que l'estimation du couple moteur par le contrôleur du modèle pourrait potentiellement être correcte si le rendement de conversion électromécanique était pris en compte. L'instant de reprise au vol, qui indique le début de l'injection de puissance dans le réseau est assez bien prédit.

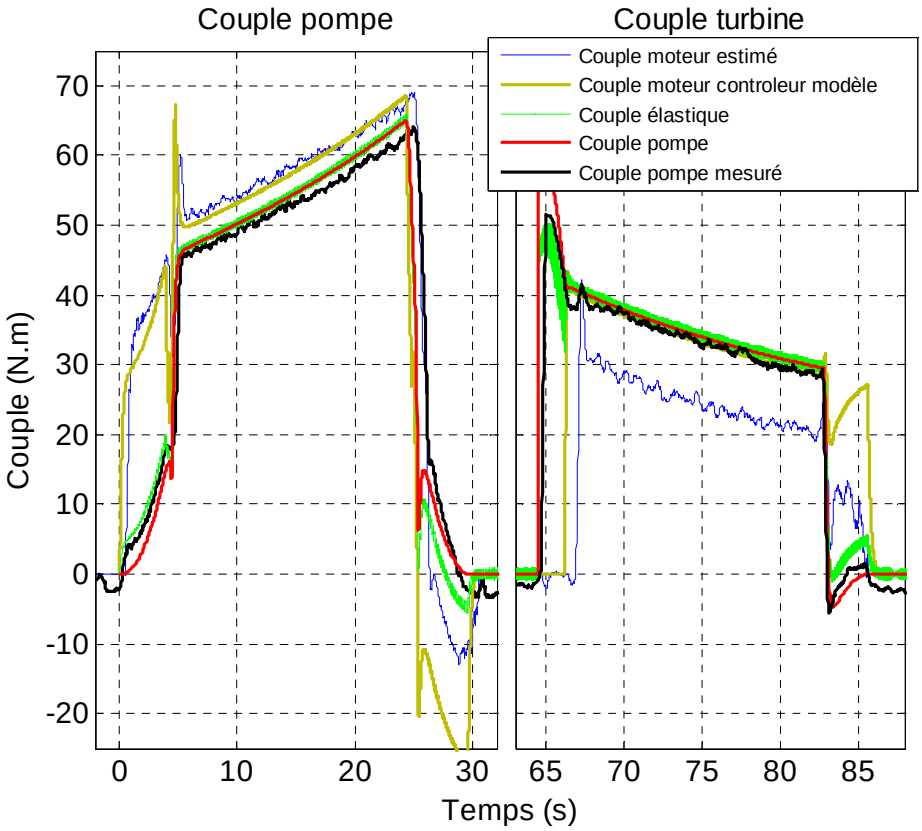


Figure 150 : évolution des couples principaux appliqués sur l'arbre ; cycle au rendement optimal de conversion

4.7.2.1.2. Pressions et débit

Un exemple d'évolutions des pressions dans le circuit hydraulique est proposé sur la Figure 151. On y représente la pression d'air, la pression d'admission et la pression coté haute pression de la machine hydraulique.

Durant les phases d'attente, quand le travail mécanique appliqué au gaz n'est plus prépondérant, l'allure de chute de pression est en accord avec les mesures à 6 kPa prés (≈0,7%), ce qui indique que la température, le volume et flux de chaleur sont assez bien prédits. Une partie de cette erreur est due à une erreur de prédiction durant la compression.

Les allures générales durant la compression et la détente semblent correctes mais nécessitent une analyse plus détaillée ; ceci est fait dans un diagramme pression/volume quelques lignes plus bas.

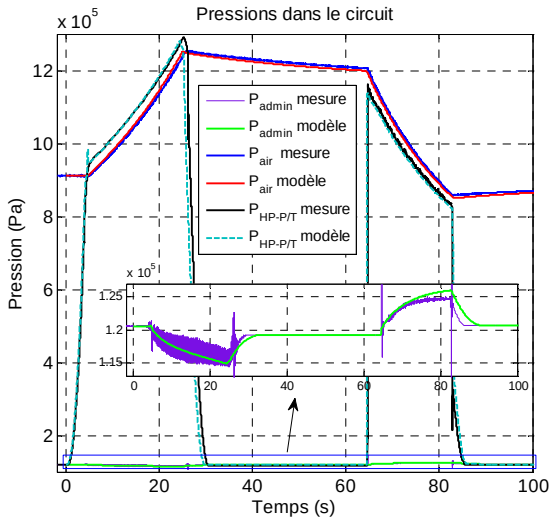


Figure 151 : évolution des pressions ; cycle au rendement optimal de conversion

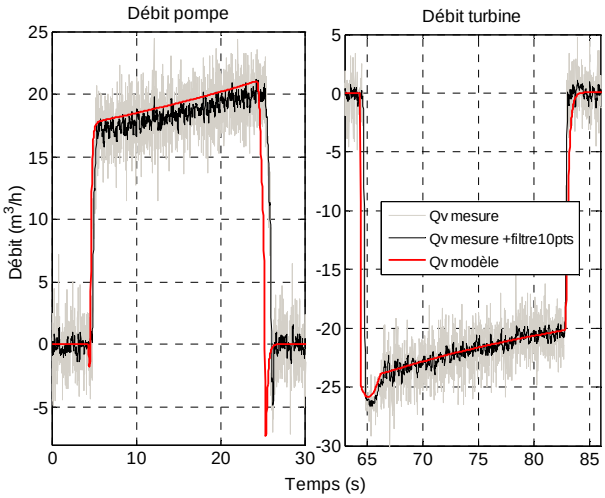


Figure 152 : évolution du débit ; cycle au rendement optimal de conversion

L'évolution du débit d'eau est donnée sur la Figure 152. Le niveau et l'évolution du débit semblent être assez bien prédits. On note que durant le pompage le débit est surestimé d'environ 1 m^3. L'instant d'arrêt du pompage présente un décalage entre le modèle et l'expérience à cause d'une surestimation de la pression certainement due au travail mécanique plus élevé (débit d'eau) que dans la réalité. Les durées de variation de débit aux ouvertures/fermetures semblent être du même ordre de grandeur. Celles-ci dépendent de l'inertie de la colonne d'eau et du temps d'ouverture/fermeture de vanne. Ce dernier n'est pas évident à déterminer car dans les expériences il est fonction des conditions d'essai (débit, pression).

Il est intéressant de comparer les observations des grandeurs adimensionnées, mesurées et calculées afin de se rendre compte de la validité du modèle de pompe/turbine. La Figure 153 représente les valeurs adimensionnées de pression et de débit.

Les deux modes de fonctionnement (pompe/turbine) sont illustrés sur le même graphique.

Les périodes de compression/détente se font en régime quasi-stationnaire ; sur la Figure 153, ces périodes sont localisés par des cercles verts. Dans cette zone, le modèle stationnaire de pompe s'écarte au maximum de 3% de la pression adimensionnée en pompage et 4% en turbine par rapport aux mesures. Les estimations faites par les modèles polynomiaux traversent ces zones de fonctionnement quasi-stationnaires ; ceci indique qu'en partie les écarts sont attribuables à un défaut de prédiction sur la vitesse de rotation.

Lors des périodes d'ouverture/fermeture de la vanne et lors du démarrage en roue libre turbine, on constate des écarts importants entre le modèle et les mesures qui sont illustrés par des surestimations ou sous-estimations des valeurs de pression

adimensionnée (Figure 153). Ces écarts peuvent être dus à des effets hydrauliques transitoires importants ou au temps de réponse des capteurs de débit et de vitesse.

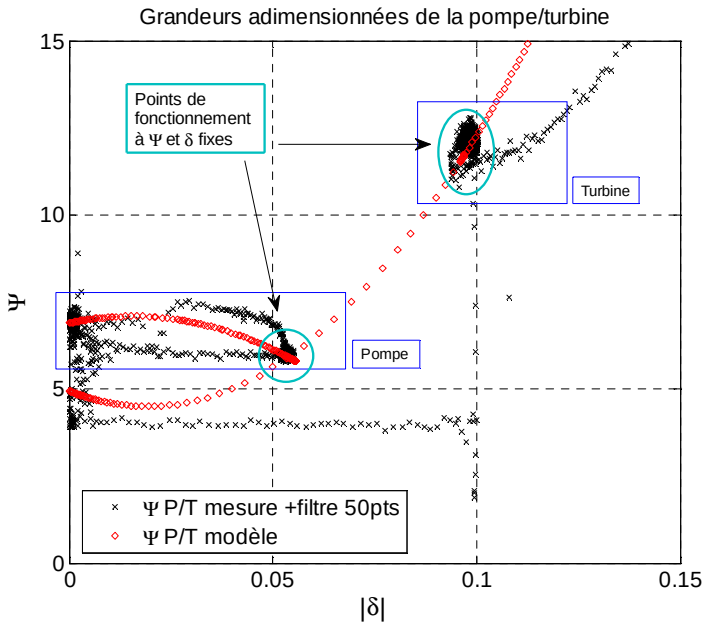


Figure 153 : pression et débit absolu adimensionnés ; cycle au rendement optimal de conversion

4.7.2.1.3. Pression volume

Le débit d'eau a une influence directe sur l'évolution du volume d'air. La Figure 154 est un diagramme pression/volume d'air pour le cas traité. Le volume d'air réel est estimé par l'intégration du débit d'eau mesuré.

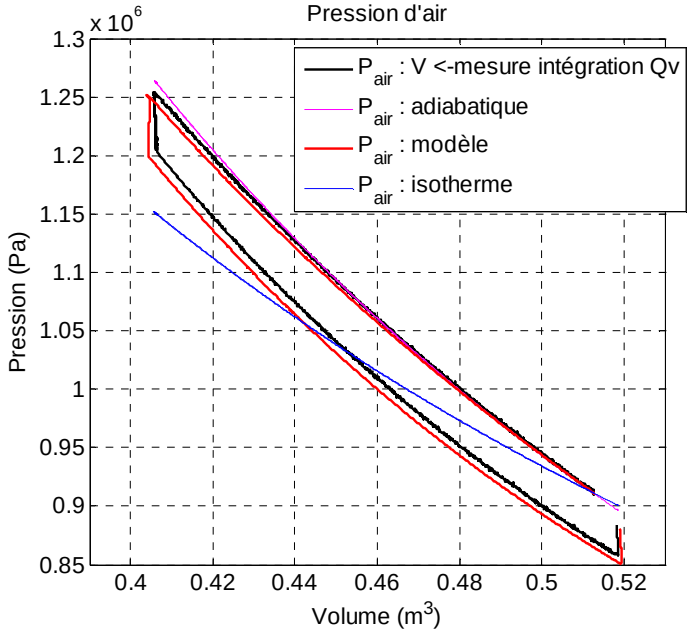


Figure 154 : diagramme pression/volume ; cycle au rendement optimal de conversion

La pression d'air mesurée évolue dans une zone proche de l'évolution adiabatique. La pression d'air modélisée s'écarte de l'évolution observée au fur et à mesure de la

diminution du volume d'air ; en fin de compression, pour un même volume, l'écart est de l'ordre de 8000 Pa. Ceci peut être attribué à une mauvaise évaluation du rapport travail-flux de chaleur, probablement par une surestimation de l'échange thermique durant la compression. Ceci pourrait aussi expliquer que l'écart entre le modèle et la mesure diminue durant la détente. A ces réserves près, il n'en reste pas moins que les diagrammes expérimentaux et numériques ont des allures très similaires.

4.7.2.2. Analyse de performances

La qualité de prédiction des puissances mise en jeu est un aspect important de la validation du modèle. Les puissances mécanique, hydraulique et électrique sont illustrées sur un même graphique sur la Figure 154.

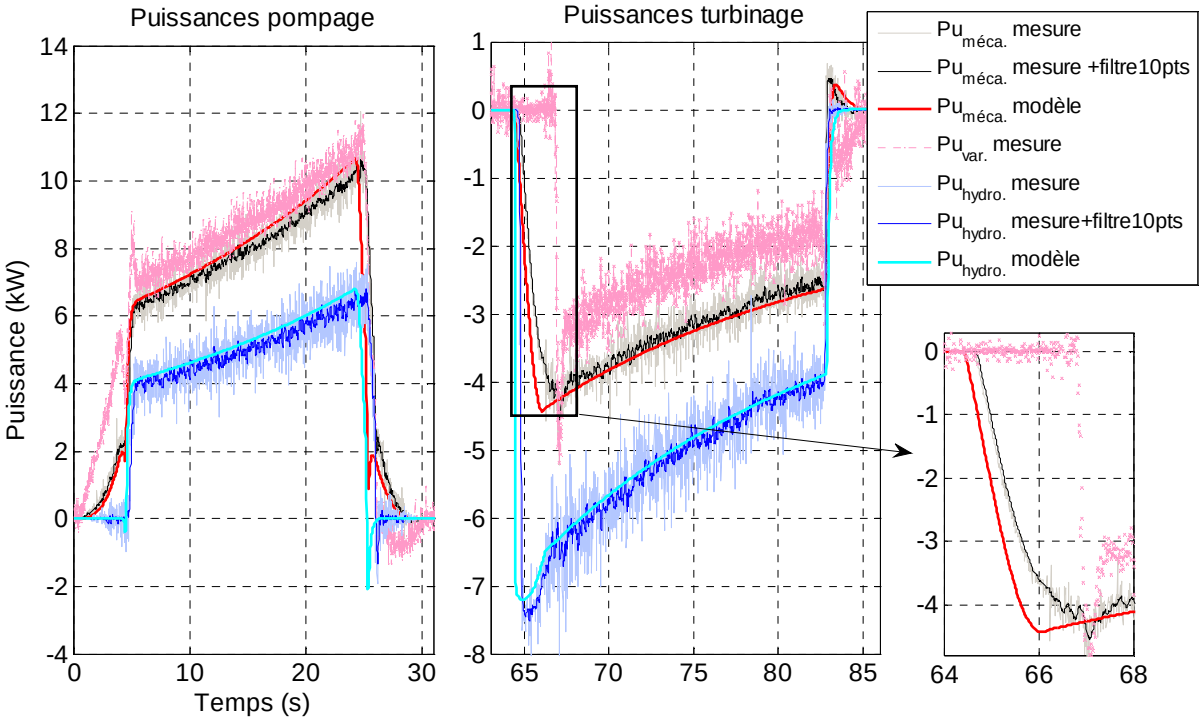


Figure 155 : puissances électrique, mécanique et hydraulique ; cycle au rendement optimal de conversion

On remarque que le rapport entre les puissances mécanique et hydraulique reste relativement constant durant les périodes de pompage et turbinage ce qui indique que le rendement de conversion de la machine hydraulique reste constant.

La courbe rose sur la Figure 155 Figure 154représente la puissance électrique transmise par (ou vers) le variateur de fréquence. On remarque aussi que le rapport entre la puissance mécanique et électrique reste plutôt constant.

Le modèle reproduit relativement bien les puissances hydraulique et mécanique et leur variation. On note une différence de pente entre la puissance mécanique modélisée et mesurée au moment de la reprise au vol en période de récupération à peu près au moment de ce qui semble être le début de ''la reprise'' électrique (augmentation du bruit

sur le signal). Cette phase de reprise au vol mériterait de faire l'objet d'une étude plus fine dans l'objectif de modéliser correctement le début d'injection de puissance dans le réseau.

La Figure 156 illustre le rendement de conversion mécanique. Le couple mécanique introduit dans le calcul de rendement est celui mesuré sur la ligne, pour la valeur expérimentale, et le couple calculé par le modèle de pompe-turbine pour le rendement expérimental.

Le rendement calculé est relativement proche des observations expérimentales. Les écarts dans les périodes quasi-stables sont dus à un défaut de modélisation du comportement stationnaire de la machine. Les écarts lors de périodes transitoires sont, encore une fois, la conséquence d'un défaut de modélisation du comportement dynamique (hydraulique,…).

L'évolution des énergies mécanique et hydraulique sont représentées en fonction du volume d'air disponible sur la Figure 157. Les estimations de ces énergies sont faites par les expressions 4.30 et 4.31.

$$\mathrm{E}_{méca} = \int_0^t Pu_{méca}.dt = \int_0^t \omega.C_m.dt \qquad 4.30$$

$$E_{hydro} = \int_0^t Pu_{hydro}.dt = \int_0^t q_V.\Delta P.dt \qquad 4.31$$

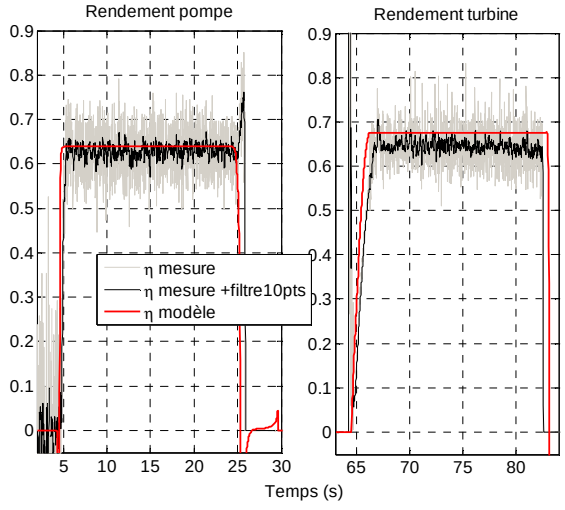


Figure 156 : évolution du rendement de la machine hydraulique ; cycle n°15

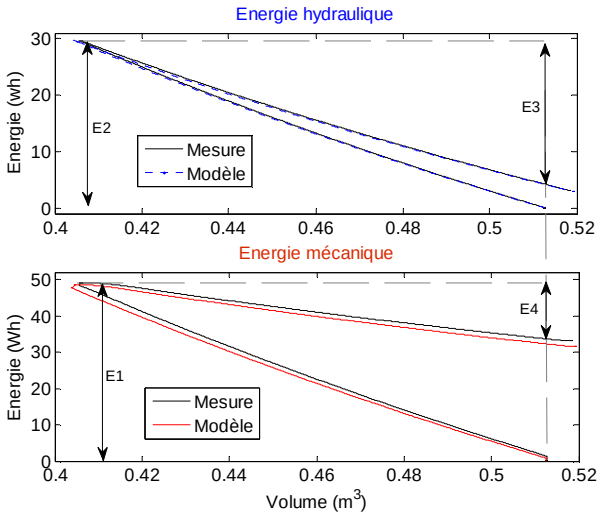


Figure 157 : énergies vs volume d'air ; cycle n°15

L'énergie fournie à la machine lors du pompage est notée E1 ; l'énergie fournie au système, après conversion hydraulique, est E2. L'énergie hydraulique rendue entre les instants d'ouverture et fermeture de la vanne en turbinage est E3. L'énergie mécanique finale récupérée sur l'arbre mécanique est notée E4. Les valeurs de ces énergies sont données par le Tableau 8.

E1=**49.1Wh**	
E2=**29.4 Wh**	**59,9%**E1 (η pompage)
E3=29.4-4.1 = **25.3 Wh**	**86.1%**E2 (η accumulation)
E4=49.1-33.7 = **15.4 Wh**	**60.9%**E3 (η pompage)
	→31.4%

Tableau 8 : bilan sur les énergies et les rendements

Le rendement global du système est fortement dépendant du taux de compression choisi et de la pression initiale. Ces deux paramètres ont une influence directes sur l'évolution de la température moyenne de l'air et donc sur les pertes durant l'attente.

Par ailleurs il est préférable, pour la pompe/turbine utilisée, de travailler à des pressions de stockage supérieures à 5 à 7 bar afin de garantir un rendement correct.

4.7.3. Modélisation d'un cycle en maintien de puissance

Le deuxième cas étudié concerne un cycle similaire durant lequel on essaie de maintenir un certain niveau de puissance. L'objectif de cet essai était de se rendre compte de la faisabilité du maintien de puissance mécanique lors d'un fonctionnement à pression variable. On s'intéresse par ailleurs à la capacité de prédiction du modèle dans ce genre de mode de fonctionnement.

La référence de vitesse générée vise à maintenir une puissance de stockage de 10 kW, en pompage, et une puissance de restitution de 2,6 kW, en turbinage.. Cette vitesse est obtenue par une table d'interpolation basée sur le comportement de la machine. A part cet aspect, le schéma de contrôle est similaire à celui du cas précédant. La pression initiale d'air est de l'ordre de 9bar, la pression maximale de pompage est configurée à 12,5bar. Les deux valeurs de puissance ont été choisies pour approximativement correspondre aux puissances de meilleur rendement aux pressions maximale et minimale en pompage et turbinage respectivement.

La Figure 158 illustre l'évolution de la vitesse de rotation durant le cycle de stockage restitution. Les pressions aux différents endroits dans le banc d'essais sont représentées sur la Figure 159.

La vitesse de référence évolue avec la pression selon la référence de puissance configurée. On constate une différence nette de comportement entre la pompe et la turbine ; malgré des variations de pression de service similaires, les variations de vitesse sont assez différentes.

La puissance mécanique résultant de la référence de vitesse générée est illustré sur la Figure 160. La Figure 161 illustre le rendement de conversion de la machine.

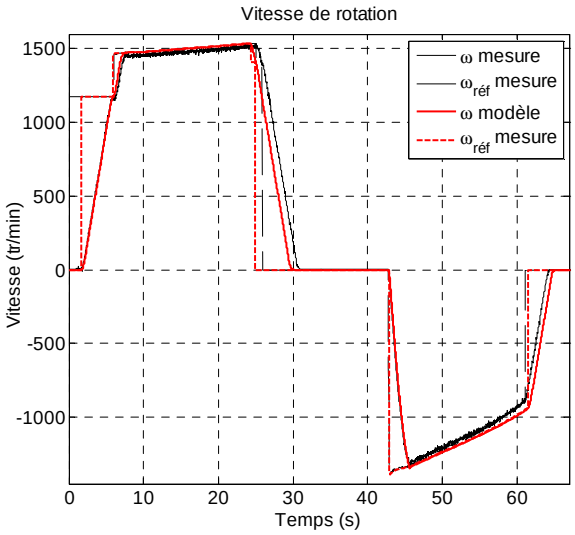


Figure 158 : évolution de la vitesse de rotation ; essai de suivi de puissance

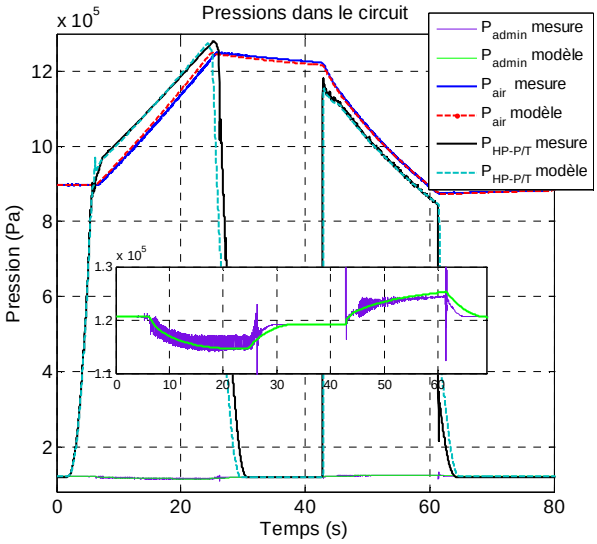


Figure 159 : évolution des pressions dans le circuit ; essai de suivi de puissance

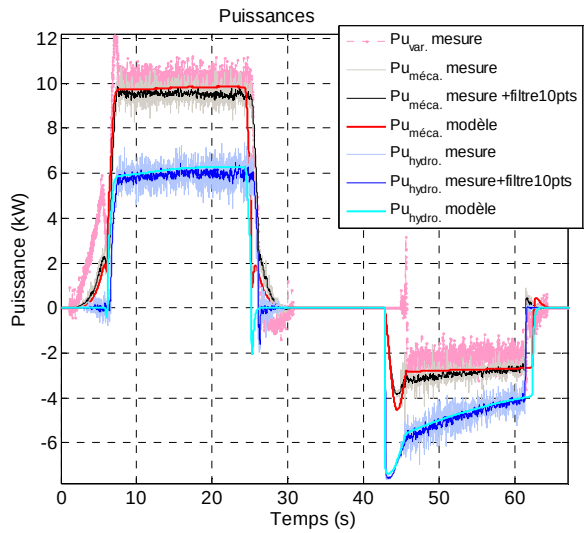


Figure 160 : évolution des puissances ; essai de suivi de puissance

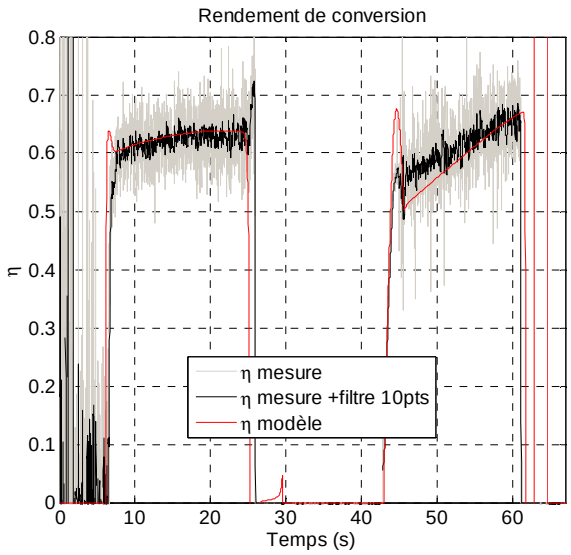


Figure 161 : évolution du rendement de conversion ; essai de suivi de puissance

Les ordres de grandeur des puissances hydraulique et mécanique semblent cohérents avec les observations expérimentales. En fin de pompage, l'écart entre les puissances mécaniques modélisées est de l'ordre de 400 W. En début de turbinage, cet écart est également de l'ordre de 400 W, puis diminue.

L'écart moyen de puissance en pompage entre les valeurs mesurées et de référence (10 kW) est de l'ordre de 480 W (5%). En turbinage cette valeur est de l'ordre de 340 W (12%). Pour diminuer l'écart en période de récupération il faudrait réaliser une table d'interpolation à partir d'un ensemble de mesures expérimentales sur une large gamme de fonctionnement et non pas en se basant sur un modèle moyen. Il serait par ailleurs intéressant, voir nécessaire, d'introduire une boucle de contrôle de puissance afin de

s'adapter au mieux à la référence, et qui permettrait de s'affranchir de la nécessité d'un modèle précis et rendrait le système moins sensible à l'évolution potentielle des performances de la machine hydraulique dans le temps.

