



**HAL**  
open science

# Optimisation de systèmes multi-physiques par une approche stochastique. Application au domaine de l'hydraulique de forte puissance

Marwa El-Hajj

► **To cite this version:**

Marwa El-Hajj. Optimisation de systèmes multi-physiques par une approche stochastique. Application au domaine de l'hydraulique de forte puissance. Optimisation et contrôle [math.Oc]. Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines, 2014. Français. NNT : . tel-01560677

**HAL Id: tel-01560677**

**<https://theses.hal.science/tel-01560677>**

Submitted on 11 Jul 2017

**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.

Public Domain

**THESE DE DOCTORAT**

**DE L'UNIVERSITE DE VERSAILLES ST-QUENTIN-EN-YVELINES**

Présentée par

Marwa ELHAJJ

**Pour obtenir le grade de**

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE VERSAILLES ST-QUENTIN-EN-YVELINES**

Domaine :

**GENIE ELECTROMECHANIQUE**

**Sujet de la thèse :**

Optimisation de systèmes multi-physiques par une approche stochastique  
Application au domaine de l'hydraulique de forte puissance

Thèse présentée et soutenue à Velizy le 08 Juillet 2014 devant le jury composé de :

Marwan SADEK	Professeur, Polytech'Lille - Université de Lille I	Rapporteur
Pascal LAFON	Professeur, Université de Technologie de Troyes	Rapporteur
Fethi BENOUEZDOU	Professeur, Université de Versailles, Versailles	Examineur
Marc SARTOR	Professeur, INSA de Toulouse	Examineur
Rafic YOUNES	Professeur, Université Libanaise, Beyrouth	Co-directeur
Sebastien CHARLES	Professeur, Université de Versailles, Versailles	Co-Directeur
Yasser ALAYLI	Professeur, Université de Versailles, Versailles	Co-Directeur
Eric NOPE	Ingénieur, Université de Technologie de Compiègne	Invité
Jean-Christophe Augé	Ingénieur, Pole Mécatronique, CETIM	Invité

LISV; UVSQ; FRANCE

## **DEDICACES**

*A mes parents...*

## Remerciements

*Certains croient qu'il est inutile de remercier Dieu puisqu'il fait toujours selon sa volonté et non la nôtre. Pourtant, que sa volonté rencontre la nôtre ou pas, il y a toujours lieu de remerciements. Je vous remercie, ALLAH, pour votre bonté et votre amour envers moi, et le courage que vous me donnez pour pouvoir réaliser tous mes objectifs.*

*J'exprime également mes profonds remerciements ainsi que l'expression de ma haute gratitude à Monsieur le Professeur Rafic YOUNES pour la chance qu'il m'a offert à travailler sur ce sujet et pour son appui scientifique et sa disponibilité durant ces trois ans de thèse, par ses remarques si utiles et ses conseils si précieux.*

*J'adresse mes vifs remerciements à mon directeur de thèse Monsieur le Professeur Yasser ALAYALI, pour m'avoir accepté comme doctorante dans son équipe et pour la confiance qu'il a placée en moi en me donnant cette opportunité de travailler sur un sujet innovant et d'actualité dans le laboratoire LISV à l'université de Versailles Saint Quentin en Yvelines.*

*Des remerciements, d'une façon toute spéciale à Monsieur le docteur Sébastien CHARLES pour le soutien qu'il m'a prodigué tout au long de l'exécution de ce travail et surtout pour le temps qu'il m'a consacré.*

*Finalement, à tous ceux qui m'ont aidé d'une façon ou d'une autre dans ce projet de recherche et à mes amis d'ici ou d'ailleurs qui m'ont apporté leur support moral quand j'en avais besoin, merci.*

# Sommaire

DEDICACES .....	2
Remerciements.....	3
Sommaire .....	4
Liste des tableaux.....	7
Tables des figures .....	8
Chapitre I La modélisation.....	18
I.1 Contexte de recherche .....	18
I.2 Modélisation et simulation .....	19
I.2.1 Stratégies de modélisation .....	20
I.2.2 Méthodes déterministes et stochastiques de recalage et d'optimisation.....	27
I.3 Conclusion .....	35
Chapitre II Méthode globale optimisée d'identification des paramètres difficilement quantifiables des systèmes multi-physiques .....	37
II.1 Spécifications la solution recherchée .....	39
II.1.1 Condition 1: Simplicité et utilisation de logiciel de simulation .....	39
II.1.2 Condition 2: Globalité.....	39
II.1.3 Condition 3: Efficacité et précision avec le minimum de calcul.....	41
II.2 Algorithme Génétique .....	42
II.2.1 Application théorique de la méthode de recalage de modèle.....	45
II.2.2 Les données de base de la fonction de rotation de la pelleuse .....	46
II.2.3 Scénario de fonctionnement représentatif.....	47
II.2.4 Logiciel de simulation.....	48
II.2.5 Caractéristiques de l'AG .....	49
II.2.6 Résultats théoriques obtenus en appliquant la méthode MOGCP.....	52
II.3 Algorithme Génétique Hiérarchique à deux niveaux.....	56
II.3.1 Caractéristiques de l'AG à deux niveaux .....	57
II.3.2 Résultats .....	58
II.4 Comparaison de l'AG et l'AG constitué de deux niveaux.....	60

II.5 Analyse de sensibilité.....	61
II.5.1 Première phase: Étude des relations physiques entre les sorties expérimentales.....	62
II.5.2 Deuxième phase: Étude de la corrélation entre les sorties physiques.....	62
II.5.3 Troisième phase: Étude de la sensibilité.....	63
II.5.4 Quatrième phase: classification des sorties.....	72
II.6 Conclusion de l'analyse de sensibilité.....	80
II.7 Résultats des essais en appliquant l'AG à deux niveaux combiné à une analyse de sensibilité.....	82
II.8 Conclusion.....	84
Chapitre III Application expérimentale de la méthode MOGCP sur un circuit hydraulique réel de pelleuse.....	86
III.1 Banc d'essai.....	87
III.2 Application de la méthode MOGCP.....	88
III.2.1 Étape 1: Modélisation du banc d'essai.....	88
III.2.2 Étape 2: Identification des paramètres à recalculer.....	91
III.2.3 Étape 3: Application de l'analyse de sensibilité.....	91
III.2.4 Étape 4: Caractéristiques de l'AG à deux niveaux.....	108
III.2.5 Étape 5: Application de l'AG à deux niveaux et analyse des résultats.....	109
III.3 Conclusion.....	113
Chapitre IV Solutions de récupération d'énergie appliquées aux systèmes hydrauliques.....	114
IV.1 Classification des systèmes de récupération d'énergie appliqués aux systèmes hydrauliques.....	115
IV.2 Systèmes ou principes de récupération d'énergie appliqués aux systèmes hydrauliques.....	116
IV.2.1 Catégorie 1 : Récupération de l'énergie potentielle.....	116
IV.2.2 Catégorie 2 : Récupération de l'énergie cinétique.....	125
IV.2.3 Catégorie 3: Systèmes hybrides.....	129
IV.2.4 Catégorie 4: Stratégies d'automatisation et de contrôle commande.....	131
IV.2.5 Catégorie 5 : Remplacement des composants conventionnels.....	138
IV.3 Conclusion.....	139
Chapitre V Optimisation de systèmes de récupération d'énergie par la méthode MOGCP.....	140
V.1 Présentation de la méthode.....	141
V.2 Application de la méthode à une pelleuse hydraulique.....	143

V.2.1 Modélisation des deux systèmes .....	143
V.2.2 Identification des paramètres inconnus à calibrer.....	146
V.2.3 Définition de l'Algorithme Génétique à deux niveaux et de ses caractéristiques. ....	147
V.2.4 Simulation et analyse des résultats.....	148
V. 3 Conclusion .....	150
Conclusion Générale.....	151
Perspectives.....	153
Acronymes .....	154
Références.....	155

## Liste des tableaux

<i>Tableau II.1: Éléments associés à la fonction de rotation de la pelle de Volvo E25 .....</i>	46
<i>Tableau II.2: Les phases du scénario d'utilisation de la pelleteuse .....</i>	47
<i>Tableau II.3: Symboles des composants de la mini-pelle Volvo dans les bibliothèques Simhydraulics et SimMechanics de Matlab .....</i>	49
<i>Tableau II.4: Les valeurs de référence des paramètres et leurs bornes inférieure et supérieure 51</i>	51
<i>Tableau II.5: Comparaison des valeurs des paramètres de la simulation de référence avec celles issues du recalage de modèle en appliquant l'AG.....</i>	54
<i>Tableau II.6: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG.....</i>	57
<i>Tableau II.7: Comparaison des valeurs des paramètres de la simulation de référence avec celles issues du recalage de modèle en appliquant l'AG constitué de deux niveaux.....</i>	59
<i>Tableau II.8: Matrice de coefficient de la corrélation des sorties physiques (calculée sur Matlab) .....</i>	63
<i>Tableau II.9: Matrice de la classification des sorties influencées par chaque paramètre et pour l'ensemble du système .....</i>	81
<i>Tableau II.10: Comparaison des valeurs de référence et des valeurs issues du recalage de modèle en appliquant l'AG constitué de deux niveaux et l'analyse de sensibilité .....</i>	82
<i>Tableau III.1: Caractéristiques des composants du banc d'essai du CETIM.....</i>	88
<i>Tableau III.2: Les phases du scénario d'exploitation de la pelleteuse .....</i>	90
<i>Tableau III.3: Intervalles de définition des paramètres à recaler.....</i>	91
<i>Tableau III.4: Matrice de coefficient de la corrélation des sorties physiques (calculée sur Matlab).....</i>	93
<i>Tableau III.5: Valeurs de base des paramètres à recaler .....</i>	94
<i>Tableau III.6: Matrice de classement des sorties influencées pour chaque paramètre et pour l'ensemble du système .....</i>	108
<i>Tableau III.7: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG.....</i>	109
<i>Tableau III.8: Résultats des cinq meilleurs essais en appliquant MOGCP .....</i>	111
<i>Tableau III.9: Erreur relative des sorties physiques trouvées par l'application de MOGCP par rapport aux sorties physiques expérimentales .....</i>	111
<i>Tableau V.1: Éléments associés au circuit hydraulique avec récupération d'énergie.....</i>	146
<i>Tableau V.2: Domaines de définition des paramètres identifiés .....</i>	147
<i>Tableau V.3: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG .....</i>	147
<i>Tableau V.4: Résultats des 5 meilleurs essais numériques obtenus par MOGCP .....</i>	148



## Tables des figures

<i>Figure I.1: Illustration des différences entre modèle causal et acausal.....</i>	23
<i>Figure I.2: Processus de construction d'un modèle .....</i>	23
<i>Figure I.3: Illustration de la méthode de Newton.....</i>	29
<i>Figure I.4: Déroulement d'un algorithme génétique standard .....</i>	32
<i>Figure I.5: Principe itératif de l'entropie croisée .....</i>	35
<i>Figure II.1: Principe de MOGCP basé sur l'échange entre l'AG et un logiciel de simulation ...</i>	43
<i>Figure II.2: Échanges logiciels basés sur la suite Matlab .....</i>	43
<i>Figure II.3: Schéma du principe de l'AG .....</i>	45
<i>Figure II.4: Analyse structurelle du circuit hydraulique d'une pelle.....</i>	46
<i>Figure II.5: Signal d'alimentation du distributeur .....</i>	47
<i>Figure II.6: Système hydraulique de la fonction de rotation de la pelleuse modélisé avec Simulink.....</i>	48
<i>Figure II.7: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs tests en appliquant l'AG dans MOGCP .....</i>	53
<i>Figure II.8: Variations de l'angle de rotation de la tourelle .....</i>	54
<i>Figure II.9: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle .....</i>	54
<i>Figure II.10: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur .....</i>	54
<i>Figure II.11: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur .....</i>	54
<i>Figure II.12: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur .....</i>	55
<i>Figure II.13: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur .....</i>	55
<i>Figure II.14: Variations du débit de la pompe .....</i>	55
<i>Figure II.15: La topologie de l'AG constitué de deux niveaux.....</i>	57
<i>Figure II.16: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs tests en appliquant l'AG constitué de deux niveaux .....</i>	58
<i>Figure II.17: Variations de l'angle de rotation de la tourelle.....</i>	59
<i>Figure II.18: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle .....</i>	59
<i>Figure II.19: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur .....</i>	59
<i>Figure II.20: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur .....</i>	59
<i>Figure II.21: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur .....</i>	60
<i>Figure II.22: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur .....</i>	60
<i>Figure II.23: Variations du débit de la pompe .....</i>	60
<i>Figure II.24: Variations de l'angle de rotation de la tourelle.....</i>	65
<i>Figure II.25: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur .....</i>	65
<i>Figure II.26: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur .....</i>	65
<i>Figure II.27: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur .....</i>	65
<i>Figure II.28: Variations de l'angle de rotation de la tourelle.....</i>	66
<i>Figure II.29: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur .....</i>	66

<i>Figure II.30: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	66
<i>Figure II.31: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	66
<i>Figure II.32: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	67
<i>Figure II.33: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	67
<i>Figure II.34: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	67
<i>Figure II.35: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	67
<i>Figure II.36: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	68
<i>Figure II.37: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	68
<i>Figure II.38: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	68
<i>Figure II.39: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	68
<i>Figure II.40: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	69
<i>Figure II.41: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	69
<i>Figure II.42: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	69
<i>Figure II.43: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	69
<i>Figure II.44: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	70
<i>Figure II.45: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	70
<i>Figure II.46: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	70
<i>Figure II.47: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	70
<i>Figure II.48: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	71
<i>Figure II.49: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	71
<i>Figure II.50: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	71
<i>Figure II.51: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	71
<i>Figure II.52: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	71
<i>Figure II.53: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	71
<i>Figure II.54: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	72
<i>Figure II.55: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	72
<i>Figure II.56: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	73
<i>Figure II.57: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	73
<i>Figure II.58: Différences relatives de la pression à l'orifice A</i> .....	73
<i>Figure II.59: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	73
<i>Figure II.60: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	74
<i>Figure II.61: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	74
<i>Figure II.62: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	74
<i>Figure II.63: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	74
<i>Figure II.64: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	75
<i>Figure II.65: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	75
<i>Figure II.66: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	75
<i>Figure II.67: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	75
<i>Figure II.68: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	76
<i>Figure II.69: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	76

<i>Figure II.70: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	76
<i>Figure II.71: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	76
<i>Figure II.72: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	77
<i>Figure II.73: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	77
<i>Figure II.74: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	77
<i>Figure II.75: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	77
<i>Figure II.76: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	78
<i>Figure II.77: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	78
<i>Figure II.78: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	78
<i>Figure II.79: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	78
<i>Figure II.80: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	79
<i>Figure II.81: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	79
<i>Figure II.82: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	79
<i>Figure II.83: Moyenne de différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	79
<i>Figure II.84: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	80
<i>Figure II.85: Différence relative de la pression à l'orifice P</i> .....	80
<i>Figure II.86: Différence relative de la pression à l'orifice A</i> .....	80
<i>Figure II.87: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	80
<i>Figure II.88: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs essais en appliquant l'AG constitué de deux niveaux et l'analyse de sensibilité</i> .....	82
<i>Figure II.89: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	83
<i>Figure II.90: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle</i> .....	83
<i>Figure II.91: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	83
<i>Figure II.92: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	83
<i>Figure II.93: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur</i> .....	83
<i>Figure II.94: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur</i> .....	83
<i>Figure II.95: Variations du débit de la pompe</i> .....	84
<i>Figure III.1: Modélisation du circuit de la fonction de rotation de la tourelle de la mini- pelleteuse sur SimulationX</i> .....	90
<i>Figure III.2: Signal d'alimentation du distributeur 4/3</i> .....	91
<i>Figure III.3: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	94
<i>Figure III.4: Variations de la pression de la pompe</i> .....	94
<i>Figure III.5: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	95
<i>Figure III.6: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	95
<i>Figure III.7: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	95
<i>Figure III.8: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	95
<i>Figure III.9: Variations de la pression de la pompe</i> .....	95
<i>Figure III.10: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	96
<i>Figure III.11: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	96

<i>Figure III.12: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	96
<i>Figure III.13: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	97
<i>Figure III.14: Variations de la pression de la pompe</i> .....	97
<i>Figure III.15: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	97
<i>Figure III.16: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	97
<i>Figure III.17: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	97
<i>Figure III.18: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	98
<i>Figure III.19: Variations de la pression de la pompe</i> .....	98
<i>Figure III.20: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	98
<i>Figure III.21: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	98
<i>Figure III.22: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	98
<i>Figure III.23: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	99
<i>Figure III.24: Variations de la pression de la pompe</i> .....	99
<i>Figure III.25: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	99
<i>Figure III.26: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	99
<i>Figure III.27: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	99
<i>Figure III.28: Variations de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	100
<i>Figure III.29: Variations de la pression de la pompe</i> .....	100
<i>Figure III.30: Variations du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	100
<i>Figure III.31: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	100
<i>Figure III.32: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	100
<i>Figure III.33: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	102
<i>Figure III.34: Différence relative de la pression de la pompe</i> .....	102
<i>Figure III.35: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	102
<i>Figure III.36: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	102
<i>Figure III.37: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	102
<i>Figure III.38: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	102
<i>Figure III.39: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	103
<i>Figure III.40: Différence relative de la pression de la pompe</i> .....	103
<i>Figure III.41: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	103
<i>Figure III.42: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	103
<i>Figure III.43: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	103
<i>Figure III.44: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	103
<i>Figure III.45: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	104
<i>Figure III.46: Différence relative de la pression de la pompe</i> .....	104
<i>Figure III.47: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur</i> .....	104
<i>Figure III.48: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur</i> .....	104
<i>Figure III.49: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur</i> .....	105
<i>Figure III.50: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques</i> .....	105
<i>Figure III.51: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle</i> .....	105

<i>Figure III.52: Différence relative de la pression de la pompe .....</i>	105
<i>Figure III.53: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur .....</i>	106
<i>Figure III.54: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur.....</i>	106
<i>Figure III.55: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur.....</i>	106
<i>Figure III.56: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques .....</i>	106
<i>Figure III.57: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle .....</i>	107
<i>Figure III.58: Différence relative de la pression de la pompe .....</i>	107
<i>Figure III.59: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur .....</i>	107
<i>Figure III.60: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur.....</i>	107
<i>Figure III.61: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur.....</i>	107
<i>Figure III.62: Moyenne des différences relatives de toutes les sorties physiques.....</i>	107
<i>Figure III.63: Variations de l'angle de rotation de la tourelle .....</i>	111
<i>Figure III.64: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle .....</i>	111
<i>Figure III.65: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur.....</i>	112
<i>Figure III.66: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur.....</i>	112
<i>Figure III.67: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur.....</i>	112
<i>Figure III.68: Variations du débit à l'orifice A du distributeur .....</i>	112
<i>Figure III.69: Variations du débit à l'orifice B du distributeur .....</i>	112
<i>Figure IV.1: Fluctuations de puissance lors d'une excavation [73] .....</i>	115
<i>Figure IV.2: Classification des systèmes de récupération d'énergie.....</i>	116
<i>Figure IV.3: Système de récupération de l'énergie potentielle.....</i>	117
<i>Figure IV.4: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des condensateurs [57] ...</i>	118
<i>Figure IV.5: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des accumulateurs [67]</i>	
<i>Figure IV.6: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des accumulateurs [70] ....</i>	120
<i>Figure IV.7: Puissance récupérable de la flèche d'une pelleteuse de 7 tonnes dans des conditions d'excavation [56] .....</i>	122
<i>Figure IV.8: Capacité de réponse en puissance instantanée des accumulateurs hydrauliques, volants d'inertie et batteries en fonction de leur énergie massique .....</i>	122
<i>Figure IV.9: Principe d'AMGERS [74].....</i>	123
<i>Figure IV.10: Principe du MGERS [74].....</i>	123
<i>Figure IV.11: Récupération d'énergie par son partage entre les actionneurs [76] .....</i>	124
<i>Figure IV.12: Récupération d'énergie par son partage entre les actionneurs [77] .....</i>	124
<i>Figure IV.13: Récupération d'énergie par partage d'énergie entre les actionneurs et par récupération d'énergie dans des accumulateurs [78] .....</i>	125
<i>Figure IV.14: Système de récupération de l'énergie cinétique .....</i>	126
<i>Figure IV.15: Pelleteuse Hybride [73].....</i>	127
<i>Figure IV.16: Pelleteuse hybride [73].....</i>	127
<i>Figure IV.17: Pelleteuse Hybride [83].....</i>	128
<i>Figure IV.18: Système de récupération de l'énergie cinétique [84].....</i>	129

<i>Figure IV.19: Récupération de l'énergie cinétique et potentielle [93]</i> .....	131
<i>Figure IV.20: Récupération de l'énergie cinétique et potentielle [88]</i> .....	131
<i>Figure IV.21: Principe d'utilisation d'une pompe indépendante pour chaque actionneur [91]</i>	134
<i>Figure IV.22: Désactivation des injecteurs des cylindres du moteur diesel [92]</i> .....	134
<i>Figure IV.23: Load sensing</i> .....	134
<i>Figure IV.24: Pelleteuse automatisée pour détecter la position du godet en vue de réduire au minimum les temps de mission [116]</i> .....	137
<i>Figure IV.25: Pelleteuse équipée de deux lasers de détection [117]</i> .....	138
<i>Figure IV.26: Alimentation par un moteur électrique [132]</i> .....	139
<i>Figure IV.27: Pelleteuse utilisant trois moteurs électriques [Kobe-shi99]</i> .....	139
<i>Figure V.1: Principe de la méthode MOGCP pour calibrer un système de récupération d'énergie</i> .....	143
<i>Figure V.2: Modèle sans récupération d'énergie</i> .....	145
<i>Figure V.3: Signal de commande du distributeur 4/3</i> .....	145
<i>Figure V.4: Modèle avec récupération d'énergie de pesanteur</i> .....	145
<i>Figure V.5: Signal de commande du distributeur 2/2</i> .....	145
<i>Figure V.6: Variations du déplacement du vérin du bras de la pelleteuse avec et sans le système de récupération d'énergie</i>	
<i>Figure V.7: Évolution du débit reçu par le moteur hydraulique (essai 1)</i> .....	149
<i>Figure V.8: Évolution de la pression reçue par le moteur hydraulique (essai 1)</i> .....	149
<i>Figure V.9: Évolution de la puissance récupérée par le système (essai 1)</i> .....	149

## Introduction

Le secteur des transports dans son ensemble (marchandises et voyageurs) contribue de manière importante à l'accroissement de la consommation d'énergie en France. La part du secteur dans la consommation finale totale d'énergie est aujourd'hui de 30%, contre seulement 13% en 1960. Les poids lourds, à eux seuls, représentent 50% de la consommation en pétrole et 21% des émissions de Gaz à effet Serres. En effet, un poids lourd consomme en moyenne 5 à 10 fois plus de carburant qu'un véhicule léger. La particularité du poids lourds est qu'il travaille habituellement sur de longues durées et dépend quasi-intégralement d'une énergie fossile (le pétrole) et d'un carburant (le gazole).

Fin 2007, les conclusions du Grenelle de l'Environnement à propos des transports ont mis en lumière l'importance de réduire de 20% d'ici 2020 les émissions actuelles de l'ensemble des transports en France. Signataire du protocole de Kyoto, la France s'est engagée à ne pas émettre, en 2012, plus de gaz à effet de serre qu'elle n'en émettait en 1990. Ces engagements ont eu pour conséquence de faire émerger ces dernières années une forte demande de la part de l'Etat et des constructeurs d'engins de forte puissance en matière de recherche pour trouver des solutions visant à réduire la consommation de carburant et le niveau de pollution.

Par ailleurs, l'énergie est trop précieuse pour être gâchée et la réduction de la consommation de carburant s'accompagne d'une réduction des émissions de gaz à effet de serre et des coûts d'exploitations de l'utilisateur du véhicule. C'est dans ce contexte que le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) s'est engagé à mener des études visant à améliorer le bilan énergétique des engins mobiles de forte puissance destinés au génie civil. Dans ce contexte, une étude a été consacrée à l'utilisation des méthodes numériques de simulation en vue d'optimiser la consommation des engins de forte puissance.

Dans le cadre de la simulation numérique, la modélisation du comportement de tout système multi physique nécessite habituellement la définition d'un grand nombre de paramètres. Une modélisation imprécise a des répercussions sur l'exactitude et la fiabilité des résultats de simulation. De ce fait, il est nécessaire de trouver une solution pour compenser les imprécisions en identifiant les valeurs inconnues des paramètres qui ne peuvent pas être aisément mesurées ou estimées. Ces valeurs inconnues peuvent être identifiées au travers du processus de recalage de modèle. Ce recalage de modèle peut être obtenu par le biais de méthodes numériques non

déterministes qui, par une démarche d'essai/erreur, parviennent à estimer les valeurs inconnues des paramètres avec un taux d'erreur acceptable.

L'application des méthodes numériques conventionnelles présente toutefois certains risques tels que l'obtention d'une solution optimale locale et non pas globale et requiert parfois de lourds temps de calculs. Par conséquent, il semble important de trouver une méthode stochastique alternative plus précise et plus rapide.

Parmi les méthodes stochastiques envisageables, l'algorithme génétique est un bon candidat. En effet, c'est un outil puissant pour résoudre les problèmes d'optimisation vu sa capacité à être automatisé, sa grande robustesse et sa faculté à trouver une solution optimale globale. Cependant, dans sa configuration habituelle, cet algorithme demande de nombreuses itérations de calcul pour converger. Le premier objectif des travaux menés dans le cadre de cette thèse est donc de définir une nouvelle forme d'algorithme génétique répondant aux mieux aux critères de fiabilité et de rapidité énoncés.

L'autre préoccupation de ces travaux de recherche est la démarche d'optimisation énergétique des systèmes multi-physique. Durant les deux dernières décennies, de nombreuses recherches ont été menées dans le domaine de la récupération d'énergie appliquée en particulier aux engins de forte puissance. Les USA, l'Europe et le Japon ont investi de grands capitaux dans ce domaine, ce qui a eu pour conséquence de faire émerger de nombreuses solutions de qualité pouvant être appliquées à la construction d'engins. Certaines solutions tendent à récupérer l'énergie par le biais de systèmes de stockage, par l'optimisation complète des constituants, par l'automatisation des engins afin de mieux gérer les flux d'énergie, et par la modification de l'architecture des circuits hydrauliques. C'est ainsi que sont apparus récemment les poids lourds hybrides.

Plusieurs facteurs influencent l'économie d'énergie des méthodes de récupération appliquées. Dans ces facteurs, il y a la stratégie de maîtrise de l'énergie, la construction du véhicule ainsi que les paramètres de conception des composantes principales du système. Un système de récupération configuré de manière inadéquate ou mal paramétré peut avoir de mauvaises répercussions sur la consommation du véhicule, sur la qualité de son service et sur son coût d'achat ou d'exploitation. Le réglage et la mesure expérimentale des paramètres inconnus des circuits de récupération d'énergie nécessitent souvent des calculs très complexes pour être transposés au système final et les données ainsi identifiées ne sont souvent pas généralisables aux autres systèmes. Par conséquent, il sera nécessaire de trouver une solution pour calibrer



correctement les variables inconnues d'un système de récupération choisi. Le deuxième objectif des travaux de recherche est de proposer une méthode automatisée d'optimisation de système de récupération d'énergie.

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire œuvrent à définir une méthode stochastique heuristique structurée en deux niveaux pour recalibrer des modèles et optimiser des conceptions de systèmes mécatroniques, tels que les engins de forte puissance électro-hydrauliques, et plus particulièrement les pelleteuses.

Dans le premier chapitre, nous présenterons les enjeux de nos travaux dans le cadre de ce projet et nous établirons l'état de l'art de la modélisation, du recalage, de la simulation et de l'optimisation de produits mettant en œuvre de nombreux domaines physiques dans une approche orientée systèmes.

Dans le deuxième chapitre nous proposerons une méthode de recalage global de modèles de systèmes multi-physiques. Cette méthode est nommée " Méthode d'Optimisation Globale pour la Calibration des Paramètres " (MOGCP). Les objectifs de cette méthode sont de proposer une solution globale, plus précise, plus efficace, nécessitant le minimum de temps de calcul et ayant un coût de mise en œuvre le plus faible possible. MOGCP s'appuie sur un modèle numérique, un logiciel de simulation et un algorithme stochastique heuristique basé sur le principe d'Algorithme Génétique. Sous sa configuration habituelle, l'algorithme génétique nécessite de nombreuses itérations de calcul pour converger, c'est pourquoi nous allons proposer un algorithme structuré différemment, mettant en œuvre une analyse de sensibilité et de covariance, dont la convergence est plus rapide, la précision plus importante. L'analyse de sensibilité permet notamment de réduire le coût des mesures expérimentales nécessaires au recalage des modèles numériques.

Afin de démontrer la pertinence de la méthode, nous l'appliquerons pour recalibrer théoriquement le modèle numérique de la fonction de rotation de la tourelle d'une pelle Volvo. Les résultats montreront que la méthode proposée est plus efficace et plus rapide que les méthodes conventionnelles.

Étant donné que nous ne pouvons pas garantir avec certitude l'efficacité de la méthode en l'utilisant uniquement sur des modèles numériques théoriques nous l'appliquerons également pour recalibrer un modèle à l'aide de mesures expérimentales issues de capteurs placés sur un banc d'essai représentatif de la fonction de rotation de la tourelle d'une pelleteuse qui nous a été mis à

disposition par le CETIM. Les résultats démontreront que la méthode MOGCP est une approche performante pour recalculer toute sorte de modèle multi physique caractérisé par des non-linéarités, une grande complexité et un fort degré d'incertitude.

Les deux derniers chapitres de nos travaux de recherche ont été consacrés à l'optimisation de systèmes multi-physique, et plus particulièrement à l'optimisation de système de récupérations d'énergie. En premier lieu, nous présenterons les résultats de l'étude des méthodes de récupération d'énergie les plus utilisés dans les circuits hydrauliques. Le chapitre IV du mémoire dressera une bibliographie détaillée des solutions technologiques pouvant réduire la consommation énergétique des systèmes hydrauliques dont nous proposerons une classification. Cette étude mettra en avant le fait que bien qu'il existe de nombreuses solutions pour réduire le bilan carbone des véhicules, il est souvent très délicat de les configurer ou de les calibrer pour optimiser leur performance. C'est pourquoi, nous proposerons dans le chapitre V une méthode pour calibrer les paramètres des systèmes de récupération de façon optimale. Afin de démontrer la pertinence de la méthode, nous l'appliquerons à une solution de récupération d'énergie potentielle. Ainsi, nous démontrerons que notre méthode permet l'identification précise des paramètres inconnus des systèmes de récupération en garantissant le minimum de consommation énergétique tout en conservant les mêmes capacités de fonctionnement. Enfin, nous présenterons les perspectives envisageables au terme de nos travaux.

# **Chapitre I**

## **La modélisation**

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été menés dans le cadre du projet d'analyse des solutions d'Amélioration des Performances Énergétiques des Engins Mobiles (APEEM). Ce projet s'est déroulé en collaboration entre le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) et le laboratoire d'Ingénieries des Systèmes de Versailles (LISV) de l'Université de Versailles Saint-Quentin en Yvelines.

Dans la première partie de ce chapitre nous présenterons le CETIM ainsi que les enjeux de nos travaux dans le cadre de ce projet. Dans la deuxième partie nous établirons l'état de l'art de la modélisation, du recalage, de la simulation et de l'optimisation de produits mettant en œuvre de nombreux domaines physiques dans une approche orientée systèmes.

### **I.1 Contexte de recherche**

Le CETIM a été créé en 1965, à la demande des industriels de la mécanique afin d'apporter aux entreprises des moyens et des compétences pour accroître leur compétitivité, participer à la normalisation, faire le lien entre la recherche scientifique et l'industrie, promouvoir le progrès des techniques, aider à l'amélioration du rendement et à la garantie de la qualité.

Aujourd'hui, le CETIM s'oriente vers des programmes de recherche technologique et organisationnelle, dans un contexte de plus en plus ouvert au niveau européen et international. Les points les plus marquants de cette évolution concernent en particulier: un renouvellement des actions sectorielles et multisectorielles par des regroupements apportant une ampleur significative; une plus forte spécialisation des compétences autour de grands projets fédérateurs afin d'acquérir une visibilité européenne; une démarche d'innovation plus soutenue en favorisant le co-développement, plus particulièrement avec les PME; une poursuite de la mise en réseau au niveau régional de manière à ancrer les actions dans le cadre des pôles de compétitivité; une action de communication plus interactive évoluant de la diffusion d'informations vers l'échange en ligne; et un développement international des prestations par une offre d'ingénierie en coopération avec les entreprises mécaniciennes françaises.

L'amélioration des performances énergétiques des engins mobiles, en vue d'en réduire le bilan carbone et d'être ainsi conforme vis-à-vis des nouvelles réglementations, est un sujet d'actualité.

Ce sujet est fortement lié aux nouvelles contraintes de l'industrie, notamment dans le secteur de l'automobile. De ce fait, les constructeurs d'engins de forte puissance se doivent de développer ce sujet afin de trouver des solutions. C'est dans ce contexte que le CETIM s'est intéressé à l'étude de la fonction de rotation de la mini pelleuse Volvo E25. Les travaux de la modélisation, de recalage, de simulation et d'optimisation ont nécessité la mise au point d'un banc de test représentatif du système réel.

Nos travaux de recherche, qui traitent de la modélisation, du recalage, de la simulation et de l'optimisation de systèmes multi-physiques se sont appuyés sur les mesures effectuées sur le banc d'essais du CETIM pour développer les essais numériques présentés dans ce mémoire.

## **I.2 Modélisation et simulation**

La modélisation en vue d'une simulation est utilisée à de nombreuses phases du cycle de vie d'un système [1].

Souvent, la modélisation est la solution la plus intéressante dans les études des stratégies d'acquisition. Elle permet de comparer les concepts/solutions candidates pour des problèmes ou des missions émergentes dans le but de déterminer quels concepts et options offrent le meilleur retour sur investissement (Cost and Operational Effectiveness Analyses (COEA) et Acquisition Master Plans).

La modélisation permet aussi le développement de concepts en traitant leur consolidation avant l'engagement du développement du système. Les questions posées à ce niveau s'adressent à la satisfaction des exigences, l'amélioration des performances et de la fiabilité et la réduction des coûts.

En ce qui concerne la prédiction de la performance, la modélisation aide à l'identification des exigences qui ne sont pas satisfaites ou qui seront difficiles à satisfaire et le risque associé au non satisfaction d'une exigence.

Dans le domaine de la conception, la modélisation aide à la définition et au développement du système. Elle est utilisée pour prédire et valider le comportement du système et ainsi faciliter le passage d'une étape du cycle du développement à une autre jusqu'à la production.

La modélisation permet aussi de planifier et valider des tests d'identifier des problèmes à priori et de minimiser les surprises. Le gain se traduit ici principalement par l'optimisation des moyens de test (réduction des coûts et du temps d'occupation du moyen).

La modélisation joue le rôle d'un support opérationnel. Elle aide au diagnostic, à la réparation et à l'investigation d'améliorations et de mises à jour conçues après la mise en service du système. Récemment, la modélisation est devenue très utile pour l'entraînement et le développement de simulateur en temps réel pour former les utilisateurs d'un système (ex: pilote d'avion).

Les simulations sont généralement opérées à 3 niveaux : dans un premier lieu, dans les bureaux d'études pour aider au passage des exigences vers les spécifications technologiques, ensuite dans le développement pour consolider les choix techniques et vérifier la robustesse de lois de contrôle et de commande et dans les recherches, pour tester et comparer des solutions alternatives en termes de concepts et de technologies.

## **I.2.1 Stratégies de modélisation**

### ***I.2.1.1 Simplification des modèles***

Il est important de réduire au minimum possible la complexité des modèles sans pour autant réduire leur précision afin de minimiser les temps de simulation, de limiter les instabilités numériques et de rendre les résultats plus aisément interprétables en éliminant les détails de bas niveaux.

Dans cette optique, il est possible de simplifier un modèle en négligeant les effets qui ne sont pas importants pour le phénomène étudié ou ayant peu d'impact par rapport à d'autres phénomènes (par exemple : négliger les pertes de charges régulières dans un système hydraulique dont les canalisations sont tellement enchevêtrées qu'elles provoquent de fortes pertes de charges singulières). Dans certains cas, la création d'agrégations de variables d'état pour en réduire le nombre semble une solution efficace pour simplifier le modèle (par exemple, plutôt que de considérer les différents points chauds d'un fluide, ne prendre en compte que la valeur moyenne de la température). Pour les variables évoluant très lentement au regard de l'échelle de temps, il sera plus simple de les transformer en constante. En ce qui concerne le comportement de composants mécaniques, il est plus simple de les considérer comme étant parfaitement rigides (pas de déformation géométrique ni d'absorption d'énergie par déformation).

Pour éviter les erreurs de modélisation habituelles, il faut faire attention à ne pas oublier les conditions et contraintes établies pour que la simulation soit valide, à ne pas oublier le degré de précision ou de simplification du modèle lors de l'analyse des résultats et à ne pas forcer la réalité dans les contraintes du modèle.

### ***1.2.1.2 Modélisation déductive et inductive***

L'approche déductive ou approche de modélisation physique consiste à déduire le comportement d'un système par l'application de lois naturelles exprimées dans le modèle. Cette approche ne peut être mise en œuvre si certains paramètres cruciaux sont inconnus comme par exemple les pertes de charge dans un système hydraulique de géométrie complexe.

La modélisation inductive est basée sur la mesure des valeurs des paramètres inconnus et vient compléter la modélisation déductive. Cependant, cette méthode est risquée car dépendante des conditions de mesures. C'est cette stratégie de modélisation que nous appliquerons dans la méthode proposée dans ce mémoire à la différence près que nous ne l'utiliserons pas pour déterminer les paramètres inconnus du modèle mais plutôt pour les recaler en comparant les résultats d'une simulation aux mesures expérimentales.

### ***1.2.1.3 Approche traditionnelle***

L'approche traditionnelle de modélisation physique peut être décomposée en 3 phases [9]: l'analyse et structuration des variables, la définition des équations et des fonctions, et la conversion du modèle en un « espace d'états ».

La première phase consiste à identifier les variables ayant un intérêt au regard des résultats souhaités et déterminer leur rôle, leur nature: entrée / sortie / interne, leur impact sur les autres variables et pour finir leur caractère évolutif ou constant au cours du temps.

La deuxième phase tend à déterminer les lois de comportements, les relations envisageables entre les formules suivant la nature des variables manipulées, leurs relations directes ou indirectes à travers des équivalences physiques (formulation énergétique par exemple).

La dernière étape consiste à convertir les ensembles de variables et d'équations en une représentation d'espace d'états en vue d'identifier les variables d'entrée, de sortie et d'état qui devront être gérées par le code de traitement numérique (cette tâche est généralement transparente pour l'utilisateur de logiciel de simulation).

#### ***1.2.1.4 Approche orientée objet***

Cette méthode consiste à modéliser un système de façon structurée, logique et à le hiérarchiser par une approche de haut en bas de façon à rassembler les équations et les variables en blocs, modéliser leurs interactions et les flux en tenant compte de l'aspect séquentiel et temporel.

La méthode de modélisation consiste à définir tout d'abord le système brièvement, son type et ce qu'il fait. La deuxième étape consiste à décomposer le système en composants fonctionnels distincts possédant leurs variables et lois de comportements spécifiques. Après cela, il est nécessaire de définir les interfaces, ou connecteurs ou ports de chaque composant permettant de faire transiter les états des variables, ainsi que les voies de communication et les interactions entre composants au travers de leurs liaisons.

La dernière étape consiste à simplifier le modèle en éliminant les variables ayant peu d'impact sur les résultats recherchés pour alléger la simulation.

#### ***1.2.1.5 Modélisation causale et acausale***

Il existe deux façons de représenter un système physique pour sous forme d'équation. La modélisation causale et acausale.

La modélisation causale spécifie un sens de lecture et d'exploitation des équations alors que la modélisation acausale ne précise pas quelles sont les variables d'entrée ni de sortie d'une équation. Dans le cas d'une modélisation acausale, le choix de ces variables est fait par le solveur du logiciel de simulation au moment de la résolution des équations du système.

Prenons l'exemple d'un moteur/pompe hydraulique pouvant être à la fois moteur et générateur. En modélisation acausale, les débit/pression du moteur/pompe et les couple/vitesse de rotation de son axe peuvent être à la fois des paramètres d'entrée ou de sortie, ce qui reflète la réalité. En effet, si on fournit du débit et de la pression au moteur/pompe, il génère un couple et une vitesse de rotation sur son axe et dans le cas inverse, il génère de la pression et du débit sur son orifice de sortie à partir du couple et de la vitesse de rotation fourni à son axe. Le modèle acausal se comporte de la même manière, il permet même de simuler toutes les combinaisons d'entrées/sorties possibles. Il est par exemple tout à fait envisageable de trouver le couple et le débit à partir de la pression et de la vitesse de rotation si les lois physiques qui régissent le fonctionnement du dispositif le permettent.

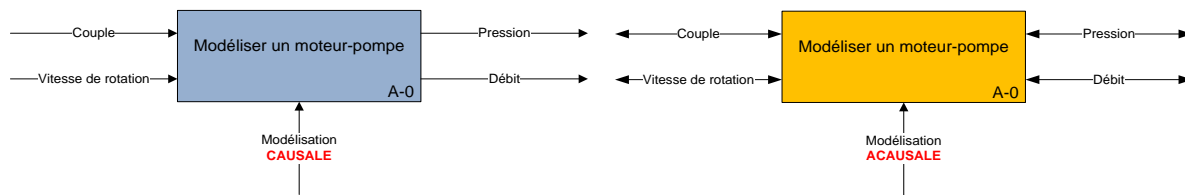


Figure I.1: Illustration des différences entre modèle causal et acausal

Les solveurs des outils de simulation récupèrent les équations acausales et résolvent les systèmes d'équations en combinant les paramètres connus et inconnus de manière causale.

### 1.2.1.6 Processus de Modélisation

Le processus de construction d'un modèle s'opère souvent au travers de deux transformations successives [8]. La première consiste à établir le passage du monde réel vers un modèle conceptuel par un mécanisme d'abstraction, la seconde permet le passage du modèle conceptuel vers un modèle de simulation par un mécanisme d'implémentation.

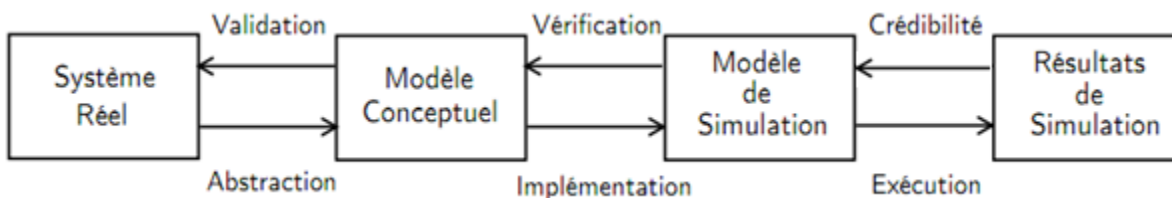


Figure I.2: Processus de construction d'un modèle

### 1.2.1.7 Stratégie de modélisation et de simulation

Les étapes par lesquelles passe le processus de modélisation et de simulation de système en vue d'une optimisation, sont les suivantes (l'ordre n'est pas séquentiel, les étapes interagissent entre-elles à plusieurs niveaux):

- Modélisation du système

Cette étape s'appuie sur un système existant ou sur un système à l'état d'embryon (cahier des charges, analyse fonctionnelle interne, fast, sadt...). Dans le cas d'une modélisation s'appuyant sur un système existant, les paramètres du modèle sont issus de la documentation technique, de mesures conventionnelles ou tridimensionnelles de côtes, et de relevés de signaux à partir de



capteurs. L'expertise métier de l'expert en modélisation et le contexte d'utilisation du système influencent beaucoup le résultat de cette phase. Le choix de l'outil de modélisation est également déterminant, en effet, tous les logiciels ne proposent pas les mêmes bibliothèques de composants et n'ont pas la même ergonomie suivant le cas d'utilisation et le degré de détail requis par l'étude. Le modèle issu de cette étape est souvent imparfait en raison des simplifications opérées (notamment dans le cas 1D) et des imprécisions ou des absences de mesures de certains paramètres du système réel. Dans le domaine hydraulique, par exemple, il est souvent difficile de mesurer les pertes de charges des fluides, les pertes mécaniques liées aux frottements secs et fluides, les pertes par déformation mécanique des canalisations, qui sont essentielles à l'estimation du rendement énergétique local et global.

- Recalage du modèle

Cette étape intervient quand le résultat de modélisation est estimé comme étant imparfait. Le recalage se fait habituellement au regard d'une comparaison des paramètres simulés avec les courbes issus de résultats d'essais. Il est également envisageable de recalibrer les paramètres des modèles en se basant sur des courbes idéales issues du savoir-faire des experts métier ou de résultats d'essais sur des systèmes antérieurs. Cette dernière méthode est la plus difficile à mettre en œuvre car elle demande une très grande connaissance globale du système pour ne pas commettre d'erreur dans la définition des courbes de référence. Le recalage s'appuie sur une comparaison de courbes issues de la simulation avec des courbes issues des essais. Deux types de méthodes sont utilisées pour recalibrer les paramètres : les méthodes déterministes et stochastiques (détaillées dans la section I.2.2 dans ce chapitre). La méthode déterministe s'appuie sur un système d'équations recalibrant les paramètres en tenant compte d'un critère de convergence qui est l'écart mesuré entre les courbes de simulation et celles des essais. Cette méthode est la plus complexe à mettre en œuvre car très dépendante du système étudié et des paramètres à recalibrer. En effet, il est nécessaire de connaître tout le système d'équations qui relie les paramètres aux courbes pour faire varier les paramètres de façon à se rapprocher des critères optimaux. Il faut pour cela une expertise métier très forte. La méthode stochastique donne des résultats moins précis et est relativement plus coûteuse en terme de temps de simulation que la méthode déterministe mais est en revanche adaptée à tous les cas d'études. Cette méthode s'appuie également sur des comparaisons de courbes mais ne nécessite pas de connaître les équations reliant les paramètres aux critères de convergence. En effet, pour simplifier, cette méthode

s'appuie sur le principe de « tir multiple » semi-aléatoire. En effet, un grand nombre de lots de paramètres est simulé et le meilleur candidat est sélectionné et conservé comme modèle idéal (celui qui répond le mieux aux critères de convergence). En dehors de la problématique de recalage, cette méthode peut être intéressante pour identifier des paramètres d'optimisation ayant une répercussion positive sur les résultats de simulation que l'on pourrait qualifier de vecteurs d'optimisation.

- Simulation du modèle

Cette étape consiste à simuler un modèle de façon à récupérer les courbes ou des tables de résultats (pour les systèmes discontinus). Ces résultats sont ensuite exploités pour juger soit de la qualité du modèle en vue d'un recalage, soit pour essayer une nouvelle configuration de paramètres d'un modèle (opération appelée « tuning » de paramètres), soit pour vérifier la faisabilité d'une nouvelle conception.

- Optimisation du système

En changeant de configuration géométrique des composants, en changeant leur ordonnancement, en remplaçant les composants par d'autres systèmes plus performants ou en personnalisant les variables de réglage des composants. Cette étape demande une grande expertise métier pour être menée de façon déterministe. En revanche, il est possible d'utiliser des méthodes stochastiques et heuristiques pour optimiser un système par le biais d'une démarche itérative d'essais/détermination des erreurs/corrections. La difficulté réside alors dans le choix des critères de convergence vers une solution optimale et dans le choix du niveau de détail de l'analyse (local, global ou mixte).

- Validation du nouveau système

Pour cette étape, il est souvent nécessaire d'avoir recours à du prototypage et à des essais physiques au cours desquels les paramètres clés sont mesurés à l'aide de capteurs judicieusement choisis et placés pour ne pas perturber les phénomènes mesurés.

### ***1.2.1.8 Vérification, Validation et Accréditation d'une modélisation et d'une simulation***

De nombreuses études et normes traitent de ces problématiques [3], [12], [18], [21]. Cette démarche se résume généralement par trois processus: Vérification, Validation et Accréditation.

La vérification est le processus permettant de déterminer si l'implémentation d'un modèle et les données qui lui sont associées sont conformes à la description conceptuelle du développeur et à ses spécifications. Après la vérification, il sera nécessaire de passer à la validation. Ce processus permet de déterminer si un modèle et les données qui lui sont associées fournissent une représentation exacte du monde réel dans un contexte d'utilisation donné du modèle. Le 'Simulation Interoperability Organisation Office' [6] propose une liste de caractéristiques traduisant la fidélité d'un modèle: efficacité, erreur, fitness, précision, résolution, sensibilité, tolérance, validité. Les techniques de validation sont résumées et décrites par [22]. Le dernier processus est l'accréditation; c'est la certification officielle qu'un modèle, une simulation, une fédération de modèles et de simulations et les données qui leur sont associées sont acceptables pour un objectif donné.

Ces définitions peuvent être traduites par les questions suivantes :

- Vérification: Ai-je construit le modèle correctement ?
- Validation: Ai-je construit le bon modèle ?
- Accréditation: Puis-je utiliser le modèle ?

La validité d'un modèle peut s'estimer au travers de la notion de fidélité qui permet de démontrer que le modèle et son comportement sont bien une représentation adéquate du système réel et de son comportement à l'égard d'un objectif d'utilisation d'un produit [3]. Le premier aspect de ce critère est de déterminer si le simulateur (modèle exécutable et plateforme d'exécution) permet de réaliser les tests qui sont spécifiés pour atteindre un objectif. Il est alors communément question de cadre expérimental [23]. Au regard des requêtes du cadre expérimental, cela revient à déterminer si le simulateur offre les moyens de contrôlabilité permettant de stimuler les modèles et les moyens d'observabilité permettant l'observation des effets des stimuli d'entrée sur le système. La deuxième difficulté est qu'un modèle d'environnement peut être utilisé dans différentes simulations avec des cadres expérimentaux différents. Le deuxième aspect concerne la pertinence du choix du modèle au regard des objectifs à atteindre. Certains modèles ne décrivent qu'une connaissance partielle du système à un moment donné de son développement et d'autres sont délibérément simplifiés pour satisfaire plus efficacement les objectifs d'utilisation. La pratique la plus commune pour gérer ces problèmes est de comparer les résultats de

l'exécution du modèle abstrait avec ceux du modèle de référence. Cette technique est communément appelée « face validation » [6].

Il faut également s'assurer de l'efficacité du cadre expérimental à satisfaire les objectifs d'utilisation. Ceci se traduit par la vérification qu'un cadre expérimental assure une exploration suffisante du modèle. Si ce n'est pas le cas, cela peut signifier soit que les exécutions non explorées ne sont pas pertinentes et donc que le modèle est trop complexe pour l'objectif, soit que les hypothèses du cadre expérimental sont erronées [1].

## **I.2.2 Méthodes déterministes et stochastiques de recalage et d'optimisation**

L'Optimisation Multidisciplinaire (MDO en anglais) est un domaine d'ingénierie qui utilise des méthodes d'optimisation afin de résoudre des problèmes de conception mettant en œuvre plusieurs disciplines. La MDO permet aux concepteurs d'incorporer les effets de chacune des disciplines en même temps. L'optimum global ainsi trouvé est meilleur que la configuration trouvée en optimisant chaque discipline indépendamment des autres, car l'on prend en compte les interactions entre les disciplines. Cependant cela entraîne un surcoût au niveau du temps calcul et de la complexité du problème. La MDO s'appuie sur deux types de méthodes: les méthodes déterministes et les méthodes stochastiques.

### ***I.2.2.1 Méthodes déterministes***

Les méthodes déterministes se basent sur une théorie selon laquelle la succession des événements et des phénomènes est due au principe de causalité, ce lien pouvant parfois être décrit par une loi physico-mathématique qui fonde alors le caractère prédictif de ces derniers. Cette méthode nécessite une connaissance parfaite de tous les paramètres du mécanisme modélisé et des lois physique qui l'animent. Ces méthodes trouvent vite leurs limites dans le cas de la modélisation de systèmes physiques dont de nombreux paramètres sont difficilement quantifiables ou mesurables. Les méthodes déterministes ne peuvent être recensées puisqu'elles sont spécifiques à chaque système modélisé contrairement à certaines méthodes stochastiques et heuristiques récentes (tels que les algorithmes génétiques) qui sont moins précises mais plus génériques.

Les méthodes déterministes les plus employées sont celles des algorithmes à base de gradient. Ces méthodes reposent sur des algorithmes itératifs basés sur une fonction objective, il existe différents types : Conjugate gradient, Adjoint equation, Newton's method, Steepest descent, Sequential quadratic programming, Hooke-Jeeves pattern search, Nelder-Mead method, etc.

- Méthode du gradient conjugué

La méthode du gradient conjugué est un algorithme utilisé pour résoudre des systèmes d'équations linéaires dont la matrice est définie positive (et par conséquent symétrique). Cette méthode est basée sur des itérations successives pour converger en un nombre fini de boucles (maximum égal à la dimension du système linéaire). Toutefois, son grand intérêt pratique du point de vue du temps de calcul provient d'une initialisation astucieuse (phase appelée « pré-conditionnement ») qui permet d'aboutir en seulement quelques passages à une estimation très proche de la solution exacte, et c'est pourquoi en pratique on se borne à un nombre d'itérations bien inférieur au nombre d'inconnues. Le pré-conditionnement étant spécifique à chaque système d'équation étudié et requérant une forte connaissance mathématique, cette méthode est difficilement automatisable. La méthode à base de gradient peut être utilisée pour résoudre des problèmes d'optimisation non-contrainte tels que la minimisation de l'énergie [11]. La méthode du gradient bi-conjugué fournit une généralisation pour les matrices non symétriques et il existe également des méthodes à base de gradient fonctionnant avec des équations non linéaires.

- Méthode de Newton

La méthode de Newton ou méthode de Newton-Raphson est une méthode numérique itérative de résolution numérique des équations du type  $f(x)=0$ . Elle repose sur la méthode du point fixe avec une fonction qui dépend de la dérivée de  $f$ .

Formellement, la méthode part d'un point  $x_0$  appartenant à l'ensemble de définition de la fonction et construit la suite par récurrence:

$$x_{k+1} = x_k - \frac{f(x_k)}{f'(x_k)} \quad (1)$$

Où  $f'$  désigne la dérivée de la fonction  $f$ . Le point  $x_{k+1}$  est bien la solution de l'équation affine

$$f(x_k) + f'(x_k)(x - x_k) = 0 \quad (2)$$

La méthode de Newton est illustrée dans la figure I.3.

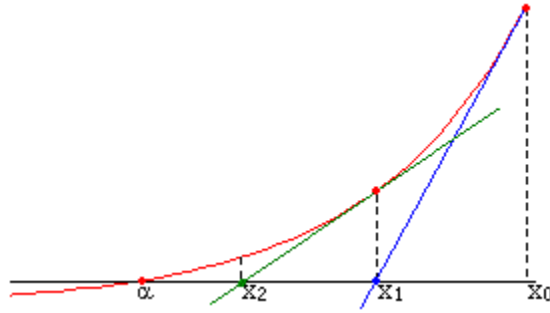


Figure I.3: Illustration de la méthode de Newton

- Direction de descente

Le gradient joue un rôle essentiel en optimisation. Dans ce cadre, il est important d'analyser le comportement de la fonction objectif dans certaines directions telles que les descentes.

Partant d'un point  $x_0$  arbitrairement choisi, un algorithme de descente va chercher à générer une suite d'itérés ( $x_k$ ).

Si  $f$  est différentiable en un point  $x \in \mathbb{R}^n$ , alors pour tout  $d \neq 0$ ,  $f$  admet une dérivée dans la direction  $d$  en  $x$  et:

$$df(x;d) = Df(x)(d) = \nabla f(x)^T d \quad (3)$$

Par contre la réciproque est fautive, la dérivabilité selon tout vecteur en  $x$  n'implique pas nécessairement que  $f$  est différentiable en  $x$ .