Du fait que l'on vise à maintenir une certaine puissance, le rendement varie au cours des périodes de compression détente. Le rendement de pompage est assez bien modélisé contrairement à celui de la turbine qui est sous-estimé au début de la période.

Pour ce cycle, le rendement global de stockage est de l'ordre de 28% et le rendement d'accumulation hydraulique de l'ordre de 84%.

Les cycles d'accumulation en système fermé avec gestion de puissance sont donc possibles. Si l'on veut maintenir le rendement à un bon niveau, la plage de puissance disponible est limitée. Des solutions impliquant plusieurs ballons de stockage sont proposées dans le chapitre 5 pour palier à cette difficulté (paragraphe 5.1.1).

4.7.4. Modélisation d'un cycle en maintien à puissance de compression minimale

4.7.4.1. Essai à $\psi_{pompe} = 6{,}82$

Le cas présenté ici fait partie d'essais de pompage ayant fait l'objet d'une étude du comportement du réservoir d'accumulation. L'idée est d'en observer le comportement thermique pour différentes puissances hydrauliques imposées. Ceci pourrait amener à une réflexion sur l'optimisation globale du système car en minimisant la puissance, la température en fin de compression devrait être plus faible que dans une compression classique et pourrait favoriser l'augmentation du rendement d'accumulation.

Un seul essai est présenté pour la comparaison au modèle. Il s'agit de l'essai à plus bas débit relatif qui a pu être réalisé sur le banc d'essais. Pour le calcul de la vitesse de référence, la valeur de pression adimensionnée utilisée est de 6,82 au lieu de 5,78. Ceci permet de travailler à des débits faibles pour une même pression de refoulement de la pompe. La pression initiale est de 7bar et la maximale de 11bar.

La vitesse de rotation est donnée par la Figure 162. On remarque que la vitesse modélisée s'écarte des valeurs observées. La pression maximale est atteinte 8 secondes avant celle de l'expérience (voir Figure 163) à cause de l'effet de cet écart entre les vitesses de référence qui a un effet direct sur le point de fonctionnement de la pompe et donc sur le débit. Aux faibles débits, la pompe est effectivement assez sensible à la vitesse de rotation puisque le point de fonctionnement si situe sur le plateau de hauts coefficients de pression (voir §4.5.1).

L'effet de la diminution de puissance de pompage dans cet essai est clairement illustré sur la Figure 164. Les évolutions de puissance ne sont pas correctes du fait la surestimation du débit d'eau.

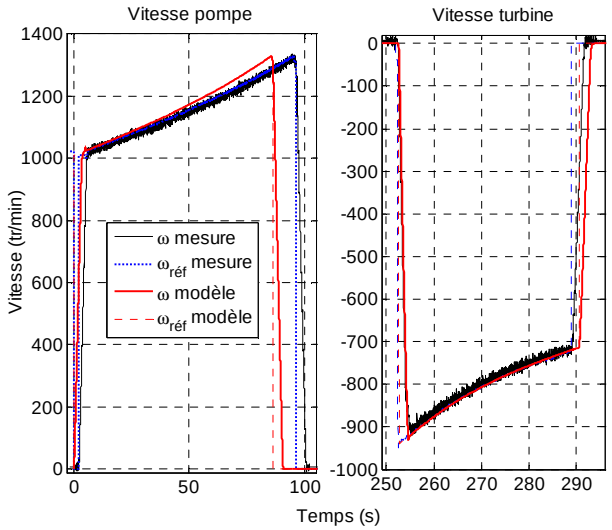


Figure 162 : vitesse pompe/turbine ; cycle à faible puissance de compression

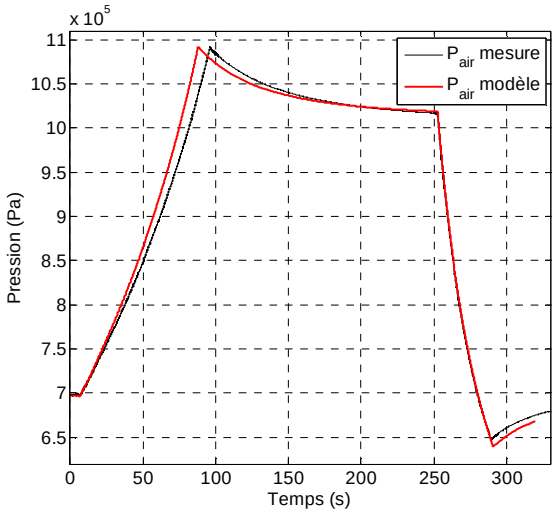


Figure 163 : pression d'air ; cycle à faible puissance de compression

La puissance hydraulique à 11 bar est de l'ordre de 2,5 kW au lieu des 5 kW de l'essai au point de meilleur rendement. Cela implique une réduction du rendement de la pompe dont le bilan sur la période de pompage est de l'ordre de 50%.

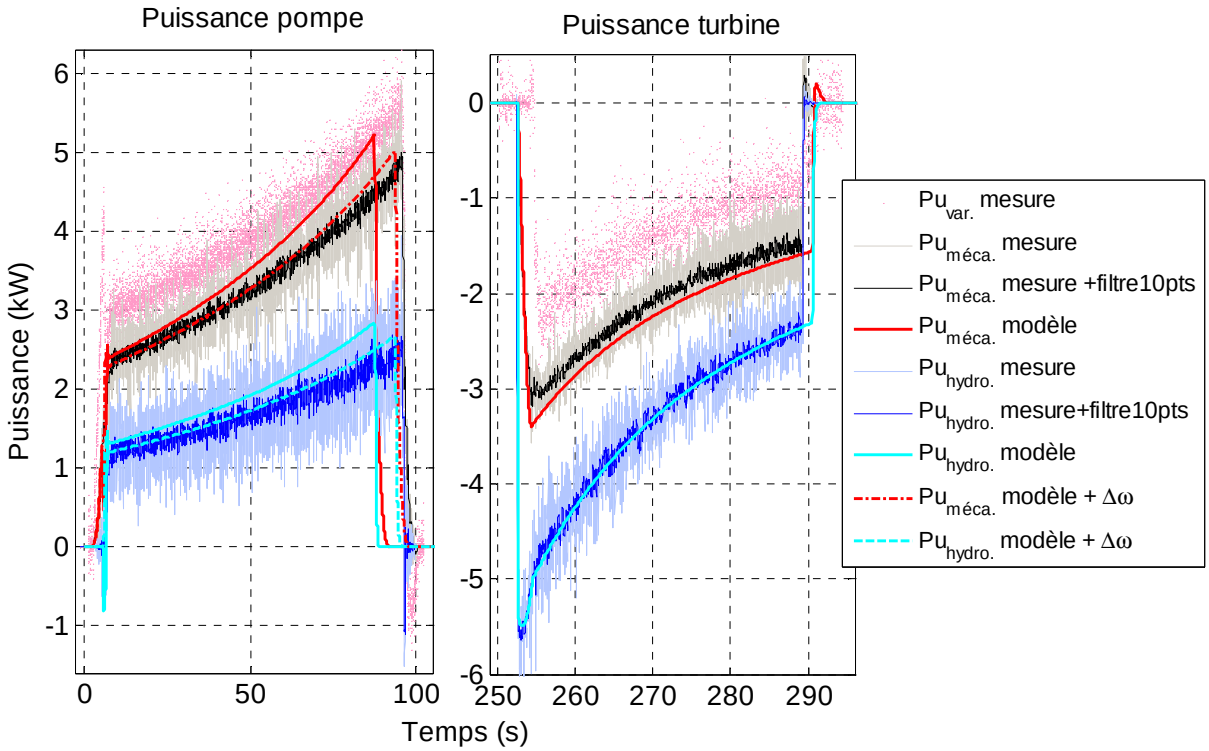


Figure 164 : puissances ; cycle à faible puissance de compression

Le diagramme pression/volume d'air de la Figure 165 illustre l'effet de la diminution de la puissance de compression sur le cycle pneumatique. L'évolution de la pression s'est éloignée du chemin adiabatique. Le modèle semble reproduire un écart à l'observation similaire à ceux observés sur les autres cas, environ 8000 Pa.

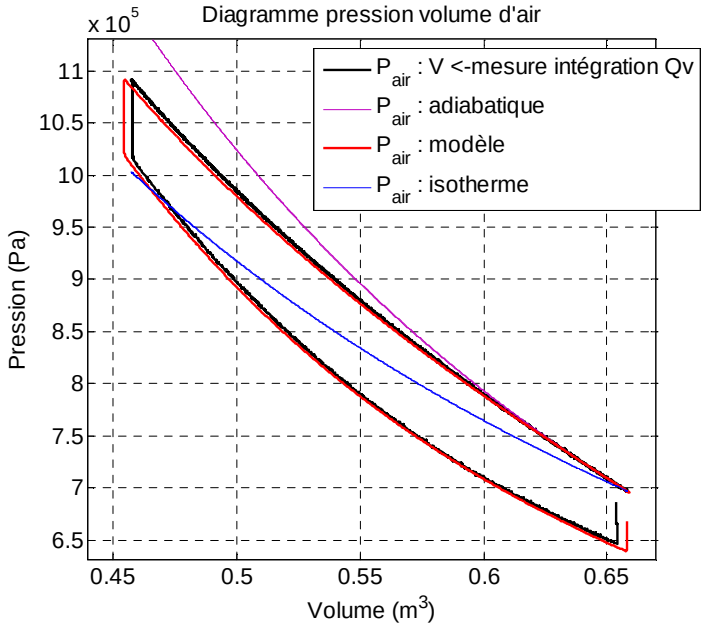


Figure 165 : diagramme pression volume ; cycle à faible puissance de compression

Le rendement global du cycle stockage récupération est de l'ordre de 25%.

En complément, afin d'observer l'effet de la mauvaise génération du signal de référence de vitesse (évoqué au paragraphe 4.7.2.1.1) une correction a été introduite dans la vitesse de référence du modèle pour qu'elle suive la référence expérimentale. La réduction introduite est de 8 tr/min constants en pompage. L'effet de cette correction est illustré sur la Figure 164 où l'on note l'amélioration du résultat sur les puissances échangées et l'instant de fin de compression dont l'écart avec l'observation est dans ce cas de 3 secondes.

4.7.4.2. Synthèse d'autres essais réalisés

L'essai présenté ci-dessus fait partie d'un ensemble de tests réalisés concernant des pompages faible puissance. Le résultat sur le comportement thermodynamique du réservoir est traduit par le coefficient polytropique de compression, n, calculé par l'expression 4.32.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P}{P_0}\right)}{\ln\left(\frac{V_0}{V}\right)} \qquad 4.32$$

L'effet de l'augmentation de la pression adimensionnée sur ce coefficient est illustré par la Figure 166. Les cycles testés avaient à peu près un taux de compression similaire pour une pression maximale de 11bar et un volume initial de l'ordre de 660 litres. Comme il était espéré, la diminution du débit, et donc du travail mécanique, provoque la diminution du coefficient polytropique.

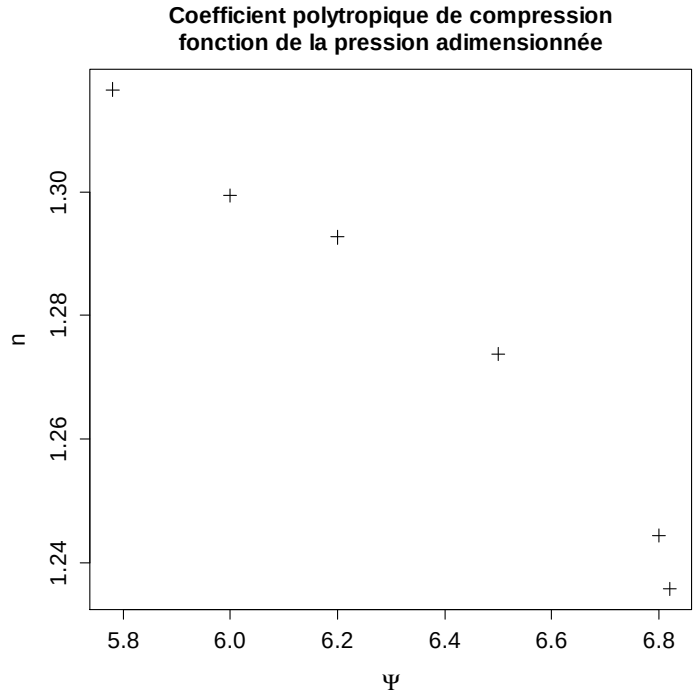


Figure 166 : coefficient polytropique fonction de ψ ; compressions de 7 à 11bar, Vinit≈660litres

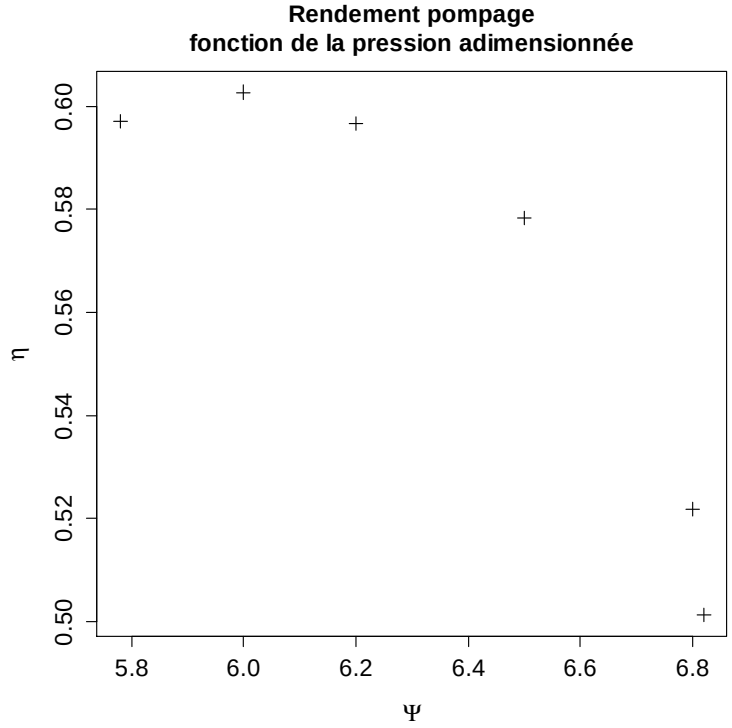


Figure 167 : rendement moyen de pompage pour différentes valeur de ψ

La Figure 167 donne les valeurs de rendement de pompage moyennée sur toute la période. La variation de ψ provoque une diminution du rendement de conversion si on s'éloigne trop de la valeur initiale de 5,78. On remarque que le passage de 5,78 à 6 provoque une augmentation de rendement globale de 59,7 à 60,3%. Ceci peut être dû à une incertitude sur la détermination du point de meilleur rendement.

A partir de $\psi \approx 6$ le rendement de la pompe diminue. Un compromis est à trouver entre le coefficient polytropique et le rendement de la pompe. Il devrait se situer autour de $\psi \approx 6{,}2$.

4.8. Conclusion

Les études présentées dans ces paragraphes ont permis d'obtenir des relations empiriques pour la description du comportement de certains éléments du modèle tels que le coefficient d'échange de chaleur global de l'élément d'accumulation ou les performances stationnaires de la pompe/turbine.

Cette calibration du modèle a permis ensuite de comparer des résultats de simulation à des observations expérimentales réalisées lors d'essais de stockage/récupération. Les performances globales du système de stockage sont bien représentées.

L'optimisation globale du rendement du dispositif a fait l'objet d'une étude expérimentale visant à explorer la possibilité par la diminution de la puissance de compression. Il est possible qu'il existe un point de fonctionnement d'optimum global, différent de celui de la pompe.

Par ailleurs, comme il a été indiqué dans l'analyse du comportement de la machine et dans les essais de cyclage, la gestion de la puissance fournie en turbinage est limitée, pour une pression de service donnée, par le rendement de conversion qui est très sensible aux variations de point de fonctionnement.

Concernant le réservoir, le rendement d'accumulation hydraulique pour les essais réalisés est de l'ordre de 85% pour des taux de compression et temps d'attente modérés.

L'amélioration de la flexibilité et du rendement de l'accumulateur font l'objet du chapitre suivant.

5. Etudes pour les évolutions possibles du système

Cette partie du document vise à introduire quelques réflexions et études sur les évolutions du système hydropneumatique présenté, en rapport avec la structure et les composants utilisés, et en vue de l'amélioration du rendement global et de la flexibilité de fonctionnement.

Une première partie illustre ce que pourrait être un système de stockage, en cycle fermé, dans une configuration à plusieurs réservoirs, dont l'idée est de rendre plus flexible le dispositif en terme de puissance disponible.

La deuxième partie traite d'études numériques réalisées, sur le comportement thermodynamique du réservoir d'accumulation grâce à un logiciel commercial de simulation d'écoulements des fluides, Star CCM+. Le but est d'observer la capacité du code à reproduire des observations expérimentales d'un point de vue global, ce qui a permis d'obtenir des éléments de réponse à certaines questions sur le comportement du système ainsi que des pistes pour une bonne configuration des calculs. Ceci a permis d'entamer avec une certaine confiance des études pour l'amélioration du rendement thermodynamique d'accumulation.

5.1. Gestion de la puissance

5.1.1. Utilisation de réservoirs en parallèle

Une possibilité pour garantir un bon rendement dans le cas d'une demande de puissance variable est l'utilisation de plusieurs réservoirs avec différentes pressions initiales en cycle fermé (Figure 168). Le but est d'ajouter un degré de liberté en rendant possible le choix d'une pression de service variable. Le choix du réservoir utilisé est fonction de la puissance requise, en essayant de maintenir un certain niveau de rendement (ici >50%). On choisit le réservoir, qui selon sa pression et la puissance requise, permettra de travailler avec un rendement correcte. La Figure 169 illustre ce principe.

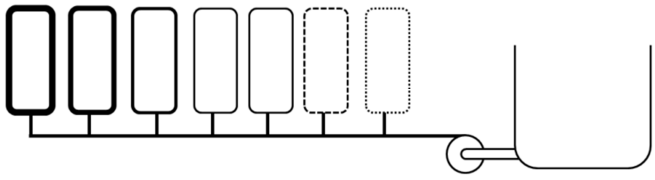


Figure 168 : configuration à plusieurs réservoirs ; cycle fermé

Pour cette démonstration, la demande de puissance est sinusoïdale et les volumes de stockage sont surdimensionnés afin de limiter les variations de pression. Une puissance positive correspond au pompage et une puissance négative au turbinage.

Le volume de chaque réservoir devrait être choisi en fonction des prévisions de demande de puissance propre à l'application visée c'est-à-dire de la durée, ou fréquence

d'apparition, des différentes plages de puissance nécessaires (voir Figure 170); on rappelle que l'énergie stockable est fonction de la pression **et** du volume.

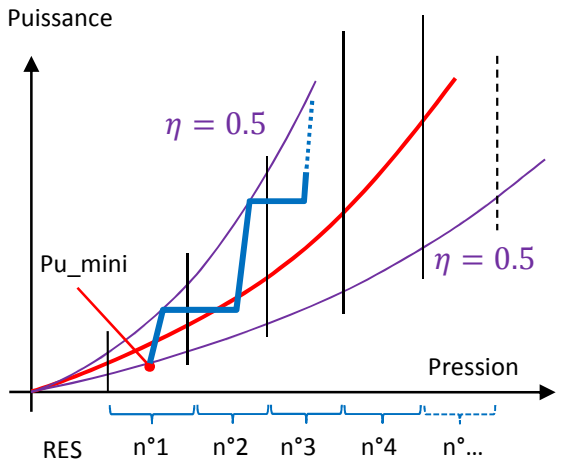


Figure 169 : diagramme schématique puissance-pression-rendement pompe ; principe de réservoir en parallèle

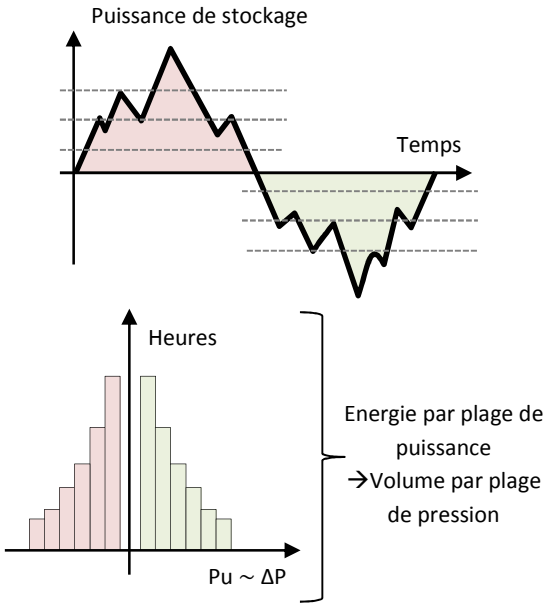


Figure 170 : scénario de distribution de puissance de stockage possible ; vue de principe de fréquence d'apparition de puissances

Ici un ensemble de 7 réservoirs d'un volume total de 2000m^3 est modélisé. Les pressions initiales configurées sont respectivement de 7, 12, 17, 22, 32 et 37 bar. On utilise ensuite les caractéristiques de la machine, fournies par le constructeur, pour déduire la vitesse de rotation à appliquer. Ceci est fait par une table de correspondance évoquée dans le paragraphe 4.7.3; c'est une table à deux entrées (ΔP {Pa}, et Pu_réf {W}) et une sortie (ω_réf {rad/s}). Le passage entre deux réservoirs se fait quand la puissance requise sort des limites de la gamme choisie pour le réservoir actif.

Les résultats sont illustrés dans les figures ci-dessous.

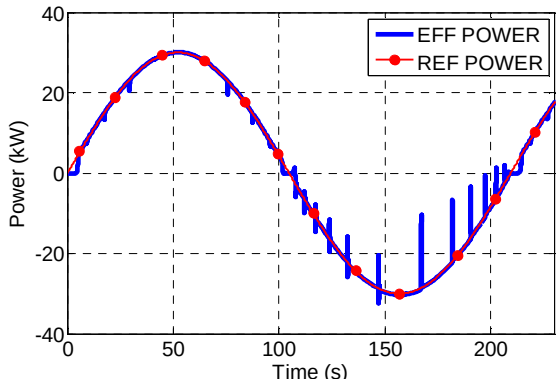


Figure 171: puissances de référence (points) et effective (trait plein)

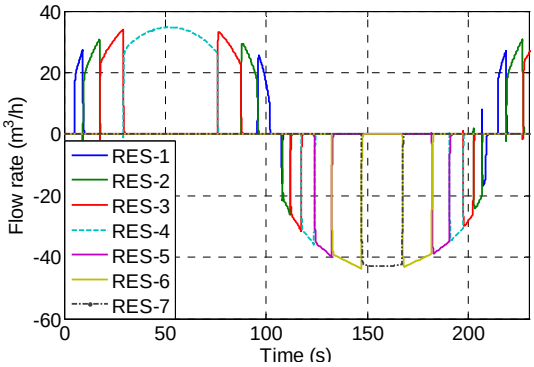


Figure 172: débits des 7 réservoirs. Les réservoirs utilisés sont RES-1 à RES-4 puis RES-1 à RES-7

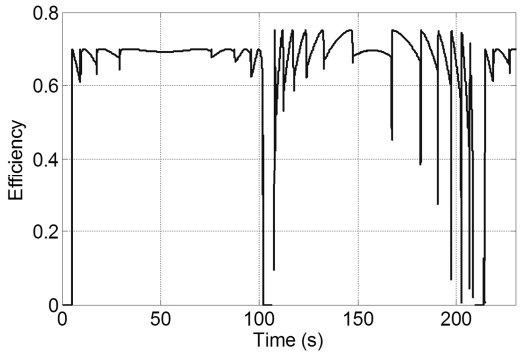


Figure 173: rendement de la machine

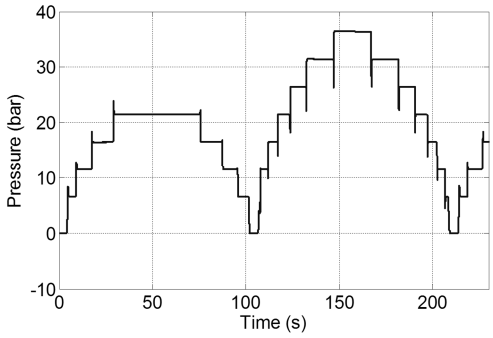


Figure 174: différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe/turbine

Comme illustré dans les Figure 174 et Figure 171, la pression appliquée à la machine change avec la plage de puissance dans laquelle se trouve la référence. La puissance effective résultante reste proche à la référence sauf lors des périodes de transition (périodes d'ouverture et fermeture de vanne) durant lesquelles le rendement chute (Figure 171 et Figure 173). Sinon, le rendement est maintenu à un niveau relativement élevé pour les phases de stockage et restitution. La pression en Figure 174 suit des pseudo-plateaux après les changements de réservoir à cause des volumes élevés configurés.

Le fait de placer la machine à une pression de service initiale élevée peut également faciliter la tâche d'optimiser le rendement dans une configuration à cycle ouvert. Ceci

On pourrait imaginer une optimisation de cette approche sur plusieurs aspects. Par exemple, le changement de réservoir d'accumulation pourrait se faire avant d'atteindre le rendement minimal en vérifiant si la pression du réservoir suivant permettrait un rendement meilleur de manière à pouvoir ''traverser'' la colline de meilleur rendement contrairement à ce qui est illustré par Figure 173 en pompage. Ceci n'est pas possible en turbinage à cause du comportement évoqué dans le paragraphe 3.4.3. On peut aussi imaginer d'optimiser la pression de service moyenne par réservoir en termes de densité d'énergie ; on rappelle que la maximisation de l'énergie cumulable pour une pression maximale donnée, est fonction de la pression initiale du réservoir.

Par ailleurs cette possibilité de fonctionnement reste très théorique puisque dans le cas modélisé la pression varie peu du fait de la configuration choisie. D'autre part, il est vraisemblable qu'un système industriellement viable sera basé sur un cycle ouvert ; il n'est pas vraiment évident que ce principe soit applicable.

Si le degré de liberté nécessaire ne peut que difficilement être obtenu par une flexibilité dans la pression de service, on peut diriger la réflexion sur la souplesse de fonctionnement que peuvent apporter les machines hydrauliques autres qu'une pompe fonctionnant en turbine dans la configuration actuelle.

5.1.2. Autres choix de machines hydrauliques

L'utilisation d'une pompe/turbine à distributeur fixe dans une configuration à pression variable présente le désavantage d'une plage de fonctionnement à rendement convenable assez restreinte en mode turbine. Il parait intéressant d'étudier la possibilité d'accroitre la flexibilité du système par la modification du système de conversion de puissance mécanique hydraulique.

Une idée serait d'utiliser plusieurs machines identiques en série ou parallèle selon le niveau de pression auquel on se trouve. Il s'agit simplement, dans le cas où l'on voudrait par exemple maintenir une puissance constante, de faire fonctionner les machines en parallèle, quand la pression d'accumulation est faible et de les faire fonctionner en série quand la pression est plus forte.

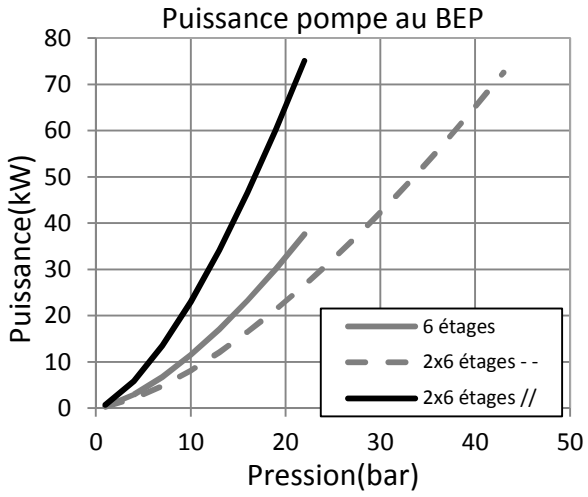


Figure 175 : relation puissance-pression au point BEP en mode pompe ; machines en série/parallèle

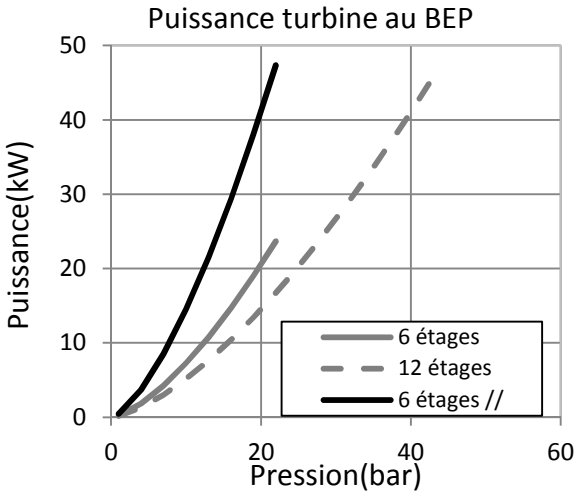


Figure 176 : relation puissance-pression au point BEP en mode turbine ; machines en série/parallèle

Le principe peut être illustré par les graphiques de la Figure 175 et de la Figure 176 où l'on donne les valeurs de ce que pourraient être les puissances mécaniques au point de meilleur rendement en fonction de la pression de service, pour une machine équivalente à l'actuelle mais séparée par tranches de 6 étages. Ainsi, pour une puissance donnée, on peut opérer à deux (ou n) pressions de service a un rendement moyen plus élevée.

C'est une solution qui peut être complexe à mettre en place du fait de la gestion des connexions et potentiellement plus chère à cause de la question de l'entraînement (deux moteurs ou accouplement, ….). Elle présente cependant l'avantage de pouvoir utiliser des pompes/turbines industrielles ordinaires.

Concernant d'autres machines hydrauliques, on peut citer les machines à point de fonctionnement variable, c'est-à-dire plus flexibles de par la construction même du dispositif. Par exemple on pourrait utiliser une pompe/turbine à distributeur mobile ou une turbine Pelton en supplément de la pompe.

5.2. Etudes numériques sur le réservoir

On présente ici les essais réalisés sur le logiciel de simulation numérique de dynamique des fluides Star CCM+ 7.02.011. Ce logiciel résout entre autres les équations moyennées de Navier-Stokes (RANS) [35].

Les objectifs de l'étude sont de répondre à un certain nombre de questions :

- Peut-on modéliser correctement et facilement le comportement thermodynamique du réservoir d'accumulation (air interne, paroi métallique, …) avec ce type d'outil ?
- Les variations de température de l'interface entre le réservoir et son environnement restent elles faibles ?
- Quelle est la part de chaleur transmise à l'eau lors des compressions/détentes ?
- Quel est l'effet des modèles de turbulence sur l'échange de chaleur global ?
- Quelle forme de réservoir pourrait améliorer le rendement thermodynamique d'accumulation ?

Le problème sera en partie étudié par la comparaison des résultats numériques à des observations expérimentales d'évolution de pression et d'estimations de coefficient d'échange global.

Trois cas d'étude ont été testés. La complexité et le nombre ''d'essais'' réalisés pour chaque cas sont différents. La démarche était d'avoir un aperçu de la sensibilité de la simulation sur le cas d'un des premiers essais de compression réalisés sur le banc, puis de configurer d'autres cas test correspondants à des situations différentes, en limitant le nombre de paramètres de calcul testés.

Il semble que la simulation peut fournir des valeurs de pression et de flux de chaleur cohérentes avec les observations. Il a donc été envisagé d'entamer une étude d'optimisation, ce qui est présenté à la fin du paragraphe.

5.2.1. Calculs préliminaires sur le réservoir

5.2.1.1. Configuration générale et paramètres testés

La géométrie du réservoir d'accumulation est reproduite à partir des données du plan constructeur. On y modélise le domaine fluide et un domaine métallique qui est la paroi du réservoir (voir Figure 177) ; ces deux domaines sont seulement modélisés pour la première compression et la détente. Les surfaces constituant les limites des domaines étudiés sont représentées sur la Figure 178.

L'air et l'eau font partie du même domaine fluide. La position de la surface libre et la diffusion de la chaleur à l'interface air-eau sont déterminées par le modèle multiphasique ''Volume Of Fluid'' (VOF). Ce type de modèle permet de simuler les interactions entre deux phases dissociées quand l'interface entre les deux peut être ''captée'' par la dimension des mailles.

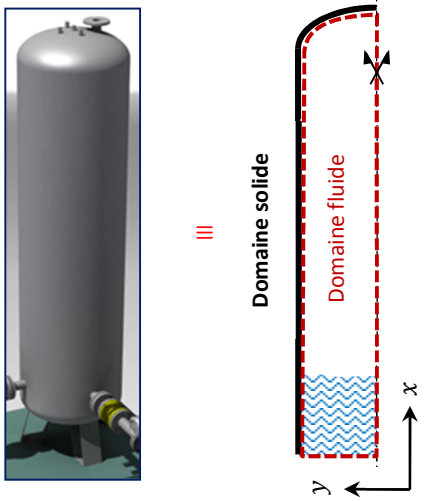
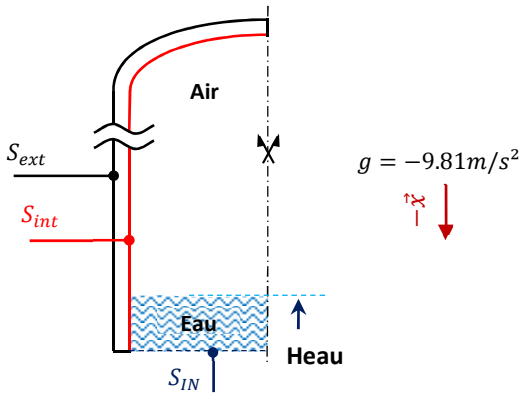


Figure 177 : domaine d'étude ; le réservoir d'accumulation



Surface	Paramètres	
S_{ext}	$h_{ext}\ \{W/m^2/K\}, T_{ext}\ \{K\}$	
S_{int}	Coté fluide	Coté solide
	$T_{solide}\ \{K\}$	$\delta Q_{fluide}\ \{W\}$
S_{IN}	$q_{m_{eau}}\ \{kg/s\}$	

Figure 178 : conditions aux limites des domaines fluide et solide

L'introduction de la partie métallique dans le calcul est destinée à observer les variations de température du métal.

Ceci a nécessité l'utilisation d'une ''macro'' de transfert des données d'un domaine à l'autre sur les nœuds de l'interface (S_{int}). La température de surface métallique, résultant du calcul du ''solveur'' solide, est transmise comme condition limite au solveur fluide. Le flux de chaleur de surface, calculé par le solveur fluide, est transmis comme condition limite au solveur solide. L'échange d'information se fait à chaque pas de temps.

La condition sur la surface externe du métal (S_{ext}) est un flux de chaleur. Il est configuré comme étant nul ou non au travers d'un coefficient convectif paramétré à 0 ou à 10W/m²/K ; cette dernière valeur est surestimée du fait de la faible variation de température du métal. Un des premiers calculs numériques de compression réalisés a montré que la configuration d'un tel coefficient n'affecte le résultat sur la pression statique moyenne que de 312 Pa. Ceci est dû à la faible élévation de température du métal qui produit des très faibles flux de chaleur vers l'air ambiant. Finalement, les calculs ont été réalisés avec une condition de flux nul sur S_{ext} par simplicité de configuration.

On impose un débit masse sur la face inférieure (S_{IN}). Les valeurs de débit introduites en fonction du temps, pour la première compression, sont illustrées dans la Figure 181. On utilise des couples de valeurs temps-débit ''choisis'' tirés des mesures expérimentales; entre ces points, le logiciel réalise ensuite une interpolation linéaire. Sur cette entrée les paramètres décrivant la turbulence sont maintenus à leur valeur par défaut.

Un aperçu global des paramètres de calcul est donné par Tableau 9.

Les modèles de turbulence bas-Reynolds sont utiles pour des écoulements où des lois de proche paroi généralisées sont difficilement représentatives du comportement réel [36],

[37]. Ces modèles ont pour but de résoudre les équations de l'écoulement dans la zone de proche paroi. Les trois modèles bas-Reynolds mais aussi le modèle k-w SST sont applicables jusqu'à la zone de proche paroi [37].

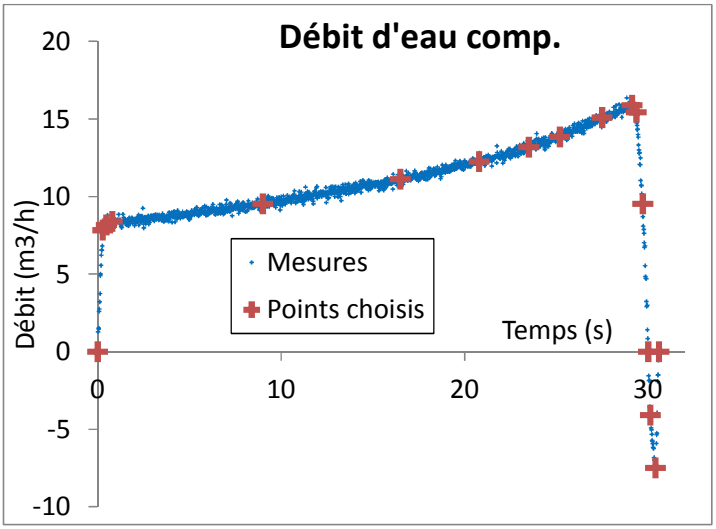


Figure 179 : débit d'eau en entrée du réservoir ; 1ère compression

Conditions géométriques	Axisymétrie	
Configuration physique	Air	Gaz parfait, propriétés constantes
	Eau	Densité constante
	Modèle multiphasique	''Volume of fluid''
	Equation de l'énergie résolue	
Configuration de calcul	Modèles de turbulence	k-e bas Reynolds standard k-e bas Reynolds V²F k-e bas Reynolds AKN k-w SST
	Discrétisation temporelle	Instationnaire implicite
	Discrétisation spatiale	Maillage quasi-structuré + maillage rectangulaire proche à la paroi
Conditions initiales	Température, pression et hauteur d'eau initiales fonction du cas traité	

Tableau 9 : paramétrage des calculs

Différents maillages 2D ont été réalisés avec un nombre de mailles et des dispositions distinctes pour le domaine fluide. La différence entre les maillages se fait par la variation de l'espacement axial caractéristique des mailles (Δx) et par l'espacement radial minimal (Δy). Les caractéristiques des maillages testés sur le premier cas de compression sont résumées sur le Tableau 10. Le dernier cas listé ici correspond à un essai à pas de temps reduit.

Nom du cas	''x7y07''	''x5y025''	''x5y025''	''x7y019''	''x7y019_maillagemobil''	''x7y019dtmoins''
Δx	7	5	3	7	7	7
Δy	0,76	0,25	0,25	0,19	0,19	0,19
Nombre d'éléments	7342	15466	39409	9048	10050	9048

Tableau 10 : caractéristiques des maillages testé sur la première compression

Le dernier maillage du tableau se différentie par un raffinement mobile autour de la position de l'interface air-eau. Cette position étant variable le maillage est refait à chaque pas de temps du calcul.

La Figure 180 donne un aperçu du maillage correspondant à la première colonne du Tableau 10. La Figure 181 montre le maillage avec raffinement à l'interface à la position initiale. Le maillage de la quatrième colonne du Tableau 10 a été réutilisé pour le cas de détente. Pour de dernier cas de compression, la dimension radiale a dû être réduite pour des raisons évoquées dans le paragraphe qui le concerne.

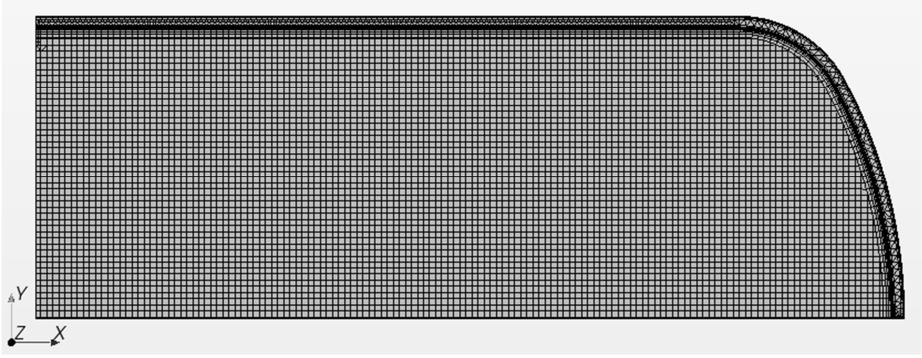


Figure 180 : maillage de base du modèle axisymétrique ; nombre de mailles : 7342

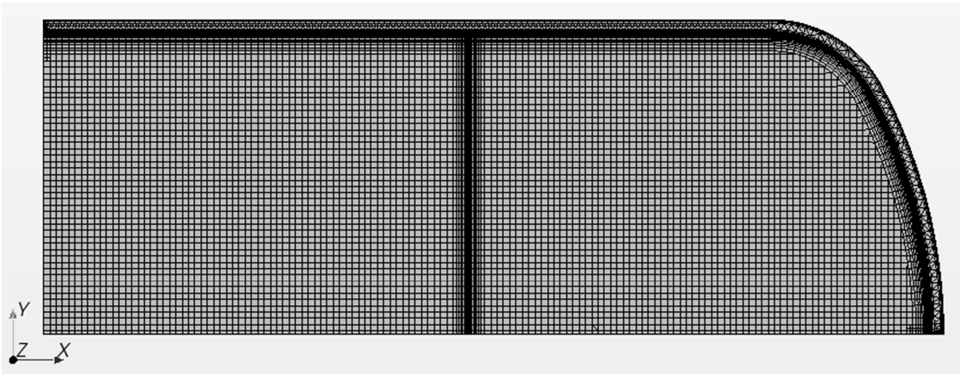


Figure 181 : maillage avec raffinement à l'interface air-eau; nombre de mailles en fin de simulation: 10050

Le domaine métallique qui entoure le domaine fluide est maillé par des éléments tétraédriques et des mailles rectangulaires proches aux interfaces. La première maille en contact avec le domaine fluide a une épaisseur de l'ordre de 0,7mm. La sensibilité du calcul à ce dernier paramètre a été testée sur une simulation en introduisant une épaisseur de 0,19mm ; le résultat sur le flux de chaleur à la paroi interne a été modifié de moins de 4W (0,3% du flux total) à la fin de la compression et la pression statique moyenne d'air en a été affectée de moins de 500Pa (0,07%) à son maximum.

Le premier pas temps de calcul a été choisi par essais successifs, en le réduisant au fur et à mesure, pour obtenir une ''convergence'' plus rapide ou plus continue. Ainsi, pour le premier maillage testé (''x7y07''), le pas de temps retenu a été 0,01 s. Pour les maillages à Δx plus faible, le pas de temps a été réduit pour maintenir le rapport $\Delta x/\Delta t$ à peu près

identique au premier cas. Un autre cas avec un pas de temps divisé par deux a été testé (dernière colonne du Tableau 10). Le passage d'un pas de temps à un autre se fait après 130 à 150 itérations, pour la 1ère compression, selon le type de maillage et modèle de turbulence configuré. Le nombre d'itérations a été choisi après observation de la stabilisation des solutions de pression d'air moyenne et de flux de chaleur moyen à la paroi. On illustre ce qu'on entend par stabilisation dans l'exemple de la Figure 182, la Figure 183 et la Figure 184.

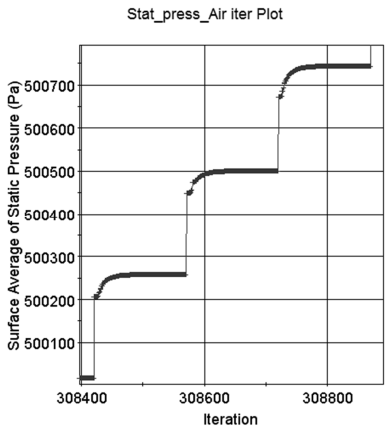


Figure 182 : valeur de pression d'air moyenne en fonction des itérations ; cas V2F premier maillage

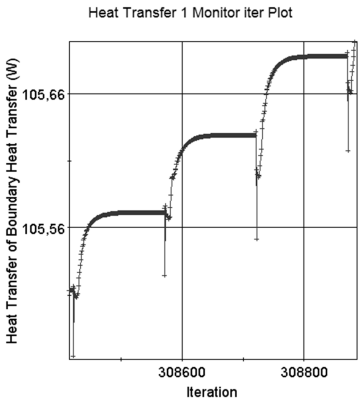


Figure 183 : valeur de puissance thermique moyenne à la paroi en fonction des itérations ; cas V2F premier maillage

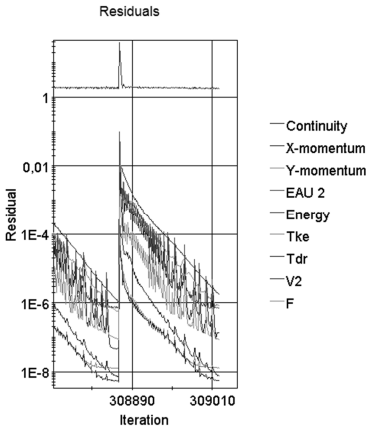


Figure 184 : résidus en fonction des itérations; cas V2F premier maillage

En ce qui concerne la convergence à chaque pas de temps, on observe que les résidus sont faibles (Figure 184) et les valeurs des deux variables observées sont bien stabilisées. Ceci a été vérifié pour chaque cas traité et le nombre maximal d'itérations a été adapté si besoin.

Dans les paragraphes ci-dessous on présente l'ensemble d'essais de sensibilité réalisés sur le premier cas de compression avec un certain nombre de détails. Le traitement des deux autres cas, une détente et une compression de plus grand volume d'air, se limite à une analyse des grandeurs principales observées (pression statique et flux de chaleur).

5.2.1.2. Compression de 2,5 à 7 bar

5.2.1.2.1. Pression et flux de chaleur

Pour le premier cas testé, la période simulée est composée d'une phase de compression, durant laquelle la pression augmente par la diminution du volume d'air, et d'une phase d'attente, durant laquelle la pression chute du fait du refroidissement de l'air. La chaleur que cela représente est transmise à l'environnement immédiat de l'air c'est-à-dire la paroi métallique et eau.

La durée simulée n'est pas la même pour tous les cas (maillage, modèle de turbulence,…), car après la fin de la compression, une durée limitée d'attente suffit pour faire des comparaisons donnant des indications sur la validité du modèle configuré.

On s'intéresse d'abord à l'évolution de la pression statique moyenne de l'air. Les allures des pressions calculées sont données par la Figure 185. Les écarts à la pression mesurée sont illustrés sur la Figure 186.

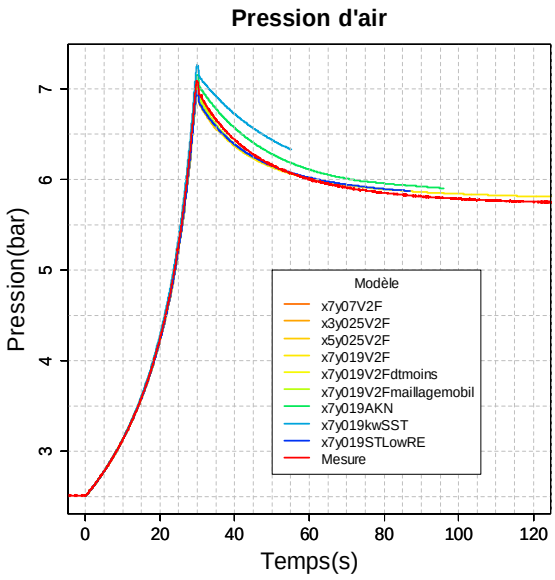


Figure 185 : évolution des pressions statiques d'air

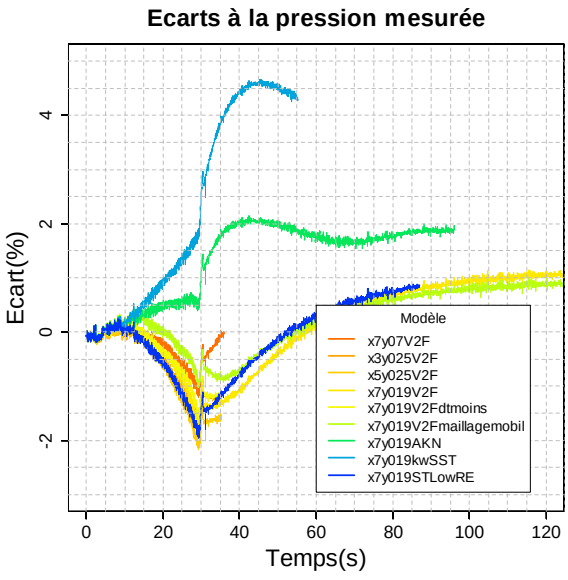


Figure 186 : écarts à la pression mesurée

La notation des différents cas testés se réfère aux indications du Tableau 10 concernant le maillage et au modèle de turbulence choisi.

Les allures des pressions calculées par les différents modèles (Figure 185) sont relativement similaires durant la première phase de réduction de volume (jusqu'à t = 30 s environ). La pression maximale atteinte varie selon le modèle utilisé. Sur cette phase l'écart entre les calculs et la mesure n'excède 4% (Figure 186). L'écart atteint se maintient et diminue durant le refroidissement sauf pour les calculs utilisant les modèles de turbulence ''AKN'' et ''k-wSST''. Ensuite, les valeurs de pression semblent se stabiliser à une valeur de pression 1% supérieure à la mesure, ce qui correspond à 7,7 kPa environ.

L'incertitude sur l'estimation de pression d'air mesurée, est de l'ordre de 1250 Pa (voir §7.6).

Quand on se rapproche du point d'équilibre thermique, après un long temps d'attente, le niveau de pression est lié à la température finale du milieu air+métal et surtout au volume final ; ce sont là des possibles sources d'écart.

Si la valeur de volume d'air final présentait une incertitude ''numérique'' correspondant à une demi-épaisseur de maille (sur l'axe x), c'est-à-dire 3,5 mm dans le cas ''x7y019V2F'' (une des plus longues simulations sur la Figure 186), on pourrait attribuer à la valeur de pression finale une incertitude de l'ordre de 10 kPa. Cette valeur dépend de l'estimation du volume et de la température finaux et de la masse d'air. Cependant, dans le cas de la simulation à maillage mobile, malgré la diminution de l'écart à l'équilibre, l'écart de pression reste du même ordre de grandeur. Il faut rappeler que l'incertitude expérimentale sur la position initiale de l'interface air-eau est également de l'ordre de 3mm ; on pourrait aussi discuter de l'incertitude sur la géométrie interne du réservoir.

Dans la suite à cette réflexion, la sensibilité de la pression finale à la température est relativement faible ; pour atteindre un écart de 7,7 kPa, il faudrait une ''erreur'' sur la température stabilisée de l'ordre de 4 K ce qui au vu de l'évolution modeste de la température de la paroi dans le calcul, semble ne pas être la cause de l'écart de pression observé.

A part la pression moyenne d'air, la deuxième variable d'intérêt est le flux de chaleur échangée entre le fluide et la paroi métallique. Cet aspect est traité par l'étude du coefficient d'échange convectif interne à la paroi (h_{paroi}). Ce coefficient est obtenu à partir de la moyenne de flux de chaleur ($\dot{Q}_{paroi}$), la surface d'échange (S_{paroi}) et la différence de température moyenne (expression 5.1). Le terme $\dot{Q}_{paroi}$ est une puissance thermique.

$$h_{paroi} = \frac{\dot{Q}_{paroi}}{S_{paroi}.(T_{int} - T_{ext})} \qquad 5.1$$

$$T_{int} = \frac{PV}{mR_S} \qquad 5.2$$

La température moyenne du calcul numérique (T_{int}) est estimée par l'expression 5.2 à partir de la moyenne de pression statique d'air, le volume d'air, la masse (estimée à l'instant initial) et le coefficient de gaz parfait spécifique de l'air (R_S). La température externe utilisée dans l'expression 5.2 (T_{ext}) est la température moyenne d'interface air-métal. Dans les calculs réalisés, cette température a augmenté de 0,4 à 1 K à certains endroits de l'interface. La variation moyenne (sur toute la surface) reste inférieure à 1 K pour le cas ''x7y019V2F'' par exemple. Pour le calcul de h_{paroi}, T_{ext} est finalement pris égale à 293 K, la température initiale du domaine.