La dérivée directionnelle donne des informations sur la pente de la fonction dans la direction  $d$ , tout comme la dérivée donne des informations sur la pente des fonctions à une variable. En particulier :

- si  $d^*f(x;d) > 0$  alors  $f$  est croissante dans la direction  $d$ .
- si  $d^*f(x;d) < 0$  alors  $f$  est décroissante dans la direction  $d$ .

Dans ce dernier cas, on dira que  $d$  est une direction de descente de  $f$ .

D'après la caractérisation de la descente présentée ci-dessus, il s'agit donc à chaque itération  $k$ , de trouver un point  $x_{k+1}$  dans une direction  $d$  vérifiant :

$$\nabla f(x_k)^T d < 0$$

### 1.2.2.2 Méthode stochastique et heuristique

Les variations de comportement des systèmes sont inhérentes aux hétérogénéités des caractéristiques des matériaux, des conditions de chargement, de la précision des modèles

numériques, des propriétés géométriques, de la précision de fabrication, de l'usage du produit, etc. Appliquer une optimisation déterministe sans incorporer l'incertitude peut conduire à des conceptions non optimales présentant des risques d'avaries lors de leur utilisation dans des contextes et environnements imparfaits.

De ce constat, sont nées les méthodes stochastiques et heuristiques, appelées aussi méthodes d'optimisation probabiliste ou optimisation robuste [20]. Ces méthodes ont été développées pour prendre en compte l'incertitude et l'aléatoire à travers une modélisation statistique et une analyse probabiliste afin d'optimiser un système ou de trouver une solution approchée à un problème. Ces approches complètent les approches déterministes mais requiert de grandes ressources informatiques pour être traitées. En effet, elles s'appuient des algorithmes itératifs testant de façon aléatoire de nombreuses configurations de paramètres au regard de critères de performance. L'avènement des nouveaux moyens matériels et logiciels de calcul parallélisé haute performance a fortement accru l'utilisation des méthodes stochastiques.

Les méthodes d'optimisation stochastiques les plus représentatives vis-à-vis de l'étude menée sont les suivantes :

- Méthode de Monte Carlo [15]
- Algorithmes basés sur le principe de l'évolution :
  - Les algorithmes génétiques de Holland [10; 133]
  - Les algorithmes mimétiques [17, 14]
- Les méthodes réactives de recherche d'optimisation :
  - Le recuit simulé [5, 13]
  - Recherche Tabou [5]
  - Méthode de l'entropie croisée [19]

- La méthode de Monte Carlo

La méthode de Monte Carlo désigne toute méthode visant à calculer une valeur numérique en utilisant des procédés aléatoires, c'est-à-dire des techniques probabilistes. Le nom de ces méthodes, fait allusion aux jeux de hasard pratiqués à Monte-Carlo [15].

Cette méthode pourrait être utilisée en matière de recalage afin de trouver une valeur approximative des paramètres inconnus du modèle. La méthode de simulation de Monte-Carlo pourrait également être utilisée dans le domaine de l'optimisation d'un modèle. En effet, elle permettrait d'introduire une approche statistique du risque dans un choix de nouveaux paramètres de réglage d'un système. Elle consisterait à isoler un certain nombre de variables-clés du système, tels que le rendement ou les pertes de charge, et à leur affecter une distribution de probabilités. Pour chacun de ces facteurs, un grand nombre de tirages aléatoires serait effectué dans les distributions de probabilité déterminées précédemment (zone de définition), afin de trouver la probabilité d'occurrence d'une amélioration des résultats. L'utilité des méthodes de Monte Carlo repose sur leur capacité de résoudre des problèmes mathématiques ou physiques complexes, auxquels les calculs analytiques ou numériques ne peuvent apporter de solution. Cependant l'inconvénient majeur des simulations Monte-Carlo réside dans le temps de calcul important qu'elles nécessitent.

- Les algorithmes génétiques

Les algorithmes génétiques sont une des méthodes stochastiques (aléatoires) et heuristiques (approximatives) les plus utilisées. Ils appartiennent à la famille des algorithmes évolutionnistes. Leur but est d'obtenir une solution approchée à un problème d'optimisation, lorsqu'il n'existe pas de méthode déterministe (ou que la solution est inconnue) pour le résoudre en un temps raisonnable. Les algorithmes génétiques utilisent la notion de sélection naturelle et l'appliquent à une population de solutions potentielles au problème donné au regard de critères de performance. La solution est approchée par « bonds » successifs (pour plus de détails, se référer au chapitre II.4).

- Les algorithmes Mimétiques

Ces algorithmes sont une évolution des algorithmes génétiques. Leur particularité réside dans le fait qu'ils appliquent des mécanismes d'apprentissage à certains membres de la population générée aléatoirement afin de les améliorer en vue des objectifs à atteindre. Les membres ainsi améliorés sont ensuite réintroduits dans le cycle de l'algorithme génétique. Ce mécanisme améliore la rapidité de convergence mais impose l'emploi de méthodes déterministes d'apprentissage adaptées à chaque situation.



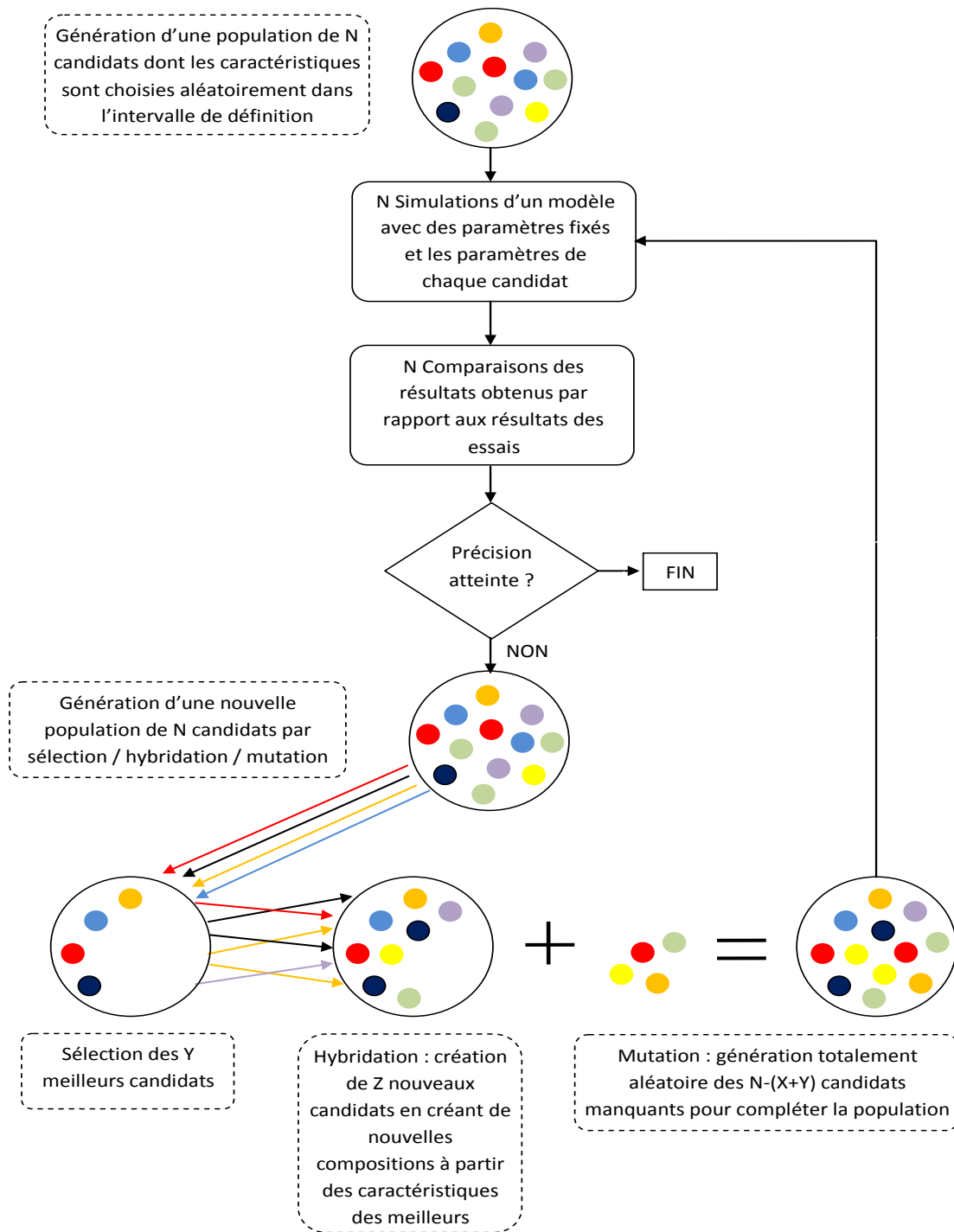


Figure I.4: Déroulement d'un algorithme génétique standard

- Le recuit simulé

Cette approche pourrait être très intéressante dans le domaine de l'optimisation énergétique de système. Le recuit simulé est le résultat d'expériences réalisées par une entreprise de métallurgie

dans les années 50 pour simuler l'évolution de ce processus de recuit physique. En revanche, l'utilisation de recuit simulé pour la résolution des problèmes d'optimisation combinatoire est beaucoup plus récente et date des années 80. La structure de configuration compliquée d'un espace de recherche d'un problème difficile donné a conduit des chercheurs de la société IBM à proposer en 1983 une nouvelle méthode itérative qui permet d'éviter les minima locaux [13 ; 4 85 ; 2 ; 7 ; 7]. Les minima locaux sont très dangereux en simulation stochastique car ils peuvent fausser complètement une simulation. En effet, pour faire une analogie, minimiser localement la consommation énergétique d'un composant ne va pas systématiquement avoir une influence positive sur le rendement global d'un système.

L'algorithme du Recuit Simulé permet de résoudre le problème de minimum local. En effet, contrairement à la méthode du Gradient, un nouveau trajet de coût supérieur à celui du trajet courant ne sera pas forcément rejeté, son acceptation sera déterminée aléatoirement en tenant compte de la différence entre les coûts des autres solutions proches ainsi que d'un autre facteur appelé « température ». Le coût désigne le critère d'élimination des candidats, ce coût peut être à titre d'exemple la perte énergétique générée par un composant d'un système. Le paramètre "température", sert à prendre en compte le fait que plus le processus d'optimisation est avancé, moins on est prêt à accepter une solution plus coûteuse, ou alors, elle ne doit pas être trop coûteuse. Par contre, au début, l'acceptation de solutions fortement coûteuses permettra de mieux explorer tout l'espace des solutions possibles et par là-même, d'accroître les chances d'approcher le minimum global.

Les paramètres de la simulation de recuit simulé sont les suivants :

- Température (T): joue un rôle important. À haute température, le système est libre de se déplacer dans l'espace des solutions (proche de 1) en choisissant des solutions ne minimisant pas forcément l'énergie du système. À basse température, les modifications baissant l'énergie du système sont choisies, mais d'autres peuvent être acceptées, empêchant ainsi l'algorithme de tomber dans un minimum local.
- Équilibre statistique: détermine le moment où l'on va changer de température, c'est à dire le nombre d'itérations que l'on va faire à la même température.
- Gel du système: signale la fin du traitement et correspond au fait qu'aucune transformation n'est plus acceptable.

- La recherche TABOU

Cette méthode consiste à explorer le voisinage d'une solution non optimale d'un problème d'optimisation (trouvée aléatoirement) afin d'identifier une solution proche qui minimise la solution objective. Pour éviter de s'arrêter sur un minimal local, l'algorithme heuristique se doit d'avoir de la mémoire : le mécanisme consiste à interdire (d'où le nom de tabou) de revenir sur les dernières solutions explorées [5]. Les solutions déjà explorées sont conservées dans une file FIFO (appelée souvent liste tabou) d'une taille donnée, qui est un paramètre ajustable de l'heuristique. Cette pile doit conserver des solutions complètes, ce qui dans certains types de problèmes, peut nécessiter l'archivage d'une grande quantité d'informations. Cette difficulté peut être contournée en ne gardant en mémoire que les mouvements précédents, associés à la valeur de la fonction à minimiser.

- Méthode de l'entropie croisée

La méthode d'Entropie Croisée (EC) ou Cross Entropy est une approche Monte Carlo pour l'optimisation combinatoire et continue. Cette méthode favorise l'occurrence d'évènements rares en procédant à un changement de la loi de tirage.

L'objet de la méthode EC est de "déformer" la variable aléatoire jusqu'à obtenir quelque chose de très "resserré" autour de l'optimum du problème. La valeur optimale a alors une forte probabilité d'être tirée. La méthode EC implique un processus itératif où chaque itération peut être décomposée en deux phases :

- Génération aléatoire d'un échantillon d'information selon un mécanisme bien déterminé.
- Mise à jour de paramètres de la génération aléatoire. Cette phase implique la minimisation selon le principe d'entropie croisée ou la divergence de Kullback Leiber.

La méthode EC est une méthode d'optimisation stochastique basée sur le principe d'échantillonnage préférentiel (figure I.5). Le principal inconvénient qu'elle présente est le temps de calcul important.

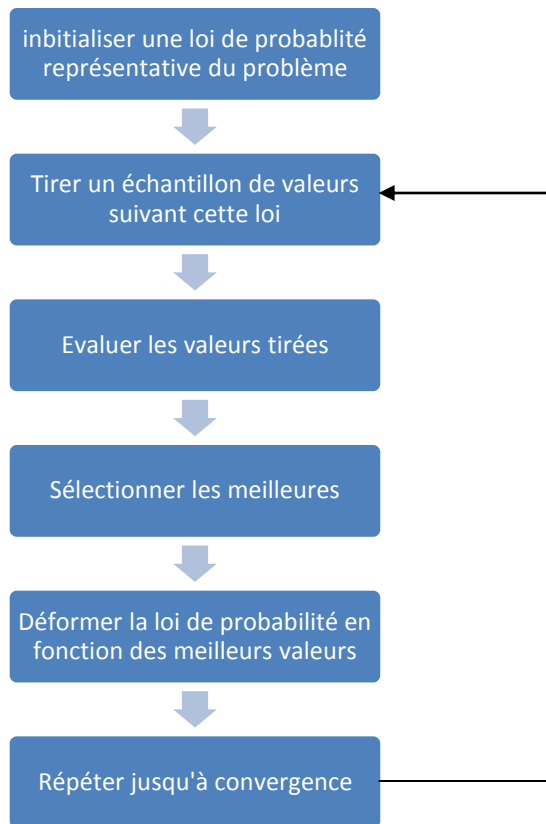


Figure 1.5: Principe itératif de l'entropie croisée

### ***1.2.2.3 Méthode combinée***

Dans la modélisation de systèmes multi-physiques dont beaucoup de paramètres sont inconnus, il convient d'utiliser des méthodes non-déterministes combinées à des méthodes déterministes. En effet, les méthodes non-déterministes permettent d'estimer des paramètres inconnus ou d'en préciser leurs valeurs pour ensuite les intégrer aux calculs déterministes. A titre d'exemple, il est possible d'estimer les pertes de charge locales et globales d'un système hydraulique au moyen d'un algorithme génétique et d'essais physiques, pour ensuite les prendre en compte dans le modèle déterministe.

## **1.3 Conclusion**

Les travaux de recherche dans cette thèse s'inscrivent dans le cadre d'une collaboration entre le LISV et le CETIM. Suite à un recensement des besoins industriels, ces travaux se sont orientés vers le domaine des engins mobiles, et plus précisément les pelleteuses. Au sein du CETIM, un banc d'essai représentatif de la fonction de rotation d'une mini pelle Volvo E25 a été mis en

œuvre. Les essais menés sur ce banc d'essai nous ont permis d'obtenir des mesures expérimentales reflétant le véritable fonctionnement de la fonction de rotation de la tourelle qui nous ont servis lors les phases de test de la méthode présentée dans le chapitre II et III.

Dans la deuxième partie de ce chapitre nous avons présenté une synthèse non exhaustive des pratiques et stratégies de modélisation et d'optimisation les plus couramment employées. En premier lieu, les différentes approches de modélisation, telles la modélisation déductive et inductive, l'approche traditionnelle, l'approche orientée objet, une mise en garde pour éviter les erreurs de modélisation, la modélisation causale et acausale, la stratégie de modélisation et la validation et les méthodes de simplification de modèles ont été évoquées. Ensuite, les méthodes de recalage et d'optimisation ont fait l'objet d'une étude ciblée visant à améliorer le processus de conception. Suite à cela, deux méthodes de recalage et d'optimisation ont été présentées: les méthodes déterministes et les méthodes stochastiques.

L'application des méthodes numériques stochastiques standards présente certains risques tels que l'obtention d'une solution optimale locale et non pas globale et nécessitent de réaliser de nombreux calculs. Par conséquent, il semble important de trouver une méthode stochastique alternative plus efficace et plus précise. L'algorithme génétique présente un outil puissant pour résoudre les problèmes d'optimisation vu sa capacité à être automatisé, sa grande robustesse et sa faculté de trouver une solution optimale globale. Cet algorithme est basé sur des théories probabilistes plutôt que sur des règles de sélections déterministes. Il diffère des autres techniques de recherche notamment en ce qui concerne la détermination de la solution la plus représentative de la réalité parmi une population de valeurs de paramètres. Cependant, dans sa configuration habituelle, cet algorithme demande de nombreuses itérations de calcul pour converger, c'est pourquoi nous proposons dans ce mémoire un algorithme plus structuré, mettant en œuvre une analyse de sensibilité et de covariance, dont la convergence est plus rapide et la précision plus importante. Cet algorithme sera appliqué à des problématiques de recalage de modèles et d'optimisation de systèmes.

## **Chapitre II**

### **Méthode globale optimisée d'identification des paramètres difficilement quantifiables des systèmes multi-physiques**

La modélisation du comportement physique de tout système multi physique nécessite habituellement la définition d'un grand nombre de paramètres. Idéalement, les valeurs de ces paramètres sont établies par des mesures directes ou indirectes, ce qui n'est pas possible dans la plupart des cas [24] [25]. Dans ce chapitre, nous présentons une méthode de recalage de tout système multi physique. Comme application, nous étudions les circuits hydrauliques des engins de chantier de forte puissance. En général, ces circuits tels que les pelleteuses sont caractérisés par plusieurs paramètres difficilement quantifiables. D'autant plus que certains paramètres varient en fonction du temps, des températures internes et externes, et de la consommation énergétique du système tels que les rendements des composants, la viscosité du fluide, les géométries et dimensions des composants mécaniques qui changent avec l'usure, etc. Par ailleurs, les valeurs de ces paramètres représentent habituellement les valeurs locales et non globales. Ces dernières sont normalement identifiées par l'étude de chaque composant à part, et ne tiennent pas en compte des interactions entre les constituants du système et leurs influences réciproques. Ainsi, ces valeurs ne représentent plus le véritable fonctionnement du système d'un point de vue global.

De fait, il devient nécessaire de trouver une solution pour compenser les imprécisions en identifiant les valeurs inconnues des paramètres qui ne peuvent pas être facilement mesurées. Ces inconnues doivent être estimées sur la base du processus de recalage de modèle. Par définition, la méthode de recalage permet de déterminer les valeurs inconnues des paramètres du modèle sur la base de mesures expérimentales, et de connaissances préalables [25]. Cette méthode est normalement effectuée en utilisant la notion d'optimisation. Elle est réalisée en analysant et en ajustant les paramètres du modèle numérique de telle façon que les valeurs physiques mesurées expérimentalement et celles issues de la simulation numérique correspondent fidèlement. En d'autres termes, cette méthode permet de déterminer les valeurs inconnues des paramètres qui minimisent l'écart entre les sorties physiques simulées et expérimentales.

Le recalage de modèle est une nécessité pour de nombreuses raisons: tout d'abord pour modéliser un fonctionnement du système représentatif de la réalité, pour améliorer l'efficacité du système, pour améliorer sa régulation et pour simuler le système en réponse aux commandes de l'opérateur. Généralement, les valeurs inconnues des paramètres d'un système sont calibrées en résolvant un problème d'optimisation sous contrainte pour lequel une Fonction Objective (FO) doit être minimisée ou maximisée. Dans notre cas, la FO est en partie définie comme étant la somme des carrés des différences entre les résultats expérimentaux et simulés. Cette fonction doit être réduite au minimum de sorte que les sorties de simulation convergent vers les sorties expérimentales. Le calcul de la FO être exprimé comme suit (1):

$$FO = \frac{1}{s} * \sum_{k=0}^s \left( \frac{1}{n} * \sqrt{\sum_{i=0}^n \frac{(X_{sim}^{ki} - X_{exp}^{ki})^2}{(X_{exp}^{ki})^2}} \right) \quad (1)$$

Où  $s$  est le nombre total de sorties de simulation évaluées,  $n$  est le nombre total de pas de simulation,  $X$  est la sortie physique mesurée telle que la pression, le débit, le déplacement, la vitesse, l'accélération, etc.),  $X_{sim}^{ki}$  est la valeur simulée de la  $k^{ième}$  sortie de simulation au  $i^{ième}$  pas de simulation et  $X_{exp}^{ki}$  est la valeur expérimentale de la  $k^{ième}$  sortie de simulation au  $i^{ième}$  pas de simulation.

Cette FO est soumise à deux contraintes:

1) Une contrainte d'inégalité: les paramètres calibrés sont bornés comme suit (2)

$$O_{i \min} \leq O_i \leq O_{i \max} \quad (2)$$

Où  $O_i$  est le  $i^{ième}$  paramètre calibré,  $O_{i \min}$  et  $O_{i \max}$  sont respectivement les bornes inférieure et supérieure de  $O_i$ .

2) Une contrainte d'égalité: la variation de la courbe de la sortie physique varie en fonction du temps et des valeurs des paramètres calibrés tel que(3):

$$(X_1, \dots, X_k) = f(O_1, \dots, O_i, t) \quad (3)$$

Où  $X_k$  est la  $k^{ième}$  sortie physique,  $O_i$  est le  $i^{ième}$  paramètre calibré et  $t$  est le temps.

Dans ce chapitre, nous présentons une méthode globale qui tend à recalculer tout circuit hydraulique. Cette méthode est nommée " Méthode d'Optimisation Globale pour la Calibration des Paramètres " (MOGCP). Pour plus de précision, d'efficacité avec le minimum de temps de

calcul et donc de coût de simulation, nous supposons que cette dernière doit respecter trois spécifications. Les spécifications sont présentées dans la section ci-dessous.

## **II.1 Spécifications la solution recherchée**

La solution recherchée doit respecter les conditions suivantes [50]:

- 1) Simplicité et utilisation de logiciel de simulation
- 2) Globalité
- 3) Efficacité et précision avec le minimum de calcul.

Cette section est divisée en trois parties, où chaque partie présente une de ses spécifications.

### **II.1.1 Condition 1: Simplicité et utilisation de logiciel de simulation**

Les systèmes hydrauliques des engins de chantier sont des circuits complexes, multi-domaines et non linéaires. C'est pour cette raison qu'il est nécessaire de chercher la méthode de recalage de modèle la plus simple et automatique pour pouvoir calculer la FO et résoudre ce problème d'optimisation. Depuis quelques temps, suite au développement de l'ingénierie assistée par ordinateur et des techniques de réalité virtuelle, plusieurs logiciels proposent des bibliothèques de composants de tous les domaines de la physique. Ces composants sont prédéfinis, prêts-à-utiliser et permettent de créer rapidement des modèles multi-physiques afin d'en simuler le comportement. Ces logiciels constituent un nouvel outil utilisé pour réduire le temps de développement des produits et pour relever les défis de la conception complexe. Ainsi, la simulation est progressivement devenue un outil essentiel de l'ingénierie et un moyen intéressant pour développer une excellente compréhension du comportement dynamique des systèmes [26]. De ce fait, la solution recherchée doit profiter du potentiel de ces logiciels de simulation.

### **II.1.2 Condition 2: Globalité**

Une fois le système modélisé sur un logiciel de simulation, l'étape suivante consiste à passer à la recherche d'une solution d'optimisation globale. Cette solution doit pouvoir être couplée avec le logiciel de simulation. De plus, elle doit résoudre le problème d'optimisation sous contraintes en identifiant toutes les valeurs inconnues des paramètres du système étudié tout en respectant son fonctionnement réel et l'interaction entre ses composants. Habituellement, le problème d'optimisation sous contraintes est résolu par le biais de méthodes numériques.



La littérature est riche dans ce domaine, à titre d'exemples, les deux premiers axes d'un robot Mitsubishi PA-10 sont recalés en utilisant la méthode du maximum de vraisemblance (ML) [28]. Dans plusieurs études [29] et [30], l'ensemble minimal de paramètres inertiels d'un robot de production en série est déterminé en appliquant une méthode directe. Dans [31], un montage expérimental pour déterminer les paramètres d'inertie d'un corps rigide est présenté. Dans [27], les paramètres de robot manipulateur à commande hydraulique sont estimés par le biais de la loi du gradient. Dans [32], une description de l'approche d'identification du vecteur de paramètres de base d'un Siemens Manutec-R15 manipulateur est exposée. Des travaux expérimentaux sur l'identification de la dynamique des manipulateurs en utilisant une excitation périodique sont présentés dans [33]. Dans [34], des résultats expérimentaux sur l'identification de la dynamique des manipulateurs pour une pelle Caterpillar 215B en utilisant la méthode des moindres carrés (Least Squares - LS) sont décrits. Dans [35], la méthode LS est utilisée pour calibrer les paramètres d'une mini-pelleteuse. Dans [36], une méthode d'estimation des paramètres gravitationnels pour une mini-pelleteuse Takeuchi TB035 à l'aide de la méthode de (LS) est présentée. Dans [37], la méthode de Newton généralisée (GNM) pour identifier les paramètres d'une pelleteuse de grande dimension est appliquée.

Toutefois, l'application des méthodes numériques présente certains inconvénients tels que l'obtention d'une solution optimale locale et non pas globale. En effet, le choix du point de départ est déterminant, s'il est mal sélectionné, il est possible de tomber sur un extremum local [26]. Étant donné que les circuits hydrauliques des engins de forte puissance sont multi-domaines, complexes et non linéaires, la résolution du problème d'optimisation sous contraintes par des méthodes numériques n'est pas simple et nécessite beaucoup de calculs. En fait, le calcul d'une solution globale qui converge rapidement et de façon automatique semble être compliqué, notamment en respectant la première spécification (l'utilisation des logiciels de simulation). Par conséquent, il est important de trouver une méthode alternative, efficace, plus précise et qui pourrait être couplée avec un logiciel de simulation. Avec le développement de l'ingénierie multi-physique notamment dans les domaines de la mécatronique et de la robotique, l'optimisation est devenue une problématique très vaste qui s'applique à des systèmes de plus en plus complexes. C'est ce qui a en partie conduit à l'émergence de méthodes numériques stochastiques tels que l'Algorithme Génétique (AG) [38] [10]. L'AG, appliqué à l'identification des valeurs inconnues des paramètres d'un système, est une solution efficace pouvant être mise

en œuvre pour résoudre les problématiques de recalage de modèle [39], [40], [41], [42], [43], [44], [45], [46] et [47]. Cette solution diffère des autres techniques de recherche notamment en ce qui concerne la détermination de la solution la plus représentative de la réalité parmi une population de valeurs de paramètres. En effet, elle est basée sur des théories probabilistes plutôt que sur des règles de sélections déterministes. L'AG est un outil puissant pour résoudre les problèmes d'optimisation vu sa capacité à être automatisé, sa grande robustesse et sa faculté de trouver une solution optimale globale [24]. De plus, il peut être naturellement couplé avec un logiciel de simulation [26]. Par conséquent, nous considérons que la méthode d'optimisation idéale pour notre problématique est l'AG. Cette solution respecte la première et deuxième condition du cahier des charges. Elle est simple, globale et peut être couplée avec un logiciel de simulation.

### **II.1.3 Condition 3: Efficacité et précision avec le minimum de calcul**

Pour pouvoir calculer la FO, il est essentiel de mesurer les sorties physiques du système étudié. La troisième condition du cahier des charges consiste à chercher une solution précise nécessitant un minimum de calcul et de mesure. Étant donné qu'il est très coûteux d'avoir recours à des mesures expérimentales du fait de la nécessité d'instrumenter un dispositif existant ou de le reproduire dans un laboratoire, la méthode proposée doit être un compromis entre le nombre, le coût, le positionnement des capteurs, et l'exactitude des résultats attendus. Sans compter que le caractère intrusif des capteurs peut perturber la mesure, il est donc essentiel d'en limiter le nombre. Dans cet objectif, nous avons opté pour la mise en œuvre d'une analyse de sensibilité [48] aux sorties physiques afin d'identifier celles qui sont les plus influencées par les paramètres dont l'AG identifiera les valeurs recalées. Ainsi, seules les sorties influencées devront être équipées de capteurs afin d'obtenir les courbes expérimentales de référence de l'AG.

Suite aux trois conditions décrites ci-dessus, nous proposons une méthode de recalage de modèle, la MOGCP [50], basée sur le couplage d'une méthode d'optimisation, l'AG, avec un logiciel de simulation. L'AG aura pour rôle de minimiser la différence entre les sorties physiques expérimentales et celles issues de la simulation avec comme critère de convergence la FO. Dans ce processus, l'AG génère aléatoirement une valeur pour chaque paramètres à recalculer, les injecte ensuite dans le modèle du logiciel de simulation, qui à son tour renvoie les sorties physiques du système à l'AG et le processus se répète ainsi jusqu'à l'obtention de la valeur d'arrêt de la FO qui

certifie que le modèle est recalé [49]. Le fonctionnement de l'AG est décrit dans le chapitre II.2. Afin de réduire le nombre de sorties physiques calculées dans la FO, nous proposons de compléter le mécanisme de recalage de modèle à base d'AG par une analyse de sensibilité qui sera décrite plus loin dans ce mémoire. Ainsi, la méthode proposée est simple à mettre en œuvre et permet de recalculer globalement le modèle.

## **II.2 Algorithme Génétique**

Le principe de recalage de modèle consiste à implémenter des interfaces interactives entre le système modélisé sur un logiciel de simulation et les valeurs de paramètres générés par l'AG. Cette interaction se réalise en plusieurs étapes. En premier lieu, le circuit est modélisé dans un logiciel de simulation. Ensuite l'expert en simulation détermine les intervalles de valeur des paramètres par son savoir-faire ou par le fruit de connaissances obtenues par des expériences antérieures. Puis ces intervalles sont implémentés dans le code de l'AG. L'expert implémente également dans le programme la condition d'arrêt de la FO qui représente le seuil de précision de recalage souhaité. Ce seuil est le ratio moyen entre les valeurs simulées numériquement et celles mesurées expérimentalement (voir équation (1)). L'expert implémente également dans le programme une autre condition d'arrêt: le nombre maximum d'itérations de l'AG. Ce critère est important en cas de convergence trop lente afin de limiter le temps de simulation et pouvoir redéfinir des intervalles qui amélioreront la vitesse de calcul. Après cela, le programme de l'AG est exécuté et fournit les valeurs inconnues des paramètres au modèle du logiciel de simulation qui ensuite effectue un calcul. Après avoir réalisé une simulation, les sorties physiques numériques telles le débit, la pression, le déplacement, et la vitesse sont transmises au programme de l'AG qui calcule la FO et vérifie que la condition d'arrêt n'est pas atteinte. Cet échange est répété tant que les critères d'arrêt ne sont pas satisfaits. Ces critères d'arrêt sont définis comme un nombre limité de générations ou bien comme une erreur tolérée prédéfinie.

Le principe d'échange entre le programme de l'AG, l'interface et le logiciel de simulation de la MOGCP est représenté dans les deux figures ci-dessous (figure II.1 et figure II.2).

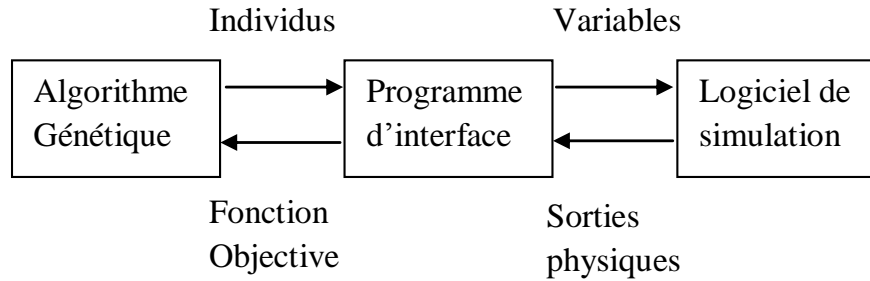


Figure II.1: Principe de MOGCP basé sur l'échange entre l'AG et un logiciel de simulation

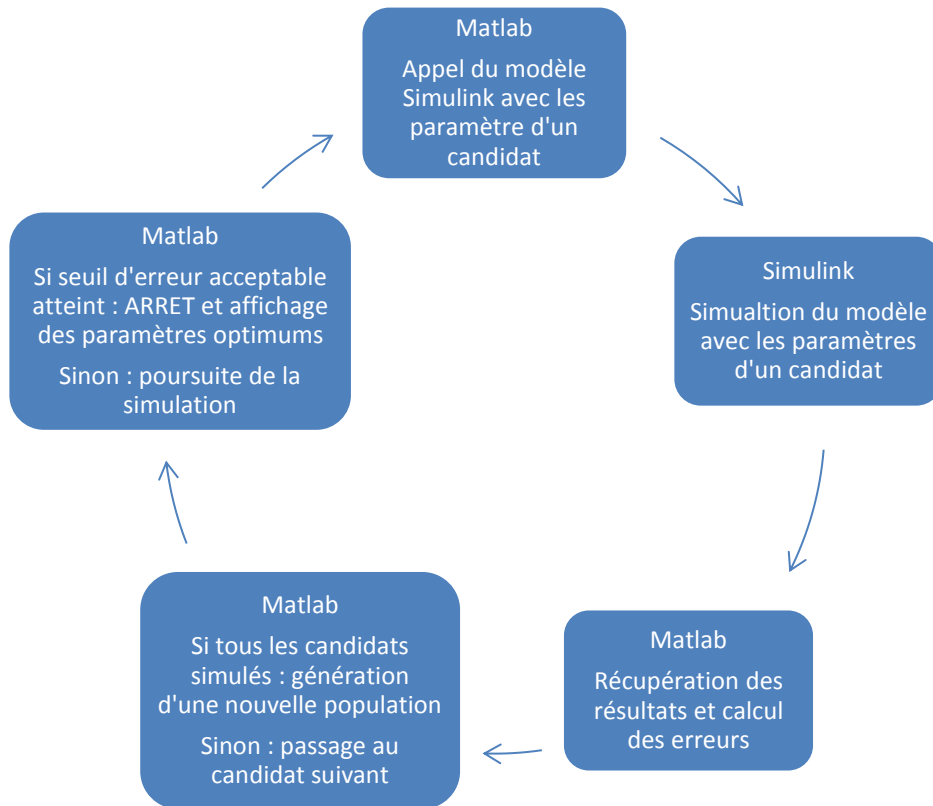


Figure II.2: Échanges logiciels basés sur la suite Matlab

La notion d'individu (ou de candidat) présenté dans la figure I.1 est un vocabulaire propre au principe d'AG et désigne ici un jeu de valeur de paramètres qui seront utilisés par le logiciel de simulation.

Afin de vérifier l'efficacité de la MOGCP, nous proposons de l'appliquer théoriquement sur un cas d'étude. Tout d'abord, nous modélisons le circuit étudié dans un logiciel de simulation. Nous considérons, dans un premier temps que toutes les valeurs des paramètres de ce modèle de circuit sont connues. Après, nous appliquons un scénario représentatif du fonctionnement réel du circuit

en question. Ce scénario est utilisé pour générer des sorties physiques numériques théoriques. Cette première simulation servira de référence à celles qui vont suivre.

Ensuite, nous utilisons le même scénario pour simuler le fonctionnement du même circuit. Mais cette fois ci, nous considérons que certaines valeurs des paramètres de ce modèle de circuit sont des inconnues. Les sorties physiques générées les simulations suivantes seront comparées à celles obtenues par la première simulation de référence. Ainsi, il y aura un écart entre les sorties issues des simulations avec valeurs de paramètres inconnues et la simulation de référence. L'AG servira à ajuster les valeurs des paramètres de sorte à se rapprocher automatiquement des résultats de la simulation de référence.

Grâce à cette comparaison, les valeurs inconnues des paramètres à recalculer fournies par l'AG sont évaluées et affinées à chaque itération. En répétant ce cycle plusieurs fois, les sorties physiques issues des simulations itératives convergent vers celles issues de la simulation de référence. Ainsi, les valeurs des paramètres à recalculer seront déterminées de la même manière que si le processus avait été basé sur des mesures expérimentales.

Les étapes suivies par l'AG sont représentées dans l'organigramme dans la figure II.3. Le processus se déroule comme suit :

1. Générer une population de candidats dans laquelle le candidat est un ensemble de valeurs de paramètres tirées au sort dans des intervalles prédéfinis au début de la simulation. Où  $n$  représente le nombre de candidats dans une population.
2. Lancer plusieurs simulations du circuit modélisé en y injectant les valeurs des paramètres attribués à un candidat. Chaque simulation constitue une itération. Dans chaque itération, un candidat différent est testé.
3. Calculer la valeur de la FO de chaque candidat en comparant les sorties physiques expérimentales ou de la simulation de référence avec celles issues des simulations itératives.
4. Classer les candidats par ordre croissant de valeurs de FO.
5. Créer une nouvelle population en sélectionnant les candidats ayant les plus petites valeurs de FO et en utilisant des opérations de sélection, croisement et de mutation (ces mécanismes sont décrits plus loin dans le mémoire).

6. Répéter les étapes 2, 3, 4, 5 jusqu'à atteindre les conditions d'arrêt : seuil d'erreur globale toléré ou jusqu'à ce que le nombre de génération atteint une valeur prédéfinie  $N$  afin de limiter le temps de calcul en cas de non convergence.

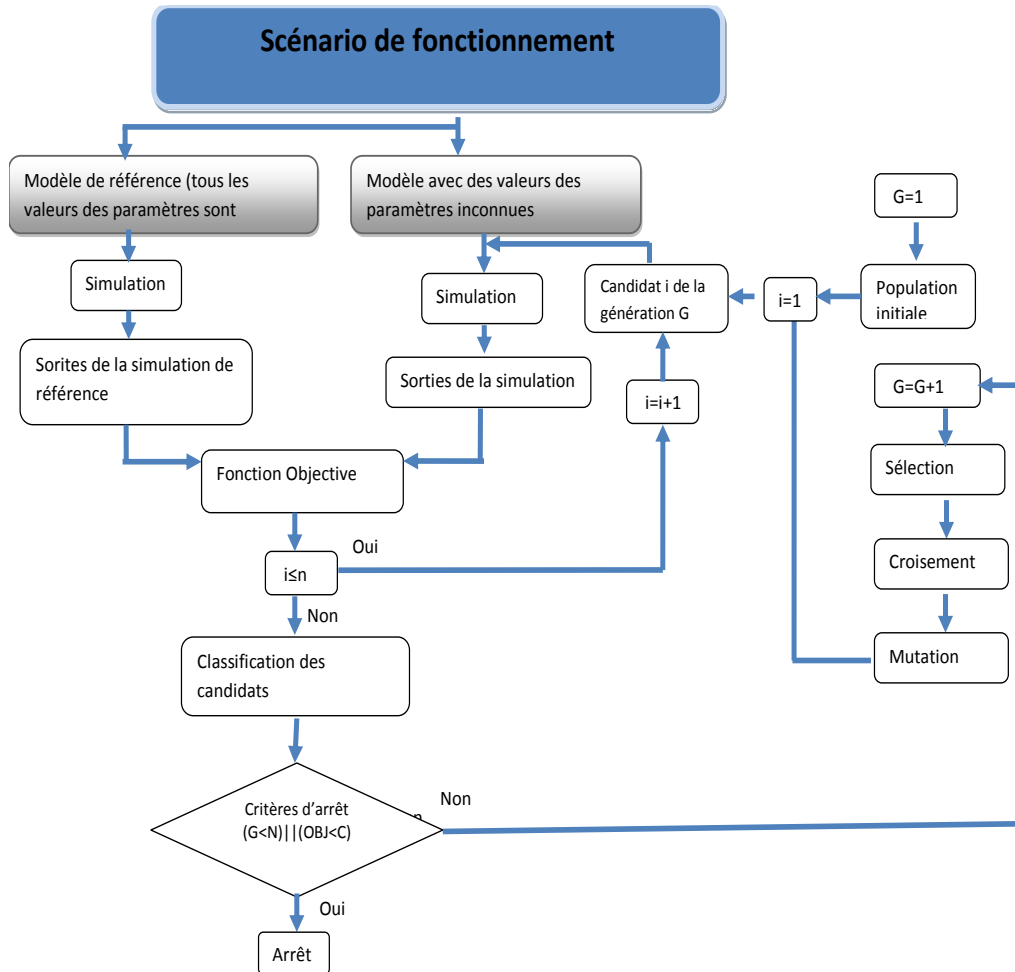


Figure II.3: Schéma du principe de l'AG

Où  $n$  est le nombre de candidats de chaque population;  $i$  est le numéro du candidat traité,  $G$  est le nombre de générations; FO est la fonction objectif,  $N$  est le nombre limité de génération,  $C$  est la valeur de l'erreur tolérée et donc le critère d'arrêt à atteindre.

### II.2.1 Application théorique de la méthode de recalage de modèle

L'analyse technologique du circuit hydraulique d'une pelleuse a montré que la fonction de rotation d'une tourelle peut être étudiée seule (figure II.4). La décomposition structurelle de cette fonction a révélé six types de composants: le moteur diesel, la pompe hydraulique, les tuyaux

hydrauliques, les limiteurs de pression, le distributeur, le clapet anti-retour, le moteur hydraulique, la tourelle et le réservoir.

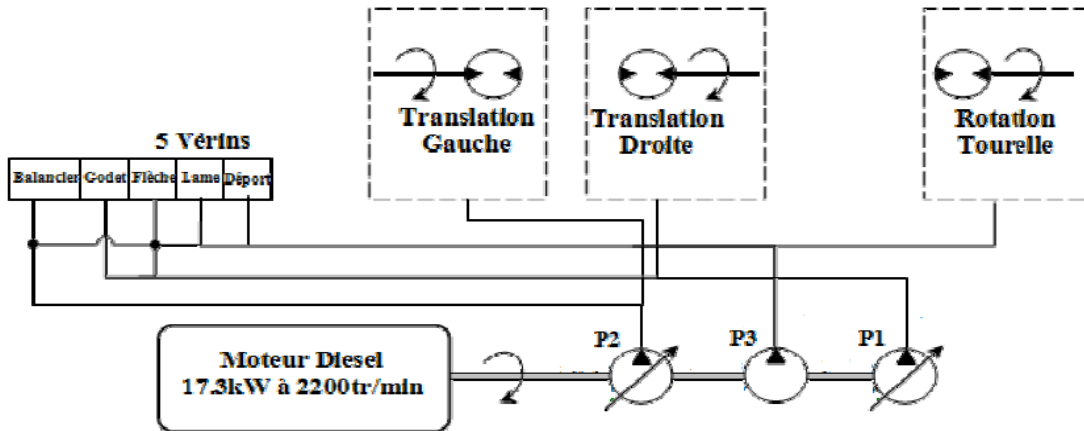


Figure II.4: Analyse structurelle du circuit hydraulique d'une pelle

## II.2.2 Les données de base de la fonction de rotation de la pelleteuse

Dans notre étude de cas, nous traitons la pelleteuse VolvoE25. Les éléments associés à la fonction de rotation de cette pelleteuse ainsi que leurs caractéristiques sont représentés dans le tableau II.1 ci-dessous:

Composants hydrauliques		Composants mécaniques	
Moteur hydraulique	Cylindrée 340 cc/rev Rendement volumétrique 0.75 Rendement total 0.695	Tourelle	Vitesse angulaire nominale 10 rpm Coefficient de frottement 50 Nm/ (mn/rev)
Pompe hydraulique	Cylindrée 8.1 cm <sup>3</sup> /rev Pression nominale 170 bar Débit maximal 18 l/mn	Moteur diesel	3 cylindres Mitsubishi 17.3 kW avec une rotation de 2200 rpm
Limiteurs de pression	Pression maximale 155 bar	Système de contrôle	Signaux électriques
Valves	Pression maximale à l'ouverture 170 bar		
Distributeurs	Distributeurs 4/ 3 (4 orifices: A, B, T et P) Débit maximal 25 l/mn		

Tableau II.1: Éléments associés à la fonction de rotation de la pelle de Volvo E25

### II.2.3 Scénario de fonctionnement représentatif

Le scénario choisi pour cette étude est un scénario de fonctionnement représentatif et typique d'une pelleteuse. La première phase de ce scénario, comme indiqué dans le tableau II.2, est le début du cycle. Cette phase permet le positionnement de la pelleteuse et/ou de son bras en fonction du profil à réaliser. Ensuite, la première rotation est effectuée. Il peut s'agir d'un quart de tour, un tour ou deux tours. Au cours de cette phase, le godet peut être chargé ou vidé. La troisième phase du fonctionnement est l'arrêt de la rotation de la pelleteuse avec le mouvement du bras avec ou sans vider le godet. La dernière phase permet la poursuite de la rotation de la pelleteuse avant son arrêt complet.

Différentes phases du scénario de fonctionnement de la pelle	Temps (s)
Démarrage	[0 ; 3]
Changement de la position du distributeur	[3 ; 4]
Rotation de la tourelle vers la droite	[4 ; 15]
Changement de la position du distributeur	[15 ; 16]
Mouvement du bras avec ou sans vider le godet	[16 ; 22]
Changement de la position du distributeur	[22 ; 23]
Rotation de la tourelle vers la droite	[23 ; 34]
Changement de la position du distributeur	[34 ; 35]
Arrêt	[35 ; 40]

Tableau II.2: Les phases du scénario d'utilisation de la pelleteuse

Ainsi, le signal électrique qui alimente le distributeur 4/3 doit prendre la forme de la courbe dans la figure II.5, où:

- les valeurs proches de 1 signifient que les orifices PA et BT sont ouvertes; les valeurs proches de -1 signifient que les orifices PB et AT sont ouvertes; les valeurs proches de ou égal à 0 signifient que le distributeur est dans sa position neutre

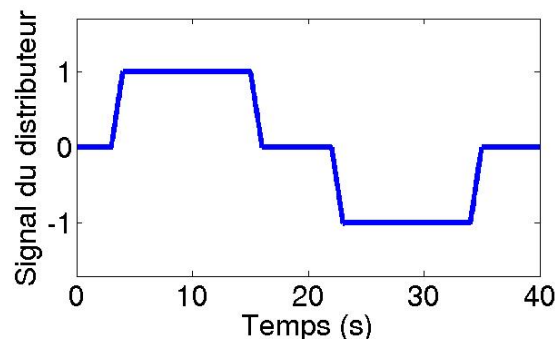


Figure II.5: Signal d'alimentation du distributeur



## II.2.4 Logiciel de simulation

Le circuit multi-physique d'une pelleuse est très complexe. Il est formé de plusieurs composants mécaniques, hydrauliques et électriques. Ainsi, le logiciel de simulation utilisé doit être multi-domaine pour pouvoir traiter des simulations impliquant plusieurs modèles physiques et plusieurs phénomènes physiques simultanés. Les logiciels du marché proposent des éléments prédéfinis et prêts-à-utiliser de différents domaines physiques (hydraulique, pneumatique, élément de contrôle et transmission mécanique et électrique), de sorte que la résolution et le traitement de ce type de technologie peuvent être entièrement réalisés dans un environnement logiciel de simulation. Dans notre étude, nous modélisons la fonction de rotation de la tourelle de la pelle Volvo sur le logiciel Simulink à l'aide de la bibliothèque SimHydraulic et nous programmons l'AG dans Matlab. Simulink fournit une interface générale liée avec Matlab. Ce couplage permet l'échange de données entre l'AG compilé dans Matlab et le circuit simulé sur Simulink.

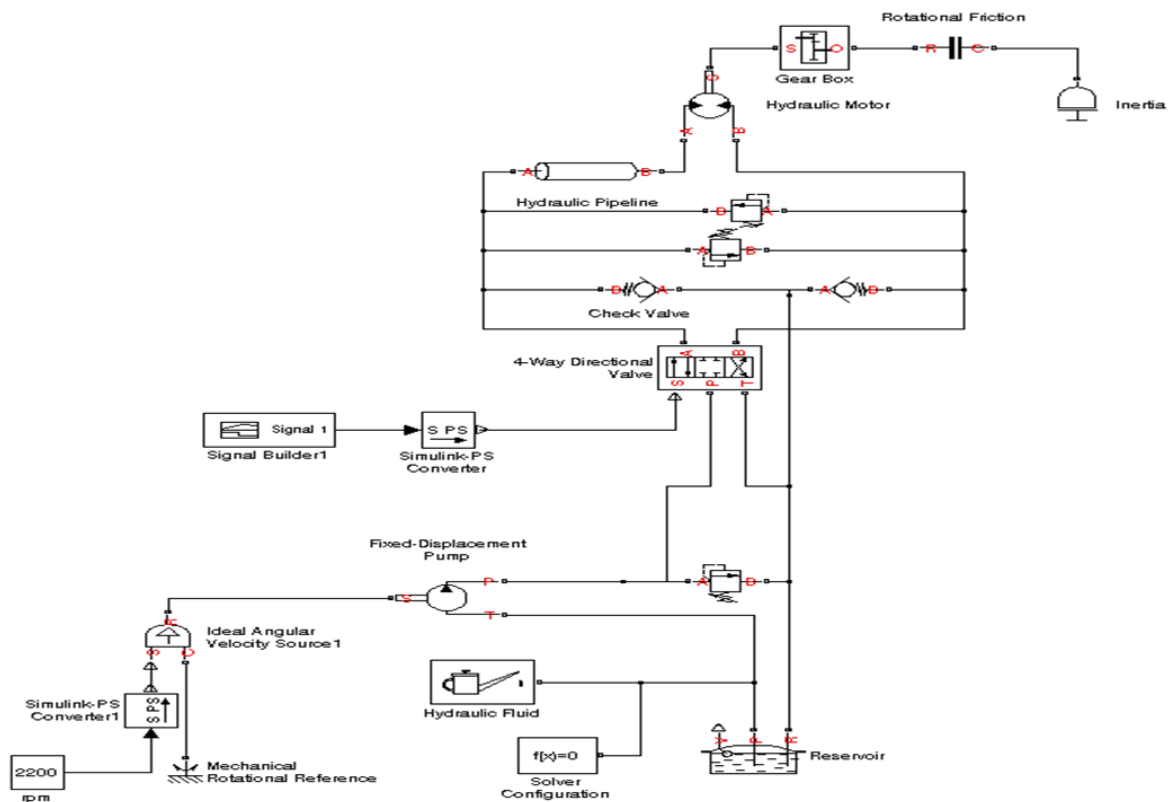


Figure II.6: Système hydraulique de la fonction de rotation de la pelleuse modélisé avec Simulink


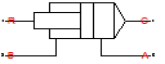
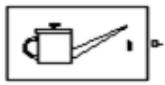
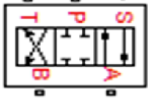
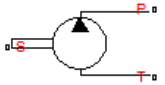

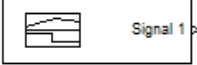

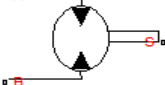
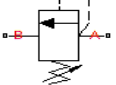




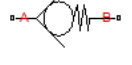
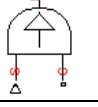
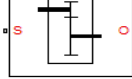
	Réservoir		Vérin
	Fluide		Distributeur 4/3
	Pompe a cylindrée fixe		Capteur du débit hydraulique
	Signal		Capteur de la pression
	Moteur Hydraulique		soupape de décharge
	Inertie		Canalisation
	Frottement		Rotation mécanique
	Clapet anti-retour		Source de vitesse angulaire
	Rapport de transmission		

Tableau II.3: Symboles des composants de la mini-pelle Volvo dans les bibliothèques Simhydraulics et SimMechanics de Matlab

## II.2.5 Caractéristiques de l'AG

En général, l'efficacité d'un AG dépend des opérateurs de manipulation génétique. Ces opérateurs sont la création de la population, la sélection, le croisement, la mutation et la définition de la FO. Ces derniers seront expliqués dans la partie ci-dessous.

### II.2.5.1 La population

Chaque individu de la population est caractérisé par un ensemble de chromosomes, et cet ensemble peut être représenté par des nombres réels ou en code binaire. Dans notre étude de cas, l'individu représente simplement un vecteur de valeurs de paramètres représentatif des

caractéristiques physiques du système étudié. Ce qui caractérise donc un individu sont les valeurs attribuées aux paramètres à recalculer [51]. Plusieurs caractéristiques définissent la population:

a) Individu de la population

Les individus de la population représentent les paramètres à recalculer. Dans notre étude, nous identifions huit paramètres. Ces derniers définissent les composantes du vecteur qui forme un individu. Les paramètres *rvp*, *cdd*, *cdl*, *cdr*, *cfc*, *it*, *rt* et *lc* représentent respectivement le rendement volumétrique de la pompe (*rvp*), le coefficient de débit du distributeur (*cdd*), le coefficient de débit du limiteur de pression (*cdl*), le couple de décollement de la rotation de la tourelle (*cdr*), le couple de frottement de Coulomb de la rotation du corps de la tourelle (*cfc*), le moment d'inertie de la tourelle (*mit*), le rapport de transmission (*rt*) et la longueur de la canalisation hydraulique (*lc*). Les valeurs *it*, *rt*, *lc* étaient connues car définies dans la fiche technique de la pelleuse, nous les avons considérées comme des inconnues pour comparer les valeurs trouvées en appliquant la MOGCP avec leurs véritables valeurs, afin de vérifier l'exactitude de la méthode de recalage proposée.

b) Initialisation de la population

L'initialisation de la population est le processus de génération des ensembles de valeurs initiales des paramètres de la première population de l'AG. Deux types de méthodes, aléatoire et heuristique, sont utilisés pour initier la population. La méthode aléatoire, couramment utilisée, génère des paramètres au hasard sans aucune connaissance préalable du probable jeu optimal de valeurs de paramètres. Quant à la méthode heuristique, elle exige une certaine connaissance préalable des intervalles de valeurs réalistes, et, par conséquent, elle offre la solution optimale la plus rapide [52]. Dans notre étude nous allons appliquer la méthode heuristique.

Les valeurs inconnues du modèle sont calibrées en attribuant à chaque paramètre une plage de variabilité comme indiquée dans le tableau II.4. Les plages de valeurs sont estimées en tenant compte de leur signification physique et grâce à l'expérience des experts hydrauliciens. Ce tableau présente également les valeurs proposées dans la simulation de référence.

	<b>cdr (N*m)</b>	<b>rt</b>	<b>cfc (N*m)</b>	<b>rvp</b>	<b>mit (kg*m<sup>2</sup>)</b>	<b>lc (cm)</b>	<b>cdd</b>	<b>cdl</b>
<b>Valeur de référence</b>	75	6	75	0.92	4100	20	0.7	0.7
<b>Borne inférieure</b>	75	4	40	0.7	4080	10	0.5	0.5
<b>Borne supérieure</b>	100	9	75	1	4130	30	0.9	0.9

*Tableau II.4: Les valeurs de référence des paramètres et leurs bornes inférieure et supérieure*

c) Définition de la taille de la population

La détermination de la taille de la population est tout à fait arbitraire. Si la taille de la population est trop petite, l'optimum ne pourrait pas être facilement atteint et un large nombre de générations serait nécessaire. A contrario, une taille trop importante de la population entraînerait inévitablement l'augmentation du temps de calcul nécessaire pour atteindre la convergence [52].

Dans notre application, nous considérons que la taille de la population est un compromis entre les deux. Étant donné que notre circuit contient huit valeurs de paramètres inconnues, nous supposons que la taille de la population est de cinq fois ce nombre. Par suite, la population sera donc composée de 40 candidats.