La Figure 187 donne l'évolution de la température moyenne d'air (T_{int}). La Figure 188 donne les valeurs de coefficient d'échange moyen à la paroi.

La température moyenne d'air estimée à la fin de la compression varie de 80 à 94 °C environ selon le modèle de turbulence choisi. La puissance thermique transférée et le coefficient d'échange de chaleur qui y découlent varient de 17 à 30 W/m²/K.

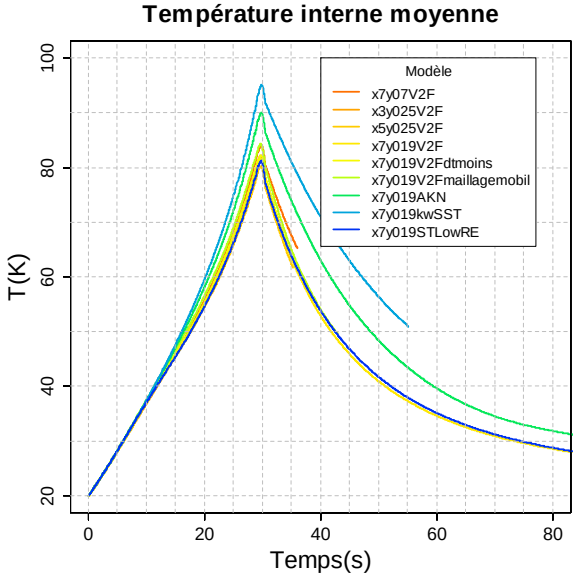


Figure 187 : température moyenne d'air ; compression

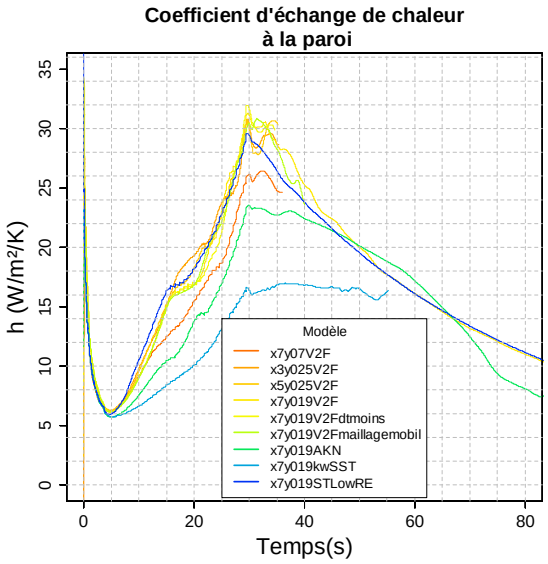


Figure 188 : coefficient h moyen à la paroi ; compression titre

Les 5 premières secondes de la compression sont caractérisées par un coefficient d'échange très important. Ceci est certainement dû au refroidissement rapide par conduction des premières couches d'air en contact avec la paroi métallique. Cette allure initiale peut en effet rappeler ce qui a été illustré dans le paragraphe 3.2.2.3.1 concernant le flux de chaleur conductif à l'interface air-eau lors d'une compression.

5.2.1.2.2. Bilan sur les paramètres testés

Pour faire une comparaison synthétique entre les différents cas testés, on relève les écarts entre les pressions calculées et mesurée (Figure 189) et les valeurs de flux de chaleur moyen (puissance thermique) à la paroi à la fin de la compression (Figure 190). On compare d'abord les valeurs obtenues avec le modèle de turbulence V^2F pour lequel le plus grand nombre de cas de maillages ont été testés.

On constate une augmentation du flux de chaleur avec la diminution du Δy. Ceci semble vrai pour les différents cas (Figure 190). Cela semble compréhensible car au plus la première maille d'air est petite, au plus la résistance thermique équivalente de la maille sera faible et le flux de chaleur sera grand à l'interface ($\dot{Q} \propto \lambda S/\Delta y$), pour une différence de température équivalente.

L'écart à la pression maximale mesurée augmente avec la diminution du Δy ; les pressions calculées sont plus basses que la mesure. Si on prend les cas V^2F sauf le cas avec un raffinement à l'interface (bulle verte Figure 189) on note deux tendances opposées : la valeur de flux augmente quand la pression diminue ; ceci est peut-être dû à une compensation au travail fourni plus importante quand l'échange thermique augmente. Disons que plus on échange, plus on refroidit et plus basse est la pression d'air.

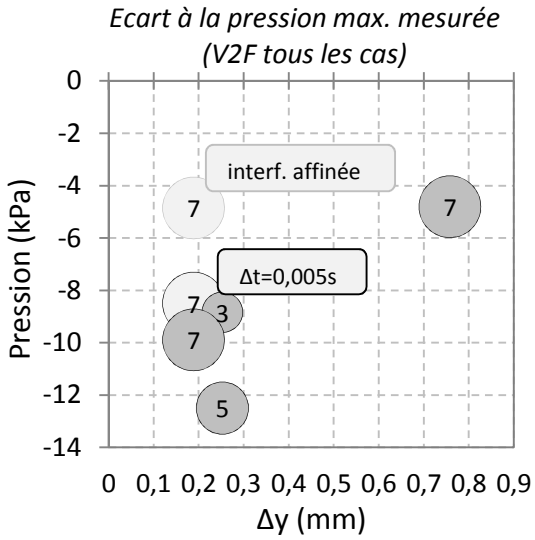


Figure 189 : écart à la pression mesurée fonction du Δy ; la taille des bulles correspond au Δx ; cas de compression

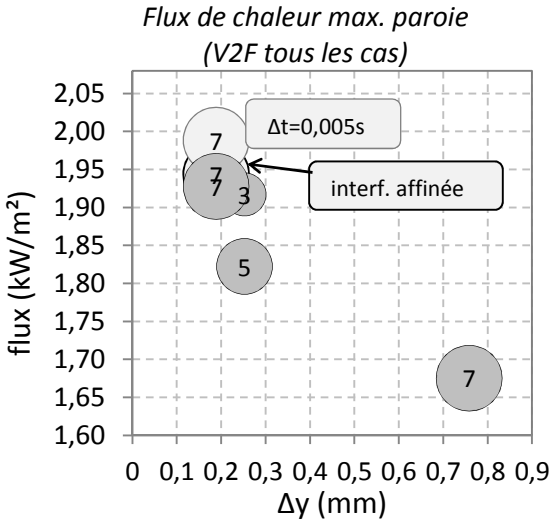


Figure 190 : flux de chaleur à la paroi fonction du Δy ; la taille des bulles correspond au Δx ; cas de compression

Par ailleurs, le fait que le premier maillage à résolution radiale grossière (Δy :0,75 mm) produise un écart du inférieur aux autres resté à analyser ; seul le cas à maillage mobile donne un résultat similaire.

On peut aussi comparer les résultats donnés par la configuration de différents modèles de turbulence sur le maillage ''x7y019V2F'' (Figure 191 et Figure 192).

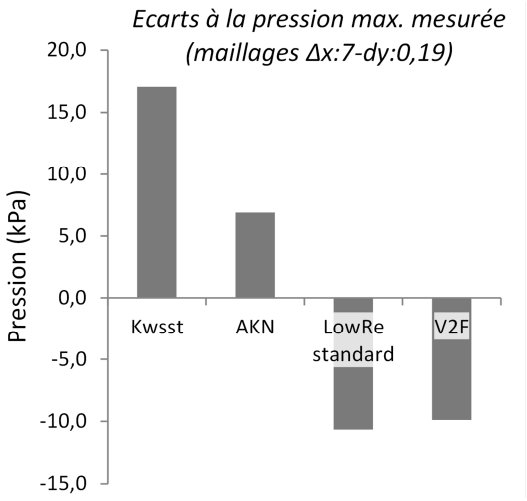


Figure 191 : écart à la pression max. compressions

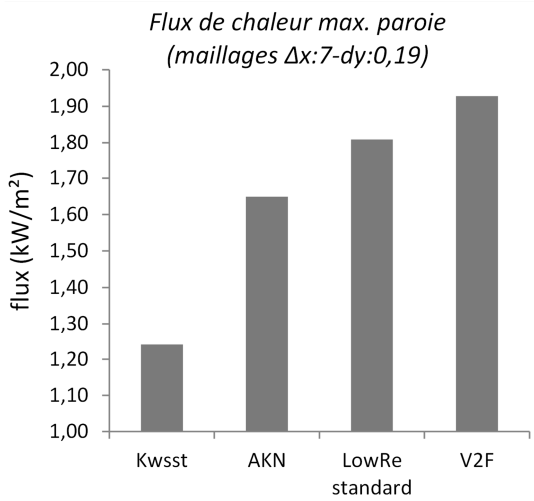


Figure 192 : flux de chaleur ; compressions

Il semble que les solutions des 4 modèles de turbulence se répartissent autour de la pression mesurée (Figure 191). Et encore une fois, il semble que pour les flux les plus faibles, on obtient les pressions les plus élevées (Figure 192).

5.2.1.2.3. Bilan de puissances et flux de chaleur global

Il est intéressant de faire un bilan de puissances sur l'air en compression. L'idée est de se rendre compte de l'importance relative des flux thermiques sur le comportement du réservoir et de proposer une approche simple d'estimation du flux transmis à l'eau.

On rappelle ci-dessous l'équation de l'énergie mise en forme pour en déduire la valeur du flux thermique global (terme de gauche de l'expression 5.3).

$$-h_g.S.\left(T_{air}-T_{paroi}\right)=m_{air}.C_v.\frac{dT_{air}}{dt}-P.\frac{dV}{dt} \qquad 5.3$$

Le travail est obtenu par le biais de la pression calculée et le débit d'eau imposé. La variation d'énergie interne est déduite de l'évolution de la pression ($dT \propto VdP + PdV$).

Le résultat de la somme des deux termes de droite de l'expression 5.3 est comparé au flux de chaleur moyen à l'interface air-métal calculé par Star CCM+. La différence entre les deux devrait donner une indication sur le flux de chaleur dirigé vers l'eau. L'évolution des différentes puissances est donnée par la Figure 193 pour le modèle V2F maillage ''x7y019'' et pour le cas de maillage mobile sur la Figure 194.

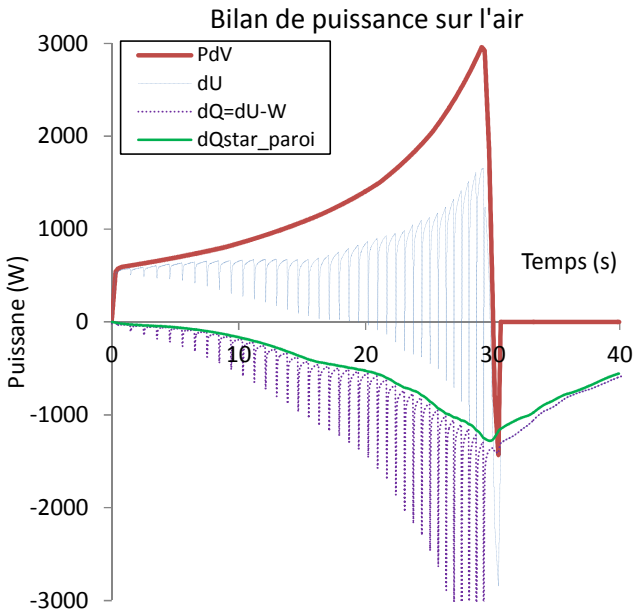


Figure 193 : bilan de puissance ; maillage ''x7y019''; modèle V2F

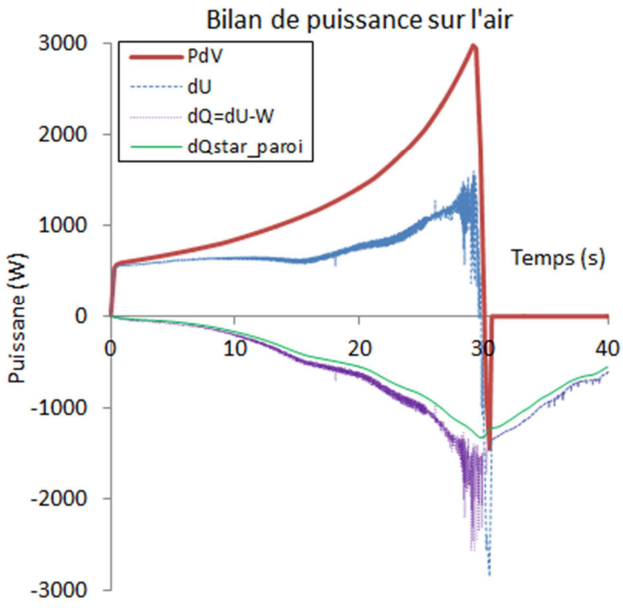


Figure 194 bilan de puissance ; maillage ''x7y019_mobile'' ; modèle V2F

Les discontinuités visibles sur la Figure 193 sont liées à l'avancement fractionné de la surface libre ; au plus le maillage sur X est fin, au plus ces discontinuités sont faibles. Avec le maillage mobile, ceci diminue encore (Figure 194). La tendance générale est cependant

la même : le flux global de chaleur est légèrement supérieur au flux à la paroi. Ce qui veut dire qu'une puissance supplémentaire est perdue ; il s'agit probablement du flux thermique dirigé vers l'eau.

On peut comparer la valeur du nombre de Nusselt global (expression 5.4), à partir du flux de chaleur global et de la température moyenne, pour tous les cas testés, aux valeurs obtenues par l'expression empirique obtenue dans le paragraphe 4.3.4 suite aux observations expérimentales. Pour ce faire, on calcule les valeurs de nombre de Rayleigh à partir de l'estimation de la température moyenne de l'air et de ses propriétés configurées constantes dans les simulations. L'expression du nombre de Nusselt ''empirique'' est rappelé par l'expression 5.5. Dans cette expression, le terme F désigne un facteur de forme (F=V/S/D).

Les coefficients globaux simulés et estimés sont donnés sur la Figure 195 pour chaque cas.

$$\mathrm{Nu}_{glob} = \frac{\mathrm{h}_{glob}\mathrm{L}}{\lambda} \qquad 5.4$$

$$\mathrm{Nu}_{emp} = 3{,}25.Ra^{0{,}27}.F^{0.76} \qquad 5.5$$

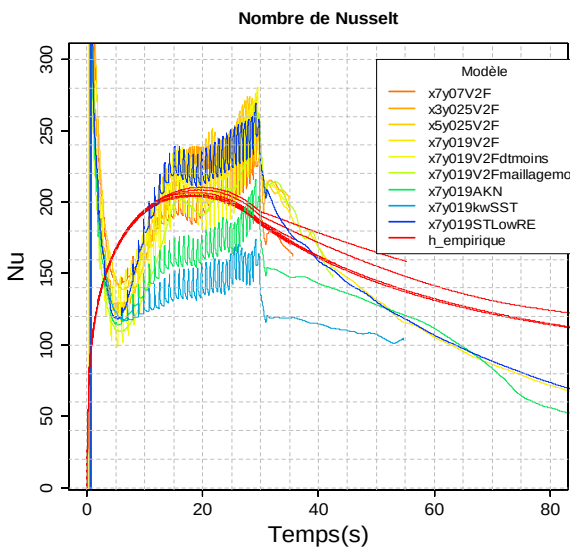


Figure 195 : évolution du coefficient d'échange global, moyennes mobiles sur 100 points ; comparaison à l'expression empirique

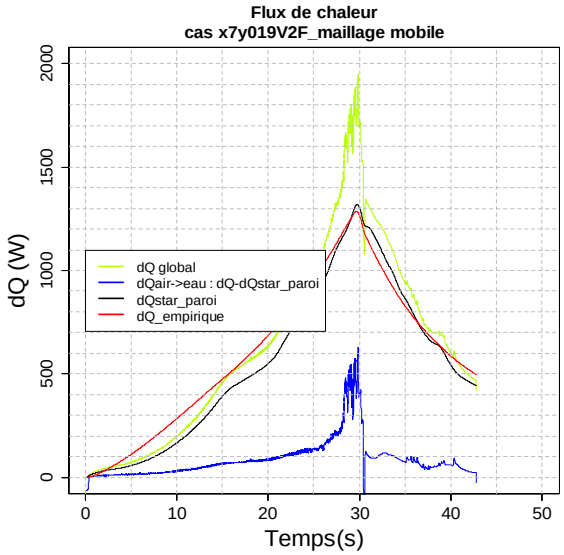


Figure 196 : différents flux de chaleur ; cas ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F

Les estimations faites par l'expression empirique (courbes rouges) varient pour chaque simulation car la température moyenne, et donc le nombre de Rayleigh peut y être différent. A la fin de la compression la majorité des valeurs de simulation sont au-dessus des estimations. Lors de l'attente on observe le contraire avec un écart qui augmente.

Les valeurs les plus fortes de Nu dans les simulations, autour t = 30 s, vont dans le sens de la sous-estimation de pression à la fin de la compression. Concernant les valeurs plus faibles qui s'en suivent dans les résultats de calcul, il faut se rappeler que la corrélation

empirique a été obtenue pour des estimations expérimentales de nombre de Nusselt comprises entre 200 et 800.

On remarque que la valeur du nombre de Nusselt, pour les calculs numériques, à la seconde 20, présente une chute ou du moins l'arrêt de son augmentation. Au même instant, l'estimation empirique du Nusselt commence à décliner. Ceci apparait au moment où l'effet de l'augmentation du nombre de Rayleigh (à cause de l'augmentation de la température) n'est plus prépondérant devant celui de la diminution du terme lié au facteur de forme de l'expression empirique. Reste à étudier ce que cela implique sur l'évolution de l'écoulement de convection naturelle interne.

La Figure 196 illustre, pour le cas de calcul à maillage mobile, l'estimation de flux de chaleur global (courbe verte), le flux transmis par la paroi métallique (courbe noire) et la différence entre les deux qui est supposé être le flux transmis à l'eau (courbe bleu). On y représente également les valeurs de flux de chaleur global déterminé par la relation empirique (courbe rouge).

La part de flux transmis vers l'eau semble être de l'ordre de 10% du flux de chaleur global pour ce cas. Cette proportion va évidemment diminuer pour des cas à volume d'air plus importants. La faible part de ce flux est due, mise à part la plus faible surface d'échange, à la faible proportion de la surface d'interface soumise à la convection ; seule une portion proche à la paroi métallique l'est du fait que le gradient de température vertical n'est pas vraiment favorable à la convection sur cette surface. Seul l'écoulement convectif lié à la paroi métallique le favorise. Ce constat pourrait changer dans le cas des détentes car l'eau devient alors une source de chaleur.

5.2.1.2.4. Quelques caractéristiques de l'écoulement

5.2.1.2.4.1. Profils de vitesse et de température

Il est intéressant d'observer l'effet du maillage sur les grandeurs physiques principales agissant sur l'état de l'air. Les profils de température et de vitesse sont observés au point où la pression maximale est atteinte (environ t = 30 s du temps de compression) pour les cas ''x7y07V2F'' et ''x7y019V2F'' (Figure 197). Ces profils sont donnés pour la position axiale correspondant à la ligne ''X : 2,4m'' de la Figure 198.

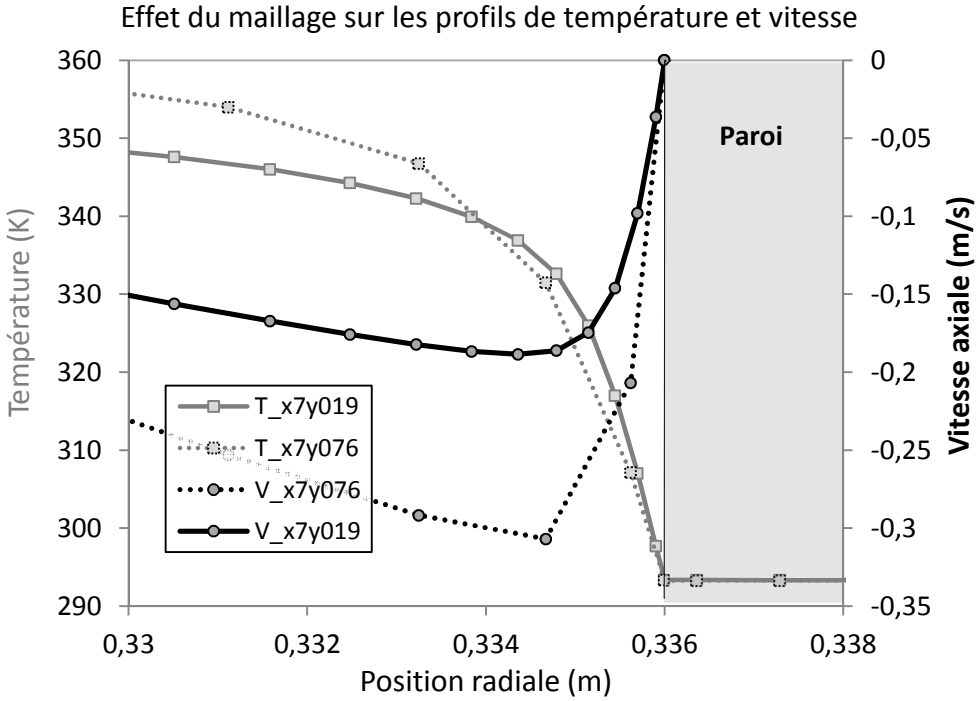


Figure 197 : profils de vitesse pour différents cas : ''Δx : 7Δy :0,76'' et ''Δx : 7Δy :0,19''; modèle V2F ; modèle V2F ; seconde 30.

La position radiale (ri) indiquée par l'abscisse de la Figure 197 est comprise entre les valeurs 0 et 0,35m qui correspondent respectivement à l'axe de révolution du réservoir et à son rayon externe (hors tout) ; le domaine fluide est compris entre 0<ri<0,336 (la paroi est en partie figurée par le rectangle gris).

On constate un gradient de température plus fort pour le maillage le plus fin, ce qui corrobore l'augmentation du flux de chaleur avec le raffinement du maillage observé sur la Figure 190. La variation de température du métal reste négligeable devant celle de l'air malgré la condition de flux de chaleur nul à l'extérieur du domaine métallique.

Concernant le profil de vitesse, mise à part l'allure bien plus sympathique du second profil, la qualité du maillage peut se déterminer par la valeur de y+ de la première cellule. Ce terme désigne une distance à la paroi adimensionnée.

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{\nu} \qquad 5.6$$

Où u_* est une vitesse de frottement sur la paroi la plus proche, y est la distance à cette même paroi et ν est la viscosité cinématique locale. Les modèle bas-Reynold résolvant laes équations RANS jusqu'à la zone de proche paroi, cette valeur doit être inférieure à 5 (correspondant la sous-couche visqueuse) et idéalement proche de 1. Cette dernière valeur semble revenir souvent comme valeur à respecter pour s'approcher d'un résolution correcte [37], [38].

Le maximum de y+ est de 6,8 pour le premier maillage et 1,4 pour le second ; la moyenne est de l'ordre de 0,9. Il semble donc raisonnable de penser que le maillage proche à la paroi est correct dans ce deuxième cas.

5.2.1.2.4.2. Flux de chaleur

Les estimations faites sur les flux de chaleur globaux montrent que le flux dirigé vers l'eau est faible par rapport à celui qui est dirigé vers l'acier. Ceci peut également être observé par le gradient de température proche aux limites du domaine fluide représentant l'air.

Ce gradient est calculé par des fonctions dites ''de champ'' disponibles sur Star CCM+. On en extrait le module qui est représenté sur la Figure 198. Ce gradient est représentatif du flux de chaleur conductif local ; proche des parois, où la vitesse est nulle ou presque, où la transmission de chaleur est principalement diffusive, cela permet de situer les zones où l'échange de chaleur est le plus fort.

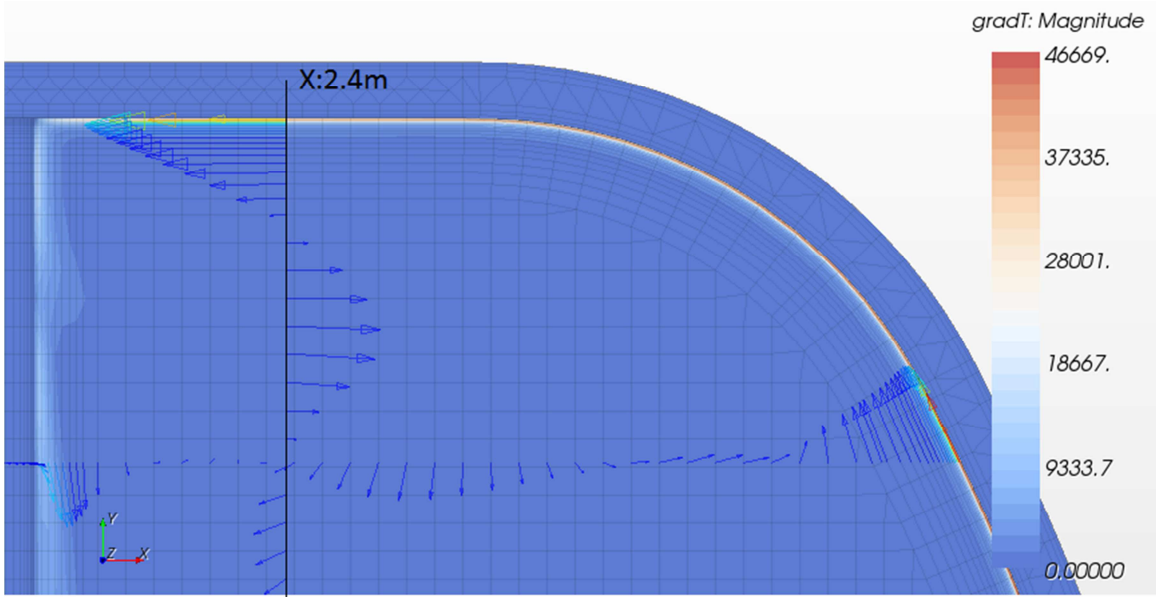


Figure 198 : module du gradient de température (K/m) dans l'air et son environnement ; cas ''x7y019_mobile'' ; modèle V^2F ; seconde 27.