### ***II.2.5.2 Sélection, Mutation et Croisement***

La sélection est la première étape qui consiste à choisir les meilleurs individus de la population en fonction des résultats qu'ils ont obtenus lors de la simulation physique. Les candidats ayant produit les plus petites valeurs de FO sont sélectionnées et conservés pour la génération suivante de l'AG [49], les candidats peu performants sont détruits.

La mutation consiste à créer de nouveaux individus à partir des meilleurs candidats en faisant évoluer aléatoirement une partie de leur information génétique. Ainsi, certains paramètres choisis aléatoirement se voient attribuer une valeur tirée au hasard dans l'intervalle de définition. Cette méthode permet d'éviter de bloquer la recherche de valeurs inconnues sur des points optimums locaux et explore d'autres régions de l'espace de recherche, tout en respectant les bornes supérieure et inférieure des paramètres à recaler [49]. La mutation améliore la sélection génétique et donc la convergence vers une solution optimale [53].

Le croisement consiste à créer des nouveaux individus en constituant leur jeu de valeurs de paramètres à partir de valeurs prises au hasard dans celles des meilleurs candidats. Le croisement a pour objectif de croiser plusieurs individus afin d'explorer de nouveaux espaces de solutions.

Dans notre étude de cas, nous supposons que le taux de sélection est de 0.1, le taux de mutation est de 0.7 et le taux de croisement est de 0.2. Ce qui signifie que 10% des individus sont sélectionnés, 70% sont créés par mutation et 20% par croisement pour créer la population au début de chaque nouvelle itération de calcul.

### ***II.2.5.3 Fonction Objective***

La fonction objective est définie comme la moyenne des ratios des différences entre les sorties physiques simulées et celles de référence (ou expérimentales) tels que présentés dans la formule (1) au début de ce chapitre.

Pour appliquer la FO, il est nécessaire d'identifier les sorties physiques qui doivent être mesurées. Dans notre application, il existe sept sorties physiques à mesurer: les pressions à la sortie et à l'entrée de chaque voie du distributeur 4/3 (les orifices T, B, A et P), le débit de la pompe, l'angle de rotation et la vitesse de rotation de la tourelle. En ce qui concerne le critère d'arrêt, nous définissons deux conditions: 1) l'AG doit s'arrêter quand la valeur de la FO est inférieure à une valeur prédéfinie (cette valeur a été fixée par savoir-faire à 0.001), 2) l'AG doit s'arrêter quand le nombre de générations dépasse un nombre prédéfini (celle valeur est égale à 100).

### **II.2.6 Résultats théoriques obtenus en appliquant la méthode MOGCP**

Afin d'examiner l'efficacité de la méthode de recalage de modèle proposée, nous avons vérifié que l'AG est effectivement en mesure de retrouver les valeurs des paramètres connus de la simulation de référence de façon efficace et avec un taux d'erreur acceptable.

Selon les critères cités précédemment, plusieurs tests ont été lancés avec différentes populations initiales. Chaque test était le résultat de 1 500 générations. Et, dans chaque génération, 40 individus ont été évalués en calculant leurs FO. Tant que les critères d'arrêt n'étaient pas atteints, l'AG continuait de répéter le processus en boucle. Une fois le processus terminé, les valeurs retenues par l'AG ont permis d'identifier les valeurs recherchées.

Nous avons ensuite sélectionné les cinq meilleurs essais réalisés. Les résultats présentés dans la figure II.7 illustrent les courbes d'évolution de la FO de ces essais en fonction du nombre de générations. Nous présentons dans le tableau II.5 les valeurs des paramètres à recalibrer ainsi que la valeur de la FO obtenue après 1500 générations. D'après ce tableau, nous pouvons constater que la valeur de la FO du test 1 est la plus petite valeur parmi celles des cinq essais. De ce fait, l'essai 1 est donc le meilleur test, et les valeurs retrouvées par ce dernier sont les valeurs optimales recherchées. Les valeurs retrouvées par cet essai, notamment le rapport d'engrenage  $rt$ , le couple de frottement de coulomb  $cfc$  et le coefficient de débit du distributeur  $cdd$  correspondent exactement aux valeurs de la simulation de référence. La différence entre les valeurs des autres paramètres recalés et les valeurs de référence est relativement faible: respectivement 0,43 %, 2,2% et 5% pour le moment d'inertie de la tourelle  $mit$ , le rendement volumétrique de la pompe  $rvp$  et de la longueur du tuyau hydraulique  $lc$ . Par contre, les paramètres de coefficient de débit du limiteur de pression  $cdl$  et de couple de décollement de la rotation de la tourelle  $cdr$  possèdent une erreur tolérable mais non négligeable de respectivement 14,2 % et 12%.

Les figures II.8, II.9, II.10, II.11, II.12, II.13 et II.14 représentent les variations des sorties physiques (l'angle de rotation, la vitesse de rotation, les pressions aux orifices A, B, P et T du distributeur et le débit de la pompe) issues de la simulation de référence et de la simulation de l'essai 1. Nous remarquons que les sorties physiques de l'essai 1 sont très proches de celles de la simulation de référence.

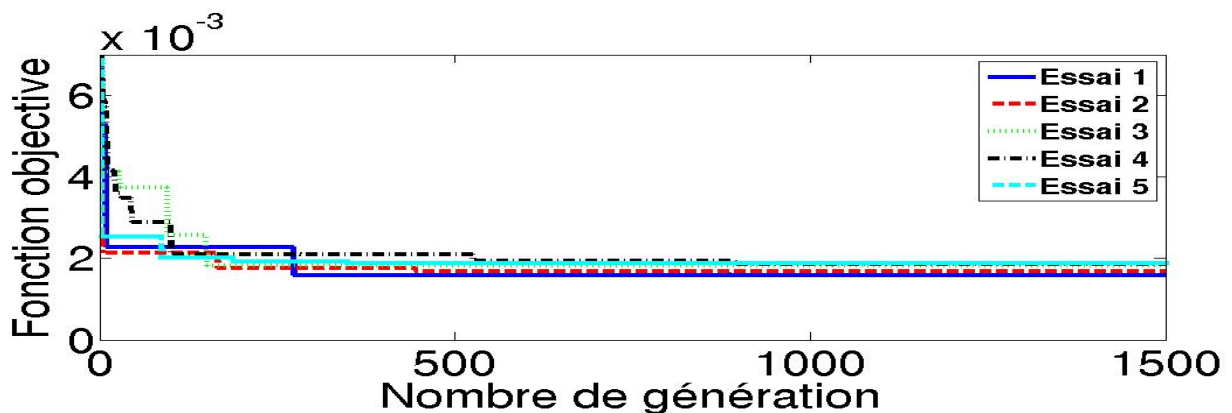


Figure II.7: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs tests en appliquant l'AG dans MOGCP

	cdr (N*m)	rt	cfc (N*m)	rvp	it (kg*m <sup>2</sup> )	lc (cm)	cdd	cdl	FO
<b>Vrai valeurs</b>	<b>75</b>	<b>6</b>	<b>75</b>	<b>0.92</b>	<b>4100</b>	<b>20</b>	<b>0.7</b>	<b>0.7</b>	<b>0</b>
<b>Essai 1</b>	84	6	75	0.9	4118	19	0.7	0.6	0.0015977
<b>Essai 2</b>	78	6	59	0.9	4082	20	0.7	0.8	0.0016947
<b>Essai 3</b>	84	6	65	0.9	4099	19	0.7	0.9	0.0018204
<b>Essai 4</b>	78	6	60	0.9	4105	20	0.7	0.9	0.0018601
<b>Essai 5</b>	78	6	62	0.9	4121	20	0.7	0.6	0.0018806

Tableau II.5: Comparaison des valeurs des paramètres de la simulation de référence avec celles issues du recalage de modèle en appliquant l'AG

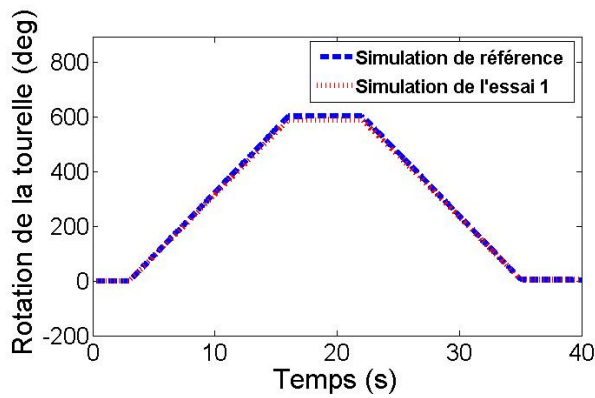


Figure II.8: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

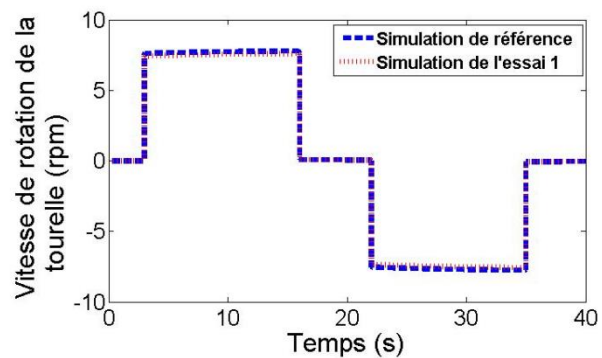


Figure II.9: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle

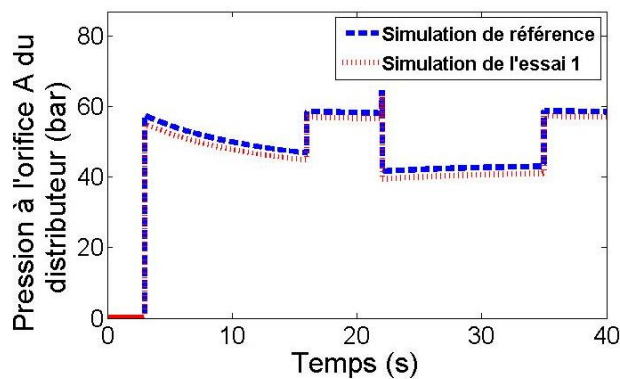


Figure II.10: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

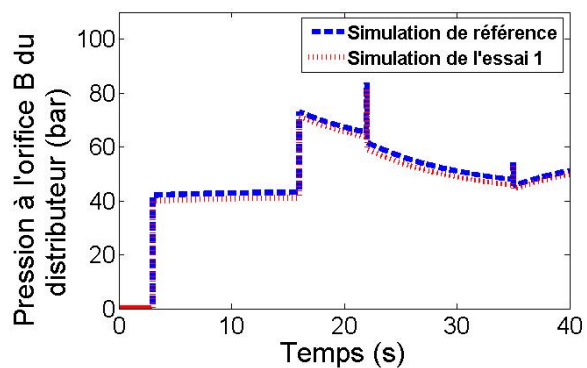


Figure II.11: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

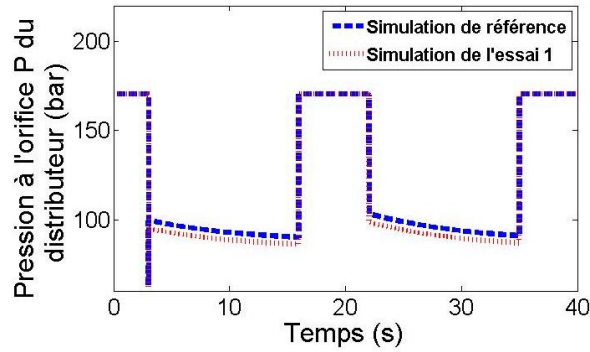


Figure II.12: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

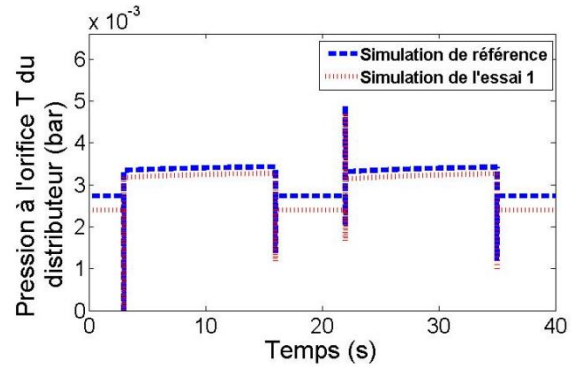


Figure II.13: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

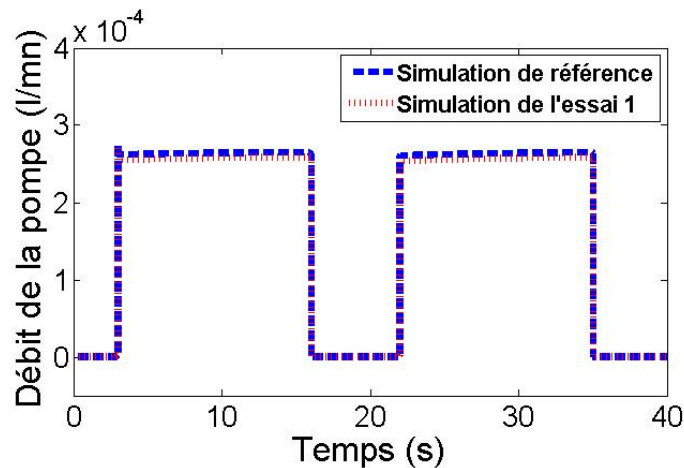


Figure II.14: Variations du débit de la pompe

Les résultats présentés ci-dessus attestent que la MOGCP qui couple l'AG avec un modèle Simulink est suffisamment robuste et performante pour déterminer rapidement des valeurs inconnues de paramètres avec une précision moyenne de l'ordre de 96%. Même le plus mauvais des essais (le numéro 5) donnent des résultats satisfaisants. Par ailleurs, cette méthode a l'avantage d'être globale. MOGCP prend en compte le fonctionnement physiquement réaliste du système ainsi que toutes interactions entre les composants et leurs influences mutuelles. De plus, cette méthode est capable de calibrer un modèle complexe, non-linéaire et contenant un grand nombre de valeurs inconnues de paramètres.

Cependant, l'augmentation du nombre de valeurs à recalculer tend à rendre moins efficace l'AG en terme de précision et à augmenter les temps de calcul nécessaires avant convergence. De ce



constat ont émergé de nombreux travaux de recherche visant à trouver des nouvelles méthodes d'optimisation tout aussi efficaces mais nécessitant moins de temps de calcul. C'est ainsi que sont apparus les concepts d'AG combinés et notamment les Algorithmes Génétiques Hiérarchiques (AGH).

Cette méthode consiste à utiliser plusieurs AG exécutés séquentiellement et/ou parallèlement à différents niveaux en vue d'accélérer la convergence vers des solutions optimales. Cette méthode permet d'augmenter la diversité des populations de candidats manipulées pour améliorer la convergence et la précision sans pour autant augmenter les temps de calcul. La recherche et la mise en application de ces AGH ont reçu beaucoup d'attention ces dernières années [54]. Ainsi, afin de bénéficier de la simplicité de l'AG et tous les avantages de l'AGH, nous proposons d'appliquer une nouvelle méthode d'optimisation consistant à appliquer un AG constitué de deux niveaux.

### **II.3 Algorithme Génétique Hiérarchique à deux niveaux**

L'AGH que nous proposons évolue sur deux niveaux. Dans le premier niveau, l'algorithme étudie parallèlement plusieurs populations en appliquant à chacune l'AG décrit auparavant. Ainsi, une fois les critères d'arrêts atteints, un meilleur individu est identifié pour chaque population et l'algorithme passe au deuxième niveau. L'ensemble des meilleurs individus est ensuite regroupé dans une même population à laquelle l'AG est appliqué afin d'obtenir le meilleur individu final. Cet individu contient les valeurs de paramètres recalés. Cette approche parallélisée permet de gagner considérablement en temps de calcul en exploitant au mieux les architectures informatiques modernes constituées d'unités de calculs à processeurs multiples, multi-cœurs et multi-threads. Le principe de l'AG composé de deux niveaux est représenté dans la figure II.15.

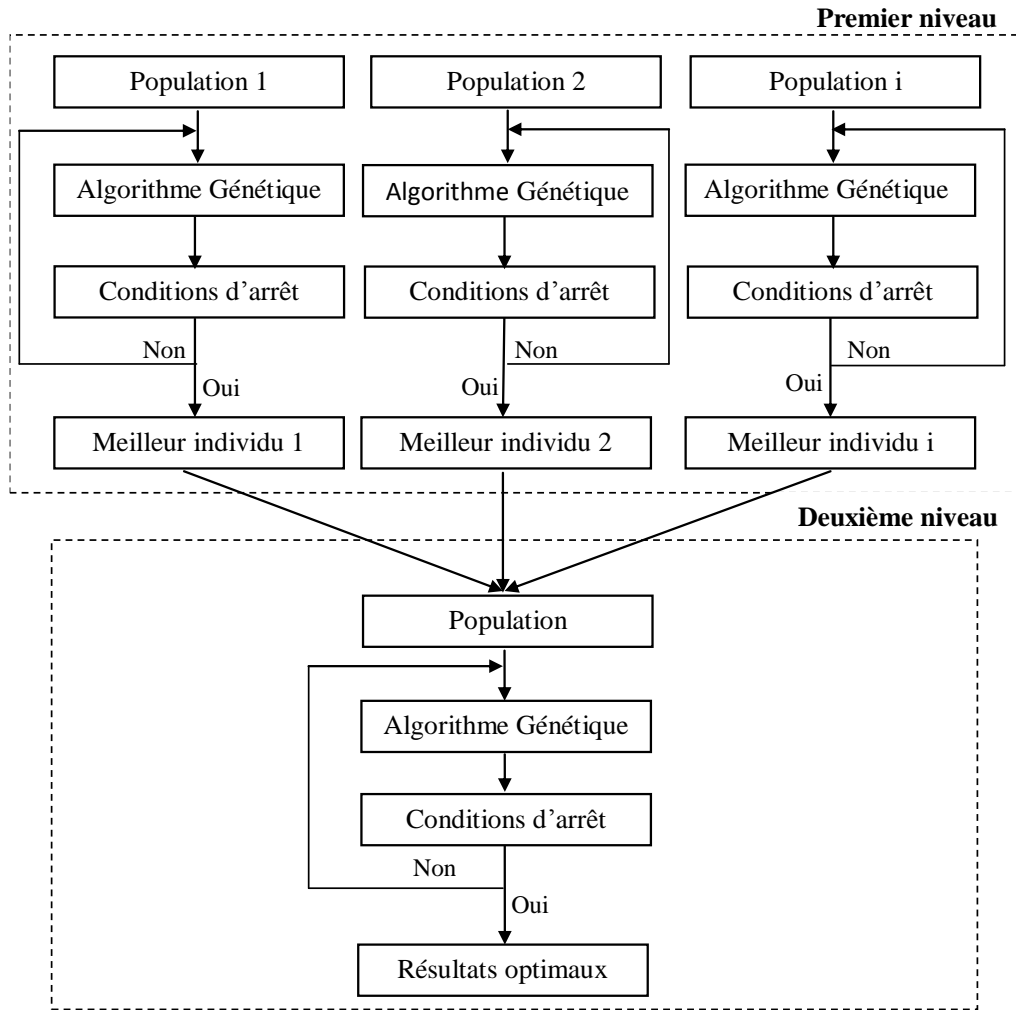


Figure II.15: La topologie de l'AG constitué de deux niveaux

### II.3.1 Caractéristiques de l'AG à deux niveaux

	Premier niveau	Deuxième niveau
<b>Nombre de population</b>	4	1
<b>Taille de chaque population</b>	40	40
<b>Taux de sélection</b>	0.1	0.1
<b>Taux de mutation</b>	0.7	0.7
<b>Taux de croisement</b>	0.2	0.2
<b>Formule de la FO</b>	formule (1)	formule (1)
<b>Critères d'arrêt</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ <math>FO &lt; 0.00001</math></li> <li>○ Nombre de générations <math>&gt; 100</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ <math>FO &lt; 0.00001</math></li> <li>○ Nombre de générations <math>&gt; 100</math></li> </ul>

Tableau II.6: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG

### II.3.2 Résultats

Lors des essais réalisés, l'AG formé de deux niveaux a été appliqué 5 fois. Chaque exécution du programme a nécessité le traitement de 500 générations, 400 générations pour traiter le premier niveau et 100 pour le deuxième niveau. Les générations de chaque population initiale du premier niveau peuvent être traitées en parallèle si le serveur de calcul le permet physiquement. Pour chaque génération, 40 individus sont évalués et ainsi 40 fonctions objectives sont calculées. Tant que les critères d'arrêt ne sont pas atteints, de nouvelles générations sont créées. Une fois le processus terminé, les valeurs inconnues des paramètres sont recalées.

Sur l'ensemble des essais réalisés, les cinq meilleurs ont été sélectionnés, classés puis représentés dans la figure II.16 et le tableau II.7. La figure II.16 présente la variation des FO en fonction des générations. Nous pouvons remarquer que toutes les courbes convergent vers zéro et que le meilleur test est l'essai 1. Il est clair d'après le tableau II.7 que les valeurs des paramètres  $rt$ ,  $cdd$ ,  $lc$ ,  $rvp$  de l'essai 1 sont proches des véritables valeurs. De même, nous remarquons que la différence entre les valeurs trouvées et celles précisées au début de l'étude est relativement faible et égale à 0,14%, 3,05% et 3,28 % pour  $it$ ,  $cdr$  et  $cdl$  respectivement. Par contre la différence est de 23.3% pour le couple de frottement de Coulomb  $cfc$ . En comparant les courbes d'évolution issues de la simulation de référence et de la simulation de l'essai 1 dans les figures II.17, II.18, II.19, II.20, II.21, II.22, II.23, nous pouvons constater que la majorité des courbes de la simulation respectent l'allure de celles de la simulation de référence avec un taux d'erreur négligeable.

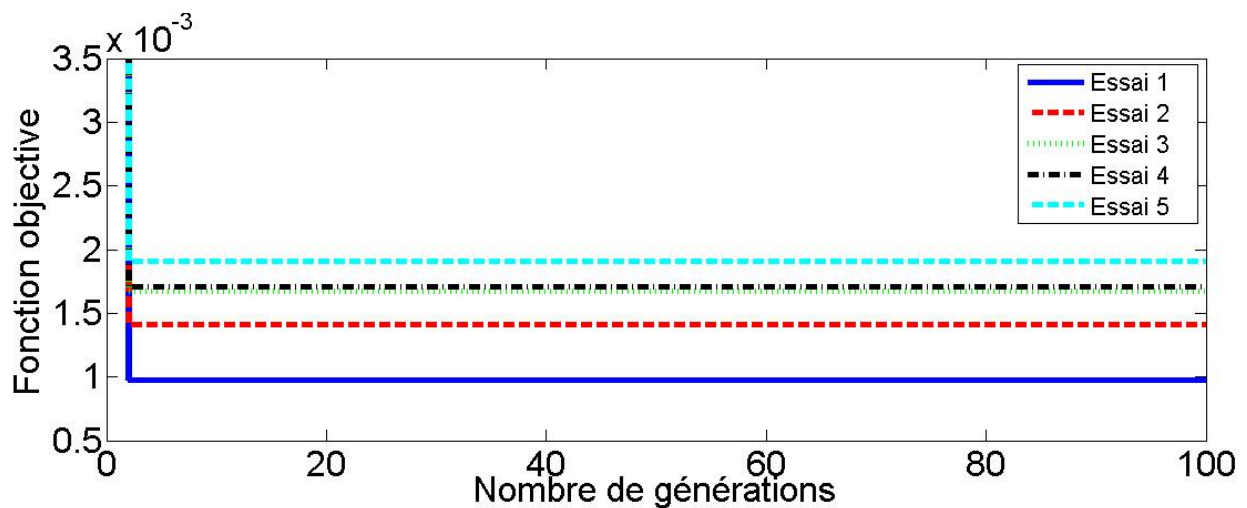


Figure II.16: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs tests en appliquant l'AG constitué de deux niveaux

	cdr (N.m)	rt	cfc (N.m)	rvp	it (kg.m <sup>2</sup> )	lc (cm)	cdd	cdl	FO
<b>Vrai valeurs</b>	75	6	75	0.92	4100	20	0.7	0.7	0
<b>Essai 1</b>	77.298	6	57.5	0.92	4094.15	20	0.7	0.677	0.0009710
<b>Essai 2</b>	80.82	6	64.51	0.92	4115.51	20.45	0.7	0.87	0.0014098
<b>Essai 3</b>	81.65	6.25	69.91	0.92	4124.8	20.4	0.71	0.91	0.0016752
<b>Essai 4</b>	84	6	69	0.9	4125	19	0.7	0.7	0.0017094
<b>Essai 5</b>	78	6	66	0.9	4130	20	0.7	0.7	0.001905

Tableau II.7: Comparaison des valeurs des paramètres de la simulation de référence avec celles issues du recalage de modèle en appliquant l'AG constitué de deux niveaux

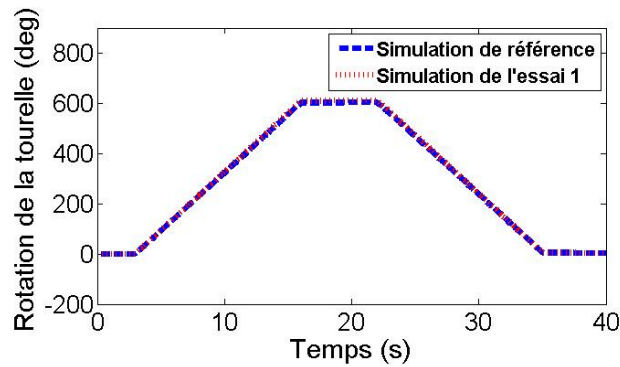


Figure II.17: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

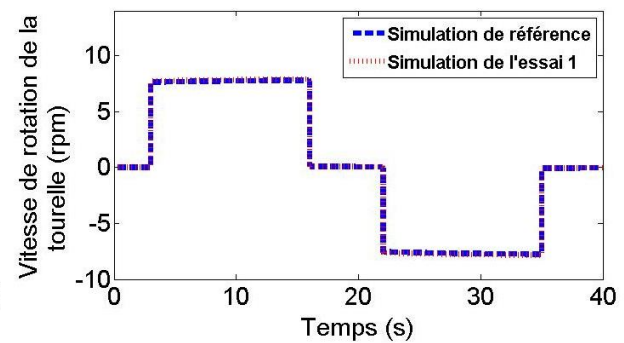


Figure II.18: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle

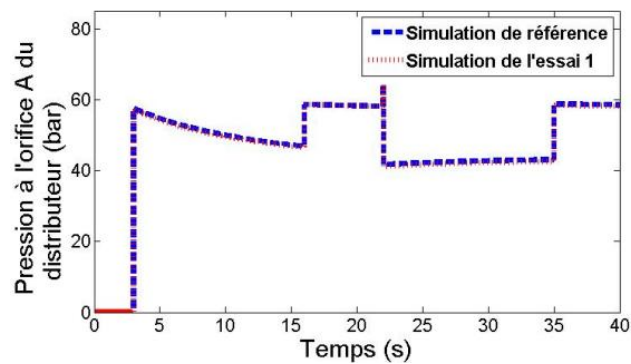


Figure II.19: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

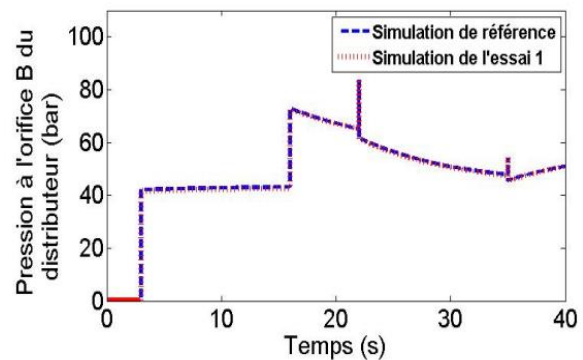


Figure II.20: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

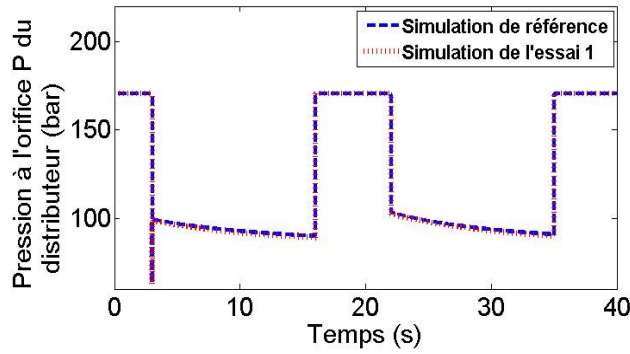


Figure II.21: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

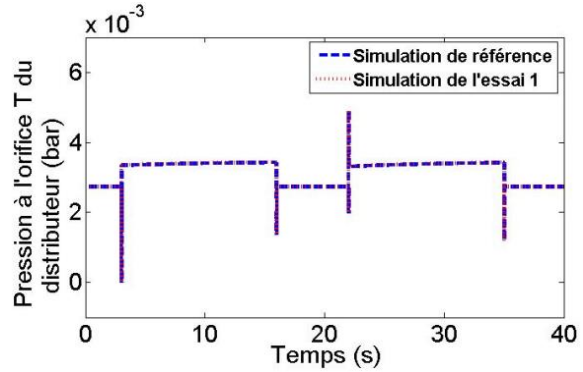


Figure II.22: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

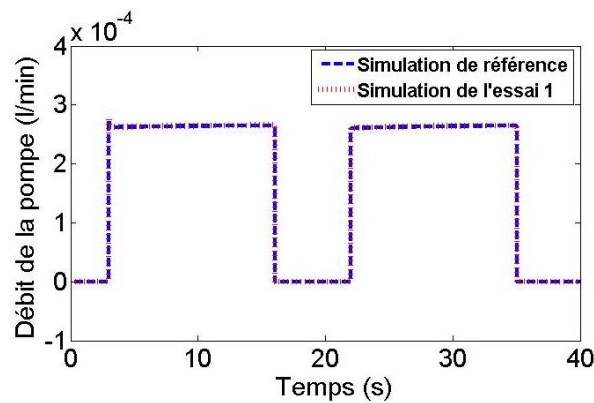


Figure II.23: Variations du débit de la pompe

## II.4 Comparaison de l'AG et l'AG constitué de deux niveaux

Les expériences précédentes ont démontré que l'AG et AG constitué de deux niveaux permettent les deux de recalculer efficacement des modèles. En comparant les résultats de ces deux méthodes, nous pouvons remarquer que la valeur de la FO du meilleur test, l'essai 1, en appliquant l'AG à deux niveaux est plus petite que celle obtenue par l'AG. Cette valeur est réduite d'ordre de 64,5%. En outre, l'écart entre les courbes issues de la simulation de référence et celles issues de la simulation en appliquant l'AG à deux niveaux (essai 1) est presque négligeable, contrairement à celles issues de l'AG. De plus, le nombre de générations produites par cet algorithme est nettement inférieur à celui de l'AG (500 contre 1500). Ensuite, ce dernier converge plus rapidement que l'AG et peut être parallélisé par un outil de calcul haute performance gérant les systèmes multi-nœuds/cœurs/threads. En comparaison à l'AG, l'AG à deux niveaux ne requiert que le tiers du temps pour converger, améliore la précision du recalage et constitue une méthode

robuste pour l'identification des valeurs inconnues des paramètres de systèmes physiques dans une approche de recalage de modèles numériques.

L'AG constitué de deux niveaux respecte donc les deux premières spécifications présentées au début de ce chapitre. En effet, c'est une méthode globale qui peut être couplée à l'utilisation d'un logiciel de simulation. Dans le chapitre suivant, nous allons œuvrer à améliorer encore plus cette méthode tout en respectant la troisième spécification (la méthode de recalage doit aboutir à des résultats plus précis avec le minimum de calcul). Dans cette optique, nous proposons une analyse de sensibilité afin d'identifier les résultats les plus influencés par les paramètres recalés pour ainsi réduire le nombre de sorties à mesurer et à comparer dans la FO.

## II.5 Analyse de sensibilité

Dans un système mettant en œuvre de nombreuses physiques, il est souvent délicat d'identifier a priori les sorties qui devront être mesurées expérimentalement afin d'obtenir suffisamment de courbes de référence pour recalibrer avec précision les modèles numériques tout en limitant le nombre de capteur à intégrer. Dans les cas traités auparavant par les deux types d'AG, 8 valeurs de paramètres étaient inconnues et sept sorties physiques ont été mesurées : la pression au niveau des 4 orifices du distributeur, le débit de la pompe, l'angle de rotation et la vitesse angulaire de rotation de la tourelle. Dans cette configuration expérimentale, le nombre de combinaisons pour trouver le minimum de sorties physiques avec le plus de précision peut être calculé ainsi (5):

$$N\_Combinaisons = C_7^7 + C_7^6 + C_7^5 + C_7^4 + C_7^3 + C_7^2 + C_7^1 = \frac{7!}{7!} + \frac{7!}{6!1!} + \frac{7!}{5!2!} + \frac{7!}{4!3!} + \frac{7!}{5!2!} + \frac{7!}{6!1!} = 127 \quad (5)$$

Pour notre cas d'étude, il y a donc 127 combinaisons possibles. Afin d'atteindre l'objectif fixé en minimisant le nombre de sorties à instrumenter et à mesurer expérimentalement, nous proposons d'appliquer une analyse de sensibilité. L'objectif de cette analyse est d'étudier l'effet des paramètres du système sur les sorties physiques afin de restreindre les mesures à celles qui sont les plus influencées. En ce sens, nous proposons une méthode d'analyse de sensibilité se déroulant en quatre phases:

1. Étude de la relation physique entre les sorties expérimentales
2. Étude de la corrélation entre les sorties physiques
3. Étude de leur sensibilité vis-à-vis des variations des paramètres d'entrée
4. Classement des sorties par degré de sensibilité

### II.5.1 Première phase: Étude des relations physiques entre les sorties expérimentales

La première phase consiste à trouver les sorties qui ont une relation physique entre elles pouvant être exprimée par une équation. Cette étape permet d'identifier les sorties qui devront être mesurées et celles qui pourront être déduites par calcul. Dans notre cas application, nous pouvons remarquer qu'il existe une relation physique élémentaire entre la vitesse de rotation de la tourelle et sa position angulaire. Cette relation est exprimée par la formule suivante (6):

$$W = \frac{\Delta O}{\Delta t} \quad (6)$$

Où  $W$  (rad/sec) est la vitesse de rotation,  $\Delta O$  (rad) l'angle de rotation de la tourelle et  $\Delta t$  (s) le temps mis pour balayer cet angle. Par conséquent, 6 sorties (la rotation de la pelle, les pressions aux orifices A, B, T et P du distributeur, et le débit de la pompe) seront étudiés dans la deuxième étape.

### II.5.2 Deuxième phase: Étude de la corrélation entre les sorties physiques

L'étude de la corrélation permet de quantifier l'intensité de la relation entre deux variables en examinant leurs covariances. S'il existe une corrélation entre deux sorties, il est possible de restreindre la mesure à une seule des sorties en vue de limiter le nombre de calculs nécessaires au recalage et d'économiser de précieux capteurs. Dans le cas contraire, les deux sorties devront être instrumentées. La matrice de corrélation est calculée en utilisant la formule suivante (7) :

$$correlation(i, j) = \frac{covariance(i, j)}{\sqrt{covariance(i, i) * covariance(j, j)}} \quad (7)$$

Où  $i$  et  $j$  sont les deux sorties étudiées.

Les coefficients de la corrélation varient de -1 à 1 :

- Les valeurs proches de 1 indiquent qu'il existe une relation linéaire positive entre les données. Dans notre étude de cas, nous supposons que toute valeur supérieure à 0,8 indique qu'il existe bien une corrélation positive.
- Les valeurs proches de -1 indiquent qu'il existe une relation linéaire négative entre les données. Dans notre cas, nous supposons que toute valeur inférieure à -0.8 indique une corrélation négative.
- Les valeurs proches ou égales à 0 indiquent qu'il n'existe pas de relation linéaire entre les données.

Dans notre étude, la matrice de corrélation a été calculée dans Matlab. Elle est présentée dans le tableau II.8. De ce tableau, nous pouvons déduire qu'une relation linéaire négative existe entre la variation du débit et la pression de la pompe à l'orifice P du distributeur étant donné que le coefficient de corrélation est égal à -0,8055. De plus, une relation linéaire positive existe entre la pression à l'orifice A du distributeur et la pression à l'orifice B puisque le coefficient est égal à 0.9089. A partir de ces résultats, nous devons restreindre les mesures à deux sorties: le débit ou la pression de la pompe à l'orifice P, la pression à l'orifice A ou la pression à l'orifice B. Étant donné que le choix des sorties éliminées n'affecte en rien les résultats du recalage de modèle, nous éliminons par choix arbitraire le débit de la pompe et la pression à l'orifice B. Ces deux sorties seront déduites de la variation des pressions de la pompe à l'orifice P et du distributeur à l'orifice A. Suite à cette analyse de corrélation, le nombre de sorties mesurées est réduit à quatre (l'angle de rotation de la pelle mécanique et les pressions aux orifices A, T et P du distributeur). Ces quatre sorties seront étudiées dans la troisième étape.

	Pressure à la porte P	Pressure à la porte T	Pressure à la porte A	Pressure à la porte B	Débit de la pompe	Rotation de la tourelle
Pressure à l'orifice P	1	-0.3740	-0.0758	-0.0272	<b><u>-0.8055</u></b>	-0.0315
Pressure à l'orifice T		1	0.4176	0.4330	0.0595	0.2887
Pressure à l'orifice A			1	<b><u>0.9089</u></b>	0.1386	0.4829
Pressure à l'orifice B				1	0.1334	0.6943
Débit de la pompe					1	0.1104
Rotation de la tourelle						1

Tableau II.8: Matrice de coefficient de la corrélation des sorties physiques (calculée sur Matlab)

### II.5.3 Troisième phase: Étude de la sensibilité

Cette phase est consacrée à l'étude de la variation (incertitude) des sorties physiques du modèle en fonction du changement des valeurs des paramètres d'entrées du modèle. Il s'agit d'une technique consistant à faire varier les valeurs des paramètres d'un modèle pour déterminer les effets de leurs changements sur les sorties physiques du système. Il faut ainsi faire varier chaque



entrée dans un intervalle de valeur prédéfini pour ensuite étudier les variations des sorties physiques. L'objectif de l'analyse de sensibilité est d'aider à identifier les sensibilités non expliquées par la théorie ou par une équation. Au terme de cette analyse, seules les sorties physiques influencées seront sélectionnées.

Cette phase comporte trois étapes :

- Sélection du paramètre dont il faut tester l'influence sur le système. Tous les autres paramètres restent constants. Dans notre étude, les valeurs de ces paramètres sont identiques à ceux définis dans la simulation de référence.
- Lancement de plusieurs simulations successives en faisant varier entre chaque simulation la valeur du paramètre sélectionné.
- Étude de la variation des sorties physiques en fonction de l'évolution de la valeur du paramètre sélectionné.

L'étude de sensibilité a été appliquée à tous les paramètres à recalculer. Nous avons commencé par étudier l'influence du moment d'inertie de la tourelle de la pelle mécanique.

a) Moment d'inertie de la tourelle mit

Pendant les phases de rotation, comme la montre la figure II.24, la rotation de la tourelle s'effectue très légèrement plus lentement avec l'augmentation de la valeur de l'inertie. Lorsque le bras se déplace, les pressions aux orifices A et P sont fortement influencées par les variations de la valeur de l'inertie. Comme les montrent les figures II.25 et figure II.26, ces deux sorties physiques varient proportionnellement avec la valeur du moment d'inertie. En ce qui concerne la pression du distributeur à l'orifice T (figure II.27), nous pouvons remarquer que cette dernière varie entre 0 et 0.005bars. Cette pression est presque négligeable et n'est quasiment pas influencée par les variations du moment d'inertie.

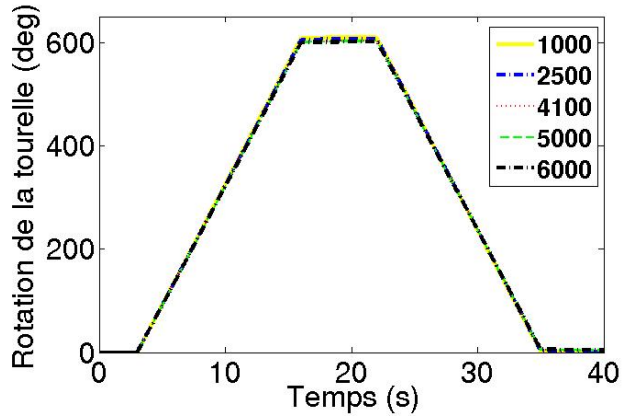


Figure II.24: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

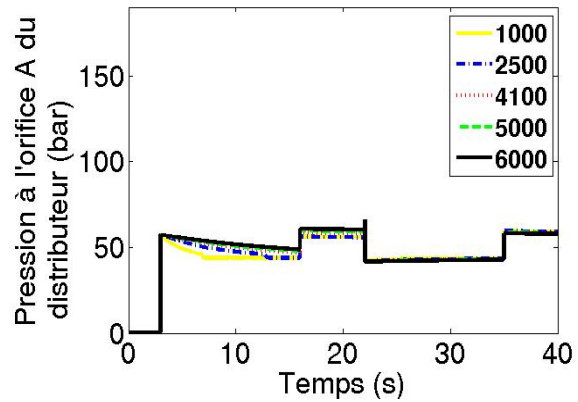


Figure II.25: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

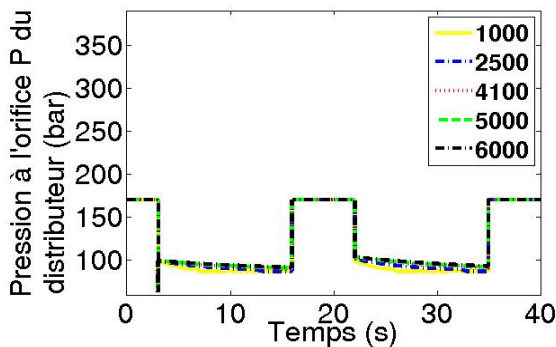


Figure II.26: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

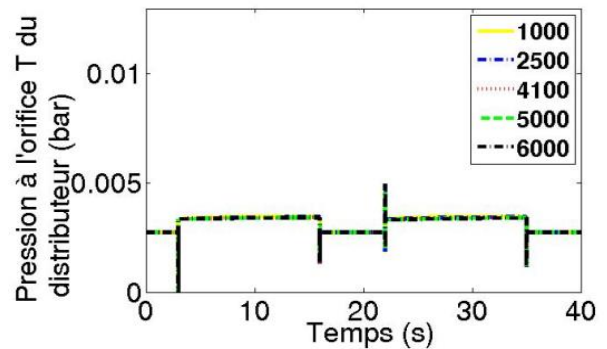


Figure II.27: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

#### b) Rapport de transmission $rt$

L'évolution de l'angle de rotation est fortement influencée par la variation de la valeur de ce paramètre (figure II.28). L'augmentation de la valeur de  $rt$  conduit à la diminution de la vitesse de rotation de la tourelle, et par conséquent ses angles de rotation. Cette évolution tout à fait logique qui aurait pu être anticipée analytiquement démontre bien qu'elle peut être identifiée par un mécanisme logiciel. Selon la figure II.29, la pression du distributeur à l'orifice A diminue en augmentant la valeur du rapport de transmission. Lorsque la rotation est dans le sens antihoraire, cette pression augmente suite à l'augmentation de ce paramètre. Quant à la pression à l'orifice P, cette sortie est inversement proportionnelle dans les phases de rotation (figure II.30). Par contre, on remarque que la pression du distributeur à orifice Test négligeable. Cette pression varie légèrement avec la variation de  $rt$  (elle varie entre 0 et 0,004 bar quelle que soit la valeur de  $rt$ ). De fait, cette sortie est considérée comme négligeable.

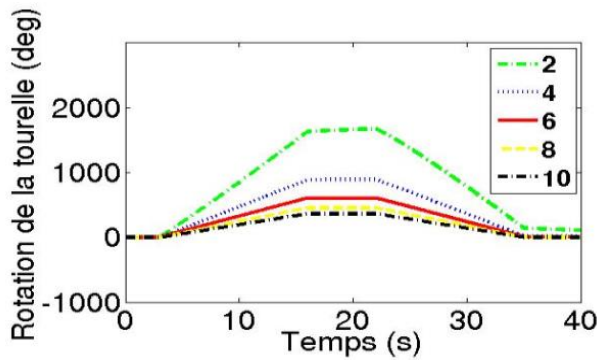


Figure II.28: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

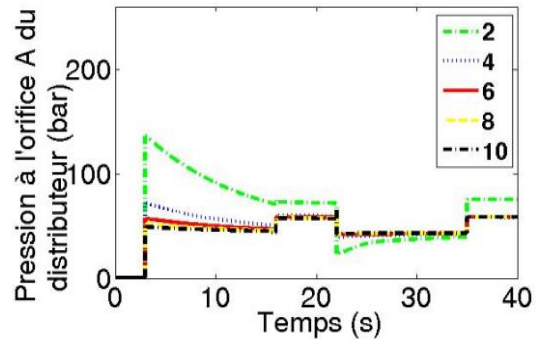


Figure II.29: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

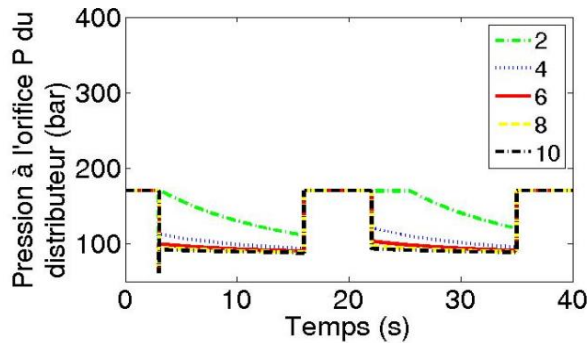


Figure II.30: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

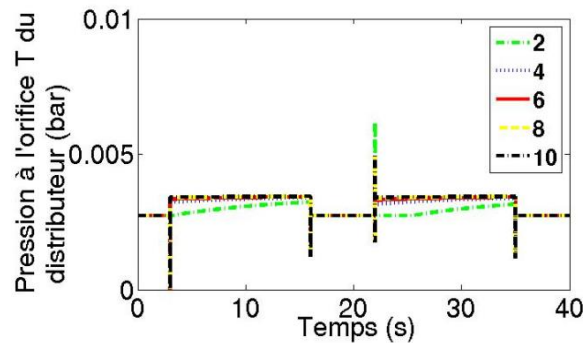


Figure II.31: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

c) Rendement volumétrique de la pompe rvp

Tout changement de la valeur du rendement volumétrique de la pompe hydraulique se traduit par un changement important de l'angle de rotation de la tourelle et des pressions aux orifices du distributeur. Comme le montre la figure II.32, la réduction de ce paramètre réduit l'angle de rotation de la tourelle et la pression du distributeur au niveau des orifices A et P (figure II.33 et figure II.34). La pression à l'orifice T varie entre 0 et 0,0055 bars quelle que soit la valeur du rendement volumétrique de la pompe (figure II.35). Cette variation est négligeable.

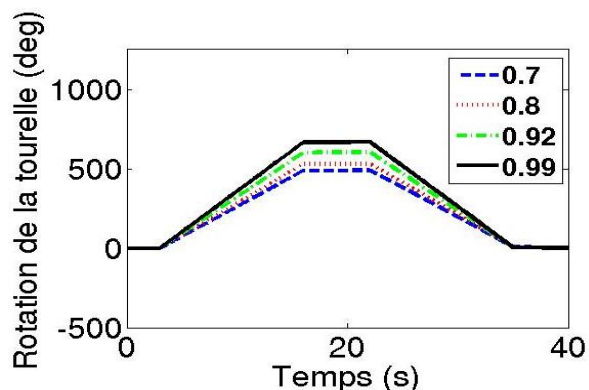


Figure II.32: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

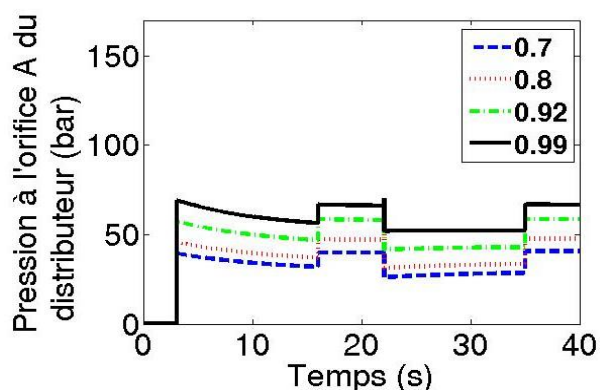


Figure II.33: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

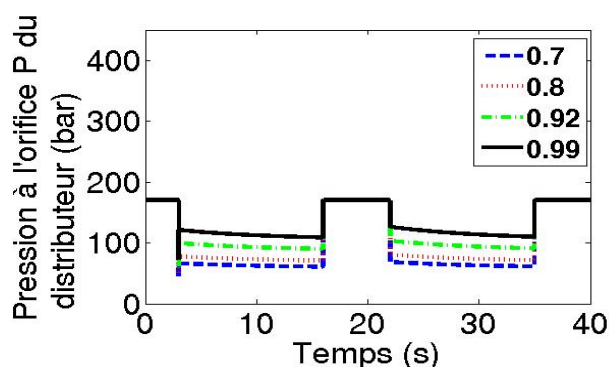


Figure II.34: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

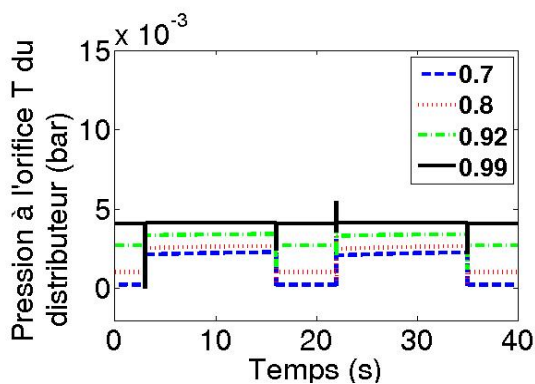


Figure II.35: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

d) Longueur de la canalisation  $l_c$

Nous pouvons constater que d'après la figure II.37, le changement de la longueur de la canalisation se traduit par un changement significatif de la pression à l'orifice A du distributeur. Avec l'augmentation de ce paramètre, cette pression diminue. Les autres sorties (la rotation de la tourelle et les pressions aux orifices P et T) sont légèrement influencées (figure II.36, figure II.38 et figure II.39).

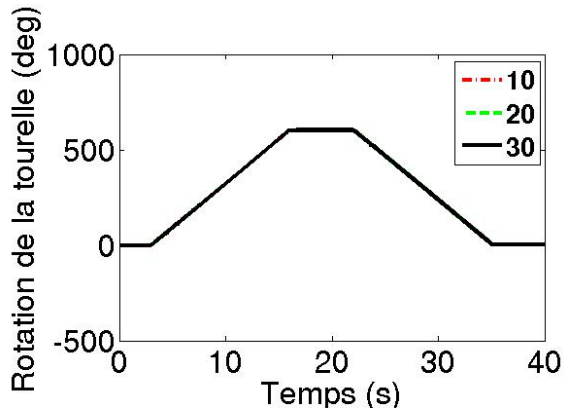


Figure II.36: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

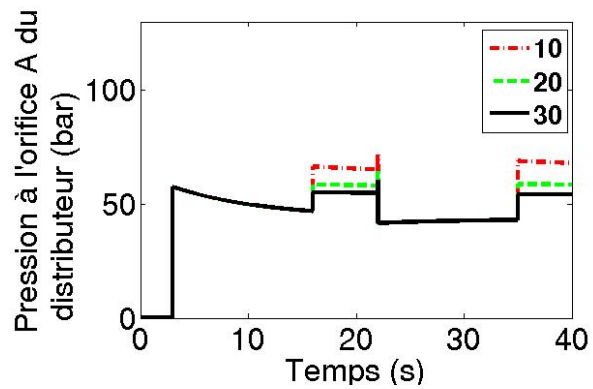


Figure II.37: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

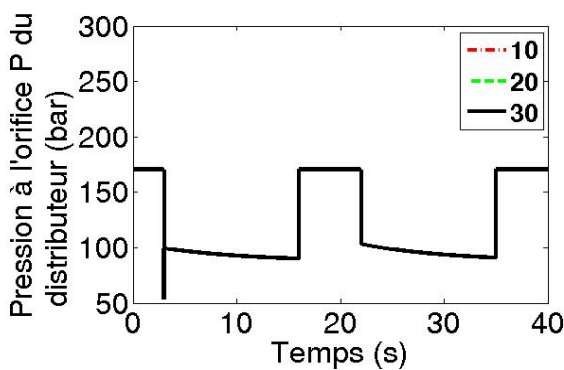


Figure II.38: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

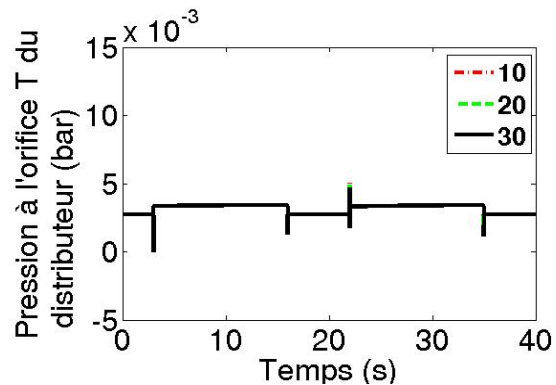


Figure II.39: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

e) Couple de frottement de Coulomb cfc

La variation du couple de frottement Coulomb provoque une légère variation des sorties physiques. L'augmentation de cette valeur se traduit par une diminution légère de l'angle de rotation de la tourelle (figure II.40) et par une légère augmentation de la pression aux orifices A et P du distributeur (figure II.41 et figure II.42). La pression à l'orifice T varie entre 0 et 0,0055 bars. De fait, cette variation est raisonnablement négligeable.

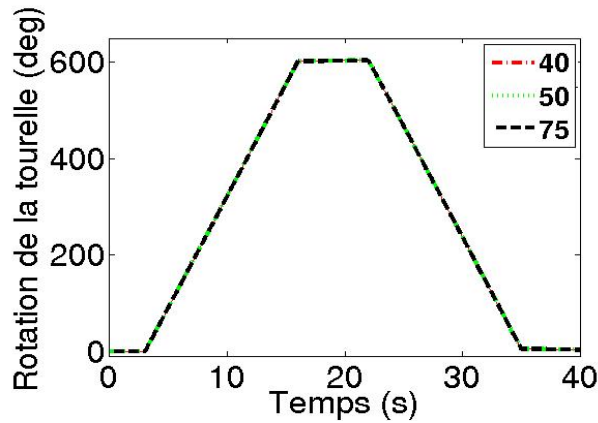


Figure II.40: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

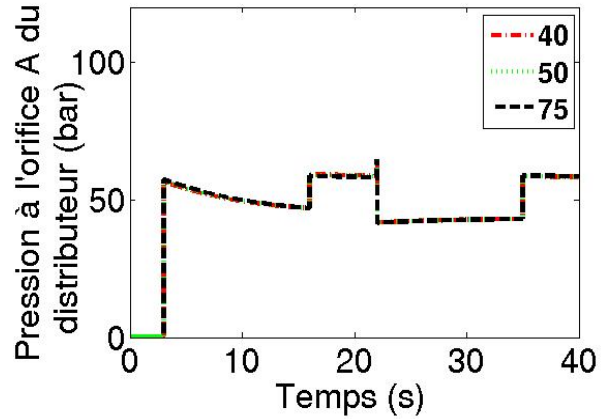


Figure II.41: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

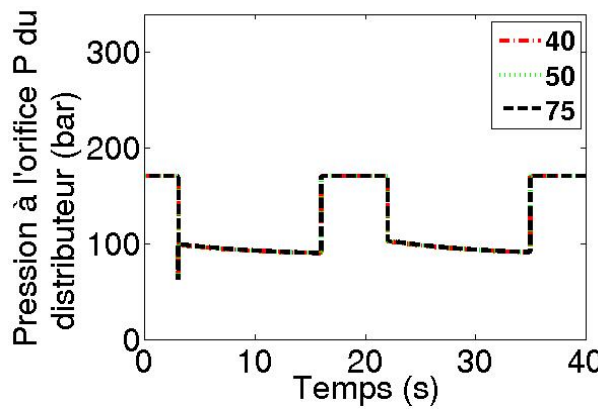


Figure II.42: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

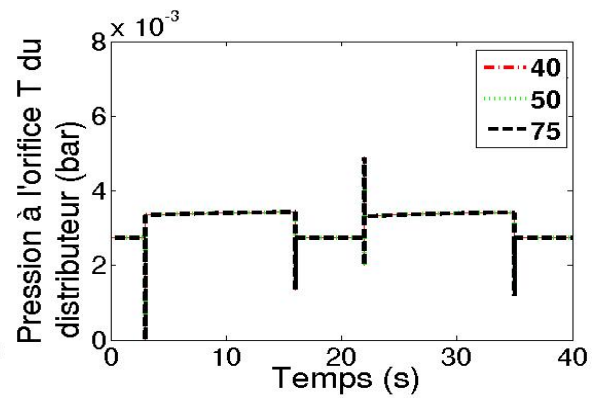


Figure II.43: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

f) Coefficient de débit du distributeur  $cdd$

La figure II.44 représente la variation de la rotation de la tourelle en changeant le coefficient de débit du distributeur. Cette sortie augmente avec l'augmentation de  $cdd$ . Quant aux pressions aux orifices A et P, elles diminuent lorsque  $cdd$  augmente (figure II.45 et figure II.46). La pression à l'orifice T varie entre 0 et 0,007 bars (figure II.47), en conséquence de quoi, la variation de cette sortie peut être considérée comme négligeable.

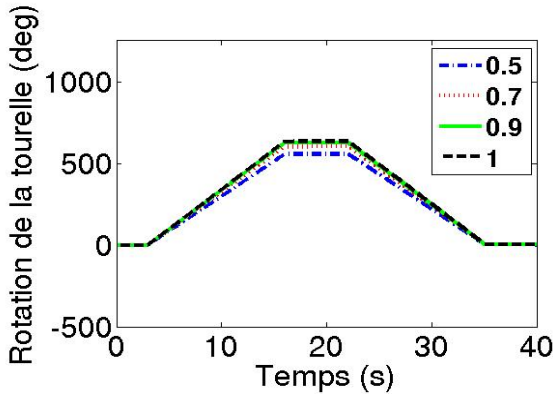


Figure II.44: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

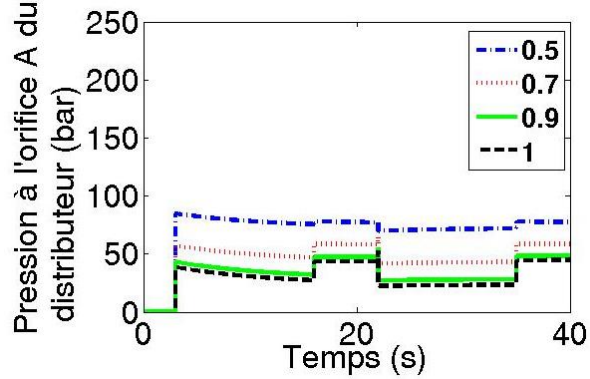


Figure II.45: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

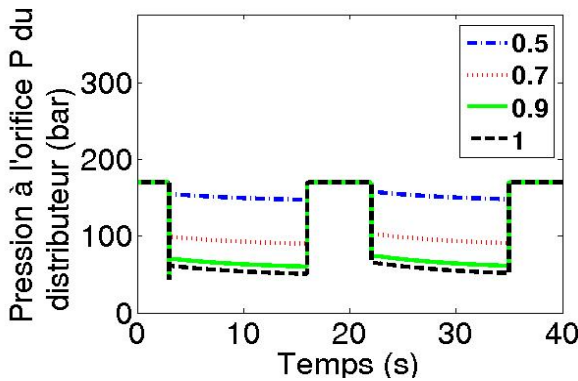


Figure II.46: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

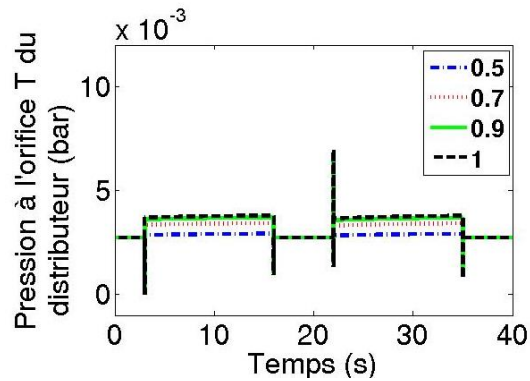


Figure II.47: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

g) Couple de décollement de la rotation de la tourelle  $cdr$

La variation du couple de décollement  $cdr$  influe légèrement les sorties. L'augmentation de la valeur de ce paramètre se traduit par une diminution de la rotation de la pelle et une augmentation des pressions aux orifices A et P du distributeur (figure II.48, figure II.49 et figure II.50). La pression à l'orifice T du distributeur varie entre 0 et 0.005bars (figure II.51). Comme pour tous les paramètres, cette sortie est négligeable.

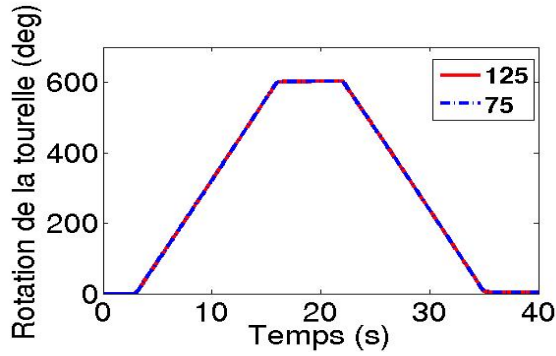


Figure II.48: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

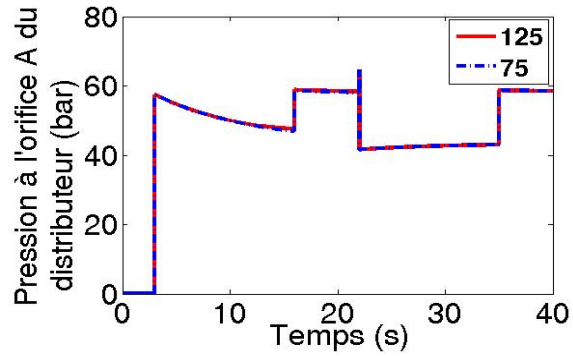


Figure II.49: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

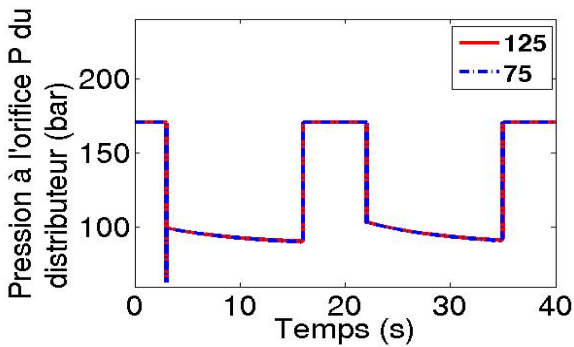


Figure II.50: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

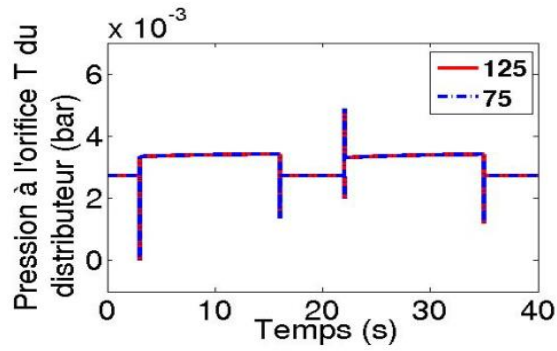


Figure II.51: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

h) Coefficient de débit du limiteur de pression cdl

Comme le démontre les figures ci-dessous (figure II.52 à la figure II.55), la variation du coefficient de débit du limiteur de pression provoque une variation presque négligeable des quatre sorties physiques étudiées.

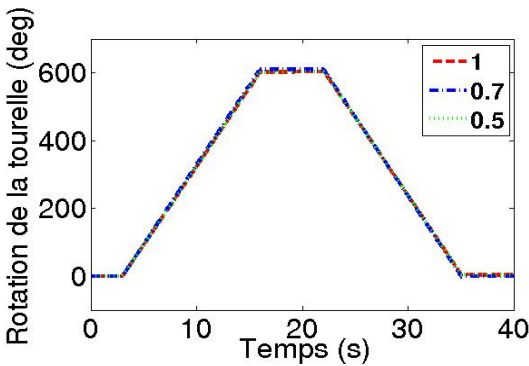


Figure II.52: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

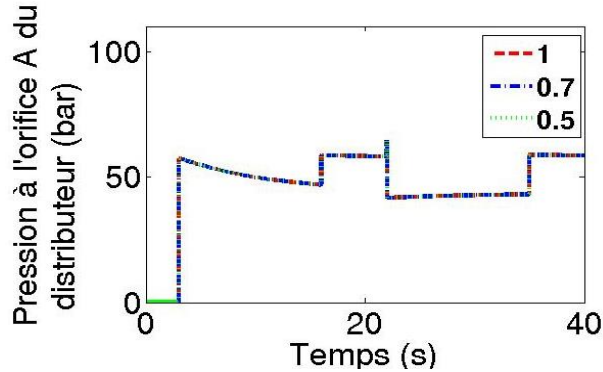


Figure II.53: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur



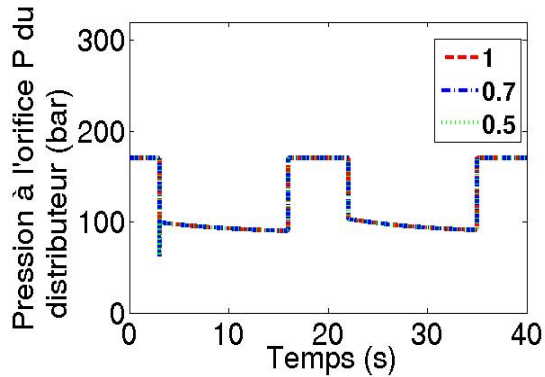


Figure II.54: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

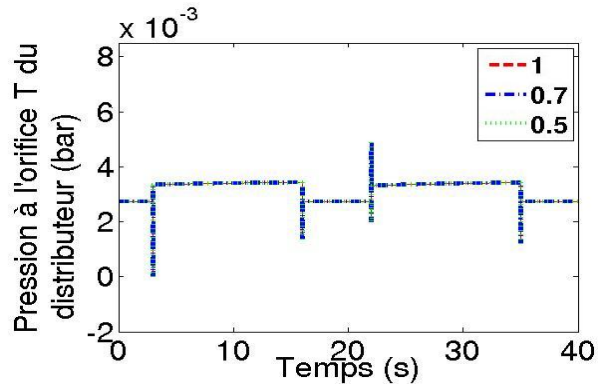


Figure II.55: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

D'après les résultats de l'application de la troisième phase de l'analyse de sensibilité présentés ci-dessus, nous pouvons déduire que la plage de variation de la pression du distributeur à orifice T obtenu à partir de l'évolution de la valeur des paramètres à calibrer n'avait que très peu d'effet sur le système. Cette pression étant toujours négligeable. Par conséquent, nous pouvons conclure que les variations des valeurs des paramètres d'entrée n'ont qu'une influence négligeable sur cette sortie. Tandis que pour les autres sorties, nous pouvons déduire que la variation de l'angle de rotation de la tourelle, et la pression du distributeur aux orifices A et P sont fortement influencées par la variation des paramètres à recalibrer. En conséquence, ces trois sorties seront retenues pour l'étape finale.

#### II.5.4 Quatrième phase: classification des sorties

Une fois la troisième phase établie, les sorties les plus influencées sont évaluées dans la phase finale. Dans cette phase, nous proposons de faire une analyse relative. Cette analyse consiste à étudier la différence entre les résultats de la simulation à base d'AG et celles issues de la simulation de référence (ou de l'expérience) quand les valeurs inconnues des paramètres varient. La méthode consiste à faire varier un seul paramètre et à attribuer aux autres paramètres les valeurs de la simulation de référence. Cette méthode permet de classer les sorties en fonction de leur caractère influençable. Celles qui sont les plus influencées sont les sorties qui présentent une grande différence moyenne entre les résultats de l'AG et ceux de la simulation de référence.

Nous avons appliqué cette méthode aux 8 paramètres du cas d'étude en faisant varier un seul paramètre à la fois. Le premier paramètre à recalibrer que nous allons étudier est le moment d'inertie de la tourelle.

a) Moment d'inertie de la tourelle mit

Afin d'étudier l'influence de l'inertie de la tourelle sur les sorties, nous avons réalisé des essais en lui attribuant 4 valeurs différentes: 1000, 2500, 5000 et 6000 kg.m<sup>2</sup>. D'après les figures II.56, II.57 et II.58, nous remarquons qu'en changeant la valeur de l'inertie, la plage de différence constatée pour l'angle de rotation avoisine les 220% avec un maximum de 120%, cette plage est 14% avec un maximum de 11% pour pression du distributeur à l'orifice P et de l'ordre de 20% avec un maximum de 17% pour la pression du distributeur à l'orifice A est de l'ordre de 17% au maximum. Les différences maximales sont toutes observées pour une valeur de  $mit=1000$  kg \* m<sup>2</sup>. Quant à la variation de la différence moyenne, nous retrouvons un classement similaire. Donc, nous pouvons en déduire que la rotation de la tourelle est la sortie le plus influencée, que la pression du distributeur à l'orifice A est moyennement influencée et que la pression à l'orifice P est la sortie la moins influencée.

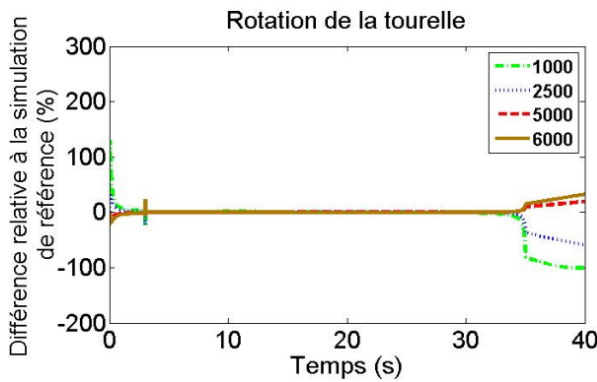


Figure II.56: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

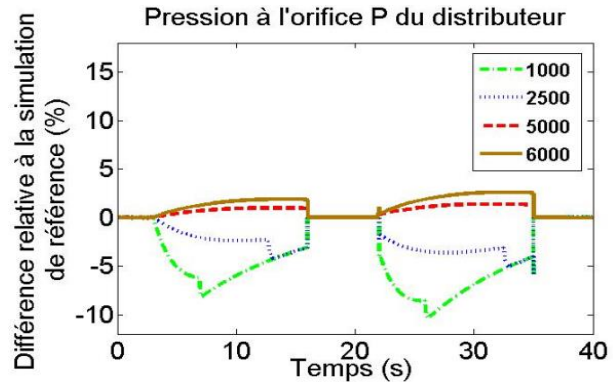


Figure II.57: Différence relative de la pression à l'orifice P

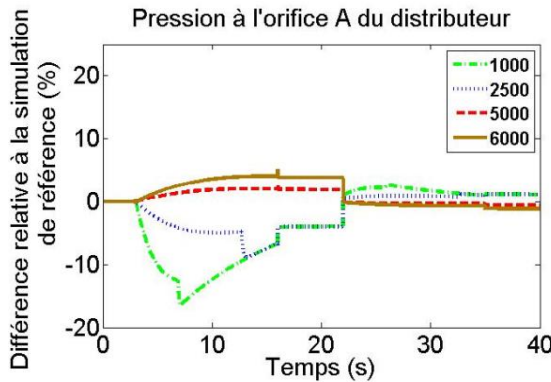


Figure II.58: Différences relatives de la pression à l'orifice A

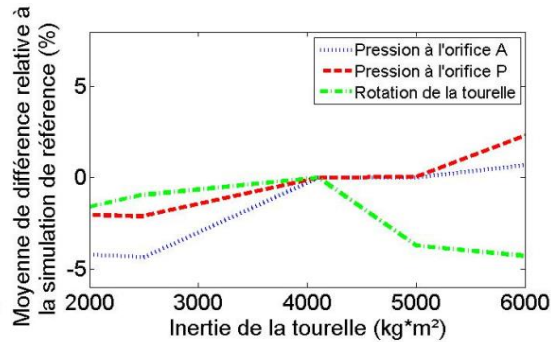


Figure II.59: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

b) Rapport de transmission  $rt$

Pour mener ces essais, nous avons attribué les valeurs suivantes au rapport de transmission: 2, 4, 8 et 10. Comme nous pouvons l'observer dans les figures II.60, II.61 et II.62, la plage de variation et la différence maximale sont de l'ordre de 3200% pour l'angle de rotation de la tourelle, celle de la pression à l'orifice P du distributeur est de 80% avec une différence maximale de 78%, et celle de la pression à l'orifice A du distributeur est de 140% avec une différence maximale de 138%. La variation de la différence moyenne entre les essais numériques et la simulation de référence obtenue en modifiant la valeur du  $rt$ , représentée dans la figure II.63, présente des résultats similaires. La classification des sorties influencées est donc identique aux essais précédents. L'angle de rotation de la pelle est la sortie le plus influencée, puis la pression du distributeur à l'orifice A et enfin la pression à l'orifice P.

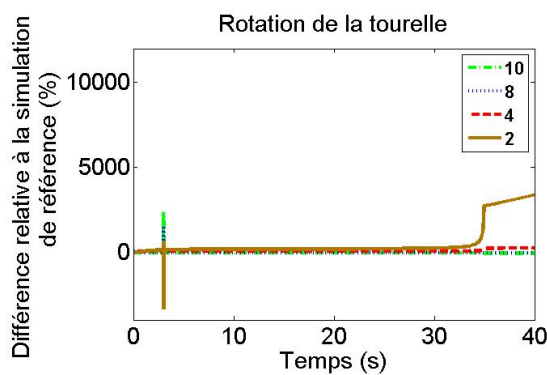


Figure II.60: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

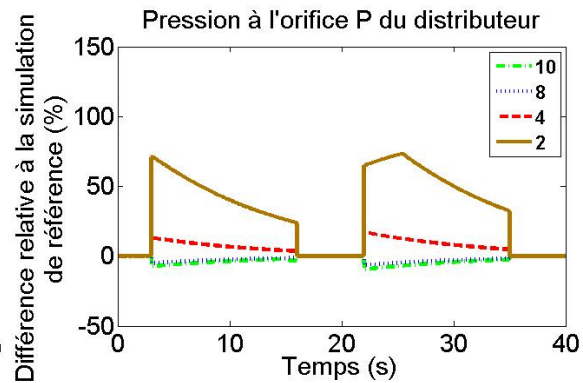


Figure II.61: Différence relative de la pression à l'orifice P

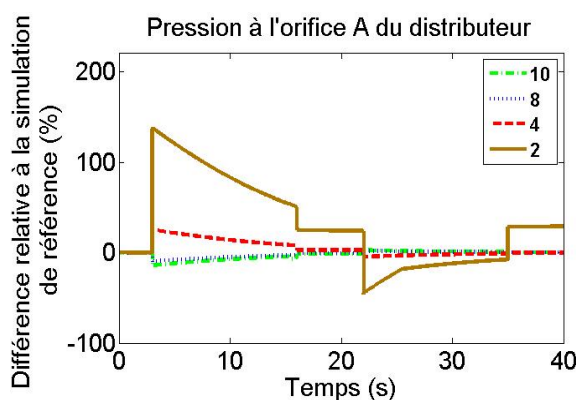


Figure II.62: Différence relative de la pression à l'orifice A

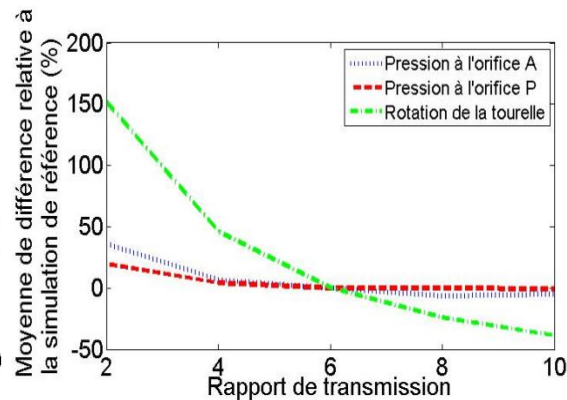


Figure II.63: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

c) Rendement volumétrique de la pompe rvp

Lors de ces essais, nous avons attribué les valeurs 0.7, 0.8 et 0.99 au rendement volumétrique de la pompe. Les figures II.64 et II.67 montrent qu'en changeant le rendement volumétrique de la pompe, la différence entre la simulation et la simulation de référence est pour l'angle de rotation de la tourelle est proche de 0 sauf au démarrage du mouvement. Dans les figures II.65 et II.66, nous pouvons observer une différence maximale de 48% pour les pressions aux orifices A et P du distributeur. La Figure II.67 montre que la pression à l'orifice A est la influencée en moyenne.

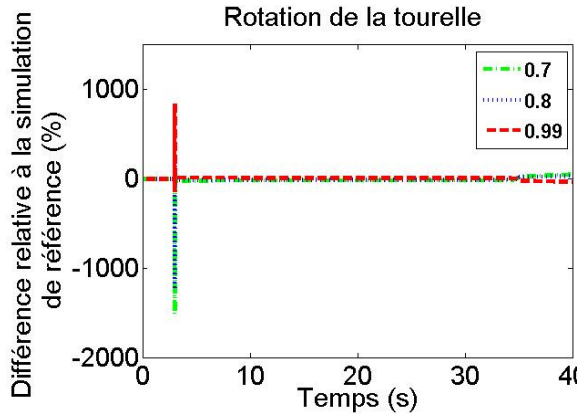


Figure II.64: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

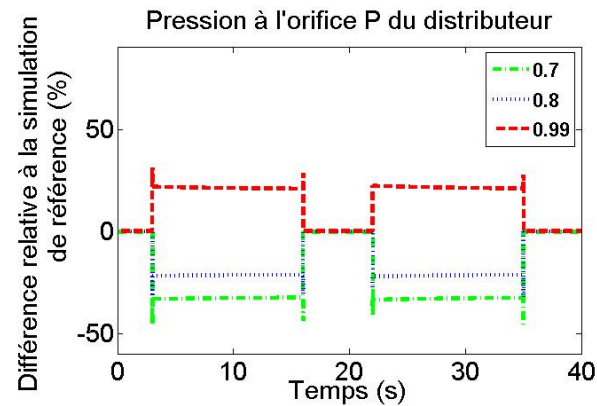


Figure II.65: Différence relative de la pression à l'orifice P

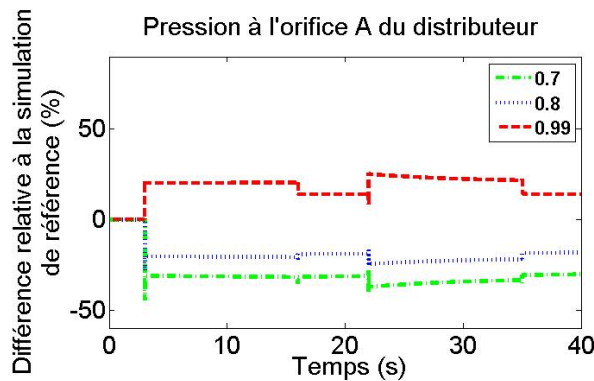


Figure II.66: Différence relative de la pression à l'orifice A

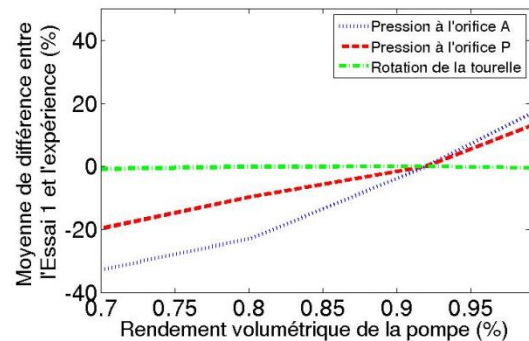


Figure II.67: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

#### d) Longueur des canalisations $l_c$

Dans les essais suivants, la longueur des canalisations s'est vue attribuer les valeurs de 10 et 30cm. Les figures II.68, II.69 et II.70 montrent que l'angle de rotation de la tourelle et la pression aux orifices P et A du distributeur sont peu influencées sauf du début du mouvement. En moyenne, la pression à l'orifice A est la plus influencée comme en témoigne la figure II.71. Donc

le classement est le suivant : la pression du distributeur à l'orifice A, puis la rotation de la pelle et enfin la pression à l'orifice P.

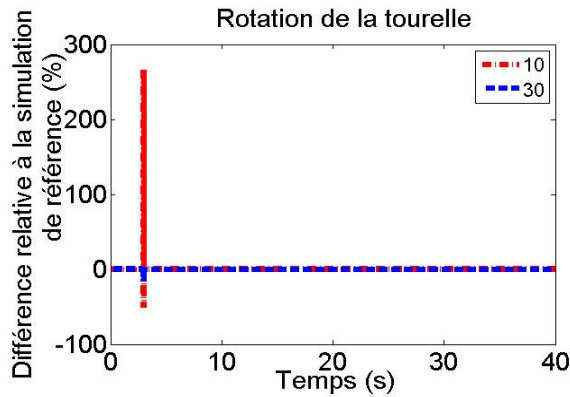


Figure II.68: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

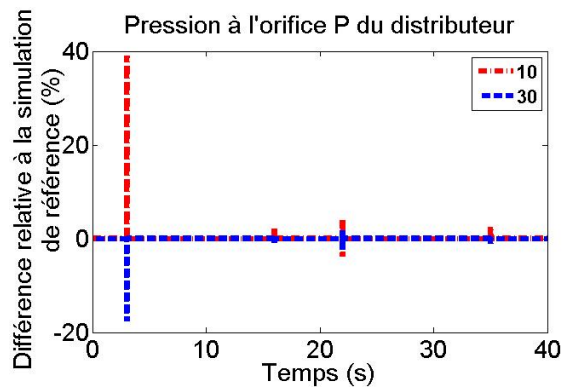


Figure II.69: Différence relative de la pression à l'orifice P

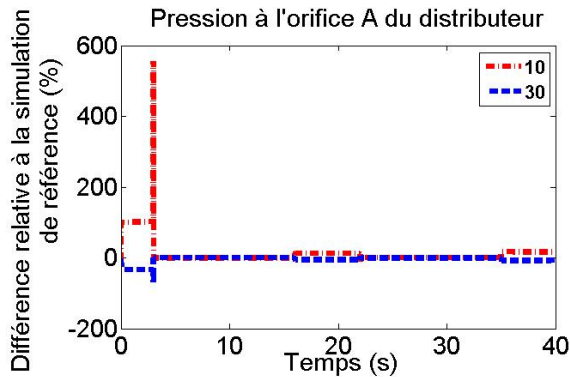


Figure II.70: Différence relative de la pression à l'orifice A

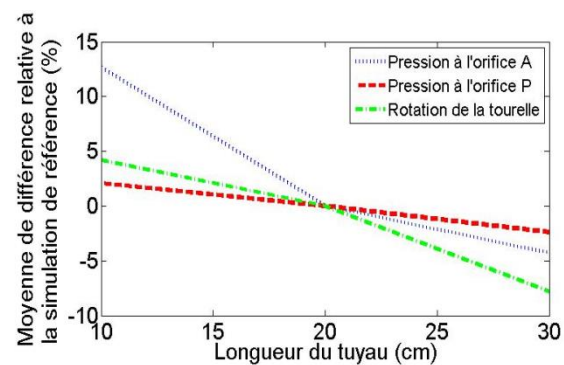


Figure II.71: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

e) Couple de frottement de Coulomb cfc

Lors de ces essais, nous avons attribué les valeurs suivantes au couple de frottement de Coulomb : 40 et 50N.m. Les figures II.72, II.73, II.74 démontrent que les sorties sont peu influencées par les variations de longueur de canalisation sauf au début du mouvement de rotation de la tourelle. En observant les différences moyennes de la figure II.75le classement suivant peut être établi : la rotation de la pelle est la sortie la plus influencée, puis la pression du distributeur à l'orifice P et enfin la pression à l'orifice A.

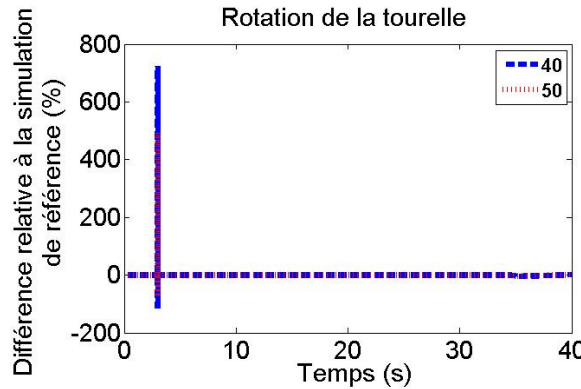


Figure II.72: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

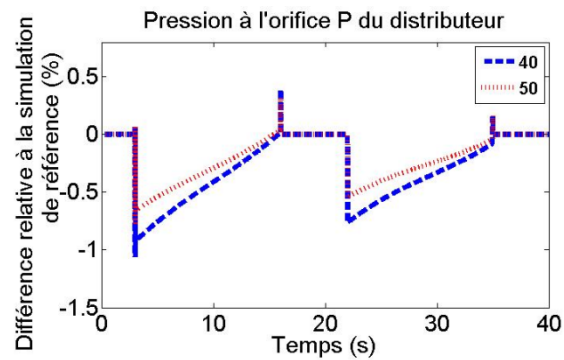


Figure II.73: Différence relative de la pression à l'orifice P

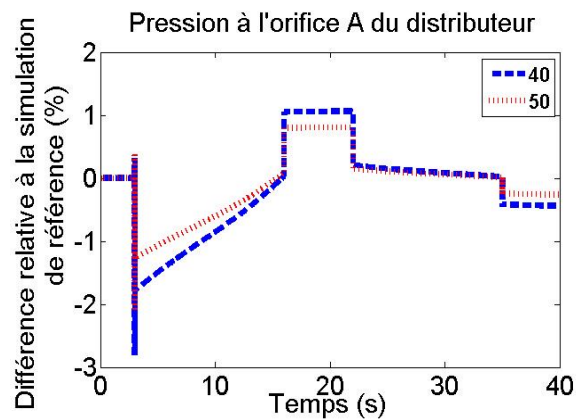


Figure II.74: Différence relative de la pression à l'orifice A

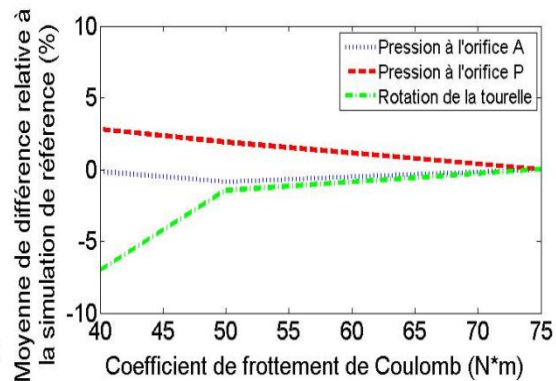


Figure II.75: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

#### f) Coefficient de débit du distributeur cdd

Dans ces essais, nous avons attribué les valeurs 0.5, 0.9 et 1 au coefficient de débit. La figure II.76 montre que l'angle de rotation de la tourelle est peu influencé sauf au début du mouvement. Les figures II.77 et II.78 montrent que les variations observées pour la pression du distributeur aux orifices A et P sont du même ordre de grandeur sauf pendant la phase d'arrêt, entre 16 et 23s, au cours de laquelle la pression à l'orifice A est plus influencée que celle à l'orifice P.

En comparant les résultats présentés dans la figure II.79, le classement est confirmé. Donc, la pression du distributeur à l'orifice A est la sortie la plus influencée, suivie par la pression à l'orifice P et enfin la rotation de la pelle.

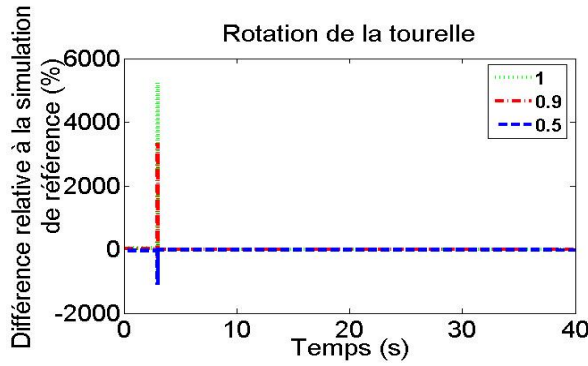


Figure II.76: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

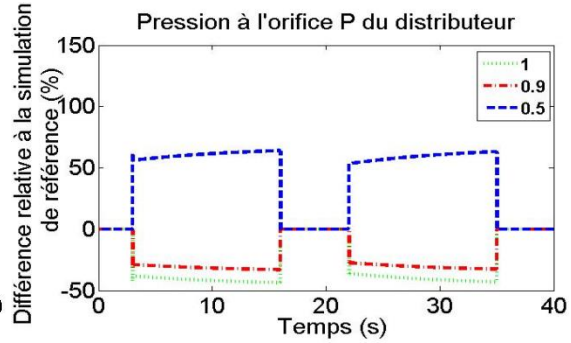


Figure II.77: Différence relative de la pression à l'orifice P

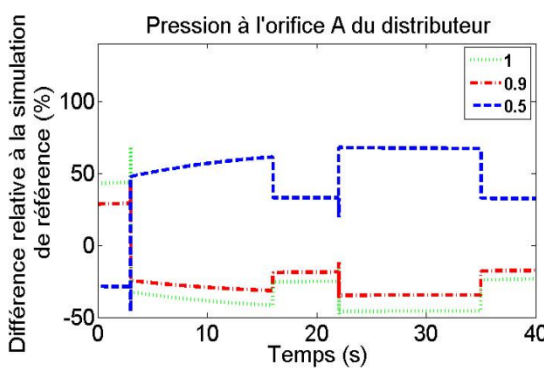


Figure II.78: Différence relative de la pression à l'orifice A

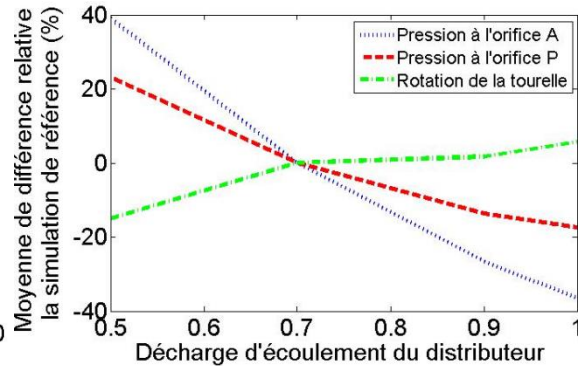


Figure II.79: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

g) Couple de décollement de la rotation de la tourelle cdr

Lors de ces essais, nous avons fait attribuer deux valeurs au couple de décollement de rotation de la tourelle: 100 et 125 N.m. La figure II.80 démontre que l'angle de rotation est très influencé par le couple de décollement au début de la rotation, ce qui est tout à fait logique. Les figures II.81, II.82 et II.83 montrent que la pression à l'orifice A est légèrement moins influencée que la pression à l'orifice P. En résumé, la rotation de la pelle est la sortie le plus influencée, puis la pression du distributeur à l'orifice P et enfin la pression à l'orifice A.

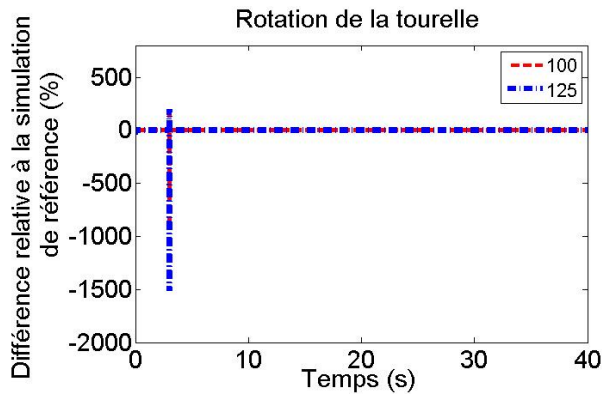


Figure II.80: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

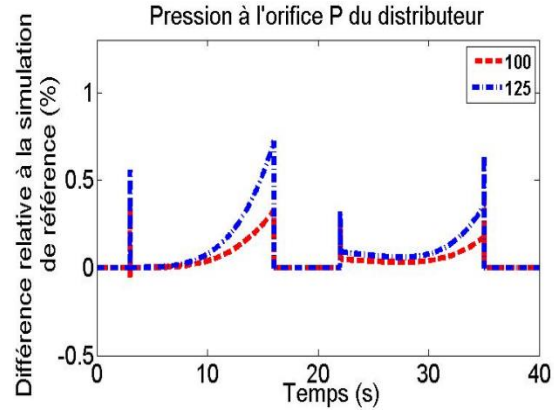


Figure II.81: Différence relative de la pression à l'orifice P

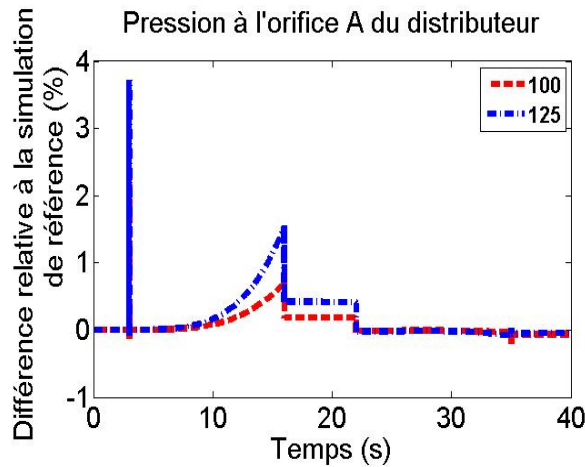


Figure II.82: Différence relative de la pression à l'orifice A

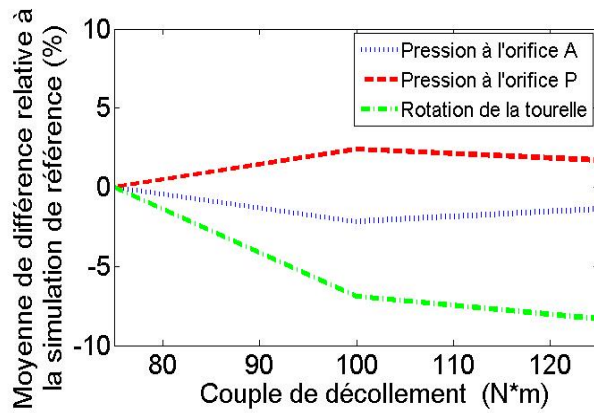


Figure II.83: Moyenne de différences relatives de toutes les sorties physiques

#### h) Coefficient de débit du limiteur de pression cdl

Ici, le coefficient de débit du limiteur de pression s'est vu attribué les valeurs 0.5 et 1. Les figures II.84, II.85 et II.86 que les sorties sont uniquement influencées par ce paramètre pendant les phases transitoires. La différence maximale est observée pour l'angle de rotation de la tourelle avec un écart de 20%. En comparant la différence moyenne entre les essais numériques et la simulation de référence dans figure II.87, il est possible d'établir le classement. La rotation de la tourelle est la sortie le plus influencée en terme tant en terme de différence maximale qu'en moyenne, puis la pression du distributeur à l'orifice A et enfin la pression à l'orifice P.



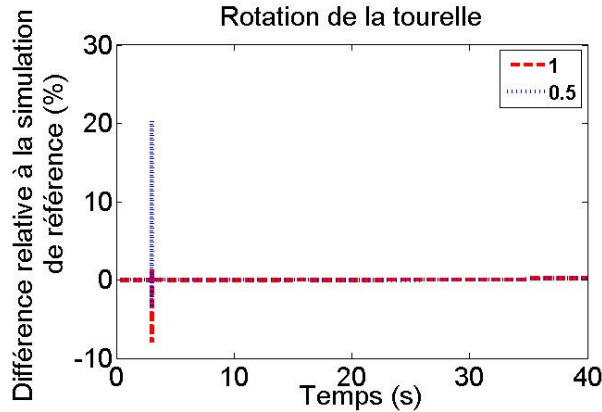


Figure II.84: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

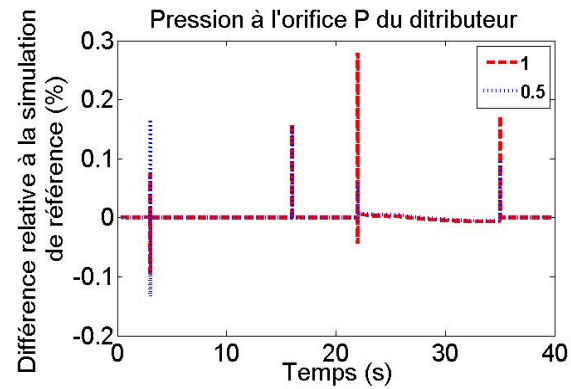


Figure II.85: Différence relative de la pression à l'orifice P

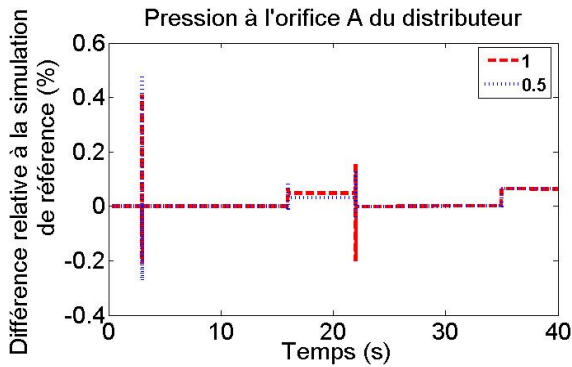


Figure II.86: Différence relative de la pression à l'orifice A

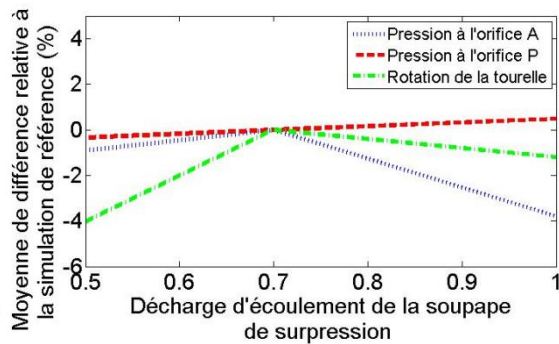


Figure II.87: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

## II.6 Conclusion de l'analyse de sensibilité

D'après les résultats obtenus en appliquant la quatrième phase, nous pouvons en déduire la classification des sorties physiques influencées pour la variation de chaque paramètre étudié indépendamment. Afin d'en déduire la classification globale des sorties pour l'ensemble du système, nous proposons d'attribuer une note reflétant la classification de chaque sortie:

- La note 1 pour la sortie la plus influencée,
- La note 0.5 pour la deuxième sortie,
- La note 0 pour la moins influencée.

Ensuite, nous proposons de créer une matrice de classification des sorties pour l'ensemble du système. Cette matrice est représentée par le tableau II.9.

	Pression à l'orifice A du distributeur	Pression à l'orifice P du distributeur	Angle de rotation de la tourelle
<b>Rapport de transmission</b>	0.5	0	1
<b>Moment d'inertie de la tourelle</b>	0.5	0	1
<b>Couple de frottement de Coulomb</b>	0	0.5	1
<b>Couple de décollement</b>	0	0.5	1
<b>Rendement volumétrique de la pompe</b>	1	0	0.5
<b>Longueur de canalisation</b>	1	0	0.5
<b>Coefficient de débit du distributeur</b>	1	0.5	0
<b>Coefficient de débit de la soupape</b>	0.5	0	1
<b>Somme totale</b>	<b>4.5</b>	<b>1.5</b>	<b>6</b>

Tableau II.9: Matrice de la classification des sorties influencées par chaque paramètre et pour l'ensemble du système

De la somme totale calculée dans la matrice, nous pouvons déduire que la rotation de la tourelle est la sortie physique la plus influencée. La deuxième sortie la plus influencée est la pression du distributeur à l'orifice A, et enfin la moins influencée est la pression à l'orifice P. Étant donné que la pression à l'orifice P est peu influencée en comparaison aux autres, nous pouvons choisir de l'éliminer. En conséquence, seuls l'angle de rotation de la tourelle et la pression à l'orifice A sont nécessaires pour calibrer notre modèle et pour calculer la FO. De ce fait, la formule de la fonction objective devient celle-ci (8):

$$FO = \frac{1}{2} * \left( \frac{1}{n} * \sqrt{\sum_{i=0}^n \frac{(X_{sim}^{RTi} - X_{exp}^{RTi})^2}{(X_{exp}^{RTi})^2}} + \frac{1}{n} * \sqrt{\sum_{i=0}^n \frac{(X_{sim}^{PAi} - X_{exp}^{PAi})^2}{(X_{exp}^{PAi})^2}} \right) \quad (8)$$

Où:  $n$  est le pas de la simulation;  $X_{sim}^{RTi}$  est la variation de l'angle de rotation de la tourelle issue de la simulation au  $i^{eme}$  pas de la simulation;  $X_{exp}^{RTi}$  est la variation de la rotation de la tourelle issue de la simulation de référence au  $i^{eme}$  pas de la simulation;  $X_{sim}^{PAi}$  est la variation de la pression à l'orifice A issue de la simulation au  $i^{eme}$  pas de la simulation;  $X_{exp}^{PAi}$  la variation de la pression à l'orifice A issue de la simulation de référence au  $i^{eme}$  pas de la simulation.

## II.7 Résultats des essais en appliquant l'AG à deux niveaux combiné à une analyse de sensibilité

L'AG à deux niveaux a été appliquée plusieurs fois avec la nouvelle fonction objective (8). Les cinq meilleurs essais ayant la valeur de FO la plus faible ont été sélectionnés puis représentés dans figure II.88 et le tableau II.10. Les valeurs de FO sont ici bien plus faibles, cela s'explique par le fait qu'ici FO est calculé du 2 sorties seulement au lieu de 7. Nous pouvons constater que les valeurs calibrées du rapport de transmission  $rt$ , la longueur de la canalisation  $lc$ , le rendement volumétrique  $rvp$  de la pompe, le coefficient de débit du distributeur  $cdd$ , et le coefficient de débit du limiteur de pression  $cdl$  du meilleur essai, le numéro 1, correspondent aux vraies valeurs avec une erreur acceptable. En outre, les écarts des autres valeurs de paramètres sont relativement faibles : 0,29% et 7,5% pour les paramètres  $mit$  et  $cdr$  respectivement. Cependant, nous constatons un taux d'erreur de l'ordre de 13,6% pour le paramètre  $cfc$ . Ceci peut être expliqué par le fait que la modification de ce paramètre n'a pas un fort impact sur les sorties du système. Dans les figures II.89 à II.95, nous remarquons que les courbes d'évolution des sorties de simulation de l'essai 1 correspondent toujours à celles de la simulation de référence, d'où l'efficacité de la méthode MOGCP.

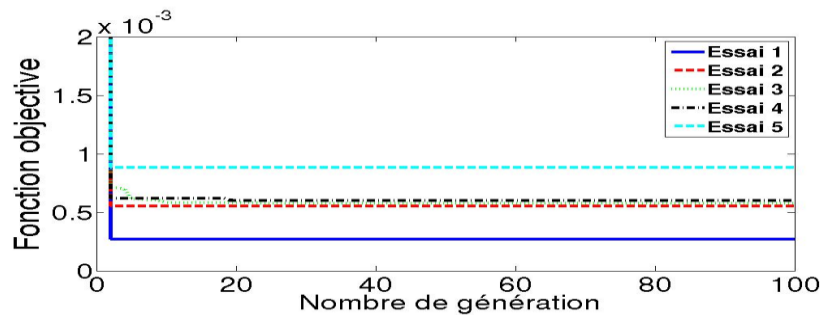


Figure II.88: Variation de la fonction objective des cinq meilleurs essais en appliquant l'AG constitué de deux niveaux et l'analyse de sensibilité

	<b>cdr</b> (N.m)	<b>rt</b>	<b>cfc</b> (N.m)	<b>rvp</b>	<b>cdr</b> (kg.m <sup>2</sup> )	<b>lc</b> (cm)	<b>cdd</b>	<b>cdl</b>	<b>FO</b>
<b>Vrai valeurs</b>	<b>75</b>	<b>6</b>	<b>75</b>	<b>0.92</b>	<b>4100</b>	<b>20</b>	<b>0.7</b>	<b>0.7</b>	<b>0</b>
<b>Essai 1</b>	80.631	5.9314	65.2	0.92	4112.2	19.95	0.704	0.705	0.0002724
<b>Essai 2</b>	79.9	6.02	63.56	0.91	4105.34	19.35	0.68	0.77	0.0003843
<b>Essai 3</b>	76.966	6.001	62.3	0.91	4099.7	20.16	0.709	0.701	0.000579
<b>Essai 4</b>	76.45	6.03	67.3	0.901	4118	19.71	0.697	0.87	0.0005992
<b>Essai 5</b>	75	5.91	67.5	0.89	4099.76	19.2	0.68	0.82	0.00063776

Tableau II.10: Comparaison des valeurs de référence et des valeurs issues du recalage de modèle en appliquant l'AG constitué de deux niveaux et l'analyse de sensibilité

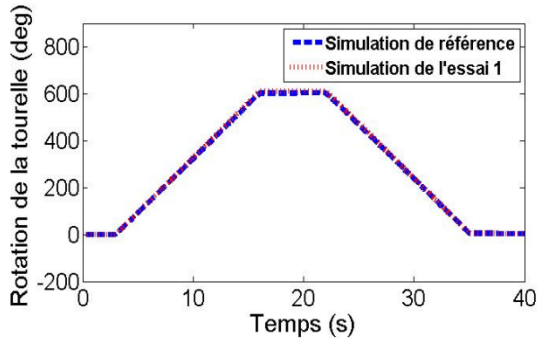


Figure II.89: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

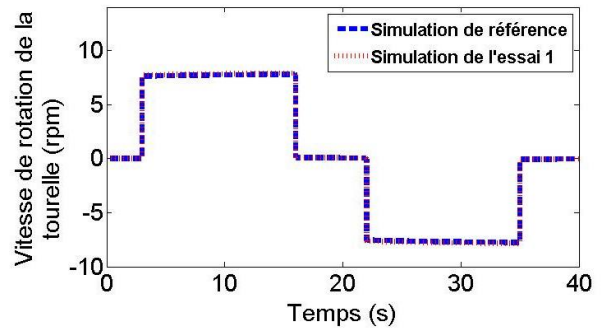


Figure II.90: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle

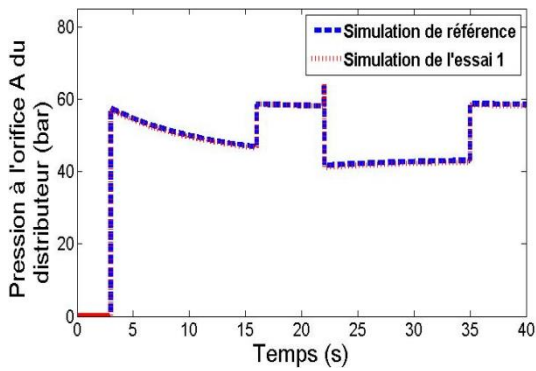


Figure II.91: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

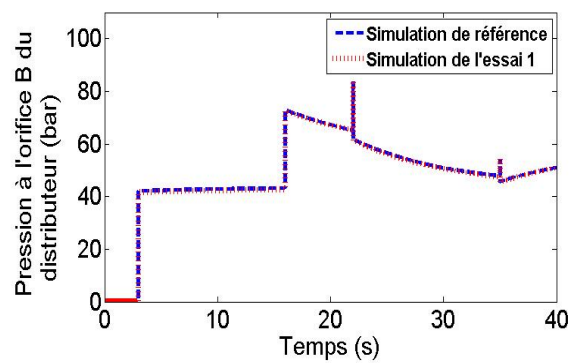


Figure II.92: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

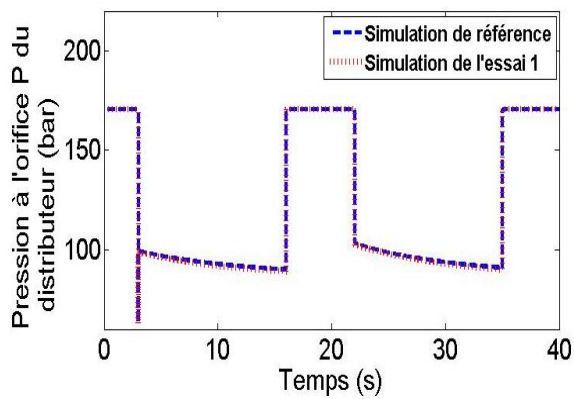


Figure II.93: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

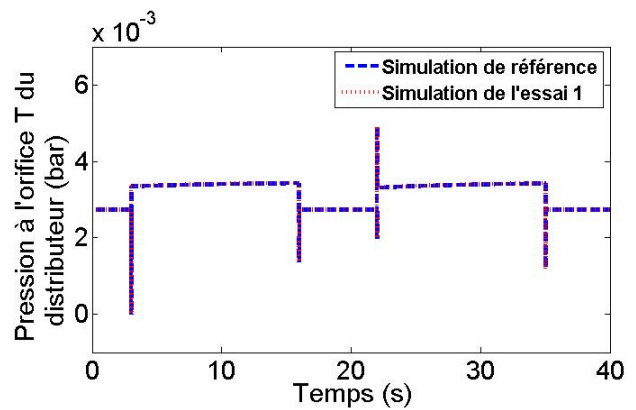


Figure II.94: Variations de la pression à l'orifice T du distributeur

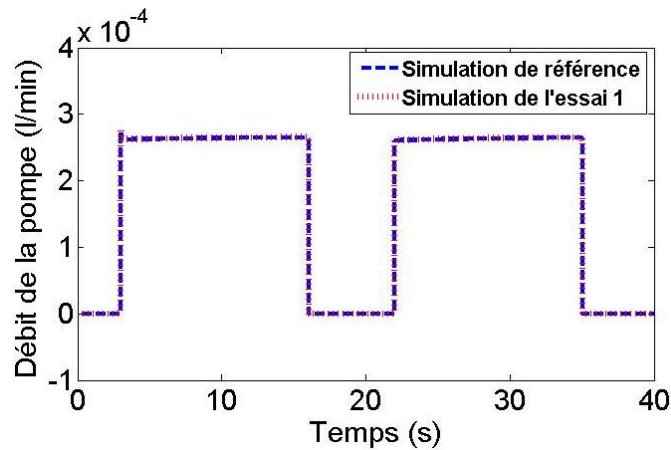


Figure II.95: Variations du débit de la pompe

Au regard des résultats présentés ci-dessus, nous avons prouvé que l'analyse de sensibilité est une approche efficace théoriquement. Elle conduit à des résultats plus précis à moindre coût en termes d'instrumentation du système physique et de temps de calcul. En appliquant cette analyse et en réduisant le nombre de sorties à deux (la rotation de la tourelle et la pression du distributeur à l'orifice A), l'AG à deux niveaux a démontré sa capacité à converger vers la solution attendue. Ainsi, nous pouvons confirmer que la méthode MOGCP basée sur le couplage de l'AG avec une modélisation sur le logiciel de simulation Simulink, et mettant en œuvre une analyse de sensibilité, vérifie les trois spécifications du cahier de charge. Cela constitue donc la solution recherchée pour recalibrer la fonction de rotation de la tourelle et d'autres systèmes physiques similaires.