La Figure 198 contient également deux ensembles de vecteurs permettant d'illustrer la vitesse et direction de l'écoulement. La coloration pour les vecteurs et pour le champ renseignent sur la même grandeur de gradient de température. Le vecteur le plus long correspond à 0,2m/s.

La zone proche à la paroi métallique présente des valeurs de flux de l'ordre de 2 à 8 fois plus élevées qu'au niveau de l'eau (en fonction de la position radiale de l'interface air-eau). Ceci indique que le coefficient d'échange est plus élevé au niveau de l'interface métallique qu'à l'interface air-eau. Ceci confirme ce qui a été observé Figure 196.

Afin de compléter ces informations on peut regarder quelle est la température du milieu environnant l'air : le domaine métallique et l'eau (Figure 199). L'échelle va de 293 à 293,66K. L'acier est en moyenne plus chaud que l'eau, sauf localement sur la zone d'interface proche à la paroi métallique à cause de l'écoulement convectif vertical.

La Figure 200 illustre la température dans l'air. Malgré la température plus faible de l'eau, le gradient de température proche à la surface libre est plus faible que celui de la paroi. Il semblerait que l'interface air-eau soit couverte par une couche d'air relativement froid où la vitesse est faible.

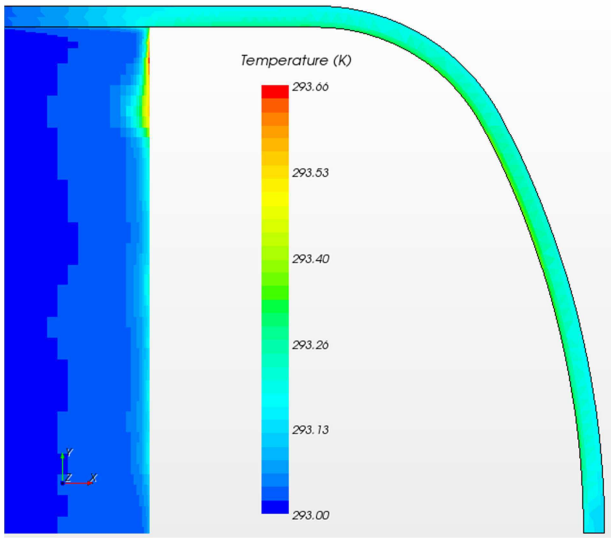


Figure 199 : température de paroi et de l'eau ; ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F ; seconde 27

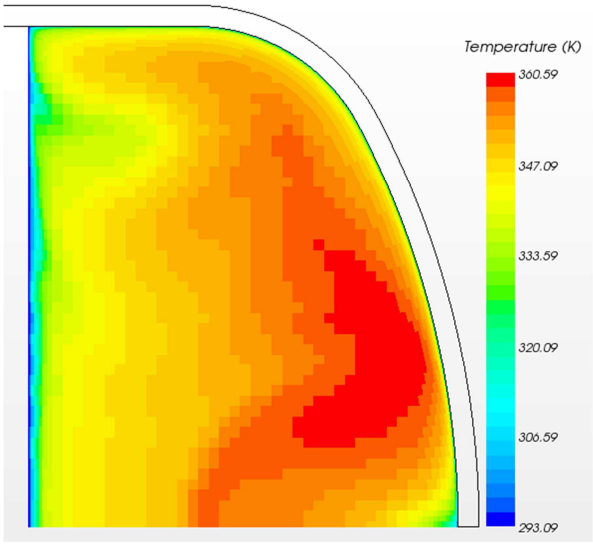


Figure 200 : température de l'air ; ''Δx :7Δy :0,19_mobile'' ; modèle V2F ; seconde 27

5.2.1.2.5. Conclusions partielles

Il semble utile de résumer les constats fait sur ce premier cas test avant de continuer les analyses :

- Des simulations relativement simples, avec seulement deux phases (pas de vapeur ou d'air dissout) et un modèle de gaz parfait semble pouvoir prédire assez correctement l'évolution de la pression de l'air d'accumulation dans le cas testé malgré une dispersion notable dans les résultats numériques.
- La dispersion des résultats est liée à l'utilisation de modèles de turbulence assez divers.

- L'analyse des résultats numériques devrait faire l'objet d'une étude des sources d'incertitudes afin de quantifier la part des erreurs liés au calcul numérique et celle provenant des mesures expérimentales utilisées pour sa configuration.
- Malgré la condition limite très conservative qui était l'imposition d'un flux de chaleur nul à la paroi externe de la paroi métallique, la variation température de l'environnement de l'air reste négligeable devant celle de l'air dans les cas des compressions et détente testés avec le domaine métallique.
- La part prépondérante des échanges semble se produire au niveau de l'interface métal-air. Le coefficient d'échange de chaleur vers l'eau semble présenter des valeurs 2 à 8 fois inférieures à celui qui agit sur la paroi métallique. Ceci indique que la convection naturelle interne à possiblement un très faible effet sur le transfert de chaleur qui se produit sur l'interface air-eau. Il en est de même pour la température d'interface avec l'eau, qui n'augmente qu'assez peu et sur une zone proche au bord, ce qui laisse penser que la convection interne affecterait peu le potentiel de vaporisation d'eau (voir $3.2.2.3.2).

5.2.1.3. Détente à 14bar et compression à 7bar

Suite à ce premier test, deux autres cas ont été configurés sur Star CCM+, une détente, pour laquelle le maillage est similaire à celui du premier cas avec un domaine métallique également, et une compression, de volume initial supérieur, pour lequel le maillage a été raffiné afin de garantir une valeur de y+ de paroi correcte. Pour ce dernier cas le domaine métallique n'est pas modélisé. La condition limite à la surface d'échange de paroi est configurée comme étant à température constante et égale à la température initiale. Le Tableau 11 présente la configuration des deux calculs.

	Détente 14bar	Compression 7bar
P_{init}	13,8bar	7,6bar
V_{init}	0,196m^3	0,617m^3
T_{init}	22°C	27°C
$Débit\ moyen$	-25m^3/h	16m^3/h
Δx	7mm	6mm
Δy	0,19mm	0,06mm
Δt	10ms	0,5ms
y^+max	1,5 (V2F)	0,9 (V2F)
$Modèle\ de\ turb.$	V2F, kwSST, STLowRe, AKN	V2F, kwSST

Tableau 11 : récapitulatif de la configuration des deux cas supplémentaires testés

La valeur de pas de temps a fait l'objet des mêmes attentions que dans le cas initial concernant la convergence des résidus (diminution et stabilité) et la convergence des grandeurs principales.

Les Figure 201 et Figure 202 donnent les résultats sur l'évolution de la pression statique moyenne d'air pour la détente et la compression configurées.

Le résultat du calcul de la détente n'est cohérent qu'avec les observations expérimentales que dans pour les modèles de turbulence V2F et ''kwSST''. Ceci a conduit à n'utiliser que ces deux modèles dans le dernier test, car aussi bien pour cette détente que pour la première compression il semble que la solution réelle se trouve quelque part entre les résultats obtenus par ces deux modèles. Il se trouve que pour le cas de la dernière compression ce constat se répète. Il semble qu'il soit plus facile de modéliser le comportement en compression qu'en détente ; la dispersion due au choix du modèle de turbulence y est plus importante.

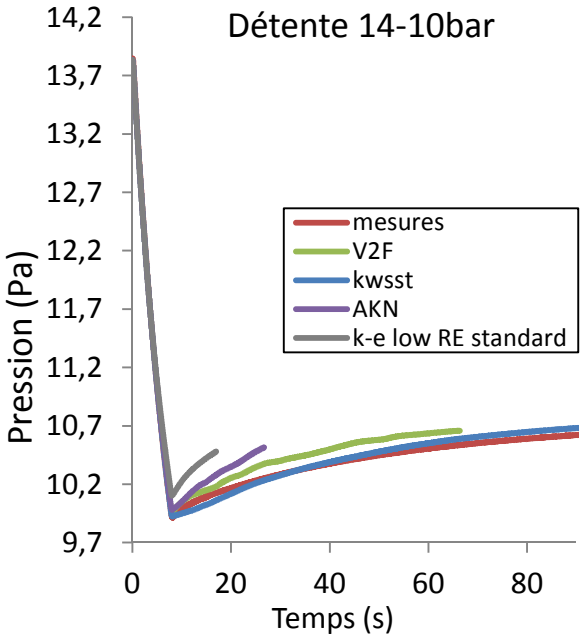


Figure 201 : comparaison des pressions mesuré et calculées pour la détente à 14bar

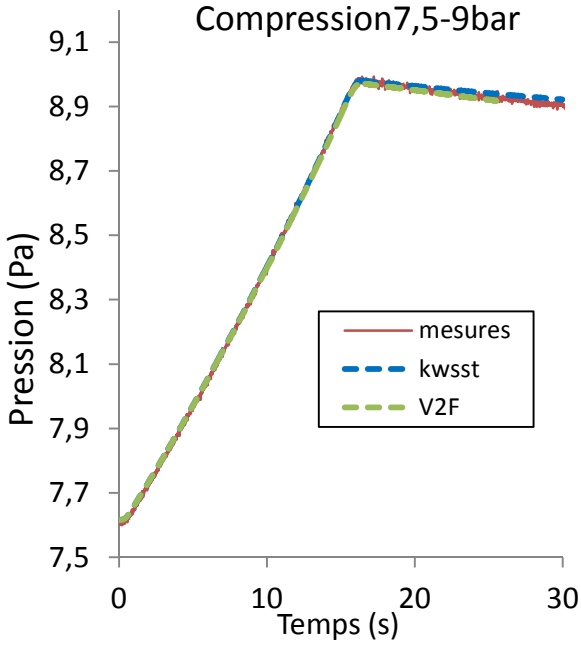


Figure 202 : comparaison des pressions mesuré et calculées pour la compression à 7bar

Il serait tout de même intéressant, voire nécessaire, pour confirmer ce constat, de réaliser des essais de sensibilité au maillage afin de vérifier si les considérations sur la valeur de y+ de paroi sont correctes, si le modèle de turbulence ''kwSST''est sensible, et en quelle mesure, aux variations de maillage et si la validité présumée du modèle V^2F se confirme.

Concernant le flux de chaleur global, les valeurs de Nusselt globales comparées aux valeurs obtenues par l'expression empirique du coefficient de transfert global sont représentées sur la Figure 203.

La ligne noire correspond à la droite y=x. Le groupe 1 représente des cas de calcul de la première compression, le 2nd correspond à la détente et le 3ème à la dernière compression. Les moyennes de Nusselt tirées des calculs numériques sont faites sur toute la période de calcul hors la période initiale où l'échange thermique est principalement conductif.

Les observations sur les écarts aux valeurs de pression mesurées se retrouvent ici, du moins qualitativement, en termes d'écart à la première bissectrice, et ceci malgré l'incertitude sur la loi empirique utilisée pour le nombre de Nusselt.

Cet ensemble d'observation donne des éléments sur la qualité potentiellement correcte du code numérique utilisé ainsi que quelques pistes pour son utilisation correcte tout en donnant un aperçu de la dispersion des résultats que l'on peut en obtenir.

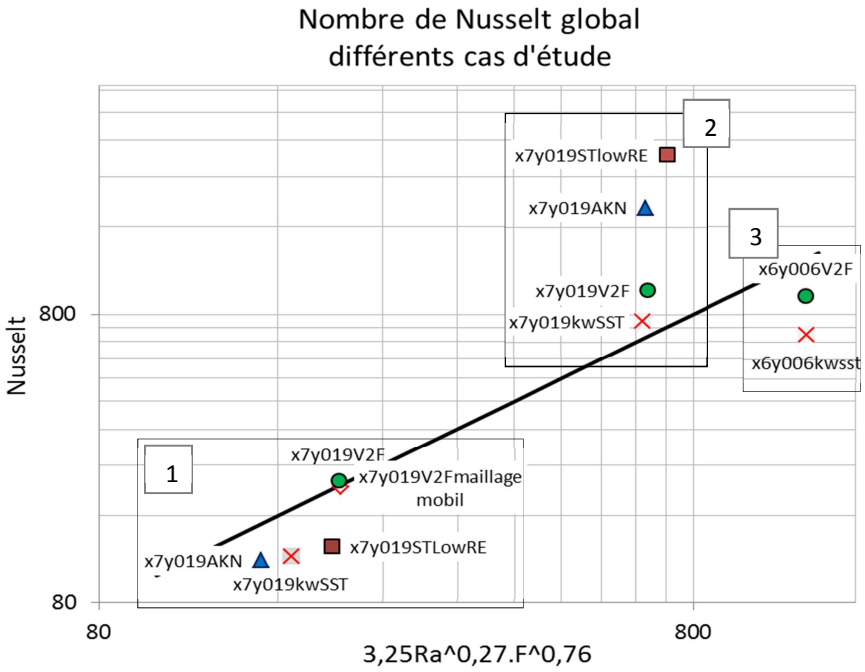


Figure 203 : nombres de Nusselt moyens comparés à l'expression empirique

Le cas présentant l'écart le plus important (en pression et en transfert de chaleur) semble être celui du calcul réalisé avec le modèle de turbulence ''low Re standard'' en détente ; ce cas a fait l'objet d'un test supplémentaire concernant son paramétrage et le paragraphe 7.8 des annexes en donne quelque résultats.

Le paragraphe suivant donne un aperçu de ce que pourrait être une étude d'optimisation thermodynamique avec StarCCM+.

5.2.2. Optimisation de la forme

Il semble nécessaire d'étudier la possibilité d'améliorer les performances thermodynamiques du réservoir d'accumulation en modifiant par exemple leur géométrie. L'objectif de ce paragraphe est d'introduire une réflexion sur le problème en présentant quelques cas testés en s'appuyant sur des simulations numériques.

L'optimisation thermodynamique du réservoir d'accumulation se traduit par la minimisation de l'énergie perdue sur un cycle compression/détente. On rappelle qu'un cycle adiabatique permet, par l'absence d'échange, de maintenir toute l'énergie fournie à l'air pour la restituer par la suite. Un cycle isotherme, quant à lui, permet, par une grande capacité d'échange, de transmettre puis reprendre toute l'énergie échangée avec son environnement.

Un cycle adiabatique implique de variations de température très élevées (au vu des taux de compression envisagés) et des capacités d'isolation potentiellement coûteuses. On se

propose donc ici d'analyser la possibilité d'obtenir un cycle isotherme. Ceci est fait par la simulation d'une compression dans des réservoirs de différentes formes.

L'obtention d'un cycle isotherme suppose que le coefficient d'échange de chaleur est infini (→ différence de température proche de zéro et un flux de chaleur égale au travail mécanique appliqué). Les premières idées qui viennent à l'esprit quand on veut maximiser les échanges sont : l'augmentation de la vitesse d'écoulement interne et l'augmentation des surfaces d'échange avec un milieu externe. Ce milieu peut être l'ensemble des parois ou un autre fluide par exemple.

Le contact direct avec un jet d'eau est l'idée développée par certaines équipes [11], [10]. L'avantage est l'augmentation de la surface d'échange avec l'augmentation simultanée de la vitesse de circulation interne. Les problèmes potentiels de cette solution sont la dissolution d'air dans l'eau et l'humidification de l'air.

On se propose ici d'étudier la possibilité d'augmenter les surfaces d'échange avec en modifiant la paroi métallique seule.

5.2.2.1. Configuration des calculs

L'idée de base pour augmenter les surfaces d'échange est d'essayer de décomposer le volume de compression initial en des éléments de plus faible épaisseur fluide ; par exemple on peut imaginer un réservoir en forme d'échangeur à plaques ou à tubes.

Deux calculs préliminaires ont été fait avec Star CCM+ sur une géométrie tubulaire et une autre à base de plaques (Figure 204).

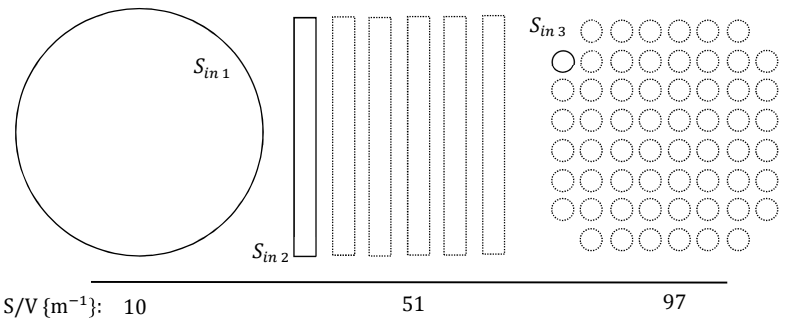


Figure 204 : vue de dessus des réservoirs testés

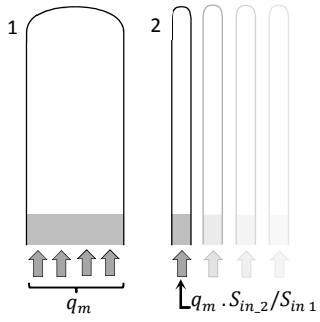


Figure 205 : adaptation du démit massique selon la section d'entrée

On obtient ainsi des rapports surface/volume plus intéressants que dans le premier cas.

Les conditions de calcul sont similaires au cas initial de compression ; le seul modèle de turbulence configuré dans ces cas est le modèle V^2F. Concernant le maillage, l'espacement axial est de 3mm entre mailles et l'épaisseur de la première maille transversale est de 0,4mm pour de valeur de y+ moyens à la paroi de l'ordre 1,5 à 2 à la fin de la compression. Des calculs avec des maillages plus fins pourraient améliorer les résultats mais cela donne déjà une tendance sur le comportement thermodynamique.

On modélise un tube de 20 mm de rayon et une nappe d'air de 40 mm d'épaisseur.

On se propose de reproduire au mieux les conditions de la compression précédemment présentée. La hauteur initiale et la vitesse de l'eau sont les mêmes afin d'imposer la même puissance hydraulique pour un réservoir équivalent en volume total mais qui serait composé d'un certain nombre de sous-volumes (Figure 205). Par ailleurs le débit massique d'eau entrant doit évoluer en fonction de la pression calculée par le modèle pour reproduire le comportement de la pompe.

La compression est faite au point de fonctionnement optimal de la pompe, le débit d'eau entrant est donc variable. La relation entre le débit et la pression peut se déduire à partir des valeurs des grandeurs adimensionnées au point optimal de la machine (δ_{optim} etψ_{optim}). Concernant la pression, la relation exacte devrait se baser sur la différence de pression aux bornes de la pompe ; ceci dépend d'un certain nombre de facteurs (expressions 5.7 et 5.8). Une forme simple, donnée par l'expression 5.9, peut suffire. Cette expression est obtenue par une régression linéaire entre les valeurs de pression d'air et de débit observées expérimentalement.

$$\Delta P_{pompe} = P_{air} + P_{pertes_circuit} + P_{\Delta H_eau} - P_{admin} \quad 5.7$$

$$q_V(m^3/s) = \frac{S_{in_2}}{S_{in\,1}} . \delta_{optim} R^3 \left(\frac{\Delta P_{pompe}}{\psi_{optim} R^2 \rho} \right)^{0.5} \quad 5.8$$

$$q_V(m^3/s) \sim \frac{S_{in_2}}{S_{in\,1}} \left(-9{,}67.10^{-4} + 5{,}58.10^{-6} . {P_{air}}^{0{,}5} \right) \quad 5.9$$

Concernant les conditions aux limites des autres surfaces, une condition de symétrie est imposée au plan ou à l'axe de symétrie des géométries modélisées et une condition de température constante à la surface d'échange.

Cette condition de température implique que, mise à part la question de l'évolution de température de la paroi du réservoir, on suppose que la chaleur nécessaire à garantir cette température sera échangée avec l'extérieur du réservoir quel que soit le type de système, ouvert ou fermé, pouvant impliquer des compressions successives par exemple. Sachant que les échanges de chaleur avec des liquides est bien meilleur qu'avec des gaz, on peut supposer qu'un système de circulation à eau, avec des débits modérés, à l'extérieur du réservoir devrait suffire.

Le pas de temps configuré est de 4ms et le nombre d'itérations maximal par pas de temps est fixé à 120.

5.2.2.2. Résultats de calcul

La Figure 206 donne les résultats de calcul pour les trois géométries de réservoir testées. La Figure 207 illustre l'évolution de la vitesse d'avance de l'eau dans le réservoir ce qui

permet de vérifier que les conditions de compression sont similaires car l'ampleur des variations de pression étant identique, cela indique que le travail mécanique appliqué, par unité de volume est du même ordre de grandeur.

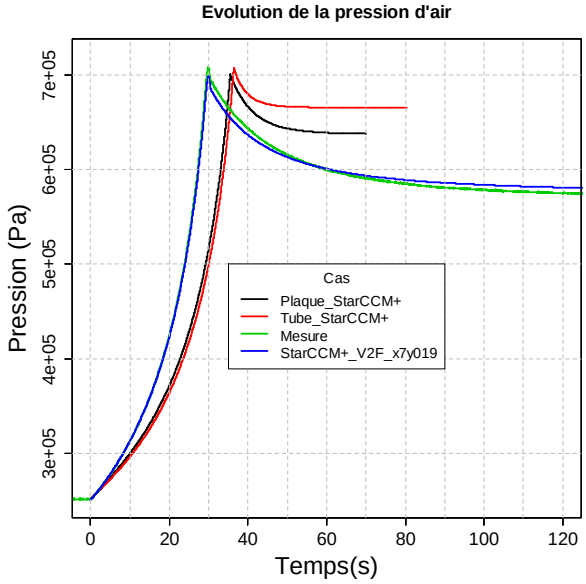


Figure 206 : évolution de la pression d'air

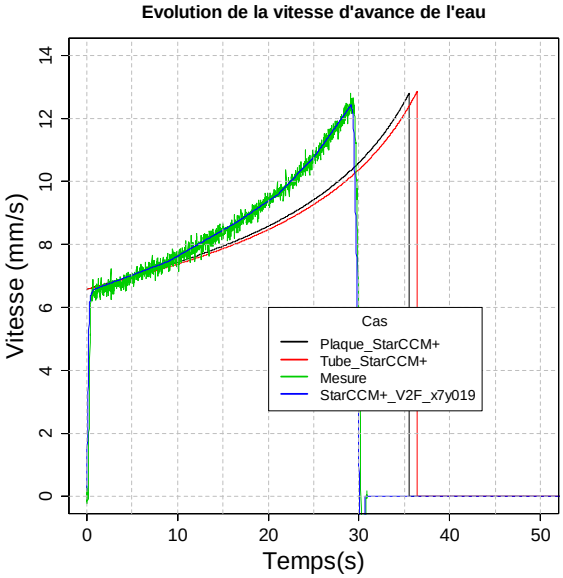


Figure 207 : évolution de la vitesse d'avance de l'eau

La chute de pression durant la période de refroidissement après compression est la plus faible dans le cas de la géométrie tubulaire. Ceci veut dire que c'est pour ce cas que la perte d'énergie est la plus faible.

La valeur de l'énergie stockée durant la compression est donnée par l'expression 5.10.

$$\mathrm{E}_{comp} = \int_{V_0}^{V_f} P.dV \qquad 5.10$$

L'énergie récupérable lors d'une période de récupération, si la détente était isotherme est donnée par l'expression 5.11.

$$E_{det_iso} = P_0 V_0 ln\left(\frac{P_f}{P_0}\right) \qquad 5.11$$

L'énergie récupérable si la détente était polytropique est donnée par l'expression 5.12. La relation entre la pression et le volume est donnée par l'expression 5.13.

$$E_{det_poly} = \frac{P_0 V_0}{1-n}\left[\frac{{V_f}^{1-n}}{{V_0}^{1-n}} - 1\right] \qquad 5.12$$

$$\mathrm{P}.\mathrm{V}^n = cte \qquad 5.13$$

L'énergie de détente polytropique est estimée en supposant que le coefficient polytropique (n) global est identique à celui de la compression. Ce coefficient global est estimé à partir des états initiaux et finaux de la compression.

Pour les trois énergies calculées, les indices 0 et f se réfèrent respectivement aux états initiaux et finaux de la période considérée. Pour les détentes, la pression initiale est celle de l'état d'équilibre atteint après une longue attente.

Les valeurs de ces énergies, rapportées au volume initial de compression, sont données par la Figure 208, en fonction du coefficient polytropique global de chaque cas.

Par ailleurs, il paraissait intéressant de calculer le coefficient polytropique instantané car c'est une bonne image de l'équilibre entre les puissances hydraulique et thermique. La valeur de ce coefficient est estimée par l'expression 5.14.

$$\mathrm{n} = \frac{\ln\left(\frac{P}{P-\delta P}\right)}{\ln\left(\frac{V-\delta V}{V}\right)} \qquad 5.14$$

Les termes ''δP'' et ''δV'' sont les variations instantanées de la pression et du volume.

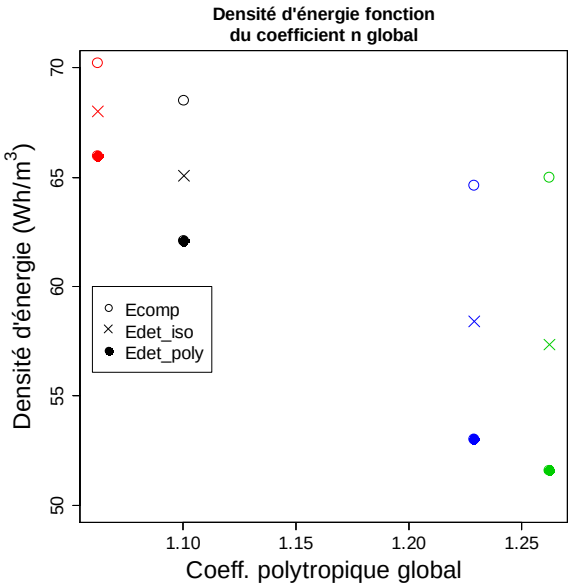


Figure 208 : densités d'énergie en fonction du coefficient polytropique global ; code couleur identique à celui de la Figure 209

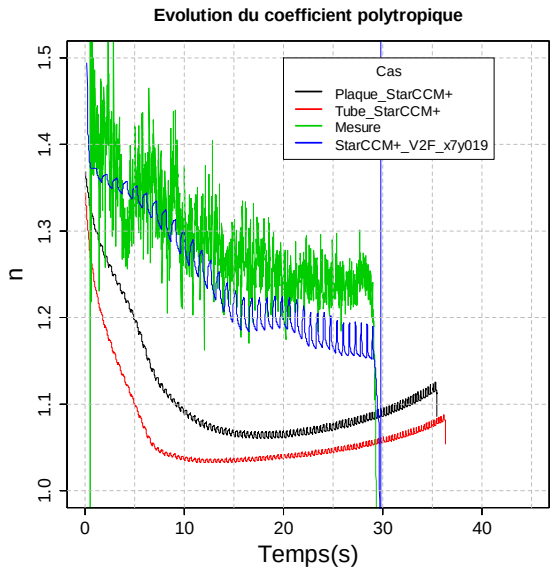


Figure 209 : coefficient polytropique instantané ; moyenne mobile sur 50 points

La Figure 208 montre comment la diminution du coefficient n permet, mise à part l'augmentation de la densité d'énergie, l'augmentation du rendement d'accumulation. Le rendement d'accumulation est représenté par le rapport Edet_poly/Ecomp. Disons qu'au plus l'écart entre ces deux valeurs d'énergie est faible, plus important est le rendement d'accumulation. Le code couleur est identique à celui de la Figure 209.