## II.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté de nombreux aspects importants pour la future recherche industrielle. Tout d'abord, nous avons présenté la problématique de recalage de modèles de circuits hydrauliques d'engins de forte puissance et plus particulièrement ceux des pelleteuses. Afin de trouver la méthode de recalage la plus efficace et la plus adaptée, trois spécifications ont été proposées: la globalité, l'utilisation d'un logiciel de simulation et l'optimisation du coût en terme d'instrumentation expérimentale et de temps de calcul. Deux méthodes ont été étudiées: l'AG et l'AG à deux niveaux. Ces deux méthodes sont basées sur l'échange un algorithme génétique implémenté sur Matlab et les sorties physiques du système modélisé dans un logiciel de simulation.

Dans ce chapitre, nous avons appliqué ces deux méthodes théoriquement sur les résultats d'une simulation de référence afin de vérifier leur efficacité. Ainsi, les résultats ont démontré que ces deux méthodes sont systématiquement capables de trouver les solutions optimales et

que l'AG à deux niveau est plus efficace et plus rapide que l'AG standard dans ce contexte. De ce fait, cet algorithme sera utilisé dans notre méthode MOGCP de recalage de modèle.

Une autre originalité présentée dans ce chapitre est l'approche consistant à optimiser l'étude expérimentale en réduisant le nombre de capteurs nécessaires à la récupération des données expérimentales. En ce sens, nous avons proposé une analyse de sensibilité composée de quatre phases puis nous l'avons appliquée à notre AG à deux niveaux afin de démontrer son efficacité en termes de précision et de coûts inhérents à sa mise en œuvre.

Ce chapitre a prouvé l'efficacité théorique de la méthode de recalage de modèle MOGCP en utilisant l'AG formé de deux étages basé sur l'analyse de sensibilité.

Dans notre approche, nous avons choisi d'utiliser un modèle numérique expérimental appelé simulation de référence afin de démontrer théoriquement la faisabilité de la méthode. Le chapitre suivant sera consacré à l'application de cette méthode sur les mesures issues d'un banc d'essai où le système expérimental est une véritable pelleuse.

### **Chapitre III**

## **Application expérimentale de la méthode MOGCP sur un circuit hydraulique réel de pelleuse**

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté notre proposition de méthode de recalage de modèle nommée MOGCP. Cette méthode globale tend à déterminer toutes les valeurs inconnues des paramètres de systèmes multi-physiques. Elle est basée sur l'utilisation d'un logiciel de simulation (Simulink) couplé avec l'implémentation dans Matlab d'un algorithme de recalage optimisé. Suite aux trois spécifications proposées dans le cahier de charge de la méthode recherchée, nous avons préconisé deux différentes méthodes de recalage heuristiques non déterministes: les Algorithmes Génériques conventionnels et l'AG à deux niveaux.

Afin de démontrer la pertinence de la méthode, nous avons appliqué théoriquement ces deux algorithmes sur la fonction de rotation de la tourelle d'une mini-pelleuse Volvo. Cette application consistait à utiliser les résultats d'une simulation numérique de référence et à mettre en œuvre la méthode MOGCP sur un modèle numérique dans lequel certaines valeurs de paramètres étaient considérées comme inconnues. Dans cette approche, les deux types d'algorithmes génétiques sélectionnés ont été testés. Les résultats ont démontré que l'AG à deux niveaux proposés converge nettement plus rapidement et avec plus de précision que l'AG standard.

Dans le but d'optimiser le temps du calcul et de réduire le coût d'instrumentation des systèmes (notamment en terme de nombre des capteurs nécessaires), nous avons proposé une méthode d'analyse de sensibilité. Cette analyse s'applique aux sorties physiques de la simulation de référence (ou du système expérimental réel dont il sera question dans ce chapitre) afin de sélectionner celles qui sont les plus influencées par les variations des valeurs de paramètre. Ainsi, seules les sorties sélectionnées sont calculées dans la Fonction Objectif de l'AG, ce qui réduit drastiquement le nombre d'itérations de calcul. Nous avons appliqué théoriquement cette analyse sur les sorties physiques de la fonction de rotation de la tourelle issues de la simulation de référence. Les résultats de l'application de l'AG à deux niveaux optimisés par l'analyse de sensibilité ont donné des résultats concluants et ont démontré théoriquement l'efficacité de cette méthode.

Cependant, nous ne pouvons pas garantir avec certitude l'efficacité de la méthode en l'appliquant uniquement sur une simulation numérique de référence. C'est pourquoi, nous

avons choisi de démontrer l'efficacité de MOGCP en l'appliquant à des mesures expérimentales issues de capteurs placés sur un circuit multi-physiques réel. Dans ce but, nous avons collaboré avec le CETIM afin d'obtenir les mesures d'un banc d'essai d'un circuit représentatif de la fonction de rotation de la tourelle d'une pelleteuse. Ce circuit nous a permis de récupérer des sorties expérimentales réelles reflétant le véritable fonctionnement d'une pelleteuse. Dans ce chapitre, nous allons donc appliquer sur les mesures du banc d'essai la méthode MOGCP basée sur le couplage d'un logiciel de simulation et de l'AG à deux niveaux optimisés par une analyse de sensibilité.

### **III.1 Banc d'essai**

Le banc d'essai reproduit in-situ le comportement réel des composants œuvrant à la rotation de la tourelle d'une pelleteuse. La décomposition fonctionnelle du circuit de cette fonction a révélé trois types de composants: les composants hydrauliques, électriques et mécaniques. Les caractéristiques de chaque élément de ce circuit sont énumérées dans le tableau III.1.

En premier lieu, nous avons modélisé le circuit du banc d'essai sur un logiciel de simulation, auquel nous avons appliqué ensuite l'AG à deux niveaux pour recalibrer les valeurs inconnues des paramètres non mesurables ou estimables a priori. Notre algorithme compare les mesures des capteurs du banc d'essai à celles équivalentes des sorties du modèle numériques de manière automatique et itérative. Ces valeurs sont évaluées puis affinées à chaque itération de calcul. En répétant ce cycle plusieurs fois, les sorties issues de la simulation numérique convergent vers celles issues de l'expérience. C'est ainsi que les valeurs des paramètres à recalibrer seront déterminées.



<b>Composants hydrauliques</b>	Moteur hydraulique	Cylindrée 340 cc/rev Vitesse de rotation 60 rpm
	Pompe hydraulique	Cylindrée variable: Cylindrée maximale 28 cm <sup>3</sup> /rev Vitesse de rotation : 2200 rpm Pression nominale 210 bar
	Limiteur de vitesse	Pression maximale 155 bar
	Clapets anti-retour	Pression maximale d'ouverture 170 bar
	Distributeurs	Distributeur 4/3 (connexion A, B, T et P)
<b>Composants mécaniques</b>	Masse de la tourelle	Moment d'inertie: 5.01 kg.m <sup>2</sup> Vitesse angulaire nominale 320 rpm Couple de frottement Nm/ (mn/rev)
	Moteur diesel	3 cylindres Mitsubishi Puissance 17.3 kW à 2200 rpm
	Rapport de transmission	1/5.2
<b>Composants électriques</b>	Système de contrôle	Tous les signaux sont électriques

*Tableau III.1: Caractéristiques des composants du banc d'essai du CETIM*

Dans la partie suivante, nous allons appliquer étape par étape la méthode MOGCP sur le banc d'essai émulant le in situ le fonctionnement de la fonction de rotation de la tourelle.

## **III.2 Application de la méthode MOGCP**

La première étape de la méthode MOGCP consiste à choisir un logiciel de simulation adapté puis à modéliser le circuit.

### **III.2.1 Étape 1: Modélisation du banc d'essai**

Dans le chapitre précédent, nous avons choisi d'utiliser Simulink comme logiciel de simulation. Nous avons fait ce choix car ce dernier est nativement intégré dans la suite Matlab. De ce fait, l'échange entre notre algorithme implémenté dans Matlab et le circuit modélisé dans Simulink était simple à mettre en œuvre.

Afin de démontrer l'efficacité de notre méthode et son application sur tous les logiciels de simulation, nous avons choisi dans ce chapitre de modéliser le banc d'essai dans un logiciel différent de Simulink : ITI SimulationX.

Développé par un groupe international expert dans le domaine de l'ingénierie assistée par ordinateur et du prototypage virtuel de composants et de systèmes techniques (ITI), le logiciel SimulationX [SimulationX] est largement utilisé par le marché pour toutes les approches interdisciplinaires et multi-domaines. SimulationX est un outil de simulation pour la conception, l'analyse et l'optimisation des systèmes complexes. SimulationX présente l'avantage de pouvoir être couplé facilement avec la méthode d'optimisation (l'AG à deux niveaux) implémenté dans Matlab.

Dans notre approche, les échanges de données entre l'AG et SimulationX se déroulent à deux moments. D'une part, après l'obtention d'un ensemble de valeurs de paramètres issus de l'évolution génétique: la méthode d'optimisation implémenté dans Matlab transmet les valeurs des paramètres à recalculer à SimulationX. D'autre part, après avoir reçu un ensemble de paramètres de simulation, SimulationX simule le modèle et renvoie des sorties physiques qui seront utilisées par l'AG à deux niveaux pour calculer la FO et ainsi tester la convergence.

La modélisation de la fonction de rotation de la tourelle du banc d'essai dans SimulationX est présentée dans la figure III.1. Le scénario de fonctionnement qui anime ce circuit, tel qu'il est présenté dans le tableau III.2, est un cycle de fonctionnement typique. La première phase représente la phase de repos du début du cycle de fonctionnement. Ensuite, la première rotation de la tourelle est réalisée. La troisième phase du mouvement est l'arrêt de la rotation et le maintien en position. La phase suivante représente la rotation de la tourelle dans le sens opposé à celui déjà effectué. La dernière phase est l'arrêt total de la rotation. Pour réaliser ces opérations, le signal du distributeur 4/3 doit être celui présenté dans la figure III.2.

Pendant la réalisation de ce scénario, les sorties physiques expérimentales du banc d'essai sont mesurées afin de constituer le référentiel de notre AG. Dans notre application, nous avons considéré que les variations de la pression du réservoir et la rotation du moteur sont identiques à celles mesurées sur le banc d'essai. C'est pour cette raison, nous remarquons dans la figure III.1 que la pression à l'orifice T et la rotation à l'entrée du moteur sont représentées par deux signaux.

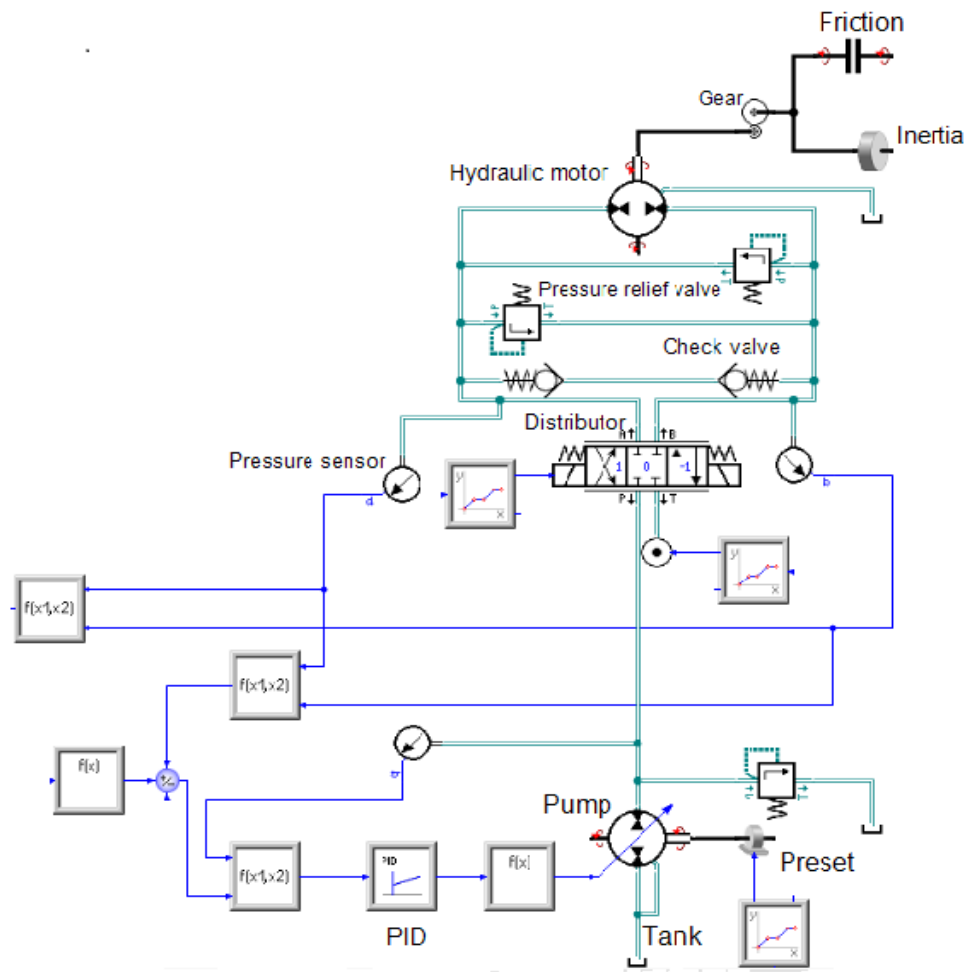


Figure III.1: Modélisation du circuit de la fonction de rotation de la tourelle de la mini-pelleteuse sur SimulationX

Différentes phases du scenario de fonctionnement de la pelleteuse	Temps (s)
Démarrage	[0 ; 3]
Changement de la position du distributeur	[3 ; 3.5]
Rotation de la tourelle vers la droite	[3.5 ; 17]
Changement de la position du distributeur	[17 ; 17.5]
Mouvement du bras avec ou sans vider le godet	[17.5 ; 23]
Changement de la position du distributeur	[23 ; 23.5]
Rotation de la tourelle vers la droite	[32.5 ; 47.5]
Changement de la position du distributeur	[47 ; 47.5]
Arrêt	[47.5 ; 66.74]

Tableau III.2: Les phases du scénario d'exploitation de la pelleteuse

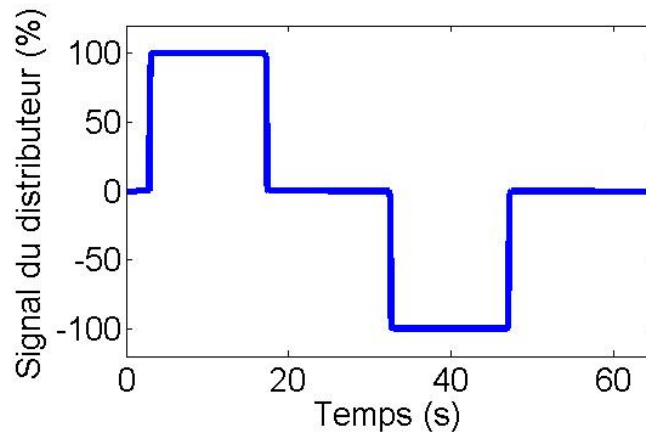


Figure III.2: Signal d'alimentation du distributeur 4/3

### III.2.2 Étape 2: Identification des paramètres à recalibrer

Les paramètres du banc d'essai dont les valeurs étaient inconnues sont les suivants: le rendement volumétrique de la pompe ( $r1$ ), le débit d'écoulement entre les orifices PA/BT du distributeur (débit maximum admissible) ( $q1$ ), le débit d'écoulement entre les orifices PB / AT du distributeur ( $q2$ ), les pertes de charge du distributeur ( $p$ ), le rendement volumétrique du moteur hydraulique ( $r2$ ) et le coefficient de frottement de la tourelle ( $k$ ). Nous avons considéré que les valeurs inconnues de ces paramètres varient dans un intervalle limité par une borne inférieure et supérieure. Ces plages de valeur, présentées dans le tableau III.3, sont estimées par le biais de la connaissance de leur signification physique et de l'expérience d'experts hydrauliciens et mécatroniciens.

	<b>r1</b> (%)	<b>q1</b> (l/min)	<b>q2</b> (l/min)	<b>p</b> (bar)	<b>r2</b> (%)	<b>k</b> (N.m)
<b>Limite inférieure</b>	80	6	6	10	80	2
<b>Limite supérieure</b>	95	30	30	25	95	10

Tableau III.3: Intervalles de définition des paramètres à recalibrer

Une fois ces plages de valeur identifiées, nous passons à l'analyse de sensibilité. Le but de cette analyse est l'identification des sorties physiques qui doivent être mesurées à minima à chaque itération. Ces sorties seront utilisées dans l'étape suivante pour calculer la FO.

### III.2.3 Étape 3: Application de l'analyse de sensibilité

Sur le banc d'essai, nous pouvons mesurer huit sorties physiques telles les pressions aux niveaux des trois orifices du distributeur (orifices A, B et P), les débits aux niveaux des deux

orifices A et B du distributeur, la position angulaire et la vitesse de rotation de la tourelle, et enfin la pression de la pompe. Afin de choisir les sorties qui doivent être sélectionnées et équipées par des capteurs, nous appliquons notre analyse de sensibilité.

L'analyse de sensibilité est composée de plusieurs phases qui seront détaillées ci-dessous :

- a) Étude de la relation physique entre les sorties physiques
- b) Étude de la corrélation entre les sorties physiques
- c) Étude de sensibilité
- d) Classement des sorties

#### ***III.2.3.1 Phase 1: étude de la relation physique entre les sorties***

Dans notre étude de cas, nous remarquons qu'il existe une relation physique entre la rotation de la tourelle et sa vitesse de rotation. En effet, il est possible de calculer la vitesse de rotation à partir de la variation de position angulaire de la tourelle au cours du temps. De ce fait, la mesure de la vitesse de rotation n'est plus obligatoire et les sept autres sorties (la position angulaire de la tourelle, les pressions aux orifices A, B et P du distributeur, le débit aux orifices A et B et la pression de la pompe) sont étudiées à la phase suivante.

#### ***III.2.3.2 Phase 2: Corrélation entre les sorties***

En appliquant la formule de corrélation, nous calculons la matrice de corrélation à partir de Matlab. D'après les résultats obtenus dans le tableau III.4, nous remarquons qu'il existe une relation linéaire positive entre la variation de la pression à l'orifice P du distributeur et la pression de la pompe étant donné que le coefficient de corrélation est égal à 0,9989. Ainsi, la mesure de l'une de ces deux sorties est suffisante et la sortie éliminée peut être déduite de celle mesurée. De même, il existe une relation linéaire négative entre la variation du débit à l'orifice A et celui à l'orifice B du distributeur puisque le coefficient de corrélation prend une valeur de -0,9957. De la même manière, la sortie éliminée peut être déduite de celle mesurée. Ces deux corrélations auraient pu également être déduites par un raisonnement logique, mais étant donné que nous souhaitons proposer une méthode automatisable il est préférable d'avoir le moins souvent recours à l'expertise humaine. Par ailleurs, sur des systèmes plus complexes dans lesquels les relations entre les sorties ne sont pas évidentes, l'analyse de corrélation prend toute son importance.

Ces résultats, nous ont permis d'identifier deux sorties pouvant être éliminées des mesures (la pression à l'orifice P du distributeur ou la pression de la pompe, le débit à l'orifice A ou à

l'orifice B du distributeur). Étant donné que le choix des sorties éliminées n'affecte pas les résultats du recalage et de l'analyse de sensibilité, nous proposons d'éliminer arbitrairement la pression à l'orifice P et le débit à l'orifice B du distributeur. Ces variations seront respectivement déduites de la variation de la pression de la pompe et du débit à l'orifice A du distributeur. Ainsi, le nombre de sorties mesurées est réduit à cinq (la pression de la pompe, le débit à l'orifice A, la rotation de la tourelle et les pressions aux orifices A et B du distributeur). Ces cinq sorties sont donc évaluées dans la troisième phase.

*Tableau III.4: Matrice de coefficient de la corrélation des sorties physiques (calculée sur MatLab)*

	Pression de la pompe	Pression à l'orifice P	Pression à l'orifice A	Pression à l'orifice B	Débit de à l'orifice A	Débit à l'orifice B	Rotation de la tourelle
Pression de la pompe	1	<b><u>0.9986</u></b>	-0.0668	-0.0378	-0.0117	0.0193	0.0486
Pression à l'orifice P		1	-0.0625	-0.0339	-0.0121	0.0197	0.0488
Pression à l'orifice A			1	0.4490	-0.0894	0.1010	-0.1143
Pression à l'orifice B				1	0.0979	-0.0876	0.0336
Débit à l'orifice A					1	<b><u>-0.9957</u></b>	0.0352
Débit à l'orifice B						1	-0.0400
Rotation de la tourelle							1

### *III.2.3.3 Phase 3: Application de l'analyse de sensibilité*

Dans cette phase, nous étudions la variation (incertitude) des sorties physiques du modèle en fonction du changement des entrées du modèle (valeurs des paramètres à recalcr). L'algorithme utilisé fait varier chaque paramètre à recalcr dans l'intervalle défini dans le tableau II.3 et analyse les variations des sorties physiques. Ainsi, les résultats de cette analyse permettent d'identifier les sensibilités non expliquées par la théorie.

La méthode d'analyse de sensibilité est la suivante: en premier lieu, un ensemble de valeurs de base de paramètres à recalcr est défini. Ces valeurs sont des constantes choisies entre les limites inférieures et supérieures de leurs intervalles de définition. Nous avons choisi de prendre une valeur moyenne pour pouvoir appliquer l'analyse de sensibilité et varier la valeur des paramètres à recalcr d'une valeur plus grande et plus petite à la valeur de référence. Cet ensemble de valeurs est présenté dans le tableau III.5. Ensuite, nous sectionnons le paramètre

dont nous voulons tester l'influence sur le système. Durant cette étape, la valeur du paramètre évolue entre la limite inférieure et supérieure. Quant aux autres paramètres, ils prennent les valeurs constantes et égales aux valeurs de base présentées dans le tableau III.5. La dernière étape est l'étude de la variation des sorties physiques en fonction de l'évolution de la valeur du paramètre sélectionné. Cette étude de sensibilité est ensuite appliquée de la même manière à tous les autres paramètres à recalculer.

	<b>r1</b> (%)	<b>q1</b> (l/min)	<b>q2</b> (l/min)	<b>p</b> (bar)	<b>r2</b> (%)	<b>k</b> (N.m)
<b>Valeur de base</b>	87.5	18	18	17.5	87.5	7

Tableau III.5: Valeurs de base des paramètres à recalculer

a) Le rendement volumétrique de la pompe r1

Tout changement de la valeur du rendement volumétrique de la pompe se traduit par une variation au niveau de la pression de la pompe. Cette sortie physique est proportionnelle à la variation de la valeur de  $r1$ , notamment dans les phases transitoires, comme le montre la Figure III.4.

Quant aux autres sorties physiques telles que la rotation de la tourelle, les pressions aux orifices A et B du distributeur, ainsi que le débit à l'orifice A, elles sont légèrement influencées par la variation de ce paramètre.

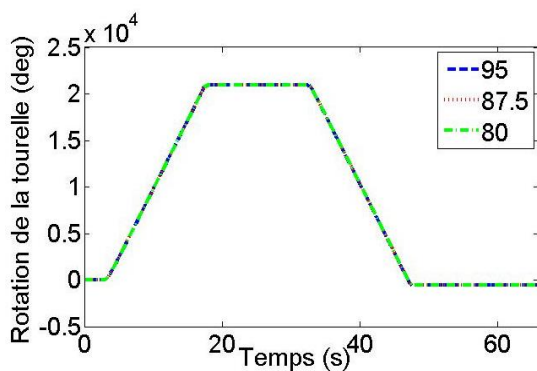


Figure III.3: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

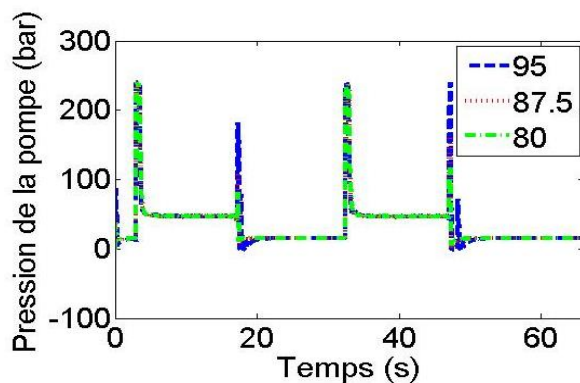


Figure III.4: Variations de la pression de la pompe

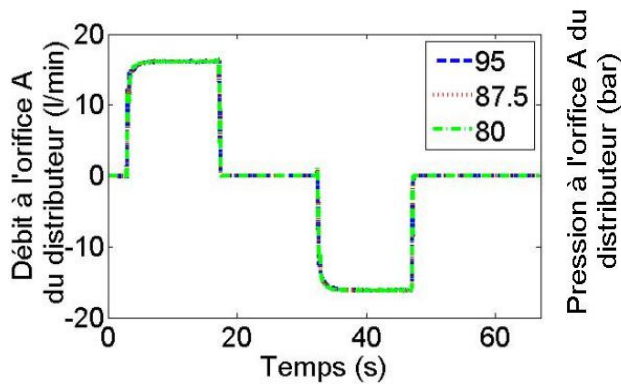


Figure III.5: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

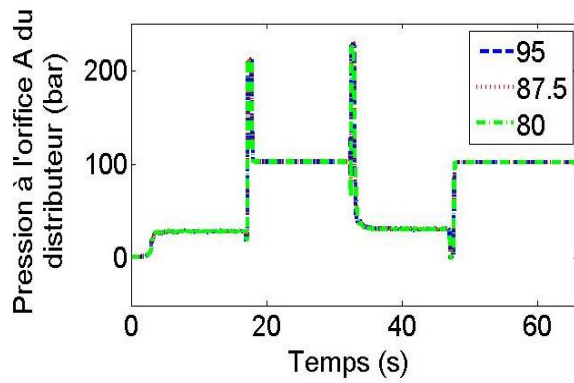


Figure III.6: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

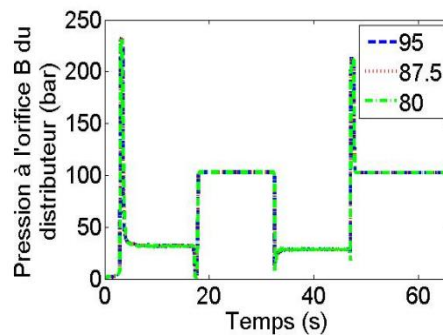


Figure III.7: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

b) Le rendement volumétrique du moteur hydraulique r2

Des trois figures III.9, III.11 et III.12, nous remarquons que la variation de la valeur du rendement volumétrique du moteur hydraulique influe sur les sorties physiques telles que la pression de pompe et les pressions aux orifices A et B du distributeur. En revanche, la variation de  $r_2$  n'influe que légèrement sur les autres sorties physiques.

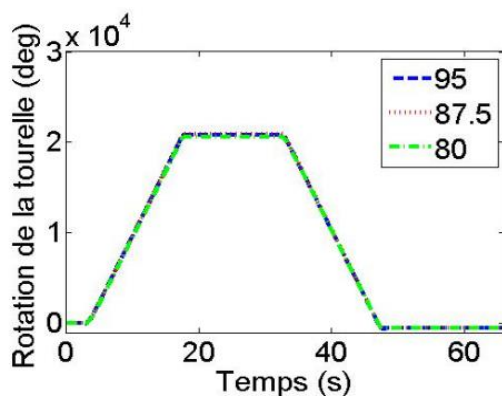


Figure III.8: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

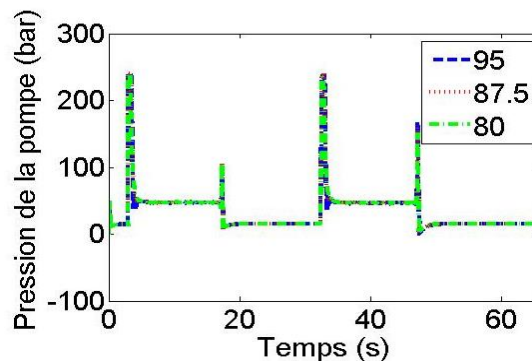


Figure III.9: Variations de la pression de la pompe



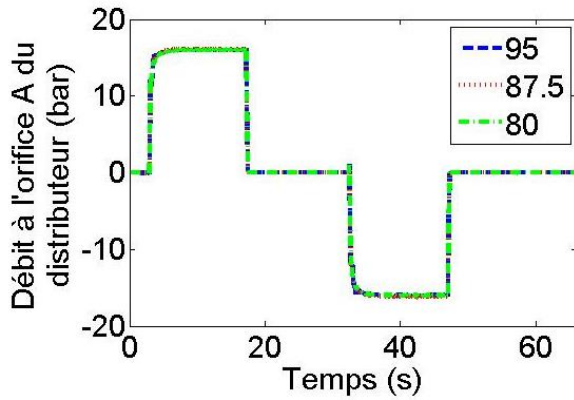


Figure III.10: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

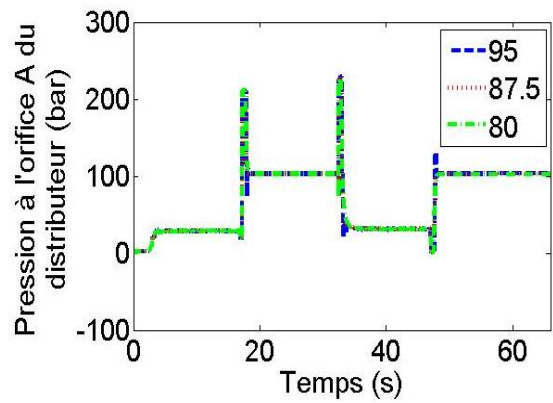


Figure III.11: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

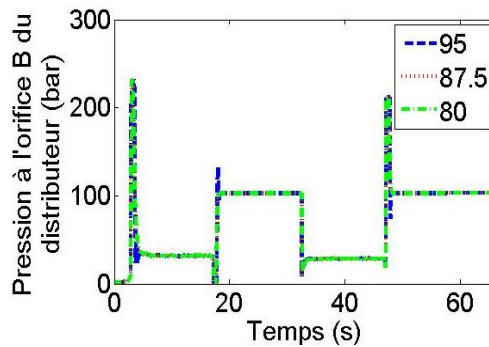


Figure III.12: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

c) Le débit d'écoulement entre les orifices PA / BT du distributeur  $q_l$

Pendant la deuxième phase de rotation, le fluide passe par les orifices PA/BT. Nous remarquons que toutes les sorties physiques ne sont influencées que durant la deuxième phase de rotation de la tourelle. Une variation de la valeur de  $q_l$  se traduit par une variation proportionnelle de l'angle de rotation de la tourelle (figure III.13) ainsi que du débit à l'orifice A du distributeur (figure III.15).

Quant aux pressions de la pompe, aux orifices A et B du distributeur (figures III.14, III.16 et III.17), nous remarquons une légère variation principalement quand le distributeur change de position.

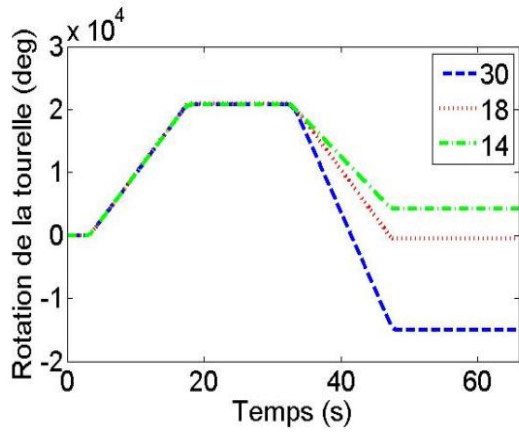


Figure III.13: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

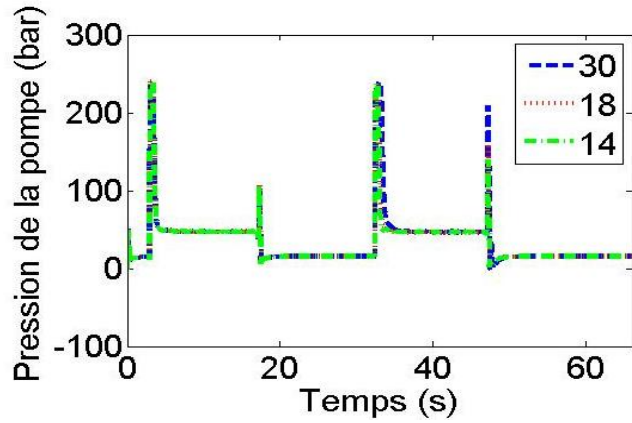


Figure III.14: Variations de la pression de la pompe

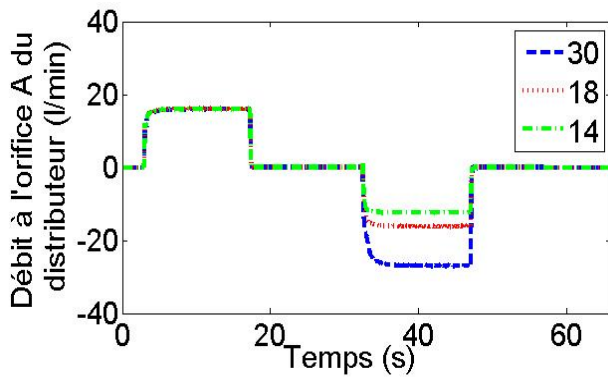


Figure III.15: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

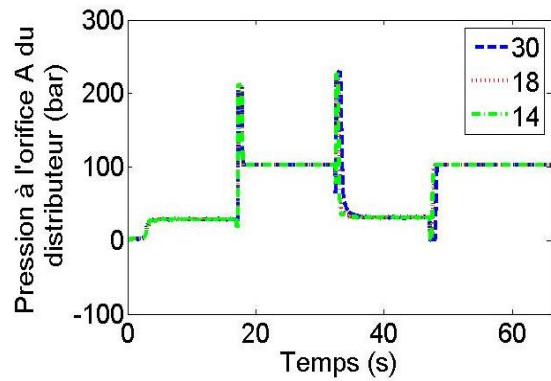


Figure III.16: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

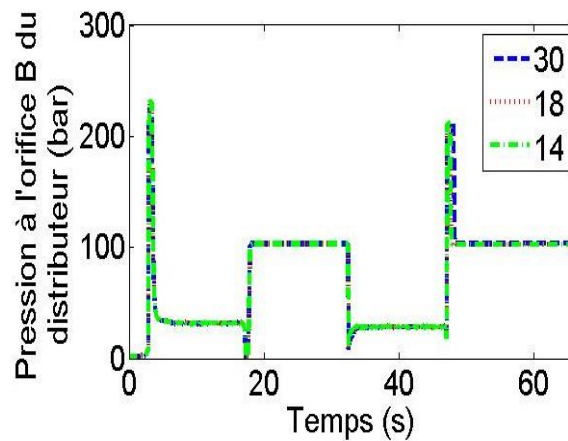


Figure III.17: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

d) Le débit d'écoulement entre les orifices PB / AT du distributeur  $q_2$

Tout comme dans le cas précédent, nous remarquons que la variation de  $q_2$  est proportionnelle à la variation d'angle de rotation (figure III.18) ainsi que la variation du débit

à l'orifice A (figure III.20), à la différence près que les variations ont lieu pendant la première phase de rotation de la tourelle, au moment où le fluide passe par les orifices PB/AT. De même, pendant cette phase, nous remarquons une légère variation des pressions de la pompe, des orifices A et B du distributeur (figures III.19, III.21 et III.22) principalement lors des phases de changement de position du distributeur.

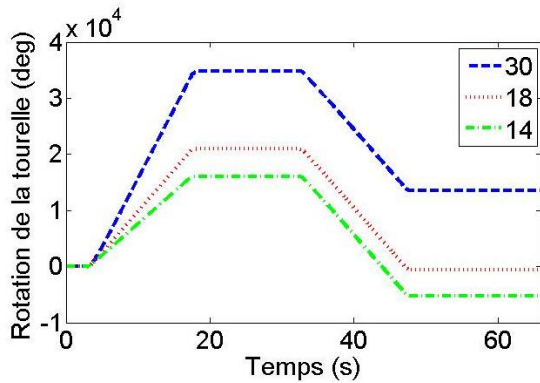


Figure III.18: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

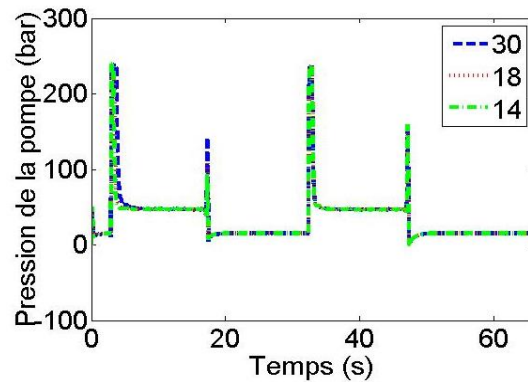


Figure III.19: Variations de la pression de la pompe

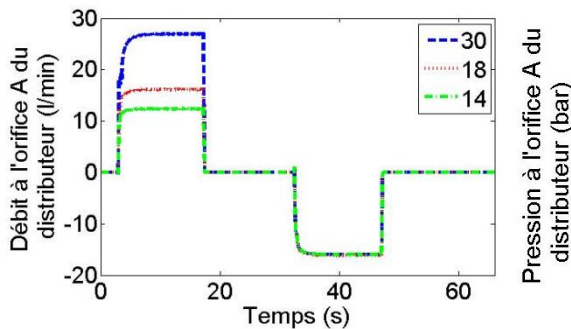


Figure III.20: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

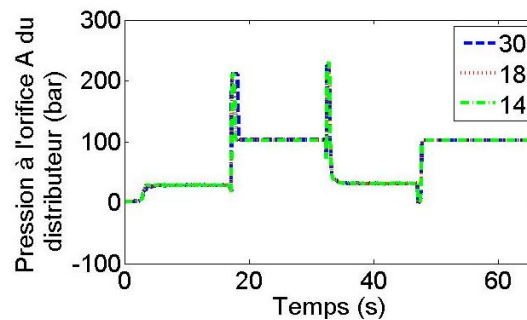


Figure III.21: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

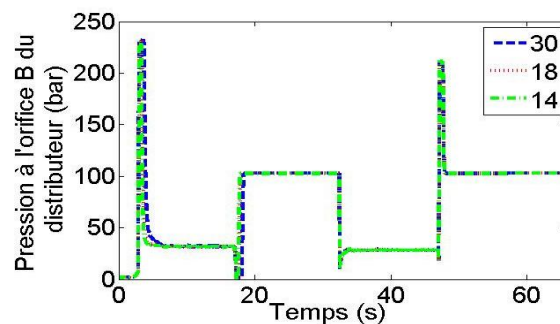


Figure III.22: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

e) Pertes de charge du distributeur  $p$

En faisant varier la valeur de la perte de charge  $p$  du distributeur, nous remarquons que deux sorties physiques, la rotation de la tourelle et le débit à l'orifice A du distributeur, sont très influencées. Ces deux sorties sont inversement proportionnelles à la variation de  $p$  comme le démontrent les figures III.23 et III.25. Toutefois l'influence de  $p$  sur les autres sorties, telles que la pression de la pompe et la pression aux orifices A et B du distributeur, est quasiment négligeable (figure III.24, figure III.26 et figure III.27).

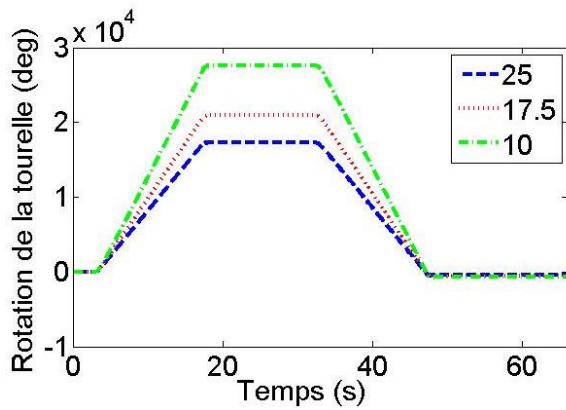


Figure III.23: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

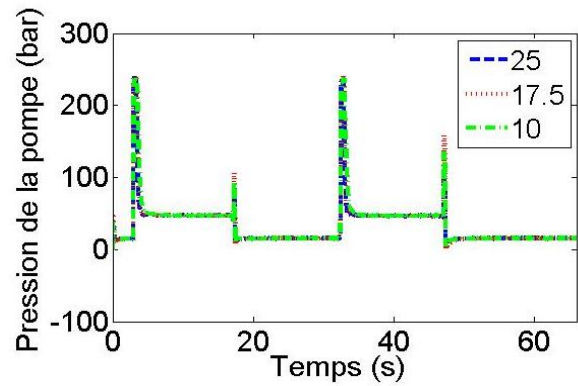


Figure III.24: Variations de la pression de la pompe

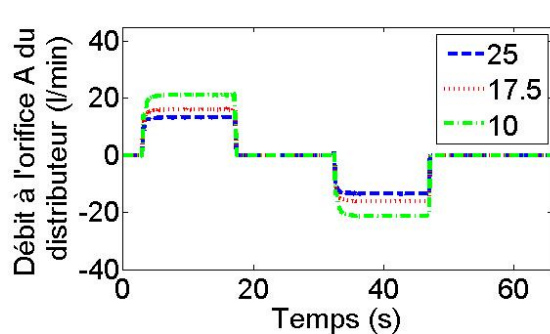


Figure III.25: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

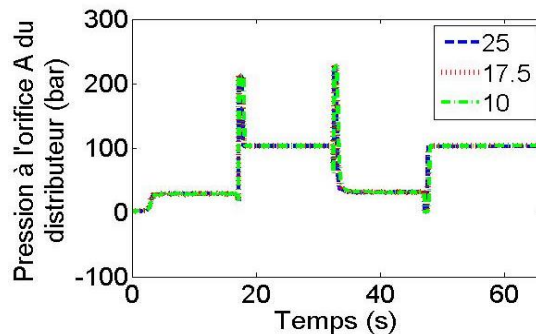


Figure III.26: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

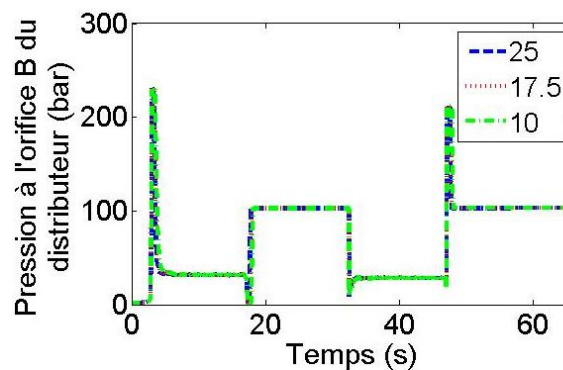


Figure III.27: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

f) Couple de frottement  $k$

Des figures III.28, III.29, III.30, III.31 et III.32, nous remarquons que la variation de la valeur de  $k$  influe très légèrement sur les sorties physiques du système.

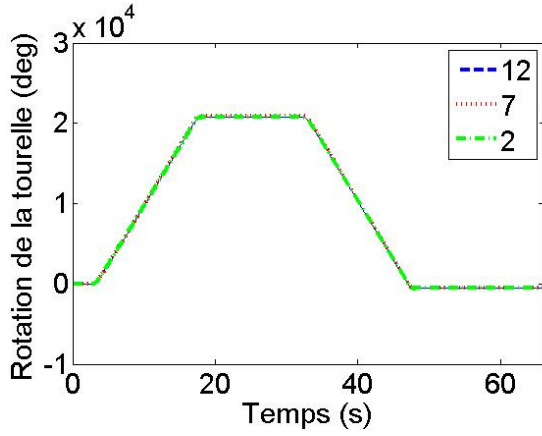


Figure III.28: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

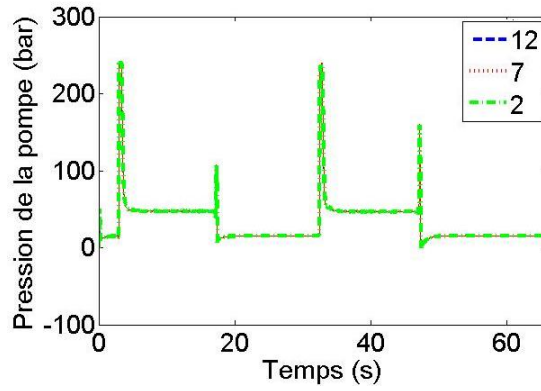


Figure III.29: Variations de la pression de la pompe

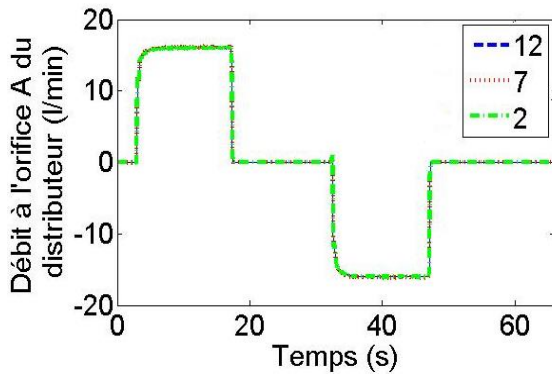


Figure III.30: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

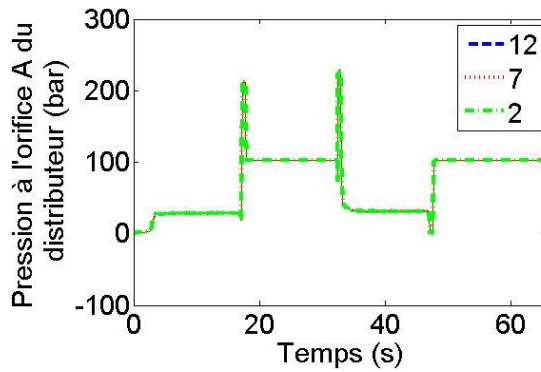


Figure III.31: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

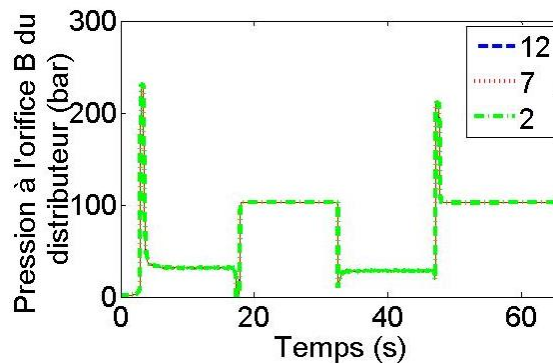


Figure III.32: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

De la troisième phase, nous déduisons que les cinq sorties physiques (la position angulaire de

la tourelle, la pression de la pompe, le débit à l'orifice A du distributeur et les pressions aux orifices A et B du distributeur) sont toutes influencées par la variation des paramètres à recalcr ( $r1$ ,  $r2$ ,  $q1$ ,  $q2$  et  $p$ ). Cependant, la variation du paramètre  $k$  n'a aucune influence sur ces sorties physiques. Pour cette raison, aucune de ces sorties n'est éliminée dans cette phase et seront donc toutes évaluées dans la quatrième phase. Dans cette dernière nous classifions toutes les sorties physiques selon l'influence de chaque paramètre à recalcr à l'exception du paramètre  $k$ .

#### ***III.2.3.4 Phase 4: Classement des sorties physiques selon leurs caractère influençable***

Dans cette phase, nous étudions les variations des sorties physiques en comparaison à celles observées en utilisant les paramètres de base. Nous appliquons cette étude aux cinq paramètres à recalcr ( $r1$ ,  $r2$ ,  $q1$ ,  $q2$  et  $p$ ).

En reprenant à l'identique le barème de classement proposé dans lors de l'étude de sensibilité théorique au chapitre II, nous classerons les sorties en leur donnant une note reflétant leur sensibilité aux variations du paramètre à recalcr. Ainsi, nous donnons

- la note 1 pour les sorties les plus influencées
- la note 0.5 pour les sorties moyennement influencées
- la note 0 pour les sorties les moins influencées.

Nous allons ainsi étudier l'influence de chaque paramètre.

##### ***a) Le rendement volumétrique de la pompe $r1$***

Les figures III.33, III.34, III.35, III.36 et III.37 représentent les variations des différences observées pour la rotation de la tourelle, la pression de la pompe, le débit à l'orifice A du distributeur et les pressions aux orifices A et B par rapport à celles de la simulation de base en faisant varier la valeur de  $r1$ . De ces figures, nous remarquons que la pression de la pompe est la sortie la plus influencée avec des valeurs moyennes de différences relatives (figure III.38) les plus élevées. De ce fait, cette sortie se voit attribuer une note égale à 1. Quant à la rotation de la tourelle, nous constatons que cette sortie est moyennement influencée en faisant varier la valeur de  $r1$ . Une note de 0.5 sera donc donnée à cette sortie. Pour finir, les variations du débit à l'orifice A du distributeur ainsi que les pressions aux orifices A et B son très légèrement influencées par la variation de  $r1$ . Pour cette raison, nous donnons une note de zéro à chacune d'elles.

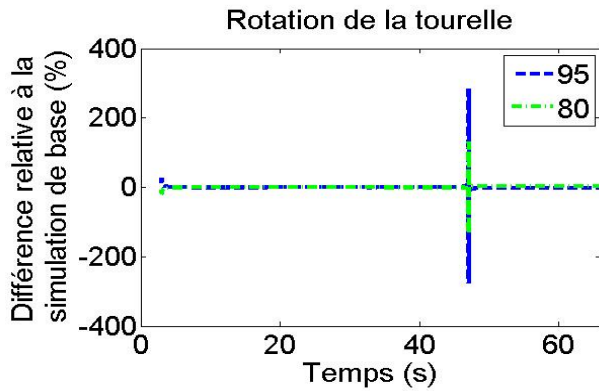


Figure III.33: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

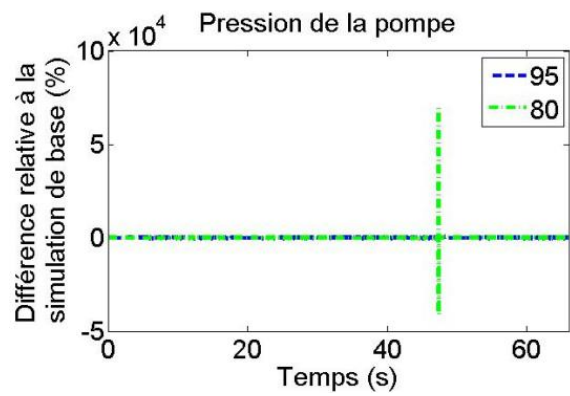


Figure III.34: Différence relative de la pression de la pompe

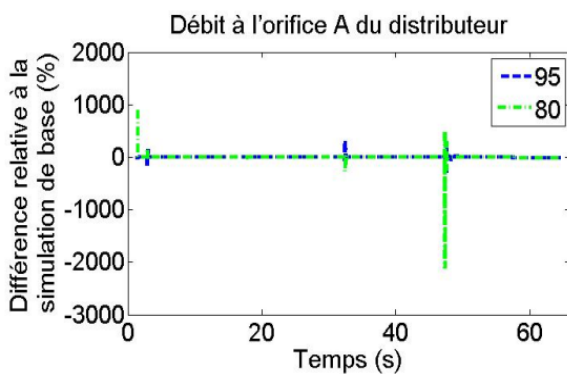


Figure III.35: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur

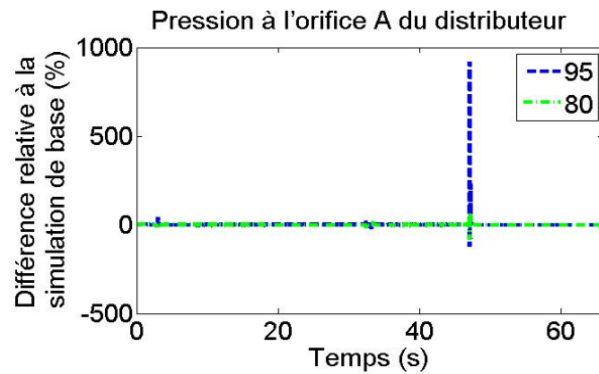


Figure III.36: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur

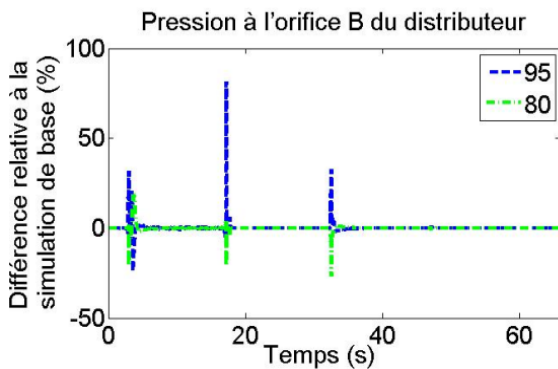


Figure III.37: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur

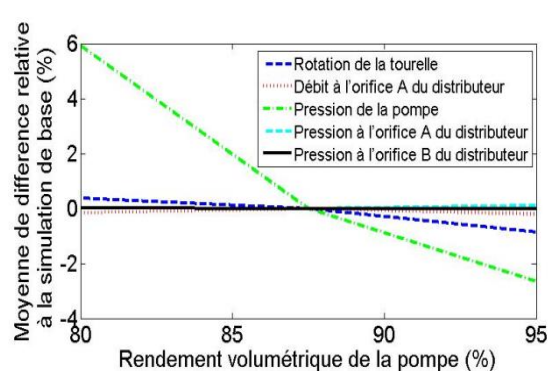


Figure III.38: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

b) Le rendement volumétrique du moteur hydraulique r2

Les figures III.39, III.40, III.41, III.42 et III.43 représentent les variations des différences observées pour la rotation de la tourelle, la pression de la pompe, le débit à l'orifice A du distributeur et les pressions aux orifices A et B en comparaison à celles de la simulation de base en faisant varier la valeur de  $r_2$ . De la figure III.44, nous pouvons déduire le classement

de ces sorties selon leurs sensibilités. La rotation de la tourelle ainsi que le débit à l'orifice A du distributeur sont les sorties les plus influencées. Ainsi, une note de 1 est donnée à ces deux sorties physiques. Une note de 0.5 est attribuée aux variations de la pressions aux orifices A et B, qui ne sont que moyennement influencées. Quant à la pression de la pompe, nous remarquons qu'elle est la sortie la moins influencée en faisant varier la valeur de  $r_2$ . De ce fait, une note de zéro est donnée à cette sortie physique.

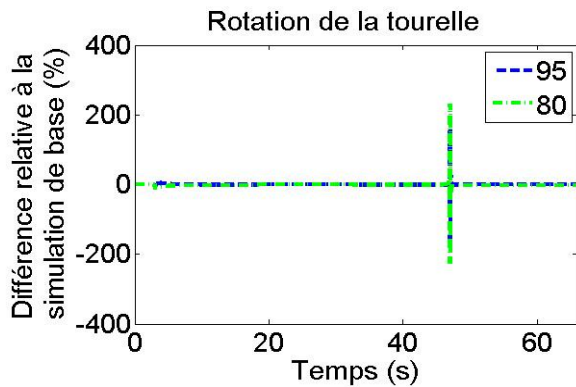


Figure III.39: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

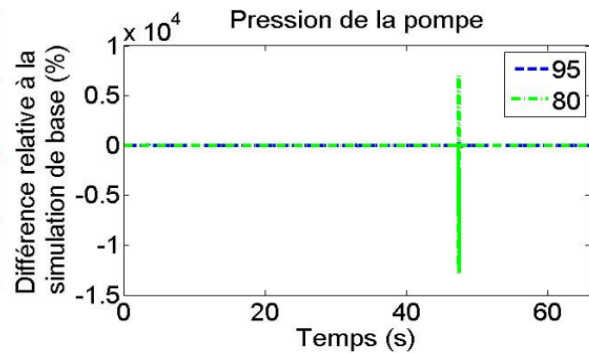


Figure III.40: Différence relative de la pression de la pompe

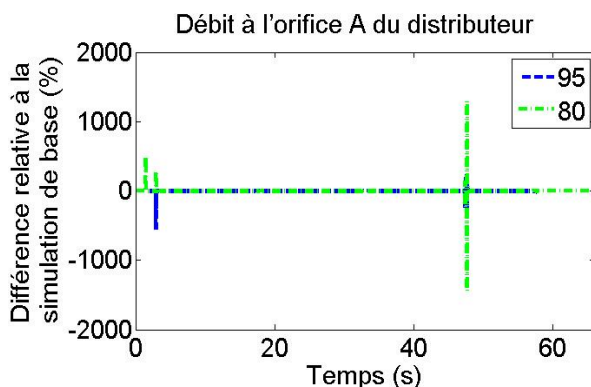


Figure III.41: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur

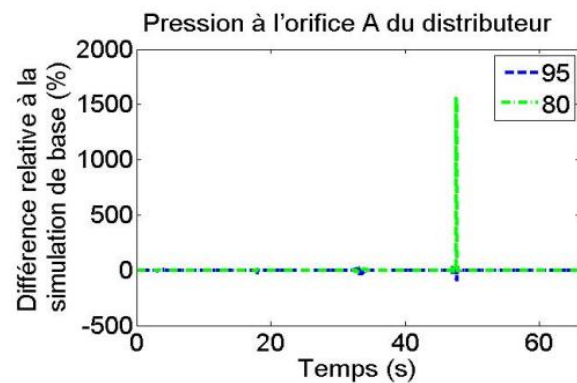


Figure III.42: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur

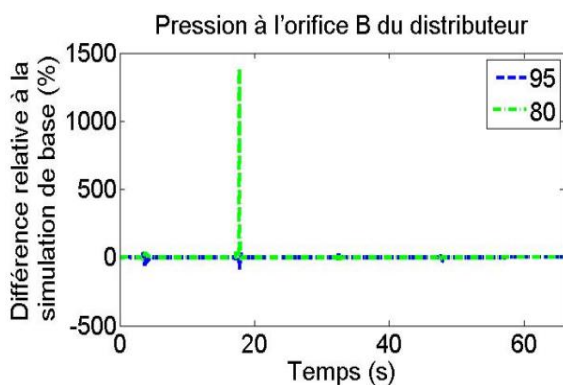


Figure III.43: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur

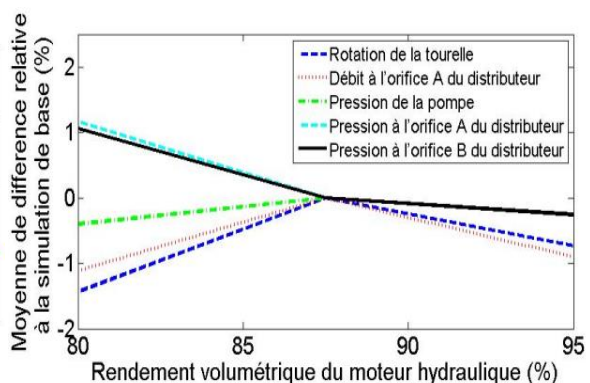


Figure III.44: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques



c) Le débit d'écoulement entre les orifices PA / BT du distributeur  $q_l$

D'après les figures présentées ci-dessous, nous pouvons constater que la sortie la plus influencée par le changement de la valeur du débit d'écoulement entre les orifices PA/BT est la position angulaire de la tourelle. La moyennement influencée est celle du débit à l'orifice A du distributeur. Ainsi, nous attribuons respectivement une note égale à 1 et 0.5 à ces deux sorties physiques.

Quant aux pressions de la pompe aux orifices A et B du distributeur, nous remarquons que, en comparaison à la rotation de la tourelle et au débit à l'orifice A, elles sont les moins influencées par les variations de  $q_l$ . Pour cette raison, ces trois sorties se voient attribuer la note de zéro.

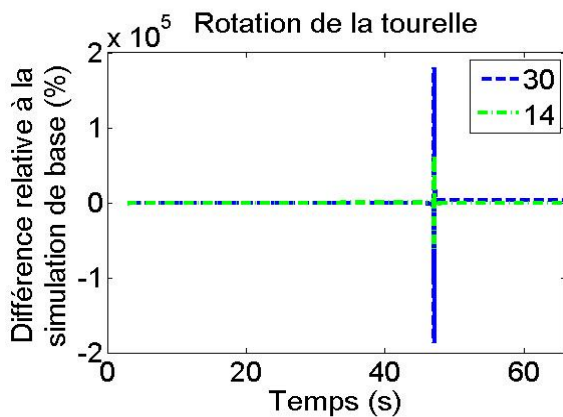


Figure III.45: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

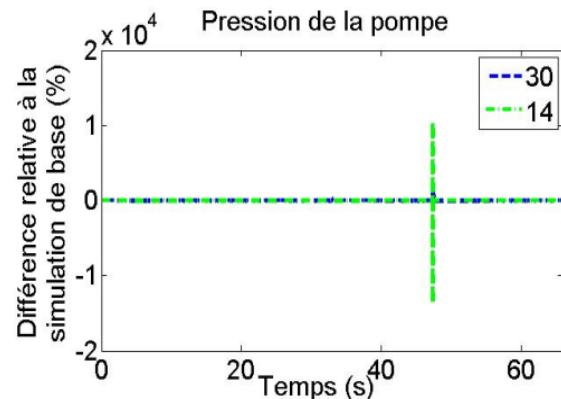


Figure III.46: Différence relative de la pression de la pompe

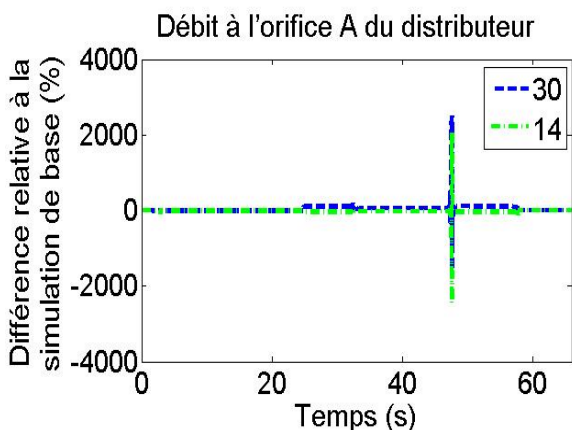


Figure III.47: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur

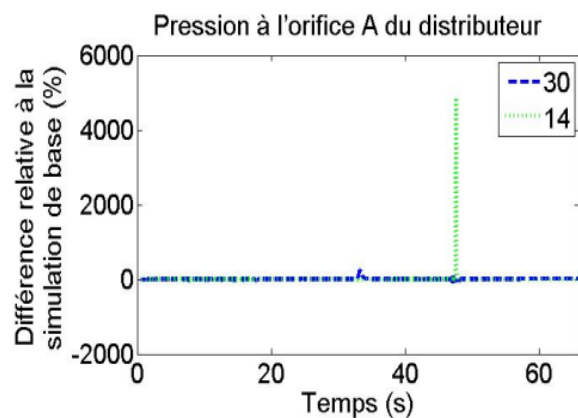


Figure III.48: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur

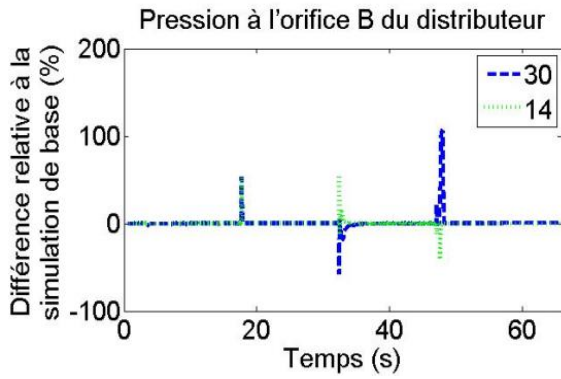


Figure III.49: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur

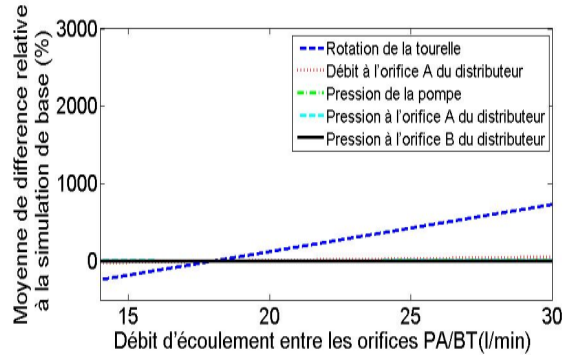


Figure III.50: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

d) Le débit d'écoulement entre les orifices PB / AT du distributeur  $q_2$

La variation du débit d'écoulement entre les orifices PB / AT du distributeur a la même influence que celle de la variation du débit d'écoulement entre les orifices PA / BT du distributeur. La différence est que l'influence de  $q_1$  apparaît pendant la deuxième phase de la rotation, tandis que celle de  $q_2$  apparaît pendant la première phase de la rotation. Ainsi, le classement de l'influence des sorties physique est identique au classement déjà présenté pour  $q_1$ .

La figure III. 56 confirme ce classement, car nous pouvons remarquer qu'en changeant la valeur de  $q_2$ , la sortie la plus influencée est la rotation de la tourelle, la moyennement influencée est le débit à l'orifice A du distributeur, alors que les sorties les moins influencées sont les pressions de la pompe et des deux orifices A et B du distributeur.

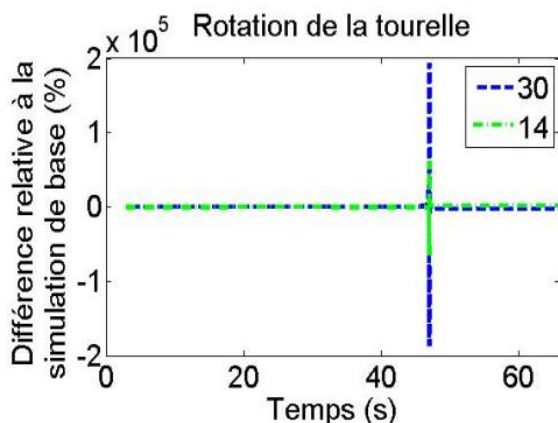


Figure III.51: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

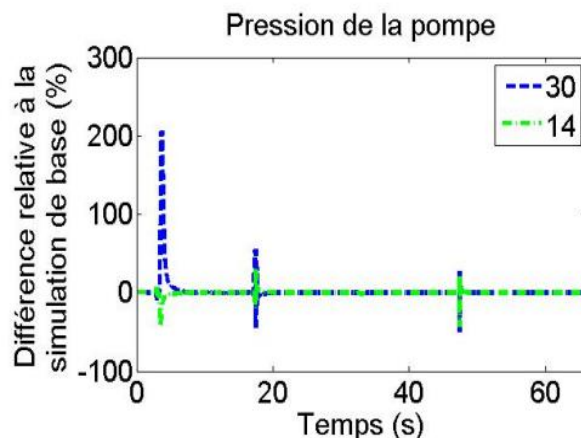


Figure III.52: Différence relative de la pression de la pompe

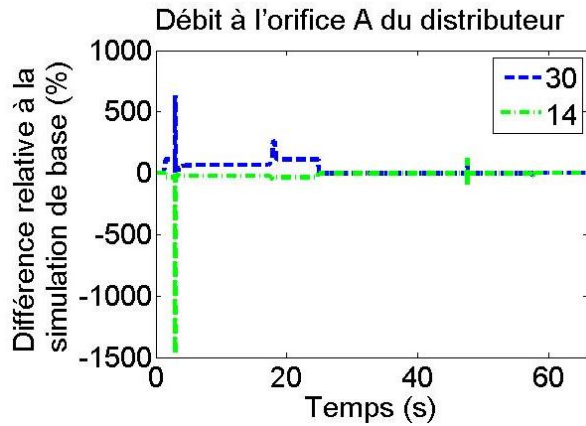


Figure III.53: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur

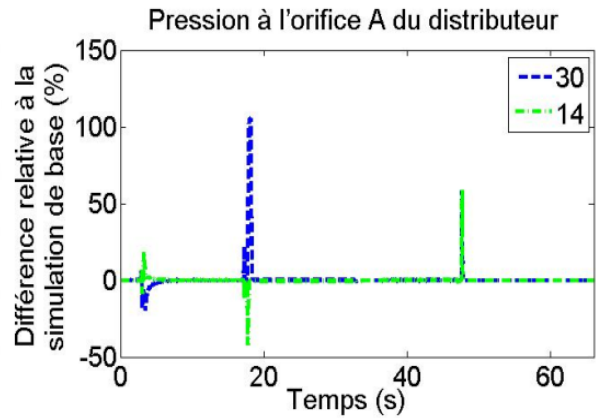


Figure III.54: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur

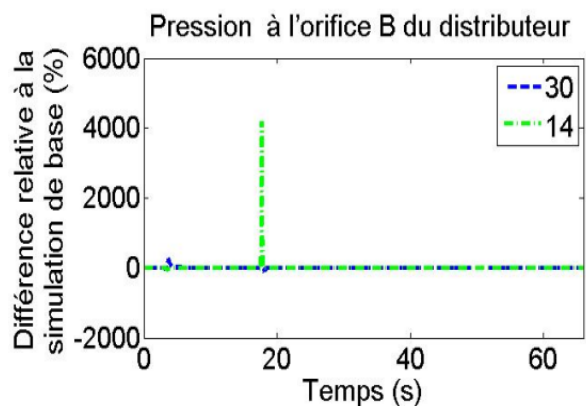


Figure III.55: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur

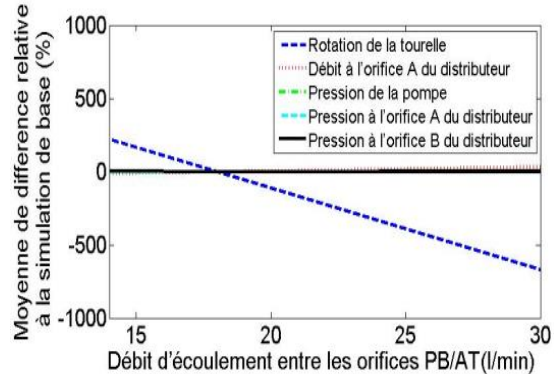


Figure III.56: Moyennes des différences relatives de toutes les sorties physiques

e) La perte de charge du distributeur  $p$

En faisant varier la perte de charge du distributeur  $p$ , nous remarquons d'après la figure III.62 que les moyennes des différences relatives de la rotation de la tourelle et du débit à l'orifice A du distributeur par rapport à celles de la base prennent des valeurs les plus élevées en comparaison aux autres sorties physiques. Ces deux sorties reçoivent donc la note de 1. La pression de la pompe est une sortie moyennement influencée par les variations de  $p$ . De ce fait, nous donnons à cette sortie une note de 0.5. L'influence de  $p$  sur la pression aux orifices A et B du distributeur est faible (figure III.62). Nous donnons donc une note de 0 à ces deux sorties.

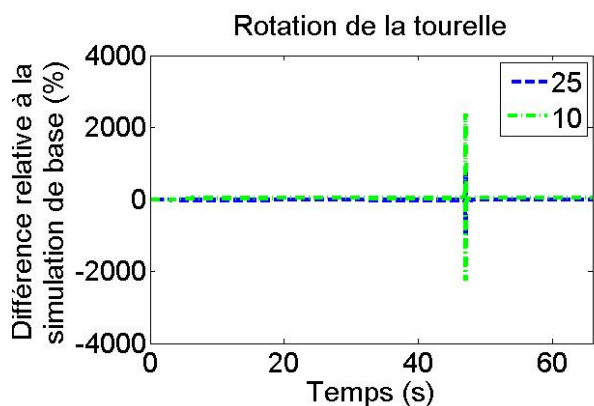


Figure III.57: Différence relative de l'angle de rotation de la tourelle

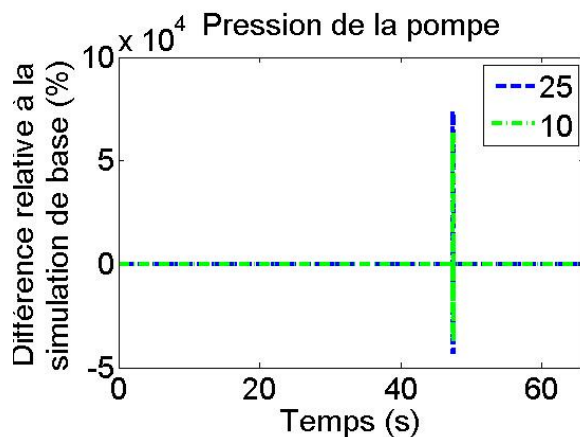


Figure III.58: Différence relative de la pression de la pompe

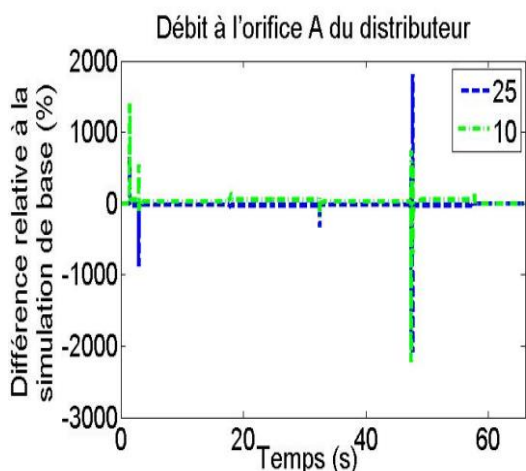


Figure III.59: Différence relative du débit à l'orifice A du distributeur

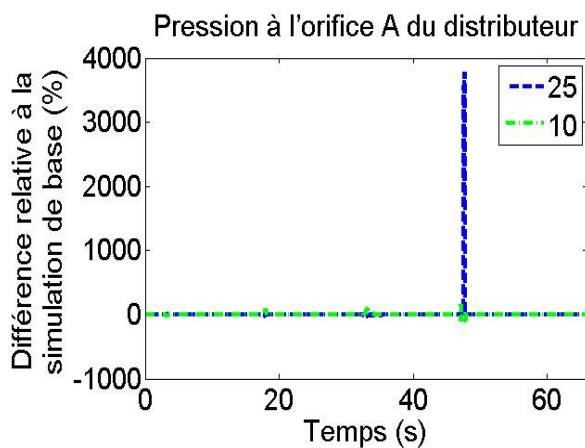


Figure III.60: Différence relative de la pression à l'orifice A du distributeur

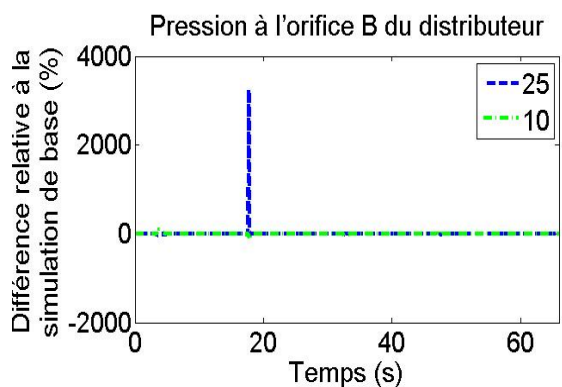


Figure III.61: Différence relative de la pression à l'orifice B du distributeur

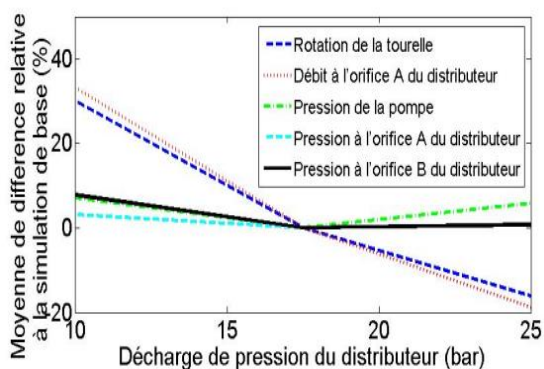


Figure III.62: Moyenne des différences relatives de toutes les sorties physiques

f) Couple de frottement  $k$

En se référant aux résultats de la troisième phase de l'étude de sensibilité, nous avons déduit que la variation du couple de frottement  $k$  n'a aucune influence sur toutes les sorties physiques. Par suite, toutes ces sorties obtiennent une note de zéro.

Une fois que le classement des sorties physiques est traité pour les six paramètres à recalculer, il devient nécessaire de calculer la matrice de classement de la sensibilité des sorties physiques pour le système global. Cette matrice est présentée dans le tableau III.6.

L'indice total d'influence des paramètres de pression de la pompe, de pression à l'orifice A et à l'orifice B du distributeur est respectivement de 1.5, 0.5 et 0.5. Cet indice atteint respectivement 4.5 et 3 pour la rotation de la tourelle et le débit à l'orifice A du distributeur. Ainsi, nous déduisons que la rotation de la tourelle et le débit à l'orifice A du distributeur sont les sorties physiques les plus influencées. Par conséquent, ces deux sorties seront équipées par des capteurs et serviront de référence à la FO.

	<b>Position angulaire de la tourelle</b>	<b>Débit à l'orifice A</b>	<b>Pression de la pompe</b>	<b>Pression à l'orifice A</b>	<b>Pression à l'orifice B</b>
<b>r1</b>	0.5	0	1	0	0
<b>r2</b>	1	1	0	0.5	0.5
<b>q1</b>	1	0.5	0	0	0
<b>q2</b>	1	0.5	0	0	0
<b>p</b>	1	1	0.5	0	0
<b>k</b>	0	0	0	0	0
<b>Somme totale</b>	<b><u>4.5</u></b>	<b><u>3</u></b>	1.5	0.5	0.5

*Tableau III.6: Matrice de classement des sorties influencées pour chaque paramètre et pour l'ensemble du système*

#### **III.2.4 Étape 4: Caractéristiques de l'AG à deux niveaux**

Les caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG utilisé sont présentées dans le tableau III.7.

	Premier niveau	Deuxième niveau
Nombre de population	5	1
Taille de chaque population	30	30
Taux de sélection	0.1	0.1
Taux de mutation	0.7	0.7
Taux de croisement	0.2	0.2
Formule de la FO	formule (6)	formule (6)
Critères d'arrêt	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ FO &lt; 0.001</li> <li>○ Nombre de générations &gt; 100</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ FO &lt; 0.001</li> <li>○ Nombre de générations &gt; 100</li> </ul>

Tableau III.7: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG

La formule de la FO (6) est la suivante

$$FO = \frac{1}{2} * \left( \frac{1}{n} * \sqrt{\sum_{i=0}^n \frac{(X_{sim}^{RTi} - X_{exp}^{RTi})^2}{(X_{exp}^{RTi})^2}} + \frac{1}{n} * \sqrt{\sum_{i=0}^n \frac{(X_{sim}^{QAi} - X_{exp}^{QAi})^2}{(X_{exp}^{QAi})^2}} \right) \quad (6)$$

Avec:  $n$  - nombre total de pas de simulation;  $X_{sim}^{RTi}$  - valeur de la position angulaire de la tourelle issue de la simulation au  $i^{ieme}$  pas de simulation;  $X_{exp}^{RTi}$  - valeur de la position angulaire de la tourelle issue de l'expérience au  $i^{ieme}$  pas de simulation;  $X_{sim}^{QAi}$  - valeur du débit de la connexion A du distributeur issue de la simulation au  $i^{ieme}$  pas de simulation;  $X_{exp}^{QAi}$  - valeur du débit de la connexion A du distributeur issue de l'expérience au  $i^{ieme}$  pas de simulation.

### III.2.5 Étape 5: Application de l'AG à deux niveaux et analyse des résultats

La dernière étape de la méthode MOGCP est l'application de l'AG à deux niveaux. Nous avons appliqué MOGCP environ 10 fois. Puis nous avons sélectionné les 5 meilleurs essais. Ces essais sont présentés dans le tableau III.7.

La valeur de la FO de l'essai 1 est la plus petite parmi les 5 essais, donc cet essai présente les valeurs des paramètres les mieux recalées. Les courbes d'évolution des sorties physiques de simulation du meilleur essai (essai 1) sont présentées dans les figures III.63, III.64, III.65, III.66, III.67, III.68 et III.69. Nous remarquons que les courbes issues de la simulation de l'essai 1 de la position angulaire de la tourelle, des pressions aux orifices A, B et P et le débit aux orifices A et B du distributeur respectent les variations des mesures expérimentales sauf dans les phases transitoires. Dans le tableau III.8, nous présentons les erreurs relatives moyennes entre les sorties physiques issues de la simulation de l'essai 1 et celles de l'expérience. Dans ce tableau, nous remarquons que les erreurs moyennes de la position

angulaire, de la vitesse de rotation de la tourelle, du débit aux orifices A et B du distributeur sont respectivement égales à 6,7%, 2,63 %, 4,8 % et 3,7%. Ce qui représente une erreur acceptable. Quant aux pressions aux orifices A, B et P du distributeur, les valeurs moyennes d'erreur relatives dépassent 10%. Cela peut s'expliquer de deux manières:

1) Pendant la phase de rotation expérimentale, nous remarquons la présence des oscillations de pression aux orifices A, B et P du distributeur. D'un point de vue physique, ces oscillations sont dues aux déformations mécaniques des constituants du système (canalisations, butées souples des pièces mobiles, légère compressibilité du fluide...) et aux fuites internes. Ces variations peuvent être difficilement estimées a priori et modélisées dans une approche orientée système mais pourraient tout à fait l'être dans une modélisation 3D.

2) La deuxième erreur provient des effets thermiques qui ont lieu pendant la phase d'arrêt de la rotation. Au cours de cette phase, la pression diminue en raison de l'expansion et du changement de viscosité de l'huile qui s'échauffe brutalement pour absorber l'énergie inertielle. Dans notre cas d'étude, nous avons choisi de ne pas prendre en compte les effets thermiques lors de la modélisation du circuit du banc d'essai afin de ne pas complexifier outre mesure la simulation.

Toutefois, bien que certaines erreurs relatives ne soit pas négligeable, nous pouvons confirmer que les valeurs des paramètres ont été recalés de manière satisfaisante. Ainsi, la méthode MOGCP basée sur une modélisation orientée système, sur un AG à deux niveaux complétés par une analyse de sensibilité a démontré sa performance. En effet, cette méthode respecte les trois spécifications que nous avons proposées dans le cahier de charge: MOGCP s'interface bien avec des logiciels de simulation, permet de recalibrer un modèle de manière globale et conduit à des résultats plus précis à moindres coûts tant en terme de temps de calculs qu'en terme d'instrumentation de système expérimental.

	<b>r1 (%)</b>	<b>q1 (l/min)</b>	<b>q2 (l/min)</b>	<b>p (bar)</b>	<b>r2 (%)</b>	<b>k (N*m)</b>	<b>FO</b>
<b>Essai 1</b>	94	24.4	25.7	19.9	85	4	0.103
<b>Essai 2</b>	93	21.6	23.5	21	85	8	0.113
<b>Essai 3</b>	90	20.5	24.5	22	87	7	0.189
<b>Essai 4</b>	91	22.1	22.4	20	83	8	0.213
<b>Essai 5</b>	89	24.2	23	21	92	6	0.235

Tableau III.8: Résultats des cinq meilleurs essais en appliquant MOGCP

<b>Sorties physiques</b>	<b>Erreur relative (%)</b>
<b>Position angulaire de la tourelle</b>	6.7
<b>Vitesse de rotation de la tourelle</b>	2.63
<b>Débit à la connexion A</b>	4.8
<b>Débit à la connexion B</b>	3.7
<b>Pression à la connexion A</b>	14.05
<b>Pression à la connexion B</b>	13
<b>Pression à la connexion P</b>	12.1

Tableau III.9: Erreur relative des sorties physiques trouvées par l'application de MOGCP par rapport aux sorties physiques expérimentales

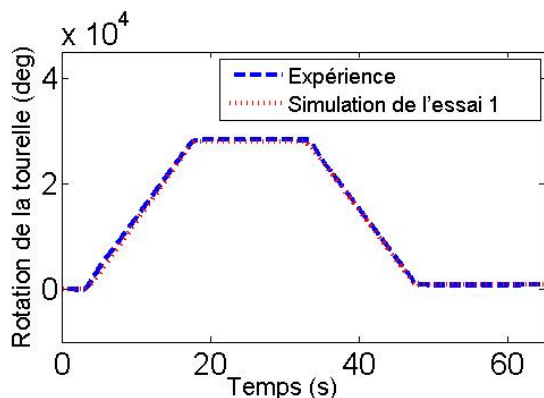


Figure III.63: Variations de l'angle de rotation de la tourelle

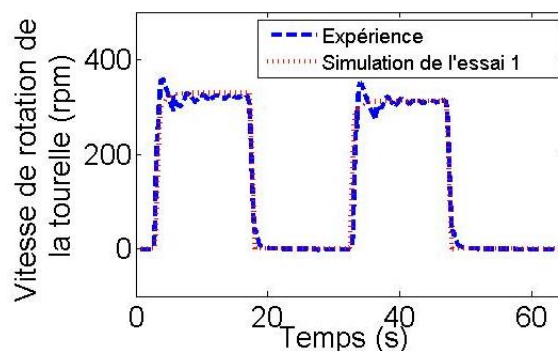


Figure III.64: Variations de la vitesse de rotation de la tourelle



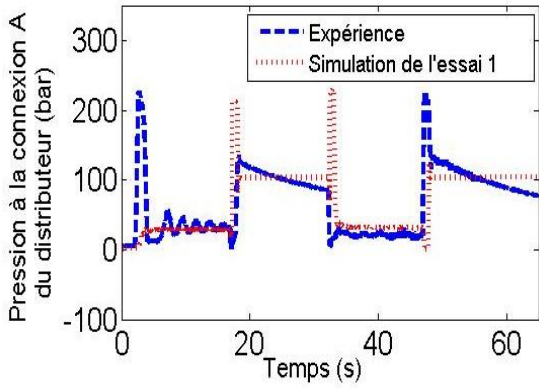


Figure III.65: Variations de la pression à l'orifice A du distributeur

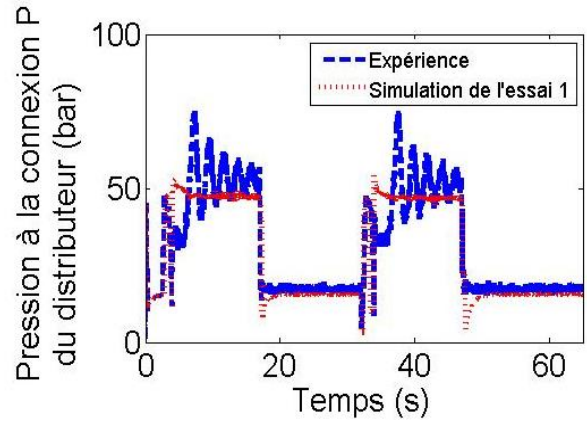


Figure III.66: Variations de la pression à l'orifice P du distributeur

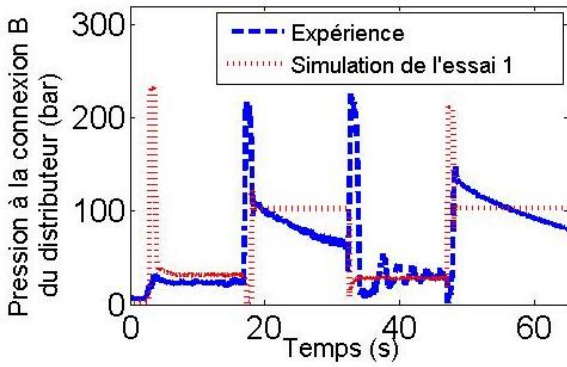


Figure III.67: Variations de la pression à l'orifice B du distributeur

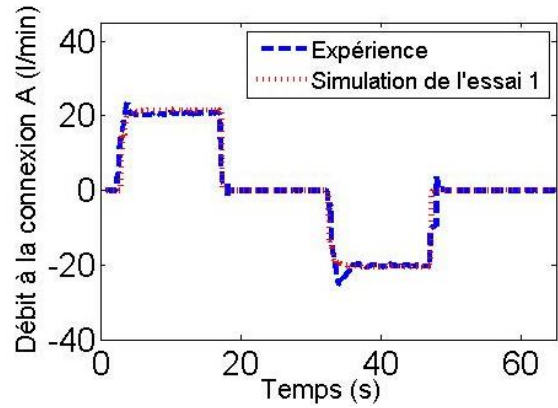


Figure III.68: Variations du débit à l'orifice A du distributeur

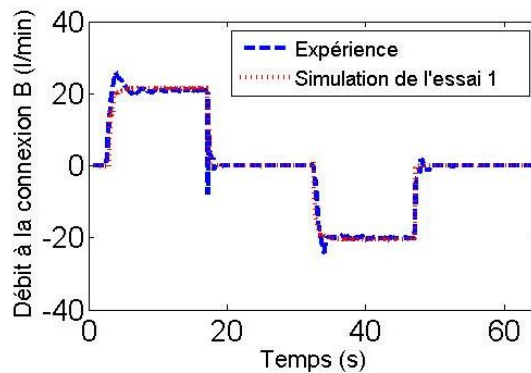


Figure III.69: Variations du débit à l'orifice B du distributeur

### III.3 Conclusion

Dans le chapitre précédent, nous avons démontré l'efficacité de MOGCP pour recalculer les paramètres inconnus d'un modèle numérique théorique. Cette méthode s'appuie sur un logiciel de simulation et un algorithme génétique à deux niveaux. La méthode MOGCP permet de trouver les valeurs inconnues de paramètres d'un système en minimisant les temps de calcul donc le coût de simulation. Étant donné que l'application de MOGCP sur un circuit théorique n'est pas suffisante pour prouver son efficacité, nous l'avons appliquée au recalage du modèle d'un banc d'essai émulant le véritable fonctionnement d'un circuit de forte puissance.

Dans ce chapitre, nous avons appliqué MOGCP sur un système multi physique mettant en œuvre des composants hydrauliques, mécaniques et électriques : un banc d'essai reproduisant la fonction de rotation d'une tourelle de pelleuse. C'est ainsi qu'en collaborant avec le CETIM, nous avons obtenu les sorties expérimentales nécessaires à la validation de notre méthodes. En premier lieu, nous avons modélisé le banc d'essai dans SimulationX. Après cela, nous avons identifié les valeurs de paramètres qui n'étaient pas quantifiable ou mesurable. Ensuite, nous avons appliqué une analyse de sensibilité sur les sorties physiques afin de réduire leur nombre et donc le nombre de capteurs nécessaires. Enfin, nous avons appliqué l'AG à deux niveaux sur le modèle pour recalculer finement les valeurs inconnues des paramètres. Les résultats ont démontré que MOGCP était une méthode globale de recalage de modèle, précise et efficace en termes de coût de simulation et d'instrumentation.

La méthode MOGCP est donc une approche performante pour recalculer toute sorte de modèle multi physique caractérisé par des non-linéarités, une grande complexité et un fort degré d'incertitude. Par ailleurs, cette méthode est relativement simple et peu coûteuse à implémenter car elle est conçue pour s'interfacer rapidement avec des logiciels de simulation orientés système.

## Chapitre IV

### Solutions de récupération d'énergie appliquées aux systèmes hydrauliques

Les engins de forte puissance, tels que les pelleteuses, travaillant habituellement sur de longues périodes. Les profils de missions d'excavations de ces machines sont fréquemment caractérisés par des variations importantes de la puissance requise qui impactent directement les conditions de travail des générateurs de puissance hydraulique. La figure IV.1 illustre les fluctuations de puissance qu'il est possible d'observer lors d'une excavation. En raison de ces fortes variations, le groupe générateur de puissance hydraulique ne peut pas être en permanence à son rendement maximum, ce qui produit des pertes énergétiques impactant directement la consommation de carburant. Par ailleurs, dans un système hydraulique, les pertes énergétiques se traduisent par des pertes de pression et de débit qui ont pour conséquence d'altérer la qualité du travail fourni par le système (fluctuations de vitesse ou de force lors des travaux d'excavation).

Dans un cycle de travail typique, notamment dans les phases de descente de la flèche ou du balancier facilitées par la gravité, le fluide expulsé des chambres des vérins a une pression supérieure à celle du fluide présent dans le réservoir. Ce fluide expulsé véhicule donc une énergie qui est perdue quand il retourne au réservoir.

De plus, lors des phases de rotation de la tourelle qui s'arrête subitement au terme de chaque mouvement, le fluide est drainé du moteur hydraulique pour être évacué vers le réservoir. Ce fluide véhicule également une énergie qui est perdue lors de son retour au réservoir.

Habituellement, les pertes énergétiques se transforment en chaleur, ce qui produit des élévations locales des températures des composants du véhicule qui réduisent la durée de vie des éléments mécaniques et du fluide utilisé [55].

Dans le contexte actuel, l'énergie est devenue trop précieuse pour être gâchée et la réduction de la consommation de carburant s'accompagne d'une réduction des émissions de gaz à effet de serre et des coûts d'exploitations de l'utilisateur du véhicule.

Ce chapitre est dédié à la présentation globale des solutions technologiques pouvant réduire la consommation énergétique des systèmes hydrauliques. En premier lieu, nous proposons une classification de ces solutions qui repose sur une différenciation en catégories puis en sous-catégories en fonction des principes de récupération d'énergie et des transformations

énergétiques opérées lors du stockage. Ainsi, les articles ou brevets les plus représentatifs de chaque catégorie et sous-catégorie sont présentés.

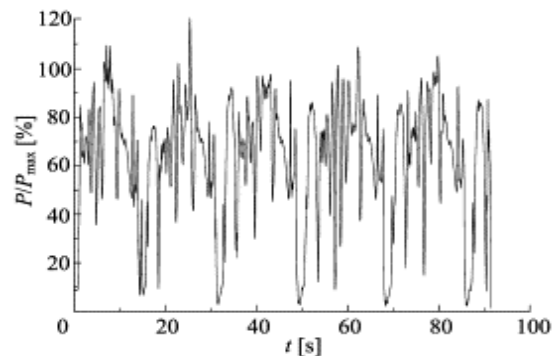


Figure IV.1: Fluctuations de puissance lors d'une excavation [73]

#### IV.1 Classification des systèmes de récupération d'énergie appliqués aux systèmes hydrauliques

Durant les deux dernières décennies, de nombreuses recherches ont été menées dans le domaine de la récupération d'énergie appliquée en particulier aux engins de forte puissance. Les USA, l'Europe et le Japon ont investi de grands capitaux dans ce domaine ce qui a fait émerger des solutions de qualité pouvant être appliquées à la construction de systèmes multiphysique. Certaines solutions tendent à sauver l'énergie par le biais de systèmes de stockage, par l'optimisation complète des systèmes, par l'automatisation des engins afin de mieux gérer les flux, et par la modification de l'architecture des circuits hydrauliques.

En raison de la grande variété des principes de récupération et de stockage d'énergie, il nous a été nécessaire de proposer une classification en cinq catégories. Chaque catégorie est subdivisée en sous-catégories en fonction des processus mis en œuvre ou des transformations énergétiques opérées lors du stockage.

La classification proposée des systèmes et principes de récupération d'énergie est la suivante (figure IV.2) :

- 1) Récupération de l'énergie potentielle, décomposée en 3 sous-catégories : a) stockage de l'énergie récupérée dans des systèmes hydrauliques ou électriques ou hydro-électriques; b) partage de la puissance entre les actionneurs; et c) utilisation d'un système hybride qui combine les deux catégories a et b.
- 2) Récupération de l'énergie cinétique, décomposée en 2 sous-catégories en fonction du dispositif de stockage utilisé : hydraulique et électrique.

- 3) Systèmes hybrides qui combinent les systèmes des catégories 1 et 2.
- 4) Stratégies de contrôle-commande en fonction des profils de mission, divisée en 2 sous-catégories : a) contrôle optimal du système; b) automatisation des systèmes.
- 5) Utilisation de composants non conventionnels.

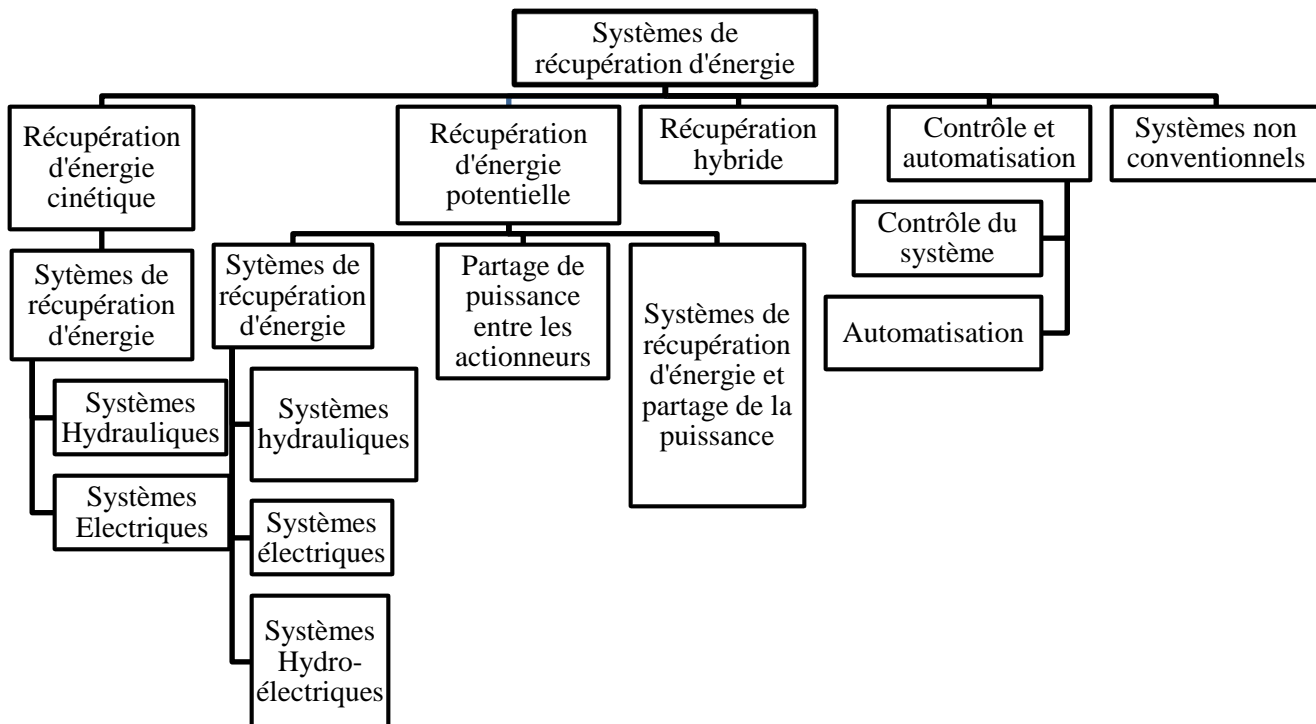


Figure IV.2: Classification des systèmes de récupération d'énergie

## IV.2 Systèmes ou principes de récupération d'énergie appliqués aux systèmes hydrauliques

Après avoir classé les systèmes de récupération d'énergie appliqués aux systèmes hydrauliques, nous allons détailler les principes de récupération de chaque catégorie.

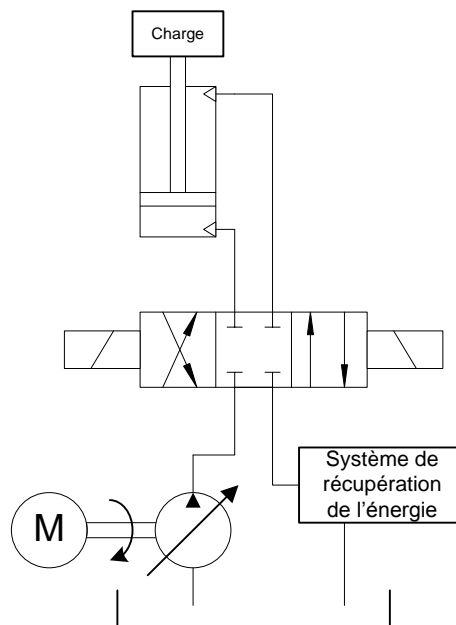
### IV.2.1 Catégorie 1 : Récupération de l'énergie potentielle

Lors des phases de descentes de la flèche, du balancier ou du godet des pelleteuses, les masses importantes de ces constituants du bras expulsent le fluide des chambres des vérins sous l'action de la pesanteur. Le fluide reçoit alors l'énergie déployée par les forces gravitationnelles sous forme d'énergie hydraulique de pression et de débit. Cette énergie est généralement perdue en étant redirigée vers le réservoir à basse pression ou dissipée sous forme de chaleur [57]. Cette énergie de source extérieure, communément appelée énergie

potentielle, peut contribuer à améliorer le rendement du système hydraulique. Pour récupérer cette énergie, il existe trois sous-catégories de solutions : IV.2.1.1) Stockage de l'énergie; IV.2.1.2) Partage de l'énergie entre les actionneurs; IV.2.1.3) Récupération de l'énergie par une combinaison de stratégie de stockage et de partage.

#### ***IV.2.1.1 Sous-catégorie 1: Stockage de l'énergie potentielle***

Le principe consiste à stocker l'énergie lors des phases de descente en utilisant des composants de récupération hydrauliques, électriques ou hydro-électriques. Cette énergie peut être alors restituée pendant les phases de remontée des éléments du bras qui nécessitent généralement une grosse consommation d'énergie en raison des masses des organes mécanique et pendant la phase de chargement du godet. Le principe de cette catégorie est succinctement présenté dans la figure IV.3.



*Figure IV.3: Système de récupération de l'énergie potentielle*

##### a) Stockage électrique

Ce paragraphe s'attarde à détailler les articles et brevets qui proposent de stocker l'énergie potentielle récupérée dans des composants électriques tels que des condensateurs ou des batteries. Nyman et al. [58] décrivent un moyen de récupérer l'énergie dans un chariot élévateur à fourche animé par énergie électrique. Ils combinent l'utilisation d'un moteur hydraulique et d'une technique de contrepoids. Quand le chariot élévateur fait redescendre sa fourche avec ou sans chargement, le moteur hydraulique (animé par le fluide poussé par gravité) génère un couple et une vitesse de rotation sur son arbre de sortie qui sont récupérés

par un moteur électrique qui agit alors comme un générateur pour charger les batteries électriques du véhicule. Les résultats de simulation démontrent que cette technique pourrait compenser 40 à 60% de l'énergie nécessaire à l'élévation de la fourche. Andersen et al. [59] ont développé des principes similaires et ont comparé différents systèmes et stratégies de contrôle. Luo Weidong et al. [55] ont proposé un système qui sépare le fluide en deux parties lors de la phase de descente. Une partie du fluide est dirigé vers d'autres actionneurs actifs, et l'autre partie excédante est envoyée vers un moteur hydraulique lié à une génératrice électrique qui recharge une batterie. Tao Wang et al. [57] proposent un nouveau système qui combine un limiteur de débit variable et un dispositif de génération d'énergie afin de découpler les fonctions de contrôle de vitesse et de récupération d'énergie (*Figure IV.4*). Ce système récupère l'énergie potentielle à l'aide d'un moteur hydraulique couplé à une génératrice qui stocke cette énergie dans des condensateurs. Qing Xiao et al. [60] ont présenté un système qui consiste à utiliser un moteur thermique en parallèle d'un moteur électrique dans une approche hybride. La puissance mécanique des moteurs est directement transmise à la pompe hydraulique ce qui permet d'éviter les pertes liées aux conversions énergétiques observées dans les systèmes hybrides disposés en série. Le moteur électrique, qui peut fonctionner comme moteur ou génératrice, transmet son énergie mécanique à la pompe en redondance avec le moteur thermique ou convertit l'excédant de puissance en énergie électrique stockée dans des condensateurs qui alimentent le moteur électrique quand un surplus de puissance est requis. Toutes les innovations présentées dans ce paragraphe réduisent de manière significative la consommation de carburant et les émissions de gaz à effet de serre.

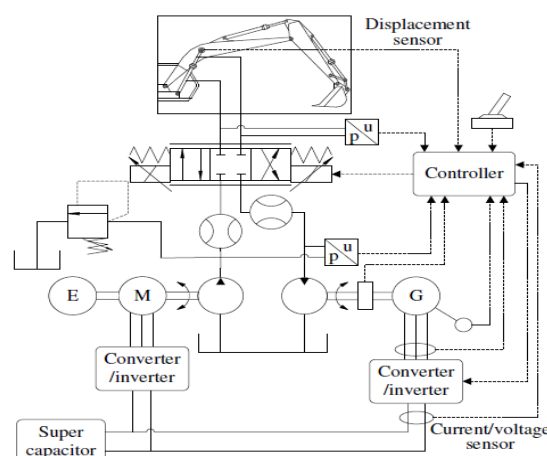


Figure IV.4: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des condensateurs [57]

#### b) Stockage hydraulique

Ce paragraphe détaille les articles et brevets qui s'appuient sur un stockage de l'énergie potentielle récupérée dans des accumulateurs hydrauliques à gaz ou mécaniques. Ces accumulateurs peuvent stocker un volume de fluide hydraulique à haute pression pouvant être utilisé presque instantanément comme source d'énergie soit pour alimenter directement les actionneurs, soit pour être redirigée en entrée de la pompe. En 1989, la compagnie Komatsu a produit une solution permettant de récupérer et de stocker l'énergie hydraulique du fluide expulsé des vérins par l'action de la pesanteur à l'aide d'un accumulateur [Kimito91]. Liang et Virvalo [62] ont étudié un dispositif de récupération d'énergie basé sur un vérin connecté à un accumulateur qui peut récupérer et stocker l'énergie et l'ont appliqué aux systèmes de grues hydrauliques. En mettant en œuvre leur invention, ils ont économisé 20.5% d'énergie. Un système similaire a été étudié par Nyman et Rydberg [63]. En 2000, Komatsu a développé une nouvelle solution basée sur la récupération de l'énergie potentielle dans des accumulateurs hydrauliques durant la phase de la descente [64]. Glenn R. Wendel [65] a décrit un circuit appliqué à une pelle mécanique de 41 tonnes qui reprend le principe et l'améliore en combinant un accumulateur de haute pression et une pompe auxiliaire à cylindrée variable. Dans un profil de mission classique, la performance de ce système est importante car elle permet de récupérer 75% de l'énergie potentielle et d'économiser ainsi environ 28% d'énergie. Bradford J. Holt et al. [66] ont proposé d'utiliser le fluide sous pression de l'accumulateur pour récupérer de l'énergie et pour diriger le véhicule. Leur système ne requiert par d'ajout de matériels coûteux tels que des pompes, des convertisseurs hydrauliques, des vannes complexes ou de très grands accumulateurs. Cette innovation nécessite uniquement l'ajout de quelques vannes de contrôle. Bruun [67] a présenté en 2004 une application appelée "Eco Mate" basée sur un accumulateur hydraulique installé sur une pelleteuse hydraulique de 50 tonnes (figure IV.5). Cette innovation permet une réduction de la consommation de carburant de l'ordre de 37% et semble être une solution viable en raison du peu de changements de composants et d'architecture du système qu'elle requiert. Mark John Cherney et al. [68] ont proposé une solution basée sur un accumulateur qui restitue le fluide sous pression en entrée de la pompe hydraulique. Cette solution permet de réduire la taille et/ou la consommation énergétique du moteur de la pompe sans générer de perte de performance dans le circuit hydraulique. Jiao Zhang et al. [69] ont présenté un système basé sur l'utilisation de deux accumulateurs respectivement en basse et haute pression. Kenneth Korane [70] a décrit un circuit de récupération des débits provenant des vérins de levage d'une pelleteuse en phase de descente (figure IV.6). Le débit de retour alimente un moteur hydraulique qui fait tourner l'arbre d'entrée d'une pompe secondaire qui charge un accumulateur. Durant la phase de



levage, l'accumulateur débite du fluide pour soulager la pompe principale. Ce système permet de réduire la taille de la pompe de 25%, ce qui se traduit par une économie de carburant située entre 30 et 35%. Sun et Virvalo [71] ont étudié un système récupérant l'énergie de la flèche de la pelleuse. Ce système repose sur l'utilisation d'un accumulateur et de deux pompes/moteurs hydrauliques. Lorsque la pression de l'accumulateur n'est pas suffisante pour élever la charge, la puissance additionnelle est générée par le groupe générateur de pression principale. Même dans ce cas défavorable, étant donné que l'accumulateur assure une partie de l'alimentation, la consommation énergétique reste inférieure à celle qui serait requise sans l'utilisation du système d'accumulateur-pompe-moteur. L'économie d'énergie peut être ainsi de l'ordre de 34%. Un système similaire, appelé Hydraulic Accumulator Balancing (HAB) est présenté en [72].

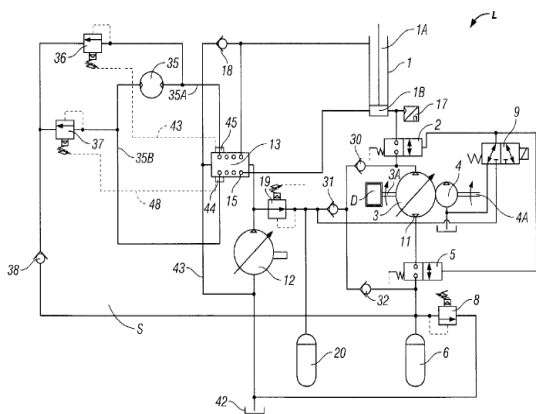


Figure IV.5: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des accumulateurs [67]

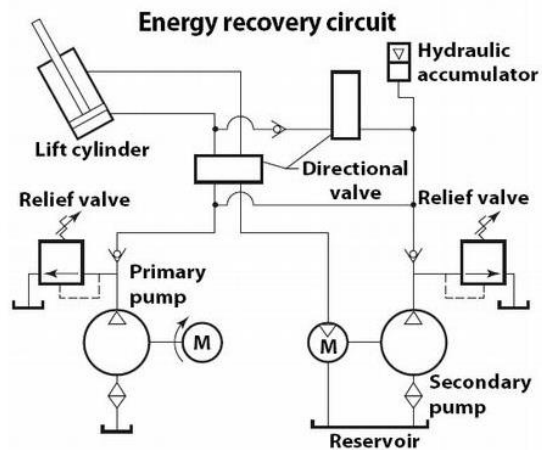


Figure IV.6: Système de récupération de l'énergie potentielle dans des accumulateurs [70]

### c) Stockage Hydro-électrique

Étant donné que le laps de temps au cours duquel il est possible de récupérer l'énergie potentielle est de l'ordre de 2 à 3s [56], comme en témoigne la courbe de la figure IV.7, il est important de trouver le moyen de stockage le plus adapté.