Il faudrait compléter les valeurs de gain d'énergie sur un cycle avec des considérations sur l'énergie perdue par l'augmentation des frottements hydrauliques. Ceci pourrait faire l'objet d'une étude d'optimisation de l'épaisseur fluide interne afin de connaitre la limite d'utilisation de ce type de réservoir de compression.

Les courbes de coefficient polytropique instantané (Figure 209) laissent penser qu'à l'instant initial, du fait de la faible différence de température et de la relativement forte puissance hydraulique imposée, il est assez difficile de s'approcher de l'évolution isotherme. L'augmentation progressive de la température accroit le flux thermique et provoque l'écoulement convectif ce qui fait décroitre la valeur de n dans la direction de l'évolution isotherme (n=1).

Les valeurs de n pour les deux cas de réservoirs modifiés diminuent fortement avant la seconde 10 environ puis augmentent. Il faudrait réaliser des calculs avec des plus grands volumes pour voir si ceci se reproduit.

5.3. Synthèse

La flexibilité du dispositif de stockage est actuellement limitée par le type de machine utilisé. Une piste d'amélioration a été explorée par l'utilisation de réservoir pré-chargées en parallèle, mais présente l'inconvénient d'une densité d'énergie limitée. Le choix d'un autre type de machine hydraulique pourrait sans doute permettre d'améliorer la gestion de la puissance délivrée dans ce contexte de pression variable.

Les simulations numérique de l'écoulement de convection interne du réservoir actuel ont permis d'obtenir des informations sur la nature des échanges de chaleur antre l'air et la paroi métallique et l'eau. Il semblerait que l'absence de loi de comportement pour la diffusion de masse ne soit pas critique pour la prédiction du comportement du réservoir d'accumulation.

Les explorations réalisées sur la simulation de trois cas d'essais expérimentaux avaient pour but d'identifier des paramètres de simulation, par exemple un modèle de turbulence viable, utiles pour des études d'amélioration de rendement d'accumulation du réservoir. Quelques essais réalisés indiquent une amélioration potentiellement simple du rendement de stockage par la réduction de l'épaisseur fluide.

6. Conclusion

Le projet Hydrostock a été développé dans l'objectif d'étudier les problématiques associées à l'utilisation d'une pompe/turbine rotodynamique dans un système hydropneumatique de stockage d'énergie, en cycle fermé, sans séparation entre phases. L'avantage principal espéré était d'obtenir un système le plus simple possible avec les intérêts technico-économiques qui y sont associés.

Cette apparente simplicité se heurte à un certain nombre de problématiques liées au choix d'une telle machine hydraulique et à l'absence de séparation entre l'air et l'eau :

- L'utilisation d'une pompe réversible dans un mode fonctionnement en conditions fortement variables pose un certain nombre de questions concernant les régimes transitoires hydrauliques et la flexibilité d'utilisation d'une telle machine.
- Le contact direct air-eau à un effet, dont il faut déterminer l'importance, sur le comportement thermodynamique de l'air d'accumulation. Cet aspect pose la question des transferts de masse et de chaleur entre l'air et l'eau.
- De manière plus générale, l'intégration au réseau d'un tel système de stockage requière des études sur le comportement dynamique du dispositif afin d'analyser des aspects tels que le temps de réponse, la gestion de la livraison de puissance ou encore le rendement d'accumulation. Il est donc nécessaire de disposer d'un modèle de calcul correct pour le comportement du système.

Pour répondre à ces problématiques, un des outils principaux mis en œuvre est un banc d'essais de 45kW. Ce banc a été conçu, réalisé et instrumenté au sein du laboratoire dans l'objectif de valider un modèle de comportement dynamique et multi-physique du système. La réalisation de ce banc répondait également à la volonté de réaliser des essais de connexion au micro-réseau ''Energies Réparties'' du L2EP qui vise à simuler le comportement d'un réseau électrique dans lequel seraient intégrés des multiples sources de production et de dispositifs de stockage.

Le modèle du système a été élaboré par la mise en commun de sous-modèles de comportement des éléments qui composent le banc d'essais. Il s'agit là des éléments mécaniques en rotation (ligne d'arbre), du circuit hydraulique et de la pompe/turbine, puis du réservoir d'accumulation. Le calage d'un certain nombre de paramètres de ces modèles a été faite sur le banc d'essais. D'autres aspects tels que la diffusion d'air d'accumulation dans l'eau ont fait l'objet d'une modélisation ''locale'' dont les conclusions ont servi à la conception des modèles globaux de comportement.

Concernant cette analyse locale des phénomènes des transferts à l'interface air-eau, il a été conclu que :

- La diffusion d'air dans de l'eau est un phénomène très lent ; pour une pression d'accumulation de 20 bar, la quantité d'air dissoute dans l'eau a été estimée à 45 g après 80 jours d'attente.
- La diffusion de vapeur d'eau dans l'air nécessite un gradient de fraction massique qui, dans le cas de la période la plus concernée (la compression), semble jouer en défaveur de ce transfert de masse. Il donc été conclu que la variation de masse de vapeur dans l'air était négligeable.

À propos de la comparaison entre la modélisation globale et les observations expérimentales réalisées sur le banc d'essais, ainsi que sur le dispositif de stockage du point de vue de son fonctionnement, les conclusions qui en ressortent sont :

- La performance de la machine hydraulique n'est affecté par les régimes transitoires que durant les périodes de transition rapides (du type ouverture/fermeture vanne) ; ces effets sont négligeables durant les phases de ''travail'' (compression/détente) malgré les variations de la pression.
- La prise en compte des flux de chaleur dans le modèle de réservoir d'accumulation, a nécessité une détermination expérimentale pour adapter des relations empiriques existantes au cas présent. La limitation en termes de transferts de chaleur limite la valeur du rendement d'accumulation hydraulique à environ 85% pour les taux de compression et temps d'attente configurés.
- Le modèle global calibré suite à la détermination expérimentale de paramètres tels que des coefficients de pertes (hydrauliques, mécaniques ou thermiques), donne des résultats satisfaisants et permet de modéliser correctement d'état énergétique et la dynamique du dispositif de stockage.
- Les caractéristiques d'une pompe radiale utilisée comme turbine présentent le désavantage d'une assez forte sensibilité aux variations de point de fonctionnement. Ceci implique un manque de flexibilité dans la fourniture de puissance mécanique lors des phases de récupération. Par ailleurs, la construction multi-étagée de la machine permet de réaliser des compressions à débit relatif assez bas ce qui permet de limiter la puissance hydraulique pour une pression donnée. Le désavantage est que ce type de machine présente des rendements relativement faibles. La pression de service maximale de ce type de machines est limitée par le nombre d'étages, le rayon des roues et la vitesse de rotation, et atteint rarement des niveaux similaires à ceux obtenus par des machines volumétriques; il faut cependant garder à l'esprit que la maximisation de la densité d'énergie n'est pas forcément synonyme d'optimisation technico-économique. Cela a été montré par Proczka et al. [39] qui proposent une méthode de dimensionnent optimal de réservoirs d'acier pour du stockage d'énergie par air comprimé. Ils montrent, pour le cas de figure étudié (30 kWh, pression utile minimale de 17 bar), qu'une pression maximale d'accumulation de l'ordre de 60 bar permet de trouver le meilleur compromis entre densité d'énergie et coût d'installation.

- Finalement, sur le banc d'essais comme sur les modélisations, les rendements globaux de stockage/récupération sont de l'ordre de 25 à 30% selon la configuration testée.

Certains des problèmes évoqués ont fait l'objet de quelques premières propositions d'amélioration du système. Par exemple sur la question de la flexibilité de fourniture de puissance, une première étude a été présentée basée sur l'utilisation de plusieurs réservoirs en parallèle. Il a également été évoqué la possibilité d'utiliser des combinaisons de machines (série/parallèle), ou des machines (Pelton, …) plus flexibles. Ce point reste à développer dans l'optique de faciliter l'intégration d'un tel système dans le réseau électrique.

Concernant l'amélioration du rendement d'accumulation du réservoir, des études réalisées sur le logiciel de calcul numérique d'écoulements StarCCM+, donnent des éléments de procédure et quelques propositions pour réaliser des analyses d'optimisation du réservoir de compression/détente s'inspirant d'échangeurs à plaques ou tubulaires. Le but serait d'étudier l'avantage technico-économique d'une telle solution en comparaison à d'autres solutions telles que les échangeurs à contact direct.

L'étude s'est jusqu'ici concentrée sur des essais à des niveaux de pression modérés (de l'ordre de 16 bar). Le banc d'essais a été conçu pour travailler à des niveaux de pression plus élevés (40 bar) ; il serait intéressant de mener des expériences à ces niveaux de pression afin de progresser encore dans l'analyse des modèles et dans la gestion du fonctionnement de l'installation. Notons également que des niveaux de pression plus élevés permettront d'atteindre des rendements et des densités d'énergie plus élevés.

Une prochaine étape consisterait également à réfléchir aux services réseau qu'un tel système de stockage peut satisfaire, à quel prix et avec quel type de structure de fonctionnement. Des travaux de simulation temps réelle et la connexion électrique au micro-réseau, en collaboration avec le L2EP, devrait permettre d'engager ces études.

7. Annexes

7.1. Temps de réponse débitmètre

Le débitmètre électromagnétique utilisé sur le prototype semble présenter un temps de réponse assez grand. Ceci peut être mis en évidence par un essai de détente libre dont le dispositif expérimental est illustré ci-dessous (Figure 210).

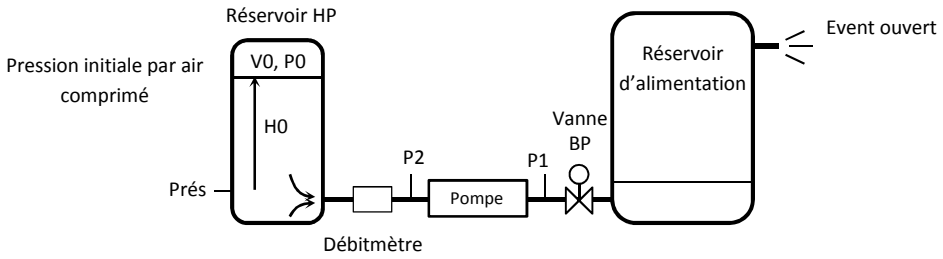


Figure 210 : essai pour l'estimation du débit par les mesures de pression

L'expérience commence en ouvrant la vanne de la conduite basse pression de sorte qu'à l'instant initial les trois capteurs mesurent une pression similaire. La pompe/turbine est maintenue à l'arrêt mécaniquement afin d'éliminer le bruit électromagnétique qu'introduirait de maintien à l'arrêt par le moteur. Les mesures sont enregistrées toutes les 5ms.

Le débit d'eau peut être estimé par la connaissance des inerties hydrauliques des colonnes d'eau séparant les points de mesure de pression statique.

$$\mathrm{q}_V = \int \frac{P_{rés} - P_1 - \Delta P_{q_V}}{I_l}\, dt \qquad 7.1$$

Le terme ΔP_{q_V} prend en compte la perte de charge que représente la pompe/turbine, les pertes diverses dans les conduites et la pression dynamique à soustraire à $P_{rés}$. Le terme I_l reprend les mêmes inerties que le modèle hydraulique du §3.5.2 à l'exception de l'inertie de la conduite basse pression.

Ce même débit peut être calculé à partir des pressions mesurées au réservoir et en sortie de pompe (coté haute pression P/T : P2) en y adaptant les termes de pertes et d'inertie.

La Figure 211 montre les allures de pression statiques mesurées après l'ouverture de la vanne. La Figure 212 donne les allures des estimations du débit sortant du réservoir ''haute pression''.

Les débits calculés présentent des pentes d'accélération similaires entre eux et les valeurs de régime établi sont cohérentes avec la mesure faite par le débitmètre. La mesure de débit présente d'abord de sortes d'échelons amortis puis des oscillations croissantes qui

vont par la suite diminuer ; la mesure présente également un retard d'environ 50ms au démarrage.

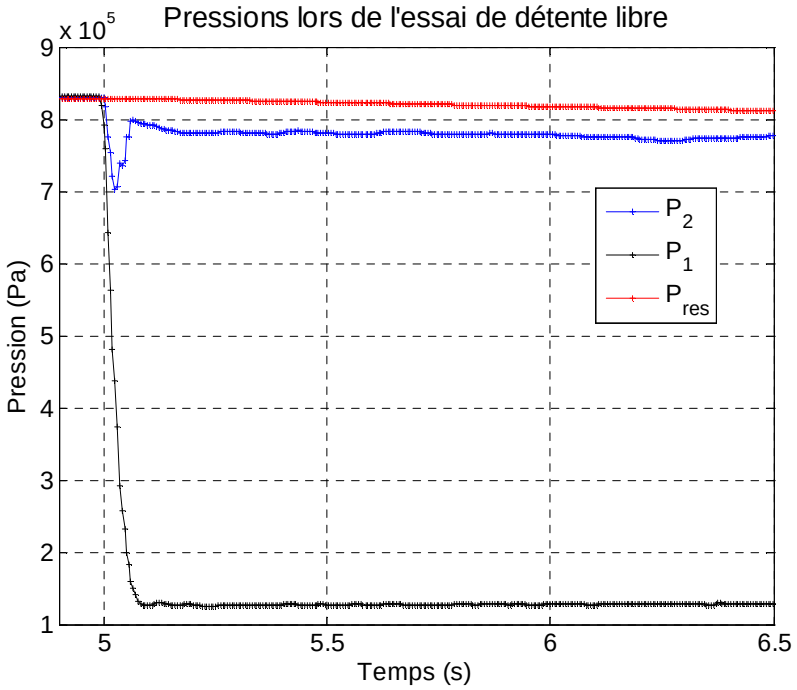


Figure 211 : pressions ; essai de détente libre

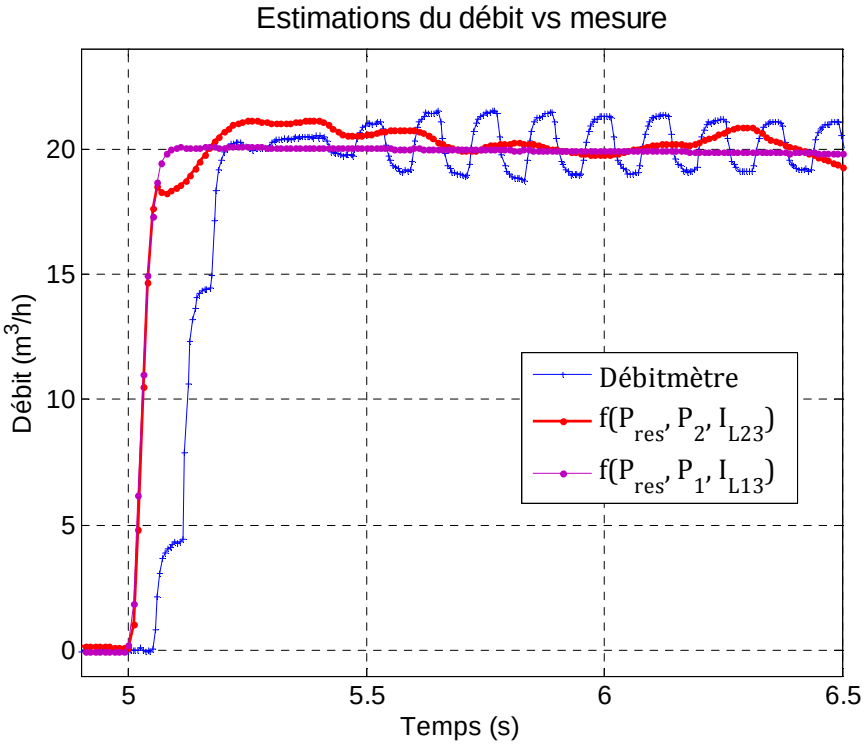


Figure 212 : débits mesurés et calculés ; essai de détente libre

La similitude au démarrage entre les deux débits calculés laisse penser qu'il s'agit là d'une estimation correcte puisqu'à débit faible les pentes d'accélération dépendent des inerties

qui dans ce cas sont assez différentes pour les deux calculs et présentent tout de même une incertitude sur leurs valeurs assez faible.

Les oscillations sont dues à une instabilité soit hydraulique (à déterminer) soit électronique, ou autre, présente dans le conditionnement ou la mesure faite par le débitmètre électromagnétique.

L'apparition du débit et son évolution s'observe également par l'augmentation du couple mesuré comme l'illustre la Figure 213 ; le décalage introduit par le débitmètre s'observe ici aussi. Les oscillations du couple peuvent être dues à l'élasticité de l'arbre ou de la pompe elle-même.

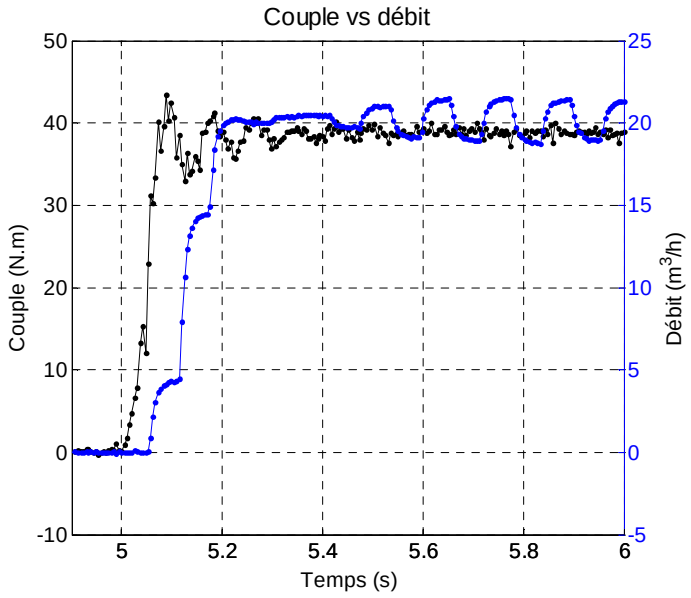


Figure 213 : couple et débit ; essai de détente libre

Ce type de débitmètre peut donc donner une indication sur la rapidité d'apparition du débit mais avec un certain retard.

7.2. Capacité calorifique de l'air ; gaz réel

L'estimation des propriétés des gaz réels est décrite dans [25] comme la somme de la valeur de la propriété considéré à pression atmosphérique (C_V^0) et un terme de déviation fonction des dérivés première et/ou seconde du second coefficient du viriel permettant d'introduire la compressibilité réelle du gaz (voir expression 7.2).

$$C_V = C_V^0 - \left(2\frac{\partial B}{\partial T} + T\frac{\partial^2 B}{\partial T^2}\right)P \qquad 7.2$$

Dans [25], le second coefficient du viriel (B) en fonction de la température est défini pour les molécules non polaires (comme celles constituant l'air sec) par l'expression 7.3.

$$B(T) = b_0 F_0\left(\frac{\varepsilon}{k_B T}\right) \qquad 7.3$$

Les constantes b_0 et $\frac{\varepsilon}{k_B}$ utilisée par [25], pour l'air sont respectivement de 1,445 cal/mol/atm et 97 K ; ce sont ces valeurs ont été utilisées dans le calcul de la déviation de C_V.

Les dérivations de la fonction F_0 sont estimées par de séries relativement simples à calculer qui sont données dans [25] (équations 39 et 40 p.38).

7.3. La diffusivité de masse

7.3.1. Dans les gaz :

Les différentes formules :

L'expression de la diffusivité présentée ci-dessous découle de la dérivation de la théorie cinétique des gaz en considérant les molécules de gaz comme de sphères rigides subissant des collisions élastiques et supposant un comportement de gaz parfait [15], [40].

Expression de la diffusivité :

$$D_{eau-air} = 1{,}883.10^{-22}.\frac{{T_{int}}^{3/2}}{P_{int}.{l_{eau,air}}^2.\Omega_D}.\left(\frac{M_{eau}+M_{air}}{M_{eau}.M_{air}}\right)^{0,5} (m²/s)$$

La masse molaire ici en kg/m^3.

Eléments utilisés dans l'expression :

$\frac{\varepsilon_{1,2}}{k_B} = \sqrt{\frac{\varepsilon_1}{k_B}.\frac{\varepsilon_2}{k_B}}$: énergie caractéristique du mélange normalisée par la constante de Boltzmann obtenu des énergies caractéristiques de Lennard-Jones normalisées.

$\frac{\varepsilon_{eau}}{k_B} = 809{,}1$(K)

$\frac{\varepsilon_{air}}{k_B} = 103{,}3$(K)

$\tilde{T} = T.\frac{k_B}{\varepsilon_{1,2}}$: la température adimensionnée.

$\Omega_D = \frac{1,06035}{\tilde{T}^{0,1561}} + \frac{0,1930}{exp(0,47635.\tilde{T})} + \frac{1,03587}{exp(1,52996.\tilde{T})} + \frac{1,76474}{exp(3,89411.\tilde{T})}$: l'intégrale de collision adimensionnée pour la diffusion [40].

$l_{1,2} = \frac{l_1+l_2}{2}$ (m) : la longueur caractéristique du mélange obtenu par la longueur caractéristiques de Lennard-Jonnes pour les deux éléments.

$l_{eau} = 2{,}24.10^{-10}$(m)

$l_{air} = 3{,}60.10^{-10}$(m)

Une autre possibilité est d'utiliser une valeur expérimentale de la diffusivité à une certaine température est d'utiliser l'expression suivante pour en faire une estimation à une autre température [15]:

$$D_2 = D_1.\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{3/2}.\frac{(\Omega_D)_{T_1}}{(\Omega_D)_{T_2}}$$

7.3.2. Pour les liquides :

La solubilité dans les liquides dépend de la température. Des valeurs mesurées fournies par certains auteurs, par exemple [13], peuvent s'adapter à la température souhaité par l'équation de Stokes-Einstein :

$$\frac{D_{T_1}}{D_{T_2}} = \frac{T_1}{T_2}\frac{\mu_2}{\mu_1}$$

Où les valeurs T sont des températures en K et μ la viscosité dynamique du solvant en Pa.s aux températures en question. Dans le cas de la diffusion de l'azote et de l'oxygène dans l'eau, et un rapport de températures de 293/298, on utilise un rapport de viscosités de 890/1002.

7.4. Solubilité de l'air

La loi de Henry permet de connaitre la concentration maximale d'un gaz dans l'eau (x_i) en fonction de la pression partielle du gaz (pi) et d'une constante ($k_{H,i}$ de Henry) qui est fonction de la température. Les expressions de cette loi et de la constante sont :

$$x_A = \frac{P_A}{k_{H,A}(T)}$$

$$ln(k_{H,i}) = a_{0,i} + a_{1,i}.T^{-1} + a_{2,i}.T^{-2}$$

Les coefficients 'a' sont fonction de chaque gaz composant l'air [14], ces sont les trois premières colonnes du Tableau 12, la quatrième donne les factions molaires des composés de l'air gazeux.

Soluté	a0	a1 (K)	a2 (K)	x_i
N_2	14,2766192	$6{,}3866654\times10^{3}$	$-1{,}1397892\times10^{6}$	0,78103
O_2	14,989460	$5{,}742622\times10^{3}$	$-1{,}070683\times10^{6}$	0,20940
Ar	15,349542	$5{,}467601\times10^{3}$	$-1{,}029186\times10^{6}$	0,00917

Tableau 12 : coefficients pour l'obtention de la constante de Henry et les fractions molaires des composants de de l'air [14]

La concentration (x_i) correspond à la fraction molaire d'air dans l'eau, connaissant la pression on calcule la masse d'air soluble ainsi que la masse volumique de l'air à cet instant, puis le volume d'air correspondant. Le calcul de la masse d'air dissoute :

$$m_{air\ dissout} = x_{air/eau} . \frac{m_{eau}}{M_{eau}} . M_{air}$$

La masse d'air est donc fonction de la fraction molaire calculée, du nombre de moles d'eau considérées (c.à.d. masse d'eau liquide divisée par la masse molaire de l'eau) et de la masse molaire de l'air.

7.5. Contrôle du couple moteur

Le modèle complet du système mécanique est rappelé sur la Figure 214 pour le moteur seul avec la partie contrôle permettant de calculer la couple moteur requis (C_{mot}).

Sur ce schéma on introduit la compensation de couple ''externe'' appliqué au moteur (C_{arbre}). Il s'agit du couple élastique du deuxième élément du sous-modèle mécanique.