Les composants électriques de stockage tels que les condensateurs ont l'avantage d'avoir la capacité de stocker une grande quantité d'énergie sur un temps très court ce qui est tout à fait adapté à l'amélioration des performances des engins de forte puissance en vue de réduire leur consommation en carburant et leurs émissions de gaz à effet de serre [61]. Cependant,

l'installation de condensateurs nécessite systématiquement des modifications structurelles du véhicule. C'est pourquoi, il serait plus intéressant d'utiliser les batteries électriques déjà présentes dans le véhicule comme support de stockage de l'énergie récupérée. Néanmoins, c'est un véritable défi de les utiliser dans ce cadre particulier en raison de la puissance massique (nombre de W/kg) de ces dispositifs de stockage qui est parfois insuffisante pour répondre aux forts besoins de puissance instantanée des véhicules de chantier. La grande résistance interne des batteries et des piles à combustibles font qu'ils ont une faible puissance massique qui n'est pas adaptée aux besoins des engins de forte puissance [62][64]. De plus, ces dispositifs stockent de l'énergie par le biais de réactions chimiques qui requièrent des temps de chargement longs afin d'être régénérées. De ce fait, ces batteries ne peuvent stocker de grandes quantités d'énergie sur un temps très court, ce qui les rend inadaptées à la problématique de récupération d'énergie des engins du génie civil, et notamment des excavateurs hydrauliques. Pour ces raisons, il serait plus adéquat d'employer des systèmes à base de condensateurs ou de super-condensateurs pour récupérer l'énergie. En effet, les condensateurs étant chargés par migration des ions et des électrons, ils peuvent être chargés rapidement sans générer de chaleur ni se détériorer, ce qui leur donne une grande durée de vie et limite leur maintenance, mais ils demeurent très coûteux en raison des grandes capacités électriques requises. Les accumulateurs hydrauliques sont moins coûteux et sont également adaptés aux chargements et déchargements brutaux, cependant ils sont plus lourds, plus encombrants que les condensateurs et génèrent de la chaleur en phase de charge. Cette technologie, combinant une grande efficacité et une capacité de charge et décharge importante, semble naturellement adaptée à la récupération d'énergie des engins de chantier dès lors que le poids et l'encombrement ne sont pas des critères discriminants. Par ailleurs, son implantation ne nécessite que peu de modifications des véhicules en raison de la simplicité de sa connexion et de son asservissement, ce qui en fait souvent la solution privilégiée des constructeurs. Cependant, le plus gros désavantage de cette solution est sa faible énergie massique en comparaison des technologies électriques à base de batterie ou de volant d'inertie [Tianliang73](figure IV.8). En effet, les accumulateurs hydrauliques pouvant stocker et restituer une grande quantité d'énergie sur des temps courts mais sont très encombrants et ont une faible autonomie ce qui fait qu'ils sont parfois inadaptés aux systèmes embarqués dans les engins mobiles. En revanche, les accumulateurs hydrauliques ont une grande puissance massique en comparaison aux solutions électriques. Ces accumulateurs sont donc parfait pour tous les profils de missions qui nécessitent de fréquents arrêts, des démarrages en charge et une grande puissance sur un temps très court tels qu'il est possible

d'observer dans le pilotage des engins de chantier. La combinaison d'accumulateurs hydrauliques et de systèmes de stockage d'énergie électrique semble donc être la solution idéale pour couvrir tous les besoins en termes de puissance et d'énergie massiques afin de proposer une réponse adaptée à tous les profils de missions qu'ils soient long avec une faible puissance ou très courts avec une forte puissance. De nombreux brevets et articles traitant de la récupération de l'énergie potentielle dans les phases de descente s'appuient sur cette hybridation.

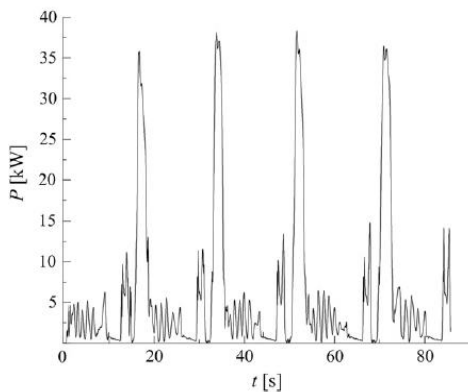


Figure IV.7: Puissance récupérable de la flèche d'une pelleuse de 7 tonnes dans des conditions d'excavation [56]

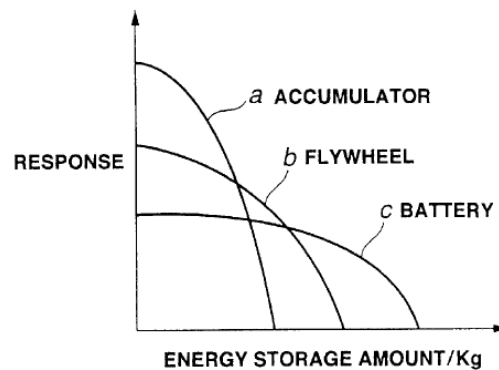


Figure IV.8: Capacité de réponse en puissance instantanée des accumulateurs hydrauliques, volants d'inertie et batteries en fonction de leur énergie massique

Tianliang Lin et al. [74][Tianliang10] proposent un système hybride électro-hydraulique qui récupère et convertit l'énergie lors des phases de descente des composants des pelleuses. Ce principe s'appelle "Accumulator-Motor Generator Energy Regeneration System (AMGERS)" et est présenté dans la Figure IV.9. Dans ce concept, l'accumulateur hydraulique stocke rapidement l'énergie lors des mouvements de descente et la restitue progressivement à un moteur hydraulique lié à une génératrice pour recharger l'accumulateur électrique. Ainsi le courant de charge reste à des proportions raisonnables, ce qui fait qu'il est possible de charger une batterie à la place d'un lot de condensateurs et ce, même dans le cas des temps de récupération courts. Les simulations démontrent qu'il est possible de soulager le groupe générateur de pression principal pour baisser sa consommation et réduire son dimensionnement. L'AMGERS est plus efficace que le principe de Motor Generator Energy Regeneration System (MGERS) (figure IV.10) qui exploite les mouvements de descente des composants du bras de pelleuse pour faire tourner un moteur hydraulique qui agit comme une génératrice pour charger des condensateurs qui alimentent un moteur électrique monté sur

l'axe du moteur thermique principal qui fait tourner la pompe afin d'alléger sa consommation. En effet, l'AMGERS (forte énergie massique) est plus aisé à contrôler et à réguler car le MGERS (forte puissance massique) qui peut fournir une énergie d'assistance forte mais sur un temps qui demeure court. Les simulations ont estimé qu'il était possible de récupérer 41% de l'énergie potentielle avec un AMGERS alors que le MGERS n'en récupère que seulement 17%. Michael H Grace et al. [75] présentent un système qui permet non seulement de récupérer l'énergie potentielle pour la stocker dans une batterie mais aussi de contrôler plus précisément les mouvements des charges soulevées. Ce système s'appuie sur un moteur hydraulique qui fait tourner une génératrice pour produire de l'énergie électrique qui est ensuite stockée dans une batterie. Le système utilise également un accumulateur hydraulique pour récupérer la pression provenant de la pompe (qui fonctionne en continu) quand elle n'est pas exploitée par la pelleteuse. Cet accumulateur est exploité pour soulager la pompe pendant les phases de démarrage des mouvements du bras de pelleteuse.

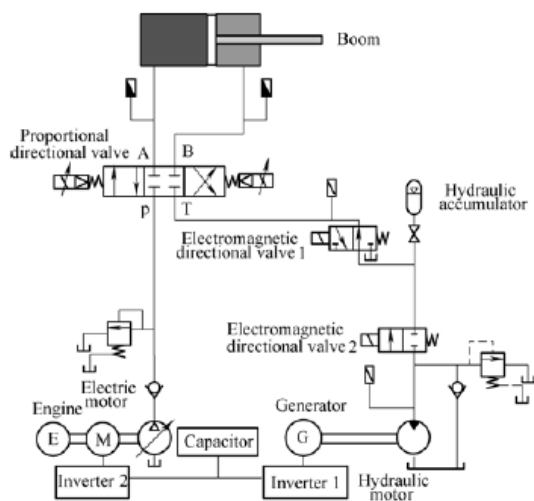


Figure IV.9: Principe d'AMGERS [74]

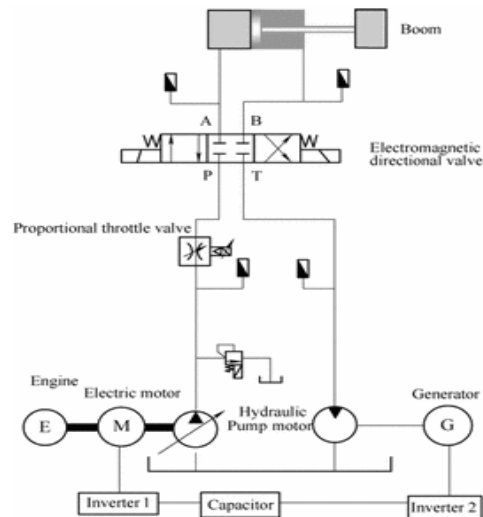


Figure IV.10: Principe du MGERS [74]

#### IV.2.1.2 Sous-catégorie 2 : Partage de l'énergie entre les actionneurs

Ce paragraphe présente les brevets et articles qui traitent de l'utilisation de la puissance hydraulique générée par la pesanteur lors des phases d'évacuation du fluide des vérins pour assurer d'autres fonctions du véhicule sans passer par des dispositifs de stockage. Calin Raszga [76] a étudié un système qui exploite l'énergie potentielle pour faire tourner un moteur hydraulique qui assiste le moteur thermique principal qui fait tourner les pompes du véhicule (figure IV.11). Ainsi, pendant les phases de descente, le moteur principal consomme moins de carburant. Randy N Peterson et al. [77] ont développé un système qui régule les pressions

et débits en fonction des besoins et qui récupère le fluide évacué par pesanteur pour l'injecter en entrée de la pompe (figure IV.12). Ainsi le système réduit la consommation pendant les phases de descente par le biais d'un asservissement intelligent et par une récupération des fluides évacués par les forces gravitationnelles. Ce système nécessite de contrôler la vitesse de rotation du moteur de la pompe ainsi que sa cylindrée afin d'adapter et de stabiliser les pressions et débits du fluide à des niveaux correspondants aux besoins. Cette méthode permet une réduction significative de la consommation de carburant et une meilleure régulation des mouvements.

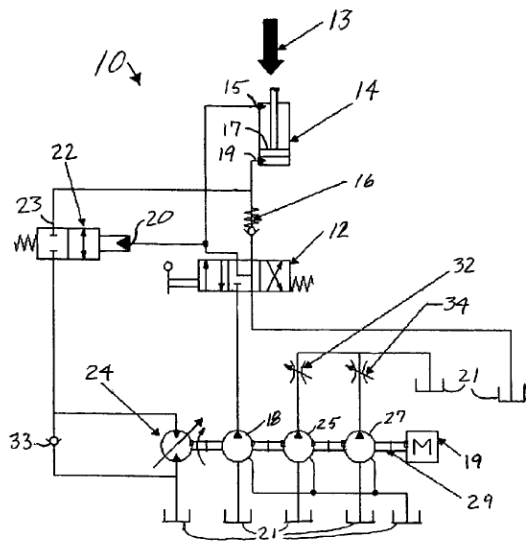


Figure IV.11: Récupération d'énergie par son partage entre les actionneurs [76]

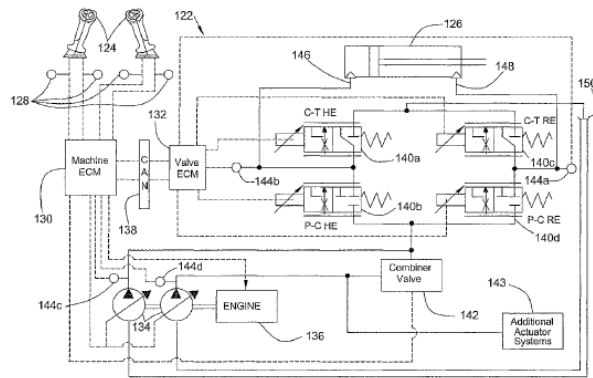
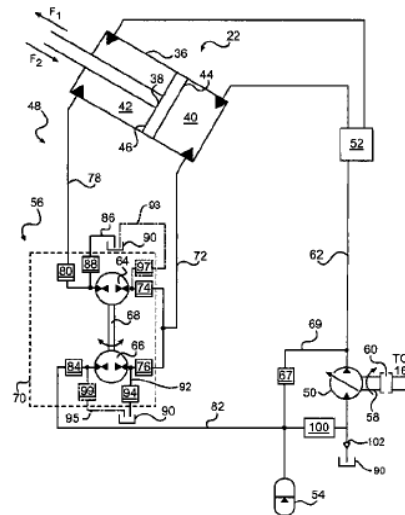


Figure IV.12: Récupération d'énergie par son partage entre les actionneurs [77]

### IV.2.1.3 Sous-catégorie 3 : Récupération et partage de l'énergie potentielle

Cette catégorie regroupe les systèmes qui combinent un stockage de l'énergie potentielle et une redistribution directe de la puissance récupérée dans les actionneurs. David P. Smith [78], publié par Caterpillar, décrit un circuit qui permet de récupérer le fluide évacué des vérins lors des phases de descente pour l'injecter dans d'autres vérins en phase de levage ou pour le stocker dans un accumulateur dans le cas où les autres vérins sont inactifs. Cette innovation, présentée dans la figure IV.13, est intéressante pour réduire la consommation des fonctions de levage mais requiert des changements majeurs de l'architecture du véhicule qui incluent l'ajout de nombreuses vannes et clapets. De plus, l'asservissement d'un tel dispositif est d'une grande complexité. Rabie E.Khalil [79] a déposé un brevet dans lequel il utilise deux pompes à engrenage à débit variable. Ces deux pompes sont disposées sur le même arbre moteur, sont réversibles et peuvent agir indépendamment comme pompe ou moteur. L'accumulateur est

utilisé comme source de pression dans les phases de levage. Dans ce cas, une des pompes est utilisée en moteur hydraulique pour animer l'arbre commun et ainsi faire tourner l'autre pompe dont le rôle est alors de générer la pression et le débit du fluide. Ainsi, le moteur hydraulique assiste ou remplace le moteur principal, ce qui permet de faire des économies de carburant.



*Figure IV.13: Récupération d'énergie par partage d'énergie entre les actionneurs et par récupération d'énergie dans des accumulateurs [78]*

#### **IV.2.2 Catégorie 2 : Récupération de l'énergie cinétique**

Les profils de mission des pelleteuses hydrauliques sont caractérisés par de très fréquentes phases d'arrêt et de redémarrage qui nécessitent de consommer une grande énergie de freinage. Notamment durant les phases de rotation et d'arrêt de la tourelle au cours desquelles le moteur hydraulique reçoit du fluide sous pression généré par l'inertie des corps en rotation. Le fluide qui est alors drainé du moteur hydraulique pour être évacué vers le réservoir est encore à un niveau de pression important. Cette énergie cinétique emmagasinée par le fluide est habituellement perdue sous forme de chaleur et réduit donc le rendement énergétique du système hydraulique [80]. Cette partie est dédiée à l'étude des solutions permettant de récupérer cette énergie pour la stocker afin de la réinjecter lors des phases d'accélération de la tourelle. Ce principe est illustré dans la figure IV.14.

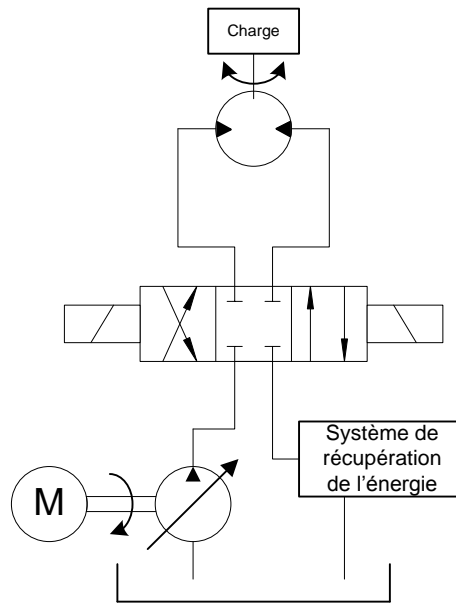


Figure IV.14: Système de récupération de l'énergie cinétique

#### IV.2.2.1 Stockage électrique

La compagnie Hiroshi Kondo a déposé un brevet en 2007 traitant de l'utilisation d'un moteur électrique pour faire tourner une tourelle de pelle mécanique [81]. Dans ce brevet, le générateur électrique est en prise sur la transmission mécanique assurant la rotation de la tourelle au travers d'un embrayage qui lui transmet l'énergie cinétique récupérée à la fin du mouvement de rotation. L'énergie ainsi récupérée est stockée dans une batterie. Toshiba E-1 propose un système hybride de balancier [82] : Dans ce système, la récupération de l'énergie inertielle est assurée par un moteur/générateur électrique qui récupère de l'énergie dans des condensateurs pendant les phases de décélération et restitue cette énergie pendant les phases d'accélération. En utilisant cette énergie récupérée et en synchronisant le moteur hydraulique avec le moteur électrique pendant les phases d'accélération, la puissance déployée par le moteur hydraulique (et intrinsèquement par le moteur thermique de la pompe) peut être réduite de moitié. Cette solution pourrait contribuer à réduire la consommation de carburant de plus 30% pendant les phases d'excavation nécessitant de nombreuses rotations de la tourelle. Hitachi a développé une variante hybride du tractopelle [73] (figure IV.15). Le moteur thermique alimente la pompe hydraulique et une génératrice électrique en parallèle. La pompe hydraulique alimente les fonctions de levage de la flèche et du godet alors que la génératrice alimente un moteur électrique qui assure les mouvements du véhicule. Ce moteur agit en génératrice pendant les phases de freinage du véhicule et recharge une batterie. En phase de travail (accélération et levage), la batterie alimente le moteur électrique qui assure la translation du véhicule en série avec le moteur thermique (ce dernier continue d'alimenter la

pompe pour les opérations de pelletage). En comparaison avec les tractopelles conventionnelles, et lorsque les phases de déplacement représentent un important ratio par rapport au travail total fourni, la consommation de carburant peut être réduite de 30 à 40 %. L'article [73] a également présenté une pelleteuse hybride de 7 tonnes en 2006 (figure IV.16). Cette machine utilisait une batterie au lithium de 288V pour stocker l'énergie produite par le moteur thermique et la génératrice électrique. Cette pelle est capable de produire plus de puissance qu'une machine de 7 tonnes conventionnelle sans sacrifier de performance. L'énergie est récupérée par une génératrice lors des phases de freinage de la rotation de la tourelle. D'après l'entreprise produisant le véhicule, la consommation de carburant ainsi que les émissions de CO2 ont ainsi été réduites de 40% par rapport à une pelleteuse conventionnelle de 7 tonnes. Une autre entreprise a également développé une nouvelle génération de pelleteuse hybride [83] (figure IV.17). L'énergie cinétique est récupérée par le moteur électrique qui assure la rotation de la tourelle pendant les décélérations pour charger des condensateurs par le biais d'un onduleur réversible. L'énergie emmagasinée par les condensateurs est restituée au moteur électrique pendant les phases d'accélération. Ainsi, la consommation de carburant est réduite lors des rotations de la tourelle.

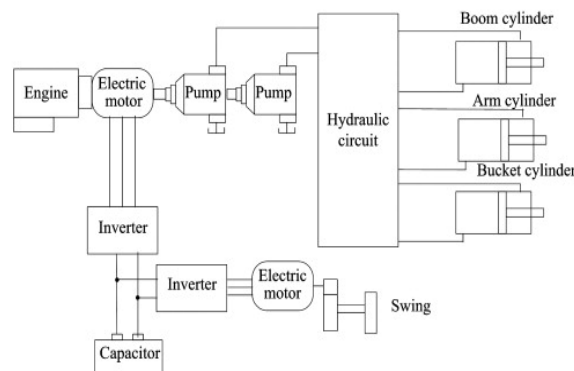


Figure IV.15: Pelleteuse Hybride [73]

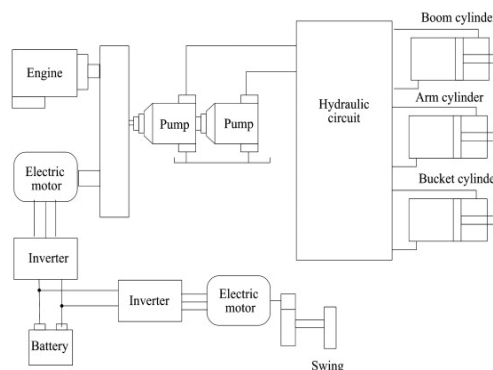


Figure IV.16: Pelleteuse hybride [73]



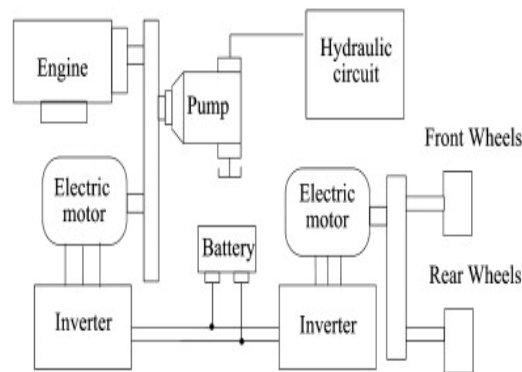


Figure IV.17: Pelleteuse Hybride [83]

#### IV.2.2.2 Stockage hydraulique

De nombreuses solutions de récupération d'énergie cinétique sont basées sur l'utilisation d'accumulateurs hydrauliques. Une entreprise a créé une pelleteuse de chantier qui stocke l'énergie cinétique dans des accumulateurs hydrauliques pendant les phases de décélération de la tourelle [84]. Cette énergie est restituée pendant les phases d'accélération, ce qui permet d'économiser 25% de carburant en moins par rapport à la pelleteuse conventionnelle. Sun Hui et al. [85] proposent de récupérer l'énergie cinétique pendant les phases de freinage d'un tractopelle pour le stocker dans un accumulateur hydraulique. L'accumulateur est chargé par le biais d'un moteur/pompe hydraulique réversible variable qui est en prise avec l'arbre de transmission des roues pendant les phases de freinage (figure IV.18). Ce moteur/pompe est lié à l'arbre par le biais d'un embrayage. En dehors des phases de freinage, l'accumulateur restitue son énergie à ce dispositif qui peut soit devenir un moteur auxiliaire pour fournir du couple aux roues du véhicule soit devenir une pompe auxiliaire pour injecter de la pression dans le système de levage du godet (et être à ce moment débrayé de l'arbre de transmission). Ce dispositif est très intéressant car il permet au moteur thermique de toujours fonctionner dans un régime optimal et de réduire sa consommation énergétique. Par ailleurs, le taux de récupération de l'énergie cinétique est relativement important puisqu'il a été estimé à 60.03%.

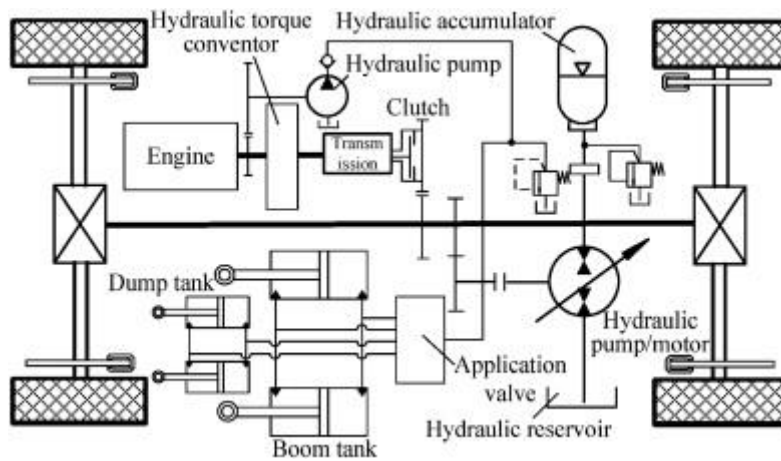


Figure IV.18: Système de récupération de l'énergie cinétique [84]

Une autre entreprise a développé un système similaire appelé Hydraulic Launch Assist (HLA) [34]. Ce dispositif est monté en bout du train principal de transmission du véhicule. Le système HLA peut fournir un grand couple même à vitesse réduite et il est très efficace car 80% de l'énergie de freinage est restituée au véhicule. Le HLA présente de nombreux bénéfices : économie de carburant, coûts de maintenance réduits, amélioration du freinage, moins d'émission de CO<sup>2</sup>. Il existe une variante du HLA: le Regenerative Drive System (RDS) [86] qui offre les mêmes avantages. Le RDS est constitué d'un moteur/pompe connecté à la transmission axiale, de deux batteries, de capteurs et d'un logiciel de contrôle intelligent qui en fait son originalité. Pendant la phase de freinage, l'utilisateur n'a pas à utiliser de pédale de frein, il lui faut juste relâcher la pédale d'accélération pour que le RDS assure efficacement l'arrêt du véhicule et le stockage de l'énergie cinétique. En réponse à une commande d'accélération de l'utilisateur, le système de contrôle du RDS gère la restitution de l'énergie cinétique stockée. A l'aide de cette technologie, la puissance motrice que le moteur thermique doit fournir est moindre, ce qui permet de réduire sa taille et sa consommation de carburant. Amitesh Kumar [86] a développé un système similaire au HLA et RDS nommé HRBS mettant en œuvre une stratégie de stockage et restitution de l'énergie plus subtile.

### IV.2.3 Catégorie 3: Systèmes hybrides

Cette catégorie regroupe toutes les innovations qui combinent les stratégies et technologies présentées dans les points IV.3.1 et IV.3.2. De nombreuses recherches ont été consacrées à la récupération de l'énergie cinétiques et de l'énergie potentielle dans des accumulateurs hydrauliques, telle que Lars Bruun [Bruun03] l'a présentée dans son brevet. Cette énergie récupérée est utilisée lors du levage ou de l'accélération de la tourelle en amont de la pompe afin de réduire la consommation du carburant. Par contre, le coût d'installation de cette

innovation est élevée suite à la multiplication des composants. Endo Hiroshi and al. [87] ont déposé un brevet qui utilise un accumulateur hydraulique pour récupérer les fluides expulsés des vérins pour en alimenter d'autres (Figure IV.19). D'autres solutions sont basées sur le stockage des énergies cinétiques et potentielles dans des batteries ou condensateurs électriques. Kagoshima Masayuki et al. [88] décrit une nouvelle génération de pelleuse constituée de moteurs électriques couplés à des pompes hydrauliques (Figure IV.20). Le moteur thermique alimente une génératrice qui charge en continu une batterie couplée à des condensateurs (utilisés comme boosters pendant les phases d'accélération et de levage). Les vérins de la flèche, le balancier et le godet sont chacun alimentés par un ensemble constitué d'un moteur électrique et d'une pompe hydraulique. La pompe hydraulique agit en moteur pendant les phases de descente et fait tourner ainsi le moteur électrique qui devient une génératrice pour recharger la batterie ou les condensateurs grâce à l'énergie potentielle récupérée. Le moteur électrique sert également de frein aux mouvements pendant les phases de décélérations et récupère ainsi l'énergie cinétique. La rotation de la tourelle est uniquement assurée par un moteur électrique qui agit en génératrice pendant les phases de décélération. Cette innovation réduit significativement la consommation de carburant mais est très coûteuse à installer en raison du grand nombre de composants requis. Koji Kawashima and al. [89] utilisent un système qui récupère l'énergie de décélération de la tourelle, à l'aide d'un moteur qui se transforme en génératrice, pour la stocker dans des condensateurs. Ce dispositif récupère également les fluides hydrauliques expulsés des chambres des vérins par pesanteur pendant les phases de descentes de la flèche pour les injecter dans une pompe qui devient alors motrice et fait tourner une génératrice électrique qui charge les condensateurs. En 2003, une entreprise a lancé sur le marché le premier tractopelle hybride et a commercialisé une pelleuse hybride de 20 tonnes en mai 2008. Ces modèles de pelleuse récupèrent l'énergie cinétique et potentielle pour la stocker dans des condensateurs afin de soulager le moteur thermique pendant les phases de travail [73]. Le carburant économisé ainsi est de l'ordre de 25%. D'autres innovations proposent de stocker l'énergie récupérée dans des batteries. Dans la proposition de Naruse et al. [90], le système hybride peut réduire la consommation énergétique de 40% dans les conditions idéales en stockant l'énergie dans des batteries. Par ce biais, il est possible d'atteindre une réduction importante de la consommation de carburant par rapport aux excavateurs conventionnels, ce qui représente une performance proche de celle du domaine automobile. Le défaut de ce type d'architecture est la nécessité d'ajouter de nombreux composants, ce qui a un impact important sur l'encombrement, le poids, la réactivité du système vis à vis des commandes de l'utilisateur et le coût de fabrication.

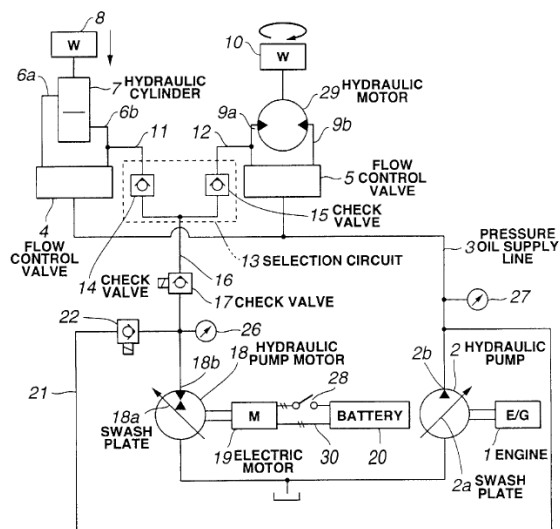


Figure IV.19: Récupération de l'énergie cinétique et potentielle [93]

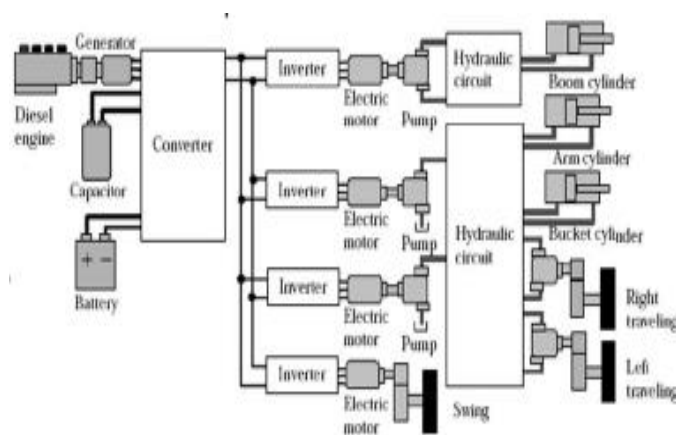


Figure IV.20: Récupération de l'énergie cinétique et potentielle [88]

#### IV.2.4 Catégorie 4: Stratégies d'automatisation et de contrôle commande

Optimiser la consommation énergétique d'un système ne requiert pas systématiquement d'avoir recours à des modifications structurelles et/ou technologiques, il est également possible de réduire les pertes en pilotant de façon optimale les composants pour leur faire réaliser un travail demandé. Ce chapitre va s'attarder à présenter deux catégories de solutions pouvant conduire à une réduction significative de la consommation de carburant: 1) Stratégies de contrôle optimal et 2) Stratégies d'automatisation du circuit.

##### IV.2.4.1 Sous-catégorie 1: Stratégies de contrôle optimal

Cette sous-catégorieregroupe les propositions basées sur les nouvelles méthodes de contrôle des systèmes de forte puissance. Andruch and Lumkes [91] conseillent d'utiliser une pompe indépendante pour chaque actionneur du véhicule (figure IV.21). Cette stratégie peut amener à une réduction de la consommation de carburant de 46% sur un cycle standard notamment en

raison du fait qu'il n'y a pas de surconsommation quand de nombreuses fonctions sont utilisées simultanément. Cependant, il est évident que cette solution a un fort impact sur le coût de fabrication de l'excavatrice, ce qui n'est pas compatible avec les besoins du marché des pelleteuses de petite taille qui sont conçues pour être rapidement rentables. Jing et al. [92] proposent une solution consistant à désactiver les injecteurs des cylindres du moteur diesel du véhicule (figure IV.22). En fonction des conditions de travail, certains injecteurs du moteur peuvent être coupés de l'alimentation de carburant pour adapter la puissance à la charge requise et ainsi améliorer le rendement. Cette technologie peut réduire la consommation de carburant de 11% en mode économique et de 13% en forte charge. Dans ce contexte d'adaptation de la puissance délivrée par le véhicule en fonction de la charge de travail, de nombreuses excavatrices utilisent le principe de l'appel de charge ou Load Sensing en anglais (LS) depuis 1980. Ces systèmes mesurent en continu les besoins en terme de débit et de pression hydraulique pour contrôler le régime du moteur principal [93][94] (figure IV.23). A titre d'exemple, une entreprise a commercialisé deux excavatrices utilisant ce principe, dont la plus récente date de 2013 [95][96]. Ces deux technologies utilisent le principe d'appel de charge et contrôlent le système par le biais d'un contrôle électronique développé par l'entreprise afin de ne jamais fournir de puissance excédentaire et de limiter ainsi les pertes d'énergie hydraulique. Une autre entreprise a développé une variante du principe d'appel de charge nommé Open-Centre Load-Sensing systems (EOLSS) qui contrôle finement la puissance hydraulique ainsi que le rapport débit/pression en fonction de la charge demandée afin de réduire la consommation du système au minimum [93]. L'autre avantage de cette variante est qu'elle maintient les pertes de pression sur l'orifice qui contrôle la charge demandée à un niveau constant indépendant des variations de pression, ce qui simplifie le contrôle de la puissance délivrée. Bien que ce type de contrôle soit efficace en terme de rendement, il peut toutefois provoquer des instabilités. Le contrôle par boucle de rétroaction est destiné à être mis en œuvre dans de nombreux engins mobiles en raison de l'influence grandissante des préoccupations environnementales. La mise en place de telles stratégies nécessite l'implémentation de boucles de contrôle-commande complexes qui peuvent engendrer des problèmes d'instabilité. Yuan Yi et al. [94] ont présenté de nouvelles innovations dans le domaine des systèmes de contrôle: les vannes proportionnelles multi-canaux. Ces vannes sont intéressantes pour contrôler simultanément plusieurs actionneurs hydrauliques avec des niveaux de pression/débit différents qui agissent conjointement pour répondre à un besoin de charge. Leur utilisation garantit une distribution optimale des fluides et des énergies dans le système, réduisant ainsi la consommation énergétique. Sem Zarotti et

al. [97] ont développé un circuit composé d'une seule pompe à cylindrée variable utilisant un contrôle par appel de charge en boucle fermée. Yamashita [98] a développé un système qui adopte cette stratégie uniquement quand les conditions de travail le nécessitent, notamment en phase d'excavation, d'écrasement ou de nivellement des sols. De nombreux systèmes hydrauliques sont exclusivement contrôlés par des vannes. Le contrôle par vanne permet uniquement la réalisation de travaux de mouvements ou de maintiens en position en boucle ouverte dont les actions sont assurées par une source de pression centrale. Les transmissions hydrostatiques à cylindrée contrôlée [99], nommées Displacement-Controlled en anglais, font exception à cette règle et sont souvent utilisées dans les petits engins mobiles. Ces systèmes, découplent les actionneurs hydrauliques en contrôlant chaque vérin avec une pompe indépendante. De plus, le débit généré par la pompe est souvent contrôlé indépendamment de la pression. En mettant en œuvre cette innovation, l'efficacité énergétique des systèmes est améliorée en éliminant notamment les pertes dues aux passages du fluide dans les limiteurs de débit. Cependant, le coût d'installation est important étant donné qu'il faut prévoir un moteur et une pompe pour chaque actionneur. Une comparaison de performance a été faite entre des systèmes utilisant le contrôle par appel de charge classique et d'autres systèmes utilisant des transmissions hydrostatiques à cylindrée contrôlée [100]. Dans le cadre d'un profil de mission d'excavation standard, les résultats de l'étude démontrent que la performance des systèmes à appel de charge est de 12,5% alors que les transmissions hydrostatiques à cylindrée contrôlée atteignent 30,9%. Tien-Hoang Huu et al. [101] ont développé un système composé de quatre vannes indépendantes combinées à une pompe à cylindrée variable pour contrôler le déplacement des vérins. Ainsi, 25% de l'énergie peut être économisée en comparaison des systèmes conventionnels. De plus, la performance des vérins en termes de vitesse de déplacement est également meilleure.

Andruch et Lumkes [102] présentent une méthode intitulée "Topography with Integrated Energy Recovery" (TIER) qu'ils ont combinée avec une électronique de commande spécifique. Cette technique est capable d'additionner les débits provenant de plusieurs sources variables, d'isoler des canalisations défectueuses et de changer le mode opératoire à la volée (appel de charge, transmissions hydrostatiques à cylindrée contrôlée et des modes de fonctionnement spécifiques à la méthode TIER). La méthode TIER permettrait d'économiser 33% d'énergie par rapport aux systèmes utilisant des distributeurs et une stratégie d'appel de charge par pression compensée. Cette solution permettrait aux systèmes hydrauliques d'opérer

avec une meilleure efficacité énergétique, une meilleure fiabilité et donc une meilleure performance.

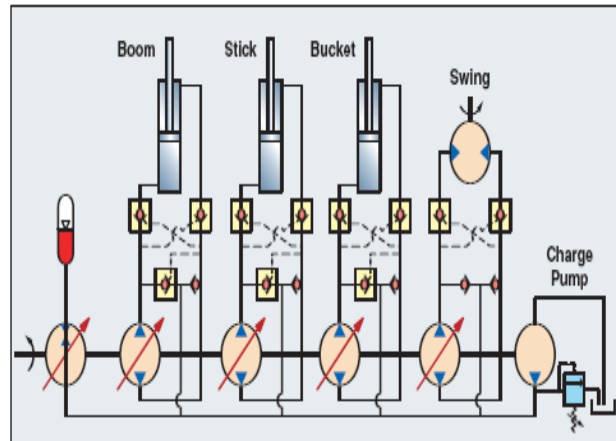


Figure IV.21: Principe d'utilisation d'une pompe indépendante pour chaque actionneur [91]

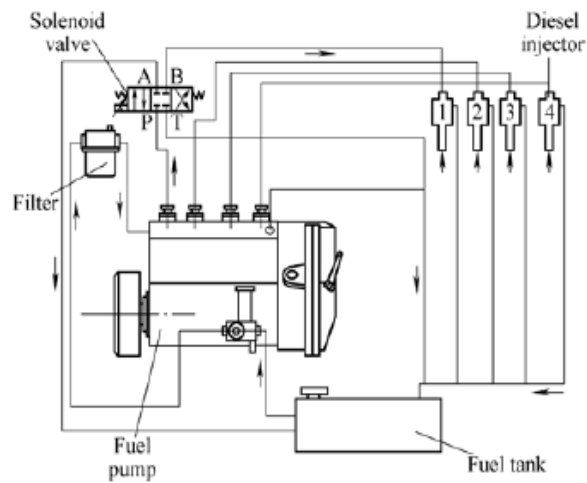


Figure IV.22: Désactivation les injecteurs des cylindres du moteur diésel [92]

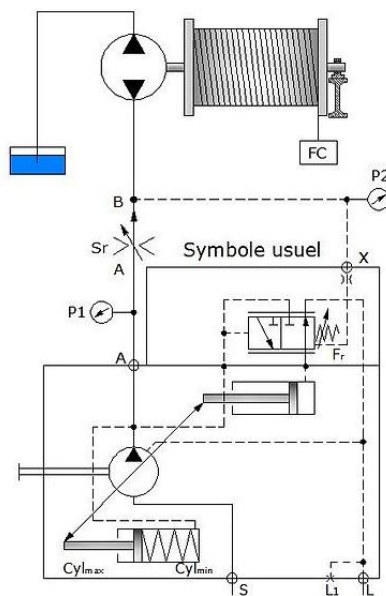


Figure IV.23: Load sensing

#### *IV.2.4.2 Sous-catégorie 2 : Stratégies d'automatisation*

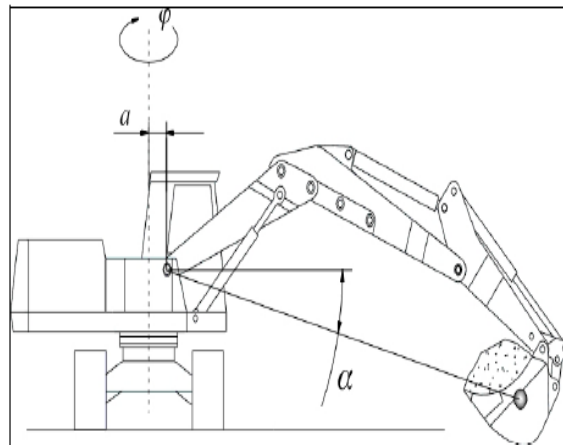
Les bras des pelleteuses sont habituellement composés de 3 éléments (flèche, balancier et godet) utilisés pour les travaux d'excavation, de déversement, de nivellement et de lavage. L'apprentissage du pilotage de ces 3 éléments indépendamment est généralement long car il demande une grande dextérité et une certaine démarche intellectuelle en fonction de la tâche à exécuter. Les opérateurs de pelleteuses mettent généralement plusieurs années à être suffisamment opérationnels pour exécuter leur travail efficacement. Bien qu'il soit évident qu'un système automatisé ne peut pas remplacer un opérateur expérimenté sur une courte période, il est admis que le système automatisé est plus performant sur le long terme dans la mesure où il reste au même niveau d'efficacité alors que le pilote humain, sous l'influence de la fatigue, éprouve de plus en plus de difficulté à se concentrer et devient progressivement moins performant. Par ailleurs, il n'est pas rare que les opérateurs aient à piloter les engins dans des conditions de travail dangereuses, salissantes, au comportement variable (en fonction des strates de matériaux hétérogènes qui composent les sols), au climat non clément et dans des conditions de visibilité faibles (brouillard, pluie, neige...). Pour toutes ces raisons, l'industrie des engins de chantier développe des solutions d'assistance au pilotage par le biais d'une forte automatisation afin de réduire le temps d'utilisation des machines et ainsi améliorer le bilan carbone d'un chantier. Ce thème de recherche a été développé par de nombreux chercheurs [103]. Wohlford et al. [104] ont proposé un système d'assistance au pilotage des bras de pelleteuse adapté à la manipulation de déchets enfouis dont le comportement mécanique est hasardeux. D'autres travaux similaires ont été présentés par Thompson et al. [105]. Cette proposition décrit une pelleteuse automatisée qui assiste l'opérateur dans les travaux d'excavations de déchets enterrés. Kojima et al. [106] ont développé un bras de pelleteuse téléguidé spécialement adapté aux excavations de fondations en profondeur. Nakano et al. [107] ont créé un prototype de contrôleur de bras de pelleteuse qui assiste le pilotage du godet en se basant sur un référentiel en coordonnées cartésiennes pour calculer précisément les pentes des excavations. Les chercheurs de l'Université de Colombie Britannique ont proposé un système qui produit un retour de force sur la commande afin que l'opérateur maîtrise plus efficacement la puissance du véhicule. Ce dispositif utilise un contrôleur manuel magnétique à 6 degrés de liberté dont les composants sont en lévitation [108]. Bullock [109] a développé une stratégie d'assistance au pilotage pour gérer les travaux d'excavation en tenant compte de la dureté des sols. Des chercheurs de l'Université de Lancaster en Angleterre ont développé une pelleteuse automatisée nommée LUCIE qui utilise une méthode à base de règles pour creuser des tranchées [110]. Une pelleteuse miniature



développée par Salcudean et al. [111] de l'Université de Colombie Britannique propose une assistance au guidage du godet pendant les travaux d'excavation. Singh [112] propose un modèle de contrôle prédictif qui anticipe la résistance des sols lors des travaux d'excavation. [113] a développé une méthode géométrique pour planifier la trajectoire du godet de la pelleuse afin de niveler des sols ayant des reliefs complexes. Takahashi [114] a développé un modèle de tractopelle qui utilise une caméra pour déterminer efficacement les endroits qu'il faut creuser en premier pour excaver des amoncellements de roches. Chang et Lee [115] ont automatisé les mouvements de translation rectiligne d'une excavatrice robotisée travaillant à grande vitesse. Budny et al. [116] ont étudié le moyen de contrôler efficacement la position du godet en vue de réduire au minimum les temps requis pour effectuer une tâche (figure IV.24). Stentz et al. [117] ont développé une pelleuse qui utilise deux scanners laser longue portée pour localiser l'engin dans son environnement, pour trouver la position du camion benne dans lequel déverser les matériaux, pour mesurer le relief des sols et pour détecter les obstacles (figure IV.25). Le logiciel embarqué indique l'endroit qu'il faut creuser en fonction des travaux souhaités, l'endroit où se placer pour déverser les matériaux dans le camion benne et précise également comment déplacer rapidement le véhicule entre les différentes positions clés en évitant les obstacles. Une entreprise de dragage Allemande a développé de nombreux projets d'automatisation ayant donné de bons résultats durant les deux dernières décennies. Il en est de même aux Etats Unis, de nombreux projets de semi-automatisation des travaux de dragage ont été intensément testés ces dernières années.

Le contrôle et l'automatisation des bras manipulateurs d'excavatrice est également une problématique de recherche et développement à la pointe des préoccupations actuelles. Pour contrôler efficacement un bras manipulateur, il est nécessaire de définir au préalable le modèle cinématique et dynamique complet du dispositif pour gérer au mieux ses trois degrés de liberté [118]. La trajectoire du godet est calculée et les angles limites de rotation des liaisons est déterminé par le biais de la cinématique inverse. Le contrôle d'un excavateur robotisé est relativement difficile à mettre en œuvre en raison des variations des paramètres liés à la mécanique des structures (forces inertielles et gravitationnelles), des comportements non linéaires des composants hydrauliques et des perturbations extérieures dues au contact avec un sol généralement instable au relief variant. Pour résoudre ces problèmes, de nombreux travaux de recherche ont été menés. Bradley et al. [119] utilisent un contrôleur de haut niveau basé sur des règles obtenues par des observations expérimentales d'opérateurs experts pour contrôler le bras, et un contrôleur Proportionnel-Intégral-Dérivé (PID) bas niveau pour

contrôler les déplacements du véhicule. Quand Hoan et al. [120] utilisent un contrôleur PID pour piloter la trajectoire du godet. Lee [121] utilise un contrôleur proportionnel couplé à un contrôleur fonctionnant par logique floue. Sepehri et al. [122] ont proposé un modèle de contrôle permettant de compenser les variations de charge et de couplage utilisant un simple modèle de vanne et de capteur de pression. Yokota et al. [123] utilisent un observateur de perturbation et un contrôleur PI et l'appliquent à une pelleteuse miniature. Chang et Lee [115] utilisent un algorithme de contrôle à temps différé (Time-Delay Control - TDC) et des compensateurs adaptés à la dynamique de la pelleteuse robotisée et l'appliquent sur les déplacements linéaires d'une excavatrice de 13 tonnes. Chang et Park [124] ont proposé une variante du TDC à base de commutations (Time-Delay Control Switching Action - TDCSA) qui tend à contrôler une pelleteuse robotisée de façon robuste. Le principe de commutation s'appuie sur le principe du mode de contrôle par glissement (Sliding Mode Control SMC), compense l'erreur de l'estimation par temps différé (Time Delay Estimation - TDE) et rend ainsi le TDC plus robuste. Sung-Uk Lee et al. [118] appliquent cette méthode pour automatiser les déplacements linéaires d'une pelleteuse de 21 tonnes. Ils comparent dans cette étude les algorithmes TDC et TDCSA et démontrent notamment que dans ce domaine le TDCSA est plus performant que le TDC.



*Figure IV.24: Pelleteuse automatisée pour détecter la position du godet en vue de réduire au minimum les temps de mission [116]*

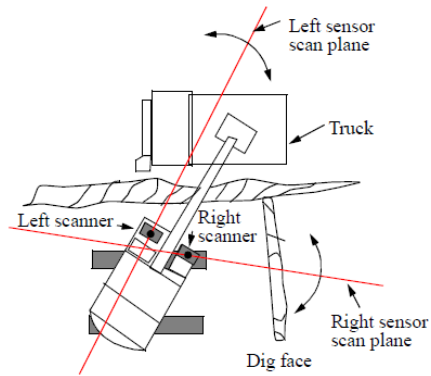


Figure IV.25: Pelleteuse équipée de deux lasers de détection [117]

#### IV.2.5 Catégorie 5 : Remplacement des composants conventionnels

Cette catégorie regroupe les innovations basées sur le remplacement de composants conventionnels des engins de chantier par d'autres constituants afin d'en améliorer la performance énergétique. Michale H. Grace et al. [75], Hideki Kinugawa et al. [132] ont proposé une solution dans laquelle le moteur thermique qui alimente la pompe d'un camion-benne est remplacé par un moteur électrique alimenté par batterie (figure IV.26). Quand la charge descend, la pompe devient un moteur hydraulique et le moteur électrique devient génératrice et recharge la batterie. Ces choix technologiques ont l'avantage de réduire la consommation des excavatrices et de les rendre moins bruyante en comparaison des solutions conventionnelles utilisant un moteur thermique à combustion interne. Ce type de pelleteuse est tout à fait adapté aux travaux dans des lieux densément peuplés. Kobe-shi et al. [Kobe-shi99] a proposé en 1999 de remplacer le moteur thermique de la pompe principale par un moteur électrique, le moteur hydraulique de la tourelle par un moteur électrique et le vérin hydraulique de la flèche par un moteur électrique assurant sa rotation en prise directe (figure IV.27). Ainsi, il peut récupérer l'énergie cinétique de la tourelle pendant la décélération et l'énergie potentielle de la flèche pendant la descente pour les convertir en énergie électrique afin de recharger la batterie car les moteurs électriques peuvent aisément se transformer en génératrices et permettent de contrôler précisément le freinage des mouvements. Cette solution implique d'effectuer des modifications majeures sur la composition du véhicule et n'est pas adaptée aux modèles de pelleteuses puissantes car les moteurs électriques ne peuvent pas développer autant de force que des vérins hydrauliques en respectant le même encombrement mais s'avère très intéressante en terme de rendement énergétique.

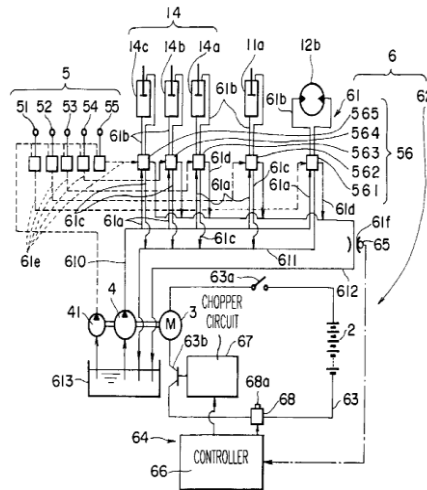


Figure IV.26: Alimentation par un moteur électrique [132]

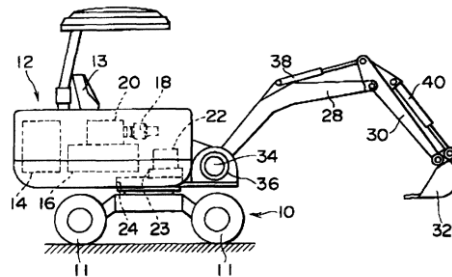


Figure IV.27: Pelleteuse utilisant trois moteurs électriques [Kobe-shi99]

### IV.3 Conclusion

Au regard de l'étude présentée dans ce chapitre, il semble que la récupération d'énergie potentielle et/ou cinétique soit une solution efficace pour réduire les pertes d'énergie, la consommation de carburant et par conséquent la pollution. Les différentes catégories d'innovations présentées ci-dessus peuvent apporter des solutions dans ce domaine. Le choix du système de récupération d'énergie dépend de plusieurs critères tels que le coût, l'efficacité, la simplicité d'intégration des nouveaux composants, la complexité des dispositifs de contrôle-commande, la sûreté de fonctionnement, les vibrations engendrées et la pollution sonore. Une fois le choix opéré, il reste une dernière difficulté à franchir, celle du dimensionnement des composants qui est souvent délicat en raison d'une méconnaissance de nombreux paramètres du système (pertes de charge, rendements volumétriques, électriques, mécaniques, pertes énergétique par déformation ...). Dans le chapitre suivant, nous proposons une nouvelle méthode permettant la détermination des valeurs de ces paramètres inconnus ou difficilement mesurables ainsi qu'une méthode numérique permettant d'optimiser de façon automatique des composants entrant dans la conception d'un système multi-physique innovant.

## **Chapitre V**

### **Optimisation de systèmes de récupération d'énergie par la méthode MOGCP**

Le chapitre IV a mis en évidence l'existence de nombreuses innovations pouvant apporter des solutions en matière de récupération d'énergie. Ces solutions sont généralement complexes à dimensionner efficacement en raison du grand nombre de paramètres auxquels il faut attribuer des valeurs. Ce qui est d'autant plus vrai quand il s'agit d'y associer des stratégies de contrôle et de commande très élaborées. Par ailleurs, il est fréquent que certains paramètres soient interdépendants ou difficilement estimables a priori. En effet, il ya beaucoup de facteurs qui influencent les méthodes de récupération d'énergie appliquées tels que la stratégie de maîtrise de l'énergie, la construction du véhicule ou les choix de conception des composants principaux du système [125] [126]. Un système de récupération d'énergie mal configuré, mal réglé ou installé d'une manière inappropriée peut avoir des conséquences négatives sur la robustesse, l'efficacité, le rendement et le coût de fabrication ou d'exploitation de la machine. Par conséquent, il est nécessaire de calibrer correctement les variables inconnues du système de récupération choisi [60], [127], [128] et [129]. La modélisation numérique couplée à un algorithme d'optimisation peut répondre efficacement à cette problématique.

Dans le contexte de l'hydraulique industrielle, les paramètres inconnus des solutions de récupération d'énergie dépendent généralement du modèle de pelleuse dans laquelle elles seront installées. Par ailleurs, l'identification des valeurs de ces paramètres inconnus par mesure expérimentale directe nécessite la mise en place de bancs de test coûteux, des calculs très complexes pour adapter l'expérimental à la réalité et ne donne généralement pas de résultats pouvant être appliqués de façon universelle. Récemment, Liu Zhi [130] et al. ont proposé une nouvelle méthode basée sur la généralisation du transfert d'énergie dans des différents systèmes hybrides. Cette méthode est mise en pratique pour modéliser une pelleuse hydraulique de 7t. Cependant, cette méthode ne reflète pas le fonctionnement réel de la pelleuse étant donné que l'auteur impose de nombreuses conditions préalables en vue de simplifier l'application de sa méthode.

Dans les pelleuses hydrauliques, plusieurs paramètres importants sont contraints par les exigences techniques et les autres doivent être choisis avec soin. De plus, les cycles de travail d'une pelleuse hybride sont non-linéaires et il est donc difficile de les décrire par des équations ou des mécanismes déterministes. Pour calibrer correctement ces paramètres, il faut

donc proposer une méthode qui est en mesure d'estimer numériquement l'impact de la variation des valeurs de paramètres vis-à-vis des critères d'optimisation recherchés. Dans ce chapitre, nous allons donc proposer une méthode numérique pour calibrer ces paramètres de façon optimale.

## V.1 Présentation de la méthode

Etant donné que le calibrage par mesure directe semble inapproprié, nous proposons d'utiliser la méthode MOGCP présentée dans le chapitre II. Nous avons démontré auparavant l'efficacité de la méthode MOGCP à pour identifier les valeurs inconnues des paramètres d'un système complexe. Cette méthode peut également être utilisée pour optimiser des systèmes hybrides. Notre méthode ne requiert pas d'avoir la connaissance totale des relations entre les paramètres physiques qui régissent le fonctionnement du système de récupération d'énergie choisi. Xiaoliang Lai et al. [132] ont utilisé un AG pour calibrer une pelleteuse hydraulique hybride. Xin Wang et al ont proposé un AG pour recalibrer le système de conduite de véhicule hybride hydraulique [131]. En général, les méthodes d'optimisation à base d'AG s'appuient sur l'utilisation d'une fonction objective (FO) qui doit être minimisée ou maximisée. Dans notre cas, nous pensons que la FO du système de récupération d'énergie doit répondre à deux objectifs: 1) minimiser la différence entre des trajectoires effectuées par les actionneurs du système avec et sans le système de récupération d'énergie puisque le but est de recalibrer le nouveau système sans modifier le comportement de la machine et 2) maximiser l'énergie récupérée.

En se référant à ces deux objectifs, la FO peut être exprimée comme suit (1):

$$FO = k_1 \sum_{i=0}^n (d_{i,rs} - d_{i,s})^2 - k_2 \sum_{i=0}^n E_i \quad (1)$$

Dans cette équation,  $n$  correspond au nombre total de pas de simulation,  $d_{i,rs}$  traduit le déplacement du bras du système hybride à l'itération  $i$  de la simulation,  $d_{i,s}$  représente le déplacement du bras du circuit conventionnel à l'itération  $i$  de la simulation (il s'agit de la référence),  $E_i$  est l'énergie gagnée en intégrant le système de récupération d'énergie à l'itération  $i$  de la simulation,  $k_1$  et  $k_2$  sont deux constantes de pondération.

Comme les deux objectifs présentés ci-dessus ont la même importance, on considère dans notre étude que  $k_1$  et  $k_2$  sont égales à 1.