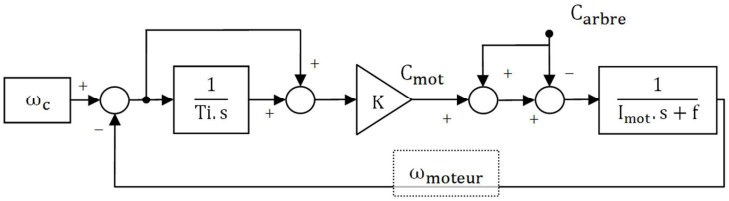


Figure 214 : fonction de transfert du modèle inertiel du moteur avec le contrôleur de C_{mot}

La fonction de transfert de ce système est donnée par l'expression 7.4.

$$\frac{\omega_{mot}}{\omega_c} = \frac{1 + T_i s}{1 + \left(\frac{K + f}{K}\right) T_i s + \frac{I_{mot}}{K} T_i s^2} \qquad 7.4$$

Cette expression est assimilable à un polynôme de référence d'un système de second ordre dans lequel on peut identifier un temps de réponse et un amortissement (expression 7.5).

$$1 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + \frac{1}{{\omega_n}^2} s^2 \qquad 7.5$$

La pulsation naturelle du système (ω_n) et l'amortissement (ξ) définissent la réponse du système. Le choix des valeurs pour ces paramètres permet d'estimer les valeurs des paramètres du contrôleur.

$$K = 2\xi I_{mot} \omega_n - f \qquad 7.6$$

$$T_i = \frac{K}{I_{mot} {\omega_n}^2} \qquad 7.7$$

Le facteur de frottement n'est pas vraiment une constante et dépend de la vitesse. En toute rigueur un faudrait l'inclure dans la fonction de transfert. Cependant l'utilisation d'un facteur constant de 0,01 n'aura aucun effet significatif sur la dynamique du système, notamment du fait de la limitation de la variation de la vitesse de référence.

Finalement les valeurs retenues sont $T_i = 30\ s$ et $K = 0{,}047\ N.m.s$.

La prise en compte du couple de perturbation appliqué par l'arbre au moteur dans le modèle, nécessite un filtrage du couple élastique et provoque un allongement du temps de calcul. Par ailleurs, la prise en compte de ce couple n'ajoute rien dans l'évolution du couple moteur ou en termes d'écart en entre les vitesses de référence et effective. Il ne sera donc pas compensé dans la fonction de transfert finale configuré dans le modèle Simulink.

7.6. Sensibilité du couple pompe/turbine au débit

La différence entre le fonctionnement en pompe ou turbine concernant la sensibilité à la variation du point de fonctionnement, peut se mettre en lumière par l'étude des triangles des vitesses au rayon externe. Les grandeurs principales en sont rappelées par la Figure 215 sur laquelle l'image de gauche donne l'allure des triangles sans et avec glissement appliqué sur la direction de sortie de l'écoulement, et l'image de droite donne l'allure du triangle des vitesses en turbine (la vitesse méridienne est représentée plus grande car pour une vitesse de rotation nominale similaire, le débit y est plus important en turbine).

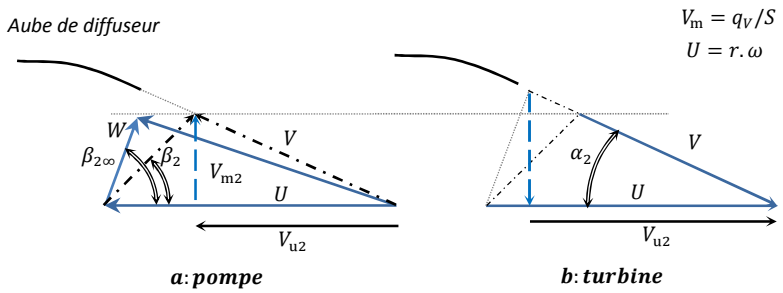


Figure 215: triangles des vitesses au rayon externe

Les expressions des couples théoriques échangés entre le fluide et la roue sont rappelées dans le Tableau 13 pour la pompe et la turbine. La sensibilité du couple mécanique à la variation de débit est l'image de la sensibilité de la puissance mécanique à l'arbre pour une valeur de vitesse de rotation constante. Cette sensibilité du couple est déduite par la dérivée partielle de l'expression de couple par rapport au débit à vitesse de rotation constante (deuxième colonne du Tableau 13). Leur valeurs pour les modes pompe et turbine sont données sur la colonne n°3 pour un angle de vitesse relative à nombre d'aubes infini ($\beta_{2\infty}$).

	C_m	$\frac{\partial C_m}{\partial q_V}$	$\left[\frac{\partial C_m}{\partial q_V}\right]_{nominal_\infty}$	$\left[\frac{\partial C_m}{\partial q_V}\right]_{nominal_empirique}$
Pompe	$\rho q_V R_2 \left(U_2 - \frac{q_V}{S_2 tan\beta_{2\infty}}\right)$	$\rho R_2 (U_2 - 2W_{u2\infty})$	850	355
Turbine	$\rho q_V R_2 \frac{q_V}{S_2 tan\alpha_2}$	$\rho R_2 2V_{u2}$	1960	1559

Tableau 13 : sensibilité du couple mécanque à la variation de débit (par roue)

La variation de couple mécanique théorique, pour une certaine variation de débit, est donc plus de deux fois supérieure en turbine qu'en pompe.

Une valeur empirique de cette sensibilité ($\frac{\partial C_m}{\partial q_V}$) peut être obtenue à partir des relations modélisant le comportement stationnaire de la machine (voir les expressions 4.24 et 4.28 des §4.5.1 et §4.6.2 en forme dimensionnée). Les valeurs numériques obtenues, divisées par le nombre de roues de la machines, sont données sur la dernière colonne du Tableau

13. Le rapport des sensibilités reste cohérent avec le résultat de l'étude du triangle des vitesses. L'écart des valeurs en mode pompe provient, en grande partie je pense, du glissement en sortie de roue, dont la prise en compte sur la valeur de W_{u2}produit une diminution de la sensibilité (un glissement de 0,74 donne une valeur de 333). Sur le pompe turbine l'écart provient peut être d'une mauvaise estimation de l'angle α_2 et/ou du glissement pouvant influer sur l'écoulement amont de la turbine (à suivre).

La sensibilité peut aussi être étudiée par l'évolution des pertes en fonctionnement hors débit nominal. Les pertes par désadaptation dans la roue donnent une indication intéressante sur les différences de fonctionnement en pompe et en turbine.

Pour la pompe, les pertes par désadaptation (choc et/ou décollement), sont situées à l'entrée, au rayon inférieur. Pour la turbine, ces pertes apparaissent au rayon externe (voir Figure 216).

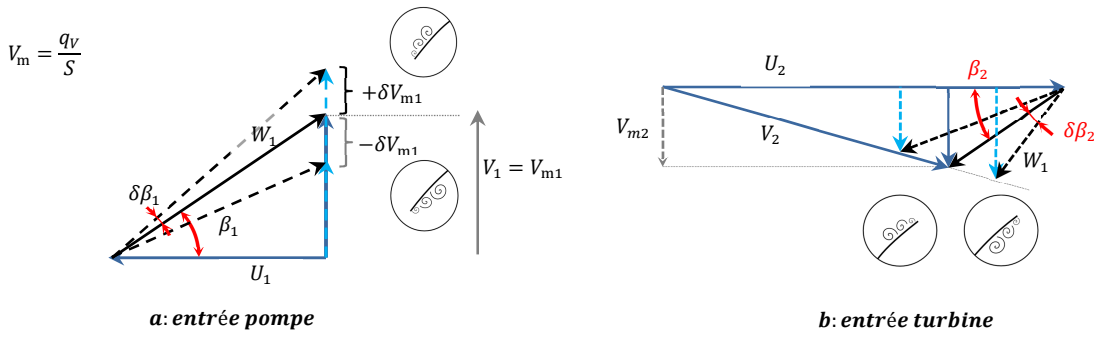


Figure 216: triangles des vitesses lors de désadaptations dans la roue

L'ampleur des pertes varie comme l'écart de direction de la vitesse relative entre la configuration adapté et désadapté. La valeur de cette vitesse (ou plutôt sa valeur au carré) influe également sur ceci, mais pour les deux modes la valeur de vitesse relative est similaire.

Le Tableau 14 donne les expressions des angles ''d'attaque'' du fluide sur les aubes en mode pompe et turbine ainsi que les sensibilités de ces angles à la variation de débit. L'estimation de ces sensibilités est donnée dans la dernière colonne du Tableau 14 au point de fonctionnement nominal.

	Angle d'attaque	Sensibilité	Au point nominal
Pompe	$\beta_1 = \text{atan}\left(\frac{V_{m1}}{U_1}\right)$	$\frac{\partial\beta_1}{\partial q_V} = \frac{1}{S_1U_1 + \frac{{q_V}^2}{S_1U_1}}$	0,81
Turbine	$\beta_2 = atan\left(\frac{V_{m2}}{U_2 - \frac{V_{m2}}{tan\beta_2}}\right)$	$\frac{\partial\beta_2}{\partial q_V} = \frac{S_2U_2}{\left(S_2U_2 - \frac{q_V}{tan\beta_2}\right)^2}$	1,98

Tableau 14 : angle d'entrée roue P/T et sa sensibilité au débit

Pour résumer la sensibilité des grandeurs ''utiles'' et des grandeurs en cause des pertes semblent être plus élevées dans le cas du fonctionnement en turbine que dans le fonctionnement en pompe.

7.7. Estimation des incertitudes lors du calcul du coefficient d'échange global

On se propose d'estimer l'incertitude présente lors de l'estimation du coefficient d'échange convectif global du réservoir à partir des données expérimentales obtenues sur des essais de compression et détente faits comme il est décrit dans le paragraphe 4.3.

Les paramètres globaux présentant des incertitudes sont : le nombre de Nusselt, le nombre de Rayleigh et le facteur de forme définis au paragraphe 4.3.3.

La définition globale de l'incertitude cumulée Δf d'une variable f fonction des variables indépendantes α_i est la suivante [41] :

$$\Delta f = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial \alpha_i} . \Delta \alpha_i \right)^2} \qquad 7.8$$

Où $\Delta \alpha_i$ est l'incertitude propre à la variable α_i. Cette valeur est multipliée par la sensibilité de f à cette variable, c'est-à-dire la dérivée partielle de f par rapport à α_i.

7.7.1. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est décrit par l'expression 7.9 et combiné avec l'expression du coefficient d'échange h_g obtenu par la méthode du temps de réponse (équation 4.8), on obtient une expression de l'incertitude sur l'estimation expérimentale de Nu, équation 7.10.

$$Nu = \frac{m . C_v(T) . H}{\lambda(T) . S . \tau} \qquad 7.9$$

$$\Delta Nu = \left[\left(\Delta m . \frac{C_v(T) . H}{\lambda(T) . S . \tau} \right)^2 + \left(\Delta C_v(T) . \frac{m . H}{\lambda(T) . S . \tau} \right)^2 + \left(\Delta H . \frac{m . C_v(T)}{\lambda(T) . S . \tau} \right)^2 + \left(\Delta \lambda(T) . \frac{m . C_v(T) . H}{\lambda(T)^2 . S . \tau} \right)^2 + \cdots \right]^{0.5} \qquad 7.10$$

Dans un premier temps, il y a donc 6 premières incertitudes initiales à estimer : celle de chaque variable utilisée pour obtenir le nombre Nu.

7.7.1.1. L'incertitude sur m

Le masse m est considérée constante durant la période d'attente et ne dépend que des conditions initiales. On ne considère ici que l'air est sec comme indiqué dans le §3.2.2.4.2. On peut écrire sur l'incertitude d'estimation de la masse initiale d'air, dans l'hypothèse d'un gaz parfait:

$$\Delta m_0 = \left[\left(\Delta P_0 . \frac{V_0}{R_S . T_0} \right)^2 + \left(\Delta V_0 . \frac{P_0}{R_S . T_0} \right)^2 + \left(\Delta T_0 . \frac{P_0 . V_0}{R_S . {T_0}^2} \right)^2 \right]^{0.5} \qquad 7.11$$

La pression initiale d'air est fonction de la mesure faite à la basse du réservoir (incertitude de **0,025%** de 45 bar) et de la position de la surface libre d'eau. Celle-ci est calculée par la différence de position entre l'extrémité basse du capteur de niveau (longueur totale connue à ±3mm) et la position du capteur de pression (position dans le réservoir connu à partir des plans de fabrication avec une incertitude de 2% sur 2,744m) et la donnée de hauteur signalée par le capteur de niveau.

$$\Delta P_0 = \left[\Delta {P_{mesure}}^2 + (\Delta H_{eau}.\rho.g)^2\right]^{0.5} = [1125^2 + (55.10^{-3} \times 997 \times 9{,}81)^2]^{0.5} \approx 1247Pa$$

La valeur de ΔH_{eau} pourrait être réduite par une mesure directe de la distance séparant le haut du capteur de niveau et la position du capteur de pression à la basse du réservoir (voir Figure 217).

Le volume d'air est estimé en sommant le volume de la partie elliptique haute du réservoir (V_e) et le volume cylindrique d'air présent au-dessus de l'eau (on vérifie lors des essais que ce dernier est toujours positif).

$$V_0 = V_e + H_{cy}.\pi.{R_{res}}^2$$

L'incertitude sur ce volume initial est estimée ainsi :

$$\Delta V_0 = \left[{\Delta V_e}^2 + \left(\Delta H_{cy}.\pi.{R_{res}}^2\right)^2 + \left(\Delta R_{res}.H_{cy}.\pi.2.R_{res}\right)^2\right]^{0.5}$$

Le volume V_e est calculé par une modélisation volumique sur CatiaV5 en utilisant le rayon du réservoir, qui détermine les autres dimensions de l'ellipse (selon la norme NFE 81 103 pour la fabrication de réservoirs).

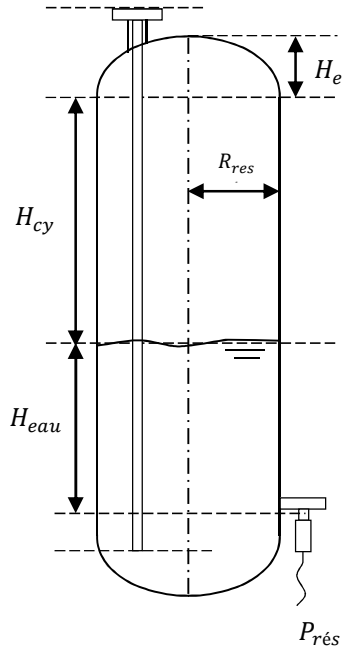


Figure 217 : représentation des grandeurs géométriques du réservoir

L'incertitude du rayon affecte donc ΔV_e qui est estimée comme étant l'écart maximal de volume modélisé en utilisant le rayon maximal $R_{res} + \Delta R_{res}$. La valeur de ΔR_{res}est estimée à

3mm suite à des mesures de périmètre ; la valeur de ΔV_e résultante est 1dm^3 c'est-à-dire environ 2% de V_e. ΔH_{cy} est estimée à 7mm quelle que soit sa valeur. La valeur de ΔV_0 est comprise entre 2% et 3% du volume selon le cas.

La température initiale T_0est estimée par la mesure d'une sonde PT100 d'incertitude ±0,1K à 20°C. La position de la sonde n'est pas optimale et un seul point de mesure pour estimer la température moyenne est insuffisant ; cependant on considère que l'air est à l'équilibre thermique à l'instant initial. On va considérer que $\Delta T_0 \approx 2K$.

La valeur de Δm, calculée avec l'expression 7.11, est au bout du compte comprise entre 2% et 3% de l'estimation de masse initiale.

7.7.1.2. L'incertitude sur H et S

La longueur de référence utilisée dans le calcul du nombre de Nusselt est la hauteur maximale présente au-dessus de l'eau ; c'est-à-dire la somme $H_{cy} + H_e$ (voir Figure 217). L'incertitude sur cette valeur est estimée à 8mm. La surface S est estimée ainsi :

$$S = \pi . {R_{res}}^2 + S_e + H_{cy} . \pi . 2 . R_{res}$$

$$\Delta S = \left[(\Delta R_{res} . \pi . 2 . R_{res})^2 + \Delta S_e + \left(\Delta H_{cy} . \pi . 2 . R_{res} \right)^2 + \left(\Delta R_{res} . H_{cy} . \pi . 2 \right)^2 \right]^{0.5}$$

La valeur de ΔS est comprise entre 0,5% et 1,5% de la surface d'échange estimée.

7.7.1.3. L'incertitude sur$C_v(T)$ et $\lambda(T)$

Les expressions de C_v et λ sont fonctions de la température. Les incertitudes sur les coefficients utilisés sont de l'ordre de 3% (à des pressions inférieures à 15bar) pour la conductivité et 2% pour la capacité calorifique à volume constant.

L'incertitude sur l'estimation des valeurs de ces caractéristiques est calculée de la manière suivante :

$$\Delta C_v = \sqrt{\left(\frac{\partial C_v}{\partial T} . \Delta T \right)^2 + (C_v(T) . 2\%)^2} \qquad 7.12$$

$$\Delta \lambda = \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\partial T} . \Delta T \right)^2 + (\lambda(T) . 3\%)^2} \qquad 7.13$$

On introduit ici l'incertitude sur la température moyenne de l'air T ; cette valeur est estimée à partir des mesures de volume et pression et estimation de la masse initiale avec la loi des gaz parfaits.

$$\Delta T = \left[\left(\Delta P . \frac{V}{R_S . m_0} \right)^2 + \left(\Delta V . \frac{P}{R_S . m_0} \right)^2 + \left(\Delta m_0 . \frac{P . V}{R_S . {m_0}^2} \right)^2 \right]^{0.5} \qquad 7.14$$

7.7.1.4. L'incertitude sur le temps de réponse τ

Le temps de réponse (τ) est déterminé par l'observation de l'évolution de la pression sur la période d'attente. C'est l'écart entre deux moments : le moment où la pression atteint la valeur de P_{A63} et le début de la période d'attente : $\tau = t_{A63} - t_{A0}$, voir Figure 218.

$$\Delta\tau = \sqrt{\Delta t_{A63}{}^2 + \Delta t_{A0}{}^2} \qquad 7.15$$

Le temps présentant le plus d'incertitudes semble être t_{A63} car il dépend d'un nombre plus grand de paramètres; il semble raisonnable d'écrire sur l'incertitude concernant l'obtention de ce temps l'expression 7.16.

$$\Delta t_{A63} = \Delta P_{A63} . \frac{\partial t}{\partial P_A(t)} \qquad 7.16$$

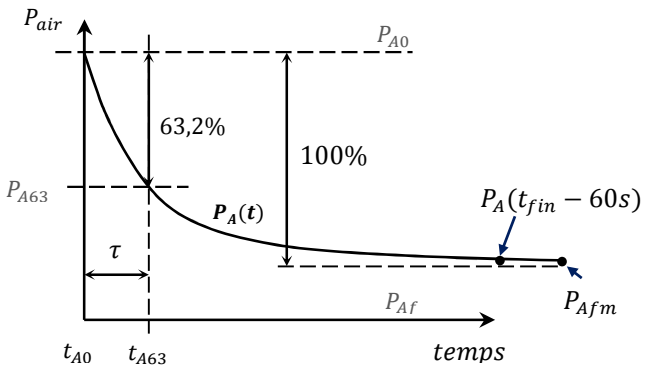


Figure 218 : définition grandeurs utiles à l'obtention de τ

L'équation décrivant l'évolution de la température en fonction du temps de réponse (voir §4.3.1), peut être écrite en utilisant la pression de la manière suivante :

$$t = \tau . \ln\left(\frac{P_{A0} - P_{Af}}{P_A(t) - P_{Af}}\right) \qquad 7.17$$

Il en résulte pour la sensibilité de t par rapport à P_A :

$$\frac{\partial t}{\partial P_A} = \frac{-\tau}{P_A(t) - P_{Af}} \qquad 7.18$$

Reste à déterminer la valeur de ΔP_{A63}. Cette pression est calculée de cette manière :

$$P_{A63} = P_{A0} - \left[0{,}632 . \left(P_{A0} - P_{Af}\right)\right] = 0{,}368 . P_{A0} - 0{,}632 . P_{Af}$$

Il vient :

$$\Delta P_{A63} = \left[(0{,}368 . \Delta P_{A0})^2 + \left(0{,}632 . \Delta P_{Af}\right)^2\right]^{0{,}5} \qquad 7.19$$

Concernant ΔP_{A0} et le début de la période d'attente : ce début est défini par l'observation de la fermeture de la vanne ; on en extrait le temps et la pression. L'incertitude sur le temps de détection de ce début (Δt_{A0}) est estimée visuellement à environ 0,2 seconde. Concernant la pression, l'incertitude ΔP_{A0} est estimée à 1100 Pa (visuellement la zone de validité se situe dans une plage de 700 Pa).

Il reste à déterminer l'incertitude sur la pression de fin d'attente qui devrait être égale à la pression résultante d'une évolution isotherme. On peut donc soit utiliser la valeur de pression directement mesurée après un long temps d'attente (P_{Afm}, Figure 218) ou bien la calculer en utilisant l'estimation de la variation de volume et la valeur de pression initiale, avant le changement de volume ($P_{fin_iso} = P_0.V_0/V_{fin}$).

Du fait du calcul supplémentaire nécessaire dans ce deuxième cas, l'incertitude associée en est également plus importante, de l'ordre de 30 kPa en moyenne sur les essais réalisés. L'utilisation de la mesure de pression finale présente le problème, dans le cas d'une attente insuffisante, d'une erreur dans l'estimation de l'état d'équilibre. Pour avoir une idée de l'erreur possible et des écarts de pression en jeu, il est intéressant d'observer la fin de la période d'attente. On peut par exemple, avoir une idée de la pente en fin d'attente par la valeur $P_{Afm} - P_A(t_{fin} - 60\ s)$, voir Figure 218. Aussi, il est intéressant d'observer l'écart entre la pression isotherme estimée et la pression de fin de période ($P_{fin_iso} - P_{Afm}$). Si on trace les valeurs absolues de ces grandeurs en fonction des pressions de fin de période d'attente, on obtient les graphiques des Figure 219 et Figure 220.

La Figure 220 donne les valeurs de l'écart entre l'estimation de la pression de fin d'attente (P_{fin_iso}) et la valeur mesurée (P_{Afm}). Les écarts sont du même ordre de grandeur que l'incertitude calculée pour la pression P_{fin_iso}.

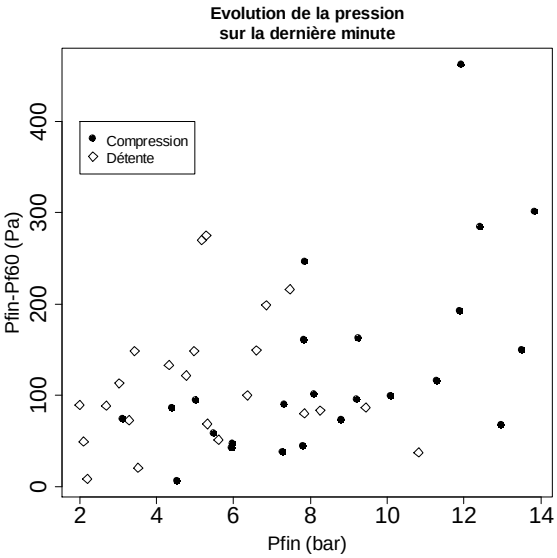


Figure 219 : valeurs de $P_{Afm} - P_A(t_{fin} - 60s)$

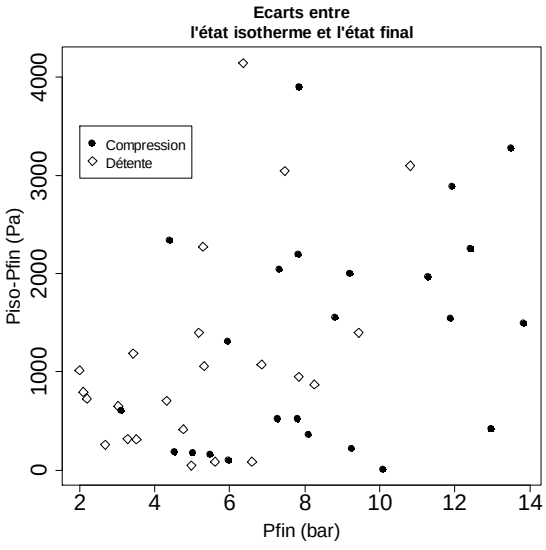


Figure 220 : valeurs de $P_{fin_iso} - P_{Afm}$

Les valeurs de la Figure 219 représentent la chute (ou augmentation pour les détentes) de pression sur la dernière minute. On note que ces valeurs sont souvent inférieures à l'incertitude des capteurs de pression donnée par le fabricant (1125 Pa). On peut considérer que cet état représente assez bien l'état final de l'attente. On va donc utiliser la valeur de la pression finale mesurée dans l'expression 7.19 avec une incertitude constante de 1125 Pa.

Il résulte pour ΔP_{A63}une valeur d'environ 380Pa.

Les écarts de la Figure 220sont dus aux erreurs combinées de l'estimation du volume initial et final et possiblement à un état de quasi-équilibre thermique différent de l'état initial.

L'incertitude finale sur le temps de réponse τ est au maximum de l'ordre de 20% du temps de réponse. La figure (Figure 221), illustre l'ensemble des incertitudes calculées pour τ en fonction de l'écart de température maximal, c.à.d. l'écart au début de l'attente, avec la température finale estimée.

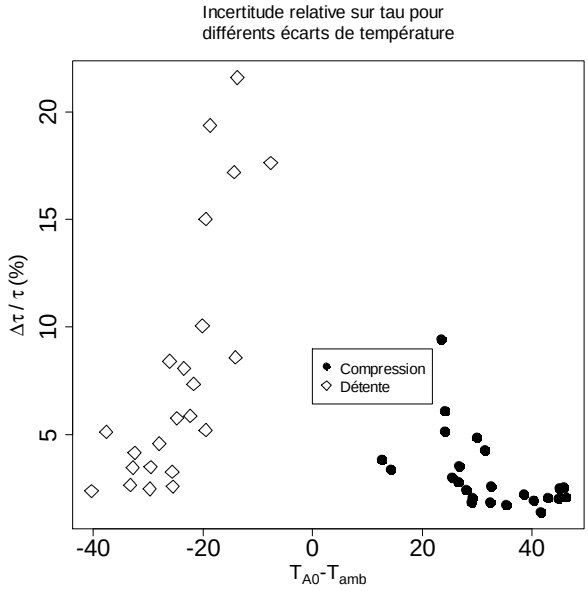


Figure 221 : incertitudes relatives sur τ en fonction des écarts de température au début de l'attente

L'incertitude relative augmente pour les faibles écarts de température en raison de l'importance relative plus forte des incertitudes sur les pressions.

7.7.1.5. Incertitude sur Nu

L'incertitude globale sur le nombre de Nusselt est estimée par l'expression 7.10. Le résultat est illustré dans les Figure 222 et Figure 223.