La FO respecte deux contraintes :

1) L'inéquation qui définit les limites du paramètre calibré (2) :

$$O_{i \min} \leq O_i \leq O_{i \max} \quad (2)$$

Dans cette équation,  $O_i$  représente la valeur du paramètre à l'itération  $i$ ,  $O_{imin}$  et  $O_{imax}$  sont respectivement les limites basses et hautes du paramètre à recalculer.

2) Contrainte d'égalité: la variation des données de sortie dépend des valeurs des paramètres calibrés et du temps (3) :

$$(d_{1,rs}, \dots, d_{i,rs}, \dots, d_{1,s}, \dots, d_{i,s}, E_1, \dots, E_i, \dots) = f(O_1, \dots, O_i, t) \quad (3)$$

Afin de résoudre ce problème d'optimisation, nous avons proposé d'appliquer MOGCP.

MOGCP utilise une technique d'optimisation qui s'appuie sur un Algorithme Génétique à deux niveaux appliqué aux paramètres d'un modèle de circuit hydraulique dont le comportement est calculé par un logiciel de simulation orienté système. Cette approche itérative en boucle fermée utilise un AG à deux niveaux qui génère un ensemble de valeurs de paramètres et les transmet au modèle de simulation qui retourne ensuite les sorties physiques numériques [127] afin qu'elles soient comparées aux résultats de référence en vue d'estimer la performance de l'évolution des paramètres et ainsi vérifier qu'ils convergent vers des valeurs optimales.

Le principe de la méthode MOGCP avec la FO nécessaire pour calibrer de manière optimale un système est représenté dans la figure V.1. Cette méthode consiste à simuler dans un premier temps le modèle recalculé du système sans y adjoindre un dispositif de récupération d'énergie afin d'avoir des résultats numériques de référence. Dans cette première phase, tous les paramètres sont connus. Ensuite, la deuxième étape consiste à implémenter le système de récupération d'énergie dans le modèle d'origine pour simuler son apport. Dans cette deuxième phase, certains paramètres demeurent inconnus : les variables du système de récupération d'énergie et les perturbations que sa présence induit (telles que les pertes de charge). La troisième phase consiste à utiliser la fonction objective pour comparer les sorties numériques de la phase 2 aux sorties numériques de la phase 1 afin de faire évoluer de manière itérative les valeurs des paramètres de façon à minimiser l'écart vis-à-vis des valeurs de référence et à optimiser le rendement énergétique. L'AG à deux niveaux permet de faire converger les valeurs des paramètres inconnus vers leur valeur optimale par une approche itérative heuristique non déterministe.

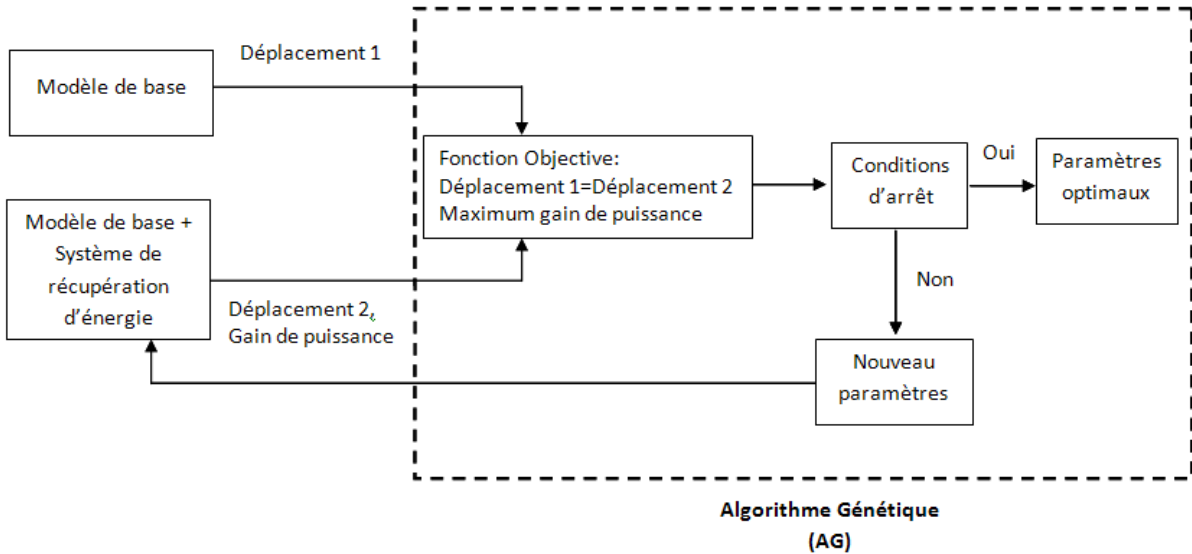


Figure V.1: Principe de la méthode MOGCP pour calibrer un système de récupération d'énergie

## V.2 Application de la méthode à une pelleteuse hydraulique

Afin d'estimer la performance de la méthode, nous l'avons appliquée à un modèle de pelleteuse dans lequel nous avons implémenté le brevet de récupération d'énergie proposé par Calin Raszga et al. [76] sur la fonction de levage de l'engin. Cette innovation consiste à récupérer le fluide expulsé par le vérin de la flèche quand cette dernière descend sous l'action des forces de pesanteur. Ce fluide récupéré est redirigé vers un moteur hydraulique qui anime à son tour la pompe principale de la pelleteuse. Nous avons choisi ce brevet pour plusieurs raisons. Tout d'abord l'installation des composantes nécessaires nécessite peu de modifications structurelles du véhicule en raison de sa simplicité de son principe de fonctionnement. Par ailleurs, cette solution est peu coûteuse et permet de réduire la consommation énergétique du moteur de la pompe sans générer de perte de performance dans le circuit hydraulique.

Les deux premières étapes de la méthode MOGCP consistent à modéliser le système sans puis avec le dispositif de récupération d'énergie.

### V.2.1 Modélisation des deux systèmes

Dans notre approche, nous avons modélisé les deux systèmes dans Simulink à partir de la bibliothèque SimHydraulic. Simulink interagit nativement avec Matlab, ce qui garantit une meilleure qualité et une plus grande efficacité en termes de temps de simulation. Ce couplage logiciel nous a permis de piloter le modèle physique Simulink à partir d'un algorithme



développé dans Matlab. L'AG à deux niveaux a ainsi été programmée dans Matlab et le modèle de simulation a été implémenté dans Simulink. Cette interopérabilité forte garantit la mise en œuvre rapide des mécanismes itératifs requis par la recherche de solution optimale.

La modélisation de la fonction de levage de la pelleuse sans système de récupération d'énergie est illustrée dans la figure V.2. Le profil de mission choisi pour l'étude est représentatif des cycles de travail habituels. La première étape de départ consiste à positionner la pelleuse et/ou son bras en fonction de l'opération à effectuer. Ensuite, l'élévation du bras commence et s'arrête au bout d'un laps de temps. Enfin, le bras redescend pour revenir à sa position d'origine et le cycle s'achève. Pour effectuer ce cycle de travail typique, le signal de commande du distributeur 4/3 suit le profil présenté dans la figure V.3.

Le modèle du circuit sur lequel nous avons greffé un système de récupération d'énergie est illustré dans la figure V.4. Ce circuit est constitué de trois pompes, la première pour alimenter le vérin de levage et les deux autres pour alimenter les autres fonctions de la pelleuse. Le principe de récupération d'énergie implémenté consiste à réutiliser directement la pression restituée par le vérin en phase de descente pour réaliser en direct d'autres fonctions du système (sans passer par un système de stockage tampon). En phase de descente, la pression restituée passe au travers du distributeur 2/2 pour alimenter le moteur hydraulique situé en bas à gauche du schéma. Afin que la récupération soit optimale, le signal de commande du distributeur 2/2 doit être conforme à la courbe de la figure V.5. Ce distributeur laisse passer le fluide uniquement en phase de descente afin de récupérer l'énergie potentielle restituée sous forme de débit et de pression. Il est fermé le reste du temps. Les caractéristiques des composants du système sont présentées dans le tableau V.1

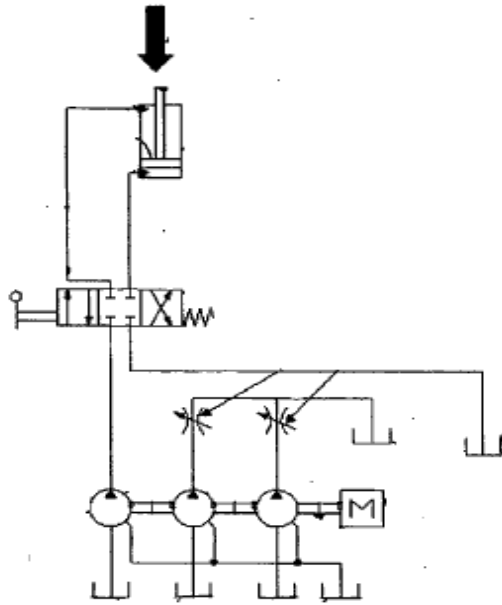


Figure V.2: Modèle sans récupération d'énergie

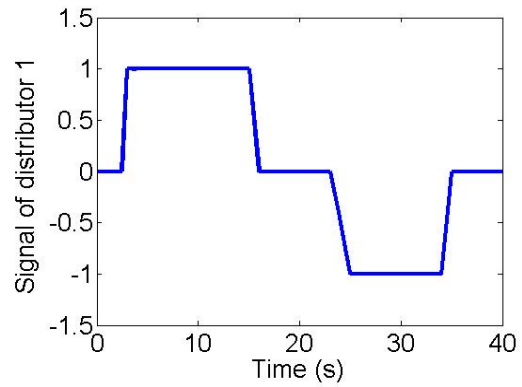


Figure V.3: Signal de commande du distributeur 4/3

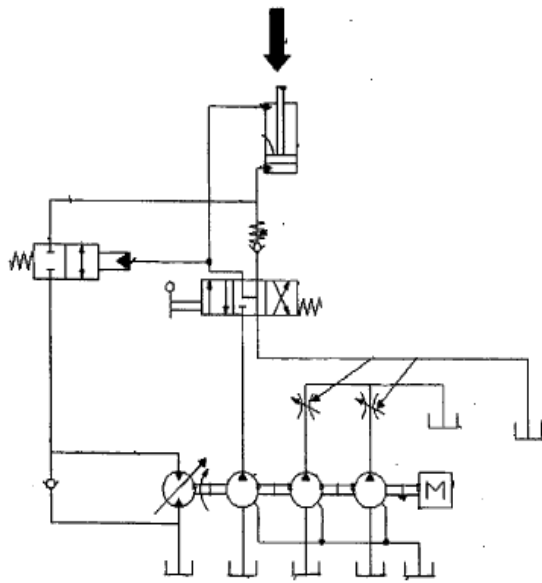


Figure V.4: Modèle avec récupération d'énergie de pesanteur

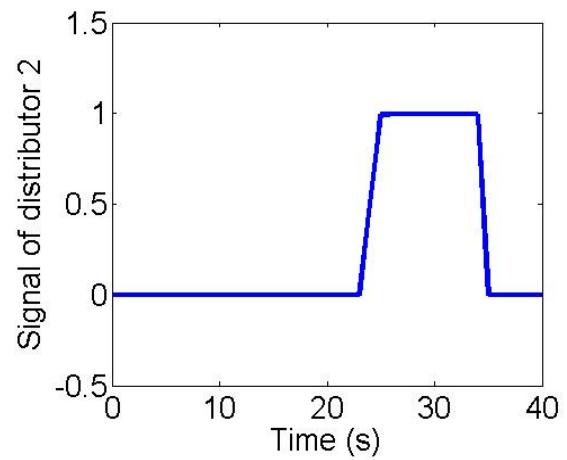


Figure V.5: Signal de commande du distributeur 2/2

<b>Composants hydrauliques</b>	Vérin	Course du piston : 0.4 m Surface du tube : 3846.5 mm <sup>2</sup> Surface du piston : 490.625 mm <sup>2</sup>
	Pompe hydraulique	Débit maximal 97 cm <sup>3</sup> /tour Vitesse de rotation : 2200 tours/min Pression nominale: 230 bars Rendement volumétrique : 92%
	Moteur Hydraulique	Cylindrée du moteur : <b>paramètre à optimiser</b> Rendement volumétrique : 0.85%
	Limiteur de vitesse	Pression maximale: 230 bars
	Check valves	Pression maximale d'ouverture: 170 bars
	Distributeur 4/3	Déplacement maximal du tiroir: 0.01 m Ouverture maximale: 5.10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>
	Distributeur 2/2	Déplacement maximal du tiroir: <b>paramètre à optimiser</b> Ouverture maximale: <b>paramètre à optimiser</b>
	Clapet anti retour	Pression d'ouverture: 10 bars
	<b>Composants mécaniques</b>	Masse de la charge
Moteur diesel		3 cylindres Mitsubishi Puissance 17.3 kW à 2200 tours/min
<b>Signaux</b>	Système de contrôle	Tous les signaux sont électriques

Tableau V.1: Éléments associés au circuit hydraulique avec récupération d'énergie

### V.2.2 Identification des paramètres inconnus à calibrer

Une fois les 2 configurations du système modélisées dans Simulink, il nous a fallu définir les paramètres à calibrer et estimer leurs valeurs minimales et maximales. Nous avons identifié ainsi 3 paramètres inconnus. Ces paramètres  $d$ ,  $s$  et  $m$  représentent respectivement la cylindrée du moteur hydraulique (en cm<sup>3</sup> / tour), l'ouverture maximale du distributeur 2/2 (en m<sup>2</sup>) et le déplacement maximal de son tiroir (en m). Ces paramètres ont été calibrés en assignant à chacun un domaine de définition tel que présenté dans le tableau V.2 ci-dessous. Ces extremums ont été estimés en tenant compte des technologies utilisées et en s'appuyant sur les compétences d'experts en hydraulique.

	<b>d (cm3/rev)</b>	<b>s (m2)</b>	<b>m (mm)</b>
<b>Limite inférieure</b>	2	$2^{-6}$	8
<b>Limite supérieures</b>	10	$10^{-5}$	50

Tableau V.2: Domaines de définition des paramètres identifiés

Les deux systèmes étant modélisés dans Simulink et les paramètres inconnus identifiés, nous pouvons passer à l'application de l'AG à deux niveaux.

### V.2.3 Définition de l'Algorithme Génétique à deux niveaux et de ses caractéristiques.

Afin d'appliquer la méthode MOGCP, nous avons utilisé dans cette étape l'AG à deux niveaux pour optimiser les valeurs des 3 paramètres du système de récupération d'énergie. L'AG à deux niveaux opère en deux étapes. Dans la première étape, nous appliquons l'AG de façon à traiter plusieurs populations en parallèle. Après un grand nombre de générations, les meilleurs individus de chaque sous-population sont regroupés pour former une nouvelle population unique. Dans la deuxième étape, nous appliquons l'AG à cette nouvelle population afin d'identifier les valeurs optimales des paramètres recherchés.

Les caractéristiques de l'AG du premier et du deuxième niveau sont similaires:

	<b>Premier niveau</b>	<b>Deuxième niveau</b>
<b>Nombre de population</b>	5	1
<b>Taille de chaque population</b>	40	40
<b>Taux de sélection</b>	0.1	0.1
<b>Taux de mutation</b>	0.7	0.7
<b>Taux de croisement</b>	0.2	0.2
<b>Formule de la FO</b>	formule (1)	formule (1)
<b>Critères d'arrêt</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ FO &lt; 0.001</li> <li>○ Nombre de générations &gt; 100</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ FO &lt; 0.001</li> <li>○ Nombre de générations &gt; 100</li> </ul>

Tableau V.3: Caractéristiques du premier et du deuxième niveau de l'AG

Le critère d'arrêt décrit dans ce tableau présente le seuil de précision souhaité ainsi que la condition de sortie en cas de non convergence. L'AG s'arrête quand la valeur de la FO est plus petite que 0.001 ou que le nombre de génération dépasse 100 (afin de limiter le temps de calcul).

#### V.2.4 Simulation et analyse des résultats

L'algorithme proposé a été appliqué 10 fois sur le cas d'étude présenté auparavant. Les 5 meilleurs résultats d'essais numériques sont détaillés dans le tableau V.3. Pour chaque essai, la valeur atteinte par la fonction objective est précisée. Nous pouvons constater que la valeur de la FO de l'essai numéro 1 est la meilleure. Nous pouvons donc considérer que les valeurs optimales ainsi obtenues sont celles que nous recherchions. La figure V.6 compare les courbes de déplacement du bras de la pelleteuse avec ou sans le système de récupération d'énergie issues de l'essai numéro 1. Nous pouvons constater que le déplacement du bras des deux systèmes est approximativement le même et ainsi en déduire que l'objectif est atteint pour ce profil de mission. Les autres résultats montrent que lors de la phase de descente (entre 25s et 32s), la pression du fluide de retour est plus importante que la pression du réservoir. Lors de cette phase, le distributeur 2/2 est utilisé pour récupérer l'énergie du fluide en l'aiguillant vers le moteur hydraulique. Comme nous pouvons le voir dans la figure V.7 et la figure V.8, le débit à l'entrée du moteur hydraulique évolue de 0 à 181 l/min et la pression évolue de 0 à 25 bars. L'énergie du fluide récupéré permet ainsi au moteur hydraulique de soulager le moteur principal qui anime la pompe principale. La puissance gagnée par le biais du système de récupération d'énergie est présentée dans la figure V.9. La puissance récupérée évolue entre 0 à 2 kW pendant la phase de descente.

<b>Essai</b>	<b>d (cm<sup>3</sup>/tour)</b>	<b>s (m<sup>2</sup>)</b>	<b>m (mm)</b>	<b>FO</b>
<b>Essai 1</b>	5.0194	9.2175e-6	11.23	1212.10 <sup>-4</sup>
<b>Essai 2</b>	5.2283	8.4293e-6	16.3	1219.10 <sup>-4</sup>
<b>Essai 3</b>	5.0095	8.9592e-6	10	1228.10 <sup>-4</sup>
<b>Essai 4</b>	5.0364	8.643e-6	25.3	1236.10 <sup>-4</sup>
<b>Essai 5</b>	5.4064	8.4064e-6	24.3	1240.10 <sup>-4</sup>

*Tableau V.4: Résultats des 5 meilleurs essais numériques obtenus par MOGCP*

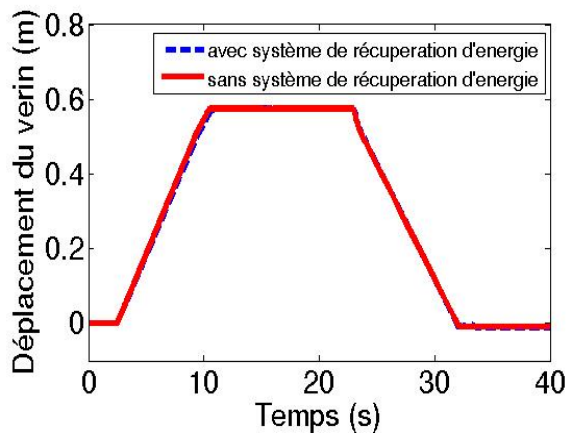


Figure V.6: Variations du déplacement du vérin du bras de la pelleuse avec et sans le système de récupération d'énergie

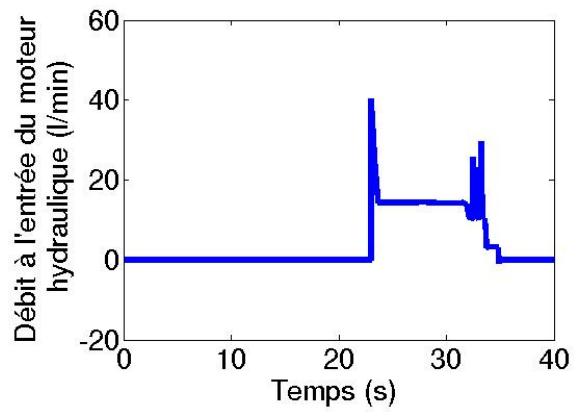


Figure V.7: Évolution du débit reçu par le moteur hydraulique (essai 1)

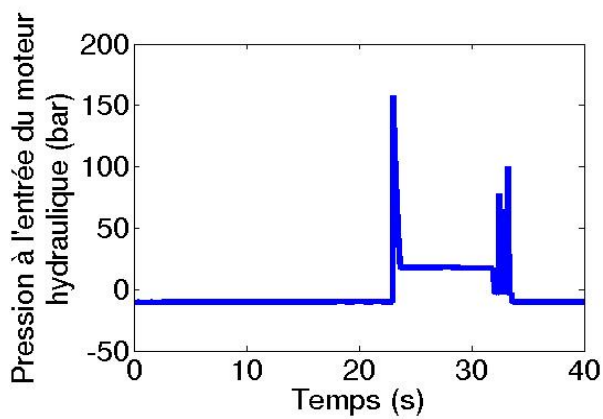


Figure V.8: Évolution de la pression reçue par le moteur hydraulique (essai 1)

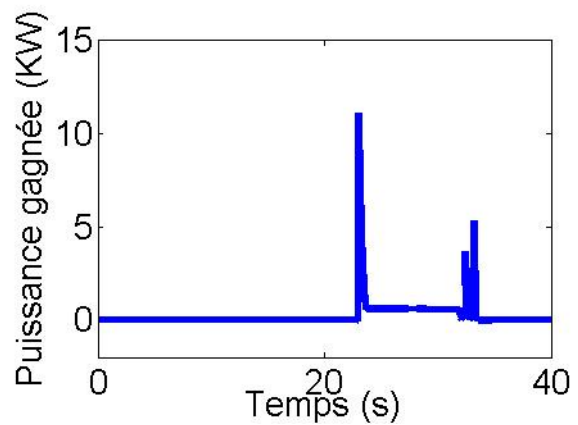


Figure V.9: Évolution de la puissance récupérée par le système (essai 1)

Les résultats présentés ci-dessus attestent bien de l'efficacité de la méthode MOGCP pour dimensionner des systèmes de récupération d'énergie. Cette méthode permet de déterminer rapidement les valeurs optimales des paramètres inconnus des composants du système de récupération d'énergie en obtenant le même comportement physique que le système d'origine et en maximisant la puissance gagnée.

### **V. 3 Conclusion**

Plusieurs innovations peuvent apporter des solutions efficaces pour récupérer l'énergie dans les circuits hydrauliques des pelleteuses. La calibration optimale des paramètres du système de récupération d'énergie est essentielle pour garantir son efficacité et pour réduire son coût d'intégration tout en réduisant au maximum le bilan carbone de la machine dans laquelle il est installé. Les méthodes de récupération d'énergie sont généralement complexes à dimensionner en raison du grand nombre de paramètres qui les caractérisent et de leurs interdépendances. Les mesures expérimentales sur banc d'essais de ces paramètres nécessitent des calculs très complexes pour les transposer au système réel et sont généralement spécifiques au système étudié, ce qui implique de développer un nouveau banc d'essai pour chaque machine développée. Par ailleurs, les cycles de travail d'une pelleteuse hybride sont généralement non-linéaires et donc difficilement prédictibles par des méthodes uniquement déterministes. Dans ce chapitre, nous avons proposé d'appliquer notre méthode heuristique non déterministe MOGCP qui combine un algorithme génétique à deux niveaux et un logiciel de simulation. Cette méthode a été appliquée sur un brevet de récupération d'énergie récupérant l'énergie de pesanteur afin de réduire la consommation de carburant d'une pelleteuse.

Les résultats ont révélé que l'application de l'AG formé de deux étages est une méthode efficace qui conduit à des résultats optimaux en respectant le fonctionnement de la pelleteuse et en maximisant le gain de puissance.

Étant donné que MOGCP a démontré son efficacité sur cette étude de cas, nous sommes convaincus que cette méthode pourrait être utile pour optimiser la conception de tout système de récupération d'énergie et ce, quel que soit le domaine d'application.

## Conclusion Générale

Cette thèse s'est intéressée au recalage des circuits hydro-électromécanique des poids lourds, plus précisément les pelles et aux systèmes de récupération d'énergie ainsi que leurs conception optimales.

La finalité de ces travaux consiste à proposer une alternative aux solutions classiques d'identification des paramètres inconnus dans les circuits multiphasiques, non- linéaires et à une méthode globale pour la conception optimale des systèmes de récupération d'énergie.

En effet depuis une vingtaine d'année les poids lourds, surtout les pelles sont aux cœurs de l'actualité de recherche du fait de leurs larges utilisations, leurs fortes puissances et leurs grandes consommations de carburants.

Les travaux présentés dans ce manuscrit se sont intéressés dans un premier temps à la modélisation fiable du système étudié. Un rappel sur la modélisation et ses stratégies et méthodes d'optimisation sont présentées dans le chapitre I. Une méthode globale pour l'identification optimale des paramètres inconnus d'un système multi physique est présentée dans le chapitre II. Cette méthode respecte trois critères : la simplicité de l'application de cette méthode, la globalité et la réduction du temps de calcul et du cout. Cette méthode, MOGCP, consiste sur l'échange entre le logiciel de simulation et une méthode d'optimisation. Deux méthodes d'optimisation, l'Algorithme Génétique Standard et l'Algorithme Génétique formé de deux étages, sont appliquée sur un circuit théorique de la fonction de la rotation de la tourelle de la pelle Volvo E25. Les résultats ont montrés que l'application de l'Algorithme Génétique formé de deux étages est plus efficace et converge rapidement vers les valeurs attendues.

Dans le chapitre III, nous avons appliquée MOGCP sur un circuit réel représentant le vrai fonctionnement de la fonction de rotation de la tourelle. Les résultats ont montré l'efficacité de cette méthode.

Une fois le circuit de la pelle est bien modélisé, une étude bibliographique détaillée des systèmes de récupération est présentée dans le chapitre IV.

En raison de la grande variété des principes de récupération et de stockage d'énergie, il nous a été nécessaire de proposer une classification en cinq catégories. Chaque catégorie est



subdivisée en sous-catégories en fonction des processus mis en œuvre ou des transformations énergétiques opérées lors du stockage.

La classification proposée des systèmes et principe de récupération d'énergie est la suivante:

Récupération de l'énergie potentielle, décomposée en 3 sous-catégories : a) stockage de l'énergie récupérée dans des systèmes hydrauliques ou électriques ou hydro-électriques; b) partage de la puissance entre les actionneurs; et c) utilisation d'un système hybride qui combine les deux catégories a et b;

Récupération de l'énergie cinétique, décomposée en 3 sous-catégories en fonction du dispositif de stockage utilisé : hydraulique et électrique;

Systèmes hybrides qui combinent les systèmes de la catégorie 1 et 2 ;

Stratégies de contrôle-commande en fonction des profils de mission, divisée en 2 sous-catégories : a) contrôle optimal du système; b) automatisation des systèmes;

Utilisation de composants non conventionnels

Dans le dernier chapitre, nous avons proposé une nouvelle méthode de conception des paramètres difficilement estimables des systèmes de récupération d'énergie. Cette méthode est basée sur l'échange entre l'AG formé de deux niveaux et le système modélisé sur un logiciel de simulation. Cette méthode est appliquée sur un système de récupération d'énergie qui tient à récupérer l'énergie potentielle en utilisant la pression de retour du vérin pour alimenter une autre fonction. Les résultats ont révélé que l'application de l'AG formé de deux étages est une méthode efficace qui conduit à des résultats optimaux en respectant le fonctionnement de la pelleuse et en maximisant le gain de puissance. Ainsi, cette méthode pourrait être utile pour optimiser la conception de tout système de récupération d'énergie et ce, quel que soit le domaine d'application.

## Perspectives

La finalité de ces travaux consiste à proposer une alternative aux solutions classiques de recalage de systèmes multi-physiques non-linéaires ainsi qu'une méthode pour la conception optimale des systèmes de récupération d'énergie.

Les résultats présentés auparavant ont démontré que la méthode proposée est plus rapide et plus efficace qu'un AG conventionnel. Une question intéressante à aborder, à l'issue de l'utilisation de notre AG composé de deux niveaux combiné à une analyse de covariance et de sensibilité, serait de modifier l'AG proposé afin d'automatiser la recherche des ses caractéristiques, qui sont pour le moment fixées à priori, d afin d'optimiser davantage le temps de calcul nécessaire à la convergence vers les valeurs optimales. Il serait également intéressant d'automatiser le processus d'analyse de covariance et de sensibilité de sorte à ce qu'il ne demande par d'intervention de l'expert en simulation.

Etant donné que la méthode MOGCP a prouvé son efficacité pour recalcer les paramètres inconnus d'un système multi-physique non linéaire complexe ayant un fort degré d'incertitude. Selon le même principe il serait intéressant d'appliquer la méthode MOGCP pour recalcer des modèles ayant de nombreuses inconnues ou pour optimiser des systèmes issus de domaines autres que celui de l'automobile, voire dans des contextes non industriels tels que celui du biomédical.

Par ailleurs, étant donné que nous avons appliqué la méthode de conception optimale des systèmes de récupération d'énergie sur un seul brevet, il serait judicieux d'appliquer notre méthode sur d'autres brevets mettant en œuvre d'autres physiques. Enfin, il serait intéressant de faire évoluer la méthode pour qu'elle puisse non seulement optimiser les paramètres physiques mais également optimiser en parallèle les lois de commandes du système.

## Acronymes

<b>COEA</b>	Cost and Operational Effectiveness Analyses
<b>MDO</b>	Optimisation multidisciplinaires en anglais
<b>T</b>	Température
<b>CE</b>	Méthode d'entropie croisée (Cross Entropy)
<b>LS</b>	Least Squares
<b>AG</b>	Algorithmes Génétiques
<b>AGH</b>	Algorithmes Génétiques Hiérarchiques
<b>FO</b>	Fonction Objective
<b>MOGCP</b>	Méthode d'Optimisation Globale pour la Calibration des Paramètres
<b>rvp</b>	Rendement volumétrique de la pompe
<b>cdd</b>	Coefficient de débit du distributeur
<b>cdl</b>	Coefficient de débit du limiteur de pression
<b>cdr</b>	Couple de décollement de la rotation de la tourelle
<b>cfc</b>	Couple de frottement de Coulomb de la rotation du corps de la tourelle
<b>mit</b>	Moment d'inertie de la tourelle
<b>rt</b>	Rapport de transmission
<b>Lc</b>	Longueur de la canalisation hydraulique
<b>R</b>	Rendement volumétrique de la pompe
<b>q1</b>	Débit d'écoulement entre les orifices PA / BT du distributeur
<b>q2</b>	Débit d'écoulement entre les orifices PB / AT du distributeur
<b>p</b>	Pertes de charge du distributeur
<b>r2</b>	Rendement volumétrique du moteur hydraulique
<b>k</b>	Coefficient de frottement de la tourelle

## Références

- [1] Albert, V., 2009. *Evaluation de la validité de la simulation dans le cadre du développement des systèmes embarqués* (Doctoral dissertation, Université Paul Sabatier-Toulouse III).
- [2] Berthiau, G., 1994. *La méthode du recuit simulé pour la conception des circuits électroniques: adaptation et comparaison avec d'autres méthodes d'optimisation* (Doctoral dissertation, Châtenay-Malabry, Ecole centrale Paris).
- [3] Brade, D., 2000. Enhancing modeling and simulation accreditation by structuring verification and validation results. In *Simulation Conference, 2000. Proceedings. Winter* (Vol. 1, pp. 840-848). IEEE.
- [4] Černý, V., 1985. Thermodynamical approach to the traveling salesman problem: An efficient simulation algorithm. *Journal of optimization theory and applications*, 45(1), pp.41-51.
- [5] Dréo, J., Pétrowski, A., Siarry, P. and Taillard, E., 2003. *Métaheuristiques pour l'optimisation difficile* (p. 356). Eyrolles.
- [6] Rosenthal, R. and Rosnow, R.L., 1991. *Essentials of behavioral research: Methods and data analysis*. McGraw-Hill Humanities Social.
- [7] Jamieson, M., Fieguth, P. and Lee, L.J., 2003, September. Parametric contour estimation by simulated annealing. In *Image Processing, 2003. ICIP 2003. Proceedings. 2003 International Conference on* (Vol. 3, pp. III-449). IEEE.
- [8] Frantz, F.K., 1995, December. A taxonomy of model abstraction techniques. In *Proceedings of the 27th conference on winter simulation* (pp. 1413-1420). IEEE Computer Society.
- [9] Fritzson, P., 2010. *Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 2.1*. John Wiley & Sons.
- [10] Goldberg, D.E., 1989. Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning, 1989. *Reading: Addison-Wesley*.
- [11] Hestenes, M.R. and Stiefel, E., 1952. *Methods of conjugate gradients for solving linear systems* (Vol. 49, No. 1). NBS.
- [12] El-Hajj, M., Younes, R. and Padiolleau, E., 2012. Global Optimization Method for Parameters Calibration Applied on Engineering System. *3rd International Conference on Engineering Optimization*.
- [13] Kirkpatrick, S., Gelatt, C.D. and Vecchi, M.P., 1983. Optimization by simulated annealing. *Science*, 220(4598), pp.671-680.

- [14] Krasnogor, N. and Smith, J., 2005. A tutorial for competent memetic algorithms: model, taxonomy, and design issues. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 9(5), pp.474-488.
- [15] Krauth, W., 1998. Introduction to Monte Carlo algorithms. *Advances in Computer Simulation*, pp.1-35.
- [16] Levin, D.A., Peres, Y. and Wilmer, E.L., 2009. *Markov chains and mixing times*. American Mathematical Soc.
- [17] Moscato, P., 1989. On evolution, search, optimization, genetic algorithms and martial arts: Towards memetic algorithms. *Caltech concurrent computation program, C3P Report*, 826, p.1989.
- [18] Navy Modeling and Simulation Management Office, 2004. *Modeling and Simulation Verification, Validation, and Accreditation. Implementation Handbook*. International Test Operations Procedure.
- [19] De Boer, P.T., Kroese, D.P., Mannor, S. and Rubinstein, R.Y., 2005. A tutorial on the cross-entropy method. *Annals of operations research*, 134(1), pp.19-67.
- [20] Spall, J.C., 2005. *Introduction to stochastic search and optimization: estimation, simulation, and control* (Vol. 65). John Wiley & Sons.
- [21] Standard, M., 1993. System safety program requirements. *MIL-STD-882c*, US Department of Defense, USA.
- [22] Whitner, R.B. and Balci, O., 1989, October. Guidelines for selecting and using simulation model verification techniques. In *Proceedings of the 21st conference on Winter simulation* (pp. 559-568). ACM.
- [23] Omran, R., Younes, R., Champoussin, J.C., Fedeli, D., Masson, F. and Guerrassi, N., 2007. *Genetic algorithm for dynamic calibration of engine's actuators* (No. 2007-01-1079). SAE Technical Paper.
- [24] Wang, Q.J., 1997. Using genetic algorithms to optimize model parameters. *Environmental Modelling & Software*, 12(1), pp.27-34.
- [25] Dai, C., Yao, M., Xie, Z., Chen, C. and Liu, J., 2009. Parameter optimization for growth model of greenhouse crop using genetic algorithms. *Applied Soft Computing*, 9(1), pp.13-19.
- [26] Elchahal, G., Younes, R. and Lafon, P., 2013. Optimization of coastal structures: Application on detached breakwaters in ports. *Ocean Engineering*, 63, pp.35-43.
- [27] Mohanty, A. and Yao, B., 2011. Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 19(3), pp.567-575.

- [28] Olsen, M.M. and Petersen, H.G., 2001. A new method for estimating parameters of a dynamic robot model. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 17(1), pp.95-100.
- [29] Gautier, M. and Khalil, W., 1990. Direct calculation of minimum set of inertial parameters of serial robots. *IEEE Transactions on robotics and Automation*, 6(3), pp.368-373.
- [30] Khalil, W. and Bennis, F., 1994. Comments on " Direct Calculation of minimum set of inertial Parameters of Serial Robots". *IEEE transactions on robotics and automation*, 10(1), pp.78-79.
- [31] Hahn, H. and Niebergall, M., 2001. Development of a measurement robot for identifying all inertia parameters of a rigid body in a single experiment. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 9(2), pp.416-423.
- [32] Grotjahn, M., Daemi, M. and Heimann, B., 2001. Friction and rigid body identification of robot dynamics. *International Journal of Solids and Structures*, 38(10), pp.1889-1902.
- [33] Swevers, J. and Samin, J.C., 2001. Experimental robot identification: Advantages of combining internal and external measurements and of using periodic excitation. *ASME J. Dynam. Syst., Meas., Contr.*, vol. 123, pp. 630–636.
- [34] Khoshzaban, M., Sassani, M.F. and Lawrence, P.D., 1994, August. Dynamic calibration of hydraulic mobile manipulators. In *Proceedings of the 1st World Automation Congress* (pp. 255-262).
- [35] Tafazoli, S., Lawrence, P.D., Salcudean, S.E., Chan, D., Bachmann, S. and De Silva, C.W., 1996, April. Parameter estimation and actuator friction analysis for a mini excavator. In *Robotics and Automation, 1996. Proceedings, 1996 IEEE International Conference on* (Vol. 1, pp. 329-334). IEEE.
- [36] Tafazoli, S., Lawrence, P.D. and Salcudean, S.E., 1999. Identification of inertial and friction parameters for excavator arms. *IEEE transactions on robotics and automation*, 15(5), pp.966-971.
- [37] Zweiri, Y.H., Seneviratne, L.D. and Althoefer, K., 2004. Parameter estimation for excavator arm using generalized Newton method. *IEEE Transactions on Robotics*, 20(4), pp.762-767.
- [38] Holland, J.H., 1975. Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with application to biology, control, and artificial intelligence. *Ann Arbor, MI: University of Michigan Press*.
- [39] Rokonzaman, M. and Sakai, T., 2010. Calibration of the parameters for a hardening–softening constitutive model using genetic algorithms. *Computers and Geotechnics*, 37(4), pp.573-579.
- [40] Kurian, P.C., 2009, June. Space-borne motor friction estimation using genetic algorithm (GA). In *Control, Automation, Communication and Energy Conservation, 2009. INCACEC 2009. 2009 International Conference on* (pp. 1-7). IEEE.

- [41] Fang, T. and Ball, J.E., 2007. Evaluation of spatially variable control parameters in a complex catchment modelling system: a genetic algorithm application. *Journal of Hydroinformatics*, 9(3), pp.163-173.
- [42] Zakharov, A. and Halász, S., 2003. Parameter identification of a robot arm using genetic algorithms. *Periodica Polytechnica Electrical Engineering*, 45(3-4), pp.195-209.
- [43] Kurisu, M., Muroi, H. and Yokokohji, Y., 2007, October. Calibration of laser range finder with a genetic algorithm. In *Intelligent Robots and Systems, 2007. IROS 2007. IEEE/RSJ International Conference on* (pp. 346-351). IEEE.
- [44] Kumon, T., Iwasaki, M., Suzuki, T., Hashiyama, T., Matsui, N. and Okuma, S., 2000. Nonlinear system identification using genetic algorithm. In *Industrial Electronics Society, 2000. IECON 2000. 26th Annual Conference of the IEEE* (Vol. 4, pp. 2485-2491). IEEE.
- [45] Vladu, E. and Dragomir, T.L., 2005. Using genetic algorithms in system identification. In *6th International Symposium of Hungarian Researchers on computational Intelligence*.
- [46] Baumal, A.E., McPhee, J.J. and Calamai, P.H., 1998. Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 163(1-4), pp.87-94.
- [47] Wang, A.L., Shi, S.N. and Huang, J., 2013. Parameters calibration for medium hydraulic excavator simulation model based on experimental data. In *Advanced Materials Research* (Vol. 706, pp. 1483-1491). Trans Tech Publications.
- [48] Hamby, D.M., 1995. A comparison of sensitivity analysis techniques. *Health physics*, 68(2), pp.195-204.
- [49] Weiwei, Z., Guoping, Y. and Shihu, S., 2010, October. Notice of Retraction Calibration of pipe roughness coefficients under multiple loading conditions by real-coded genetic algorithm. In *Computer Application and System Modeling (ICCSM), 2010 International Conference on* (Vol. 12, pp. V12-588). IEEE.
- [50] Elhajj, M., Younes, R., Charles, S. and Padiolleau, E., 2014. Calibration of the Parameters of a Model of an Engineering System Using the Global Optimization Method. *International Journal of Applied Evolutionary Computation (IJAEC)*, 5(3), pp.14-41.
- [51] Franchini, M. and Galeati, G., 1997. Comparing several genetic algorithm schemes for the calibration of conceptual rainfall-runoff models. *Hydrological Sciences Journal*, 42(3), pp.357-379.
- [52] Liu, S., Butler, D., Brazier, R., Heathwaite, L. and Khu, S.T., 2007. Using genetic algorithms to calibrate a water quality model. *Science of the total environment*, 374(2), pp.260-272.
- [53] Yoshida, K., Ikeda, N. and Mayeda, H., 1993. Experimental Study of the Identification Methods for the Industrial Robot Manipulator. *Journal of the Robotics Society of Japan*, 11(4), pp.564-573.

- [54] Sefrioui, M. and Périaux, J., 2000. A hierarchical genetic algorithm using multiple models for optimization. In *Parallel Problem Solving from Nature PPSN VI* (pp. 879-888). Springer Berlin/Heidelberg.
- [55] Luo, W., Shi, K., Li, W. and Xiao, J., 2011, August. Research on potential energy recovery of 16T wheeled hybrid excavator. In *Digital Manufacturing and Automation (ICDMA), 2011 Second International Conference on* (pp. 996-998). IEEE.
- [56] Lin, T., Wang, Q., Hu, B. and Gong, W., 2010. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery. *Automation in Construction*, 19(1), pp.11-19.
- [57] Wang, T. and Wang, Q., 2012. Design and analysis of compound potential energy regeneration system for hybrid hydraulic excavator. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(10), pp.1323-1334.
- [58] Nyman, J., Bärnström, J. and Rydberg, K.E., 2004. Use of accumulators to reduce the need of electric power in hydraulic lifting systems. *8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2003*, pp.311-326.
- [59] Andersen, T.O., Hansen, M.R. and Pedersen, H.C., 2005. Regeneration of potential energy in hydraulic forklift trucks. In *Fluid Power Transmission and Control ICFP'2005* (pp. 302-306).
- [60] Xiao, Q., Wang, Q. and Zhang, Y., 2008. Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator. *Automation in construction*, 17(4), pp.361-367.
- [61] Kimoto, Kenzo. (1989). *Potential Energy recovery reproducing device for hydraulic operated excavator*, Patent JPH0336333A.
- [62] Liang, X.G. and Virvalo, T., 2001. Energy reutilization and balance analysis in a hydraulic crane. In *ICFP 2001: Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control* (pp. 306-310).
- [63] Nyman, J. and Rydberg, K.E., 2001, May. Energy saving lifting hydraulic systems. In *Proceedings of the 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power*.
- [64] Nishimura, S. (1989). *Position energy recovering activating device for hydraulic excavator*. Patent JPH01199002A.
- [65] Wendel, G.R., 2000. Regenerative hydraulic systems for increased efficiency. In *PROCEEDINGS OF THE NATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER* (Vol. 48, pp. 199-206).
- [66] Holt, B.J., Krone, J. and Nippert, A., Caterpillar Inc and Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd, 2003. *System and method for accumulating hydraulic fluid*. U.S. Patent 6,655,136.
- [67] Bruun, L., 2003. *Mobile working machine*. U.S. Patent 6,584,769.



- [68] Cherney, M.J. and Radke, D.D., Deere & Company, 2006. *Hydraulic energy intensifier*. U.S. Patent 7,124,576.
- [69] Zhang, J. Ma, P. Schwab, M. Kalpesh N.P. and Shang, T. (2007). *Design and analysis for recovering potential energy*. U.S. Patent 7269944 B2.
- [70] Korane, K., 2008. *Energy Recovery Systems on Hydraulic Excavators*. Hydraulics and Pneumatics, Parker Hannifin.
- [71] Liang, X.G. and Virvalo, T., 2001, May. Development and research of an energy saving drive in a hydraulic crane. In *7th Scandinavian International Conference on Fluid Power* (pp. 151-161).
- [72] Sun, W. and Virvalo, T., 2003. Accumulator-pump-motor as energy saving system in hydraulic boom. In *In: Koskinen, KT & Vilenius, M.(eds.) The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, Proceedings of the Conference, May 7-9, 2003, Tampere, Finland, SICFP'03*.
- [73] Lin, T., Wang, Q., Hu, B. and Gong, W., 2010. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery. *Automation in Construction*, 19(1), pp.11-19.
- [74] Lin, T. and Wang, Q., 2012. Hydraulic accumulator-motor-generator energy regeneration system for a hybrid hydraulic excavator. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 25(6), pp.1121-1129.
- [75] Grace, M.H. and Karazija, A., Allis-Chalmers Corporation, 1976. *Electric truck having elevated load potential energy recovery with means to adjust rate of carriage descent*. U.S. Patent 3,947,744.
- [76] Raszga, C.L., Bergquist, U. and Girard, J.R., Timberjack Inc., 2007. *Hydraulic gravitational load energy recuperation*. U.S. Patent 7,249,457.
- [77] Peterson, R.N., Baker, T.L., Verkuilen, M.T., Egelja, A.M. and Yoshino, T., Caterpillar Inc and Caterpillar Japan Ltd, 2010. *Process for electro-hydraulic circuits and systems involving excavator boom-swing power management*. U.S. Patent 7,832,208.
- [78] Smith, D.P., Caterpillar Inc. and Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd, 2004. *Hydraulic regeneration system*. U.S. Patent 6,748,738.
- [79] Khalil, R.E., Caterpillar Inc, 2010. *Bidirectional hydraulic transformer*. U.S. Patent 7,775,040.
- [80] Yoshino, K., Caterpillar Inc. and Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd., 2008. *Energy regeneration system for machines*. U.S. Patent 7,401,464.
- [81] Taniguchi, H., Kono, K., Matsuo, K., Yasue, H., Tamura, T., Habuchi, R., Hattori, Y., Morioka, H. and Kondo, H., Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha, 2003. *Hydraulic control system for transmissions*. U.S. Patent 6,514,175.
- [82] Technical Catalog, 2013. *Hybrid Swing System*. Toshiba Machine.

- [83] Inoue, H., 2008. Introduction of PC200-8 hybrid hydraulic excavators. *Komatsu Technical Repor.*
- [84] Technical Note, 2013. *Caterpillar 336E H Hybrid Excavator*. Caterpillar Equipment.
- [85] Hui, S. and Junqing, J., 2010. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader. *Automation in Construction*, 19(2), pp.213-220.
- [86] Kumar, E.A., 2012. *Hydraulic Regenerative Braking System*. IJSER, ISSN, pp.2229-5518.
- [87] Endo, H., Yoshida, N. and Maruta, K., Komatsu Ltd., 2000. *Apparatus for recovering pressure oil returned from actuators*. U.S. Patent 6,151,894.
- [88] Kagoshima, M., KOMIYAMA, M., Nanjo, T. and TSUTSUI, A., 2007. Development of new hybrid excavator. *Kobelco Technology Review*, (27), pp.39-42.
- [89] Kawashima, K. and Sugiyama, Y., Sumitomo Heavy Industries, Ltd., 2014. *Hybrid excavator and method of controlling hybrid excavator*. U.S. Patent 8,768,578.
- [90] Technical Note, 2004. *Construction equipment*. Komatsu.
- [91] Wendel, G.R. and Jackson, T.W., 2006. Balance of power-hydraulic-powered components add to vehicle efficiency, reduce emissions. *Technology Today*, pp.2-5.
- [92] Yang, J., Quan, L. and Yang, Y., 2012. Excavator energy-saving efficiency based on diesel engine cylinder deactivation technology. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 25(5), pp.897-904.
- [93] Izumi, E. and Watanabe, H., Hitachi Construction Machinery Co., Ltd., 1992. *Control system for load sensing hydraulic drive circuit*. U.S. Patent 5,129,230.
- [94] Yi, Y. and Yu, T., 2013, January. The Load Sensing Principle of Proportion Multi-channel Valve and its Application in Excavator. In *Intelligent System Design and Engineering Applications (ISDEA), 2013 Third International Conference on* (pp. 1469-1472). IEEE.
- [95] Technical Catalog, 2013. *390D L Hydraulic Excavators AEHQ6127-02*. Caterpillar Equipment.
- [96] Technical Catalog, 2011. *966L Wheel Loader, Caterpillar, AEHQ6211-01*. Caterpillar Equipment.
- [97] Zarotti, S., Leati, E. and Paoluzzi, R., 2010. Hydraulic Excavator Working Cycle: From Field Test to Simulation Model. In *7th International Fluid Power Conference*.
- [98] Yamashita, K., Kobe Steel, Ltd., 2001. *Flow rate control device in a hydraulic excavator*. U.S. Patent 6,202,411.

- [99] Williamson, C.A., 2010. *Power management for multi-actuator mobile machines with displacement controlled hydraulic actuators* (Doctoral dissertation, Purdue University).
- [100] Budny, E., Chłosta, M. and Gutkowski, W., 2003. Load-independent control of a hydraulic excavator. *Automation in Construction*, 12(3), pp.245-254.
- [101] Huu, T.H. Mashruk, A. Yoon, J. 2012. *Tracking control of hydraulic actuator with energy saving using independent metering valves*. 16th International conference on mechatronics technology, October 16-19, Tianjin, China.
- [102] Andruch III, J. and Lumkes Jr, J.H., Purdue Research Foundation, 2015. *Regenerative hydraulic systems and methods of use*. U.S. Patent 9,194,107.
- [103] Singh, S., 1997. State of the art in automation of earthmoving. *Journal of Aerospace Engineering*, 10(4), pp.179-188.
- [104] Wohlford, W.P., Bode, B.D. and Griswold, F.D., 1989. *New capability for remote controlled excavation* (No. 891859). SAE Technical Paper.
- [105] Thompson, D.H., Killough, S.M., Burks, B.L. and Draper, J.V., 1995. Design of the human computer interface on the telerobotic small emplacement excavator. *Transactions of the American Nuclear Society*, 73(CONF-951006--).
- [106]** Kojima Force Feedback Excavator and Material Handling System. Kraft Tele Robotics Inc. Overland Park, Kansas, 1990.
- [107] Nakano, E., Tsuda, N., Kayaba, K., Kimura, H. and Matsukawa, O., 1992, June. S., Development of an advanced way of improvement of the maneuverability of a backhoe machine. In *Proc. 9th International Symposium on Automation and Robotics in Construction*.
- [108] Lawrence, P.D., Salcudean, S.E., Sepehri, N., Chan, D., Bachmann, S., Parker, N., Zhu, M. and Frenette, R., 1997. Coordinated and force-feedback control of hydraulic excavators. In *Experimental Robotics IV* (pp. 181-194). Springer, Berlin, Heidelberg.
- [109] Bullock, D.M. and Oppenheim, I.J., 1992. Object-oriented programming in robotics research for excavation. *Journal of Computing in Civil Engineering*, 6(3), pp.370-385.
- [110] Bradley, D.A., Seward, D.W., Mann, J.E. and Goodwin, M.R., 1993. Artificial intelligence in the control and operation of construction plant—the autonomous robot excavator. *Automation in construction*, 2(3), pp.217-228.
- [111] Salcudean, S.E., Tafazoli, S., Lawrence, P.D. and Chau, I., 1997, July. Impedance control of a teleoperated mini excavator. In *Advanced Robotics, 1997. ICAR'97. Proceedings., 8th International Conference on* (pp. 19-25). IEEE.
- [112] Singh, S., 1995, May. Learning to predict resistive forces during robotic excavation. In *Robotics and Automation, 1995. Proceedings. 1995 IEEE International Conference on* (Vol. 2, pp. 2102-2107). IEEE.

- [113] Seward, D.W., Bradley, D.A., Mann, J.E. and Goodwin, M.R., 1992. Controlling an intelligent excavator for autonomous digging in difficult ground. *In Proc. the 9th International Symposium on Automation and Construction.* .
- [114] Takahashi, H. 1995. A stereo vision system using multi slit lights for underground vehicle, *In Proc. of Second Asian Conference on Computer Vision. vol.2; Singapore.*
- [115] Chang, P.H. and Lee, S.J., 2002. A straight-line motion tracking control of hydraulic excavator system. *Mechatronics, 12*(1), pp.119-138.
- [116] Budny, E., Chlosta, M. and Gutkowski, W., 2003. Optimal control of an excavator bucket positioning. *NIST SPECIAL PUBLICATION SP*, pp.481-488.
- [117] Stentz, A., Bares, J., Singh, S. and Rowe, P., 1999. A robotic excavator for autonomous truck loading. *Autonomous Robots, 7*(2), pp.175-186.
- [118] Lee, S.U. and Chang, P.H., 2002. Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with integral sliding surface. *Control engineering practice, 10*(7), pp.697-711.
- [119] Bradley, D.A. and Seward, D.W., 1998. The development, control and operation of an autonomous robotic excavator. *Journal of intelligent & robotic systems, 21*(1), pp.73-97.
- [120] Le Quang Hoan, C.S.J., Kim, H.S., Yang, H.L. and Yang, S.Y., 2012. Study On Modelling and Control of Excavator. *Department Oof Mechanical And Automotive Engineering, University of Ulsan, Korea.*
- [121] Lee, C.C., 1993. A study on the design of fuzzy logic controller for bucket tip leveling of hydraulic excavator. *Seoul National University Ph. D. thesis.*
- [122] Sepehri, N., Lawrence, P.D., Sassani, F. and Frenette, R., 1994. Resolved-mode teleoperated control of heavy-duty hydraulic machines. *Journal of dynamic systems, measurement, and control, 116*(2), pp.232-240.
- [123] Yokota, S., Sasao, M. and Ichiryu, K., 1996. Trajectory control of the boom and arm system of hydraulic excavators. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 62*(593), pp.161-167.
- [124] Chang, P.H. and Park, S.H., 1998, June. The development of anti-windup scheme and stick-slip compensator for time delay control. *In American Control Conference, 1998. Proceedings of the 1998* (Vol. 6, pp. 3629-3633). IEEE.
- [125] Yue-yuan, W., Cheng, L., Yi, L., Hong-wen, H. and Rong-wei, S., 2006. Factors Influencing Hybrid Electric Vehicle System Efficiency [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 1*, p.004.
- [126] Filipi, Z., Louca, L., Daran, B., Lin, C.C., Yildir, U., Wu, B., Kokkolaras, M., Assanis, D., Peng, H., Papalambros, P. and Stein, J.L.J.L., 2004. Combined optimisation of design and power management of the hydraulic hybrid propulsion system for the 6× 6 medium truck. *International Journal of Heavy Vehicle Systems, 11*(3-4), pp.372-402.

- [127] Tian-Hao, P. and Hua-Yong, Y., 2001. Research on Pump-engine Match in Hydraulic Excavator. *China Journal of Highway and Transport*, 14(4), pp.118-120.
- [128] Katrasnik, T., Trenc, F. and Opresnik, S.R., 2007. Analysis of energy conversion efficiency in parallel and series hybrid powertrains. *IEEE transactions on vehicular technology*, 56(6), pp.3649-3659.
- [129] Zhongli, L., Ximing, W., Jianping, G., 2010. Study in Work Condition Matching of Dynamical System of Hybrid Power Vehicle. *Journal of Henan University of Science & Technology*, 31(5), pp.24-28.
- [130] Liu, Z., Liu, S., Huang, Z. and Hu, Q., 2011, August. Hydraulic excavator hybrid power system parameters design. In *Digital Manufacturing and Automation (ICDMA), 2011 Second International Conference on* (pp. 602-605). IEEE.
- [131] Wang, X., Yu, A. and Chen, W., 2011. Optimal matching on driving system of hydraulic hybrid vehicle. *Procedia Engineering*, 15, pp.5294-5298.
- [132] Lai, X. and Guan, C., 2013. A parameter matching method of the parallel hydraulic hybrid excavator optimized with genetic algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013.
- [133] Sbeity, H., 2013. *Optimisation sur un modèle de comportement pour la thérapie en oncologie* (Doctoral dissertation, Versailles-St Quentin en Yvelines).