Sur la Figure 222 on note que l'incertitude maximale est de l'ordre de 30% ; la majorité des valeurs se trouve en dessous de 15% et est répartie de manière assez indépendante du nombre de Nusselt. Comme pour le temps de réponse, on voit sur la Figure 223, que pour les faibles écarts entre l'état de début d'attente, l'incertitude relative augmente.

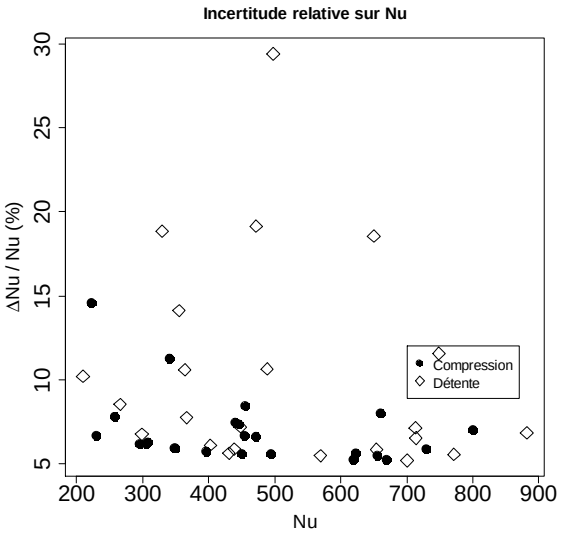


Figure 222 : incertitude relative sur Nu pour différents Nusselt

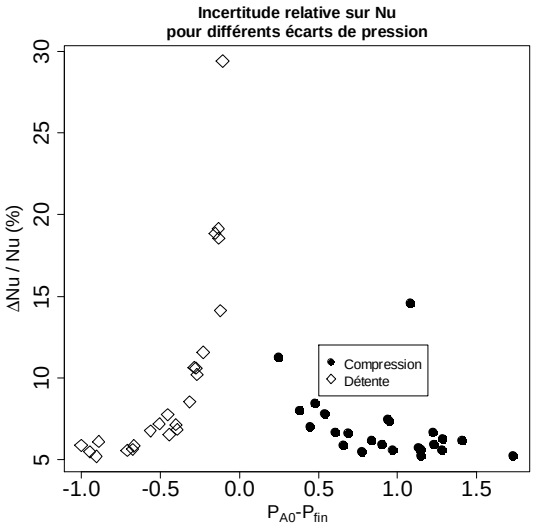


Figure 223 : incertitude relative sur Nu en fonction des écarts de pressions en début d'attente

7.7.2. Le nombre de Rayleigh et le facteur de forme

Le nombre de Nusselt est corrélé au nombre de Rayleigh qui caractérise les problèmes de convection naturelle. On en rappelle l'expression ci-dessous :

$$Ra^* = \frac{\rho^2 . g . \beta . (T_{air} - T_{ext}) . L^3 . C_v}{\mu . \lambda} \qquad 7.20$$

L'expression de l'incertitude sur le nombre de Rayleigh est la suivante :

$$\Delta Ra = \left[\left(\Delta\rho . \frac{2\rho g \beta (T_{air} - T_{ext}) L^3 C_v}{\mu\lambda} \right)^2 + \left(\Delta\beta . \frac{\rho^2 g (T_{air} - T_{ext}) L^3 C_v}{\mu\lambda} \right)^2 + \cdots \right]^{0.5} \qquad 7.21$$

Certaines valeurs de cette expression sont les mêmes que précédemment. On détaille ci-dessous les autres valeurs (sauf la valeur de g : 9,81m²/s). Le gaz est considéré parfait.

La masse volumique (ρ), est estimée par la masse initiale et le volume disponible ; l'incertitude sur cette valeur s'écrit ainsi :

$$\Delta\rho = \left[\left(\frac{\Delta m_0}{V} \right)^2 + \left(\frac{\Delta V . m_0}{V^2} \right)^2 \right]^{0,5} \qquad 7.22$$

Le coefficient de dilatation thermique volumétrique (β) d'un gaz parfait est égale à $1/T$. L'incertitude sur cette valeur est :

$$\Delta\beta = \frac{\Delta T}{T^2} \qquad 7.23$$

On introduit ici l'incertitude sur la température moyenne de l'air ; celle-ci est estimée par la loi des gaz parfais à partir de la mesure de pression.

$$\Delta T = \left[\left(\frac{\Delta P.V}{m_0.R_S}\right)^2 + \left(\Delta V\frac{P}{m_0.R_S}\right)^2 + \left(\Delta m_0\frac{PV}{m_0.R_S}\right)^2\right]^{0,5} \quad 7.24$$

La différence de température ($T_{air} - T_{ext}$) est estimée par une différence de pression et la loi des gaz parfaits (on rappelle que durant la période d'attente utilisée pour l'estimation de Nu le volume et la masse d'air sont considérés constants).

$$T_{air} - T_{ext} = \left(P_{air} - P_{fin}\right).\frac{V}{m_0.R_S} \quad 7.25$$

L'incertitude sur cette valeur s'écrit :

$$\Delta(T_{air} - T_{ext}) = \left[\left(\frac{\Delta\left(P_{air} - P_{fin}\right)V}{m_0.R_S}\right)^2 + \left(\Delta V\frac{P_{air} - P_{fin}}{m_0.R_S}\right)^2 + \left(\Delta m_0\frac{\left(P_{air} - P_{fin}\right)V}{m_0.R_S}\right)^2\right]^{0,5} \quad 7.26$$

L'écart de pressions ($P_{air} - P_{fin}$) est calculé pour l'étude du nombre de Nusselt lors de la période d'attente en utilisant $P_{air} = P_{A63}$. L'incertitude sur la différence de pression est alors de l'ordre de$\sqrt{380^2 + 1126^2} = 1188\,Pa$. Elle sera considérée identique pour tous les cas. Les autres valeurs d'incertitude ont déjà été commentées plus haut.

La viscosité dynamique de l'air est estimée par la loi de Sutherland (voir §3.2.4.1) en fonction de la température. De manière similaire à la conductivité, l'incertitude est calculée en utilisant l'incertitude sur la température et la sensibilité de la loi à celle-ci puis l'incertitude sur la loi (ou ses coefficients), qui, dans ce cas, est de l'ordre de 2%.

$$\Delta\mu = \left[\left(\frac{\Delta T.\lambda_\mu}{T+C}\left(\frac{3T^{1/2}}{2} - \frac{T^{3/2}}{T+C}\right)\right)^2 + \left(\frac{\lambda_\mu T^{3/2}}{T+C}.2\%\right)^2\right]^{0,5} \quad 7.27$$

L'incertitude finale sur le nombre de Rayleigh est illustrée sur les graphiques des Figure 224 et Figure 225.

Certaines valeurs d'incertitudes (Figure 224) peuvent aller jusqu'à 45% du nombre de Rayleigh ; la plupart se situe en dessous de 20%. L'ajout de 8 incertitudes, souvent supérieures à 2%, est la raison de ces valeurs assez élevées. Dans le cas du nombre de Nusselt les variables sont 6.

Pour finir on peut avoir une idée de l'importance relative des incertitudes avec la Figure 225 qui donne les valeurs de nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh (les limites indiquées par les barres correspondent à $\pm\Delta$ qui est pris comme l'intervalle de confiance à 95% de probabilité).

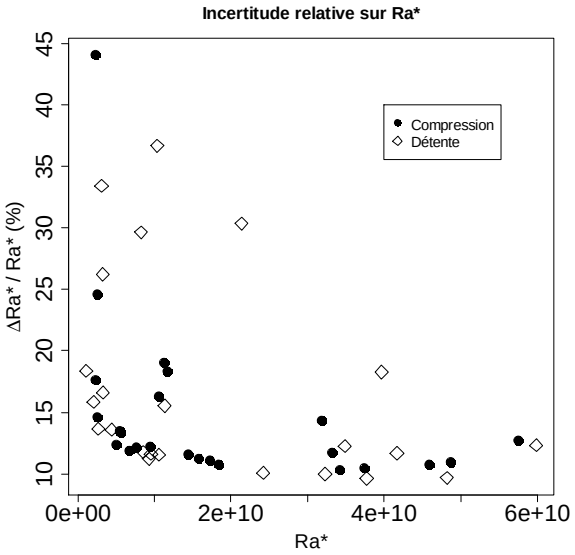


Figure 224 : incertitude relative sur le nombre de Rayleigh

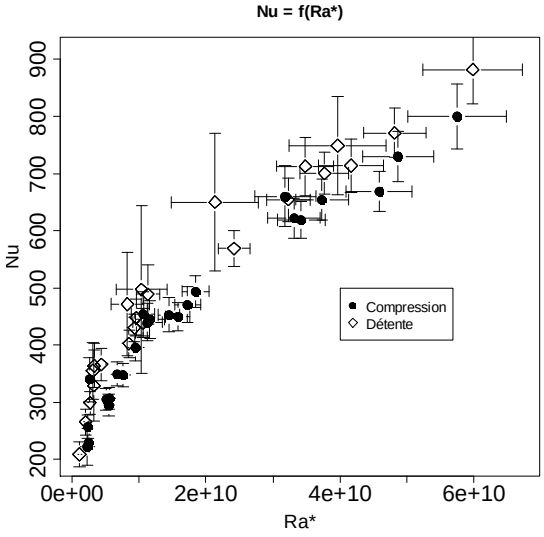


Figure 225 : nombre de Nusselt fonction du nombre de Rayleigh ; aires d'incertitude

Le facteur de forme F est utilisé dans [16] pour prendre en compte l'effet de forme du volume d'air dans l'expression empirique du nombre de Nusselt. On rappelle ci-dessous l'expression de ce facteur :

$$F \equiv \frac{V}{S.D} \qquad 7.28$$

L'incertitude sur ce nombre est donnée par l'expression 7.29.

$$\Delta F = \left[\left(\frac{\Delta V}{S.D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta S.V}{S^2.D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta D.S}{S.D^2}\right)^2\right]^{0,5} \qquad 7.29$$

7.7.3. Incertitude sur le nombre de Nusselt empirique

L'expression empirique du nombre de Nusselt (Nu_{reg}), en fonction du nombre de Rayleigh et du facteur de forme F est rappellée ci-dessous:

$$Nu_{reg} = C.Ra^{*C1}.F^{C2} \qquad 7.30$$

L'incertitude sur cette valeur est estimée par l'expression suivante:

$$\Delta Nu_{reg} = \left[\left(\Delta Ra^{*}.C.C1.Ra^{*C1-1}.F^{C2}\right)^2 + \left(\Delta F.C.Ra^{*C1}.C2.F^{C2-1}\right)^2\right]^{0,5} \qquad 7.31$$

7.8. Effet du limiteur de ''Durbin'' sur le calcul de l'écoulement convectif interne

Les calculs de convection naturelle faits sur le logiciel Star CCM+ ont montré une certaine dispersion. Lors des calculs réalisés pour la détente au paragraphe 5.2.1.3 le modèle de turbulence dit ''Low Reynold Standard'' montrait un écart aux valeurs de pression mesurées relativement important. Il se trouve que dans les paramètres par défaut l'option de ''Réalisabilité'' est désactivée pour ce modèle. Cette option permet d'introduire un limiteur d'échelle temporelle par un limiteur d'échelle dit de Durbin qui a pour but de d'éviter une surproduction d'énergie cinétique turbulente apparaissant dans les points de stagnation avec les modèles de turbulence à deux équations (type k-e) [35].

On discute ici des effets de l'activation de ce limiteur d'échelle sur un calcul réalisé sur le cas de détente traité plus haut.

On peut lire dans l'aide du logiciel Star CCM+ que la surproduction turbulente apparait dans des zones proches aux points de stagnation, c'est-à-dire les zones à basse vitesse.

L'effet du limiteur d'échelle, d'un point de vue global, s'observe bien sur la pression statique d'air moyenne comme le montre la Figure 226.

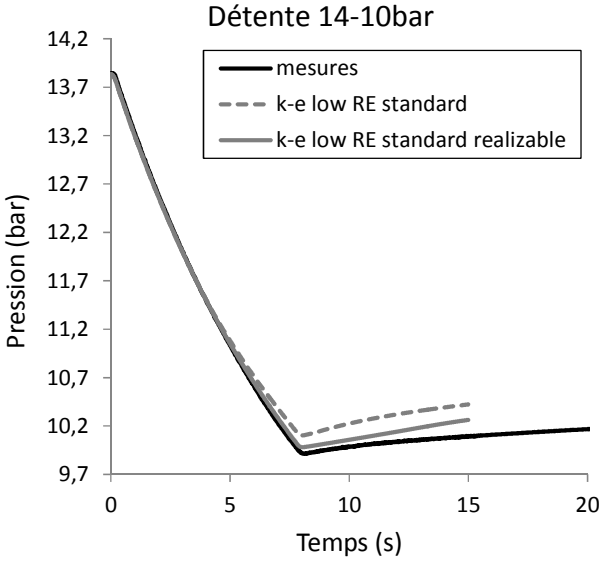


Figure 226 : pression statique moyenne d'air

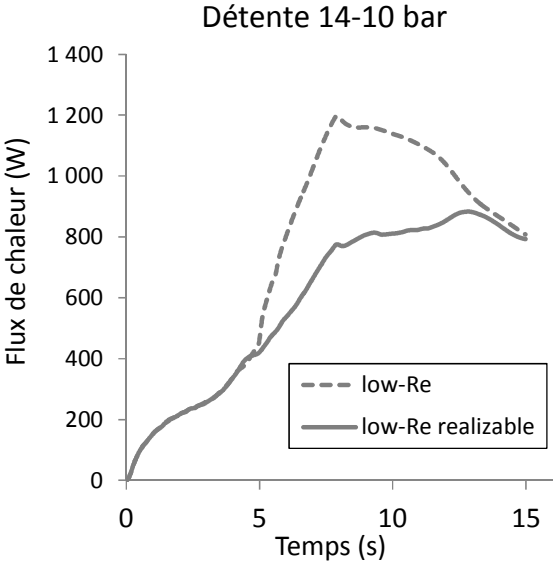


Figure 227 : valeur absolue du flux de chaleur total échangé entre la paroi métallique et l'air

Ne pas utiliser le limiteur d'échelle implique ici une surestimation importante de la pression. Ceci provient de la surestimation du flux de chaleur transmis par l'environnement de l'air (paroi et eau). Le flux de chaleur ''fourni'' par la paroi métallique est illustré par la Figure 227. On note qu'à partir de la seconde 5 environ, il y a une forte augmentation du flux dans le cas de la configuration par défaut contrairement à ce qui s'observe dans le cas où l'option de réalisabilité est active. Un flux plus important indique un échauffement de l'air (qui se refroidi durant la détente) plus ''rapide'' et donc une

baisse moins importante de la température et pression moyennes que dans un cas à moindre flux de chaleur.

La surestimation d'énergie cinétique turbulente dans la configuration par défaut semble se vérifier par l'observation de la moyenne de cette valeur dans le domaine gazeux (seulement l'air) ; la Figure 228 compare cette moyenne pour le cas par défaut et le cas à option de réalisabilité active.

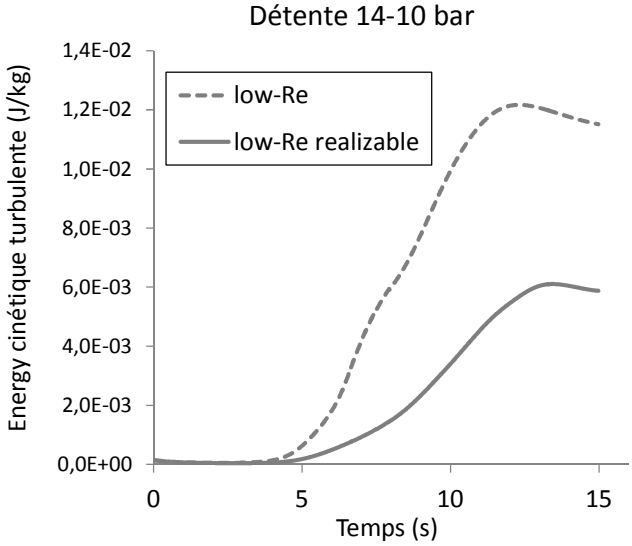


Figure 228 : énergie cinétique turbulente moyenne dans l'air

On note encore ici qu'à partir de la seconde 5, les résultats des deux calculs observent entre eux apparaître un écart croisant en faveur du premier cas.

Un écoulement turbulent favorise l'échange de chaleur du fait de la diminution de l'épaisseur de la sous-couche visqueuse (ou laminaire) et de l'augmentation du transport de masse dans le reste de la couche limite [13]. Ceci pourrait expliquer ce qui est observé dans le cas illustré ici.

Bibliographie

[1] G. M. A. Delille, Contribution du Stockage à la Gestion Avancée des Systèmes Électriques,Approches Organisationnelles et Technico-économiques dans les Réseaux de Distribution, LILLE: Thèse de l'Ecole Centrale de Lille, 2010.

[2] EU.Commission, «Energy Storage, A key technology for decentralised power, power quality and clean transport,» OFFICE FOR OFFICIAL PUBLICATIONS OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, Luxembourg, 2001.

[3] «Louis Mékarski_1875,» [En ligne]. Available: http://fr.wikipedia.org/wiki/Louis_M%C3%A9karski. [Accès le 2013].

[4] «The Project Gutenberg EBook of Scientific American Supplement, No. 799, April 25, 1891,» 2004. [En ligne]. Available: http://www.gutenberg.org/files/11649/11649-h/11649-h.htm. [Accès le 2013].

[5] M. Finkenrath, *Status and Technical Chalenges of Advanced Compressed Air Energy Storage Technology,* GE Global Research, 2009.

[6] «STEP,» wikipedia, [En ligne]. Available: http://fr.wikipedia.org/wiki/Pompage-turbinage. [Accès le 2013].

[7] «Turbines hydrauliques,» Office fédéral des questions conjoncturelles-programme PACER, Berne, 1995.

[8] «Pumped Storage Hydroelectricity,» wikipedia, [En ligne]. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Pumped-storage_hydroelectricity. [Accès le 2013].

[9] S. LEMOFOUET-GATSI, Investigation and optimisation of hybrid electricity storage systems based on compressed air and supercapacitors, Lausanne: Thèse de l'EPFL, 2006.

[10] T. McBride et al., «Systems and method for energy storage and recovery using rapid isothermal gas expansion and compression». USA Brevet US 7,802,426, 28 09 2010.

[11] K.E.Stahlkopf, D.A.Fong, S.E.Crane, E.P.Berlin.JR et AH.P.Abkenar, «Compressed air energy storage system utilizing two-phase flow to facilitate heat axchange». USA Brevet US 2011/0115223 A1, 2011.

[12] NI.Corp., Manuel de Cours LabVIEW Fondamental 1; Leçon 8, National Instruments, 2010.

[13] F. P. Incropera et D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer-chap.5.4, John Wiley & Sons, 2002.

[14] A. Harvey, S. Kaplan et J. Burnett, Effects of Dissolved Air on the Density and Refractive Index of Water, Interantional Journall Of Thermophysics, 2005.

[15] M. N. Özisik, Heat Transfer, A Basic Approach, McGraw-Hill, 1985.

[16] A. Pourmovahed et D. Otis, «An experimental thermal time constant correlation for hydraulic accumulators,» *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,* vol. 112, pp. 116-121, 1990.

[17] Zemansky, Abbott et V. Ness, Basic Engineering Thermodynamics, Second Edition, Chap 5-5, McGRAW-HILL, 1975.

[18] R. H. P. Don Green, Perry's chemical engineer's handbook, 6th Edition. table 3-162, McGRAW-HILL, 1984.

[19] D. Hopfe, «Thermophysical data of Pure Substances. Data Compilation of FIZ CHEMIE, Germany,» Wiley, 1990.

[20] K.Stephan and A.Laesecke, "The Thermal Conductivity of Fluid Air," *J. Phys. Chem. Vol.14,* pp. 227-234, 1985.

[21] K.Kadoya, N.Matsunaga et A.Nagashima, «Viscosity and Thermal Conductivity of Dry air in the Gaseous Phase,» *J. Phys. Chem. Ref. Dat. Vol.14,* pp. 947-970, 1985.

[22] J. Lemmon, «Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air,» *International Journal of Thermophysics, Vol. 25, No.1,* pp. 21-69, 2004.

[23] A. J. Smits et J.-P. Dussauge, Turbulent Shear Layers in Supersonic Flow, Springer, 2006.

[24] «Viscosity,» wikipedia, [En ligne]. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Viscosity. [Accès le 2013].

[25] H.K.Kallman, «Thermodynamic properties of real gases for use in high pressure problems. Project Rand,» 1950.

[26] J.M.Plun, Transferts Thermiques Echangeurs Convection. Support de cours Ensam Angers, 2007.

[27] R. REY, F. BAKIR et J. POULAIN, «Pompes rotodynamiques -Fonctionnement,» Techniques de l'Ingénieur-ti bm4302, 2012.

[28] A.I.Stépanoff, Pompes centrifuges et pompes à héices, Dunod, 1961.

[29] B. Jacobsen-GRUNDFOS, «The Centrifugal Pump,» 2012. [En ligne]. [Accès le 2012].

[30] A. Dazin, G. Caignaert et G. Bois, «Transient Behavior of Turbomachineries: Applicationsto Radial Flow Pump Startups,» *ASME, Journal of Fluid Engineering,* 2007.

[31] C. NICOLET, *Hydroacoustics Modelling and Numerical Simulation of Unsteady Operation of Hydroelectric Systems,* Thèse de l'EPFL, 2007.

[32] I. Idelcik, Memento des pertes de charge, Eyrolles.

[33] H. Z. Jean FRÊNE, «Introduction à la tribologie-tri100,» Techniques de l'Ingénieur, 2011.

[34] D. C. RTeam, *R: A Language and Environment for Statistical Computing,* R Foundation for Statistical Computing, 2011.

[35] «StarCCM+ 7.02.011 online help,» CD-adapco, 2011.

[36] J. Tu, G. H. Yeoh et C. Liu, Computational Fluid Dynamics : A Practical Approach, Elsevier, 2008.

[37] B. d. L. d. Meux, *Modélisation des écoulements turbulents en rotation et en présence de transferts thermiques par approche hybride RANS/LES zonale. Thèse ENSMA,* 2012.

[38] «Best practice guidelines for turbomachinery CFD,» CFD-Online, [En ligne]. Available: http://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD. [Accès le 2013].

[39] J. Proczka, K. Muralidharan, D. Villela, J. Simmons et G. Frantziskonis, «Guidelines for the pressure and efficient sizing of pressure vessels for compressed air energy storage,» *Energy Conversion and Management,* vol. 65, p. 597–605, 2013.

[40] «Diffusion Coefficient for Air-Water vapor Mixtures_Exercices de cours_Cambridge,» [En ligne]. Available: http://www.cambridge.org/us/engineering/author/nellisandklein/downloads/examples/EXAMPLE_9.2-1.pdf. [Accès le 2012].

[41] «Normes fondamentales, Métrologie et applications de la statistique. FD X 07-021. ISSN 0335-3931,» AFNOR, 1999.

Etude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique

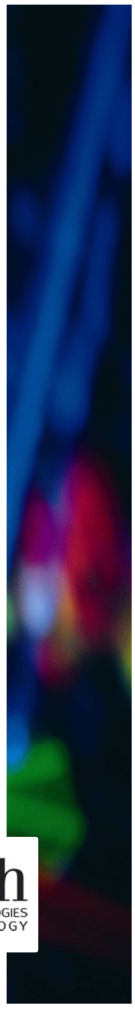
RESUME : Le développement croissant de systèmes de stockage connectés au réseau électrique se voit stimulé par les problématiques de gestion de réseau liés entre autres à l'intégration croissante de technologies de production renouvelables. L'accumulation hydropneumatique d'énergie apparait comme une solution propre et économiquement intéressante dans le panel des technologies existantes. Cette étude analyse une configuration d'accumulation air-eau sans séparation, en cycle fermé et utilisant une pompe/turbine rotodynamique. Les principales problématiques en relation à ces choix techniques sont : les phénomènes de transfert de masse et de chaleur à l'interface air-eau, les caractéristiques de fonctionnement d'une machine hydraulique rotodynamique en régime d'opération variable et le rendement d'accumulation du système. Ces aspects sont traités ici par des approches locales dans certains cas, puis globales afin de pouvoir proposer un modèle de comportement dynamique du système de stockage pouvant faire l'objet de simulations rapides. Les aspects de modélisation ont été élaborés en parallèle au développement d'un banc d'essais de 45 kW réalisé dans le cadre de ce travail. Les observations expérimentales obtenues sur ce banc sont comparées aux résultats du modèle qui rend bien compte de la dynamique et de l'état énergétique du système. Des études d'amélioration du système sont engagées à la fin du document. Elles concernent d'une part la question de la flexibilité de fourniture de puissance et d'autre part le rendement d'accumulation du réservoir de stockage.

Mots clés : stockage d'énergie hydropneumatique, pompe/turbine réversible, cycle isotherme, modélisation système, caractérisation expérimentale.

Study on a hydro-pneumatic energy storage system using a rotodynamic pump/turbine

ABSTRACT: The present increasing development of storage systems connected to electrical network is stimulated by network management issues related to recent energetic landscape evolutions such as the increasing integration of renewable production sources. The hydro-pneumatic system seems to offer a clean and cheap energy storage solution among the set of existing storage technics. The present study analyses an air-water direct contact accumulation configuration, in closed cycle and using a rotodynamic pump/turbine. The main points of interest related to these technical choices are: the air-water interface mass and heat phenomena, variable operating point performances of a rotodynamic hydraulic machine and the overall efficiency of the storage device. These aspects are studied by, in some cases, a local approach, and then a global one in order to propose a dynamic behaviour model of the storage system suitable for rapid simulations. The modelling aspects were treated in parallel to the development of a 45 kW test rig built during this project. The experimental observations made on this test rig are compared to the modelling results that represent correctly the dynamics and energetic state of the system. At the end of this document, some studies for the improving of the power delivery flexibility and efficiency increasing of the accumulation element are engaged.

Keywords : hydro-pneumatic energy storage, reversible pump/turbine, isothermal cycle, system modeling, experimental characterization.



ARTS ET MÉTIERS ParisTech

ParisTech INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY