



HAL
open science

Diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux

Djihed Bensaad

► **To cite this version:**

Djihed Bensaad. Diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Lyon, 2019. Français. NNT : 2019LYSES020 . tel-02879843

HAL Id: tel-02879843

<https://theses.hal.science/tel-02879843>

Submitted on 24 Jun 2020

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.



N° d'ordre NNT : 2019LYSES020

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

Opérée au sein de
(L'université Jean Monnet de Saint-étienne)

Ecole Doctorale ED SIS 488
(Science, Ingénierie, Santé)

Spécialité doctorale "Image, Vision, Signal"

Discipline : (Traitement de signal)

présentée et soutenue publiquement par

Djihed BENSAAD

le 03/09/2019

Diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux

Jury

M. Jean-Luc DION,	Professeur des universités, Supmeca Paris	Rapporteur
M. Xavier CHIEMENTIN,	Maître de conférences, HDR, Université de Reims	Rapporteur
M. Rosario TOSCANO,	Professeur des universités, ENISE	Examinateur
Mme Adeline BOURDON,	Maître de conférences, INSA Lyon	Examinatrice
M. Kamal MEDJAHER,	Professeur des universités, ENI de Tarbes	Examinateur
M. Frédéric BONNARDOT,	Maître de conférences, UJM	Examinateur
M. François GUILLET,	Professeur des universités, UJM	Directeur de thèse
M. Abdenour SOUALHI,	Maître de conférences, UJM	Co-encadrant

Invités

M. Mohamed ELBADAOUI,	Professeur des universités, UJM	Invité
Mme Christine SERVIERE,	Chargée de recherche CNRS, HDR, Gipsa lab	Invitée

*À mes parents, à mes frères et sœurs...
Sans vous, cette thèse n'aurait jamais vu le jour.*

Remerciements

*Je tiens à adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur **Jean-Luc DION**, professeur des universités à Supmeca de Paris ainsi qu'à Monsieur **Xavier CHIEMENTIN**, Maître de conférences et HDR à l'université de Reims pour avoir accepté d'évaluer mon travail en tant que rapporteurs. Je tiens aussi à remercier sincèrement Monsieur **Rosario TOSCANO**, Professeur des universités à l'ENISE de Saint-Étienne, Madame **Adeline BOURDON**, Maître de conférences à l'INSA de Lyon, Monsieur **Kamal MEDJAHHER**, Professeur des universités à l'ENI de Tarbes ainsi que **Frédéric BONNARDOT**, Maître de conférences à l'université Jean Monnet de Saint-Etienne pour m'avoir fait l'honneur de participer au jury en tant qu'examineurs.*

*J'adresse aussi mes plus sincères remerciements à **François GUILLET**, mon directeur de thèse ainsi qu'à **Abdenour SOUALHI**, mon co-encadrant pour leur grand soutien tout au long de cette thèse ainsi que pour leurs conseils. Je tiens aussi à remercier **Mohamed ELBADAoui**, directeur du LASPI pour m'avoir honoré par sa présence dans le jury en tant qu'invité.*

*Mes remerciements les plus chaleureux vont également à tous les membres du LASPI ainsi qu'à tout le personnel de l'IUT de Roanne pour leur disponibilité et leur aide tout au long de ma thèse. J'adresse aussi une mention spéciale à **Lucien PERISSE** dont la gentillesse et l'amabilité dépassent l'entendement.*

*J'adresse un énorme merci à toute ma famille et à tous mes amis pour leur soutien et leurs encouragements pendant les périodes difficiles de ce travail. Une mention spéciale pour **Ama-dou ASSOUMANE** que je considère comme ami de valeur, avec qui j'ai beaucoup échangé sur mon travail de thèse.*

Résumé

Le travail présenté dans ce mémoire traite le diagnostic des pompes à pistons axiaux. Dans ce contexte, nous proposons différentes méthodes capables de diagnostiquer les fuites internes dans une pompe à pistons axiaux, notamment celles provoquées par l'usure d'un ou plusieurs pistons.

Nous commençons ce manuscrit par un rappel des notions fondamentales liées à l'hydrostatique et nous expliquons le fonctionnement des pompes à pistons axiaux. Ensuite, nous abordons la modélisation et la simulation du comportement dynamique de ce type de pompe. Cette étape permet de comprendre les variations des grandeurs caractéristiques de la pompe (pression et débit). Après cela, nous comparons les signaux de pression simulés avec ceux acquis sur un banc d'essai expérimental. Ceci a pour but de démontrer la robustesse de la modélisation utilisée et de souligner les cas où la modélisation diverge de la réalité. Finalement, nous proposons trois méthodes de diagnostic basées sur différentes approches. Les deux premières visent à identifier le piston défectueux lorsqu'il y a fuite de piston. Ce sont des méthodes à base de modèle qui s'appuient sur l'estimation de grandeurs d'intérêts pour faire la décision du diagnostic. La dernière méthode, quant à elle, est orientée données. Elle exploite les données collectées pour différents états de santé (état sain et en présence de fuites de piston) et dans différentes conditions de fonctionnement (Vitesse et charge). Cette méthode se base sur plusieurs paramètres extraits à partir des données collectées. Elle permet de distinguer l'indicateur le plus robuste lorsqu'il s'agit de diagnostic de fuite de piston. Ceci, quelle que soit la condition de fonctionnement.

Abstract

The work presented in this thesis is intended for the fault diagnosis of axial piston pumps. In this context, we propose different methods able to diagnose internal leakages in an axial piston pump, in particular those caused by one or several worn pistons.

We begin this manuscript by recalling the fundamental concepts related to hydrostatics and explaining the working principle of axial piston pumps. After that, we discuss the modeling and simulation of the behavior of this type of pump. This step is essential to understand the variation of characteristic variables of the pump (pressure and flow rate). Next, we compare the simulated pressure signals with those acquired on an experimental test bench. This is intended to demonstrate the robustness of the used modeling and to highlight cases where the modeling differs from reality. Finally, we propose three diagnostic methods based on different approaches. On the one hand, the first two methods aim to identify the faulty piston when there is a piston leak. These are model-based methods that use the estimation of interest parameters to make the diagnosis decision. On the other hand, the last method is data oriented. It uses the collected data for various health conditions and under different operating conditions (speed and load) in order to discriminate several classes. Each class corresponds to one health condition. This method offers the possibility to distinguish the most robust indicator that allows piston leak diagnosis, regardless of the operating condition.

Table des matières

Table des matières	iv
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	ix
1 État de l'art	4
1.1 Introduction	5
1.2 Technologies de pompes	5
1.3 Taxonomie de maintenance	20
1.4 Diagnostic des machines tournantes	23
1.5 Diagnostic des systèmes hydrauliques	30
1.6 Conclusion	32
2 Modélisation et simulation	33
2.1 Introduction	34
2.2 Introduction aux pompes à pistons axiaux	34
2.3 Dispositif expérimental	40
2.4 Modélisation du système	42
2.5 Comparaison entre simulation et expérimentation	56
2.6 Conclusion	61
3 Fondements théoriques des méthodes de diagnostic proposées	62
3.1 Introduction	63
3.2 Diagnostic à base de modèle	63
3.3 Diagnostic par classification	77
3.4 Conclusion	86
4 Diagnostic de fuites internes : applications des méthodes proposées	87
4.1 Introduction	88
4.2 Approches d'identification de pistons défectueux	88
4.3 Détection de fuite de piston par classification	104

4.4 Conclusion	118
A Détails du banc expérimental hydraulique	I
B Blocs Simscape utilisés	III
C Modélisation de la surface de contact entre port de cylindre et plaque de distribution	VII

Liste des figures

1.1	Classification des pompes.	6
1.2	plage fonctionnement selon la famille de pompe.	6
1.3	Schéma d'une pompe centrifuge.	8
1.4	Schéma hydraulique illustrant le principe de Pascal.	9
1.5	schéma de transmission d'énergie dans un système hydrostatique.	10
1.6	Pompe à engrenages externes.	14
1.7	Pompe à palettes.	14
1.8	Vis d'Archimède.	15
1.9	Pompe à lobes.	15
1.10	Pompe péristaltique.	16
1.11	Pompe à membrane à double effet.	16
1.12	Pompe à piston radiaux à pressurisation externe.	17
1.13	Pompe à pistons en ligne.	18
1.14	Coupe axiale d'une pompe à pistons axiaux, à barillet et à axe simple.	20
1.15	Taxonomie des philosophies de maintenance.	21
1.16	Histogramme du nombre de publications sur le pronostic durant les 20 dernières années.	24
1.17	Redondance matérielle et redondance analytique.	25
1.18	Cadre conceptuel du diagnostic basé sur un modèle.	26
1.19	Schéma du diagnostic basé sur le signal.	27
1.20	Schéma du diagnostic basé sur la connaissance.	29
2.1	Illustration du principe de fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux.	35
2.2	Composants essentiels de la pompe HYDAC.	37
2.3	Schématisation de la pompe HYDAC.	38
2.4	Banc expérimental hydraulique.	41
2.5	Représentation simplifiée du circuit hydraulique du banc.	42
2.6	Modèle Simscape.	45
2.7	Détails du bloc pompe à pistons axiaux.	45
2.8	Signal du débit à l'intérieur du cylindre 1.	47

2.9	Signal du débit sortant du cylindre 1.	48
2.10	Signaux des débits sortants de la pompe et des cylindres.	48
2.11	Signal du débit sortant de la pompe.	49
2.12	Modèle Simulink de la pompe HYDAC.	50
2.13	Schéma représentant les paramètres influents à l'intérieur du cylindre.	51
2.14	Schéma cinématique de la pompe HYDAC.	51
2.15	Variations de A_d et A_{in} sur un tour de rotation.	52
2.16	Description des paramètres utilisés dans la modélisation des fuites internes.	53
2.17	Débit refoulé par le piston 1.	55
2.18	Débit refoulé par la pompe.	55
2.19	Pression à l'intérieur du piston 1.	56
2.20	Pression à la sortie de la pompe.	56
2.21	Signaux de pression de refoulement à l'état sain.	57
2.22	Défauts d'usures créés sur les composants de la pompe HYDAC.	58
2.23	Force de pression appliquée sur le piston.	59
2.24	Signaux de pressions simulés et réels pour différentes fuites internes.	60
3.1	Schématization d'une observation dans un espace de représentation à n dimensions.	77
3.2	Représentation de M-classes d'un système dans un espace de représentation.	78
3.3	Étapes constituant du diagnostic par classification.	79
3.4	Illustration de la différence entre classification supervisée et non-supervisée.	80
3.5	Procédure de création du vecteur forme.	81
3.6	Évolution de la classification par le k-means en fonction de l'itération.	85
4.1	Dégradation de la surface du piston en présence de débris.	89
4.2	Débit sortant du cylindre 1 à l'état sain et en présence de fuite.	90
4.3	Débit sortant de la pompe à l'état sain et en présence de fuite.	90
4.4	Débit sortant de la pompe à l'état sain et en présence de deux fuites de piston.	93
4.5	Estimation de l'amplitude du débit sortant du : (a) cylindre 1, (b) cylindre 3 et (c) cylindre 7.	93
4.6	Variation de la pression de sortie sur une période en présence d'une fuite de piston.	95
4.7	Schéma de la méthode d'identification du piston défectueux avec le EKF.	96
4.8	Signaux réels et simulés de la pression en sortie de pompe pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.	98
4.9	Méthode de création de signaux de pression modulés.	99
4.10	Signaux modulés et réels de la pression en sortie de pompe pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.	100

4.11 Signal résiduel et estimations des pressions à l'intérieur des piston 1 et 3 pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.	101
4.12 Signal résiduel en présence d'une fuite au piston 1.	102
4.13 Spectre du signal de pression à l'état sain.	103
4.14 Signaux de pression simulés et réels pour : (a) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 1, (b) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 4.	103
4.15 Signal résiduel et estimations des pressions à l'intérieur des piston 1 et 4 pour : (a) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 1, (b) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 4.	104
4.16 Spectre du signal de pression à l'état sain.	105
4.17 Signaux de pression réels à l'état sain et en présence de fuite de piston (deux sévérités), (a) signaux temporels, (b) spectres.	106
4.18 Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence de fuite de piston (deux sévérités) : (a) signaux temporels, (b) spectres.	107
4.19 Densité spectrale de puissance d'un signal de pression à l'état sain et en présence d'une fuite de piston.	107
4.20 Spectre du signal de pression à l'état sain et en présence d'une fuite de piston (plusieurs sévérités).	108
4.21 Spectre du signal de pression réel à l'état sain et en présence d'une fuite de rotule.	108
4.22 Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence d'une fuite de rotule : (a) signaux temporels, (b) spectres.	109
4.23 Signaux de pression réels à l'état sain et en présence d'une fuite de plaque de distribution : (a) signaux temporels, (b) Spectres.	110
4.24 Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence d'une fuite de plaque de distribution : (a) signaux temporels, (b) Spectres.	110
4.25 Effet de la vitesse de rotation et de la charge sur le signal de pression de sortie.	111
4.26 Évolution du critère de sélection J en fonction du nombre de paramètre pour une vitesse constante.	114
4.27 Espace de représentation pour une vitesse constante.	115
4.28 Évolution du critère de sélection J en fonction du nombre de paramètre pour différentes vitesses.	116
4.29 Espace de représentation pour différentes vitesses.	116
A.1 Configuration de base du banc expérimental hydraulique	I
C.1 Positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_d	VIII
C.2 Relation de positionnement entre port de cylindre et sifflet	IX
C.3 Projections du sifflet	IX
C.4 Positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_{in}	XI

Liste des tableaux

1.1	Avantages et inconvénients des pompes à pistons.	18
2.1	Modes de défaillance par composant.	39
2.2	Principaux paramètres du modèle Simscape.	47
2.3	Valeurs des Paramètres du modèle Simulink	54
4.1	Détails des échantillons acquis.	112
4.2	Paramètres temporels extraits.	113
4.3	Paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS pour une vitesse constante.115	
4.4	Paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS pour une vitesse variable. 115	
4.5	Résultats de la classification dans le cas d'une vitesse constante.	117
4.6	Résultats de la classification dans le cas de plusieurs vitesses.	117
A.1	Description des composants du banc hydraulique	II
B.1	Description des blocs Simscape utilisés	III
C.1	Valeurs des positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_d	VII
C.2	Équations de modélisation de la surface de décharge A_d	IX
C.3	Valeurs des positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_{in}	X
C.4	Équations de modélisation de la surface d'aspiration A_{in}	XI

Liste des symboles

β	Angle d'inclinaison du plateau cyclique (<i>rad</i>)
φ	Position angulaire du piston (<i>rad</i>)
R	Rayon primitif du barillet (<i>m</i>)
ω	Vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement (<i>rad.s⁻¹</i>)
d_p	Diamètre du piston (<i>m</i>)
d_h	Diamètre du trou en bas du piston (<i>m</i>)
C_d	Coefficient de décharge du port de cylindre
C_v	Coefficient de décharge de la vanne à aiguille
A_p	Surface de la section du piston (<i>m²</i>)
A_v	Surface de décharge de la vanne à aiguille (<i>m²</i>)
A_{in}	Surface de contact entre le port du cylindre et le port d'aspiration de la plaque de distribution (<i>m²</i>)
A_d	Surface de contact entre le port du cylindre et le port de refoulement de la plaque de distribution (<i>m²</i>)
ρ	Masse-volumique de l'huile (<i>kg.m⁻³</i>)
V_d	Volume de la chambre de décharge de la pompe (<i>m³</i>)
V_i	Volume instantané de la chambre de piston (<i>m³</i>)
V_0	Volume Initial de la chambre du piston quand il est au PMB (<i>m³</i>)
B	Module d'élasticité isostatique (<i>Pa</i>)
α	Déphasage angulaire entre deux pistons (<i>rad</i>)
μ	Viscosité dynamique de l'huile (<i>N.s.m⁻²</i>)
r_k	Largeur du port de cylindre (<i>m</i>)
l_k	Longueur du port de cylindre linéarisé (<i>m</i>)
R_s	Rayon externe de la rotule (<i>m</i>)
r_s	Rayon interne de la rotule (<i>m</i>)
l_p	Longueur du piston (<i>m</i>)
$R1, R2, R3, R4$	Rayons spécifiques à la plaque de distribution (<i>m</i>)
P_{in}	Pression d'aspiration de la pompe (<i>Pa</i>)
P_d	Pression de refoulement de la pompe (<i>Pa</i>)
δ_p	Jeu de fonctionnement entre un piston et le barillet (<i>m</i>)

δ_s	Jeu de fonctionnement entre une rotule et le plateau cyclique (m)
δ_v	Jeu de fonctionnement entre a plaque de distribution et le barillet (m)
P_t	Pression du réservoir (Pa)
P_0	Pression dans le carter de la pompe (Pa)
P_i	Pressure à l'intérieur du $i^{\text{ème}}$ piston (Pa)
Q_g	Débit géométrique d'un piston ($m^3.s^{-1}$)
Q_d	Débit sortant d'un cylindre ($m^3.s^{-1}$)
Q_{in}	Débit entrant dans un cylindre ($m^3.s^{-1}$)
Q_l	Débit total des fuites ($m^3.s^{-1}$)
l_k	Longueur de la partie du piston logée dans le barillet (m)
s_k	Déplacement du piston (m)

Liste des acronymes

RMS	(Root Mean Square) Valeur efficace
KF	(Kalman Filter) Filtre de Kalman
EKF	(Extended Kalman Filter) Filtre de Kalman étendu
PMH	Point Mort Haut
PMB	Point Mort Bas
VKF	(Vold-Kalman Filter) Filtre de Vold-Kalman
SBS	(Sequential Backward Selection) Sélection séquentielle en arrière
SNR	(Signal to Noise Ratio) Rapport signal sur bruit

Introduction générale

Les systèmes hydrauliques sont largement utilisés dans des domaines importants comme l'aéronautique, l'agriculture, la sidérurgie, etc. Ces systèmes sont parfaitement adaptés pour transporter de l'énergie ou pour piloter des actionneurs (vérins, moteur, etc.). Bien qu'il existe d'autres alternatives aux systèmes hydrauliques comme les systèmes mécaniques (arbres, courroies, pignons, etc.) ou les systèmes électriques, ils restent indétrônables lorsqu'il s'agit d'asservissement de puissance (p. ex. les engins agricoles et de travaux publics). Le bon fonctionnement de ces systèmes passe par l'élaboration d'une stratégie de maintenance efficace qui permet la préservation des installations, la minimisation des coûts de dysfonctionnements et garantit la sûreté des intervenants.

L'élément qui constitue le cœur d'un système hydraulique est la pompe. Cette dernière est le composant qui transforme l'énergie reçue (mécanique, électrique, etc.) en énergie hydraulique. Une défaillance ou un dysfonctionnement de ce composant clé risque d'affecter grandement les performances de tout le système. Au vu de l'importance des pompes dans les systèmes hydrauliques, notre étude s'est focalisée sur le diagnostic d'un type bien spécifique de pompe, à savoir, les pompes à pistons axiaux. Le diagnostic des machines est la branche de la maintenance préventive qui vise à détecter et à identifier les anomalies à un stade précoce de leur apparition. De cette manière, il est possible de réaliser des interventions de maintenance avant l'arrêt total du système. Ceci permet d'économiser les coûts, des fois faramineux, liés à l'arrêt de production et à la réparation des équipements. Durant les dernières décennies, une variété impressionnante de méthodes de diagnostic a vu le jour. Le choix de la méthode adéquate pour diagnostiquer un système donné représente un challenge à relever. Pour ce faire, il faut comprendre le principe de fonctionnement du système et connaître ses différents modes de défaillances.

Une pompe à pistons axiaux est une machine complexe conçue pour fonctionner en haute pression. Les conditions de fonctionnement rudes de ce type de pompe entraînent la dégradation, parfois prématurée, des composants internes de la pompe. Il existe une multitude de défauts susceptibles d'apparaître sur ce type de pompe comme la cavitation, les défauts de roulement, les fissures de piston, etc. Cependant, nous avons choisi de concentrer notre étude sur les fuites internes, en raison de l'impact de ce type de défaut sur le rendement total du système. Les fuites internes sont le résultat de la dégradation des composants internes de la pompe. Cette

dégradation est souvent accentuée lorsque le fluide pompé est pollué. Il existe plusieurs types de fuites internes qui se différencient en fonction du composant dégradé. Chaque type de fuite introduit un certain changement dans les paramètres caractéristiques du système. L'identification et la quantification de ce changement peuvent servir comme un indicateur de l'apparition de la fuite en question.

L'objectif de cette thèse consiste à développer des méthodes de diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux. Ces méthodes doivent être en mesure de diagnostiquer le type de fuite et dans certains cas, d'identifier l'élément défaillant. Ceci permettra la réalisation d'une intervention de maintenance efficace en remplaçant seulement le composant dégradé au lieu de toute la pompe. Les méthodes de diagnostic comprennent trois grandes familles selon l'approche utilisée. On distingue ainsi, les méthodes à base de modèle, les méthodes à base de signal et les méthodes à base de connaissance (données). Dans ce travail, nous allons aborder deux de ces approches (celle à base de modèle et celle à base de données).

Le reste de ce manuscrit est organisé en 4 chapitres plus une conclusion générale. Le **premier chapitre** est consacré à l'étude bibliographique. Ce chapitre commence par présenter globalement les technologies de pompes existantes. Ceci a pour but d'introduire le lecteur aux notions fondamentales de l'hydrostatique et de pompes volumétriques. Ensuite, une discussion est menée sur les différents types de maintenance, notamment la maintenance réactive (corrective) et la maintenance pro-active (préventive) dans laquelle s'inscrit notre travail. Après cela, les méthodes de diagnostic sont abordées en détail puis classées dans trois grandes familles : diagnostic à base de modèle, diagnostic à base de signal et diagnostic à base de données. Finalement, ce chapitre est clôturé par la présentation de l'état de l'art des travaux liés à la thématique du diagnostic des systèmes hydrauliques et des pompes à pistons axiaux.

Le **deuxième chapitre** s'intéresse à la modélisation et à la simulation du comportement dynamique d'une pompe à pistons axiaux. La modélisation est une étape primordiale dans l'implémentation d'une méthode de diagnostic à base de modèle. La simulation, quant à elle, permet de comparer le modèle développé au système réel. Compte tenu de la complexité des pompes à pistons axiaux, ce chapitre commence par expliquer leur principe de fonctionnement et par présenter les différents composants qui les constituent. En suite, un état de l'art sur la modélisation de ce type de pompes est présenté afin de bien se situer par rapport à l'état de l'art, ce qui permet de bien choisir le type de modélisation qui nous convient. Après cela, nous présentons deux modèles non-linéaires développés avec les logiciels Simulink et Simscape. Ces deux modèles se différencient par leur degré de fidélité au système expérimental à notre disposition. Finalement, une étude comparative des signaux de pression simulés et expérimentaux, pour différents états de santé, est présentée en fin de chapitre.

Le **troisième chapitre** présente les méthodes de diagnostic proposées dans notre travail. Ce chapitre est composé de deux parties. La première traite les méthodes de diagnostic à base de modèle. Cette partie vient compléter la modélisation présentée dans le deuxième chapitre. La modélisation permet de comprendre les relations qui existent entre les différentes grandeurs

physiques d'un système donné. L'intérêt du diagnostic à base de modèle se manifeste lorsqu'une ou plusieurs grandeurs d'intérêt sont non-mesurables. Dans ce cas, il convient d'estimer ces grandeurs en se basant sur le modèle développé. Ainsi, cette partie commence par introduire la représentation d'état d'un système physique qui permet de lier les grandeurs mesurées aux grandeurs non-mesurées. En suite, le filtre de Kalman est présenté comme un outil capable d'estimer ces grandeurs d'intérêt. La deuxième partie de ce chapitre s'adresse au diagnostic à base de données (ou diagnostic par classification). Compte tenu de la difficulté liée à la modélisation des systèmes complexes, cette partie vient offrir une alternative qui permet de s'affranchir du modèle développé en se basant seulement sur les données collectées.

Le **quatrième chapitre** est consacré aux applications des méthodes de diagnostic proposées dans le troisième chapitre. Ces applications sont traitées en deux parties. La première présente deux approches différentes qui visent à détecter une fuite de piston et à identifier le piston défectueux, sachant qu'une fuite de piston est celle provoquée par l'usure d'un piston. La première approche se base sur la modélisation du signal de débit de la pompe dans le but d'estimer l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre. La deuxième approche se base sur le modèle dynamique du système et sur la mesure de pression de refoulement afin d'estimer la pression sur la face de chaque piston (cette grandeur sera appelée dans le reste du manuscrit par pression à l'intérieur de chaque piston). Les estimations sont réalisées avec le filtre de Kalman discret dans la première approche et avec le filtre de Kalman étendu dans la deuxième approche. La deuxième partie présente une méthode de diagnostic par classification. Cette méthode se base sur les paramètres extraits à partir d'un lot de mesures représentant plusieurs modes de fonctionnement (défauts). Cette méthode comporte deux parties essentielles :

- La détermination des paramètres pertinents à l'aide d'un algorithme de sélection (le SBS (Sequential Backward Selection) dans notre cas).
- La classification à l'aide d'un algorithme de discrimination (le k-means dans notre cas).

Le but de cette méthode est de déterminer les paramètres les plus robustes pour la détection de fuites de piston dans différentes conditions de fonctionnement (plusieurs vitesses et charges).

Une **conclusion générale** vient clôturer notre travail. Elle comporte un résumé des résultats obtenus et offre de nouveaux horizons à ce travail sous forme de perspectives.

Chapitre 1

État de l'art

Sommaire

1.1 Introduction	5
1.2 Technologies de pompes	5
1.2.1 Les pompes rotodynamiques	7
1.2.2 Les pompes volumétriques	9
1.3 Taxonomie de maintenance	20
1.3.1 La maintenance réactive	21
1.3.2 La maintenance pro-active	21
1.4 Diagnostic des machines tournantes	23
1.4.1 Approches basées sur un modèle	24
1.4.2 Approches basées sur le signal	26
1.4.3 Approches basées sur la connaissance	29
1.5 Diagnostic des systèmes hydrauliques	30
1.5.1 Diagnostic des pompes à pistons axiaux	31
1.6 Conclusion	32

1.1 Introduction

Les pompes à pistons axiaux sont largement utilisées dans les systèmes hydrauliques de puissance en raison de leur bon rapport poids/puissance ainsi que de leur excellent rendement énergétique. Le champ d'application de ces pompes s'étend sur plusieurs domaines comme l'aéronautique, la sidérurgie, l'automobile, l'industrie minière, etc. En effet, le rôle qu'elles occupent est parfois critique et implique des exigences strictes en termes de performances. Par conséquent, s'assurer du bon fonctionnement de ces machines est d'une importance capitale afin de minimiser les coûts de dysfonctionnements et les risques sur la sûreté humaine.

Ce chapitre commence tout d'abord par faire un tour d'horizon des différentes technologies de pompes, mettant en contraste les pompes volumétriques, les systèmes hydrostatiques et les différentes conceptions de pompes à pistons axiaux. Le but de cette partie est de bien comprendre le principe de fonctionnement des pompes afin de choisir ultérieurement les méthodes de diagnostic adéquates pour notre système. Ensuite, les différents types de maintenance sont présentés brièvement, notamment la maintenance réactive (corrective) et la maintenance proactive (préventive) tout en mettant l'accent sur l'importance et l'efficacité de la maintenance prévisionnelle (conditionnelle). Dans le même contexte, le diagnostic de défauts est évoqué comme étant un outil de maintenance prévisionnelle avant de passer en revue les méthodes de diagnostic selon l'approche utilisée. Finalement, un état de l'art détaillé des différents travaux centrés autour du diagnostic des systèmes hydrauliques et des pompes à pistons axiaux est présenté en fin de chapitre.

1.2 Technologies de pompes

Les pompes sont parmi les plus vieilles machines inventées à travers l'histoire de l'humanité. Leur première utilisation remonte à l'antiquité où les Romains et les Grecs s'en servaient pour transporter l'eau et alimenter les villes [1]. Cependant, les pompes n'ont connu leurs premières utilisations industrielles qu'en 18^{ème} siècle lors de l'apparition des pompes rotodynamiques.

Une pompe est définie comme étant une machine capable de déplacer un liquide d'un point A à un point B en transformant l'énergie mécanique qu'elle reçoit en énergie hydraulique. Diverses technologies de pompe sont apparues au fil du temps en fonction du besoin et des conditions d'utilisation. Néanmoins, deux grandes familles de pompes peuvent être distinguées : les pompes rotodynamiques et les pompes volumétriques. La figure 1.1 montre la classification des pompes les plus utilisées selon leur principe de fonctionnement [2].

Cette classification vient du fait que ces deux grandes familles ont des principes de fonctionnement complètement différents. D'un côté, les pompes rotodynamiques fonctionnent en exploitant la force centrifuge créée par la rotation de la roue. Elles transforment ainsi l'énergie cinétique du fluide en pression. De l'autre côté, les pompes volumétriques génèrent la pression

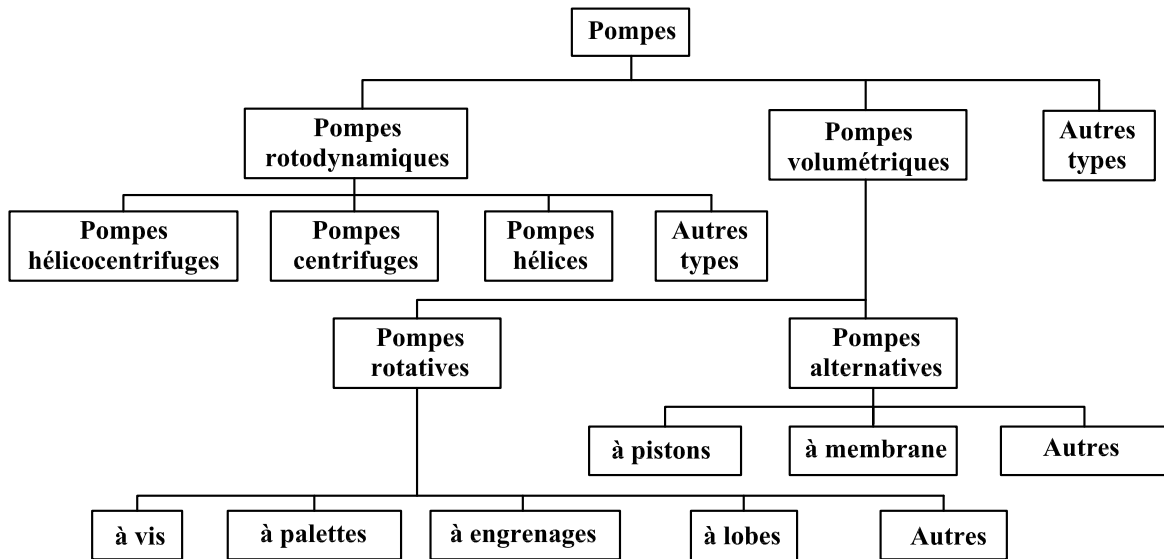


FIGURE 1.1 – Classification des pompes [2].

en changeant le volume enfermé dans la pompe durant les phases d'aspiration/refoulement. Cette divergence dans le principe de fonctionnement fait que les deux familles couvrent des plages de fonctionnement différentes [3]. La figure 1.2 montre globalement les plages de fonctionnement selon la famille de pompes. Les pompes rotodynamiques sont adaptées pour les applications qui nécessitent des gros débits, alors que les pompes volumétriques sont adaptées pour les applications qui nécessitent de grandes pressions. Cependant, les deux plages de fonctionnement se croisent indiquant la possibilité d'utiliser une famille ou l'autre dans cette zone commune.

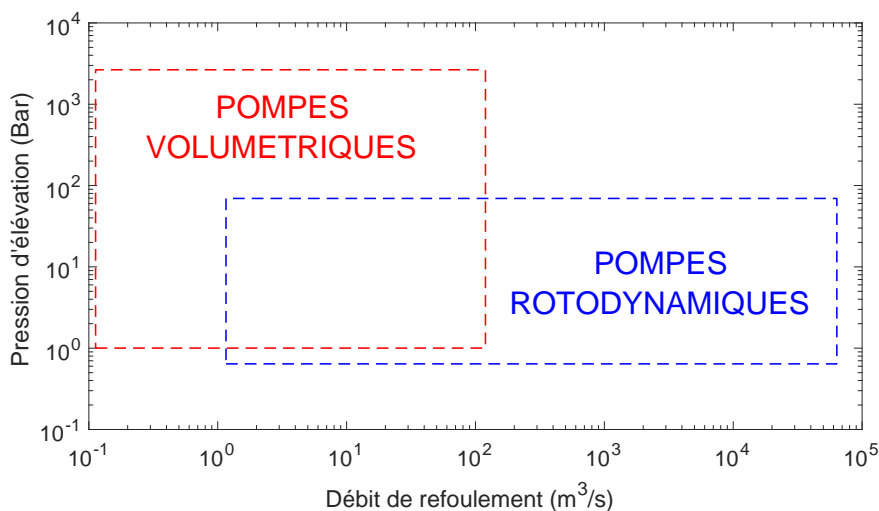


FIGURE 1.2 – Plage de fonctionnement selon la famille de pompe [3].

1.2.1 Les pompes rotodynamiques

Les pompes rotodynamiques sont les plus utilisées de nos jours à cause de leur capacité à fournir de gros débits, ce qui fait qu'elles sont parfaitement adaptées pour des domaines vastes comme l'agriculture. Comme cela a été dit plus haut, leur principe de fonctionnement repose sur la transformation de l'énergie cinétique reçue par un moteur en énergie hydraulique à travers la rotation de la roue et les différences de pression sur les faces des pales. La puissance théorique qu'elles fournissent peut être exprimée par :

$$P_{théorique} = \rho \cdot g \cdot h \cdot Q \quad (1.1)$$

avec :

- ρ la masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$).
- g l'accélération de la pesanteur ($m \cdot s^{-2}$).
- h la hauteur manométrique fournie par la pompe (m).
- Q le débit délivré ($m^3 \cdot s^{-1}$).

Selon la conception, trois variantes principales de pompes rotodynamiques peuvent être distinguées : les pompes centrifuges, les pompes hélicentrifuges et les pompes hélices [4].

Les pompes centrifuges

Les pompes centrifuges représentent certainement la variante la plus utilisée à cause de leur simplicité de fabrication et leur plage de fonctionnement très large. Elles présentent différents types de conception, mais globalement elles sont constituées de quatre composants essentiels : le conduit d'amenée, la roue (plus le diffuseur dans certains cas), la volute et le conduit de refoulement (voir figure 1.3). Le fluide est aspiré à travers le conduit d'amenée par la rotation de la roue. Cette dernière transmet au fluide une énergie cinétique qui sera transformée en débit. La volute agit comme un récupérateur d'énergie cinétique et accroît la pression de refoulement. La roue est constituée de plusieurs aubes fréquemment sujettes à la casse en raison des efforts qu'elles subissent.

Les pompes hélicentrifuges

Elles sont semblables aux pompes centrifuges dans le fonctionnement. La différence réside dans la forme des aubes qui est dans ce cas hélicoïdale. La plage de fonctionnement d'une pompe hélicentrifuge est moins large que celle d'une pompe centrifuge. Néanmoins, ses performances peuvent être améliorées en utilisant plusieurs étages de roues au lieu d'un seul.

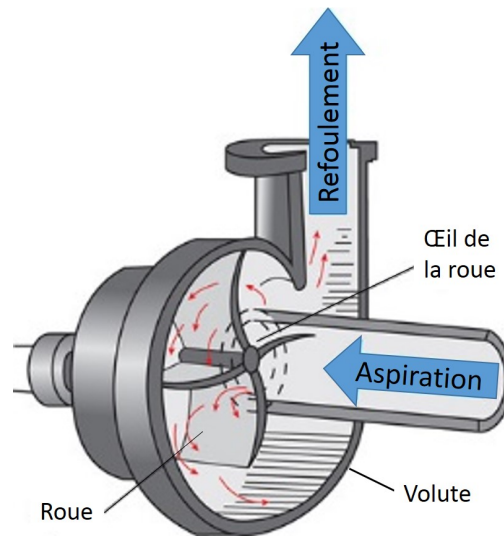


FIGURE 1.3 – Schéma d'une pompe centrifuge.

Les pompes hélices

Elles sont spécialement adaptées pour fournir de grands débits eu égard à leur diamètre. Elles sont caractérisées par des grandes vitesses de rotation ainsi qu'un sens d'écoulement axial. Le nom «*hélice*» vient de la forme de la roue qui ressemble à une hélice de bateau dont le flux généré est hélicoïdal.

Le domaine d'application des pompes rotodynamiques est très large. Cependant, il existe quatre cas où elles sont inefficaces [5] :

- Le premier concerne le pompage des produits visqueux. En effet, les pompes rotodynamiques ont une limite d'utilisation imposée par la viscosité du fluide. Toutefois, il est possible de les utiliser avec des fluides de grande viscosité avec un rendement plus faible.
- Le deuxième concerne le dosage précis. Les pompes rotodynamiques sont difficilement asservies en débit contrairement aux pompes volumétriques.
- Le troisième est celui des fluides fragiles comme le lait, le vin, etc. En effet, ces fluides peuvent perdre leurs caractéristiques s'ils sont fortement remués par les turbulences à travers la roue.
- Le quatrième se présente quand il est nécessaire de générer une grande pression avec un petit débit (p. ex. les machines de découpage par jet).

Les limites de fonctionnement des pompes rotodynamiques suggèrent l'utilisation d'un autre type de pompes plus approprié dans les cas cités précédemment, à savoir, les pompes volumétriques.

Les pompes rotodynamiques et spécialement les pompes centrifuges ont fait l'objet d'études scientifiques et d'ingénierie. Notamment, dans le domaine du diagnostic de défaut. Ainsi, une

étude bibliographique des techniques utilisées pour le diagnostic des pompes rotodynamiques est présentée dans la section 1.5.

1.2.2 Les pompes volumétriques

1.2.2.1 Le principe de Pascal

Le principe de fonctionnement des pompes volumétriques est basé sur le changement de volume d'un fluide incompressible ou faiblement compressible enfermé dans un corps. Le cœur des êtres vivants illustre bien ce principe. En effet, le cœur change de volume par l'effet d'une série de contraction/décontraction. Ainsi, il est capable de faire circuler le sang dans tout le corps selon une circulation bien définie.

Ce principe est l'un des plus importants de l'hydrostatique. Il a été formulé par «Blaise Pascal [1623 1662]» de la façon suivante : «Toute pression exercée sur un point d'un liquide incompressible en équilibre, se transmet intégralement à tous les autres points du liquide». Bien que ce principe soit découvert et appliqué des siècles avant la naissance de Pascal, la formulation qu'il a apportée a été acceptée et adoptée par la communauté scientifique jusqu'à ce jour.

Ce principe est illustré par la figure 1.4. L'application d'une force F_1 sur la face d'un piston de surface S_1 va créer un changement de pression $\Delta P = \frac{F_1}{S_1}$. Celle-ci est ajoutée à la pression initiale P_0 et est transmise au deuxième piston par le biais de la conduite qui relie les deux pistons. Ainsi, une force F_2 sera créée et appliquée sur la surface S_2 de façon à respecter $\Delta P = cte$ à l'équilibre (si on considère qu'il n'y a pas de perte de charges). Dans ce cas précis, F_2 sera supérieure à F_1 car la surface du deuxième piston S_2 est plus grande que celle du premier S_1 .

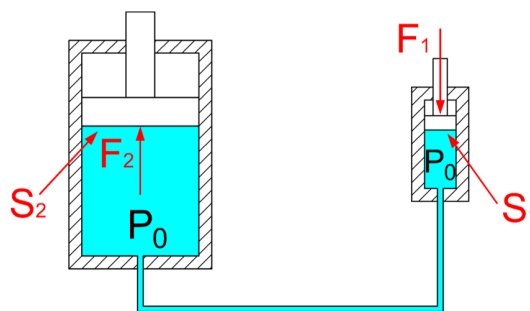


FIGURE 1.4 – Schéma hydraulique illustrant le principe de Pascal.

$$\Delta P = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad \Rightarrow \quad F_2 = F_1 * \frac{S_2}{S_1} \quad (1.2)$$

Autrement dit, il est possible de transmettre une force et de l'amplifier via un changement de section de la conduite hydraulique. Ce qui va permettre par la suite de piloter des actionneurs (moteur hydraulique, vérin hydraulique, etc.).

1.2.2.2 Les systèmes hydrauliques

Les systèmes hydrauliques peuvent être divisés en deux parties : les systèmes hydrodynamiques et les systèmes hydrostatiques. L'hydrodynamique étudie les fluides en mouvement. Elle comporte à ce jour plusieurs modèles qui permettent d'appréhender le comportement des fluides en mouvement. Pour les modèles de turbulences, les équations de «Navier-Stokes» restent valables pour certains fluides dans certaines conditions. L'hydrodynamique s'intéresse principalement aux champs de vitesse et pression ainsi qu'à la viscosité du fluide. Les machines étudiées dans les systèmes hydrodynamiques sont appelées turbomachines (pompes centrifuges, turbine...etc.).

De son côté, l'étude hydrostatique traite les fluides au repos. Initialement fondée par «Archimède», ses principes de base ont été formulés par «Pascal». Elle s'intéresse principalement à la pression des fluides statiques, à leurs masses volumiques ainsi qu'à la hauteur dans laquelle ils se trouvent. Les machines utilisées dans les systèmes hydrostatiques sont appelées des machines hydrostatiques (pompes hydrostatiques, moteur hydrostatique...etc.) [1].

La nature du système hydraulique impose le type de machines qui peuvent y être attribuées. Ainsi, les pompes et les turbines centrifuges ne sont pas appropriées pour les systèmes opérants à grande pression (systèmes hydrostatiques). De même, les pompes et les moteurs hydrauliques sont inadaptés pour débiter des grands débits à cause de leurs petites cylindrées.

Le présent travail traite la problématique du diagnostic des pompes à pistons qui sont de la classe des pompes hydrostatiques. Ainsi, dans la suite de ce manuscrit, toute l'attention sera portée sur les systèmes hydrostatiques. La figure 1.5 représente un schéma classique de transmission d'énergie dans un système hydrostatique. Le générateur qui est une pompe hydrostatique (ou volumétrique), reçoit une énergie mécanique E_m d'un moteur électrique ou d'un moteur thermique. L'énergie mécanique E_m est transformée en énergie hydraulique E_h et transmise dans le système hydrostatique en passant par les composants de liaison (les conduites, les vannes, les distributeurs...). Le récepteur, aussi appelé actionneur reçoit l'énergie hydraulique E_h et la transforme en énergie mécanique E_m avant de la transmettre à la charge. Par ailleurs, des pertes de charge sont observées dans le circuit hydraulique. Cela se traduit par une diminution de l'énergie transmise. Afin de tenir compte de ce phénomène, les systèmes hydrostatiques se caractérisent généralement par leur rendement incluant différents types de pertes (pertes de charge, perte mécanique...etc.).

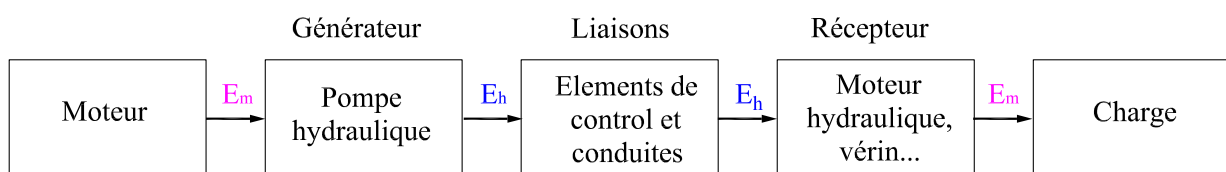


FIGURE 1.5 – schéma de transmission d'énergie dans un système hydrostatique.

La transmission d'énergie schématisée dans la figure 1.5 peut être réalisée avec deux types de circuits, soit un circuit fermé ou un circuit ouvert [6]. Ce dernier est le plus répandu, car il est adapté pour les applications de petites et moyennes puissances. Il est aussi utilisé pour entraîner plusieurs actionneurs à la fois. C'est une configuration où le fluide passe obligatoirement par le réservoir. Autrement dit, le port d'admission de la pompe et le port de refoulement de l'actionneur doivent obligatoirement être connectés au réservoir. Ce circuit est plus facile à mettre en place, moins coûteux et génère moins de perte d'énergie thermique. Cependant, son rendement est moyen et il présente des risques de cavitations importants.

S'agissant du circuit fermé, il est peu répandu en raison de sa difficulté de mise en place. Il vient pour remédier aux défauts du circuit ouvert, en l'occurrence, le risque de cavitation. En plus, il est parfaitement adapté pour les applications de grandes puissances. Dans un circuit fermé, le liquide ne retourne pas au réservoir. En effet, le fluide va de la pompe vers l'actionneur et fait le trajet retour sans passer par le réservoir. Par conséquent, ce circuit doit disposer d'une pompe à cylindrée fixe appelée pompe de gavage qui a pour rôle de compenser les pertes d'huile créées par la pompe et par l'actionneur. Ainsi, le niveau d'huile sera maintenu à une valeur constante dans le circuit. Bien qu'il soit plus coûteux et plus compliqué à mettre en place, le circuit fermé est plus compact, il permet d'avoir une puissance assez constante. De plus, il donne la possibilité d'inverser le sens de l'écoulement dans le circuit en changeant simplement l'inclinaison du plateau cyclique dans le cas d'une pompe à pistons axiaux.

Les circuits hydrostatiques sont appréciés pour leur faible rapport poids/puissance, leur facilité dans la régulation et le contrôle des systèmes de compensation comme le «*load sensing*», ainsi que pour leur bonne fiabilité. Cependant, leur installation peut s'avérer très coûteuse et leur exigence en termes de maintenance très stricte (filtres, protection...etc.). Ainsi, le développement de méthodes de diagnostic pour les systèmes hydrostatiques est important afin de préserver les installations (voir section 1.5).

1.2.2.3 Notions fondamentales des pompes volumétriques

Les pompes volumétriques obéissent au principe de variation de volume (principe de Pascal). Concrètement, leur fonctionnement implique l'augmentation puis la diminution d'un volume contenu dans une chambre durant un cycle de pompage. Ce dernier est défini comme étant la succession d'une phase d'aspiration et d'une autre de refoulement pendant un tour de rotation. Le principe de variation de volume fait que le débit à la sortie de la pompe est irrégulier. En effet, le débit refoulé est la somme des débits délivrés par un nombre de composants élémentaires. Ces derniers sont les composants responsables du transport du liquide entre la chambre d'aspiration et celle du refoulement. Dans notre cas d'étude, les composants élémentaires d'une pompe à pistons sont ses pistons. Donc pour une pompe à Z pistons le débit refoulé

sera égal à :

$$Q_d = \sum_{i=1}^Z Q_i \quad (1.3)$$

avec Q_i le débit délivré par le piston i . Le degré d'irrégularité du débit Q_d est fonction du nombre d'éléments Z . Dans [5], ce degré d'irrégularité est approximé par la formule empirique suivante :

$$\sigma(\%) = \frac{125}{Z^2} \quad (1.4)$$

Cette irrégularité dans le débit est couramment appelée fluctuation de débit. Elle a des conséquences néfastes sur le système et sur l'humain, du fait qu'elle génère du bruit et d'importantes vibrations [7]. Ainsi, la fluctuation de débit est l'un des paramètres essentiels à étudier lors de la conception d'une pompe volumétrique.

La cylindrée d'une pompe volumétrique est définie comme étant le volume de fluide qui passe par la pompe durant un tour de rotation. Elle conditionne le débit refoulé Q_d par la relation suivante :

$$Q_d = C \times N \quad (1.5)$$

avec C la cylindrée qui s'exprime habituellement en (L/tr) ou en (cm^3/tr) et N la vitesse de rotation de l'arbre en (tr/min) .

La plupart des pompes volumétriques sont à cylindrée fixe. Cependant, il est possible de changer la cylindrée d'une pompe. Dans ce cas, on parle de pompe à cylindrée variable.

La puissance délivrée par une pompe volumétrique peut être exprimée par la relation suivante :

$$P = \Delta P \times Q_d \quad (1.6)$$

avec $\Delta P = P_d - P_{in}$ est la différence entre la pression d'aspiration et celle du refoulement.

Les performances de pompes volumétriques sont fortement influencées par les propriétés du fluide utilisé. En effet, la plupart d'entre elles ne fonctionnent pas avec de l'eau en raison de sa viscosité peu élevée [5]. Le choix du fluide utilisé est souvent basé sur deux propriétés essentielles : sa masse volumique et sa viscosité dynamique.

La masse volumique ρ est définie comme étant le rapport entre un gradient de masse et un gradient de volume. Elle s'écrit de la façon suivante :

$$\rho = \frac{dm}{dV} \quad (1.7)$$

La viscosité dynamique μ dépend de la contrainte de cisaillement τ et du gradient de vitesse perpendiculaire au plan de cisaillement. Elle s'écrit :

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (1.8)$$

avec $\frac{du}{dy}$ un gradient de vitesse. La masse volumique et la viscosité dynamique dépendent de la température et de la pression du fluide. Ainsi, les performances des pompes volumétriques évoluent avec la variation de ces deux paramètres.

Dans la plupart des pompes volumétriques, le fluide pompé sert aussi à lubrifier les composants internes de la pompe. En effet, le principe de changement de volume implique l'ajustement très précis des composants mécaniques en mouvement par rapport aux composants fixes. Cet ajustement se fait par un jeu de fonctionnement qui laisse passer une partie du fluide pompé et réduit considérablement les frottements entre les composants. Ce jeu de fonctionnement peut aussi être considéré comme un joint (cas des pompes à pistons). Tous ces facteurs font que les procédés de fabrications des pièces de pompes volumétriques nécessitent une très grande précision.

1.2.2.4 Classification des pompes volumétriques

La conception des pompes volumétriques doit satisfaire plusieurs critères afin d'assurer un fonctionnement optimal [1]. Ces critères peuvent être résumés dans les points suivants :

- Minimiser l'émission du bruit.
- Minimiser les fluctuations de débit.
- Permettre l'ajustement automatique de cylindrée pour les pompes à cylindrée variable.
- Obtenir un bon rendement sur toute la plage de fonctionnement.
- Réaliser un design compact avec des pièces pas trop lourdes, pas trop chères et faciles à assembler/désassembler.

En tenant compte des critères cités précédemment, les conceptions se sont multipliées donnant lieu à deux principaux types de pompes volumétriques : les pompes alternatives et les pompes rotatives (voir la figure 1.1).

Les pompes rotatives

Dans les pompes rotatives, l'élément élémentaire (pale, vis, etc.) effectue un mouvement rotatif autour d'un axe de rotation. Le mouvement d'un rotor entraîne le fluide depuis le port d'aspiration vers le port de refoulement. Il existe plusieurs variantes de pompes rotatives dont les plus importantes sont les suivantes :

- **Pompes à engrenages** : Il existe plusieurs variantes de pompes à engrenages qui partagent le même principe de fonctionnement. Le fluide emprisonné entre deux dents consécutives de l'engrenage est emporté depuis la chambre d'aspiration vers la chambre de refoulement (voir figure 1.6). Ces types de pompe admettent des pressions de fonctionnement moyennes et elles sont totalement inadaptées pour pomper des fluides contenant des

particules. Effectivement, l'effet de pompage est créé par l'enfermement d'un certain volume de fluide entre les dents des engrenages. La présence de particules entrainera une dégradation prématurée ou une défaillance de ces composants.

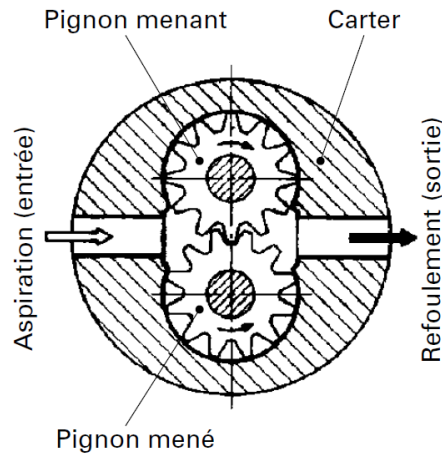


FIGURE 1.6 – Pompe à engrenages externes [8].

- **Pompes à palettes** : Elles sont constituées principalement d'un rotor à l'intérieur duquel se trouve un certain nombre de palettes libres en translation radiale et d'un stator (voir figure 1.7). La rotation de l'arbre crée une force centrifuge qui fait que les palettes sont en contact constant avec le stator. Ainsi, le volume contenu entre deux palettes consécutives devient presque hermétique et permet le transport du fluide de l'aspiration vers le refoulement. À l'image des pompes à engrenages, les pompes à palettes fonctionnent à des pressions moyennes puisque les palettes ne supportent pas les grandes pressions.

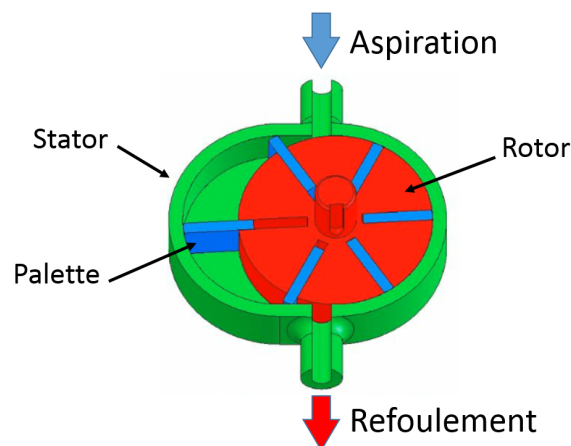


FIGURE 1.7 – Pompe à palettes.

- **Pompes à vis** : Leur principe de fonctionnement a été imaginé par «Archimède» (voir figure 1.8). Celui-ci consiste à entrainer le fluide par la rotation d'une vis à l'intérieur d'un

cylindre, de façon à l'emprisonner entre ces deux composants et l'emmener vers le port de refoulement. Il existe deux conceptions courantes de pompe à vis, une à deux vis et l'autre à trois vis. Les pompes à vis fonctionnent à de faibles et moyennes pressions et sont particulièrement appréciées pour leur fonctionnement silencieux.

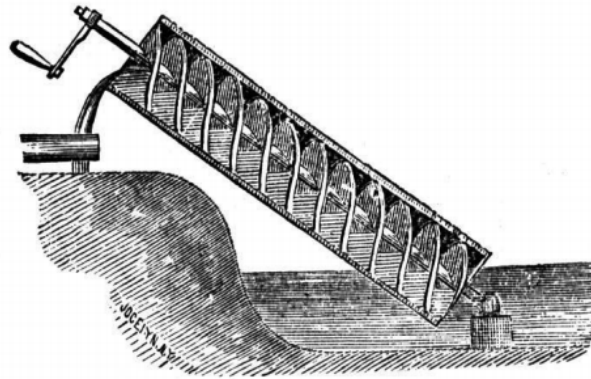


FIGURE 1.8 – Vis d'Archimède [9].

- **Pompes à lobes** : Le principe de fonctionnement des pompes à lobes ressemble à celui des pompes à engrenages à un détail près. En effet, durant le cycle de pompage, le fluide est compris entre deux lobes successifs et la paroi intérieure de la pompe. Il est ainsi emmené de l'aspiration vers refoulement (voir figure 1.9). La différence entre les deux types de pompes est que les lobes ne sont jamais en contact, car leur entraînement se fait par des engrenages externes. Les pompes à lobes sont adaptées pour les applications à basse pression.

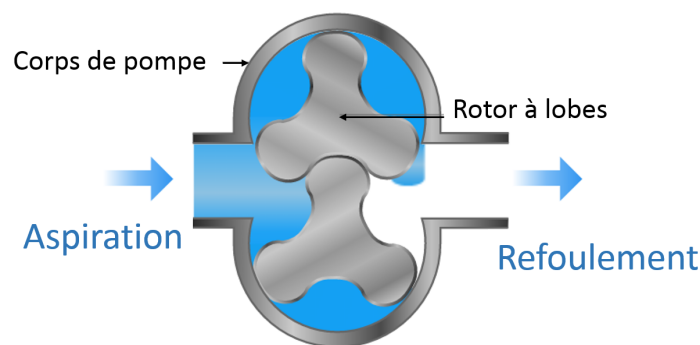


FIGURE 1.9 – Pompe à lobes.

- **Pompes péristaltiques** : Son principe de fonctionnement exploite la flexibilité d'un tube afin de provoquer l'effet de pompage (voir figure 1.10). En effet, des sabots viennent presser le tube flexible selon un mouvement rotatif et le liquide est ainsi entraîné à l'intérieur du tube vers le port de refoulement. Les pompes péristaltiques fonctionnent à des pressions très basses et sont adaptées pour les liquides chargés. *

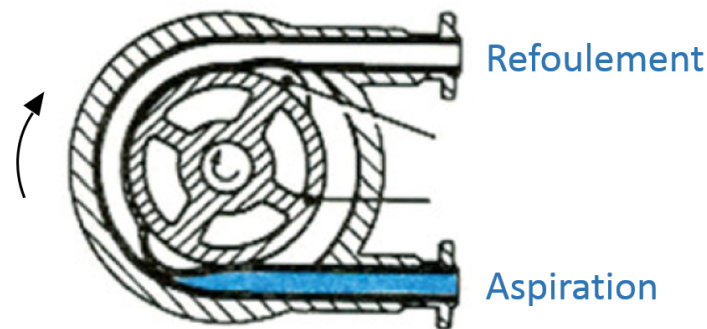


FIGURE 1.10 – Pompe péristaltique [5].

Les pompes alternatives

Les pompes alternatives se distinguent par le mouvement de translation alternatif de leurs éléments élémentaires. Le fluide est aspiré par un premier mouvement de translation et refoulé par un deuxième. Il existe deux principaux types de pompes alternatives : les pompes à membrane et les pompes à pistons.

- **Pompes à membranes** : Le mouvement alternatif est créé par la déformation d'une membrane élastique. La plupart de ces pompes sont munies de deux membranes afin d'avoir un double effet qui donne plus de régularité au débit refoulé. Elles doivent aussi être munies d'un système de clapets d'aspiration/refoulement (voir figure 1.11). Ce type de pompe fonctionne dans des plages de faibles pressions et débits.

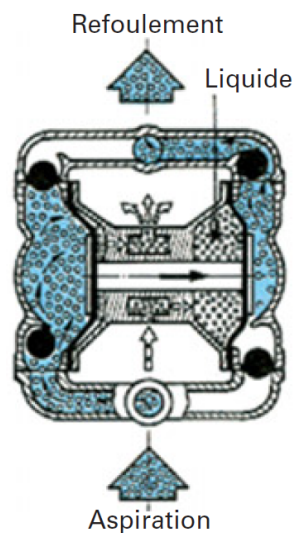


FIGURE 1.11 – Pompe à membrane à double effet [5].

- **Pompes à pistons** : Parmi toutes les pompes volumétriques existantes, c'est sans doute la variante la plus utilisée. Le mérite revient à son très bon rendement et à son excellent rap-

port poids/puissance. Son principe de fonctionnement repose sur la paire piston/cylindre. Les pistons effectuent deux mouvements alternatifs de translation rectilignes dans leurs cylindres respectifs. Le premier mouvement sert à aspirer le fluide depuis le port d'aspiration en créant un vide dans le cylindre et le deuxième éjecte le fluide contenu dans le cylindre vers le port de refoulement. Ce genre de pompe admet l'utilisation d'un système à clapets. Par ailleurs, les pompes à pistons sont particulièrement adaptées pour les applications de grande puissance. Cependant, elles nécessitent un entretien rigoureux ainsi qu'une bonne filtration de l'huile dans le circuit de lubrification. Il existe plusieurs modes de conception des pompes à pistons. Ils peuvent être scindés en trois groupes selon la disposition des pistons par rapport à l'axe de rotation : les pompes à pistons axiaux, les pompes à pistons radiaux et les pompes à pistons en ligne. La table 1.1 montre les avantages et les inconvénients des différents types de pompe à pistons.

- **Pompes à pistons axiaux** : Dans ce cas, les pistons se trouvent dans une position axiale. Soit parallèlement à l'axe de rotation soit avec une inclinaison qui ne dépasse pas les 45° par rapport à l'axe de rotation. Le présent manuscrit traite le cas d'une pompe à pistons axiaux. De ce fait, différentes conceptions de ce type de pompes sont présentées dans la sous-sous-section 1.2.2.5.
- **Pompes à pistons radiaux** : Pour ce type de pompes, les pistons se trouvent dans une position radiale formant une étoile. Ils sont placés perpendiculairement à l'axe de rotation tout en respectant un décalage d'un angle $\alpha = \frac{2\pi}{Z}$ entre deux pistons successifs, avec Z le nombre de pistons. Ainsi, le mouvement alternatif des pistons se fait radialement. Il existe deux types de pompes à pistons radiaux selon la façon de pressurisation : pompes à pistons radiaux à pressurisation interne et pompe à pistons radiaux à pressurisation externe. Le premier type est réalisé en alimentant la pompe de l'intérieur, alors que les supports de pistons sont placés sur l'anneau

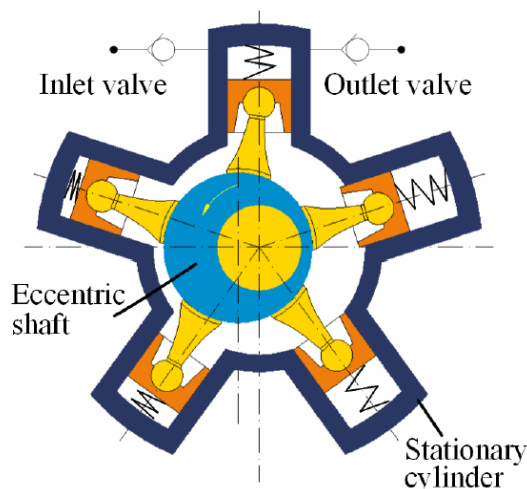


FIGURE 1.12 – Pompe à piston radial à pressurisation externe [10].

externe de la pompe. Dans ce cas de figure, le bloc-cylindres tourne avec l'arbre. Le deuxième type est réalisé en alimentant la pompe par l'extérieur, mais les pistons sont supportés par l'arbre de rotation excentré. Dans ce cas, le bloc-cylindres est fixe et le mouvement alternatif est communiqué par l'arbre excentré (voir figure 1.12).

- **Pompes à pistons en ligne** : Les pistons se trouvent en ligne, l'un après l'autre, perpendiculairement à l'axe de rotation (voir figure 1.13). Le mouvement de translation alternatif est communiqué par un arbre à cames ou par un vilebrequin. La conception des pompes à pistons en ligne ressemble énormément à celle des moteurs à combustion interne. Néanmoins, leurs fonctions sont différentes.

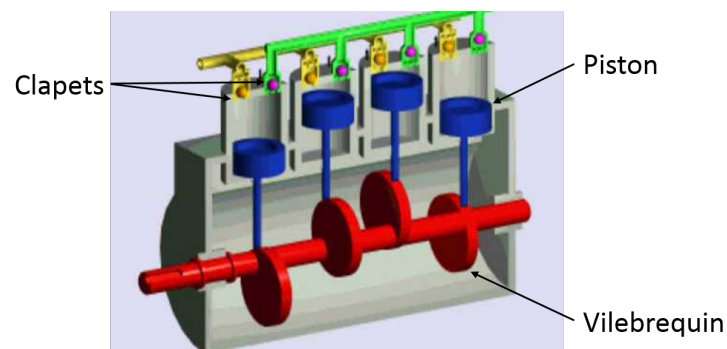


FIGURE 1.13 – Pompe à pistons en ligne.

TABLE 1.1 – Avantages et inconvénients des pompes à pistons.

Type de pompe	Avantages	Inconvénients
Pompe à pistons axiaux	<ul style="list-style-type: none"> - Bon rapport poids/puissance. - Cylindrée fixe ou variable. - Conception compacte. - Faible moment d'inertie. - Excellent rendement. 	<ul style="list-style-type: none"> - Coût de production élevé. - Pertes importantes par frottement.
Pompe à pistons radiaux	<ul style="list-style-type: none"> - Grande cylindrée. - Bon rendement. - Cylindrée fixe ou variable. 	<ul style="list-style-type: none"> - Dimension radiale importante. - Coût de production élevé.
Pompe à pistons en ligne	<ul style="list-style-type: none"> - Pression de refoulement très grande. 	<ul style="list-style-type: none"> - Rendement faible. - Cylindrée fixe. - Rapport Poids/Puissance important.

Les pompes volumétriques peuvent aussi être classifiées selon les plages de pressions de fonctionnement [8]. Trois classes peuvent être définies :

- Transmissions très haute pression ($200 \text{ bars} < P < 600 \text{ bars}$) : Cette classe comprend uniquement les pompes à pistons. Le fonctionnement se fait généralement en circuit fermé et le rendement obtenu est très bon.
- Transmissions haute pression ($120 \text{ bars} < P < 360 \text{ bars}$) : Cette classe comprend les pompes à pistons, les pompes à palettes et les pompes à engrenages. Le fonctionnement se fait pour tous les types de circuits et le rendement obtenu est généralement bon.
- Transmissions moyenne pression ($70 \text{ bars} < P < 210 \text{ bars}$) : Cette classe comprend les pompes à palettes et les pompes à engrenages. Le fonctionnement se fait en circuit ouvert et le rendement obtenu est peu satisfaisant.

1.2.2.5 Différentes conceptions des pompes à pistons axiaux

Il existe une énorme variété de pompe à pistons axiaux dans le marché. Néanmoins, deux principaux types peuvent être distingués : les pompes sans barillet et les pompes à barillet.

Pompes sans barillet

Dans ce type de pompe, l'aspiration de l'huile se fait directement dans le carter. Les pistons sont fixes en rotation et libres en translation. Ils sont connectés à un plateau de guidage oscillant et alimentés par des lumières usinées soit dans les alésages des cylindres soit dans le plateau oscillant. Le refoulement quant à lui, se fait par des clapets placés au fond des alésages [8]. Ce type de pompes existe en cylindrée fixe ou variable et peut délivrer des pressions très hautes allant jusqu'à 450 bars.

Pompes à barillet

Les pompes à barillet sont constituées globalement de 4 composants : le barillet, les pistons, le plateau tournant cyclique (ou plateau fixe oscillant dans certains cas) et la plaque de distribution (ou clapets) (voir figure 1.14). Selon la conception, les pompes à barillet peuvent être divisées en deux variantes : pompe à axe simple et pompe à axe brisé. Dans la première variante, l'axe de l'arbre d'entraînement et l'axe géométrique du barillet sont alignés, alors que dans la deuxième, les deux axes ne sont pas alignés et forment un angle d'inclinaison β . Cet angle est nécessaire afin de créer le mouvement alternatif des pistons. Il est aussi présent dans les pompes à axe simple grâce à l'inclinaison du plateau cyclique. Dans les pompes à axe simple, les pistons sont connectés au plateau cyclique via des rotules, alors que dans les pompes à axe brisé, ils sont reliés avec des bielles.

Par ailleurs, les pompes à barillet peuvent être classifiées selon le type de montage du barillet. Ainsi, on trouve des pompes à barillet rotatif et des pompes à barillet fixe. D'un côté, les

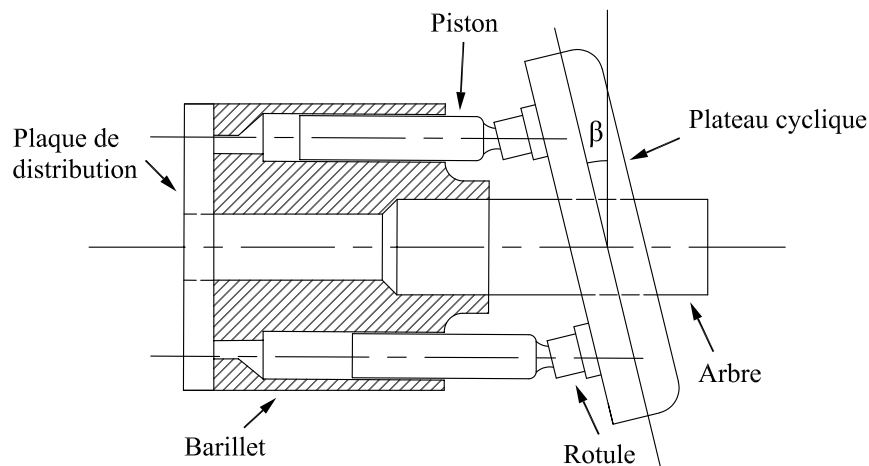


FIGURE 1.14 – Coupe axiale d'une pompe à pistons axiaux, à barillet et à axe simple.

Les pompes à barillet rotatif sont caractérisées par la rotation du barillet avec les pistons à l'intérieur, pendant que le plateau cyclique et la plaque de distribution restent immobiles. Dans ce cas les pistons sont connectés au plateau rotatif par des rotules glissantes. Le mouvement alternatif est transmis aux pistons qui tournent avec le barillet en glissant sur le plateau cyclique. De l'autre côté, les pompes à barillet fixe sont caractérisées par l'immobilisation du barillet. Le design le plus courant consiste à utiliser deux plateaux afin de créer le mouvement alternatif, l'un est rotatif et l'autre est fixe en rotation et oscille autour de son axe. Le plateau oscillant est fixé en rotation à l'aide d'une bielle de fixation qui coulisse en translation dans une rainure. Les pistons sont logés à l'intérieur du barillet et reçoivent le mouvement alternatif grâce à des bielles connectées au plateau oscillant. Plusieurs modèles de pompes à barillet fixe ont été imaginés et brevetés par Devet Michel [11–15]. Les pompes à barillet fixe sont particulièrement adaptées pour pomper des fluides chargés (qui contiennent des particules). En effet, leur design permet de séparer facilement le fluide pompé du fluide de lubrification. Cette spécificité permet d'atteindre des pressions de service très élevées.

Les pompes à barillet sont très coûteuses, car elles sont constituées par des composants qui nécessitent des usinages de grande précision, ainsi que des revêtements spéciaux. Par ailleurs, la pression de service peut être très élevée selon les dimensions de la pompe. Des explications plus détaillées sur le fonctionnement d'une pompe à barillet sont présentées dans le chapitre 2.

1.3 Taxonomie de maintenance

Le développement du secteur industriel et la demande croissante de production font que l'apparition de pannes imprévues est de plus en plus fréquente. Ces pannes se traduisent par une baisse de performance et des arrêts inopinés pouvant générer des coûts faramineux pour

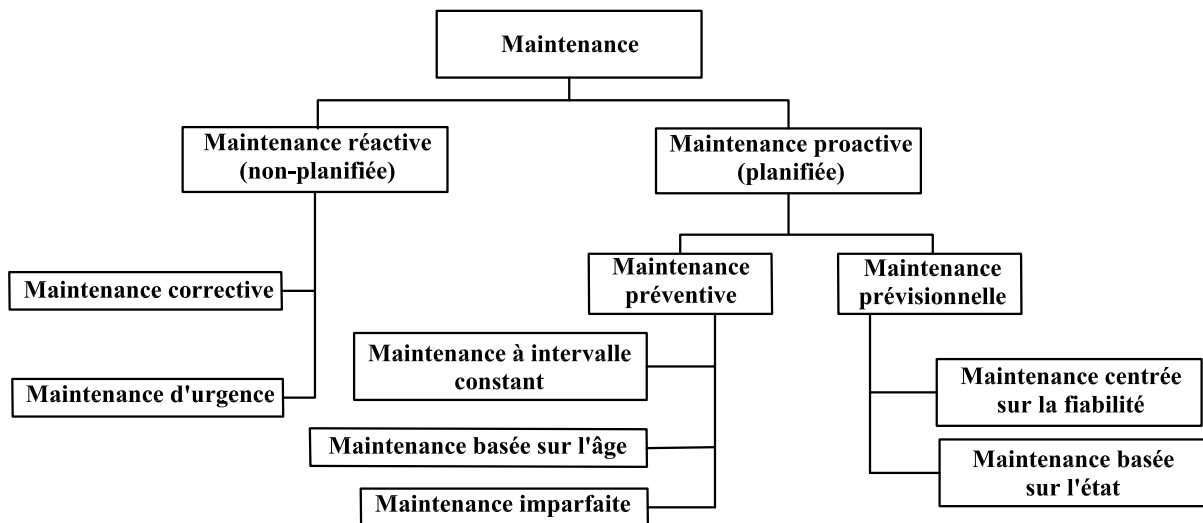


FIGURE 1.15 – Taxonomie des philosophies de maintenance [16].

la maintenance et la production. Par ailleurs, les domaines à haut risque comme l'aéronautique et le nucléaire admettent une marge de manœuvre très fine en termes de fiabilité, sinon des catastrophes humaines peuvent survenir. Ainsi, l'élaboration de stratégies de maintenance efficace devient une nécessité absolue pour les industriels.

Globalement, la maintenance peut être divisée selon sa nature en deux axes : maintenance réactive et maintenance pro-active. La figure 1.15 montre la taxonomie des philosophies de maintenance proposée dans [16].

1.3.1 La maintenance réactive

La maintenance réactive est celle qui intervient après l'apparition d'une anomalie. Elle est appropriée lorsque le taux d'apparition des défauts est faible, le coût des réparations est supportable et la sûreté des intervenants n'est pas menacée. Dans cette catégorie de maintenance, nous distinguons deux types :

- **Maintenance corrective** : Action menée après l'apparition d'une anomalie dans le but de remettre l'élément défaillant dans un état qui lui permet d'assurer ses fonctions initiales.
- **Maintenance d'urgence** : Définis comme étant l'action qu'il faut immédiatement effectuer afin d'éviter de graves conséquences de non-action.

1.3.2 La maintenance pro-active

La maintenance pro-active est celle qui n'attend pas l'apparition de l'anomalie pour déclencher l'action. Elle comprend deux majeures parties, la maintenance préventive et la maintenance prévisionnelle (conditionnelle).

-
- **La maintenance préventive** : Elle vise à organiser les actions de maintenance selon des intervalles de temps prédéterminés afin de réduire les chances de dégradation et éviter les baisses de performances. Elle peut être décomposée en trois parties :
 - *La maintenance à intervalle constant* : Comme son nom l'indique, elle suggère des interventions à intervalle de temps constant. La périodicité des interventions est fixée en fonction du degré de risque ainsi que du coût de l'intervention.
 - *La maintenance basée sur l'âge* : Cette stratégie vise à ajuster les intervalles d'interventions en fonction de l'ancienneté de l'installation. Ainsi une nouvelle installation aura des interventions moins fréquentes par rapport à une ancienne.
 - *La maintenance imparfaite* : Dans les deux précédentes stratégies, il est supposé que le système retrouve son état initial après l'intervention. Cependant, il se peut qu'il ne soit pas remis en état à 100 %. La maintenance imparfaite prend en compte l'incertitude sur l'état actuel du système et adapte les intervalles d'interventions en fonction de cela.
 - **La maintenance prévisionnelle (conditionnelle)** : Contrairement à la maintenance préventive qui organise les interventions selon des intervalles prédéfinis, la maintenance prévisionnelle propose de programmer les interventions en fonction des informations extraites du système. Elle englobe deux parties :
 - *La maintenance centrée sur la fiabilité* : Initialement développée pour l'industrie aéronautique, cette stratégie vise à étudier la fiabilité d'un système afin de formuler un programme d'intervention optimisé. Globalement, elle consiste à faire une analyse AMDEC (*Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité*) pour catégoriser les défaillances possibles selon leurs effets et leurs criticités. Ces informations sont ensuite utilisées dans un algorithme qui va optimiser le programme d'intervention.
 - *La maintenance basée sur l'état* : Cette stratégie consiste à prendre les décisions d'intervention en fonction de l'état du système et de ses composants. L'état du système est quantifié avec des paramètres constamment prélevés (p. ex. indicateur statistique calculé sur un signal vibratoire). Cette stratégie est la plus efficace, car elle préconise les interventions de maintenance que quand il y a nécessité. Cependant, l'inconvénient qu'elle présente c'est la nécessité d'instrumenter le système et le développement dans certains cas de modèle physique plus au moins fidèle au système. Le nom de cette maintenance en anglais est (*condition based maintenance*). Pour de plus amples informations sur cette dernière, le lecteur peut consulter la référence [17].

Le travail réalisé dans cette thèse entre dans le cadre de la maintenance basée sur l'état. Le but est de développer des outils d'aide à la décision basés sur des méthodes de diagnostic. Le

système en question est une pompe à pistons axiaux qui est une machine tournante. Par conséquent, un tour d'horizon sur la surveillance des machines tournantes est présenté dans ce qui suit.

1.4 Diagnostic des machines tournantes

Les machines tournantes représentent la majeure partie des machines utilisées dans l'industrie. La supervision de l'état de santé de ces machines est la clé pour assurer leur fiabilité. Quand cette supervision est implémentée en temps réel, elle est appelée surveillance. Le but de la supervision est de détecter l'apparition d'anomalies aussi tôt que possible afin d'éviter une baisse de performance ou un arrêt soudain. Au cours de ces dernières années, les travaux de recherches autour des techniques de supervision se sont multipliés. Nous recensons deux principaux axes : le diagnostic et le pronostic.

Le diagnostic comprend trois principaux aspects : la détection, l'isolation et l'identification [18]. En anglais FDII (*Fault Detection, Isolation and Identification*). La détection est l'aspect le plus basique du diagnostic. Elle vise à vérifier la présence d'anomalie dans le système sous surveillance, sans se soucier de la nature de la dégradation ou du composant défaillant. Autrement dit, cela permet d'avoir une information primaire sur l'état de santé global de la machine. Ceci passe systématiquement par la définition de seuils caractérisants chaque système. Ces derniers sont fixés à partir de l'état sain, généralement, en multipliant par un coefficient un indicateur statistique calculé sur le signal sain. Par exemple : $seuil\ d'alarme = RMS_{\text{état sain}} \times 1.5$. Ainsi, plusieurs niveaux d'alarmes peuvent être générés selon les modes de fonctionnement préalablement définis (niveau acceptable, niveau critique, niveau de danger...etc.). L'isolation quant à elle, vise à localiser le composant défaillant. De nos jours, les systèmes mécaniques sont de plus en plus complexes. Localiser le composant défaillant est primordial afin d'assurer une maintenance effective. Par exemple, déterminer le composant défaillant dans un réducteur à plusieurs étages. Ceci nécessite la connaissance de la cinématique du système (nombre de dents de chaque engrenage, nature des roulements, etc.). L'identification est la partie qui s'intéresse à la nature et au niveau de dégradation du composant défaillant. Elle nécessite le développement de méthodes plus complexes et un suivi plus rigoureux de la variation des paramètres liés au système.

Le pronostic est la partie qui vise à prédire l'état futur du système en se basant sur les informations collectées tout le long de son fonctionnement. L'intérêt porté par les chercheurs au pronostic ne cesse d'augmenter. Cela est illustré sur la figure 1.16 qui montre l'évolution du nombre de publications concernant le pronostic durant ces 20 dernières années. Le but du pronostic est d'arriver à estimer la durée de vie restante (*remaining useful life*) RUL du système et/ou ses composants [19]. Cette durée est définie comme étant le temps qui sépare la détection d'un défaut naissant et la défaillance du système. Dès lors, l'intérêt du pronostic est

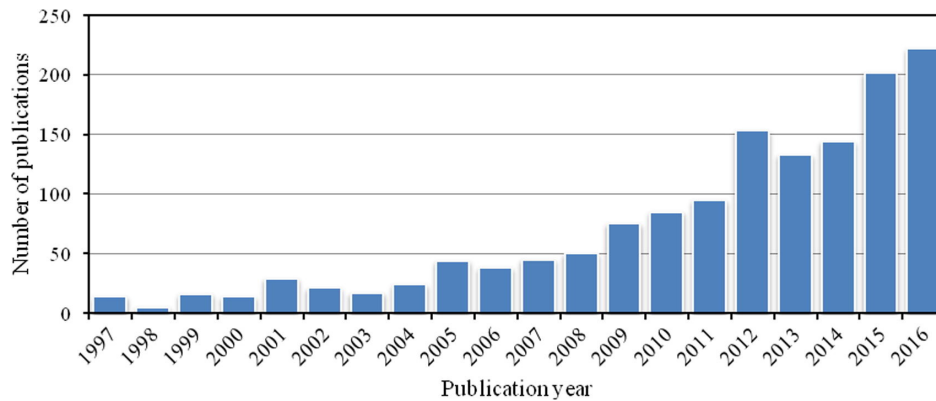


FIGURE 1.16 – Histogramme du nombre de publications sur le pronostic durant les 20 dernières années [19].

évident, car la connaissance du RUL permet d'organiser les interventions de maintenance de façon optimale, en permettant au personnel concerné de s'organiser au mieux afin de limiter au maximum les arrêts du système.

Par ailleurs, l'une des meilleures références qu'on peut trouver sur le diagnostic est le livre de *Chen et al* [20]. Ce livre contient les définitions que nous avons jugées essentielles à la compréhension globale du manuscrit. Les auteurs définissent un système de diagnostic comme étant un système de supervision utilisé pour détecter les défauts et les localiser. L'identification n'est pas comprise dans la définition étant donné qu'elle est moins importante que la détection et l'isolation. En effet, dans la plupart des situations, l'élément défaillant est remplacé sans se soucier de la nature du défaut qu'il présente. Un «*défaut*» quant à lui, est défini comme étant un changement inattendu du fonctionnement d'un système qui se traduit par la déviation d'un, voire de plusieurs de ses paramètres [21,22]. La différence entre un «*défaut*» et une «*défaillance*» est que le premier perturbe le fonctionnement normal du système sans causer son arrêt total, alors que la deuxième empêche le système d'effectuer ses tâches initiales et le force à l'arrêt.

Le présent travail gravite autour des méthodes de diagnostic. Par conséquent, plus de détails concernant ces méthodes sont présentés dans ce qui suit. Selon l'approche utilisée, les méthodes de diagnostic peuvent être séparées en trois grandes familles : méthodes basées sur un modèle, méthodes basées sur le signal et méthodes basées sur la connaissance. Il est à noter que la combinaison de plusieurs méthodes à la fois donne lieu à des méthodes dites hybrides. Ces dernières peuvent être considérées comme une famille indépendante [23].

1.4.1 Approches basées sur un modèle

Il existe une ancienne approche de diagnostic qui s'appuie sur la redondance matérielle. Elle utilise plusieurs lignes de matériel (capteurs, ordinateur, etc.) afin d'observer les variations de paramètres induites par l'apparition d'un défaut par rapport à l'état sain du système. Cette approche permet de détecter et d'identifier le composant défectueux, mais elle est clairement

très coûteuse et non appropriée surtout pour les systèmes à bas risque. Par la suite, une autre approche plus rentable d'un point de vue financier a vu le jour. Elle est basée sur la redondance analytique, ce qui permet de s'affranchir des lignes supplémentaires de matériels en utilisant un modèle mathématique du système qui reprend les paramètres non mesurés matériellement. La figure 1.17 montre la différence entre la redondance matérielle et la redondance analytique. Le fait d'utiliser un modèle du système pour diagnostiquer les défauts a donné lieu aux approches dites «*approches basées sur un modèle*».

Le principe du diagnostic basé sur un modèle est de comparer les mesures issues du système réel avec les informations issues du modèle mathématique du système en question [20]. La différence entre les mesures réelles et les estimations de ses mêmes mesures à l'aide du modèle s'appelle «*résidu*». Ce dernier est utilisé pour détecter les défauts en supervisant sa variation par rapport à des seuils caractéristiques préalablement fixés. La figure 1.18 montre le cadre conceptuel du diagnostic basé sur un modèle.

Le diagnostic basé sur un modèle comprend deux étapes. La première est la génération de résidus, la deuxième est la prise de décision. Le but de la première étape est de générer des indicateurs de défauts sous forme de résidus en se basant sur les entrées et les sorties du système. Le résidu doit être proche de zéro lorsque le système est à l'état sain. Par contre, il doit être nettement différent de zéro lorsqu'il y a un défaut dans le système. L'algorithme qui génère les résidus s'appelle un «*générateur de résidus*». La deuxième étape consiste à prendre des décisions en fonction des variations des résidus. Ce qui revient à faire la liaison entre chaque variation de résidu et le défaut correspondant.

Parmi les méthodes les plus utilisées pour le diagnostic basé sur un modèle, les méthodes d'observateurs peuvent être citées [24] ainsi que le filtre de Kalman et ses variantes (Extended

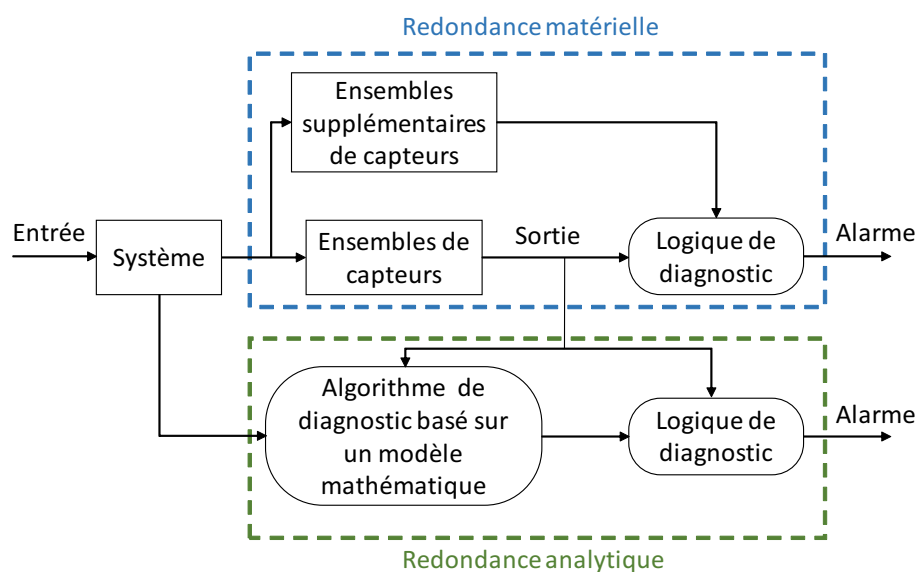


FIGURE 1.17 – Redondance matérielle et redondance analytique [20].

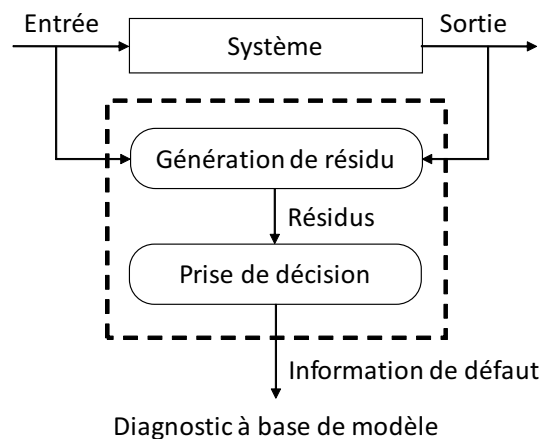


FIGURE 1.18 – Cadre conceptuel du diagnostic basé sur un modèle [20].

Kalman Filter, Unscented Kalman Filter) qui ont connu des applications intéressantes [25]. L'estimation paramétrique à base de modèle a aussi montré son efficacité [26].

L'intérêt du diagnostic basé sur un modèle réside dans le fait qu'il ne requiert que très peu de données réelles. En plus de cela, leur implémentation en temps réel est très aisée. Cependant, avec la complexité croissante des systèmes à diagnostiquer, l'un des plus grands challenges pour le diagnostic basé sur un modèle est sans doute l'incertitude de la modélisation. En effet, la plupart des modèles mathématiques proposés formulent des hypothèses simplificatrices. Par conséquent, ces modèles ne tiennent pas compte du fonctionnement du système dans sa globalité. Ce qui peut conduire à une erreur entre l'observation et le modèle. C'est pourquoi il est nécessaire de mettre en œuvre des stratégies d'estimation robuste du résidu et donc de diagnostic plus fiable.

1.4.2 Approches basées sur le signal

Cette approche se base directement sur les signaux mesurés sans passer par un modèle du système sous forme d'entrées/sorties. L'apparition d'un ou plusieurs défauts sur le système va apporter des modifications sur le signal mesuré. Ce dernier est caractérisé par des «indicateurs», en anglais «*features*», qui varient en fonction de l'état du système. Le diagnostic est ensuite réalisé à l'aide des indicateurs extraits ayant comme référence l'état sain du système. La figure 1.19 montre le schéma général du diagnostic basé sur le signal.

Les indicateurs de défaut peuvent être extraits du signal temporel «*indicateurs temporels*», de la transformée de Fourier du signal «*indicateurs fréquentiels*» ou de la transformation temps-fréquence du signal «*indicateurs temps-fréquence*». Ce qui donne lieu à trois types d'analyses : analyse temporelle, analyse spectrale et analyse temps-fréquence.

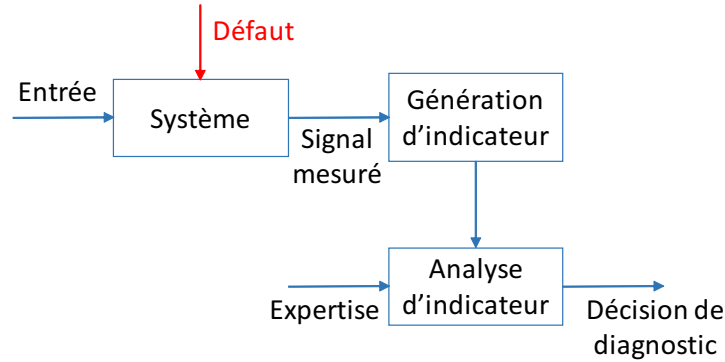


FIGURE 1.19 – Schéma du diagnostic basé sur le signal [21].

1.4.2.1 Analyse temporelle

L'analyse temporelle est la plus simple à réaliser car elle se base sur des indicateurs extraits directement du signal temporel brut ou traité. Dans la plupart des cas il s'agit de signaux vibratoires, acoustiques ou électriques. Parmi les indicateurs globaux les plus utilisés, on peut citer la valeur efficace, en anglais le RMS (Root Mean Square). Son augmentation reflète l'élévation d'énergie et par conséquent l'apparition d'une anomalie dans le système [27]. Le facteur crête est lui aussi utilisé comme indicateur temporel afin de diagnostiquer les défauts de roulements par exemple [28]. D'autres indicateurs peuvent être cités dans ce contexte comme le facteur crête à crête, la valeur maximal, etc.

Par ailleurs, on retrouve les indicateurs statistiques qui se basent sur la gaussienneté du signal. En effet, dans la plupart des cas, le signal du système sain a une distribution de probabilité gaussienne [29]. Par contre, cette distribution est déformée dans la présence de défauts. Afin de quantifier au mieux ces déformations, les indicateurs basés sur les moments statistiques ont vu le jour. Le moment statistique d'ordre n peut être défini de la façon suivante :

$$M_x = \int_{-\infty}^{+\infty} x^n P(x) dx \quad (1.9)$$

Où x est le signal temporel, $P(x)$ est sa densité de probabilité et n est l'ordre du moment. Le moment d'ordre 1 est appelé «moyenne», le moment d'ordre 2 c'est «la variance», le moment d'ordre 3 est appelé «le skewness». Le moment d'ordre 4 «Kurtosis», s'avère particulièrement intéressant pour le diagnostic vibratoire [29]. L'apparition d'un défaut se traduit généralement par l'augmentation des indicateurs statistiques.

L'avantage des indicateurs temporels est la simplicité du calcul qu'ils requièrent, rendant le diagnostic en temps réel très simple à mettre en place. Cependant, l'inconvénient majeur est leur incapacité à identifier l'élément défaillant dans le système.

1.4.2.2 Analyse fréquentielle

L'analyse fréquentielle utilise le contenu spectral d'un signal au lieu de son contenu temporel. La représentation d'un signal dans le domaine spectral s'obtient habituellement avec la transformée de Fourier discrète. Cette analyse est parfaitement adaptée pour le diagnostic des machines tournantes puisque les défauts se manifestent de façon périodique. La connaissance de la cinématique du système permet de faire le lien entre les phénomènes périodiques dans le signal et le composant défectueux. L'exemple le plus évident est celui des roulements. Les fréquences caractéristiques des composants d'un roulement peuvent être un indicateur du type de défaut [30]. La fréquence d'échantillonnage et la longueur du signal sont des facteurs influents sur la résolution du spectre et donc l'efficacité du diagnostic.

L'analyse fréquentielle est limitée au régime stationnaire. Son extension au régime variable passe obligatoirement par des méthodes comme l'échantillonnage angulaire qui permettent d'écrire le signal dans le domaine angulaire et d'annuler l'effet de la variation de vitesse sur le signal [31]. D'autres méthodes ont été utilisées pour améliorer l'analyse fréquentielle comme la méthode MED «*minimum entropy deconvolution*». En effet, les défauts mécaniques se manifestent par des chocs périodiques qu'on retrouve dans le signal de vibration sous forme de pics noyés dans le bruit. La MED vise à faire sortir les pics des défauts en améliorant le rapport signal/bruit [32].

1.4.2.3 Analyse temps-fréquence

L'analyse temps-fréquence est l'une des méthodes les plus utilisées pour le traitement des signaux non stationnaires. Ces derniers sont issus des machines opérant dans des conditions de charge variable ou de vitesse variable. Dans ce cas de figure, les simples analyses temporelles ou fréquentielles ne sont plus efficaces. Par contre, l'analyse temps-fréquence permet d'identifier les composants fréquentiels d'un signal et de suivre leurs évolutions au cours du temps [33].

Plusieurs méthodes d'analyse temps-fréquence ont été utilisées pour le diagnostic des machines tournantes. À commencer par la transformée de Fourier à court terme STFT «*Short Time Fourier Transform*», qui a connu diverses applications. Par exemple, son utilisation pour le diagnostic des défauts d'excentricité dans les moteurs à induction peut être citée [34]. La transformée d'ondelettes WT «*Wavelet Transform*» est à son tour largement utilisée comme outil de diagnostic pour les machines tournantes [35]. Cependant, l'inconvénient majeur de la STFT et la WT reste la résolution temps/fréquence. En effet, déterminer la fenêtre d'analyse afin d'observer les défauts en question s'avère être une tâche compliquée.

La distribution de Wigner–Ville WVD «*Wigner–Ville Distribution*» est aussi présente dans la littérature comme un outil d'analyse temps-fréquence. Elle a été utilisée avec succès pour le diagnostic des moteurs à combustion interne [36]. La WVD requière moins de temps de calcul et donne une meilleure résolution comparée à la STFT et la WT. Cependant, les interférences créées par la WVD restent un problème délicat dans la séparation des différents composants

spectraux. La transformée de Hilbert-Huang peut aussi être citée parmi les approches temps-fréquence. Elle a montré des résultats intéressants dans le diagnostic des défauts de roulement [37].

1.4.3 Approches basées sur la connaissance

Les approches basées sur la connaissance ont été considérées comme indépendantes des approches basées sur un modèle ou sur un signal à la fin des années 80 [38]. La spécificité de ces approches est la quantité importante de données qu'elles requièrent afin de donner des résultats satisfaisants. Le principe est de vérifier la similitude entre les signaux mesurés sur le système et la base de données existante. La décision du diagnostic est ensuite faite à l'aide d'un classificateur qui se base sur des algorithmes de reconnaissance de forme ou d'intelligence artificielle. La figure 1.20 montre le schéma global du diagnostic basé sur la connaissance.

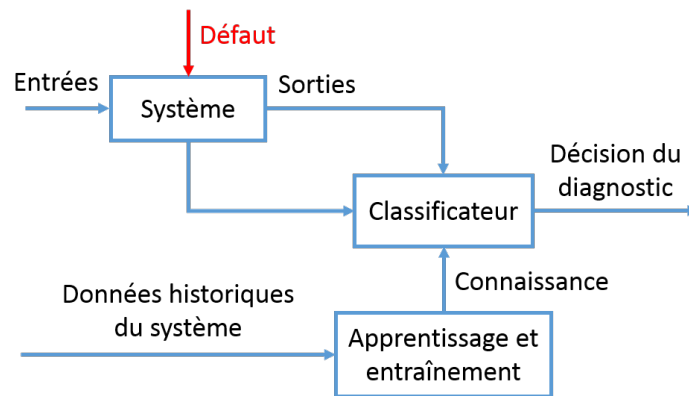


FIGURE 1.20 – Schéma du diagnostic basé sur la connaissance [23].

Les approches basées sur la connaissance peuvent être divisées en deux : approches qualitatives et approches quantitatives [23]. Le système expert est l'une des approches qualitatives. Il a été introduit dans les années 60 comme un outil d'intelligence artificielle AI «*Artificial intelligence*», puis il a connu ses premières utilisations pour le diagnostic de défaut dans les années 80. Le système expert se base sur l'expertise humaine afin de résoudre des problèmes complexes. Son efficacité pour le diagnostic a été démontrée dans [39, 40].

Les approches quantitatives sont nombreuses. On peut citer parmi elles, les réseaux de neurones NN «*Neural Network*» qui a montré son efficacité pour le diagnostic des roulements [41] et la logique floue FL «*Fuzzy Logic*» qui a été utilisée pour le diagnostic des moteurs à induction [42]. La plus récente des approches quantitatives est sans doute le SVM «*Support Vector Machine*» qui connaît beaucoup d'applications dans le diagnostic des machines tournantes [43].

L'inconvénient majeur des approches basées sur la connaissance est la quantité de données importantes qu'elle requière, ce qui rend leur utilisation coûteuse en termes de temps et d'espace de stockage.

1.5 Diagnostic des systèmes hydrauliques

De nos jours, les systèmes hydrauliques ne reçoivent pas assez d'attention comparative-ment à l'importance de leur présence dans des domaines essentiels [44]. En effet, l'implémentation de méthodes de diagnostic efficaces pourrait être très rentable, spécialement dans des secteurs comme l'industrie minière ou la sidérurgie. Le diagnostic d'un système hydraulique passe par la supervision de l'ensemble des éléments constitutifs du système. Ainsi, une multitude de capteurs peut être requise selon la complexité du système de diagnostic voulu. Par ailleurs, l'acquisition de signaux contenant des informations sur l'état du système est une étape primordiale, qui nécessite le bon choix des signaux à traiter. Habituellement, pour ce genre de système, ce sont les signaux de pression et/ou de vibration qui sont prélevés. Moins souvent, le débit, la température et l'émission acoustique sont utilisés. Dans ce qui suit, un état de l'art entrant dans la thématique du diagnostic des systèmes hydrauliques est présenté.

Dans les systèmes hydrodynamiques, les machines rotodynamiques constituent les éléments clés à superviser. Les défauts les plus courants sur ce type de machines sont les défauts de joint, les défauts de roulement, les défauts de rotor et la cavitation [45]. De ce fait, beaucoup de chercheurs se sont intéressés au diagnostic de ces défauts, la plupart des méthodes développées durant les deux dernières décennies sont des méthodes basées sur la connaissance. Dans [46], les auteurs ont présenté une étude comparative entre deux classificateurs bayésiens pour diagnostiquer une pompe centrifuge monobloc. Dans le même registre, une méthode qui utilise un réseau de neurones a été présentée dans [47] et une autre utilisant la logique floue figure dans [48]. Par ailleurs, des méthodes de diagnostic basées sur le signal peuvent aussi être trouvées dans l'état de l'art des pompes centrifuges. Par exemple dans [49], les auteurs ont présenté une méthode de diagnostic basée sur les composants spectraux des signaux de vibration et de courant électrique. Mis à part les pompes centrifuges, d'autres machines rotodynamiques ont fait l'objet de recherches comme les turbines hydrauliques. Dans [50], une étude a été menée sur la détection de cavitation dans des turbines Kaplan et Francis à l'aide de signaux de vibration, de pression et d'émission acoustique.

Les systèmes hydrostatiques sont plus compliqués à diagnostiquer que les systèmes hydrodynamiques, car ils contiennent plusieurs éléments clés : les pompes volumétriques, les actionneurs (moteur hydraulique, vérin, etc.), les distributeurs hydrauliques, les accumulateurs, etc. L'un des aspects de dégradation les plus importants pour ce type de systèmes est la pollution de l'huile. En effet, la bonne filtration de l'huile est une nécessité absolue afin d'éviter la dégradation des éléments cités précédemment. Une technique basée sur le système expert et la logique floue afin de quantifier la contamination de l'huile est présentée dans [51]. Le bruit émis par les pompes volumétriques est lui aussi un paramètre à étudier. Dans [52], une étude sur l'atténuation du bruit à l'aide d'un silencieux hydraulique est présentée.

Les vérins hydrauliques figurent parmi les éléments qui ont suscité beaucoup de curiosité de la part des chercheurs. Des méthodes de diagnostic basées sur un modèle ont été réa-

lisées afin d'identifier les frottements dans un vérin hydraulique [53, 54]. D'autres méthodes basées sur les ondelettes ont été développées afin de détecter la dégradation des joints des vérins hydrauliques [55–57]. Les distributeurs hydrauliques ont eux aussi eu leur part d'intérêt. Dans [58], une méthode basée sur le filtre de Kalman étendu EKF combinée à une méthode de classification, a été présentée. Finalement, les pompes volumétriques sont sans doute les éléments les plus ciblés par les chercheurs, vu l'influence qu'elles ont sur les performances de tout le système hydraulique. Une méthode de diagnostic de pompe à engrenages externes a été présentée dans [59]. Elle est basée sur la densité spectrale de puissance, un arbre de décision et la logique floue. Une autre méthode basée sur la logique floue est appliquée pour une pompe à cinq plongeurs en ligne [60]. Dans la sous-section 1.5.1, des travaux concernant le diagnostic des pompes à pistons axiaux sont présentés.

D'autres travaux ont visé à développer des méthodes de diagnostic de plusieurs composants d'un système hydraulique à la fois. Dans ce contexte, une méthode basée sur un réseau de neurones non supervisé a été présentée dans [61]. Une autre méthode a été présentée dans [62], basée sur les composants spectraux des signaux de vibration.

1.5.1 Diagnostic des pompes à pistons axiaux

Les pompes à pistons axiaux sont largement utilisées dans l'hydraulique de puissance, spécialement dans les applications à haute pression. En effet, elles transmettent les forces à travers l'ensemble piston/cylindre, qui ne nécessite pas des joints compliqués et qui n'engendre pas beaucoup de fuites de fonctionnement. Ainsi, le rendement obtenu est souvent très bon sur toute la plage de fonctionnement. Par conséquent, leur maintien en bon fonctionnement est crucial pour les industriels. C'est la raison pour laquelle beaucoup de chercheurs se sont intéressés depuis quelques années à développer des techniques de diagnostic capables d'assurer la fiabilité des composants clés de ces pompes.

Il existe énormément de variantes de pompes à pistons axiaux comme nous l'avons mentionné dans la section 1.2.2.5. Cependant, les composants essentiels restent communs pour la plupart des designs, à savoir, les pistons, le barillet, la plaque de distribution, le plateau cyclique, les roulements. Les travaux de recherches autour du diagnostic de ces pompes se sont diversifiés selon le composant dégradé, l'état de fonctionnement (pompe en cavitation par exemple) ou les deux à la fois.

La cavitation est l'un des premiers aspects traités dans le diagnostic des pompes à pistons axiaux. Ce phénomène se produit lorsque la pression à l'intérieur de la pompe descend en dessous de la pression de vapeur du fluide, créant des bulles d'air qui arrachent la matière des composants exposés et affectent la performance de la pompe. Dans [63], les auteurs ont étudié l'influence de la cavitation sur le rendement de la pompe ainsi que sur la nature des dégradations qu'elle inflige aux pistons et leurs cylindres. Une autre étude sur la cavitation dans une pompe à eau à pistons axiaux est présentée dans [64], elle traite la cavitation dans une pompe à

eau à pistons axiaux. Ce type de pompe est utilisé afin de créer des jets d'eau pour le nettoyage, dans les procédés d'osmose inverse des stations de dessalement, etc.

La modélisation mathématique des pompes hydrauliques peut s'avérer compliquée à cause de la complexité des systèmes étudiés. De ce fait, la plupart des méthodes de diagnostic développées pour les pompes à pistons axiaux durant la dernière décennie sont basées sur la connaissance. Dans [65], les auteurs ont présenté une méthode basée sur l'EMD «*Empirical Mode Decomposition*» combinée avec une classification floue à l'aide du C-means. Un autre travail réalisé dans [66] propose une méthode basée sur le CEEMD «*Complete Ensemble Empirical Mode Decomposition*» et un classificateur SVM. Dans le même registre, une méthode de détection de plusieurs défauts utilisant le DBN «*Deep belief Network*» est présentée dans [67]. Une autre méthode basée sur la classification par étage est présentée dans [68].

Par ailleurs, il existe aussi dans la littérature des méthodes basées sur modèle pour le diagnostic des pompes à pistons axiaux. Dans [69], une méthode basée sur la modélisation des signaux de vibration avec une transformée d'ondelette adaptative est présentée. Cette méthode a été appliquée sur un moteur hydraulique à pistons axiaux. En effet, les méthodes de diagnostic qui s'appliquent pour ce type de moteur peuvent aussi s'appliquer pour les pompes à pistons axiaux, car les deux types de machines utilisent la même technologie piston/cylindre. Un autre travail très récent [70] utilise une méthode d'observateur non-linéaire à entrée inconnue pour diagnostiquer les défauts de fuites. Finalement, quelques travaux de diagnostic basé sur le signal peuvent être cités [71, 72].

D'autres chercheurs ont développé des techniques de pronostic pour les pompes à pistons axiaux. Dans [73], une approche est proposée afin d'estimer le TTF «*Time To failure*» avec un observateur non linéaire dans le cas d'un défaut d'usure de piston et d'un défaut de capteur de pression. De la même manière, une méthode qui vise à estimer le RUL «*Remaining Useful Life*» à l'aide du filtre de Wiener, est proposée dans [74].

1.6 Conclusion

La supervision des pompes à pistons axiaux a fait l'objet d'études d'un bon nombre de chercheurs. Cependant, la complexité de leur technologie rend le développement de méthodes de diagnostic pour ce type de machines, une tâche difficile à réaliser. Compte tenu de l'importance de ces pompes dans les installations hydrauliques, il est aujourd'hui nécessaire de mettre au point des techniques efficaces afin de diagnostiquer les anomalies à un stage précoce de leur apparition. Les méthodes de diagnostic se divisent en trois groupes selon l'approche utilisée. On distingue ainsi des méthodes basées sur le signal, sur un modèle ou bien sur la connaissance.

Dans les chapitres suivants, différentes approches sont utilisées afin de diagnostiquer les défauts de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux.

Chapitre 2

Modélisation et simulation

Sommaire

2.1 Introduction	34
2.2 Introduction aux pompes à pistons axiaux	34
2.2.1 Principe de fonctionnement	34
2.2.2 Description de la pompe HYDAC	36
2.2.3 Modes de défaillance	38
2.3 Dispositif expérimental	40
2.3.1 Banc d'essai hydraulique	40
2.3.2 Instrumentation et acquisition	42
2.4 Modélisation du système	42
2.4.1 Modèle Simscape	44
2.4.2 Modèle Simulink	48
2.5 Comparaison entre simulation et expérimentation	56
2.5.1 À l'état sain	57
2.5.2 En présence de fuites internes	57
2.6 Conclusion	61

2.1 Introduction

Une pompe à pistons axiaux est une machine au comportement complexe susceptible de manifester différents types de défauts. Le développement d'une méthode de diagnostic adéquate pour une telle machine passe nécessairement par la compréhension de son principe et ses modes de fonctionnement. Une des approches pour décrire le comportement de la machine est la modélisation de sa dynamique sous forme d'équations mathématiques. Cette approche analytique offre plusieurs perspectives pour l'ingénierie des systèmes notamment la simulation, la régulation, le contrôle, etc.

Ce chapitre commence par expliquer globalement le principe de fonctionnement des pompes à pistons axiaux, typiquement celles qui sont conçues avec un barillet tournant. Il s'en suit, une description détaillée de la pompe utilisée dans la partie expérimentale de notre travail est présentée. Cette partie permet de connaître les composants internes de la pompe et de comprendre son mécanisme de pompage. Après cela, une étude des modes de défaillance est présentée. Cette partie permet de nous aiguiller sur les paramètres à surveiller pour diagnostiquer les défauts dans les chapitres suivants.

Dans la suite du chapitre, une étude bibliographique sur la modélisation des pompes à pistons axiaux est présentée. L'objectif de cette partie est de bien se situer par rapport à la littérature, afin d'introduire au mieux la modélisation utilisée dans notre travail. Dans ce contexte, deux modèles sont présentés. Le premier a été implémenté sur Simscape et le deuxième sur Simulink. Le premier modèle découle d'un modèle prédéfini de la bibliothèque Simscape, c'est un modèle général qui permet de comprendre le comportement dynamique du système sans s'intéresser aux détails de la pompe testée. Le deuxième modèle, quant à lui, est plus détaillé et permet de prendre en considération la conception et les dimensions d'une pompe donnée. Les simulations réalisées avec le deuxième modèle permettent de comparer entre les signaux de pression simulés et réels pour différents modes de fonctionnement (état sain et en présence de fuites).

2.2 Introduction aux pompes à pistons axiaux

Avant d'étudier les défaillances qui peuvent survenir dans une pompe à pistons axiaux, nous allons tout d'abord présenter ses différents composants ainsi que son principe de fonctionnement. La description est réalisée à partir d'une pompe conçue avec un barillet tournant.

2.2.1 Principe de fonctionnement

Les éléments essentiels constituant une pompe sont : les pistons, le barillet, le plateau cyclique et la plaque de distribution (voir la figure 2.1). Les pistons sont positionnés de façon circulaire dans le barillet mobile en rotation autour de l'arbre d'entraînement. Ainsi lors du

mouvement de rotation de ce barillet, l'ensemble piston-rotule glisse en appui sur un plateau oblique immobilisé en rotation et libre en inclinaison. Le piston est ainsi animé d'un mouvement de translation dans le barillet qui génère le pompage. Une plaque de distribution portant deux lumières circulaires permet l'admission ou le refoulement du fluide de/vers la chambre du piston. L'aspiration se fait sur un demi-tour de rotation et le refoulement sur l'autre demi-tour. Derrière la plaque de distribution (à l'extrémité opposée au plateau oblique), la pompe dispose d'une chambre d'aspiration et de refoulement permettant la connexion aux tuyaux d'admission et de refoulement. Le fluide passe de la chambre d'aspiration à travers le port d'aspiration de la plaque de distribution pour remplir les pistons pendant le premier demi-tour de rotation. Durant le deuxième demi-tour, le fluide part des pistons vers la chambre de refoulement en passant par le port de refoulement de la plaque de distribution.

Pour comprendre le cycle de pompage par un piston, nous allons considérer que la position initiale du piston est le PMH (Point Mort Haut). Ce dernier représente la position la plus proche du piston par rapport à la plaque de distribution, par conséquent, le PMB (Point Mort Bas) représente la position la plus éloignée du piston par rapport à la plaque de distribution. Nous assumons que la rotation se fait selon le sens horaire et que le mouvement du piston vers la plaque de distribution représente le sens positif de translation. Le piston démarre au PMH et se présente peu à peu en face du port d'aspiration de la plaque de distribution tout en effectuant un mouvement de translation négatif. Pendant cette phase, le piston se remplit avec le fluide, la pression est égale à la pression basse de la chambre d'aspiration (position A sur la figure). Arrivé au PMB, le piston rempli par le fluide inverse le sens de sa course, entre progressivement en contact avec le port de refoulement de la plaque de distribution poussant le fluide en pression dans la chambre de refoulement (position B sur la figure).

Nous avons mis en œuvre ce type de pompe dans le cadre de cette thèse et par conséquent

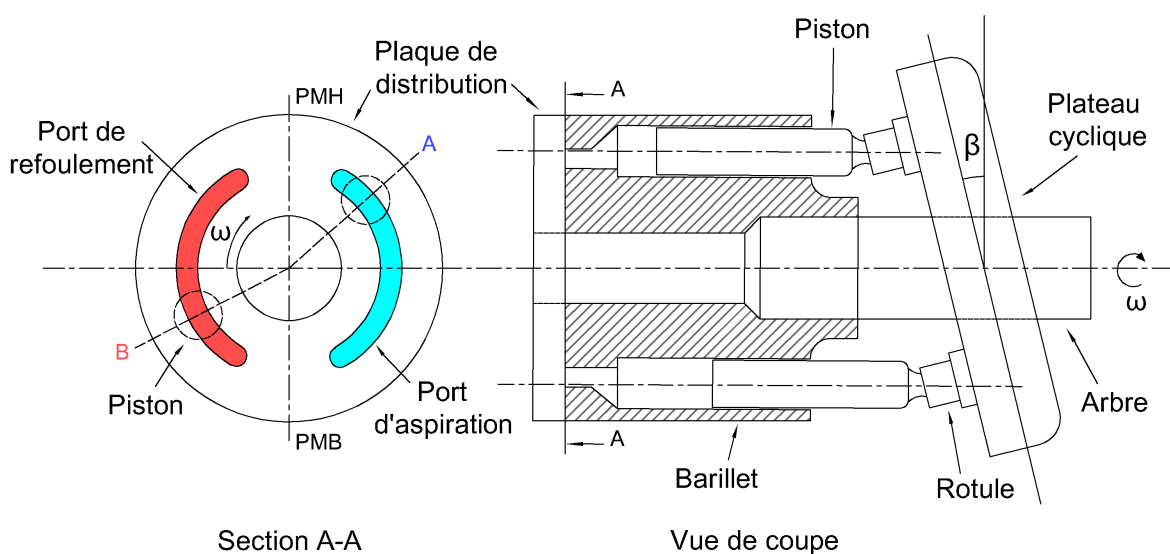


FIGURE 2.1 – Illustration du principe de fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux.

choisi un produit adapté à notre projet (pompe Hydac). C'est cette pompe que nous allons présenter dans la section suivante.

2.2.2 Description de la pompe HYDAC

La pompe HYDAC PPV103-10 est une pompe hydraulique à pistons axiaux qui contient neuf pistons. Son prix avoisine les 1000 euros. C'est une pompe à cylindrée variable fonctionnant avec un barillet tournant. Elle se compose principalement de : pistons, barillet, plateau cyclique, plaque de distribution. Le piston est un corps cylindrique creux traversé par un orifice au milieu, à son extrémité se trouve une rotule à surface annulaire traversée également par un orifice à son centre (voir figure 2.2a). Le barillet a une forme cylindrique. D'un côté, il contient neuf alésages cylindriques qui servent comme logement aux pistons et de l'autre côté neuf lumières qui servent à connecter les pistons aux chambres d'aspiration et de refoulement (voir figure 2.2b). Le plateau cyclique est montré sur la figure 2.2c. D'un côté, il contient une surface circulaire traitée afin de minimiser les frottements avec les rotules. De l'autre côté, il contient deux coussinets cylindriques qui lui permettent de pivoter et ainsi changer la cylindrée de la pompe. La plaque de distribution est une pièce circulaire qui contient deux ports : le premier est le port d'aspiration qui contient deux lumières et le deuxième est le port de refoulement qui contient trois lumières. Cette pièce assure la connexion des lumières du barillet avec les chambres de refoulement et d'aspiration de la pompe (voir figure 2.2d). À l'entrée de chaque port de la plaque de distribution, il y a un sifflet d'une forme triangulaire. Ces sifflets servent à diminuer les ondulations du signal de pression de sortie. D'autres composants complètent la pompe : le régulateur de cylindrée, le ressort de retour, l'arbre d'entraînement et les roulements.

La pompe est traversée par un arbre d'entraînement guidé par un roulement à aiguilles d'un côté et un roulement à billes de l'autre côté (voir la figure 2.3a). L'arbre traverse le plateau cyclique, le barillet et la plaque de distribution. Le seul composant entraîné en rotation est le barillet. La transmission du mouvement rotatif se fait par des cannelures mécaniques. Ce mouvement est ensuite reçu par les pistons qui sont logés dans les cylindres du barillet. Au bout de chaque piston, une rotule permet son articulation et le glissement sur le plateau cyclique (ou plateau inclinable). Ce plateau est incliné par rapport à l'axe de rotation. Cette inclinaison définit à la fois la longueur et le changement de la course des pistons. Les rotules sont en appui plan sur le plateau cyclique et sont maintenues en contact avec celui-ci par un anneau de retenue pendant la phase d'aspiration (voir figure 2.3). La paire (plateau cyclique/anneau de retenue) assure le guidage des pistons en translation. L'anneau de retenue est monté sur un coussinet sphérique mâle qui lui permet de pivoter afin d'avoir la même inclinaison que le plateau cyclique.

La cylindrée de la pompe est ajustable à l'aide de la vis de réglage de cylindrée (régulateur de cylindrée) et du ressort de rappel. Le barillet est maintenu contre la plaque de distribution grâce à un ressort central qui assure le jeu de fonctionnement voulu entre les deux composants.

Tous les composants internes de la pompe sont immergés dans un carter rempli d'huile qui sert à lubrifier les éléments en mouvement.



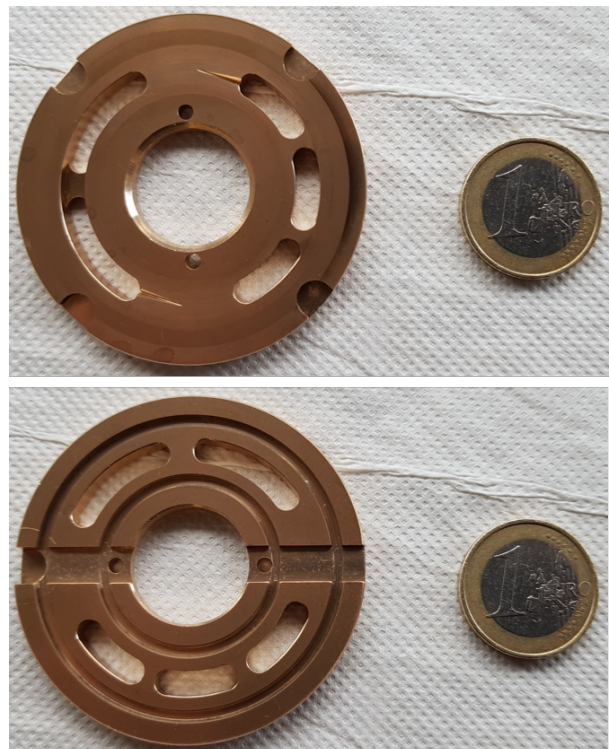
(a) Piston.



(b) barillet.

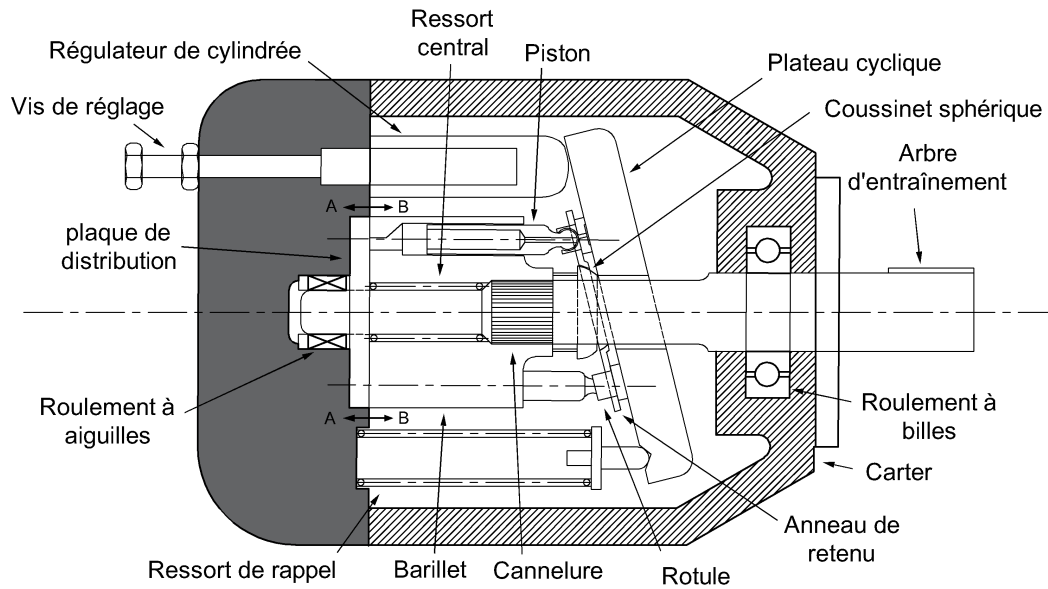


(c) plateau cyclique.

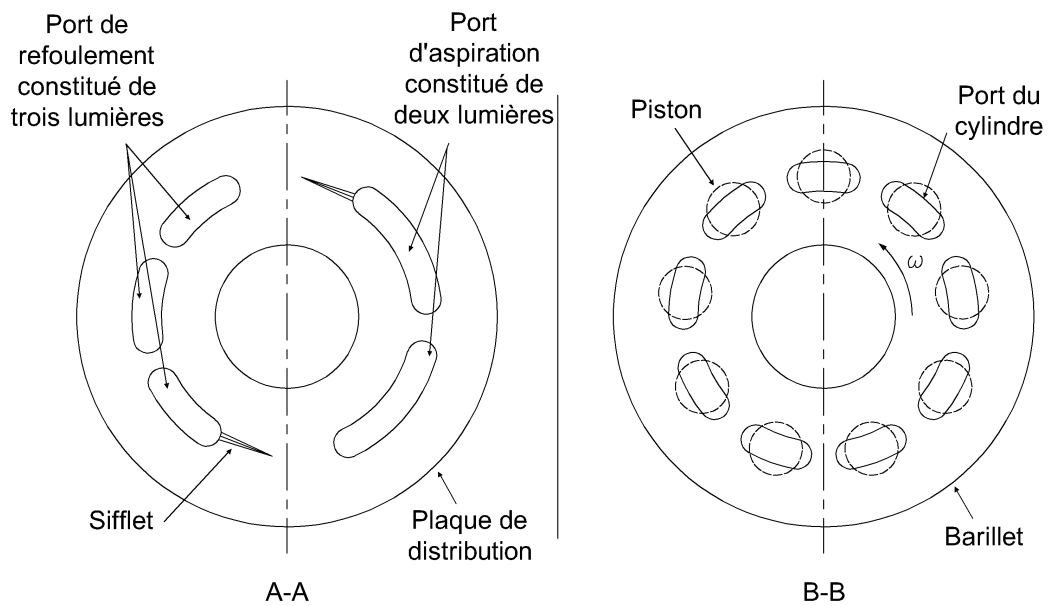


(d) plaque de distribution.

FIGURE 2.2 – Composants essentiels de la pompe HYDAC.



(a) Vue en coupe de la pompe HYDAC.



(b) Vues des sections A-A et B-B.

FIGURE 2.3 – Schématisation de la pompe HYDAC.

2.2.3 Modes de défaillance

L'objectif étant la mise en place d'une maintenance préventive conditionnelle, nous proposons dans cette section une étude des modes de défaillance de cette pompe. La table 2.1 regroupe les principaux modes de défaillance habituels pour ce type de pompe ainsi que leurs

causes et leurs impacts.

TABLE 2.1 – Modes de défaillance par composant.

Composant	Mode de défaillance	Cause	Impact
Piston.	-Usure. -Grippage.	-Frottement avec le barillet.	-Perte de performance. -Augmentation du bruit et des vibrations. -Augmentation des fuites internes.
Barillet.	-Usure. -Grippage.	-Frottement avec les pistons. -Frottement avec la plaque de distribution.	-Perte de performance. -Augmentation du bruit et des vibrations. -Augmentation des fuites internes.
	-Casse des cannelures.	-Fatigue. -Défaut d'usinage.	-Bruit et vibration très élevés. -Augmentation du couple d'entraînement requis.
Plaque de distribution.	-Usure. -Grippage.	-Frottement avec le barillet.	-Perte de performance. -Augmentation du bruit et des vibrations. -Augmentation des fuites internes.
Coussinet sphérique.	-Casse des cannelures.	-Fatigue. -Défaut d'usinage.	-Perturbation des courses des pistons. -Augmentation du bruit et des vibrations.
Plateau cyclique.	-Usure. -Grippage.	-Frottement avec les rotules.	-Perte de performance. -Augmentation du bruit et des vibrations. -Augmentation des fuites internes.
Roulements.	-Grippage. -Écaillage. -Fissure.	-Fatigue. -Effort trop important.	-Augmentation du couple d'entraînement requis. -Augmentation du bruit et des vibrations.
Ressort central	-Diminution de la raideur.	-Vieillessement.	-Perte de performance. -Augmentation des fuites internes.
Suite à la page suivante.			

TABLE 2.1 – Modes de défaillance par composant.

Composant	Mode de défaillance	Cause	Impact
Ressort de retour	-Diminution de la raideur.	-Vieillessement.	-Réglage de cylindrée imprécis.
Rotule	-Jeu -Grippage. -Casse.	-Frottement avec le piston. -Frottement avec le plateau cyclique.	-Perte de performance. -Augmentation du bruit et des vibrations. -Augmentation des fuites internes.

À partir de la table 2.1, il peut être constaté que le mode de défaillance le plus courant est le grippage. Ce dernier est généralement le résultat des frottements qui se produisent à l'intérieur d'un composant ou entre deux composants en contact. En effet, les frottements entre composants, même s'ils sont lubrifiés, provoquent des dégradations sur les surfaces en action. Quand les composants dégradés sont directement concernés par l'effet de pompage (piston, barillet, plaque de distribution, plateau cyclique), la performance du système est impactée. Ceci est accompagné par l'augmentation du bruit, des vibrations et des fuites internes. D'où notre intérêt pour les fuites internes qui sont le résultat direct de la dégradation des composants internes de la pompe.

2.3 Dispositif expérimental

2.3.1 Banc d'essai hydraulique

Afin de réaliser les expérimentations nécessaires à notre étude, nous avons développé un banc d'essai hydraulique qui permet l'exploitation de la pompe HYDAC (voir figure 2.4). Lors de la rédaction du cahier des charges, nous avons veillé à équiper le banc avec les éléments qui permettent son utilisation dans différentes conditions de fonctionnement (charge, vitesse). La fabrication du banc, quant à elle, a été assurée par un professionnel (FLUIDEXPERT). Ce banc est principalement constitué d'une pompe à pistons axiaux, modèle HYDAC PPV103-10, entraînée par un moteur électrique triphasé. L'accouplement entre le moteur et la pompe est du type flexible. Le bloc moteur-pompe est installé au-dessus d'un réservoir de 100L. Le banc dispose aussi d'un coffret électrique installé à côté du réservoir. Ce coffret comprend un panneau de contrôle ainsi qu'un variateur de vitesse électrique à l'intérieur.

Le banc fonctionne en circuit ouvert de la manière suivante : le fluide est aspiré du réservoir par la pompe, il passe ensuite par un distributeur hydraulique qui selon sa position renvoie le

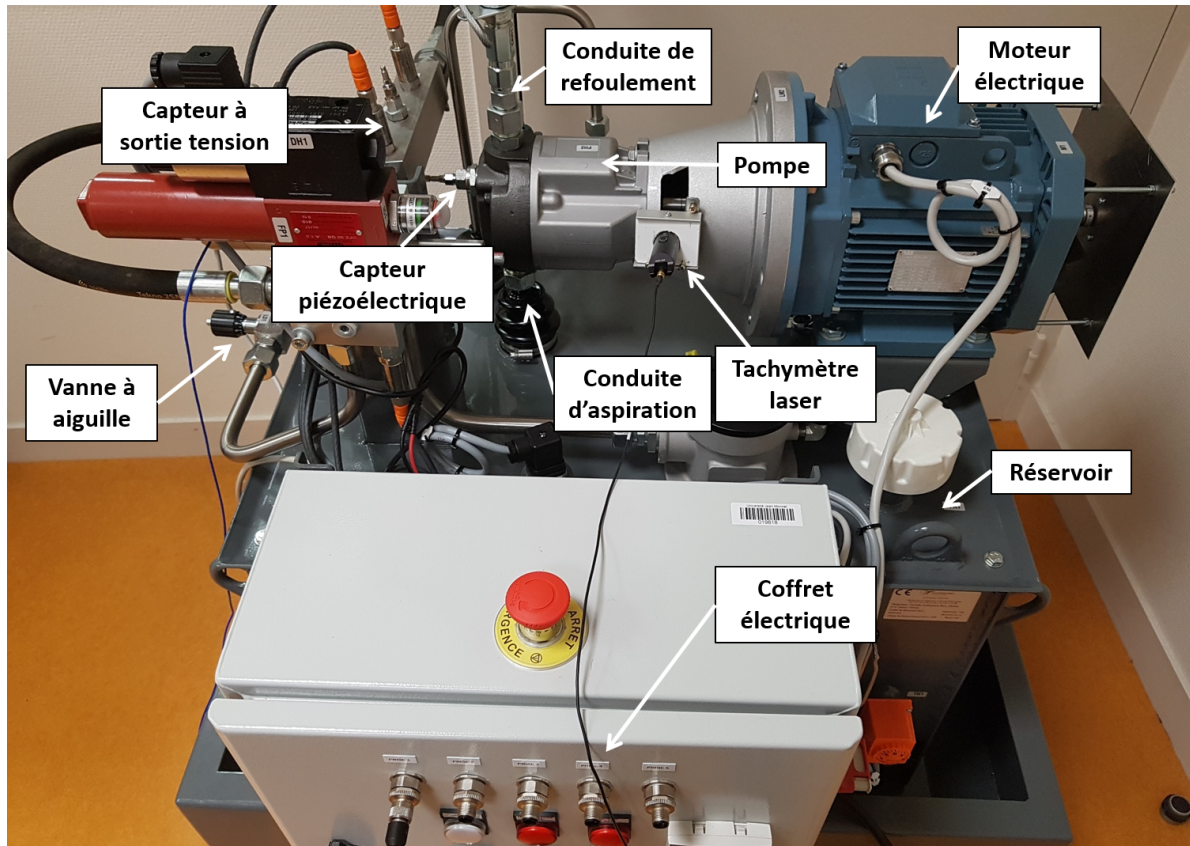


FIGURE 2.4 – Banc expérimental hydraulique.

fluide au réservoir ou vers une vanne à aiguille (limiteur de débit). Le circuit contient différents types de filtres (filtre à air, filtre de pression, filtre retour) afin d'assurer une bonne filtration de l'huile et d'éviter sa contamination. En effet, une mauvaise filtration de l'huile provoquerait une dégradation prématurée des composants du banc. L'huile utilisée est du type TELLUS S2 V32 dont la masse volumique ρ est de 872 kg/m^3 et la viscosité cinématique ν est de $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ à 40°C . La température de l'huile est mesurée à l'aide d'un thermomètre placé sur le côté du réservoir.

La pompe étudiée contient 9 pistons et a une cylindrée variable. La cylindrée maximale de la pompe de 10 cm^3 , est obtenue quand l'angle d'inclinaison du plateau cyclique est à son maximum. La pression nominale de la pompe est de 250 bars . Afin de respecter la puissance nominale du moteur qui est de 2.2 kW , la cylindrée de la pompe a été ajustée de façon à ce que le débit ne dépasse pas 5 l/min . Le banc dispose aussi d'un limiteur de pression réglé à 180 bars utilisé comme sécurité supplémentaire.

Pour plus de détails concernant les composants du banc, le lecteur pourra se référer à l'annexe A. La figure A.1 montre le schéma initial du banc hydraulique avant qu'il ne soit modifié. En effet, quelques changements sont à mentionner comme la suppression du débitmètre afin d'éviter les effets qu'il peut avoir sur la pression du circuit. De plus, le capteur de pression piézoélectrique et le tachymètre laser ne sont pas représentés sur le schéma initial (voir figure A.1).

Cependant, la configuration finale du circuit hydraulique est montrée sur la figure 2.5. Cette représentation simplifiée comporte les éléments essentiels à la compréhension de notre étude.

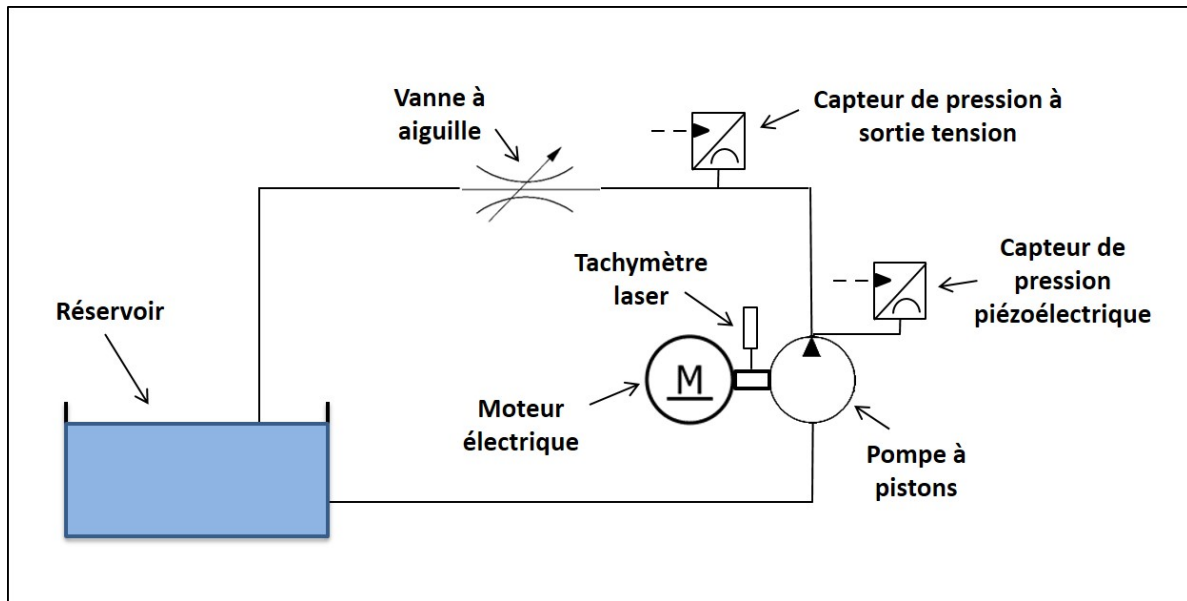


FIGURE 2.5 – Représentation simplifiée du circuit hydraulique du banc.

2.3.2 Instrumentation et acquisition

Le signal de pression en sortie de pompe est acquis à l'aide de deux capteurs. Le premier est piézoélectrique PCB113B22 avec une sensibilité de 148.6 mV/MPa (placé sur la chambre de refoulement). Le deuxième est à sortie tension IFM PU5401 (placé sur la conduite de sortie). Le premier est un capteur piézoélectrique (haute fréquence) qui ne renvoie pas la composante continue du signal, mais qui donne un excellent rapport signal/bruit. Le deuxième est un capteur à sortie tension (basse fréquence) qui transmet la composante continue. Par ailleurs, un tachymètre laser est fixé sur la lanterne afin de détecter le passage d'une bande réfléchissante placée sur l'accouplement moteur-pompe. Le but de ce dispositif est de servir comme top tour. Les signaux sont acquis simultanément avec une carte d'acquisition NI 9234. La fréquence d'échantillonnage a été fixée à 51200 Hz (fréquence maximale de la carte) et la durée d'acquisition à 10 s (assez longue durée qui permet d'avoir une bonne résolution fréquentielle).

2.4 Modélisation du système

La variable la plus pertinente est la pression instantanée qui porte une grande partie de l'information résultant de la cinématique de la machine. C'est la raison pour laquelle on va maintenant s'intéresser à sa modélisation. Cette dernière apportera une meilleure compréhension du comportement dynamique du système et permettra l'utilisation de méthodes de diagnostic

à base de modèle. Pour avancer sur ce point, on présente dans ce qui suit un état de l'art sur la modélisation de pompes à pistons axiaux.

Le travail effectué dans [75] représente une des premières références traitant la modélisation de pompes à pistons axiaux. Les auteurs modélisent leur système afin de simuler le signal de pression à l'intérieur des pistons. Ceci a pour but de comprendre les effets de la cavitation et du flux inverse sur la pression de sortie. Dans [76], les auteurs donnent des explications plus détaillées concernant l'écoulement du fluide entre les pistons et la plaque de distribution en partant de l'équation de conservation de la masse. D'autres chercheurs ont essayé d'expliquer le comportement dynamique du système quand la pompe est munie d'un régulateur de pression [77, 78].

L'un des aspects qui ont suscité beaucoup d'attention de la part des chercheurs est la forme des ondulations des signaux de pression et de débit. Dans [79], l'auteur montre l'intérêt d'avoir un nombre impair de pistons dans la réduction des ondulations de débit. Dans [80], les auteurs proposent une méthode qui permet la réduction des ondulations de pression en utilisant une source auxiliaire de débit. Le développement de puissants logiciels de modélisation en mécanique des fluides (*Computational fluid dynamics* CFD) a permis d'observer les variations du débit en tenant compte de la compressibilité du fluide [81, 82]. Dans [83], les auteurs s'intéressent aux caractéristiques du signal de pression pour une vitesse et une cylindrée variables.

D'autres études ont été menées dans le but de comprendre les interactions entre les différents composants de la pompe en termes de force et de couple. Dans [84], l'auteur modélise les forces de friction entre les pistons et les alésages des cylindres. Cette modélisation permet de comprendre certains phénomènes, comme la diminution des forces de friction lorsque la vitesse de rotation augmente. Dans [85], une étude sur les forces et les couples générés entre le barillet et la plaque de distribution est présentée. Les résultats obtenus donnent un ordre de grandeur des forces et des couples moyens appliqués dans la zone de contact de ces deux composants. Dans [86], les auteurs décrivent le couple généré sur le plateau cyclique par le mouvement alternatif des pistons, ce qui permet d'établir la relation entre la vitesse de rotation et couple.

Une grande partie des travaux de modélisation ont eu pour objectif l'aide à la conception des pièces de la pompe. Par exemple, la forme géométrique des sifflets joue un rôle important dans la réduction des ondulations de pression. Dans [87], l'auteur analyse l'influence d'un sifflet selon sa géométrie dans la réduction des ondulations. Il montre ainsi l'existence de trois types de sifflets selon la variation de la section de passage (sifflet à section constante, sifflet à section variable linéairement et sifflet à section variable quadratiquement). Paradoxalement, les résultats obtenus montrent que le type de sifflet le plus courant (à variation quadratique) ne donne aucun avantage comparé aux deux autres. Dans [88, 89], deux travaux étudient l'effet des rainures sur le piston et sur la rotule. Ces travaux ont permis de dégager des instructions concernant la conception optimale que devraient avoir les composants en question. Dans [90], la modélisation proposée a permis d'étudier l'influence du changement d'angle de calage sur

les ondulations de pression et de débit. Ainsi, un intervalle angulaire optimal a été déterminé afin de minimiser ces ondulations. Un autre moyen pour réduire les ondulations consiste à créer des trous d'amortissement '*damping hole*' dans la plaque de distribution. Cette solution est étudiée à l'aide d'un modèle mathématique dans [91].

D'autres aspects influents sur le fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux ont été traités à l'aide de modèles mathématiques, comme les propriétés du fluide [92] et la surface de contact entre barillet et plaque de distribution [93]. D'autres modèles mathématiques ont été également introduits pour décrire les fuites de pompe. Dans [1], une modélisation des différents types de fuites internes est proposée. On distingue alors quatre types de fuites : fuite entre piston et barillet, fuite entre piston et rotule, fuite entre barillet et plaque de distribution et finalement fuite entre rotule et plateau cyclique. Dans [94], les auteurs ont proposé une modélisation plus représentative du fonctionnement de la pompe en y incluant les paramètres de la conception mécanique comme les rainures des pistons.

Dans cette thèse, nous nous sommes focalisés sur le diagnostic de fuite. Deux modèles décrivant une pompe à pistons axiaux sont présentés. Le premier est réalisé sur Simscape et le deuxième sur Simulink. Ces modèles sont par la suite utilisés dans le chapitre 4 afin d'implémenter deux méthodes différentes de diagnostic à base de modèle.

2.4.1 Modèle Simscape

2.4.1.1 Description du modèle

Les premiers travaux de recherche bibliographique et de modélisation nous ont permis de découvrir des modèles existants dans l'environnement Matlab. Nous avons commencé par reprendre ces travaux, en particulier un modèle de pompe à pistons axiaux intitulé '*Hydraulic Axial-Piston Pump with Load-Sensing and Pressure-Limiting Control*'. Ce modèle a été réalisé avec Simscape, il modélise une pompe à pistons axiaux avec un système de détection de charge. Simscape est un langage de modélisation qui fait partie de Simulink. Il dispose d'une librairie constituée de blocs modélisant des composants physiques.

Afin de modéliser notre système, le modèle Simscape existant a été modifié de la manière suivante : toute la partie de détection de charge (Load sensing) a été enlevée, le nombre des pistons a été changé de 5 à 9 et l'orifice à section variable a été remplacé par un orifice fixe.

Le modèle obtenu est montré dans la figure 2.6. Il est globalement constitué de :

- Bloc vitesse angulaire '*Ideal Angular Velocity Source*' qui modélise une vitesse angulaire d'entraînement constante.
- Bloc pompe à pistons axiaux constitué de neuf sous-systèmes pour neuf pistons.
- Bloc propriété du fluide '*Hydraulic fluid*' qui permet de choisir le type de fluide à pomper.
- Bloc orifice fixe '*Fixed orifice*' qui modélise un orifice de section circulaire. Il sert à charger le système en changeant la valeur de la section de passage.

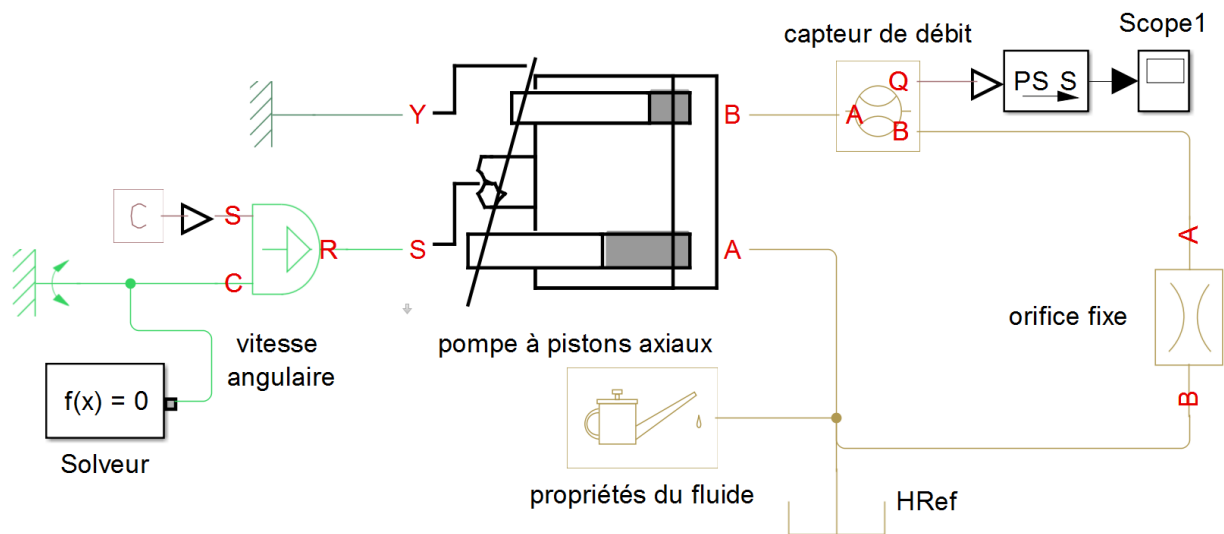
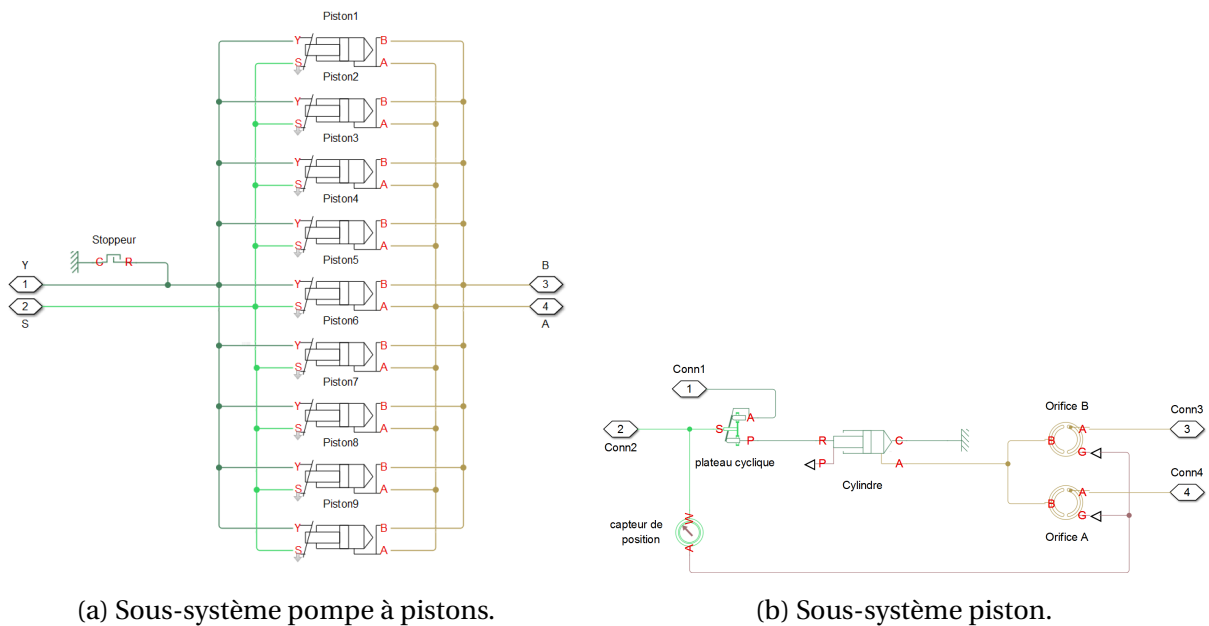


FIGURE 2.6 – Modèle Simscape.

— Bloc capteur de débit 'Hydraulic flow rate sensor' qui sert à collecter le signal de débit en sortie pompe.

La figure 2.7a montre la configuration du sous-système pompe à pistons axiaux, qui contient 9 sous-systèmes représentant 9 pistons. Chaque sous-système piston comprend 4 connexions. Du côté gauche, il y a une connexion à la source de vitesse angulaire et une connexion à un stoppeur 'Translational Hard Stop' qui limite la course des pistons dans un certain intervalle.



(a) Sous-système pompe à pistons.

(b) Sous-système piston.

FIGURE 2.7 – Détails du bloc pompe à pistons axiaux.

Du côté droit, il y a deux connexions hydrauliques pour l'entrée/sortie fluide. La figure 2.7b montre la configuration du sous-système lié à un seul piston. Il est constitué de :

- Bloc plateau cyclique '*swash plate*' qui transforme le mouvement rotatif de l'arbre en mouvement de translation des pistons;
- Bloc cylindre '*Single-Acting Hydraulic Cylinder*' qui convertit l'énergie mécanique en énergie hydraulique;
- Deux blocs orifices variables A et B '*Porting Plate variable Orifice*' qui modélisent la section de contact variable entre l'orifice du piston et les lumières de la plaque de distribution;
- Capteur de position '*Angle sensor*' qui communique la position angulaire de l'arbre aux deux orifices variables.

L'annexe B contient une description détaillée des blocs Simscape utilisés dans notre modèle. Pour plus d'informations, il faut se référer à la bibliothèque Simscape dans Matlab. Bien évidemment, il faut avoir à disposition la toolbox Simscape pour pouvoir naviguer dans la bibliothèque.

2.4.1.2 Simulation

La table 2.2 résume les principaux paramètres du modèle Simscape. La plupart de ces valeurs sont celles du modèle Mathworks de base. En effet, le modèle Simscape ne reprend pas les dimensions de la pompe HYDAC pour les raisons suivantes :

- Les blocs Simscape ne sont pas modifiables. Par exemple, le bloc '*Porting Plate variable Orifice*' modélise une plaque de distribution avec deux lumières, une pour l'aspiration et une pour le refoulement. Alors que la plaque de distribution HYDAC contient 5 lumières (voir figure 2.2d). Les angles de calage et les dimensions du sifflet sont aussi des paramètres restreints. Ces restrictions rendent la modélisation exacte de la pompe impossible à réaliser sous l'environnement Simscape.
- La méthode de diagnostic appliquée au modèle Simscape dans le chapitre 4, n'utilise pas le modèle physique de la pompe, mais plutôt le modèle du signal de débit.

Les valeurs des paramètres de base sont spécifiées dans l'onglet '*Model properties*' de Simulink. Les phases des pistons sont spécifiées dans les paramètres du sous-système pompe à pistons axiaux. La section de l'orifice fixe est égale à 10^{-4} m^2 , ce qui correspond à un diamètre d'orifice de 11 mm. Ainsi, la charge appliquée au système est très petite. Le type d'huile choisi dans le bloc 'Hydraulic Fluid' est ISO VG 32, qui a une masse volumique de 857.2 kg/m^3 et une viscosité cinématique de $31.8 \text{ mm}^2/\text{s}$ à 40°C . En ce qui concerne les simulations, le solveur utilisé est du type ode23t à pas variable.

La figure 2.8 montre le signal de débit simulé à l'intérieur du piston 1. Ce signal a une forme sinusoïdale à la fréquence de rotation qui est de 1200 tr/min, ainsi la période est égale à 0.05 s.

Cette forme vient de la modélisation du débit à l'aide des blocs 'Swash Plate' et 'Translational Hydro-Mechanical Converter' (voir l'annexe B). En effet, le changement du volume et du débit à l'intérieur du cylindre se fait d'une manière sinusoïdale, dont la partie négative représente la phase d'aspiration et la partie positive représente la phase de refoulement. Un petit saut est observable sur la sinusoïde aux alentours de zéro. Ce saut est dû au passage du piston par l'espace entre les deux lumières de la plaque de distribution. Les signaux de débit à l'intérieur des autres cylindres ont la même forme à un déphasage près de $2\pi/9$ entre deux pistons successifs.

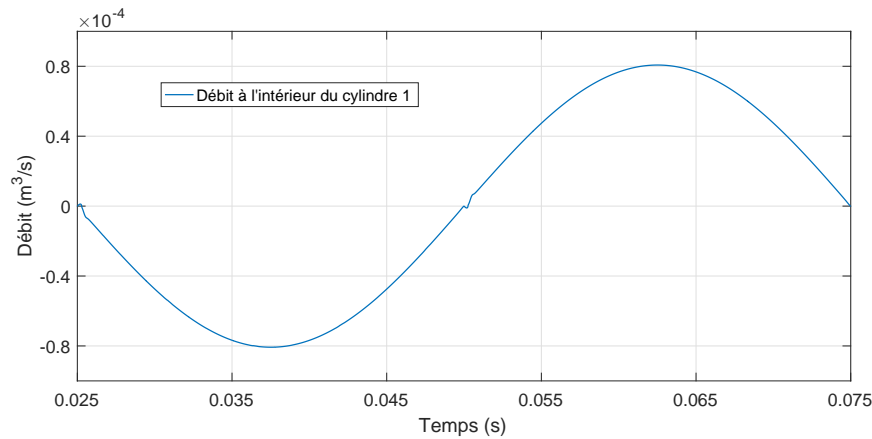


FIGURE 2.8 – Signal du débit à l'intérieur du cylindre 1.

La figure 2.9 montre le signal simulé du débit sortant du cylindre 1. Ce signal est nul pendant la phase d'aspiration et sinusoïdal pendant la phase de refoulement. Cette forme est due au temps de connexion du piston avec les ports d'aspiration et de refoulement de la plaque de distribution. En effet, il n'y a pas de débit refoulé pendant la première demi-période du signal, car le piston est connecté au port d'aspiration pendant ce temps-là. Cependant, durant la

TABLE 2.2 – Principaux paramètres du modèle Simscape.

-Rayon primitif du barillet.	0.04 m
-Diamètre port de cylindre.	0.007 m
-Section du piston.	$1.77 \times 10^{-4} m^2$
-Nombre de pistons.	9
-Course du piston.	0.06 m
-Vitesse de rotation.	125.7 rad/s (1200 tr/min)
-Inclinaison maximale du plateau cyclique.	35 deg (0.6109 rad)
-Bras de levier du régulateur de cylindrée.	0.055 m
-Déphasage entre deux pistons.	$2\pi/9$
-Section de l'orifice fixe.	$10^{-4} m^2$

deuxième demi-période du signal, le piston est connecté au port de refoulement de la plaque de distribution. Ainsi, le fluide passe du piston à la chambre de refoulement.

La figure 2.10 montre en bas, les débits sortants de tous les cylindres et en haut le débit total qui sort de la pompe en haut. Le débit sortant de la pompe par la chambre de refoulement est égal à la somme des débits sortants de tous les cylindres.

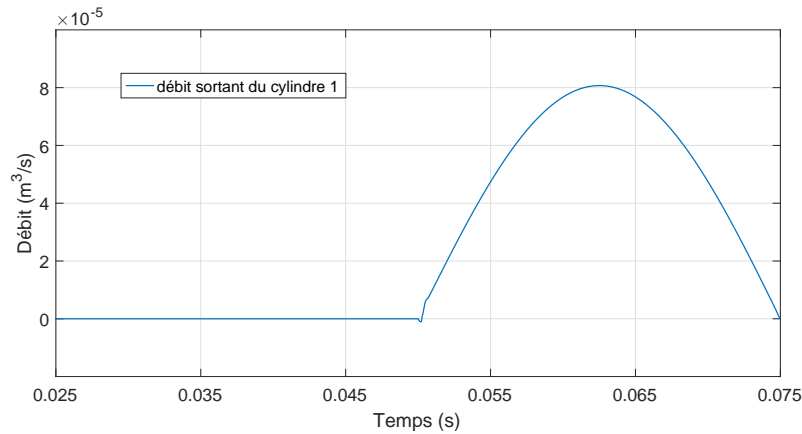


FIGURE 2.9 – Signal du débit sortant du cylindre 1.

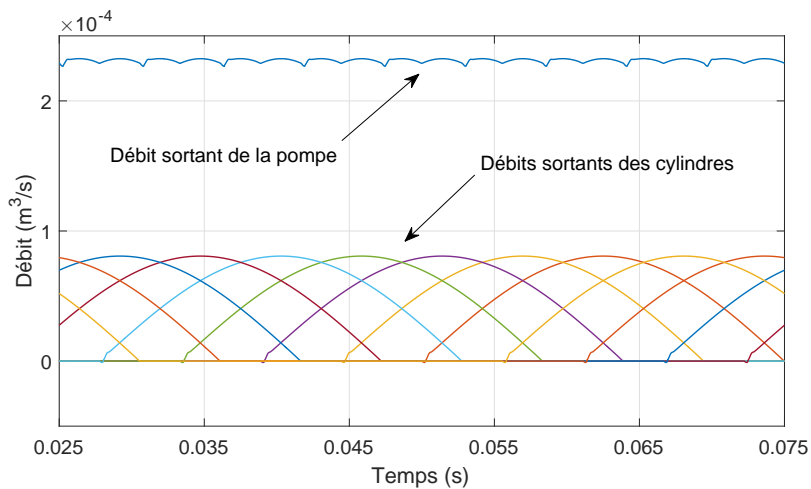


FIGURE 2.10 – Signaux des débits sortants de la pompe et des cylindres.

La figure 2.11 montre un agrandissement des fluctuations du signal de débit sortant de la pompe. Ce dernier présente 9 ondulations sur une période. Ceci laisse à penser que chaque ondulation représente un piston, alors qu'en réalité chaque ondulation est due à la contribution de plusieurs pistons à la fois (4 ou 5 pistons à chaque instant t) (voir figure 2.10).

2.4.2 Modèle Simulink

Le modèle Simscape n'étant pas totalement paramétrable, il nous a semblé opportun de reprendre une modélisation permettant d'intégrer au mieux les paramètres de la pompe HYDAC.

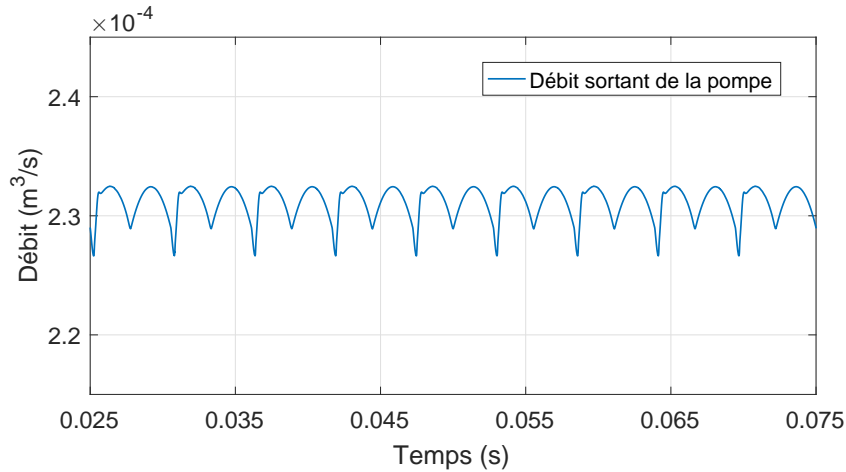


FIGURE 2.11 – Signal du débit sortant de la pompe.

Nous avons choisi de développer un modèle plus performant sous Simulink.

2.4.2.1 Description du modèle

Le design et les dimensions de la pompe HYDAC ont été inclus dans ce modèle afin qu'il soit le plus réaliste possible. Le circuit hydraulique pris en considération est celui schématisé dans la figure 2.5. La figure 2.12 montre le modèle développé sur Simulink.

L'équation fondamentale qui représente le changement de volume dans un cylindre est l'équation de conservation de la masse. Elle s'obtient par la dérivation de l'expression $M = \rho \cdot V$ et s'exprime d'après [1] de la façon suivante :

$$\frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (2.1)$$

où M , V , ρ sont la masse, le volume et la masse-volumique du fluide, respectivement.

D'après [75], la variation de la masse-volumique en fonction du temps s'écrit de la façon suivante :

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{B} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.2)$$

où B est le module d'élasticité isostatique, en anglais '*Bulk modulus*' et P est la pression à l'intérieur du cylindre. Par ailleurs, le changement de masse à l'intérieur du cylindre peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{dM}{dt} = \rho \cdot (Q_{entrant} - Q_{sortant}) \quad (2.3)$$

où $Q_{entrant}$ est le débit total entrant dans le cylindre et $Q_{sortant}$ est le débit total sortant du cylindre. En remplaçant les équations 2.2 et 2.3 dans l'équation 2.1, nous obtenons :

$$\rho \cdot (Q_{entrant} - Q_{sortant}) = \rho \cdot \frac{dV}{dt} + \rho \cdot \frac{V}{B} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.4)$$

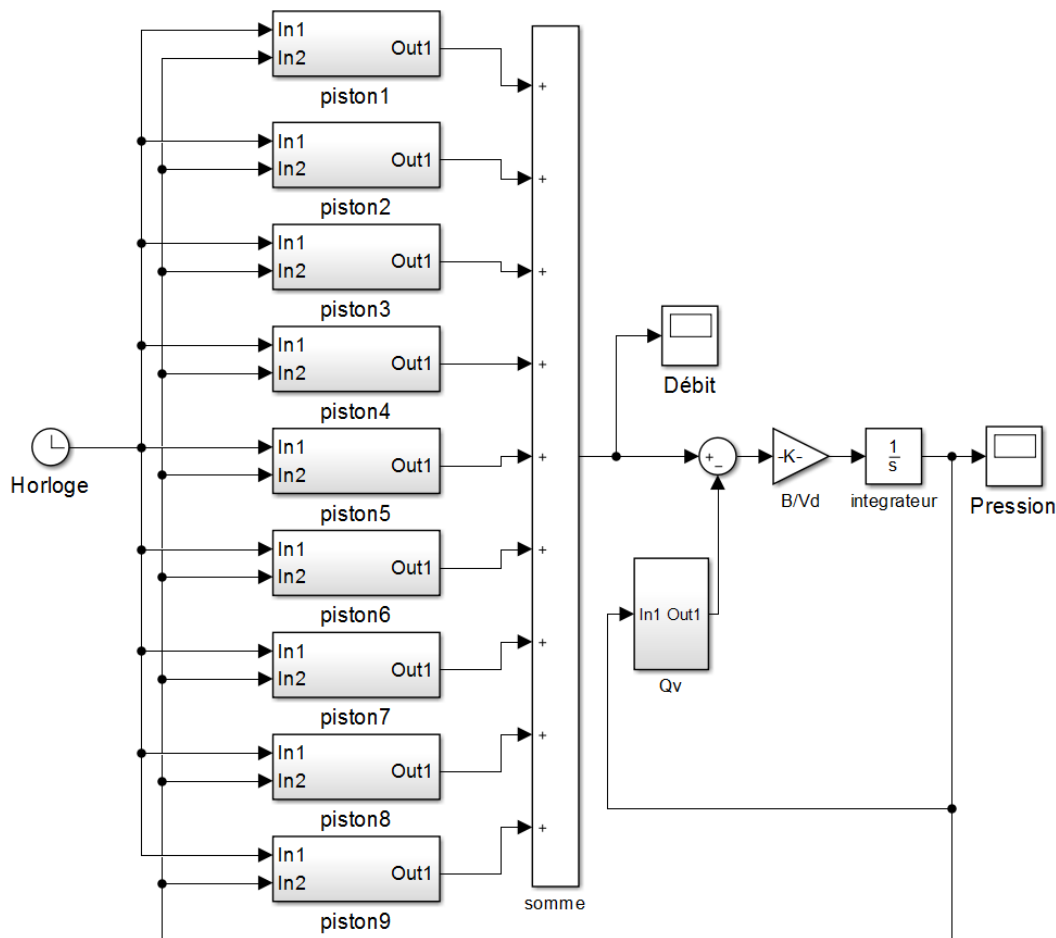


FIGURE 2.12 – Modèle Simulink de la pompe HYDAC.

Finalement, la pression dans le $i^{\text{ème}}$ cylindre peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{B}{V_i} \left(-\frac{dV_i}{dt} + Q_{in} - Q_d - Q_l \right) \quad (2.5)$$

où P_i et V_i sont respectivement la pression et le volume à l'intérieur du $i^{\text{ème}}$ cylindre. Le débit entrant total $Q_{entrant}$ est représenté par Q_{in} , qui est de débit d'aspiration allant de la chambre d'aspiration de la pompe jusqu'à l'intérieur du cylindre. Le débit sortant $Q_{sortant}$ est représenté par Q_d et Q_l . Ces derniers représentent respectivement le débit de refoulement allant de l'intérieur du cylindre jusqu'à la chambre de refoulement de la pompe et le débit total des fuites internes. La figure 2.13 schématise les paramètres influents à l'intérieur du cylindre.

L'équation qui donne la variation instantanée du volume à l'intérieur du cylindre est donnée comme suit :

$$V_i = V_0 - A_p \cdot R \cdot \tan(\beta) (1 - \cos(\varphi)) \quad (2.6)$$

où V_0 est le volume à l'intérieur du cylindre quand le piston est au PMB, A_p est la surface de la section du piston, R est le diamètre primitif du barillet, β est l'inclinaison du plateau cyclique, φ est la position angulaire du piston par rapport au plateau cyclique $\varphi = \omega t - (k-1)\alpha$. Avec α est le

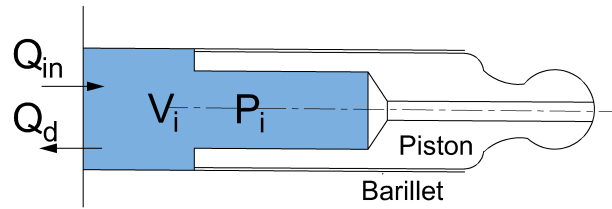


FIGURE 2.13 – Schéma représentant les paramètres influents à l'intérieur du cylindre.

déphasage entre deux pistons successifs, k est le numéro du piston et ω est la vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement (voir figure 2.14).

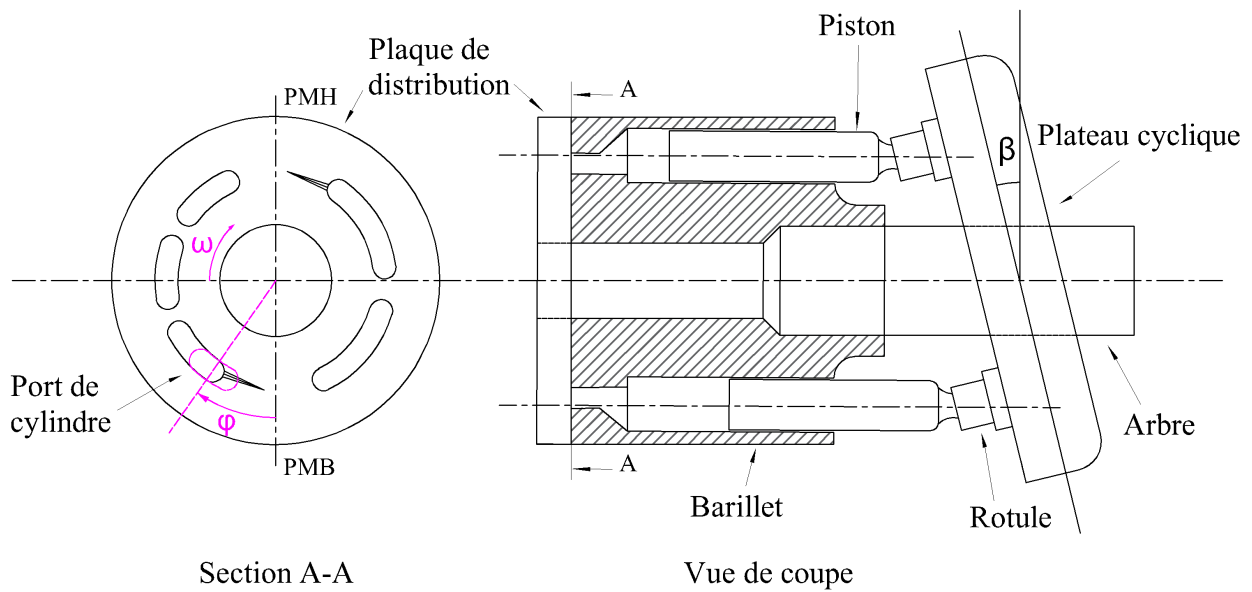


FIGURE 2.14 – Schéma cinématique de la pompe HYDAC.

La dérivée du volume instantané donne le débit géométrique qui peut être exprimé de la manière suivante :

$$Q_g = -\frac{dV_i}{dt} = A_p \cdot R \cdot \omega \cdot \tan(\beta) \cdot \sin(\varphi) \quad (2.7)$$

Le débit d'aspiration Q_{in} et le débit de refoulement Q_d peuvent être exprimés à l'aide de l'équation d'écoulement à travers un orifice comme il est montré dans [1] :

$$Q_d = A_d \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2|P_i - P_d|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(P_i - P_d) \quad (2.8)$$

$$Q_{in} = A_{in} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2|P_{in} - P_i|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(P_{in} - P_i) \quad (2.9)$$

où P_{in} et P_d sont les pressions dans la chambre d'aspiration et celle du refoulement de la pompe, respectivement. A_d est la surface instantanée formée par l'intersection du port de cy-

lindre et du port de refoulement de la plaque de distribution, A_{in} est celle formée par l'intersection du port de cylindre et du port d'aspiration de la plaque de distribution. Les variations de A_d et A_{in} sur un tour de rotation sont montrées dans la figure 2.15, les détails de modélisations des deux surfaces sont présentés dans l'annexe C. Le paramètre C_d est le coefficient de décharge, qui est une constante sans dimension..

Il existe quatre différents types de fuites internes : fuite Q_1 entre piston et barillet, fuite Q_2 entre rotule et plateau cyclique, fuite Q_3 entre barillet et plaque de distribution et fuite Q_4 entre piston et rotule (voir figure 2.16a). Les équations de modélisations de fuites présentées dans ce qui suit ont été proposées par Ivantysyn et al dans [1].

La fuite Q_1 peut être exprimée par la relation suivante :

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_k} (P_i - P_0) \quad (2.10)$$

où δ_p est le jeu entre piston et barillet à travers duquel le fluide s'échappe dans le carter de la pompe, P_0 est la pression à l'intérieur du carter de la pompe, μ est la viscosité dynamique du fluide. Le paramètre l_k est une longueur instantanée donnée par $l_k = l_a + s_k$, avec l_a est la longueur initiale quand le piston est au PMH et s_k est le déplacement du piston donné par $s_k = R \tan \beta (1 - \cos \varphi)$.

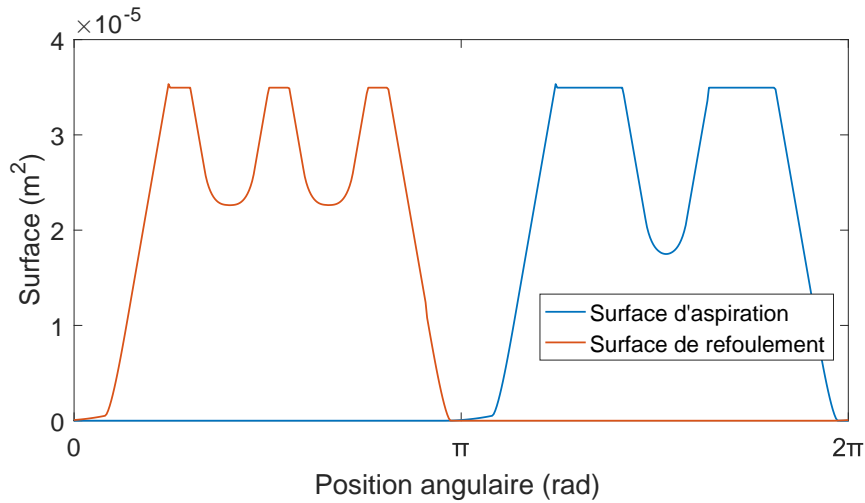


FIGURE 2.15 – Variations de A_d et A_{in} sur un tour de rotation.

La fuite Q_2 peut être exprimée par la relation suivante :

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot d_h^4 \cdot \delta_s^3}{\mu (6 \cdot d_h^4 \cdot \ln(\frac{R_s}{r_s}) + 128 \cdot \delta_s^3 \cdot l_p)} (P_i - P_0) \quad (2.11)$$

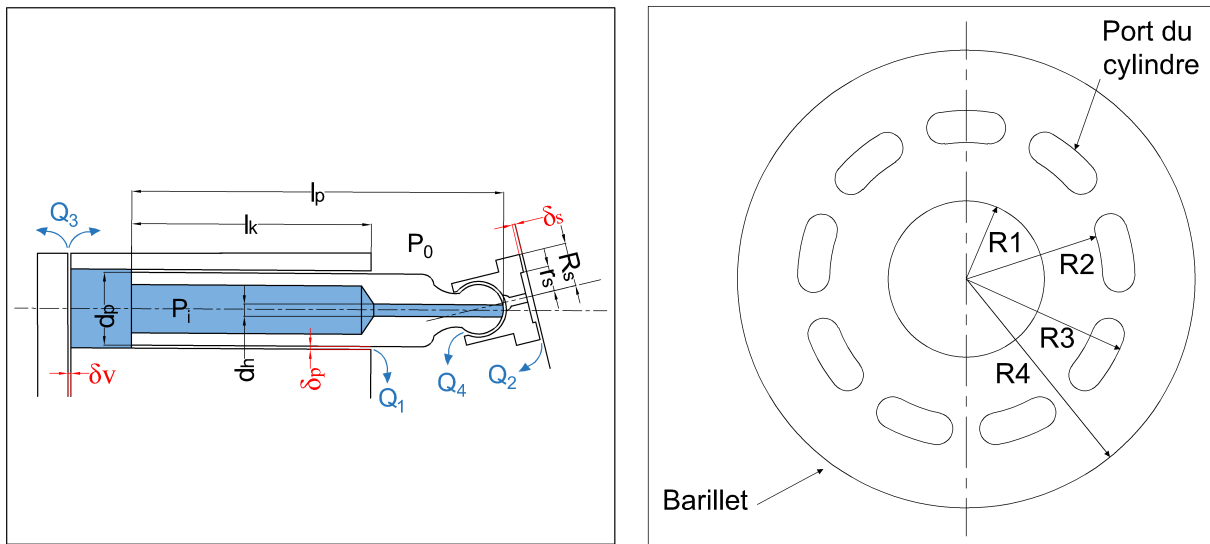
où δ_s est le jeu entre rotule et plateau cyclique, d_h est le diamètre du trou en bas du piston, R_s et r_s sont respectivement le rayon extérieur et le rayon intérieur de la section annulaire de la rotule et l_p est la longueur du piston.

La fuite Q_3 peut être exprimée par la relation suivante :

$$Q_3 = \frac{\delta_v^3}{12 \cdot \mu} \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} + \frac{1}{\ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} \right] (P_i - P_0) \quad (2.12)$$

où δ_v est le jeu entre barillet et plaque de distribution. Les paramètres R_1, R_2, R_3, R_4 sont montrés dans la figure 2.16b.

Les paramètres $\delta_p, \delta_s, \delta_v$ ont des valeurs initiales qui représentent les jeux de fonctionnement à la fabrication, lorsqu'il y a dégradation par frottement ces valeurs augmentent. La dernière fuite Q_4 n'a pas été prise en considération dans notre étude pour deux raisons : la première est que le débit de cette fuite est négligeable par rapport aux autres et la deuxième est que cette fuite n'a pas été testée expérimentalement.



(a) Schématisation des fuites internes.

(b) Paramètres relatifs à la fuite Q_3 .

FIGURE 2.16 – Description des paramètres utilisés dans la modélisation des fuites internes.

La pression dans la chambre de décharge de la pompe peut être exprimée par la relation suivante :

$$\frac{dP_d}{dt} = \frac{B}{V_d} (Q_{td} - Q_v) \quad (2.13)$$

où $Q_{td} = \sum_{i=1}^n Q_{di}$ est le débit total sortant de tous les pistons, n est le nombre de pistons, V_d est le volume de la chambre de décharge. Le paramètre Q_v représente le débit qui passe par la vanne à aiguille incluse dans le circuit hydraulique (voir figure 2.5). Il peut être exprimé de la façon suivante :

$$Q_v = C_v \cdot A_v \sqrt{\frac{2(P_d - P_t)}{\rho}} \quad (2.14)$$

où C_v est le coefficient de décharge de la vanne, A_v est la section de passage de la vanne et P_t est la pression du réservoir.

2.4.2.2 Simulation

Les équations différentielles et algébriques de 2.5 à 2.14 décrivent un modèle multi-pistons de la pompe HYDAC. Ces équations peuvent être résolues sur Simulink avec un solveur Euler à pas constant de 10^{-6} s. Les valeurs des paramètres utilisées sont résumées dans la table 2.3. Ces valeurs ont été déterminées par mesure directe sur les composants de la pompe, sauf pour les paramètres A_v et V_d qui ont été déterminés empiriquement en raison de la difficulté de mesure directe. Les résultats de simulations sont présentés dans ce qui suit.

Il est à noter que le temps de calcul est relativement long. Pour un ordinateur équipé d'un processeur Intel i7-6600U, le temps de calcul pour une simulation de 0.5 seconde est d'environ 15 minutes. Autrement dit, pour simuler un signal de pression de 10 secondes, il faut 5 heures de calcul.

TABLE 2.3 – Valeurs des Paramètres du modèle Simulink

Symbole	Valeur	Symbole	Valeur	Symbole	Valeur	Symbole	Valeur
β (rad)	0.207	$R(m)$	1.9×10^{-2}	ω (rad.s ⁻¹)	125.66	V_0 (m ³)	2.26×10^{-6}
C_d	0.6	C_v	0.6	A_p (m ²)	8.66×10^{-5}	A_v (m ²)	1.02×10^{-6}
V_d (m ³)	0.06×10^{-3}	B (Pa)	1×10^9	α (rad)	0.6981	μ (N.s.m ⁻²)	2.7×10^{-2}
l_k (m)	5.9×10^{-3}	$R_s(m)$	2.59×10^{-2}	$r_s(m)$	3.65×10^{-3}	$l_p(m)$	3.45×10^{-2}
$R2(m)$	1.7×10^{-2}	$R3(m)$	2.1×10^{-2}	$R4(m)$	2.85×10^{-2}	$d_h(m)$	1×10^{-3}
$\delta_p(m)$	4×10^{-5}	$\delta_s(m)$	4×10^{-5}	$\delta_v(m)$	4×10^{-5}	P_t (Pa)	0
d_p (m)	1.05×10^{-2}	ρ (kg.m ⁻³)	872	$r_k(m)$	1.95×10^{-3}	$R1(m)$	9.75×10^{-3}
P_{in} (Pa)	1×10^5	P_0 (Pa)	0				

La figure 2.17 montre le débit sortant du cylindre 1. Similairement au signal de débit sortant du modèle Simscape (voir figure 2.9). Ce signal-là est nul sur la demi-période d'aspiration. Cependant, sur la deuxième demi-période la forme n'est pas parfaitement sinusoïdale. En effet, lorsque le piston arrive au PMB, un phénomène appelé flux retour se produit. Il est la conséquence de la pression élevée dans la chambre de refoulement qui repousse le fluide dans le piston au lieu de le laisser sortir. Ce phénomène arrive bien évidemment quand le système est chargé (Section de passage de la vanne à aiguille réduite). Au moment où le piston arrive au PMH, il aura vidé tout son contenu et s'apprête à entrer en contact avec le port d'aspiration de la plaque de distribution.

La figure 2.18 représente le signal de débit total sortant de la pompe. Il est à remarquer que ce débit-là se différencie par rapport au débit sortant de la pompe du modèle Simscape (voir la figure 2.11). En effet, le flux retour mentionné précédemment modifie la forme des ondulations du débit refoulé. Il est à noter que le débit sortant de la pompe est égal à la somme de tous les débits sortants des cylindre.

La figure 2.19 montre le signal de pression à la sortie de la pompe (ligne noire) et le signal de pression à l'intérieur du piston 1 (ligne bleue). Les instants de passage du piston par le PMB

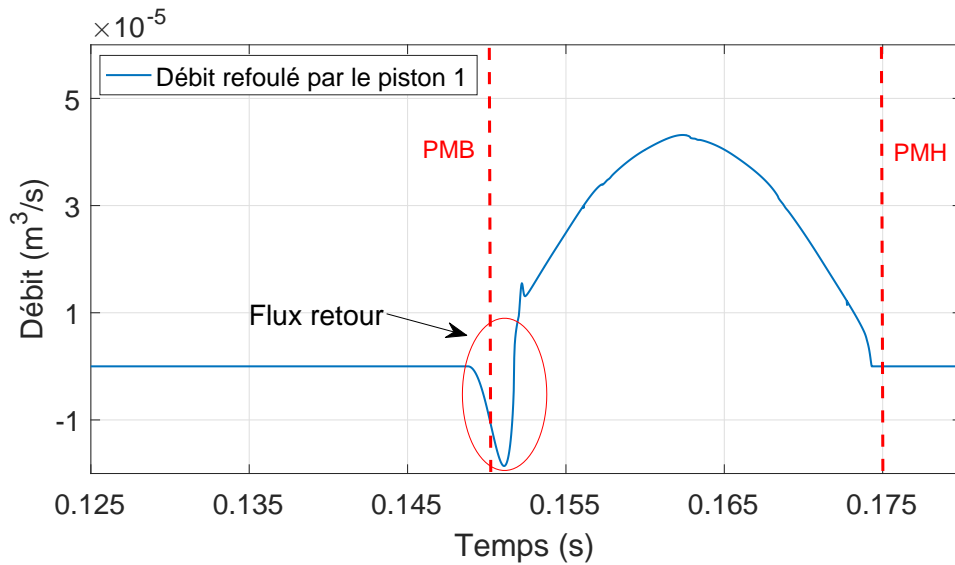


FIGURE 2.17 – Débit refoulé par le piston 1.

et le PMH sont marqués par des traits rouges discontinus. Le signal de pression à la sortie de la pompe présente des ondulations autour d'une valeur moyenne, alors que le signal de pression à l'intérieur du piston ressemble à un signal créneau. En effet, cette forme rectangulaire résulte du passage du piston par les deux ports de la plaque de distribution. Lorsque le piston est en contact avec la chambre d'aspiration, sa pression est égale à la pression d'aspiration P_{in} , lorsqu'il est en contact avec la chambre de refoulement, sa pression devient égale à la pression de refoulement P_d . Ainsi, les deux signaux sont superposés lorsque le piston est en phase de refoulement (voir figure 2.19). Il est à noter que le signal de pression à l'intérieur du piston peut passer en dessous de P_{in} ou en dessus de P_d pendant les phases de transitions. Ceci est dû à la dépression ou la surpression qui se produit quand le piston est en face du PMB ou du PMH.

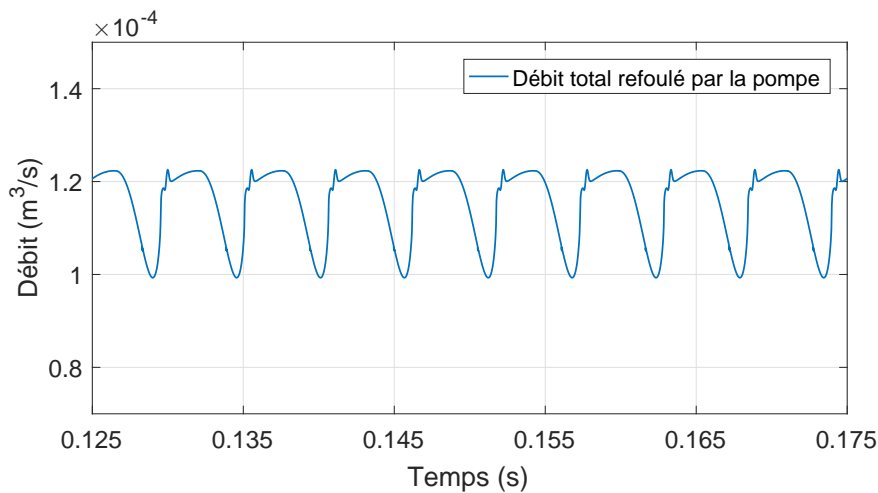


FIGURE 2.18 – Débit refoulé par la pompe.

La figure 2.20 montre le signal de pression de refoulement avec une fenêtre ajustée sur un tour de rotation. Ce signal se compose de 9 ondulations comme le signal de débit refoulé (voir figure 2.18). Cependant, les ondulations des deux signaux n'ont pas la même forme. Il est à noter qu'une ondulation n'est pas due qu'à un seul piston, mais qu'elle résulte plutôt des contributions de plusieurs pistons à la fois. Cette remarque est importante pour la suite de notre étude.

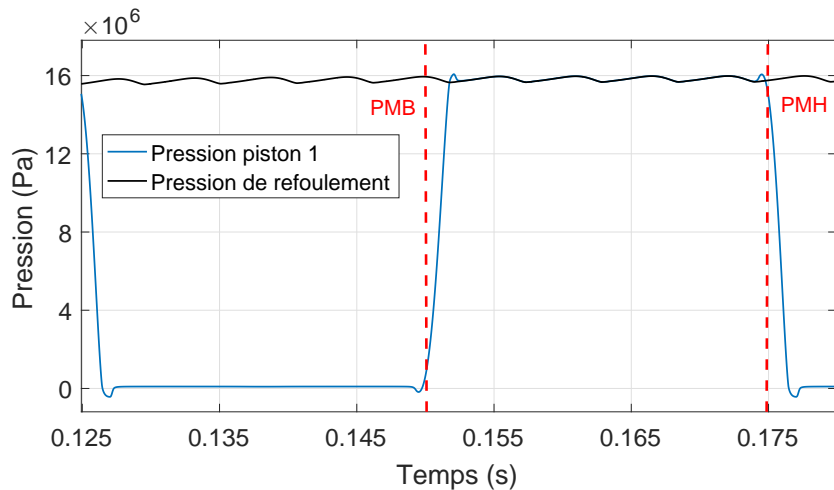


FIGURE 2.19 – Pression à l'intérieur du piston 1.

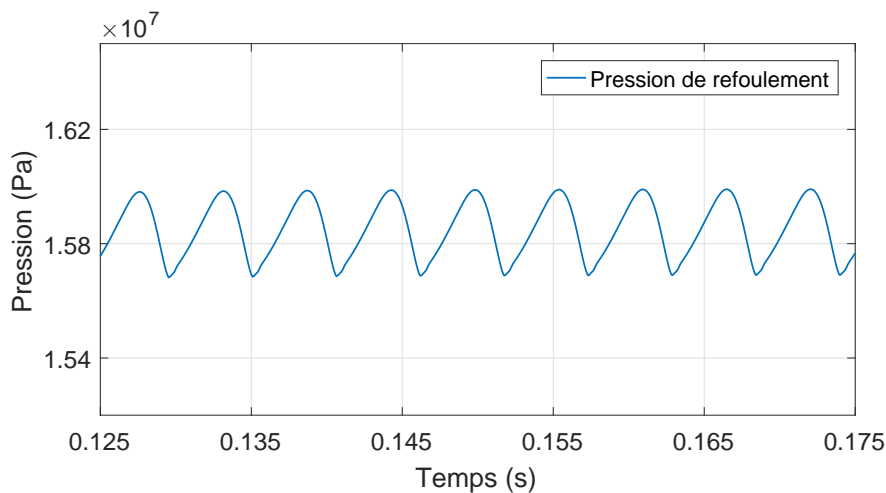


FIGURE 2.20 – Pression à la sortie de la pompe.

2.5 Comparaison entre simulation et expérimentation

La comparaison entre simulation et expérimentation est effectuée à l'aide des signaux de pression. L'acquisition des signaux de débit instantané n'est pas possible, elle se fait à l'aide de plusieurs capteurs de pression comme il est expliqué dans [81]. La complexité du processus d'acquisition des signaux de débit justifie le choix de l'utilisation des signaux de pression.

2.5.1 À l'état sain

La figure 2.21 montre deux signaux de pression de refoulement de la pompe HYDAC à l'état sain. Le trait bleu continu représente un signal de pression réel acquis sur le banc expérimental de la section 2.3. Le trait rouge pointillé représente un signal de pression simulé avec le modèle Simulink. La première observation à faire concerne les ondulations qui constituent chacun des signaux. En effet, pour un tour de rotation, chaque signal contient 9 ondulations, ce qui correspond au nombre total des pistons. Il est à noter que les deux signaux sont parfaitement synchrones et qu'ils ont la même dynamique en termes d'amplitude. De plus, ces ondulations oscillent autour d'une valeur moyenne constante. La différence entre les deux signaux réside dans la forme des ondulations. Ces dernières sont lissées dans le signal simulé, alors qu'elles présentent des variations dans le signal réel. Ces variations sont dues au flux retour expliqué précédemment et sont difficiles à générer avec la simulation (voir figure 2.17). Néanmoins, cela n'impacte pas la robustesse de la modélisation proposée et les objectifs pour lesquels le modèle a été développé.

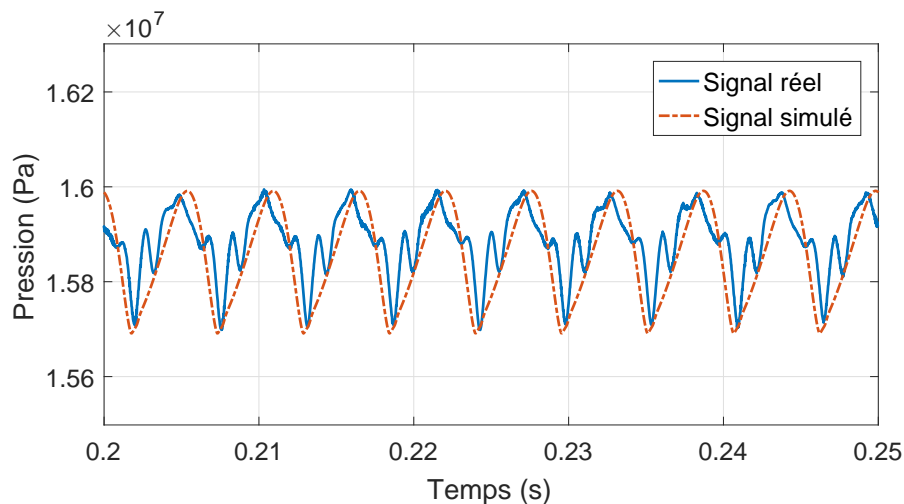


FIGURE 2.21 – Signaux de pression de refoulement à l'état sain.

2.5.2 En présence de fuites internes

Afin de vérifier la justesse des équations de modélisation des fuites présentées précédemment, différents types de défauts de surfaces ont été créés sur quelques composants internes de la pompe. La figure 2.22 montre les composants concernés par la création de défauts avant et après la dégradation. Ces défauts de surface ont été créés par abrasion. Le but était de générer des usures de surfaces semblables à celles provoquées par des frottements naturels entre composants. En effet, le fait d'enlever de la matière des surfaces de contact va augmenter le jeu entre composants, ce qui générera des fuites internes. La figure 2.24 montre des comparaisons

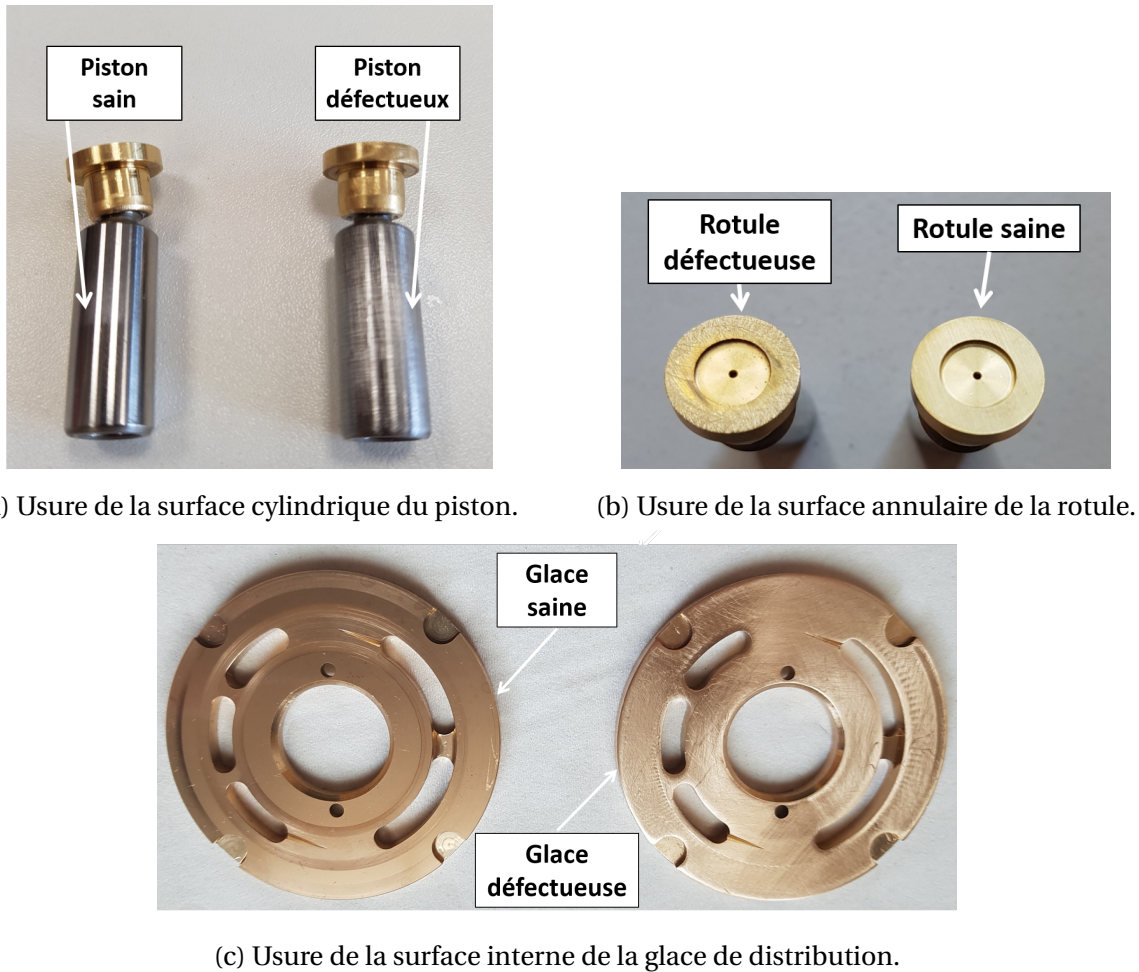


FIGURE 2.22 – Défauts d’usures créés sur les composants de la pompe HYDAC.

entre les signaux acquis sur le banc expérimental et les signaux simulés par le modèle Simulink pour chaque type de fuite. Bien évidemment, les équations 2.10 à 2.12 qui modélisent les différents types de fuites internes sont prises en considération dans le modèle.

La figure 2.22a montre deux pistons, celui de gauche est sain et celui de droite présente un défaut d’usure sur sa surface cylindrique. Le fait d’enlever de la matière de cette surface va réduire le diamètre du piston, ainsi plus de fluide va s’échapper entre le piston et le barillet. La sévérité du défaut est mesurée par l’épaisseur de la couche de matière enlevée. Deux défauts de ce type ont été créés avec des sévérités différentes (la figure 2.22a montre un des pistons défectueux). Les sévérités des défauts ont été mesurées avec un micromètre d’extérieur et sont approximativement de $s_{p1} \approx 15 \mu m$, $s_{p2} \approx 35 \mu m$. En ce qui concerne la modélisation de ces défauts, il suffit de remplacer le paramètre δ_p qui représente le jeu entre piston et barillet dans l’équation 2.10 par une nouvelle valeur qui prend en compte l’épaisseur du défaut. Par conséquent, pour le premier défaut, δ_p est remplacé par $\delta_{p1} = \delta_p + s_{p1}$ et pour le deuxième défaut, il est remplacé par $\delta_{p2} = \delta_p + s_{p2}$.

La figure 2.24a montre les signaux de pression dans la présence du défaut de piston s_{p2} .

Dans le signal réel comme dans le signal simulé, la fuite de piston crée une chute concave qui se répète à la fréquence de rotation. Il est à noter que les deux signaux réagissent presque de la même manière en termes d'amplitudes. Néanmoins, les deux chutes n'ont pas la même forme. En effet, le signal simulé chute plus vite que le signal réel. L'expérimentation et la modélisation présentent une bonne concordance pour ce type de défaut compte tenu de la difficulté liée à la modélisation d'un phénomène d'écoulement fluide.

La figure 2.22b montre deux rotules, celle de droite est saine et celle de gauche présente un défaut d'usure sur sa surface annulaire. L'enlèvement de matière va réduire l'épaisseur de la base de rotule et logiquement engendrer des fuites qui s'échappent entre la rotule et le plateau cyclique. Un seul défaut de rotule a été créé avec une sévérité de $s_{s1} \approx 70 \mu m$. Afin d'inclure un défaut similaire dans le modèle Simulink, il suffit de remplacer le paramètre δ_s dans l'équation 2.11 par $\delta_{s1} = \delta_s + s_{s1}$.

La figure 2.24b montre les signaux de pressions lorsqu'il y a un défaut de rotule dans la pompe. Cette fois-ci, il y a une différence de taille entre le signal réel et le signal simulé. Ce dernier présente une grande chute en forme de V, qui se répète à la fréquence de rotation, alors que le signal réel ne semble pas être affecté par la présence du défaut. Cette discordance peut être expliquée par le montage mécanique de la rotule. D'un côté, la rotule est en appui plan sur le plateau cyclique. De l'autre côté, elle est en liaison pivot glissant avec l'anneau de retenue (voir figure 2.23). La nature de la liaison entre la rotule et l'anneau de retenue n'empêche pas le

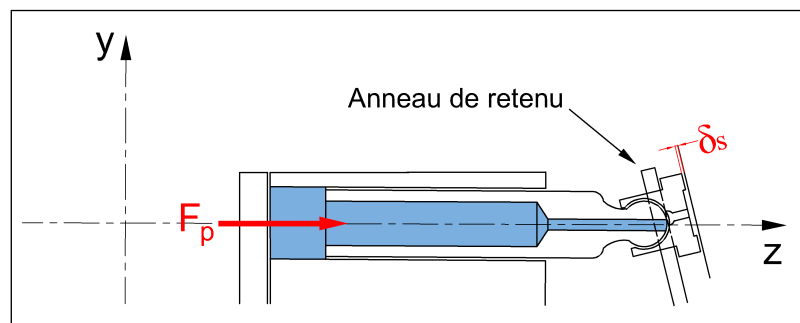
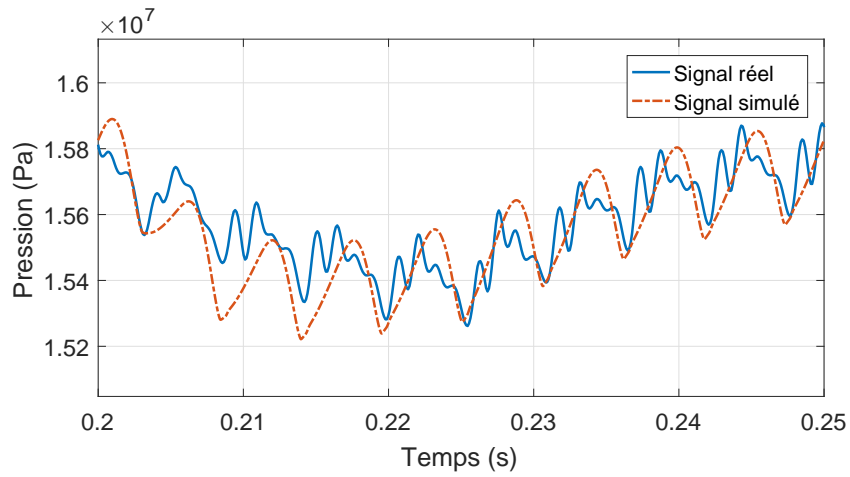


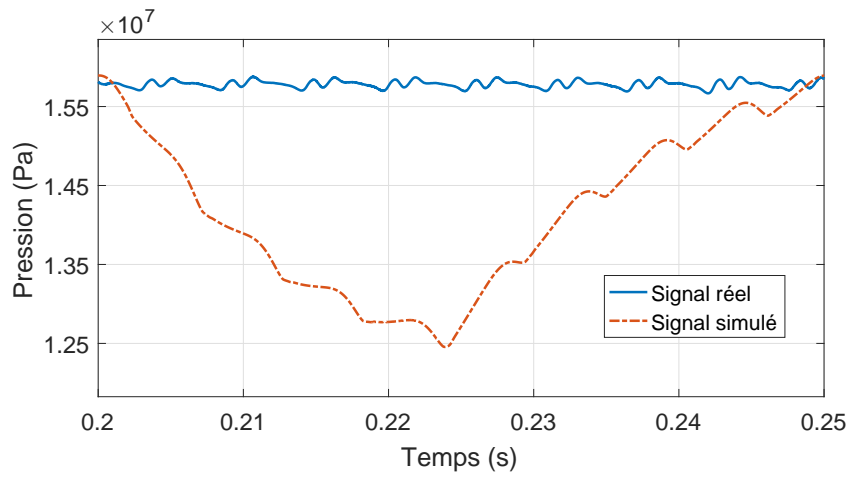
FIGURE 2.23 – Force de pression appliquée sur le piston.

mouvement de l'ensemble piston-rotule suivant l'axe z . Par conséquent, lorsque le piston est en phase de refoulement, il est confronté à une force de pression équivalente à près de 160 bars. Cette force va plaquer la rotule contre le plateau cyclique et va restreindre le jeu entre les deux composants à une valeur très faible. La modélisation de fuite de rotule donnée par l'équation 2.11 ne tient pas compte de ce phénomène mécanique, ce qui explique la différence entre le résultat expérimental et la simulation.

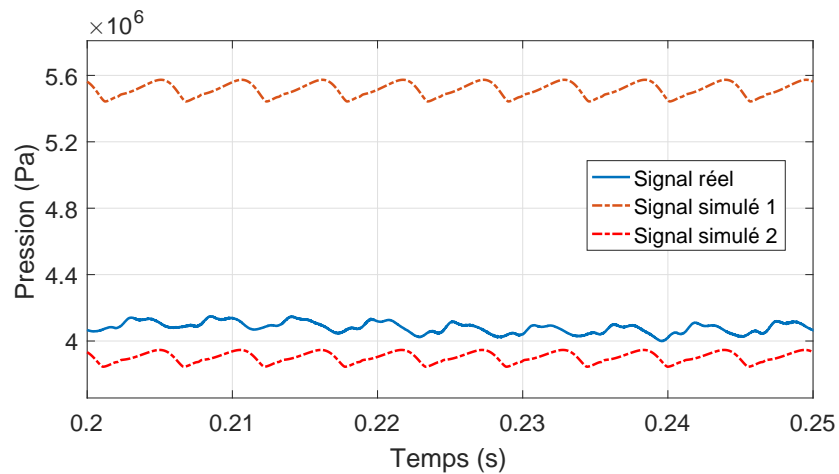
La figure 2.22c montre deux glaces de distribution, celle de gauche est à l'état sain et celle de droite présente un défaut de surface intérieure (surface en contact avec le barillet). L'usure de



(a) Défaut de piston.



(b) Défaut de rotule.



(c) Défaut de glace de distribution.

FIGURE 2.24 – Signaux de pressions pour différentes fuites internes.

surface réduit l'épaisseur de la glace. Ainsi, le jeu entre glace et barillet devient plus important

et conduit à une augmentation des fuites. Un seul défaut de glace a été créé avec une sévérité définie par l'intervalle $s_{v1} = [100 \mu m \ 120 \mu m]$. Ce dernier a été choisi pour mieux décrire la sévérité du défaut qui n'a pas été créé d'une façon uniforme sur la pièce. Afin d'inclure le défaut de glace dans le modèle Simulink, le paramètre δ_v de l'équation 2.12 a été remplacé par deux valeurs, $\delta_{v1} = \delta_v + 100 \mu m$ et $\delta_{v2} = \delta_v + 120 \mu m$.

La figure 2.24c montre les signaux de pressions lorsqu'il y a un défaut de glace dans la pompe. La présence de ce défaut provoque une baisse de la pression de refoulement moyenne. En effet, la moyenne du signal réel est passée de près de 160 bars (état sain) à près de 41 bars (état défectueux). Cette grande baisse peut être expliquée par la sévérité du défaut qui est très importante. Par ailleurs, les signaux simulés 1 et 2 correspondent à δ_{v1} et δ_{v2} , respectivement. Il est à noter que les moyennes des signaux simulés créent un intervalle qui englobe le signal réel. En comparant la moyenne des signaux simulés avec la moyenne du signal réel, l'erreur de modélisation ne dépasse pas les 4%.

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, une description détaillée du dispositif expérimental utilisé a été présentée. Le rôle de ce dispositif est de tester une pompe à pistons axiaux dans plusieurs conditions de fonctionnement, dont l'état sain et les états défectueux (fuites internes).

Par la suite, deux modèles de pompes à pistons axiaux ont été développés pour deux raisons distinctes. La première est de simuler le comportement physique du système en question. La deuxième est de se servir du modèle développé dans des méthodes de diagnostic à base de modèle. Le premier modèle basé sur Simscape a permis de comprendre les caractéristiques générales des signaux de débit et de pression à l'intérieur des pistons ainsi qu'en sortie de pompe. Le deuxième modèle basé sur Simulink est plus représentatif de la pompe testée, il a permis de réaliser des simulations plus réalistes pour différentes conditions de fonctionnement.

La comparaison entre signaux de pression réels et simulés a démontré la robustesse du modèle Simulink proposé. Cependant, une seule discordance entre la modélisation et l'expérimentation est à signaler. En effet, l'équation qui modélise les fuites entre rotule et plateau cyclique semble inadéquate pour notre système, car elle ne tient pas compte de la force de pression exercée sur le piston en phase de refoulement.

Chapitre 3

Fondements théoriques des méthodes de diagnostic proposées

Sommaire

3.1 Introduction	63
3.2 Diagnostic à base de modèle	63
3.2.1 Représentation des systèmes dynamiques	64
3.2.2 Modèle de Vold-Kalman	66
3.2.3 Filtre de Kalman discret	72
3.2.4 Filtre de Kalman étendu	74
3.3 Diagnostic par classification	77
3.3.1 Détermination de l'espace de représentation	80
3.3.2 Classification	83
3.4 Conclusion	86

3.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons traité le problème de modélisation et de simulation du comportement dynamique d'une pompe à pistons axiaux. Cette modélisation nous a permis de comprendre les relations qui existent entre les différentes grandeurs physiques du système. Nous avons également mis en évidence que la présence d'une anomalie sur un des organes de la pompe se manifeste par une variation de certaines de ces grandeurs. Par conséquent, la détection de l'anomalie peut être réduite à une surveillance de l'évolution des grandeurs caractéristiques de l'anomalie. Cependant, ces dernières n'étant pas toujours mesurable il est nécessaire de mettre en œuvre des outils mathématiques pour leur estimation à partir de grandeurs mesurables. C'est pour cela que nous présentons dans la première partie de ce chapitre le filtre (ou l'estimateur) de Kalman linéaire et sa variante non-linéaire.

En l'absence de modèle physique du système à surveiller, le diagnostic à base de modèle n'est plus pertinent. Dans cette situation, le diagnostic par classification est une alternative intéressante. En effet, ce type d'approche se base exclusivement sur les données collectées à partir du système. Cette deuxième approche sera exposée plus en détail dans la deuxième partie de ce chapitre.

3.2 Diagnostic à base de modèle

Les méthodes de diagnostic à base de modèle peuvent être divisées en deux parties : méthodes à base de '*modèle mathématique du système*' et méthodes à base de '*modèle du signal*' [95]. D'un côté, les méthodes à base de modèle mathématique visent à représenter la dynamique du système par des équations mathématiques qui sont ensuite exploitées pour le diagnostic. Ces méthodes sont difficiles à mettre en place surtout pour les systèmes complexes. En effet, la modélisation des systèmes dynamiques souvent formulée par des relations non-linéaires qui compliquent l'estimation des grandeurs d'intérêt. De l'autre côté, les méthodes à base de modèle du signal visent à modéliser le signal mesuré et à exploiter ses paramètres (phase, l'amplitude, etc.) pour faire le diagnostic. Parmi ces méthodes, on peut citer le filtre de Vold-Kalman (VKF) qui est habituellement utilisé dans la poursuite d'ordre. Le modèle de Vold-Kalman est utilisé dans notre travail pour le diagnostic des fuites de piston. Les notions liées à sa théorie sont présentées plus loin dans ce chapitre.

Le principe du diagnostic à base de modèle mathématique est de comparer le comportement actuel du système avec son comportement attendu (état sain). Cette comparaison génère des quantités résiduelles qui servent à prendre la décision du diagnostic. Dans le chapitre 1, une discussion est menée sur la redondance matérielle et la redondance analytique. Cette dernière permet de s'affranchir des lignes supplémentaires de matériels en utilisant un modèle du système. La redondance analytique représente les dépendances entre les variables du système et s'exprime sous forme d'équations algébriques ou différentielles [96]. Lorsqu'un défaut

se manifeste, ces relations changent et provoquent un changement dans les résidus calculés. Ce changement peut être exploité pour faire le diagnostic du système.

La génération et l'évaluation du résidu ainsi que le calcul de seuils représentent des problèmes centraux dans le diagnostic à base de modèle [97]. Le résidu généré doit être robuste. Autrement dit, il doit être sensible à la présence d'un défaut, mais insensible aux incertitudes de modélisation ainsi qu'au bruit de mesure. Il existe plusieurs méthodes de génération de résidu. Premièrement, on peut citer la méthode d'observateur '*observer*' qui est largement utilisée. Cette méthode est particulièrement intéressante quand il y a plusieurs types de défauts à diagnostiquer [98]. Dans ce cas, un ensemble d'observateurs est développé, chacun d'eux est sensible à un seul type de défaut. De cette manière, un ensemble de résidu est calculé. Dans la présence d'un défaut, seulement le résidu sensible au défaut en question augmente en amplitude, alors que les autres restent inchangés. Deuxièmement, on trouve les relations de parité '*Parity relations*' comme une méthode de génération de résidus. Le but de cette approche est de générer un vecteur de parité qui permet de vérifier la consistance entre les sorties du système et celles du modèle qui lui est associé. Le vecteur de parité contient les résidus qui augmentent en fonction des défauts observés. Finalement, le filtre de Kalman représente un autre moyen de génération de résidus. Son principe est de générer un ou plusieurs résidus en comparant les signaux mesurés du système avec leurs estimations [99]. Cette méthode est particulièrement intéressante, car elle tient compte de la nature stochastique du phénomène étudié. Dans la suite de ce chapitre, le filtre de Kalman discret et le filtre de Kalman étendu sont présentés en tant qu'estimateurs pour les systèmes linéaires et non-linéaires respectivement. Avant cela, on s'intéresse d'abord à la représentation des systèmes dynamiques dans la section suivante.

3.2.1 Représentation des systèmes dynamiques

Le comportement d'un système dynamique est étudié à l'aide des signaux d'entrée et de sortie. Les systèmes dynamiques sont naturellement continus dans le temps. Cependant, les signaux analogiques acquis doivent être échantillonnés (convertis sous forme numérique) pour permettre leur traitement. Cette forme discrète des signaux impose la discrétisation des modèles développés et des méthodes de diagnostic associées. Par conséquent, les développements présentés dans la suite de ce chapitre ont une forme discrète.

Les systèmes dynamiques peuvent être décrits par deux représentations : la première est la représentation d'état '*state-space representation*' et la deuxième est la représentation entrées-sorties, en anglais (*input-output representation*). Cette dernière permet de lier les sorties d'un système à ses entrées par une matrice de transfert. Elle s'exprime de la manière suivante :

$$y(p) = G_{yu}(p)u(p) \quad (3.1)$$

où $u(p)$ est le vecteur d'entrées, $y(p)$ est le vecteur de sortie et G_{yu} est la matrice de transfert. L'indice p représente soit la variable complexe s de la transformée de Laplace dans le cas d'un

système continu, soit la variable complexe z de la transformée en z dans le cas d'un système discret.

Par ailleurs, le filtre de Kalman se base sur la représentation d'état. Par conséquent, cette dernière est plus amplement détaillée dans ce qui suit. Soit un système dynamique décrit par une équation différentielle d'ordre n de la manière suivante :

$$y(k+1) = a(0)y(k) + \dots + a(n-1)y(k-n+1) + u(k), \quad k \geq 0 \quad (3.2)$$

où $u(k)$ représente l'entrée du système (p. ex. une force excitatrice).

En posant $x(k+1) = [y(k+1) \ y(k) \ y(k-1) \ \dots \ y(k-n+2)]^T$, on peut écrire l'équation différentielle (3.2) sous la forme suivante :

$$x(k+1) = \begin{bmatrix} y(k+1) \\ y(k) \\ y(k-1) \\ \vdots \\ y(k-n+2) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} a(0) & a(1) & \dots & a(k-2) & a(k-1) \\ 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \ddots & 0 & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_A \underbrace{\begin{bmatrix} y(k) \\ y(k-1) \\ y(k-2) \\ \vdots \\ y(k-n+1) \end{bmatrix}}_{x(k)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}}_B u(k) \quad (3.3)$$

de plus

$$y(k) = \underbrace{[1 \ 0 \ \dots \ 0]}_H x(k) \quad (3.4)$$

Finalement, la représentation d'état associée au système s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{cases} x(k+1) = A.x(k) + B.u(k) \\ y(k) = H.x(k) \end{cases} \quad (3.5)$$

où $x(k)$ et $y(k)$ sont le vecteur d'état et le vecteur d'observation (ou de mesure), respectivement. Les composants de $x(k)$ sont appelés variables d'état. Pour un système à i entrées, j sorties et l variables d'état, les matrices A, B, H sont définies comme suit :

- A est appelée matrice d'état de dimension $(l \times l)$;
- B est appelée matrice de commande de dimension $(l \times i)$;
- H est appelée matrice d'observation de dimension $(j \times l)$.

La représentation décrite par l'équation (3.5) modélise un système parfait. Afin de tenir compte des perturbations et/ou du bruit qui accompagnent le système, la représentation suivante peut être adoptée :

$$x(k+1) = A.x(k) + B.u(k) + w(k) \quad (3.6)$$

$$y(k) = H.x(k) + v(k) \quad (3.7)$$

Où $w(k), v(k)$ sont respectivement des termes qui représentent les incertitudes liées à la modélisation et à la mesure. L'équation (3.6) est appelée équation d'état et l'équation (3.7) est appelée l'équation d'observation (ou de mesure).

La représentation d'état permet d'écrire les variables mesurables d'un système dynamique $y(k)$ en fonction de ses variables internes (variables d'état). La forme récursive, quant à elle, permet de prédire l'état du système à l'itération $(k + 1)$ à partir de son état à l'itération (k) . Afin d'estimer des variables internes ou non-mesurables (au sens physique) avec un estimateur récursif comme le filtre de Kalman, il faut d'abord décrire le système étudié par une représentation d'état. Cette dernière peut être obtenue à partir d'un modèle du signal ou d'un modèle mathématique du système. Parmi les outils qui permettent la description d'un signal donné par une représentation d'état, nous retrouvons le modèle de Vold-Kalman qui fait l'objet de la discussion dans ce qui suit.

3.2.2 Modèle de Vold-Kalman

Les machines tournantes génèrent des phénomènes périodiques par leur mouvement rotatif. Ces phénomènes se manifestent par une série de composantes fréquentielles dans les signaux d'accélération, de pression, de vitesse, etc. Habituellement, cette série est constituée par une composante fondamentale et des composantes harmoniques. Lorsqu'un défaut apparaît, ces composantes fréquentielles changent en amplitude, en phase ou en fréquence. Cette propriété peut être exploitée pour faire du diagnostic de machine. C'est dans ce contexte que le modèle de Vold-Kalman a été conçu [100–102]. En effet, ce modèle commence par décrire un signal d'intérêt comme une somme de composantes fréquentielles caractérisées par leurs fréquences, amplitudes et phases. En suite, ces caractéristiques sont estimées à l'aide d'un estimateur comme les moindres carrés ou encore le filtre de Kalman.

Le modèle de Vold-Kalman a été développé en deux temps. En effet, une première formulation du modèle de Vold-Kalman est présentée dans [100] et une deuxième formulation est présentée dans [101, 102]. Ces deux variantes sont développées dans la suite du manuscrit. Par ailleurs, le modèle de Vold-Kalman s'écrit sous deux formes : récursive et non-récursive. L'avantage de la forme récursive réside dans réduction du temps de calcul et la possibilité de faire l'estimation en temps réel.

3.2.2.1 1^{ère} formulation du modèle Vold-Kalman

- **Forme non-récursive**

Un signal quelconque peut être représenté par une somme de composantes fréquentielles (sinusoïdes) de la façon suivante :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M s_i(k) + v(k) \quad (3.8)$$

où M est le nombre des composantes fréquentielles et $s_i(k)$ est la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle. L'idée de base du Vold-Kalman de la première génération est de considérer que chaque composante fréquentielle est solution de l'équation aux différences finies d'ordre deux suivante :

$$s_i(k+1) - 2\cos(\omega_i(k)T_e)s_i(k) + s_i(k-1) = 0 \quad (3.9)$$

où k représente l'itération $k = 1, 2, \dots, N$ avec N le nombre d'échantillons du signal, T_e est la période d'échantillonnage qui vérifie la relation $T_e = 1/f_e$, où f_e est la fréquence d'échantillonnage et ω_i est la pulsation instantanée de la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle. L'équation (3.9) considère que l'amplitude et la phase de chaque composante sont constantes, alors qu'en réalité elles peuvent varier par l'effet d'un phénomène déterministe ou aléatoire (bruit). Afin de tenir compte de ces perturbations, un terme $\varepsilon_i(k)$ est ajouté à l'équation précédente, ce qui permet d'écrire :

$$s_i(k+1) - c_i(k)s_i(k) + s_i(k-1) = \varepsilon_i(k) \quad (3.10)$$

où $c_i = 2\cos(\omega_i(k)T_e)$. Pour un signal de N échantillons, une composante s_i s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{pmatrix} 1 & -c_i(2) & 1 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 1 & -c_i(3) & 1 & 0 & & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & 0 & 1 & -c_i(N-2) & 1 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 1 & -c_i(N-1) & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} s_i(1) \\ s_i(2) \\ s_i(3) \\ \vdots \\ s_i(N-2) \\ s_i(N-1) \\ s_i(N) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varepsilon_i(2) \\ \varepsilon_i(3) \\ \varepsilon_i(4) \\ \vdots \\ \varepsilon_i(N-3) \\ \varepsilon_i(N-2) \\ \varepsilon_i(N-1) \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

et peut s'exprimer avec la forme symbolique suivante :

$$C_i x_i = w_i \quad (3.12)$$

Pour les M composantes fréquentielles, cette expression peut se mettre sous la forme suivante :

$$\begin{pmatrix} C_1 & 0_{N-2 \times N} & \dots & 0_{N-2 \times N} \\ 0_{N-2 \times N} & C_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0_{N-2 \times N} \\ 0_{N-2 \times N} & \dots & 0_{N-2 \times N} & C_M \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_M \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

où $0_{N-2 \times N}$ est une matrice nulle de dimension $(N-2 \times N)$.

Le signal de mesure décrit par l'équation (3.8) peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(N) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} I_{N \times N} & I_{N \times N} & \dots & I_{N \times N} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v(1) \\ v(2) \\ \vdots \\ v(N) \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

où $I_{N \times N}$ est la matrice identité de dimension $(N \times N)$. En multipliant l'équation (3.13) par un facteur de pondération r et en la combinant avec l'équation (3.14), on obtient le système linéaire suivant :

$$\begin{pmatrix} 0_{N-2 \times 1} \\ 0_{N-2 \times 1} \\ \vdots \\ 0_{N-2 \times 1} \\ \tilde{y} \end{pmatrix} - \underbrace{\begin{pmatrix} rC_1 & 0_{N-2 \times N} & \dots & 0_{N-2 \times N} \\ 0_{N-2 \times N} & rC_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0_{N-2 \times N} \\ 0_{N-2 \times N} & \dots & 0_{N-2 \times N} & rC_M \\ I_{N \times N} & I_{N \times N} & \dots & I_{N \times N} \end{pmatrix}}_D \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r w_1 \\ r w_2 \\ \vdots \\ r w_M \\ v \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

qui peut se mettre sous la forme symbolique suivante :

$$y - Dx = b \quad (3.16)$$

La méthode proposée pour estimer le vecteur x est basée sur la minimisation des moindres carrés, ce qui revient à minimiser la fonction coût suivante :

$$J = b^T b = (y - Dx)^T (y - Dx) \quad (3.17)$$

La minimisation de cette fonction coût conduit à l'estimation \hat{x} donnée par l'équation suivante :

$$\hat{x} = (D^T D)^{-1} D^T y \quad (3.18)$$

Il est à noter que cette méthode nécessite l'inversion de la matrice $(D^T D)^{-1}$ qui est de très grande taille. Par conséquent, cette méthode requiert un temps de calcul très important. De plus, l'implémentation en temps réel n'est pas possible puisque les N échantillons du signal sont requis pour le calcul. Afin de pallier ces limitations, la une forme récursive suivante est proposée par Pan et *al* [102].

- **Forme récursive**

Afin d'obtenir la forme récursive, il faut décrire le modèle précédent par une représentation d'état comme suit :

$$x(k+1) = A.x(k) + w(k) \quad (3.19)$$

$$y(k) = H.x(k) + v(k) \quad (3.20)$$

Les équations (3.19) et (3.20) sont appelées respectivement : équation d'état et équation de mesure.

Équation d'état

L'objectif est de reconstruire l'équation d'état en partant de l'hypothèse formulée par l'équation (3.10). Cette dernière peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} s_i(k) \\ s_i(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & c_i(k) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} s_i(k-1) \\ s_i(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \varepsilon_i(k) \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

et sous la forme symbolique suivante :

$$x_i(k+1) = G_i(k)x_i(k) + w_i(k) \quad (3.22)$$

En prenant en considération toutes les M composantes fréquentielles du signal, on obtient la représentation matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} x_1(k+1) \\ x_2(k+1) \\ \vdots \\ x_M(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_1(k) & 0_{2 \times 2} & \dots & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & G_2(k) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & \dots & 0_{2 \times 2} & G_M(k) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \\ \vdots \\ x_M(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} w_1(k) \\ w_2(k) \\ \vdots \\ w_M(k) \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

L'équation (3.23) représente l'équation d'état qui peut s'écrire sous la forme suivante :

$$x(k+1) = A.x(k) + w(k) \quad (3.24)$$

où $x(k)$ est le vecteur d'état, A est la matrice d'état et $w(k)$ est le bruit d'état.

Équation de mesure

Dès lors que l'équation d'état est construite, nous allons construire l'équation de mesure en partant de l'équation (3.8) qui peut se mettre sous la forme suivante :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M h x_i(k) + v(k) \quad (3.25)$$

où $h = [0 \ 1]$ et $x_i(k) = [s_i(k-1) \ s_i(k)]^T$. En prenant en considération toutes les M composantes fréquentielles du signal, nous obtenons :

$$y(k) = H.x(k) + v(k) \quad (3.26)$$

où $H = [h \ h \ \dots \ h]$ est le vecteur de mesure de dimension $(1 \times 2M)$. Les équations (3.24) et (3.26) forment la représentation d'état de la première formulation du modèle Vold-Kalman.

À partir du modèle d'état construit, il est possible d'estimer les composantes fréquentielles s_i qui représentent des ondes sinusoïdales dont l'amplitude et la phase peuvent être obtenues par une démodulation de Hilbert. Cependant, cette formulation montre des lacunes quand il s'agit de découpler des composantes fréquentielles qui se croisent en régime variable [102]. Afin de pallier cette limitation, une deuxième formulation du modèle de Vold-Kalman est proposée.

3.2.2.2 2^{ème} formulation du modèle Vold-Kalman

Admettons que la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle du signal mesuré s'écrit de la manière suivante :

$$s_i(k) = a_i(k) \cos \left(T_e \sum_{l=1}^k \omega_i(l) + \varphi_i(k) \right) \quad (3.27)$$

où ω_i est la pulsation instantanée de la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle, a_i et φ_i représentent respectivement la modulation d'amplitude et la modulation de phase, T_e est la période d'échantillonnage.

Chaque composante fréquentielle peut être écrite sous la forme complexe suivante :

$$s_i(k) = \frac{1}{2} (c_i(k) + \bar{c}_i(k)) \quad (3.28)$$

où

$$c_i(k) = p_i(k) \exp(j\theta_i(k)) \quad (3.29)$$

où $p_i(k) = a_i(k) \exp(j\varphi_i(k))$ est l'enveloppe complexe et $\theta_i(k) = T_e \sum_{l=1}^k \omega_i(l)$ est le déplacement angulaire de la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle. $\bar{c}_i(k)$ est le conjugué de $c_i(k)$. Ainsi, un signal constitué de M composantes fréquentielles s'écrit de la manière suivante :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M s_i(k) + v(k) \quad (3.30)$$

où $v(k)$ est le bruit de mesure. En partant de l'équation (3.30), il est possible d'estimer l'amplitude et la phase de chaque composante fréquentielle. L'idée de base de la deuxième formulation du modèle Vold-Kalman stipule que l'enveloppe p_i satisfait la contrainte suivante :

$$\nabla^s p_i(k) = \varepsilon_i(k) \quad (3.31)$$

où ∇^s est l'opérateur de différences finies d'ordre s et $\varepsilon_i(k)$ est un terme lié à l'incertitude et le bruit de modélisation. Pour $s = 2$ (Valeur désignée par Vold *et al* dans [100] comme étant optimale), l'équation (3.31) devient :

$$p_i(k+1) - 2p_i(k) + p_i(k-1) = \varepsilon_i(k) \quad (3.32)$$

En partant de l'équation (3.32), il est possible de construire un système linéaire non-récurrent qui permet d'estimer l'enveloppe p_i . Ce système ne sera pas présenté dans ce manuscrit. Le lecteur intéressé peut se référer à [102]. Cependant, la forme récursive de la deuxième formulation du modèle Vold-Kalman est présentée dans ce qui suit, car elle est utilisée dans la partie applicative de notre travail. Rappelons que la forme récursive s'obtient en écrivant le modèle en question sous forme de représentation d'état. Cette dernière est constituée d'une équation d'état et une équation de mesure.

Équation d'état

L'équation (3.32) peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} p_i(k) \\ p_i(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_i(k-1) \\ p_i(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \varepsilon_i(k) \end{pmatrix} \quad (3.33)$$

et la forme symbolique suivante :

$$x_i(k+1) = T x_i(k) + w_i(k) \quad (3.34)$$

Si on considère les M composantes du signal, on obtient :

$$\begin{pmatrix} x_1(k+1) \\ \bar{x}_1(k+1) \\ x_2(k+1) \\ \vdots \\ x_M(k+1) \\ \bar{x}_M(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T & 0_{2 \times 2} & \dots & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & T & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & \dots & 0_{2 \times 2} & T \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1(k) \\ \bar{x}_1(k) \\ x_2(k) \\ \vdots \\ x_M(k) \\ \bar{x}_M(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} w_1(k) \\ \bar{w}_1(k) \\ w_2(k) \\ \vdots \\ w_M(k) \\ \bar{w}_M(k) \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

cette équation s'écrit sous la forme symbolique suivante :

$$x(k+1) = A.x(k) + w(k) \quad (3.36)$$

où $x(k)$ est le vecteur d'état, A est la matrice d'état et $w(k)$ est le bruit d'état.

Équation de mesure

Pour construire l'équation de mesure, on reprend l'équation (3.29) qui peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$c_i(k) = \begin{pmatrix} 0 & \exp(j\theta_i(k)) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_i(k-1) \\ p_i(k) \end{pmatrix} \quad (3.37)$$

et la forme symbolique suivante :

$$c_i(k) = b_i(k)x_i(k) \quad (3.38)$$

ce qui donne l'expression de la $i^{\text{ème}}$ composante fréquentielle de la manière suivante :

$$s_i(k) = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} b_i(k) & \bar{b}_i(k) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_i(k) \\ \bar{x}_i(k) \end{pmatrix} \quad (3.39)$$

Le signal contenant les M composantes fréquentielles s'écrit de la manière suivante :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M h_i(k)x_i(k) + v(k) \quad (3.40)$$

où $h_i(k) = [b_i(k) \quad \bar{b}_i(k)]$. L'équation (3.40) représente l'équation de mesure qui s'écrit sous la forme symbolique suivante :

$$y(k) = H(k).x(k) + v(k) \quad (3.41)$$

où $H(k) = [h_1(k) \quad h_2(k) \quad \dots \quad h_i(k)]$ est le vecteur de mesure et $v(k)$ est le bruit de mesure. Les équations (3.36) et (3.41) constituent la représentation d'état de la deuxième formulation du modèle Vold-Kalman. À partir de cette représentation, un estimateur de la variable d'état, comme celui de Kalman, peut être mis en œuvre. Ce dernier est présenté dans la section suivante.

3.2.3 Filtre de Kalman discret

Le filtre de Kalman KF (en anglais : *Kalman Filter*) est l'un des outils mathématiques les plus utilisés dans la théorie de l'estimation. Il a été introduit pour la première fois en 1960 par Rudolf Emil Kalman dans son fameux papier [103], où il présente une solution récursive au problème de prédiction linéaire. Depuis, le filtre de Kalman a fait l'objet de beaucoup de recherches et d'applications. L'une des applications les plus connues concerne la détermination de la position d'un objet à partir de données GPS (Global Positioning System).

Les systèmes dynamiques sont souvent décrits par des équations mathématiques dont les variables sont des grandeurs physiques. Dans le cas d'un système complexe, ces grandeurs ne sont pas directement mesurables. En effet, la difficulté ainsi que le coût liés à l'installation de capteurs entravent parfois la mesure des grandeurs d'intérêt. Cette limitation peut être surmontée en utilisant des outils d'estimation récursifs comme le filtre de Kalman. Ces outils permettent l'estimation de la grandeur d'intérêt $x(k)$ en utilisant une autre grandeur facilement mesurable $y(k)$. L'estimation \hat{x} de x est déterminée en minimisant une fonction coût J telle que :

$$\hat{x}(k) = \text{Argmin}(J) \quad (3.42)$$

Considérons un système linéaire décrit par la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} x(k+1) = A.x(k) + B.u(k) + w(k) \\ y(k) = H.x(k) + v(k) \end{cases} \quad (3.43)$$

où $w(k)$ et $v(k)$ sont les bruits liés au processus et à la mesure respectivement. Ces bruits sont présumés blancs et gaussiens et sont caractérisés par les matrices de covariance $Q(k)$ et $R(k)$ respectivement. Ces dernières sont données telles que :

$$E\{w(k)w(l)^T\} = Q(k)\delta_{kl} \quad (3.44)$$

$$E\{v(k)v(l)^T\} = R(k)\delta_{kl} \quad (3.45)$$

avec δ_{kl} l'indice de Kronecker qui satisfait la condition suivante : $\delta_{kl} = 1$ si $k = l$ et $\delta_{kl} = 0$ sinon.

Le problème adressé par le filtre de Kalman revient à trouver une estimation $\hat{x}(k)$ de $x(k)$ en exploitant un terme d'innovation donné par la relation suivante :

$$\alpha(k) = y(k) - H\hat{x}^-(k) \quad (3.46)$$

où $\alpha(k)$ est l'innovation, $\hat{x}^-(k)$ est défini comme étant la prédiction (ou l'estimation *a priori*) de $x(k)$ à l'itération k étant donné la modélisation du processus, alors que $\hat{x}(k)$ est définie comme étant l'estimation de $x(k)$ à l'itération k connaissant la mesure $y(k)$. On peut aussi définir les erreurs liées à la prédiction et à l'estimation de la manière suivante :

$$e^-(k) = x(k) - \hat{x}^-(k) \quad (3.47)$$

$$e(k) = x(k) - \hat{x}(k) \quad (3.48)$$

où $e^-(k)$ est l'erreur de prédiction qui a une matrice de covariance donnée par :

$$P^-(k) = E\{e^-(k)e^-(k)^T\} \quad (3.49)$$

et $e(k)$ est l'erreur d'estimation qui a une matrice de covariance donnée par :

$$P(k) = E\{e(k)e(k)^T\} \quad (3.50)$$

Le terme d'innovation $\alpha(k)$ de l'équation (3.46) reflète la différence entre la mesure prédite $H\hat{x}^-(k)$ et la mesure réelle $y(k)$. Il est introduit dans le calcul de l'estimation $\hat{x}(k)$ de la façon suivante [104] :

$$\hat{x}(k) = \hat{x}^-(k) + K(k)(y(k) - H\hat{x}^-(k)) \quad (3.51)$$

où $K(k)$ est une matrice de pondération appelée le gain de Kalman. Ce dernier est choisi de façon à minimiser la matrice de covariance $P(k)$ donnée par l'équation (3.50). Il a été démontré dans [105] que le gain de Kalman s'écrit comme suit :

$$K(k) = P^-(k).H^T(H.P^-(k).H^T + R(k))^{-1} \quad (3.52)$$

De même, il peut être démontré qu'à partir des équations (3.49) et (3.50), les matrices de covariance $P^-(k)$ et $P(k)$ s'écrivent de la manière suivante :

$$P^-(k) = A.P(k-1).A^T + Q \quad (3.53)$$

$$P(k) = (I - K_k.H)P^-(k) \quad (3.54)$$

où I est la matrice identité.

Finalement, les équations qui constituent l'algorithme du filtre de Kalman peuvent être présentées en deux parties : les équations de prédiction et les équations de correction. D'un côté, les équations de prédiction servent à déterminer la prédiction $\hat{x}^-(k)$ et la matrice de covariance de l'erreur de prédiction $P^-(k)$, elles sont données comme suit :

$$\begin{cases} \hat{x}^-(k) = A.\hat{x}^-(k-1) + B.u(k) \\ P^-(k) = A.P(k-1).A^T + Q(k) \end{cases} \quad (3.55)$$

De l'autre côté, les équations de correction servent à corriger la prédiction $\hat{x}^-(k)$ en utilisant la mesure $y(k)$. Ces dernières sont données comme suit :

$$\begin{cases} K(k) = P^-(k).H^T (H.P^-(k).H^T + R(k))^{-1} \\ \hat{x}(k) = \hat{x}^-(k) + K(k) (y(k) - H.\hat{x}^-(k)) \\ P(k) = (I - K(k).H)P^-(k) \end{cases} \quad (3.56)$$

Le filtre de Kalman est apprécié dans le milieu scientifique pour sa facilité d'implémentation. La première étape consiste à initialiser le vecteur d'estimation $\hat{x}(0)$ et la matrice de covariance de l'erreur d'estimation $P(0)$. Ensuite, il faut choisir les matrices $Q(k)$ et $R(k)$ en fonction du modèle d'état et de la mesure. Après, il y a la phase de prédiction et finalement la phase de correction.

Le filtre de Kalman est le meilleur estimateur linéaire quand les conditions suivantes sont satisfaites. Premièrement, les bruits considérés doivent être blancs et gaussiens et leurs caractéristiques statistiques doivent être connues ($Q(k)$ et $R(k)$). Deuxièmement, les matrices dynamiques A et H doivent être connues.

3.2.4 Filtre de Kalman étendu

Un système linéaire, par définition, s'écrit sous la forme $y = A.x$, où y est la mesure, A est la matrice de transition et x est la variable d'état. Un système non-linéaire quant à lui ne permet pas cette écriture. Autrement dit, pour un système non-linéaire, il n'est pas possible de séparer mathématiquement la variable d'état de la matrice de transition. Par conséquent, les méthodes d'estimation linéaires comme le filtre de Kalman présenté dans la section précédente ne sont pas adaptées pour ce type de système. Afin de surmonter cette limitation, une forme non-linéaire du filtre de Kalman est décrite dans [106]. Cette forme est communément appelée filtre de Kalman étendu, en anglais (Extended Kalman Filter (EKF)). Ce dernier se base sur la linéarisation du système en utilisant les dérivées partielles de l'équation d'état et de l'équation de mesure. Ainsi, il permet de calculer des estimations même dans le cas de non-linéarité.

La description d'un système non-linéaire avec la représentation d'état linéaire donnée par les équations (3.6) et (3.7) n'est pas appropriée. Dans ce cas, l'équation d'état est décrite par la forme non-linéaire suivante :

$$x(k) = f(x(k-1), u(k), w(k-1)) \quad (3.57)$$

alors que l'équation de mesure s'exprime par l'équation suivante :

$$y(k) = h(x(k), v(k)) \quad (3.58)$$

où $w(k)$ et $v(k)$ représentent respectivement le bruit d'état et le bruit de mesure. D'un côté, les équations (3.57) et (3.58) permettent de lier la variable d'état de l'itération $k+1$ à celle de

l'itération précédente k , de l'autre côté elles permettent de lier la mesure $y(k)$ à la variable d'état $x(k)$.

Les deux équations précédentes prennent en considération le bruit d'état et le bruit de mesure. Cependant, il est possible de donner des approximations de la variable d'état et de la mesure tout en négligeant ces bruits de la manière suivante :

$$\tilde{x}(k) = f(\hat{x}(k-1), u(k), 0) \quad (3.59)$$

$$\tilde{y}(k) = h(\tilde{x}(k), 0) \quad (3.60)$$

où $\hat{x}(k-1)$ est la prédiction de la variable d'état à l'itération précédente $k-1$.

Le filtre de Kalman étendu se base sur la linéarisation de la représentation d'état (équations (3.57) et (3.58)) autour des approximations données par les équations (3.59) et (3.60). Ceci est exprimé par le système d'équations linéaires suivant :

$$x(k) \approx \tilde{x}(k) + A.(x(k-1) - \hat{x}(k-1)) + W.w(k-1) \quad (3.61)$$

$$y(k) \approx \tilde{y}(k) + H.(x(k) - \tilde{x}(k)) + V.v(k) \quad (3.62)$$

où

- $x(k)$ et $y(k)$ sont les vraies valeurs de la variable d'état et de la mesure respectivement ;
- $\tilde{x}(k)$ et $\tilde{y}(k)$ sont respectivement l'approximation de la variable d'état et celle de la mesure dans l'absence de bruit ;
- $w(k-1)$ et $v(k)$ représentent le bruit d'état et le bruit de mesure respectivement ;
- $\hat{x}(k-1)$ est l'estimation de de la variable d'état à l'itération $k-1$;
- A est la matrice jacobienne associée à la dérivée partielle de f par rapport à x qui s'écrit de la façon suivante :

$$A = \frac{\partial f}{\partial x}(\hat{x}(k-1), u(k), 0) \quad (3.63)$$

- H est la matrice jacobienne associée à la dérivée partielle de h par rapport à x qui s'écrit de la façon suivante :

$$H = \frac{\partial h}{\partial x}(\tilde{x}(k), 0) \quad (3.64)$$

- W est la matrice jacobienne associée à la dérivée partielle de f par rapport à w qui s'écrit de la façon suivante :

$$W = \frac{\partial f}{\partial w}(\hat{x}(k-1), u(k), 0) \quad (3.65)$$

- V est la matrice jacobienne associée à la dérivée partielle de h par rapport à v qui s'écrit de la façon suivante :

$$V = \frac{\partial h}{\partial v}(\tilde{x}(k), 0) \quad (3.66)$$

Afin de retrouver une représentation d'état qui ressemble à celle donnée par le système d'équations (3.43), on définit l'erreur d'approximation de la variable d'état par :

$$\tilde{e}_{x(k)} = x(k) - \tilde{x}(k) \quad (3.67)$$

et celle de la mesure par :

$$\tilde{e}_{y(k)} = y(k) - \tilde{y}(k) \quad (3.68)$$

Ainsi, il est possible d'écrire le système d'équations suivant :

$$\tilde{e}_{x(k)} \approx A.(x(k-1) - \tilde{x}(k-1)) + \varepsilon(k) \quad (3.69)$$

$$\tilde{e}_{y(k)} \approx H.\tilde{e}_{x(k)} + \eta(k) \quad (3.70)$$

où $\varepsilon(k)$ et $\eta(k)$ sont respectivement des variables aléatoires indépendantes liées au processus et à la mesure. Ils ont respectivement comme matrices de covariance WQW^T et VRV^T . Q et R sont données par les équations (3.47) et (3.48).

Par ailleurs, l'estimation de la variable d'état est donnée en fonction de l'approximation $\tilde{x}(k)$ par la relation suivante :

$$\hat{x}(k) = \tilde{x}(k) + \hat{e}(k) \quad (3.71)$$

où

$$\hat{e}(k) = K(k).\tilde{e}_{y(k)} \quad (3.72)$$

où $K(k)$ est le gain de Kalman. Ainsi, donner une estimation à la variable d'état revient à minimiser la fonction $\tilde{x}(k) + \hat{e}(k)$. En combinant l'équation (3.71) avec les équations (3.72) et (3.68), l'estimation de la variable d'état est finalement donnée par la relation suivante :

$$\hat{x}(k) = \tilde{x}(k) + K(k).(y(k) - \tilde{y}(k)) \quad (3.73)$$

À l'instar du filtre de Kalman discret, les équations qui constituent l'algorithme du filtre de Kalman étendu peuvent être divisées en deux parties : les équations de prédiction et les équations de correction. Premièrement, les équations de prédiction sont données par :

$$\begin{cases} \tilde{x}(k) = f(\tilde{x}(k-1), u(k), 0) \\ P^-(k) = A(k).P(k-1).A(k)^T + W(k).Q(k-1).W(k)^T \end{cases} \quad (3.74)$$

Deuxièmement, les équations de correction sont données par :

$$\begin{cases} K(k) = P^-(k).H(k)^T (H(k).P^-(k).H(k)^T + V(k).R(k).V(k)^T)^{-1} \\ \hat{x}(k) = \tilde{x}(k) + K(k) (y(k) - h(\tilde{x}(k), 0)) \\ P(k) = (I - K(k).H(k))P^-(k) \end{cases} \quad (3.75)$$

Le filtre de Kalman étendu fait partie des outils les plus utilisés dans l'estimation des systèmes non-linéaires. Il est utilisé dans le chapitre suivant afin d'estimer les pressions à l'intérieur des pistons qui sont, dans notre cas, des grandeurs non mesurables directement. Il existe

d'autres estimateurs non-linéaires comme le unscented Kalman filter (UKF) ou le filtre à particules. Ces deux variantes sont particulièrement intéressantes pour les systèmes fortement non-linéaires, ce qui n'est pas le cas de notre système. De plus, ces deux estimateurs nécessitent un temps de calcul nettement supérieur à celui du filtre de Kalman étendu.

3.3 Diagnostic par classification

La première partie de ce chapitre a présenté l'aspect théorique des outils de diagnostic à base de modèle utilisés dans ce travail. Rappelons que l'approche à base de modèle nécessite la modélisation du système surveillé qui peut s'avérer une tâche compliquée surtout pour les systèmes complexes. Dans ce contexte, l'approche à base de la connaissance (classification) représente une alternative intéressante puisqu'elle permet de s'affranchir de la modélisation en plus d'être facile à implémenter. L'inconvénient majeur de cette approche est la quantité importante de données qu'elle requiert. Néanmoins, cette quantité dépend de la méthode utilisée pour la classification. En effet, certaines méthodes nécessitent moins de données que d'autres. Nous allons détailler cela dans la suite du chapitre.

Le terme *classification* associé au diagnostic de machines découle de la reconnaissance des formes, en anglais (*'Pattern recognition'*). Il est un des aspects de l'intelligence artificielle. L'idée principale de la classification consiste à associer une observation i à une autre observation type connue. Une observation est une réalisation caractérisée par un certain nombre de paramètres n qui reflètent l'état du système étudié. L'ensemble de ces paramètres constituent un vecteur $X_i = [x_{i,1}, x_{i,2}, \dots, x_{i,n}]$ dans R^n . Ainsi, une observation peut être représentée dans un espace de n dimensions appelé *espace de représentation* (voir figure 3.1).

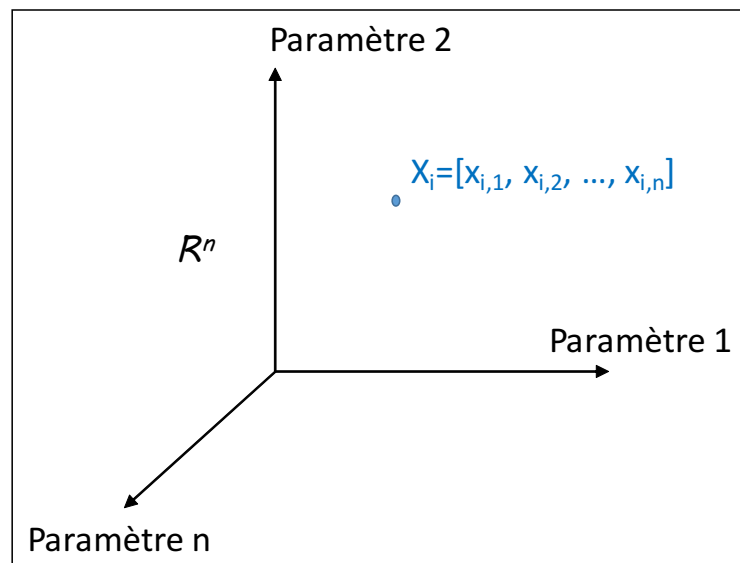


FIGURE 3.1 – Schématisation d'une observation dans un espace de représentation à n dimensions.

Dans le contexte du diagnostic de machine, un mode de fonctionnement représente un des états de santé du système étudié. Chaque mode de fonctionnement est vu comme une classe Ω_i dans l'espace de représentation. L'objectif de la classification est d'affecter une nouvelle observation i à une des classes M existantes. Une classe est constituée par un certain nombre d'observations. Dans le cas idéal, toutes les observations d'une même classe sont superposées les unes sur les autres pour donner un seul point. Néanmoins, les perturbations (bruit, précision du capteur, etc.) qui affectent le système lors de l'acquisition des données font que chaque observation est différente de l'autre. Par conséquent, les M -classes $[\Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_M]$ d'un système sont caractérisées par des zones ou des nuages de points comme on peut le voir sur la figure 3.2.

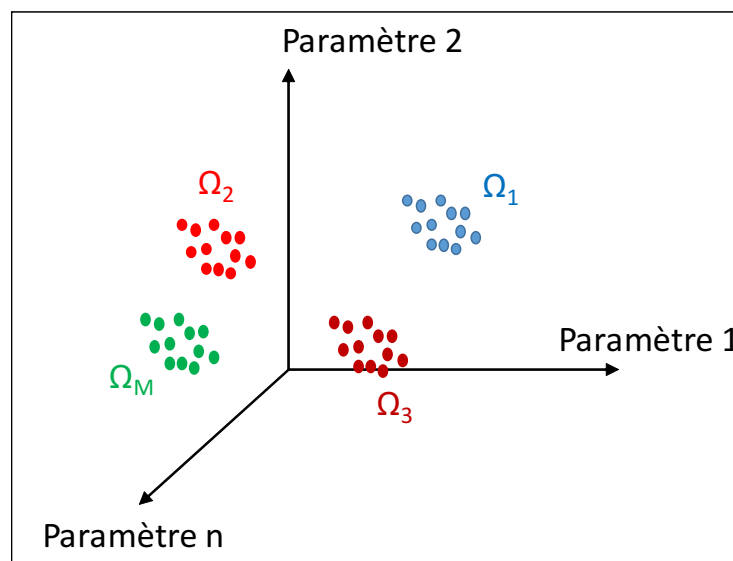


FIGURE 3.2 – Représentation des M -classes d'un système dans un espace de représentation.

Une méthode de diagnostic par classification se compose de plusieurs étapes comme le montre la figure 3.3. Les deux premières étapes (acquisition et traitement de signaux) sont des étapes que l'on retrouve dans d'autres approches de diagnostic (p. ex. diagnostic à base de signal). Ainsi, elles ne sont pas exclusives au diagnostic par classification. Cependant, les trois dernières étapes (création du vecteur paramètres, sélection des paramètres et classification) font la spécificité du diagnostic par classification.

- **Création du vecteur paramètres :** Cette étape consiste à extraire n paramètres à partir des signaux acquis sur le système. Habituellement, cette étape est précédée par un ou plusieurs traitements de signaux (filtrage, analyse spectrale, analyse temps-fréquence, etc.). Le choix des paramètres à extraire doit être motivé par leur capacité à discriminer les différentes classes. Autrement dit, il faut choisir les paramètres sensibles à la présence et à la nature du défaut. Le degré de pertinence varie d'un paramètre à l'autre, ce qui laisse à penser qu'il existe une combinaison de paramètres qui offre la meilleure discrimination

de classes possible. D'où l'intérêt de l'étape suivante : Sélection de paramètres.

- **Sélection de paramètres** : Cette étape vise à réduire le nombre initial de paramètres n de manière à garder n' paramètres pertinents, avec ($n' < n$). Ceci a pour but de réduire le temps de classification et d'augmenter sa performance. En effet, parmi les paramètres extraits, il y a ceux qui sont redondants et ceux qui sont insensibles au défaut. Le fait de garder ces paramètres non-pertinents va rallonger le temps de calcul et saturer l'espace de stockage. Les paramètres les plus pertinents, quant à eux, vont permettre de déterminer un espace de représentation à n' dimensions qui permettra la visualisation des différentes classes. Parmi les méthodes qui permettent la sélection des paramètres pertinents, on peut citer la méthode SBS (Sequential Backward Selection) qui se base sur la séparabilité entre les différentes classes et la compacité de chacune d'elles. Nous allons revenir à cette méthode avec plus de détails dans la suite du manuscrit.
- **Classification** : Cette étape concerne la méthode de discrimination choisie. Il existe une multitude de méthodes de classification qui peuvent être séparées en deux groupes : classification supervisée et classification non-supervisée (voir figure 3.4). La classification supervisée se base sur la connaissance à priori des classes et des modes de fonctionnement associés. Cette connaissance est acquise durant une étape d'apprentissage qui sert à entraîner le classificateur à reconnaître les différentes classes. Parmi les méthodes de classification supervisée, on peut citer le réseau de neurones qui connaît un grand succès dans le diagnostic de machines. La classification non-supervisée, quant à elle, ne nécessite pas une étape d'apprentissage. Par conséquent, elle nécessite moins de données que l'ap-

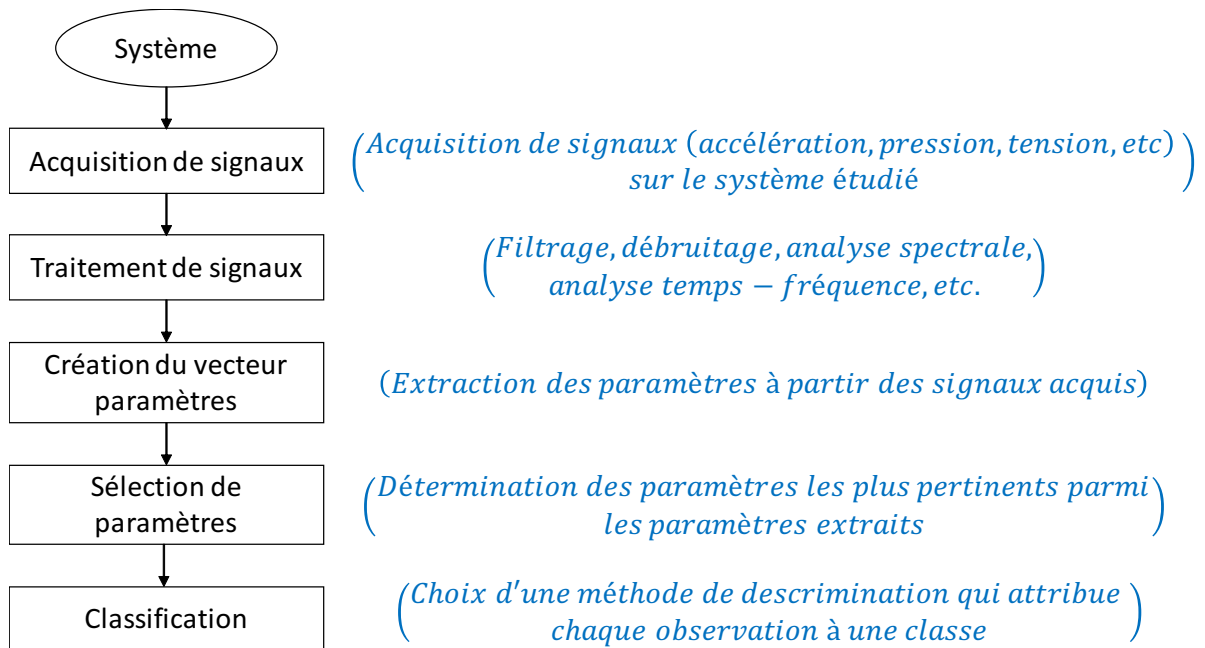


FIGURE 3.3 – Étapes constitutantes du diagnostic par classification.

proche supervisée. D'où l'intérêt de la classification non-supervisée qui requiert moins de temps de calcul et d'espace de stockage. Cependant, la classification supervisée est souvent plus performante que celle non-supervisée.

3.3.1 Détermination de l'espace de représentation

La détermination de l'espace de représentation peut être divisée en deux étapes. La première est la création du vecteur forme et la deuxième est la réduction de l'espace de représentation.

3.3.1.1 Création du vecteur forme (vecteur de paramètres)

Cette étape consiste à choisir les n paramètres à extraire à partir des signaux acquis sur le système pour constituer le vecteur forme. Ces paramètres sont sélectionnés en fonction de leur capacité à discriminer les différents modes de fonctionnement. Le choix de ces paramètres s'effectue habituellement à l'aide d'un expert qui connaît les modes de défaillance du système et les paramètres qui y sont sensibles (voir figure 3.5). En effet, il n'y a pas d'algorithme capable de réaliser cette tâche puisqu'elle dépend fortement de la connaissance a priori du système étudié.

Habituellement, le vecteur forme est constitué d'un nombre assez élevé de paramètres. L'utilisation du vecteur forme initial dans la classification engendre un temps de calcul conséquent et ne donne pas forcément des résultats pertinents. Ainsi, il est très utile d'ajouter une

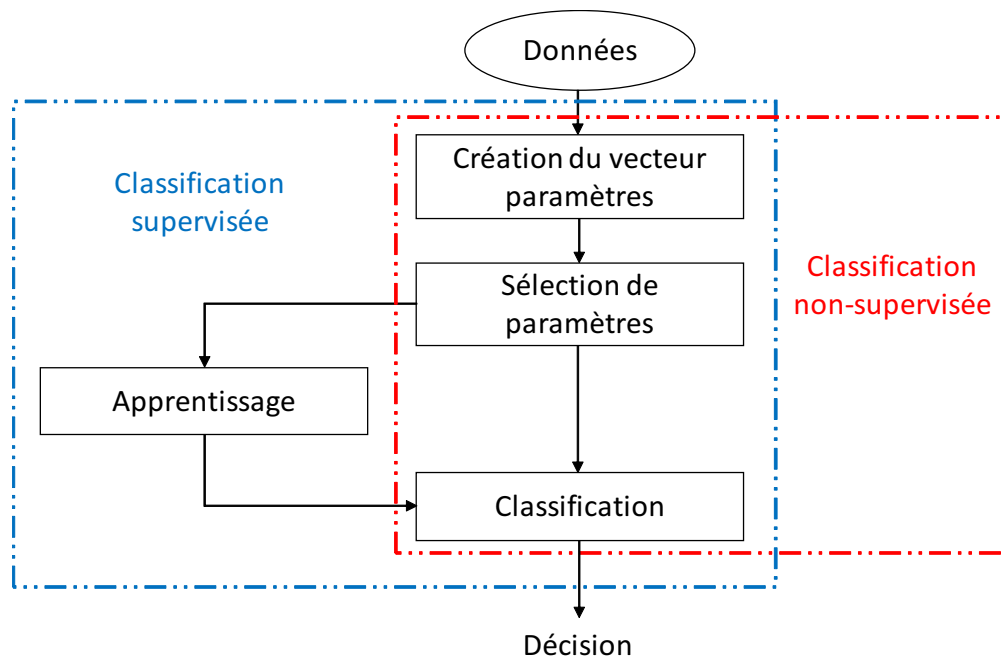


FIGURE 3.4 – Illustration de la différence entre classification supervisée et non-supervisée.

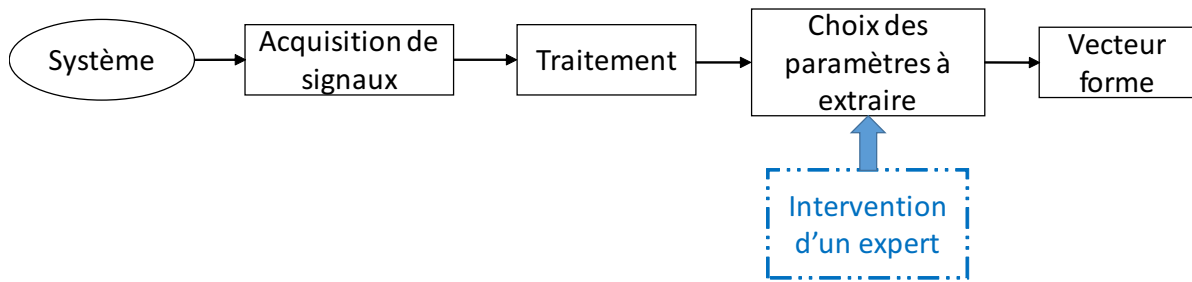


FIGURE 3.5 – Procédure de création du vecteur forme.

étape qui vise à réduire le nombre initial des paramètres avant d’effectuer la classification. Cette étape est la réduction de l’espace de représentation qui fait l’objet de la discussion dans la section suivante.

3.3.1.2 Réduction de l’espace de représentation

Cette étape consiste à réduire la taille du vecteur forme en formant un sous-ensemble de paramètres n' à partir de l’ensemble initial des paramètres n . Les n' paramètres choisis doivent assurer la meilleure séparation de classes possible. Les méthodes utilisées dans la réduction de l’espace de représentation peuvent être séparées en deux groupes : méthodes d’extraction et méthodes de sélection [107]. Les méthodes d’extraction visent à former une combinaison linéaire des paramètres initiaux sans exclusion. Ceci permet de réduire l’espace de représentation sans suppression de paramètres. Parmi les méthodes d’extraction, on peut citer l’analyse en composantes principales (ACP) [108]. Les méthodes de sélection, quant à elles, visent à réduire le nombre de paramètres initiaux en excluant les paramètres les moins pertinents. Parmi les méthodes de sélection de paramètres, on distingue la méthode SFS (Sequential Forward Selection) et la méthode SBS (Sequential Backward Selection) [109, 110]. Dans notre travail, on s’intéresse principalement à la méthode SBS plutôt que la méthode SFS pour deux raisons : sa rapidité et sa capacité à donner des résultats réalistes quand il y a un nombre important de paramètres initiaux.

La méthode SBS utilise une boucle qui commence avec un vecteur forme initial de n paramètres et qui enlève (ou supprime) un paramètre de façon séquentielle à chaque fois, jusqu’à ce que le nombre de paramètres final n' soit atteint. Cette méthode est basée sur l’optimisation d’un critère de sélection J . L’algorithme de la méthode SBS peut s’écrire de la manière suivante :

Le nombre d’opérations nécessaires afin de sélectionner n' paramètres parmi les n paramètres initiaux est donné par l’équation suivante :

$$C_n^{n'} = \frac{n!}{(n - n')!n!} \quad (3.76)$$

Algorithm 1 Sequential Backward Selection (SBS)

- (1) Commencer avec le vecteur initial de n paramètres, tel que $X_0 = [x_1, x_2, \dots, x_n]$.
 - (2) Trouver le paramètre x_i qui minimise le critère de sélection J , tel que $i = \text{Argmin}(J(x_i))$.
 - (3) Supprimer le paramètre x_i des paramètres initiaux : $X_0 \leftarrow X_0 - x_i$.
 - (4) Répéter (2) et (3) jusqu'à ce que n' soit atteint.
 - (5) Retourner le vecteur final $X \leftarrow X_0$.
-

Critère de sélection J

Le critère de sélection J , doit assurer une séparabilité maximale entre les différentes classes ainsi qu'une compacité minimale d'observations d'une même classe. Ceci revient à maximiser la variance inter-classes et à minimiser la variance intra-classe.

Les matrices de variance intra-classe et inter-classes sont exprimées respectivement de la manière suivante :

$$\Sigma_w = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^{q_i} (x_{ij} - g_i)(x_{ij} - g_i)' \quad (3.77)$$

$$\Sigma_B = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^M (g_i - g)(g_i - g)' \quad (3.78)$$

où :

- w = within, B = between;
- Q est le nombre total des observations;
- q_i est le nombre d'observations de la classe Ω_i ;
- M est le nombre de classes;
- g_i est le centre de gravité de la classe Ω_i , il est exprimé par la relation suivante :

$$g_i = \frac{1}{q_i} \sum_{j=1}^{q_i} x_{ij} \quad (3.79)$$

- g est le centre de gravité de l'ensemble des observations, il est donné par la relation suivante :

$$g = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M g_i \quad (3.80)$$

- x_{ij} est la $j^{\text{ème}}$ observation de la classe Ω_i .

À partir des matrices définies par les équations (3.77) et (3.78), le critère de sélection J est choisi de manière à assurer une dispersion inter-classes maximale et une dispersion intra-classe minimale. Parmi les expressions courantes donnant le critère J , on distingue les deux suivantes :

$$J_1 = \text{trace}(\Sigma_w^{-1} \cdot \Sigma_B) \quad (3.81)$$

$$J_2 = \frac{\det(\Sigma_w + \Sigma_B)}{\det(\Sigma_w)} \quad (3.82)$$

où $\text{trace}(\Sigma_w^{-1} \cdot \Sigma_B)$ est la somme des vecteurs propres de la matrice $(\Sigma_w^{-1} \cdot \Sigma_B)$.

D'après l'algorithme 1, le paramètre correspondant à la plus petite valeur de J est supprimé à chaque séquence. Par conséquent, on peut déduire que la plus grande valeur de J assure la meilleure séparabilité des classes.

3.3.2 Classification

Il a été mentionné précédemment que la classification concerne la méthode de discrimination choisie afin de séparer les différentes classes. Il existe une multitude de méthodes de classification qui peuvent être séparées en deux groupes : classification supervisée et classification non-supervisée.

3.3.2.1 Classification supervisée

La classification supervisée se base sur la connaissance a priori des classes, ce qui permet de collecter des observations avec des classes connues. Ces observations sont appelées *ensemble d'apprentissage*. Leur rôle est d'apprendre au classifieur à distinguer les différentes classes à partir des observations d'apprentissage. Ce processus permet de définir une fonction d'appartenance par laquelle les observations sont liées à leurs classes respectives. Les étapes d'une classification supervisée peuvent être résumées dans les points suivants :

- Création du vecteur forme qui doit contenir des paramètres sensibles aux différents modes de fonctionnement (il est possible de réduire l'espace de représentation à l'aide d'un algorithme de sélection). Cette étape nécessite la connaissance du système ainsi que ses modes de fonctionnement.
- Collecte de l'ensemble d'apprentissage qui doit être représentatif des différents modes de fonctionnement du système. Chaque échantillon de l'ensemble d'apprentissage est constitué d'une entrée (observation) et d'une sortie correspondante à une des classes (étiquette de l'observation).
- Détermination de la fonction d'appartenance et de l'algorithme d'apprentissage associé.
- Évaluation de la précision de la fonction d'appartenance par un *ensemble de test*. Cet ensemble est constitué d'échantillons avec des entrées et des sorties connues. Cependant, seulement les entrées sont communiquées au classifieur, les sorties servent seulement à vérifier l'exactitude de la classification réalisée.

La performance d'une méthode de classification supervisée dépend de l'algorithme utilisé dans la construction de la fonction d'appartenance. Parmi les algorithmes les plus utilisés durant les deux dernières décennies, on trouve les réseaux de neurones et le support vecteur machine (SVM) [111, 112].

3.3.2.2 Classification non-supervisée

Contrairement à la classification supervisée, celle non-supervisée ne suppose pas une connaissance à priori des différentes classes ou modes de fonctionnement. En effet, elle analyse un ensemble d'observations dans le but de trouver des formes (classes) cachées en exploitant les corrélations qui peuvent exister entre les différentes observations. Parmi les méthodes de classification non-supervisée, on trouve la classification hiérarchique et la classification par partition. C'est dans cette dernière que s'inscrit la méthode utilisée dans notre étude : le k-means, qui est connu pour son efficacité et sa facilité d'implémentation [113].

Le k-means est un algorithme itératif qui traite un ensemble d'observations en le divisant en plusieurs sous-ensembles. Chaque sous-ensemble représente une classe différente. Cette opération est réalisée à l'aide d'une fonction f qui affecte les observations aux classes. Pour un ensemble de N observations X_i à affecter dans M classes $\{\Omega_1^l, \Omega_2^l, \dots, \Omega_M^l\}$, la fonction f s'exprime comme suit :

$$f(X_i) = \underset{1 \leq k \leq M}{\text{Arg min}} \{d(X_i, g_k)\} \quad (3.83)$$

où $d(X_i, g_k)$ est une mesure de similarité entre l'observation X_i et le centre de gravité de la classe Ω_k^l , l représente la $l^{\text{ème}}$ itération.

Une mesure de similarité représente une corrélation entre deux valeurs données. Plus cette mesure est petite plus les deux valeurs sont similaires. Parmi les mesures de similarité les plus courantes, on retrouve la distance de *Minkowsky*, qui s'exprime dans le cas du k-means par :

$$d_{\text{Mink}}(X_i, g_k) = \left(\sum_{j=1}^n |X_{i,j} - g_{k,j}|^m \right)^{\frac{1}{m}} \quad (3.84)$$

où n est le nombre de paramètres d'une observation X_i , m est un nombre entier appelé paramètre de *Minkowsky*. Pour $m = 2$, la distance de *Minkowsky* est égale à la distance euclidienne qui est donnée par :

$$d_{\text{Euc}}(X_i, g_k) = \left(\sum_{j=1}^n |X_{i,j} - g_{k,j}|^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.85)$$

pour $m = 1$, la distance de *Minkowsky* est égale à la distance de *Manhattan* qui s'exprime par :

$$d_{\text{Man}}(X_i, g_k) = \sum_{j=1}^n |X_{i,j} - g_{k,j}| \quad (3.86)$$

Il existe une autre variante de la distance de *Minkowsky* qui prend en compte la nature stochastique des observations en introduisant un terme lié à la covariance. Cette distance s'appelle la distance de *Mahalanobis* et elle s'écrit de la manière suivante :

$$d_{\text{Maha}}(X_i, g_k) = \sqrt{(X_{i,j} - g_{k,j}) \text{Cov}^{-1}(X_{i,j} - g_{k,j})} \quad (3.87)$$

où Cov^{-1} est l'inverse de la matrice de covariance Cov . Chacune des distances citées précédemment donne un contour particulier. Par exemple, la distance euclidienne donne un contour

circulaire, la distance de *Manhattan* donne un contour en forme de losange et la distance de *Mahalanobis* donne un contour elliptique. Ainsi, en fonction de la forme de distribution des classes, une distance donne une meilleure discrimination qu'une autre.

Les étapes de l'algorithme k-means peuvent être résumées dans les points suivants :

1. Sélectionner aléatoirement M observations parmi les N observations disponibles et les considérer comme étant les centres de gravité des M classes.
2. Associer chaque observation X_i au centre de gravité le plus proche en utilisant la fonction d'affectation donnée par l'équation (3.83).
3. À la fin d'une itération, toutes les observations sont affectées. À ce moment-là, il faut recalculer le centre de gravité de chaque classe avec la formule suivante :

$$g_k = \frac{1}{|\Omega_k^l|} \sum_{X_i \in \Omega_k^l} X_i \quad (3.88)$$

où $1 \leq k \leq M$ et $|\Omega_k^l|$ est le nombre d'observations de la classe Ω_k à l'itération l .

4. Réexécuter les étapes 2 et 3 jusqu'à ce que les centres de gravité de toutes les classes deviennent constants en fonction des itérations.

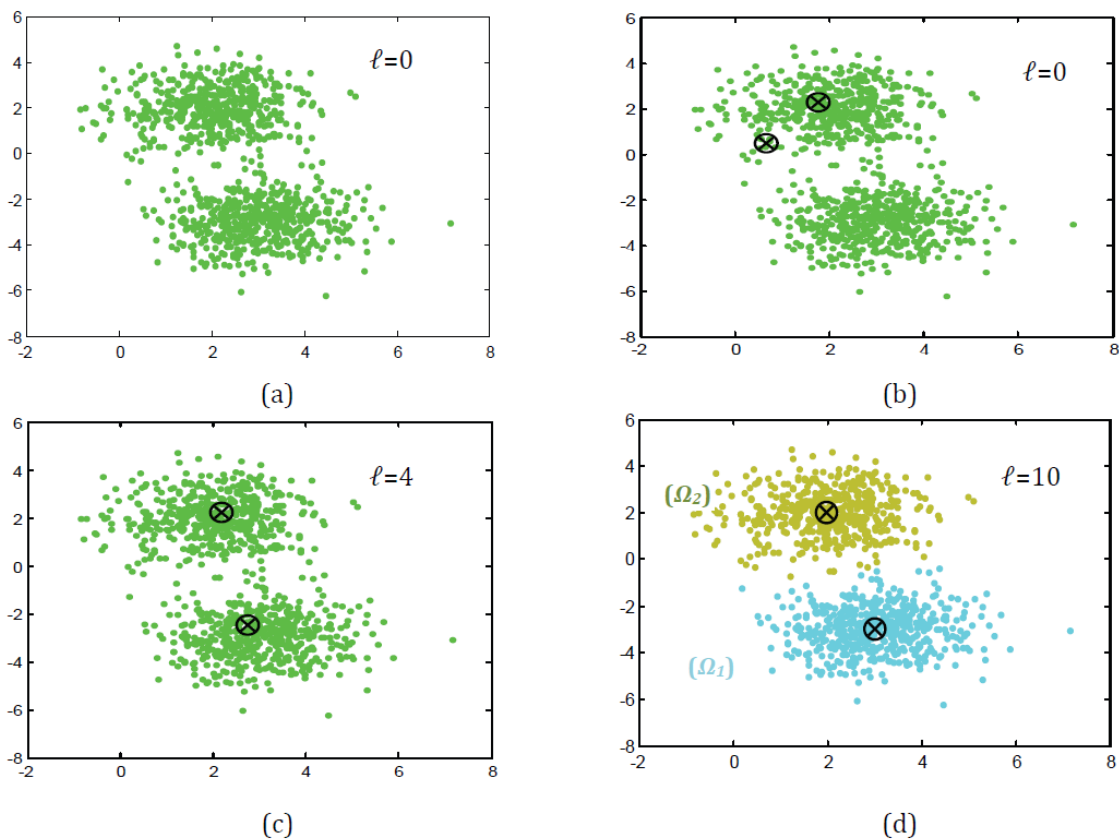


FIGURE 3.6 – Évolution de la classification par le k-means en fonction de l'itération [114].

La figure 3.6 montre l'évolution du processus de classification de l'algorithme k-means en fonction du nombre d'itérations. Au début, lors de la première itération $l = 0$, la sous-figure (a) montre la totalité des observations avant de choisir les centres de gravité. Sur cette figure, on peut distinguer à l'œil la présence de deux formes. En suite, la sous-figure (b) montre deux centres de gravité choisis aléatoirement et marqués par des croix. Quand $l = 4$, la sous-figure (c) montre que les centres de gravité ont changé de position et qu'ils se sont rapprochés du milieu des deux formes distinctes. Finalement, pour $l = 10$, la sous-figure (d) montre que les centres de gravité se sont stabilisés au milieu des deux formes donnant lieu aux deux classes finales Ω_1 et Ω_2 .

3.4 Conclusion

Ce chapitre présente les méthodes proposées pour le diagnostic des fuites internes. Il se divise en deux parties distinctes qui traitent deux approches différentes de diagnostic, à savoir, le diagnostic à base de modèle et le diagnostic par classification.

La première partie dédiée au diagnostic à base de modèle commence par introduire la notion de représentation d'état des systèmes dynamiques. Ensuite, le modèle de Vold-Kalman est présenté comme un outil qui permet l'observation des paramètres d'un signal donné (fréquence, amplitude, phase) pour faire le diagnostic. Finalement, le filtre de Kalman discret et le filtre de Kalman étendu sont présentés comme étant des outils d'estimation de grandeurs d'intérêt pour des systèmes linéaires et non-linéaires respectivement. La deuxième partie dédiée au diagnostic par classification explique la démarche à suivre dans ce type d'approche. Notamment, la sélection des paramètres et le choix de l'algorithme de classification. Ensuite, l'accent est mis sur les outils utilisés dans notre étude, à savoir, le SBS et le k-means.

Les approches de diagnostic présentées dans ce chapitre sont différentes par leurs avantages et inconvénients. Cependant, ces approches peuvent présenter des complémentarités que l'on va aborder dans le chapitre suivant tout en soulignant les limites de chaque approche.

Chapitre 4

Diagnostic de fuites internes : applications des méthodes proposées

Sommaire

4.1 Introduction	88
4.2 Approches d'identification de pistons défectueux	88
4.2.1 Problématique	88
4.2.2 Approche basée sur le signal de débit	89
4.2.3 Approche basée sur le signal de pression	94
4.3 Détection de fuite de piston par classification	104
4.3.1 Analyse des signaux de pression pour plusieurs états de santé	105
4.3.2 Détection de fuites de piston avec le k-means	111
4.4 Conclusion	118

4.1 Introduction

Dans les deux chapitres précédents, nous nous sommes focalisés d'une part sur la modélisation de la pompe à pistons axiaux et d'autre part sur les méthodes adéquates au diagnostic de cette dernière. Dans ce chapitre, nous présentons une étude expérimentale dans laquelle nous appliquons les différents outils précédemment présentés. Le but est de détecter les fuites internes dans une pompe à pistons.

Ce chapitre comporte deux parties. La première traite du diagnostic à base de modèle dans le but d'identifier le piston défectueux lorsqu'il y a une fuite de piston. Dans ce contexte, nous présentons deux approches. La première utilise le signal de débit et se base sur le modèle de Vold-Kalman afin d'estimer l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre. Compte tenu de la difficulté liée à l'acquisition du signal de débit instantané, nous proposons une deuxième approche qui utilise un signal facilement mesurable, à savoir, le signal de pression. Cette approche se base sur le modèle dynamique du système et sur le filtre de Kalman étendu afin d'estimer la pression à l'intérieur de chaque piston. La deuxième partie de ce chapitre présente une méthode de diagnostic par classification afin de détecter des fuites de piston avec des sévérités différentes. Cette méthode est non-supervisée, ce qui lui donne un avantage en termes de quantité de données utilisées. Le but de cette méthode est de trouver des indicateurs robustes capables de détecter la présence de fuite, quelles que soient les conditions de fonctionnement.

4.2 Approches d'identification de pistons défectueux

4.2.1 Problématique

Le diagnostic des pompes à pistons axiaux a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche durant les deux dernières décennies. Parmi les défauts susceptibles d'apparaître sur ce genre de machine, nous retrouvons la cavitation [64], les fissures de piston [69, 115], les défauts de roulement [72], les défauts de régulateur de cylindrée [70], l'usure de l'arbre d'entraînement [66], le grippage de la plaque de distribution [68], etc. L'apparition de chaque type de défaut dépend de la conception et de l'utilisation de la pompe. Cependant, un mode de dégradation pouvant affecter considérablement la performance des pompes à piston a peu suscité l'intérêt des chercheurs, à savoir les fuites internes. En effet, la plupart des travaux menés sur ce sujet concernent la modélisation mathématique de ces fuites [1, 94], alors qu'il y a moins d'études adressées à leur diagnostic [116, 117]. D'où notre intérêt pour l'étude de ces fuites et spécialement les fuites de piston, dans le but d'apporter des nouveautés dans ce domaine.

Une fuite de piston se produit entre deux composants de la pompe : le piston et le barillet. Elle est le résultat des forces de frottement appliquées entre la surface cylindrique du piston et l'alésage du barillet [118]. La dégradation de ces deux surfaces augmente le jeu qu'il y a entre eux et génère plus de fuites. Ce phénomène peut être accéléré et localisé sur un seul piston

quand le fluide pompé est contaminé par des débris. En effet, les installations de pompe à pistons axiaux n'incluent pas de filtration à l'aspiration en raison de la difficulté liée à l'amorçage de ce type de pompe. Par conséquent, les débris contenus dans le réservoir peuvent passer à travers la pompe. Ce passage de débris accélère la dégradation de la surface du piston et crée d'importantes fuites. La figure 4.1 montre ce processus de dégradation. Les conséquences d'une fuite de piston se traduisent par une baisse de performance ainsi qu'une augmentation des vibrations de la structure de la pompe.

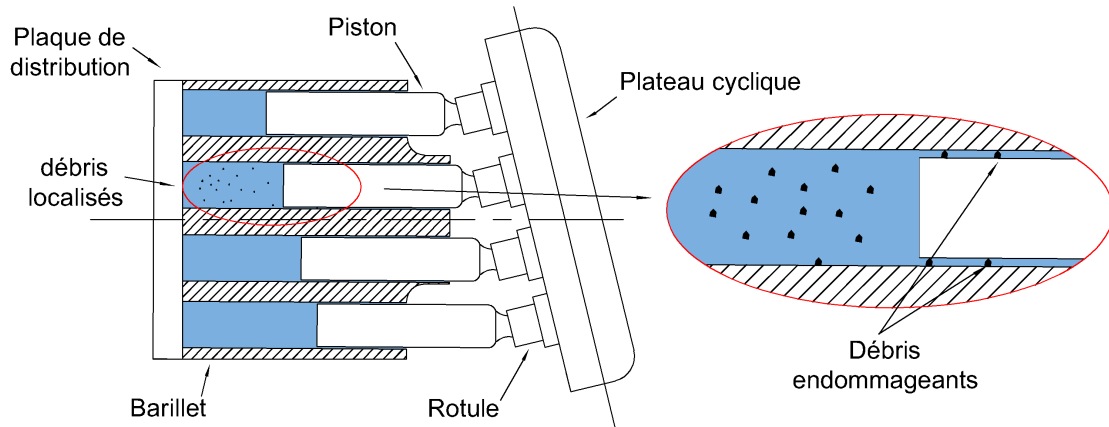


FIGURE 4.1 – Dégradation de la surface du piston en présence de débris.

En termes de signal mesuré, une fuite de piston introduit une chute périodique dans les signaux de débit et de pression à la sortie de la pompe. Les méthodes de diagnostic conventionnelles à base de signal sont capables de détecter la présence d'une fuite de piston [116, 117]. Par exemple, une simple analyse spectrale permet d'observer une augmentation de l'amplitude de la fréquence de rotation. Cependant, ces méthodes sont incapables d'identifier le piston défectueux parmi les autres pistons. Afin de surmonter cette limitation, nous proposons dans cette section de nouvelles techniques à base de modèle capables d'identifier le piston défectueux. Cette identification permet la réalisation d'une intervention de maintenance efficace, en changeant seulement le piston défectueux au lieu de tous les pistons.

Dans la suite de ce chapitre, nous allons présenter deux approches qui permettent l'identification du piston défectueux. L'une s'appuie sur le signal de débit et l'autre sur le signal de pression. Ce qui nous conduit à privilégier les méthodes de Kalman les plus adaptées dans chacun des cas : Vold-Kalman pour le débit et Kalman étendu pour le signal de pression.

4.2.2 Approche basée sur le signal de débit

À partir du modèle Simscape présenté dans le chapitre 2, nous avons montré que le signal de débit sortant d'un cylindre ressemble à une sinusoïde redressée (voir figure 2.9). En présence d'une fuite de piston, ce débit diminue en amplitude comme le montre la figure 4.2. Cette fuite a été simulée en réduisant la valeur initiale de la section du piston donnée dans le tableau 2.2

de $(1.77 \times 10^{-4} m^2)$ à $(1.65 \times 10^{-4} m^2)$. Ceci a pour but de simuler l'augmentation du jeu entre le piston et son alésage par l'effet de frottement. Cette diminution engendre une chute périodique dans le signal de débit de sortie de pompe (voir figure 4.3).

Afin d'identifier le piston défectueux en utilisant le signal de débit sortant de la pompe, nous proposons d'estimer l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre avec le filtre de Vold-Kalman. Pour cela, il est nécessaire de construire l'équation d'état et l'équation de mesure qui constituent le modèle de Vold-Kalman présenté dans la section 3.2.2. En raison de la difficulté liée à l'acquisition d'un signal de débit réel, la méthode proposée dans cette partie a été testée uniquement sur des signaux simulés.

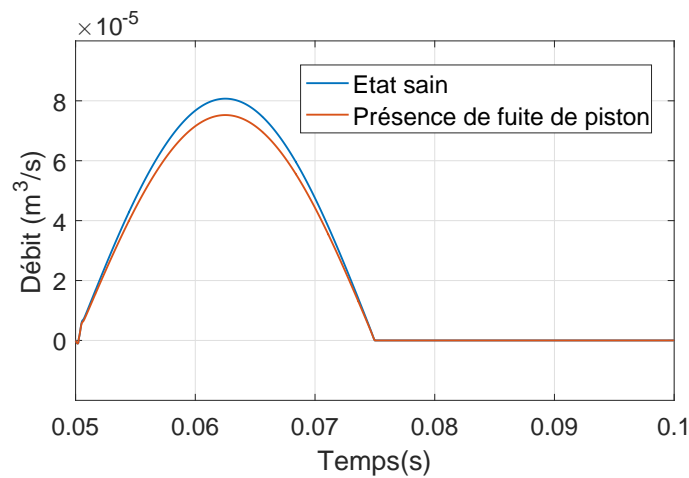


FIGURE 4.2 – Débit sortant du cylindre 1 à l'état sain et en présence de fuite.

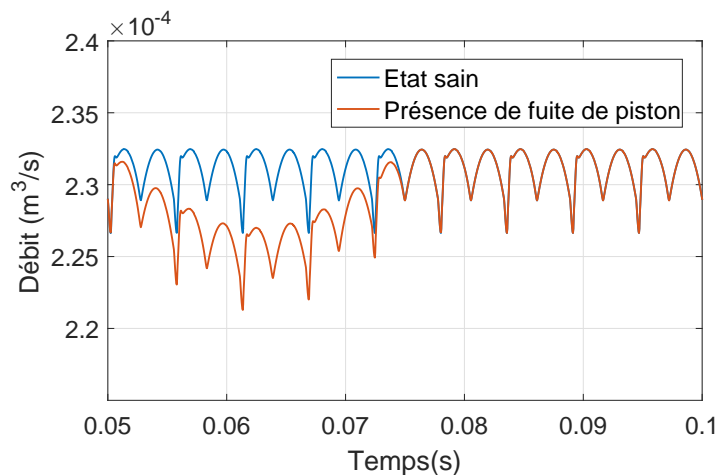


FIGURE 4.3 – Débit sortant de la pompe à l'état sain et en présence de fuite.

4.2.2.1 Construction du modèle de Vold-Kalman pour le signal de débit

Le modèle de Vold-Kalman considère qu'un signal quelconque peut être exprimé par une somme de composantes fréquentielles (sinusoïdes) (voir section 3.2.2). Afin d'adapter ce modèle à notre application, nous supposons que le signal de débit en sortie de pompe est la somme de sinusoïdes redressées. Cela permet de construire l'équation de mesure et l'équation d'état. Les détails de cette construction sont présentés dans la suite de cette section.

Équation de mesure

Le débit sortant de la pompe est la somme des débits sortants de tous les cylindres. De ce fait, le débit sortant de la pompe peut s'exprimer de la manière suivante :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M \frac{a_i(k)}{2} (\cos(\theta_i(k) + \varphi_i(k)) + |\cos(\theta_i(k) + \varphi_i(k))|) + v(k) \quad (4.1)$$

où a_i , θ_i , φ_i sont respectivement l'amplitude instantanée, le déplacement angulaire instantané et la phase instantanée du signal de débit sortant du $i^{\text{ème}}$ cylindre, $v(k)$ est le bruit de mesure et M est le nombre de pistons. Ce dernier est égal à 9 pour la pompe à pistons considérée dans notre étude. D'après l'équation 4.1, le signal de débit sortant d'un cylindre est modélisé par la somme d'une sinusoïde et sa valeur absolue. En effet, cette écriture permet de modéliser la sinusoïde redressée qu'on voit dans la figure 4.2. La distance angulaire entre deux pistons successifs est connue et est égale à $\alpha = 2\pi/9$. Cette distance représente le déphasage entre deux composantes du signal $y(k)$. Par conséquent, la phase instantanée φ_i est considérée comme une constante dans la linéarisation de l'équation 4.1 donnée par :

$$y(k) = \sum_{i=1}^M a_i(k) B_i(k) + v(k) \quad (4.2)$$

où $B_i(k) = \frac{1}{2}(\cos(\theta_i(k) + \varphi_i(k)) + |\cos(\theta_i(k) + \varphi_i(k))|)$. L'équation 4.2 peut s'écrire sous la forme suivante :

$$y(k) = H(k)x(k) + v(k) \quad (4.3)$$

où $H_k = [0 \ \dots \ 0 \ B_1(k) \ \dots \ B_M(k)]$ est le vecteur de mesure et $x_k = [a_1(k-1) \ \dots \ a_M(k-1) \ a_1(k) \ \dots \ a_M(k)]^T$ est la variable d'état. L'équation 4.3 représente l'équation de mesure du modèle Vold-Kalman

Équation d'état

Dès lors que la phase φ_i est considérée comme constante, seule l'amplitude est concernée par l'estimation. Ainsi, la contrainte de Vold-Kalman formulée par l'équation 3.31 concerne seulement l'amplitude. Ce qui permet d'écrire :

$$a_i(k+1) - 2a_i(k) + a_i(k-1) = \varepsilon_i(k) \quad (4.4)$$

où a_i est l'amplitude instantanée et $\varepsilon_i(k)$ est le bruit ou l'erreur de modélisation. L'équation 4.4 peut se mettre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} a_i(k) \\ a_i(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_i(k-1) \\ a_i(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \varepsilon_i(k) \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

En prenant en considération les M composantes du signal, nous obtenons :

$$\begin{pmatrix} a_1(k) \\ \vdots \\ \vdots \\ a_M(k) \\ a_1(k+1) \\ a_2(k+1) \\ \vdots \\ a_M(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \dots & \dots & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & & \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \\ -1 & 0 & \dots & 0 & 2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 & \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & -1 & 0 & \dots & 0 & 2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_1(k-1) \\ \vdots \\ \vdots \\ a_M(k-1) \\ a_1(k) \\ a_2(k) \\ \vdots \\ a_M(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \\ \varepsilon_1(k) \\ \varepsilon_2(k) \\ \vdots \\ \varepsilon_M(k) \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

L'équation 4.6 peut se mettre sous la forme suivante :

$$x(k+1) = A.x(k) + w(k) \quad (4.7)$$

L'équation 4.7 représente l'équation d'état du modèle Vold-Kalman. Les équations 4.3 et 4.7 représentent le modèle de Vold-Kalman récursif qui permet d'écrire l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre en tant que variable d'état. Le filtre de Kalman discret présenté dans la section 3.2.3 permet d'estimer ces amplitudes dans la section suivante.

4.2.2.2 Estimation avec le filtre de Kalman discret

Afin de démontrer l'efficacité de la méthode proposée, nous avons choisi de simuler deux fuites de piston simultanées en réduisant la valeur de la section du piston numéro 3 à $1.65 \times 10^{-4} m^2$ et celle du piston numéro 7 à $1.7 \times 10^{-4} m^2$. Ensuite, nous ajoutons au signal de débit simulé (débit à la sortie de la pompe) un bruit blanc gaussien avec un $SNR_{db} = 30$ dB. Ce niveau élevé du rapport signal/bruit est justifié par le fait que les signaux de débit et de pression sont faiblement bruités. Le bruit ajouté a pour but de simuler le bruit de mesure. Le signal obtenu est montré sur la figure 4.4. La ligne bleue représente le signal de débit à l'état sain et la ligne rouge représente le signal de débit en présence de fuites. Il est à noter que le signal de débit en présence de fuites présente plusieurs chutes concaves sur une période de signal. Il n'est pas possible de distinguer visuellement à partir de ce signal temporel les pistons défectueux.

Les paramètres du filtre de Kalman discret ont été choisis de la manière suivante :

- Le vecteur d'estimation initial $\hat{x}(0)$ est un vecteur nul de dimension $(2M, 1)$ et la matrice de covariance de l'erreur d'estimation initiale $P(0)$ est une matrice diagonale égale à $10^{-9}I$. Cette valeur est faible par rapport aux valeurs estimées qui sont de l'ordre de 10^{-4} .

- La matrice de covariance du bruit d'état est une matrice symétrique égale à $Q = 10^{-6}I$. Cette faible valeur a été choisie pour exprimer une grande confiance dans la modélisation réalisée. La matrice de covariance du bruit de mesure est égale à $R = [10]$ car le vecteur mesure contient une seule composante. Ces valeurs ont été choisies empiriquement.

Les résultats de l'estimation sont présentés dans la figure 4.5. Cette figure montre l'estima-

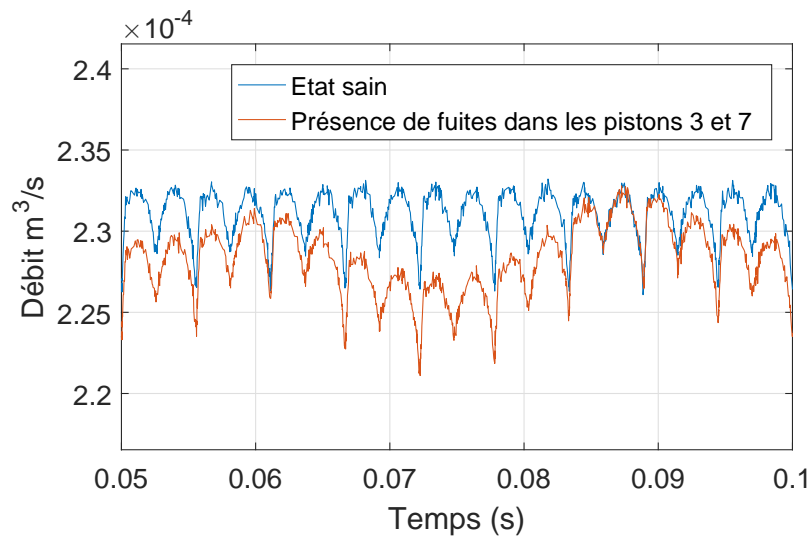


FIGURE 4.4 – Débit sortant de la pompe à l'état sain et en présence de deux fuites de piston.

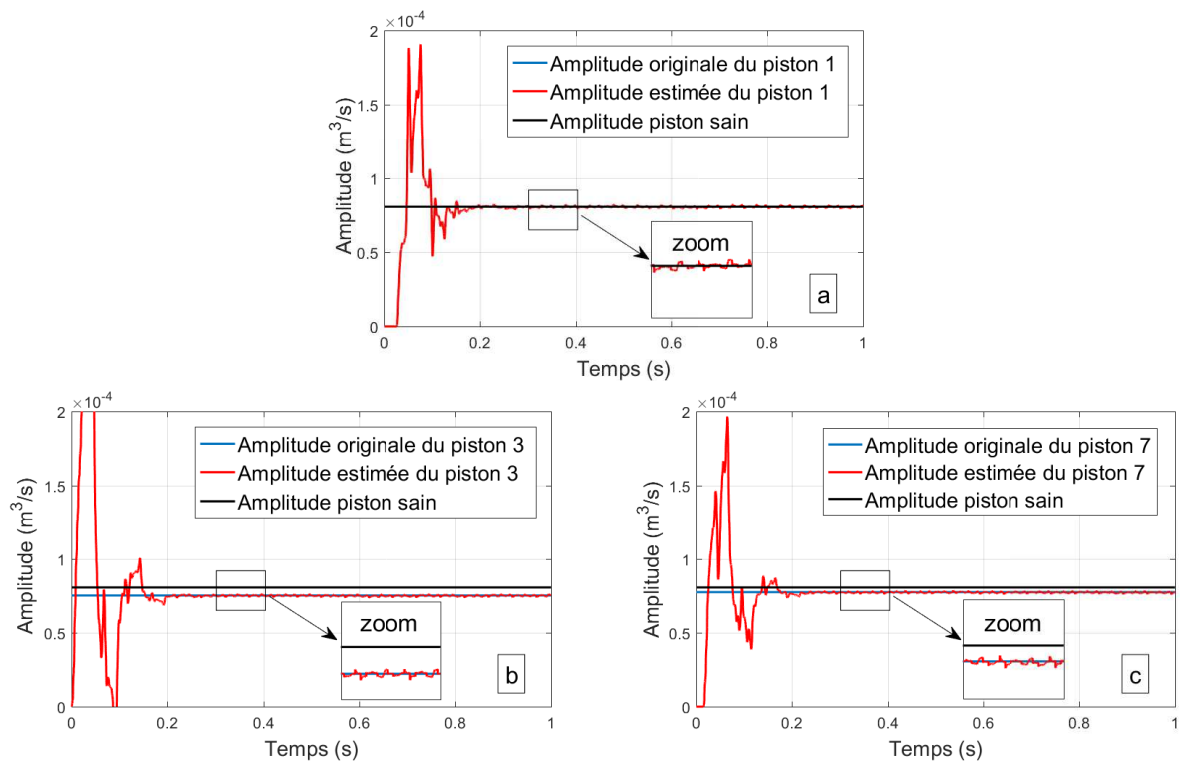


FIGURE 4.5 – Estimation de l'amplitude du débit sortant du : (a) cylindre 1, (b) cylindre 3 et (c) cylindre 7.

tion d'amplitude pour trois pistons : le piston 1 (sain), le piston 3 (section réduite à $1.65 \times 10^{-4} m^2$) et piston 7 (section réduite à $1.7 \times 10^{-4} m^2$). Les lignes noires, bleues et rouges représentent respectivement l'amplitude du débit sortant d'un cylindre à l'état sain qui est égale à $8.07 \times 10^{-5} m^3/s$, l'amplitude originale du débit sortant du $i^{ème}$ cylindre et l'estimation de l'amplitude du débit sortant du $i^{ème}$ cylindre. Il est à noter que le filtre met un certain temps à converger. Pour les valeurs choisies de Q et R, le temps de convergence du filtre est approximativement de 0.2 s. Premièrement, concernant le piston 1, la ligne noire et la ligne bleue sont superposées, car ce piston est sain. Nous remarquons que l'estimation oscille autour de l'amplitude originale. Ceci est le cas des pistons (2,4,5,6,8,9) sains et pour lesquels les estimations ne sont pas présentées. Ensuite, concernant le piston 3, l'amplitude originale est égale à $(7.52 \times 10^{-5} m^3/s)$, ainsi, la ligne bleue et la ligne rouge sont en dessous de la ligne noire comme on peut le voir sur le zoom. Finalement, concernant le piston 7, l'amplitude originale est égale $(7.75 \times 10^{-5} m^3/s)$, ainsi, l'écart entre la ligne bleue et la ligne noire est moins important que dans le cas du piston 3. Dans les trois cas, l'estimation colle parfaitement à l'amplitude originale du débit sortant d'un cylindre, quel que soit son état.

La méthode proposée dans cette section utilise le signal de débit simulé pour identifier le ou les pistons défectueux dans une pompe à pistons axiaux. Cette méthode n'a pas été validée sur des signaux réels en raison de la difficulté liée à l'acquisition des signaux de débit instantanés. En effet, le calcul du débit instantané se fait à l'aide de plusieurs capteurs de pression placés sur une canalisation dans des positions précises comme il est expliqué dans la référence [82]. Par ailleurs, cette méthode ne fonctionne que pour un système non-chargé et suppose la linéarité des débits sortants de chaque cylindre. En raison de toutes les contraintes liées à cette méthode, nous avons choisi de développer une autre méthode qui se base sur le filtre de Kalman étendu et qui utilise le signal de pression instantanée, étant donné que ce dernier est facile à acquérir.

4.2.3 Approche basée sur le signal de pression

L'apparition d'une fuite de piston introduit une chute périodique dans le signal de pression de sortie (voir figure 4.6). À partir de ce dernier, il n'est pas possible d'identifier directement le piston défectueux. Ainsi, nous proposons dans cette section d'estimer les pressions à l'intérieur de chaque piston à l'aide du filtre de Kalman étendu (EKF). Ceci a pour but de détecter l'instant exact où le piston entre en contact total avec le port de refoulement de la plaque de distribution. Cet instant correspond au début de la chute de pression et va nous permettre de distinguer le piston défectueux par la suite.

4.2.3.1 Représentation d'état du modèle de pompe à piston axiaux

Dans le but d'estimer la pression dans chaque chambre de piston, le modèle décrit par les équations de 2.5 à 2.14 dans la section 2.4.2 doit être écrit sous forme de représentation d'état. Premièrement, nous définissons le vecteur d'état $x(k) = [x_1(k), \dots, x_{n+1}(k)]^T = [P_1, \dots, P_n, P_d]^T$

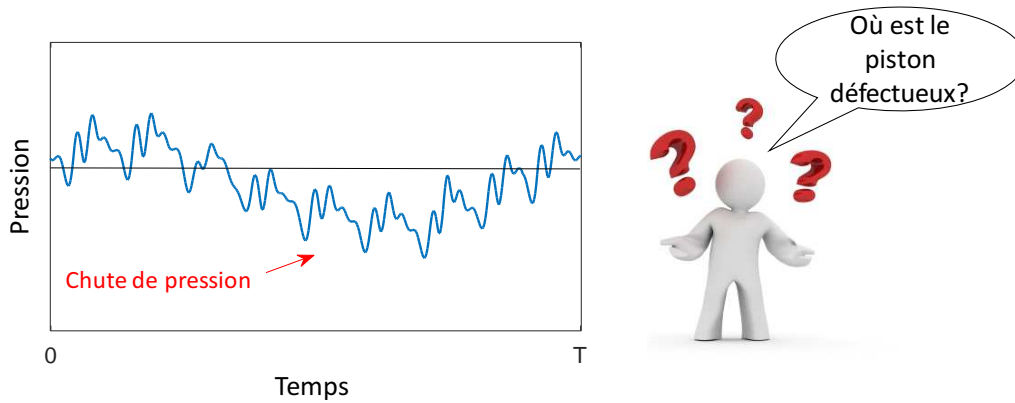


FIGURE 4.6 – Variation de la pression de sortie sur une période en présence de fuite de piston.

où P_1 à P_n correspondent aux pressions à l'intérieur de n pistons et P_d est la pression à la sortie de la pompe. Ensuite, nous définissons le vecteur de mesure comme étant le signal de pression à la sortie de la pompe, ainsi $y(k) = [P_d]^T$. Après cela, pour le i ème piston, nous exprimons les équations de débit à partir de 2.8 à 2.12 de la manière suivante :

$$Q_{d,i}(k) = A_{d,i}(k) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2|x_i(k) - x_{n+1}(k)|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(x_i(k) - x_{n+1}(k)) \quad (4.8)$$

$$Q_{in,i}(k) = A_{in,i}(k) \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2|P_{in} - x_i(k)|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(P_{in} - x_i(k)) \quad (4.9)$$

$$Q_{1,i}(k) = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_k} (x_i(k) - P_0) \quad (4.10)$$

$$Q_{2,i}(k) = \frac{\pi \cdot d_h^4 \cdot \delta_s^3}{\mu (6 \cdot d_h^4 \cdot \ln(\frac{R_s}{r_s}) + 128 \cdot \delta_s^3 \cdot l_p)} (x_i(k) - P_0) \quad (4.11)$$

$$Q_{3,i}(k) = \frac{\delta_v^3}{12 \cdot \mu} \left[\frac{1}{\ln(\frac{R_2}{R_1})} + \frac{1}{\ln(\frac{R_4}{R_3})} \right] (x_i(k) - P_0) \quad (4.12)$$

Le débit de fuite total du i ème piston est $Q_{l,i}(k) = Q_{1,i}(k) + Q_{2,i}(k) + Q_{4,i}(k)$. Finalement, la représentation d'état du système non-linéaire donnée par les équations de 2.5 à 2.14 peut

s'écrire de la manière suivante :

$$\begin{cases} x_1(k+1) = \Delta t \frac{B}{V_1(k)} \left[Q_{g,1}(k) + Q_{in,1}(k) - Q_{d,1}(k) - Q_{l,1}(k) \right] + x_1(k) \\ \vdots \\ x_n(k+1) = \Delta t \frac{B}{V_n(k)} \left[Q_{g,n}(k) + Q_{in,n}(k) - Q_{d,n}(k) - Q_{l,n}(k) \right] + x_n(k) \\ x_{n+1}(k+1) = \Delta t \frac{B}{V_d} \left[\sum_{i=1}^9 Q_{d,n+1}(k) - C_v \cdot A_v \sqrt{\frac{2(x_{n+1}(k) - P_t)}{\rho}} \right] + x_{n+1}(k) \end{cases} \quad (4.13)$$

$$y(k) = [0 \dots 0 \ 1] [x_1(k) \dots x_n(k) \ x_{n+1}(k)]^T \quad (4.14)$$

où Δt est le temps d'échantillonnage.

De cette manière, nous avons les deux équations qui constituent notre représentation d'état non-linéaire. D'un côté, la fonction d'état f non-linéaire définie par l'équation 3.57 est donnée par le système d'équations 4.13. Ce dernier permet d'écrire chaque variable d'état à l'itération $(k+1)$ en fonction de la variable d'état à l'itération précédente (k) . De l'autre côté, la fonction de mesure h définie par l'équation 3.58 est donnée par l'équation 4.14. Cette dernière permet de lier la mesure $y(k)$ au vecteur d'état $x(k)$.

4.2.3.2 Implémentation et ajustement des paramètres de l'EKF

Une fois la représentation d'état du système définie, l'algorithme de l'EKF peut être exécuté. Ce dernier estime les variables d'état de \hat{x} en se basant sur le modèle donné par le système d'équations 4.13 qui représente l'état sain de la pompe. Le signal d'erreur résiduelle $e = P_d - \hat{P}_d$ est ensuite calculé pour faire la décision de diagnostic. En présence d'une fuite de piston, ce signal résidu augmente, alors qu'il reste insignifiant dans l'état sain. La figure 4.7 représente le schéma de la méthode d'identification proposée. Il est à noter que l'entrée de l'EKF est le signal de pression en sortie de pompe et que les sorties de l'EKF sont les estimations de pression à l'intérieur des pistons ainsi qu'à la sortie de la pompe.

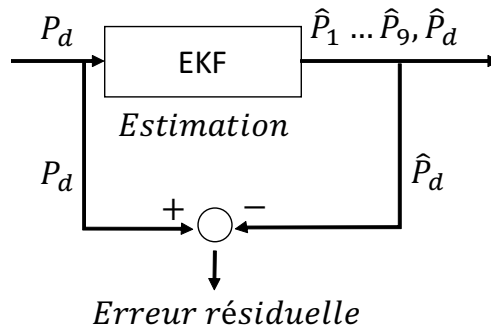


FIGURE 4.7 – Schéma de la méthode d'identification du piston défectueux avec le EKF

Afin d'initialiser l'EKF, nous devons définir le vecteur d'état initial $\hat{x}(0)$ et la matrice de covariance de l'erreur d'estimation initiale $P(0)$. Les estimations initiales ont été choisies égales à

zéro excepté la pression en sortie de pompe qui a été initialisée à la pression d'aspiration, ainsi $\hat{x}(0) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 10^5]$. La matrice de covariance de l'erreur d'estimation initiale $P(0)$ est choisie comme étant une matrice diagonale où tous les termes diagonaux sont égaux à 10^2 . Très inférieur aux valeurs de travail de l'ordre de 10^7 .

L'ajustement de l'EKF a été réalisé de la façon suivante :

- Les matrices Jacobiennes $A(k)$, $H(k)$ données par les équations 3.63 et 3.64 sont calculées. Ainsi, la matrice $A(k)$ est obtenue avec la commande *Jacobian* de Matlab et la matrice $H(k)$ est donnée par $H(k) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]$.
- En supposant que le bruit d'état et le bruit de mesure sont blancs, gaussiens et stationnaires, les matrices $Q(k)$ et $R(k)$ sont constantes. Par conséquent, R est choisie de la manière suivante $R = [10]$ et Q matrice diagonale où tous les termes non-nuls ont été défini à 10^{-9} .
- Les matrices Jacobiennes W, V données par les équations 3.65 et 3.66 sont des matrices identités.

4.2.3.3 Comparaison de signaux réels et simulés en présence de fuite de piston

Nous avons réalisé des tests de fuite sur le banc expérimental présenté dans la section 2.3 ainsi que des simulations de ces fuites avec le modèle présenté dans la section 2.4.2. Ces tests ont concerné deux cas : fuite au premier piston et fuite au deuxième piston. Le premier cas a été réalisé en plaçant le piston défectueux (gros défaut $s_{p2} \approx 35 \mu m$, présenté dans la section 2.5) dans la position 1 du barillet (par rapport au tachy). Le deuxième cas a été réalisé en plaçant le même piston défectueux dans la position 3 du barillet (en respectant le sens de rotation de l'arbre). La figure 4.8 montre les signaux réels et simulés obtenus pour les deux cas ainsi que pour le cas sain.

La figure 4.8a représente les signaux de pression en sortie de pompe à l'état sain. Il est à noter que l'axe des x est ajusté sur une période du signal (0.05 s) étant donné que la vitesse de rotation est de 1200 *tr/min*. La ligne bleue représente le signal simulé et la ligne rouge en pointillé représente le signal réel. Dans ce cas, les ondulations des deux signaux sont parfaitement horizontales sur toute la période. La figure 4.8b représente les signaux de pression lorsqu'il y a une fuite au piston 1. Cette fuite crée une chute concave qui s'étend sur toute la période des deux signaux (simulé et réel). Cependant, le signal simulé chute un peu plus rapidement que le signal réel, ce qui donne des formes de concavités légèrement différentes pour les deux signaux. La figure 4.8c représente les signaux de pression lorsqu'il y a une fuite au piston 3. Cette fuite crée la même chute concave que la fuite au piston 1. Néanmoins, cette fois, la chute est décalée par rapport au début de la période.

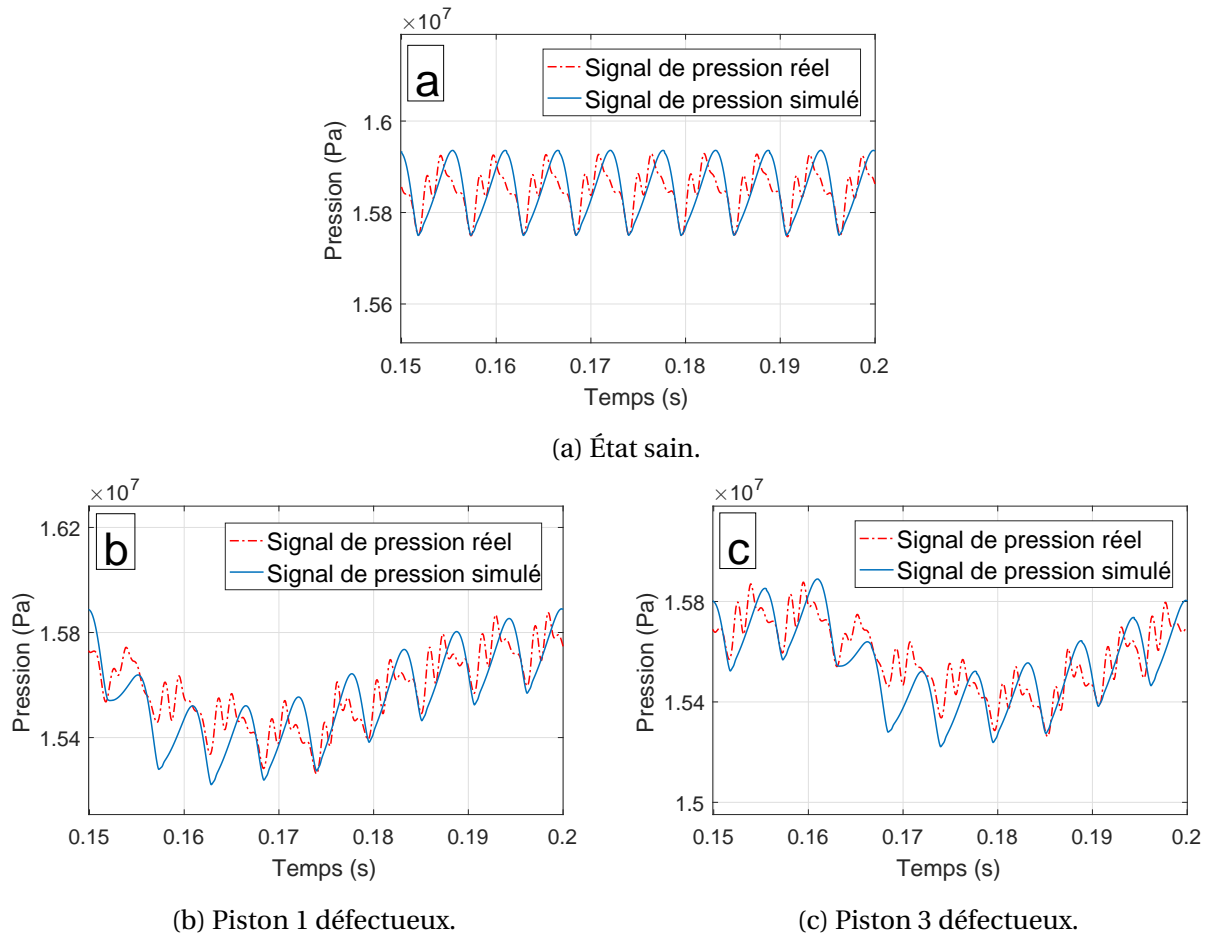


FIGURE 4.8 – Signaux réels et simulés de la pression en sortie de pompe pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.

4.2.3.4 Création de signaux de pression modulés

Les ondulations d'un signal de pression réel contiennent des variations et ne sont pas lissées comme celles d'un signal simulé (voir figure 4.8). Ces variations sont dues au flux retour comme cela a été expliqué dans la section 2.5. Quand les signaux réels sont directement introduits dans l'EKF, les estimations ne sont pas bonnes, car ces variations ne sont pas reproductibles avec la simulation (même en changeant R et Q). Or, il a été démontré que la présence d'une fuite de piston introduit une chute périodique dans le signal de pression. Cette propriété peut être extraite séparément et ajoutée au signal de pression simulé à l'état sain. Cette combinaison nous offre un signal simulé qui contient l'information de la fuite et qu'on appellera de manière inexacte dans la suite du manuscrit : signal modulé. Lorsqu'un signal modulé est introduit dans l'EKF, il donne de bons résultats qui sont présentés dans la suite de cette section.

La figure 4.9 schématise la méthode proposée pour créer un signal modulé. La première étape est l'extraction de l'enveloppe des pics à partir du signal réel (information de la fuite). La deuxième étape est la soustraction du maximum de l'enveloppe des pics. La troisième étape est

l'addition de l'enveloppe des pics et le signal de pression simulé. Le signal obtenu ressemble à

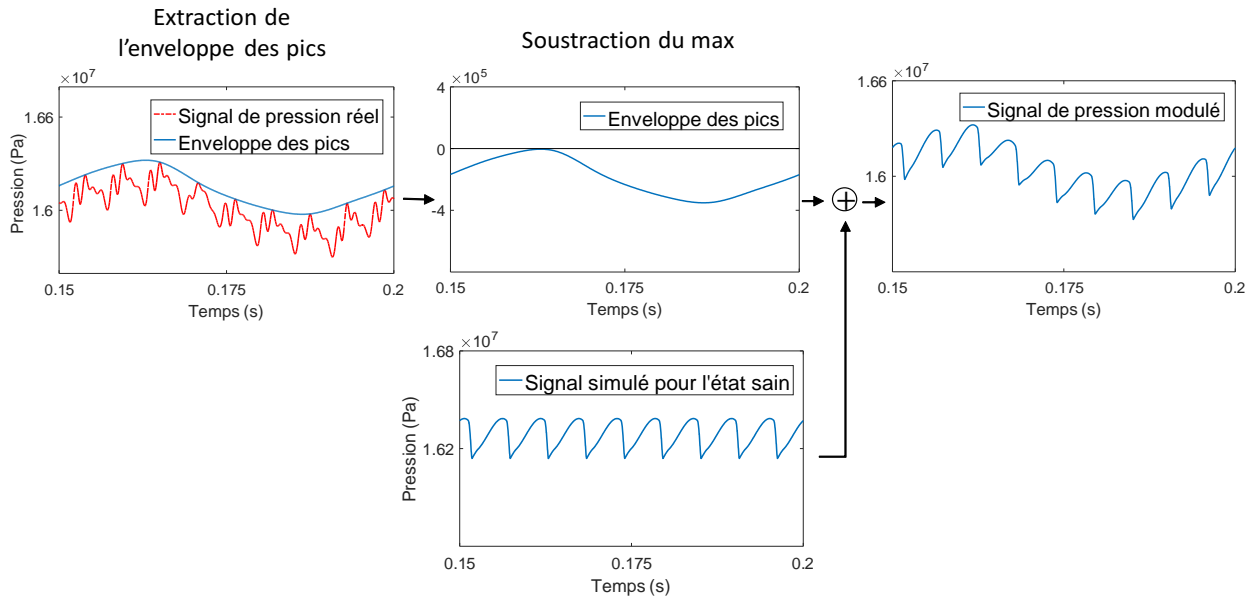


FIGURE 4.9 – Méthode de création de signaux de pression modulés.

un signal simulé, mais contient l'information de la fuite.

La figure 4.10 montre la comparaison entre signaux réels (ligne rouge en pointillé) et signaux modulés (ligne bleue continue). Nous constatons que dans tous les cas (état sain représenté sur la figure 4.10a, piston 1 défectueux représenté sur la figure 4.10b, piston 3 défectueux représenté sur la figure 4.10c) les signaux réels et modulés coïncident parfaitement. Par conséquent, les signaux modulés contiennent l'information de la fuite et peuvent être utilisés à la place des signaux réels pour faire l'estimation.

4.2.3.5 Résultats des estimations obtenues avec l'EKF

Les signaux de pression modulés présentés sur la figure 4.10 sont utilisés comme entrées de l'EKF afin de réaliser l'estimation des pressions à l'intérieur des pistons ainsi qu'en sortie de pompe. Les résultats de ces estimations sont montrés sur la figure 4.11. La ligne noire continue représente le signal résiduel, la ligne rouge continue représente l'estimation de la pression à l'intérieur du piston 1 et la ligne verte en pointillé représente l'estimation de la pression à l'intérieur du piston 3. Chaque sous-figure contient deux axes y, celui de droite concerne les pressions estimées et celui de gauche concerne le signal résidu. Ce dernier est la différence entre le signal de pression à l'entrée de l'EKF (signal modulé) et le signal qui sort de l'EKF (signal estimé). Seules les pressions à l'intérieur des pistons 1 et 3 concernés par les tests de fuite sont représentées. Le signal de pression à l'intérieur d'un piston contient deux parties comme le montre la figure 2.19, une partie d'aspiration et une partie de refoulement.

À l'état sain (figure 4.11a), aucun changement ne peut être distingué sur le signal résiduel.

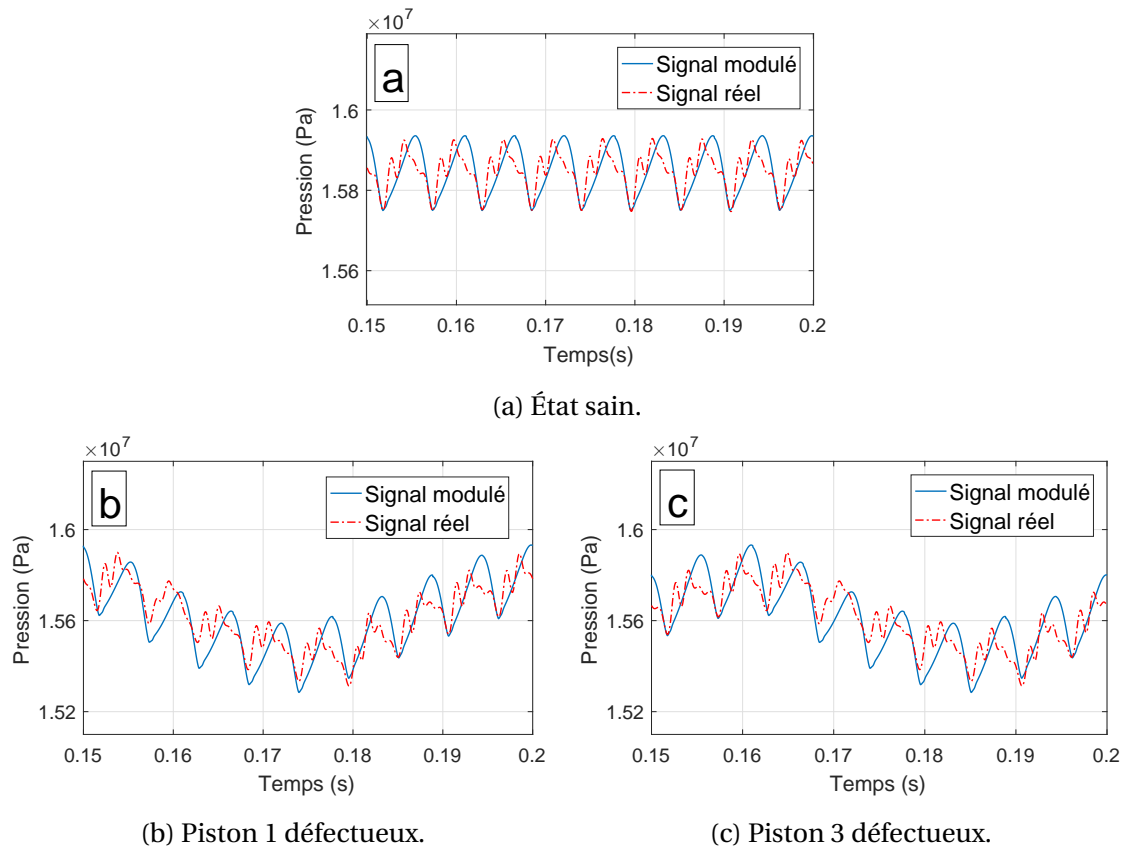


FIGURE 4.10 – Signaux modulés et réels de la pression en sortie de pompe pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.

Cependant, lorsqu'il y a une fuite au piston 1 (figure 4.11b), nous remarquons une augmentation dans le signal résidu à partir d'un certain instant. Ce dernier est noté dans la figure par (instant de contact total du piston 1) et marqué par une ligne noire discontinue. Il correspond à l'instant où le piston 1 est complètement connecté au port de refoulement de la plaque de distribution. De la même manière, lorsqu'il y a une fuite au piston 3 (figure 4.11c), nous remarquons une augmentation dans le signal résiduel à l'instant où le piston 3 est complètement connecté au port de refoulement de la plaque de distribution. En conclusion, le signal résiduel commence à augmenter au moment où le piston défectueux est complètement connecté au port de refoulement de la plaque de distribution. Ce qui offre un moyen efficace pour identifier le piston défectueux.

Par ailleurs, nous obtenons de très bons résultats concernant la convergence du filtre. En effet, la variance liée à l'erreur d'estimation de la pression de refoulement passe de 5.3 Pa à $6.7 \times 10^{-6} \text{ Pa}$.

4.2.3.6 Décision du diagnostic

La dernière étape dans une méthode de diagnostic à base de modèle est la prise de décision en utilisant les signaux résiduels générés. Cette décision peut être faite à l'aide de seuils constants ou adaptatifs [20]. Dans notre cas, on a choisi de définir un seuil utilisé dans l'algorithme de prise de décision (algorithme 2). Ce seuil représente 10% de la valeur crête à crête du signal de pression à la sortie de la pompe. La valeur crête à crête a été choisie en raison de sa sensibilité à la présence d'une fuite de piston. En effet, la chute périodique provoquée par une fuite de piston induit une augmentation de la valeur crête à crête du signal. L'illustration du seuil choisi est présentée sur la figure 4.12. Par ailleurs, nous définissons t_0 comme étant l'instant de contact total du piston 1 avec la plaque de distribution et T comme étant la période

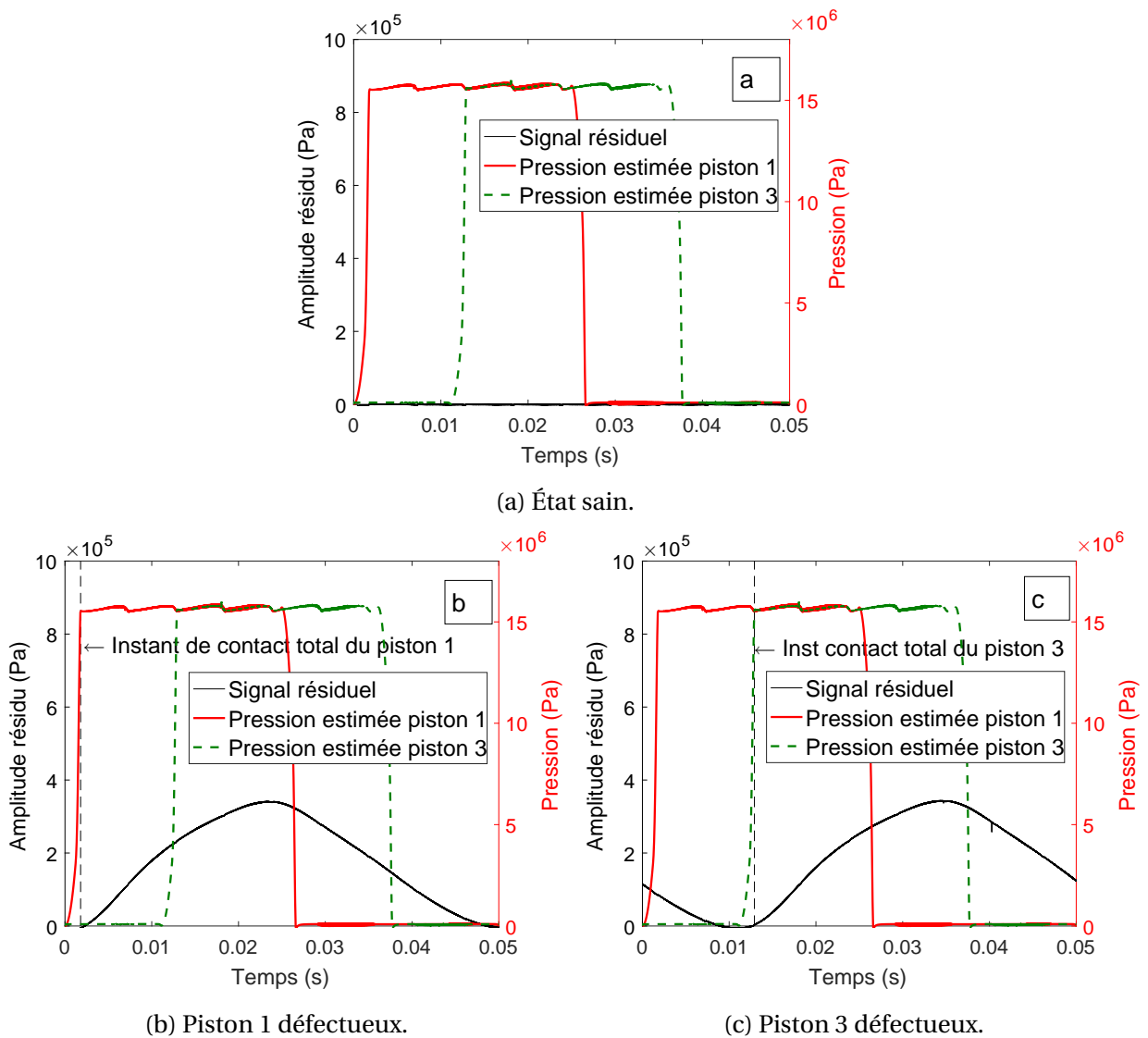


FIGURE 4.11 – Signal résiduel et estimations des pressions à l'intérieur des piston 1 et 3 pour : (a) état sain, (b) piston 1 défectueux, (c) piston 3 défectueux.

du signal. L'algorithme 2 explique la logique de la prise de décision.

Algorithme 2 Algorithme de prise de décision

- (1) Calculer le seuil à partir du signal de mesure.
 - (2) Créer un vecteur temps qui contient les instants de contact de tous les pistons
 $instants = [t_0 : \frac{T}{9} : T]$.
 - (4) Comparer le signal résiduel avec le seuil défini pour chaque valeur du vecteur *instants*.
 - (3) Si la valeur du signal résiduel à l'instant de contact du piston (*i*) est inférieure au seuil et que celle de l'instant de contact du piston (*i* + 1) est supérieure au seuil, alors le piston (*i*) est défectueux.
-

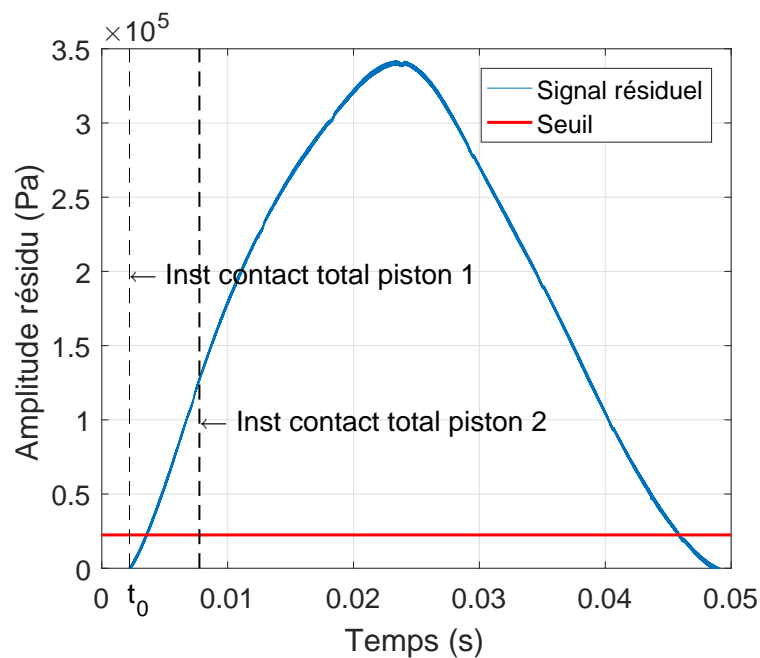


FIGURE 4.12 – Signal résiduel en présence d'une fuite au piston 1.

4.2.3.7 Cas de plusieurs fuites de piston simultanées

Dans les sections précédentes, nous avons présenté les effets de la présence d'une seule fuite de piston sur le signal de pression de sortie. Cependant, qu'arrive-t-il lorsqu'il y a plusieurs fuites de piston simultanées? Pour répondre à cette question, nous avons mené une expérimentation en utilisant trois pistons défectueux avec des sévérités différentes. Nous avons choisi plusieurs sévérités afin de refléter la nature aléatoire de l'apparition de fuites de piston. ces sévérités sont données par $\delta_{pl1} = \delta_p + 40 \mu m = 8 \times 10^{-5} m$, $\delta_{pl2} = \delta_p + 20 \mu m = 6 \times 10^{-5} m$, $\delta_{pl3} = \delta_p + 5 \mu m = 4.5 \times 10^{-5} m$. La figure 4.13 montre la disposition des trois pistons défectueux dans le barillet. La première position dans la figure 4.13 représente la première position par rapport au top tour.

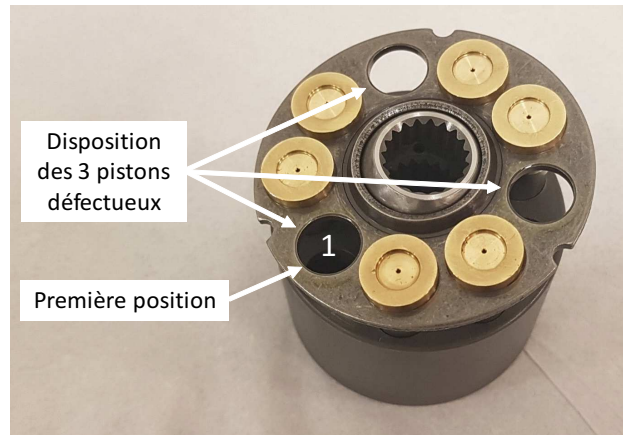


FIGURE 4.13 – Spectre du signal de pression à l'état sain.

Afin de démontrer l'universalité de la méthode proposée, nous avons changé les conditions de fonctionnement utilisées dans le premier cas (une seule fuite de piston). En effet, la vitesse de rotation est devenue 1450 tr/min au lieu de 1200 tr/min et la charge a été changée de façon à obtenir une pression moyenne proche de 137 bars au lieu de 160 bars dans la première expérimentation.

La figure 4.14 montre les signaux de pression obtenus lorsqu'il y a trois fuites de piston simultanées. La figure 4.14a montre le signal de pression obtenu lorsque le piston avec le gros défaut δ_{p11} est dans la première position (voir figure 4.13), le piston avec le défaut moyen δ_{p12} est dans la quatrième position suivant le sens de rotation et le piston avec le petit défaut δ_{p13} est dans la septième position. À première vue, nous remarquons une baisse concave dans le signal de pression similaire à celle provoquée par une seule fuite de piston (voir figure 4.8). La même remarque peut être faite pour la figure 4.14b, où le piston δ_{p11} est dans la quatrième position, le piston δ_{p12} est dans la septième position et le piston δ_{p13} est dans la première position.

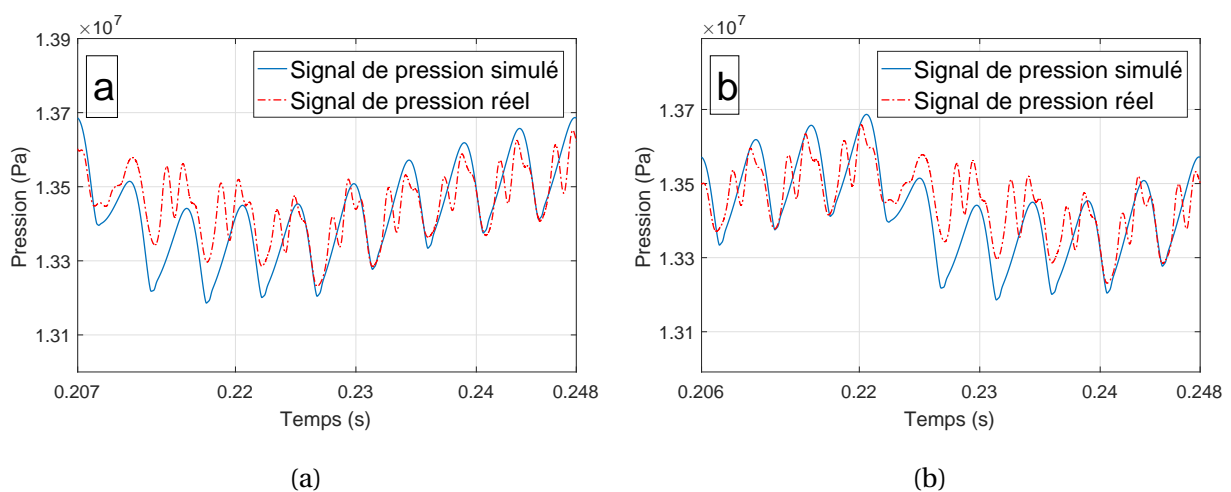


FIGURE 4.14 – Signal de pression simulés et réels pour : (a) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 1, (b) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 4.

La figure 4.15 montre le signal résiduel et les estimations de pression à l'intérieur des pistons 1 et 4. La figure 4.15a concerne le cas du piston δ_{p11} dans la première position, il est à noter que le signal résiduel commence à augmenter quand le piston δ_{p11} est en contact total avec le port de refoulement de la plaque de distribution. Nous remarquons aussi la présence de déformations dans le signal résiduel qui n'étaient pas présentes dans le cas d'une seule fuite de piston. Ces déformations sont introduites par les pistons δ_{p12} et δ_{p13} . La même remarque peut être faite pour la figure 4.15b car nous remarquons l'augmentation du signal résiduel lorsque le piston δ_{p11} est en contact total avec le port de refoulement de la plaque de distribution.

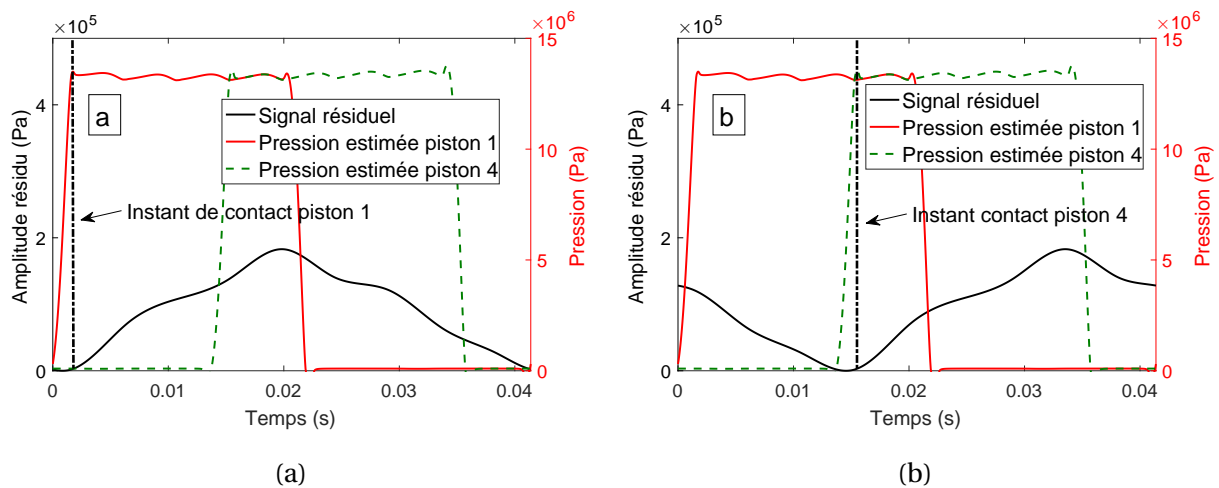


FIGURE 4.15 – Signal résiduel et estimations des pressions à l'intérieur des piston 1 et 4 pour : (a) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 1, (b) piston avec gros défaut δ_{p11} dans la position 4.

En se basant sur le signal résiduel et sur les instants de contact de tous les pistons, il est possible d'identifier le piston avec le plus gros défaut δ_{p11} en utilisant l'algorithme 2. Cependant, l'identification des deux autres pistons reste difficile à réaliser, car le critère de décision dans ce cas n'est pas évident. Nous pouvons conclure que la méthode proposée permet l'identification du piston avec le plus gros défaut quand il y a une multitude de pistons défectueux.

4.3 Détection de fuite de piston par classification

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté deux méthodes à base de modèle capables d'identifier le piston défectueux dans une pompe à pistons axiaux. Bien évidemment, ces méthodes nécessitent le développement au préalable d'un modèle du signal acquis ou du processus dynamique. Le développement d'un modèle peut s'avérer compliqué surtout si on veut reproduire le comportement d'un système pour plusieurs conditions de fonctionnement. De ce fait, nous présentons dans la suite du chapitre une méthode de diagnostic par classification qui permet de s'affranchir de la modélisation et nécessite seulement une certaine

connaissance du système ainsi qu'une base de données qui regroupe plusieurs modes de fonctionnement.

Une méthode de diagnostic par classification se compose de plusieurs étapes (voir figure 3.3). Parmi ces étapes, il y a l'extraction des paramètres qui consiste à choisir les indicateurs à extraire des signaux afin de discriminer au mieux les différentes classes. Cette étape nécessite une connaissance à priori du système et de ses différents modes de fonctionnement (défaillances qui peuvent survenir). Cette connaissance s'acquiert en faisant une analyse des signaux acquis. Ainsi, nous proposons, dans la suite, une analyse des signaux de pression acquis à l'état sain ainsi que pour différents états de santé. Ceci a pour but de choisir les indicateurs qui constituent le vecteur paramètres.

4.3.1 Analyse des signaux de pression pour plusieurs états de santé

4.3.1.1 État sain

Avant de s'intéresser aux états défectueux, nous allons discuter des signaux de pression à l'état sain. Nous avons vu précédemment que pour l'état sain, le signal temporel de pression en sortie de pompe était constitué de 9 ondulations horizontales (voir figure 4.8a). Le spectre de ce signal comporte deux fréquences caractéristiques. La première est la fréquence de rotation de l'arbre f_r et la deuxième est la fréquence de passage des pistons $9f_r$ qu'on appellera dans le reste du manuscrit par *fréquence de piston* (voir figure 4.16). À l'état sain, l'amplitude de la fréquence de piston est beaucoup plus grande que celle de la rotation, car il n'y a pas de phénomène périodique à la période de rotation. Le seul phénomène périodique observable est celui des ondulations qui sont périodiques à la période du piston. On note aussi sur le spectre, la pré-

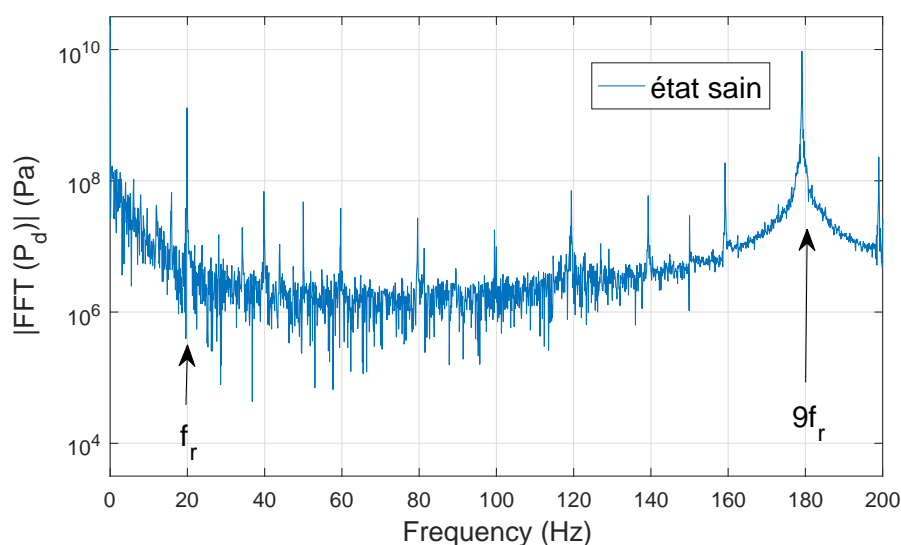


FIGURE 4.16 – Spectre du signal de pression à l'état sain.

sence des harmoniques de la fréquence de rotation (voir figure 4.16) et celles de la fréquence de piston (pas représentées).

4.3.1.2 Fuite de piston

Il a été démontré précédemment qu'une fuite de piston introduit une chute périodique (à la période de rotation) dans le signal temporel de pression. Dans la suite, on s'intéresse à l'effet de la sévérité de la fuite. Deux pistons défectueux ont été testés s_{p1} et s_{p2} (voir la section 2.5). La figure 4.17 (a) montre trois signaux de pression réels tracés en fonction du temps, le premier est celui de l'état sain, le deuxième est celui du petit défaut s_{p1} et le troisième est celui du grand défaut s_{p2} . Il peut être constaté que la chute introduite par une fuite de piston a une forme plus au moins triangulaire symétrique. Cette forme est clairement visible dans le cas de la grande fuite de piston (trait violet). La nature symétrique de cette forme excite les harmoniques impaires de la fréquence de rotation (voir figure 4.17 (b)).

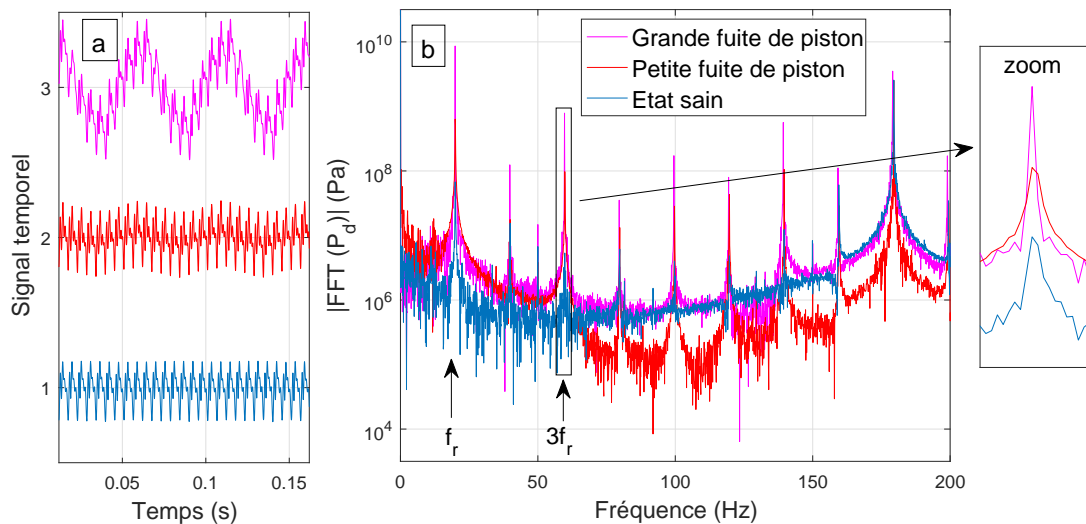


FIGURE 4.17 – Signaux de pression réels à l'état sain et en présence de fuite de piston (deux sévérités), (a) signaux temporels, (b) spectres.

D'un autre côté, nous avons réalisé des simulations avec le modèle implémenté sur Simulink pour l'état sain et pour les deux fuites citées précédemment. Les résultats de ces simulations sont présentés dans la figure 4.18. Dans ce cas, la chute de pression introduite par une fuite de piston a une forme triangulaire non symétrique. Par conséquent, les harmoniques impaires ne sont pas excités plus que les autres. Toutefois, une augmentation proportionnelle à la sévérité du défaut peut être observée sur les amplitudes des harmoniques de la fréquence de rotation. La largeur importante des pics sur les spectres des signaux simulés est due à la faible résolution spectrale de ces signaux (durée d'un signal = 0.5 seconde).

Par ailleurs, des résultats expérimentaux similaires aux nôtres ont été obtenus dans [116] et [117] (voir figures 4.19 et 4.20). Par conséquent, les amplitudes des harmoniques impaires

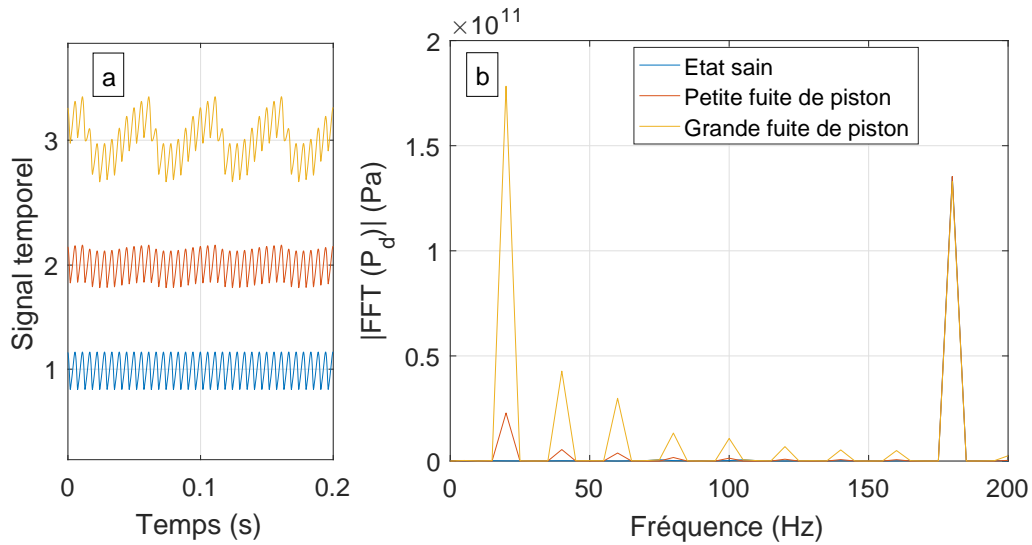


FIGURE 4.18 – Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence de fuite de piston (deux sévérités) : (a) signaux temporels, (b) spectres.

peuvent être considérées comme des indicateurs pertinents de fuite de piston. En effet, on verra dans la suite que seul ce type de fuite excite les harmoniques impaires.

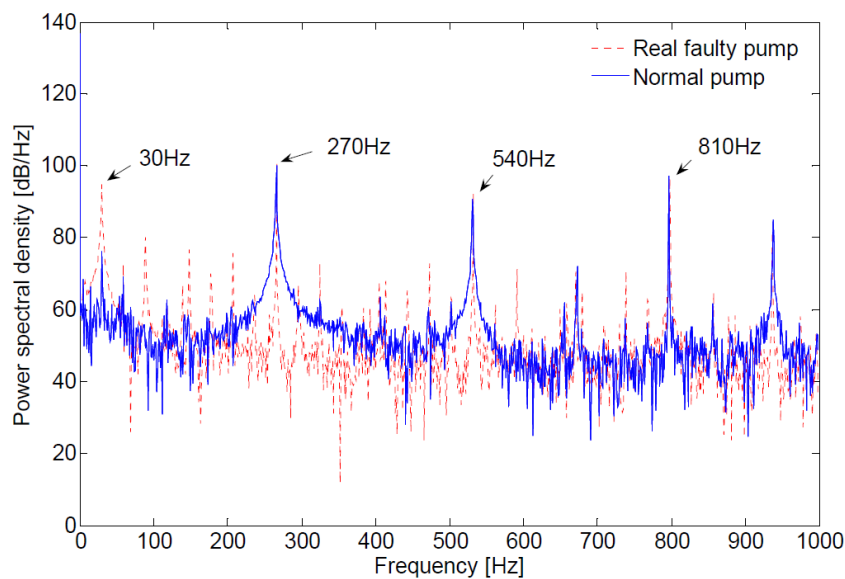


FIGURE 4.19 – Densité spectrale de puissance d'un signal de pression à l'état sain et en présence d'une fuite de piston [116].

4.3.1.3 Fuite de rotule

La fuite créée par le défaut de rotule présenté dans la section 2.5 ne semble pas donner le résultat voulu. En effet, il n'y a pas de changement remarquable par rapport à l'état sain, que

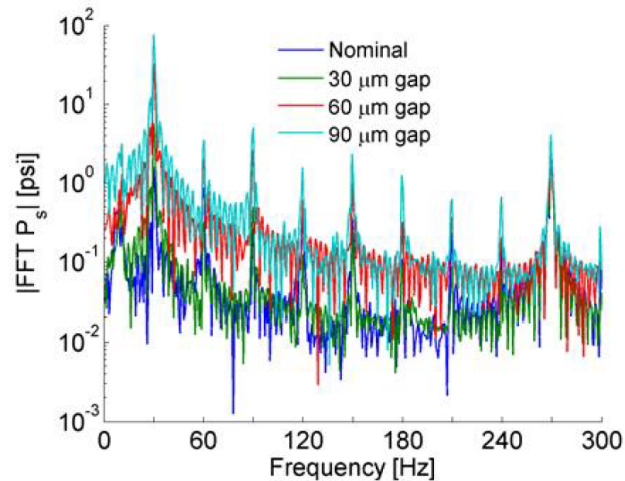


FIGURE 4.20 – Spectre du signal de pression à l'état sain et en présence d'une fuite de piston (plusieurs sévérités) [117].

ce soit sur le signal temporel ou sur le spectre (voir la figure 4.21). Cette dernière montre une légère augmentation dans l'amplitude de la fréquence de rotation. Cette augmentation n'est pas du tout représentative du défaut étant donné sa sévérité. D'un autre côté, la simulation de la fuite de rotule donne une grande chute de pression périodique (voir la figure 4.22 (a)). Par conséquent, l'amplitude des harmoniques de la fréquence de rotation augmente (voir figure 4.22 (b)).

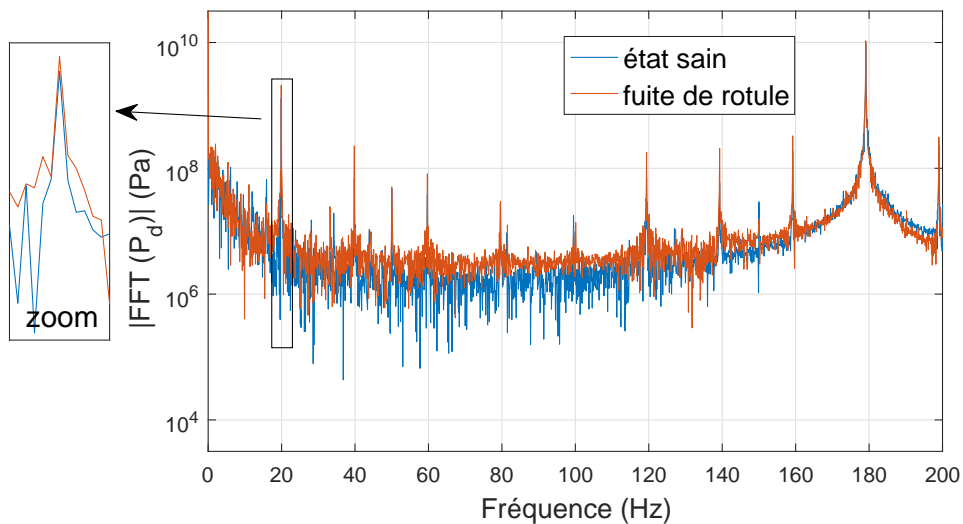


FIGURE 4.21 – Spectre du signal de pression réel à l'état sain et en présence d'une fuite de rotule.

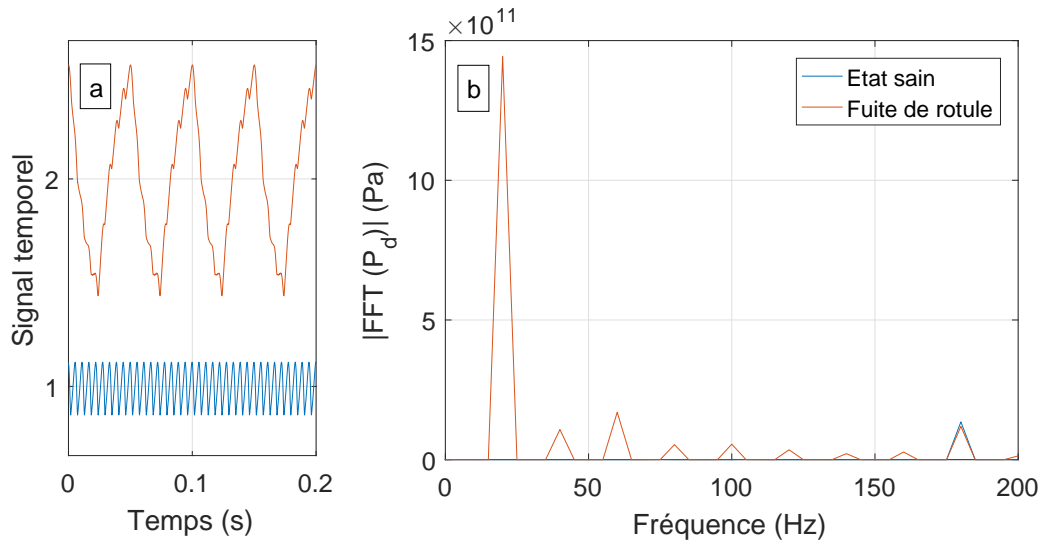


FIGURE 4.22 – Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence d'une fuite de rotule : (a) signaux temporels, (b) spectres.

4.3.1.4 Fuite de plaque de distribution

Le défaut de plaque de distribution que nous avons testé crée une grande diminution dans la moyenne du signal temporel en raison de sa grande sévérité (voir la figure 4.23 (a)). La figure 4.23 (b), quant à elle, montre l'apparition de nouvelles composantes fréquentielles multiples de $\frac{1}{2}f_r$. Cependant, ces composantes ne peuvent pas être considérées comme indicateurs de ce type de fuite. En effet, il se peut qu'elles soient seulement dues au défaut créé et ne s'appliquent pas à tous les défauts du même type. Pour confirmer cette hypothèse, il faut créer d'autres défauts avec des sévérités différentes.

D'un autre côté, la simulation de ce type de défaut donne une diminution semblable à celle du test expérimental (voir figure 4.24 (a)). Cependant, les composantes fréquentielles multiples de $\frac{1}{2}f_r$ n'apparaissent pas sur le spectre du signal simulé (voir figure 4.24 (b)).

Récapitulatif

Compte tenu des défauts créés et après l'analyse temporelle et spectrale des signaux de pression pour différents types de fuite, il semble que l'indicateur le plus pertinent qui peut être exploité dans la suite est l'amplitude des harmoniques impairs qui réagissent aux fuites de piston. Dans la suite du chapitre, nous allons démontrer la pertinence de cet indicateur avec une méthode de classification non-supervisée.

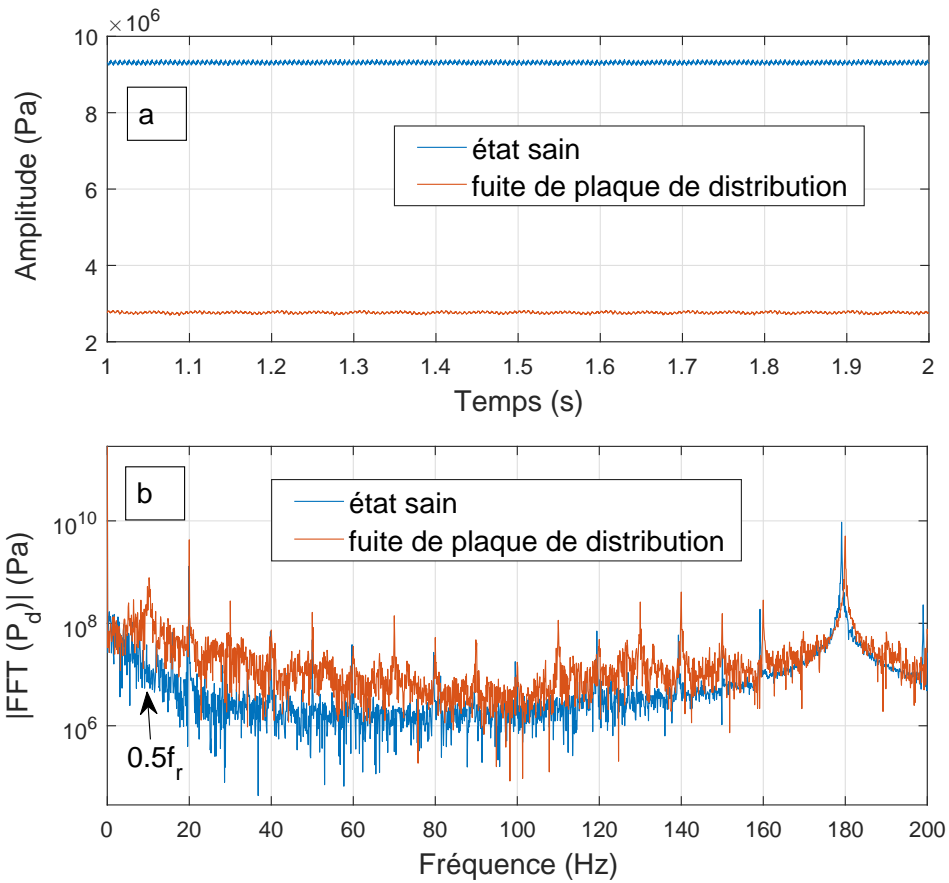


FIGURE 4.23 – Signaux de pression réels à l'état sain et en présence d'une fuite de plaque de distribution : (a) signaux temporels, (b) Spectres.

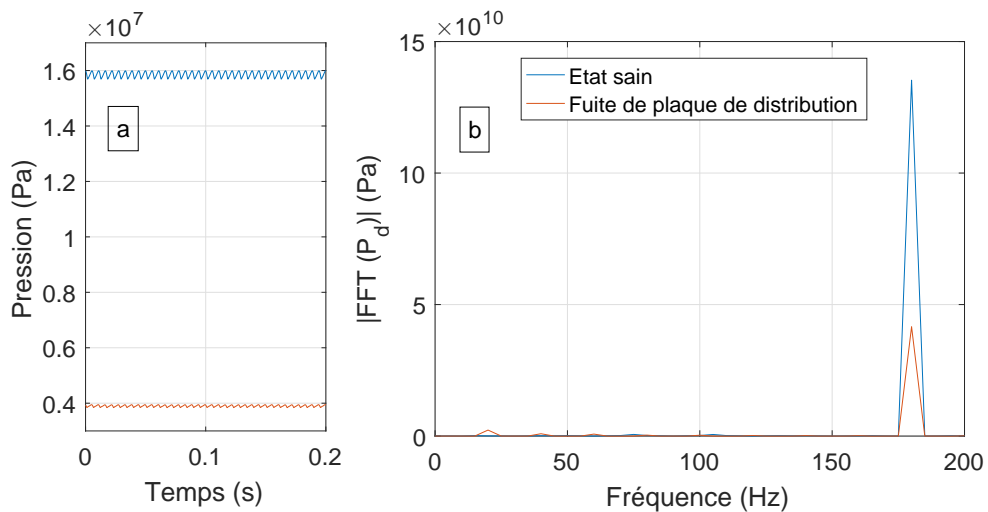
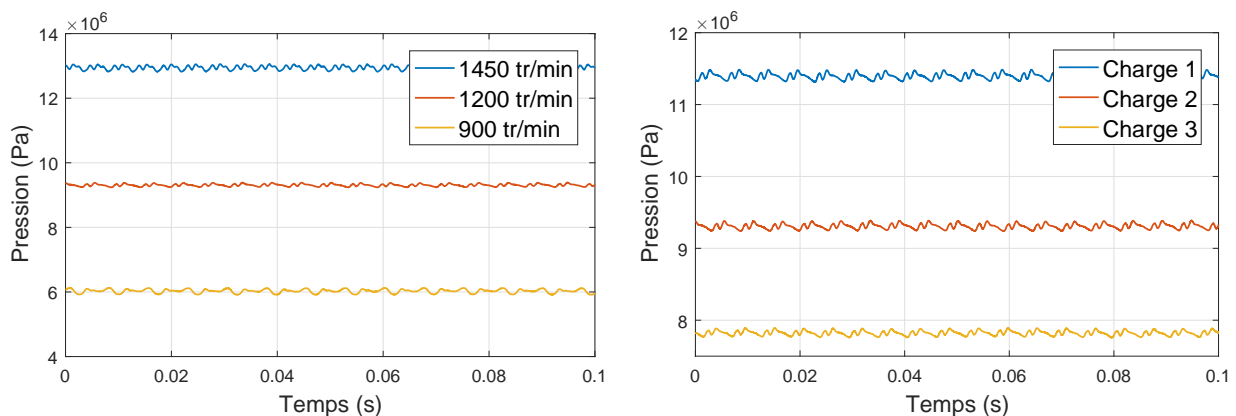


FIGURE 4.24 – Signaux de pression simulés à l'état sain et en présence d'une fuite de plaque de distribution : (a) signaux temporels, (b) Spectres.

4.3.2 Détection de fuites de piston avec le k-means

Après avoir analysé les signaux de pression pour plusieurs états de santé, nous allons utiliser les connaissances acquises avec cette analyse dans l'implémentation d'une méthode de diagnostic par classification non-supervisée à l'aide du k-means (voir chapitre 3). Cette méthode est non-supervisée et se base sur le k-means pour détecter des fuites de piston avec des sévérités différentes. En effet seule la fuite de piston est concernée par cette méthode, car l'analyse des autres fuites n'a pas permis de déterminer des indicateurs pertinents.

L'originalité de la méthode proposée réside dans sa capacité à détecter les fuites de piston pour des conditions de fonctionnement différentes (plusieurs vitesses de rotation et charges). En effet, dans cette situation, le problème de classification devient plus complexe et les indicateurs classiques n'arrivent pas à discriminer les différentes classes. La figure 4.25 montre l'effet du changement des conditions de fonctionnement sur le signal de pression à l'état sain. La figure 4.25a montre l'effet du changement de vitesse. Nous remarquons que la moyenne du signal augmente de manière proportionnelle avec la vitesse de rotation. Il est à noter aussi que la forme des ondulations de pression impactée par la fonction de transfert des canalisations et de la vanne réductrice de débit change. En effet, nous observons que la dynamique des ondulations est plus importante pour une vitesse de (900 *tr/min*) que pour une vitesse de (1200 *tr/min*). La figure 4.25b montre l'effet de la charge sur le signal de pression. Trois charges différentes ont été testées, chacune d'elles correspond à une ouverture différente de la vanne à aiguille (voir figure 2.4). Ainsi, la charge 1 est la plus grande parmi les 3, elle correspond à la position la plus fermée de la vanne. Nous remarquons que l'effet principal de la charge se traduit par une augmentation de la moyenne du signal lorsque la charge augmente.



(a) Effet de la vitesse.

(b) Effet de la charge.

FIGURE 4.25 – Effet de la vitesse de rotation et de la charge sur le signal de pression de sortie.

Une méthode de diagnostic par classification se compose de plusieurs étapes. Ces dernières sont : l'acquisition des données, le traitement, l'extraction des paramètres (création du vecteur paramètres), la sélection des paramètres les plus pertinents et la classification. Dans ce qui va

suivre, chacune de ces étapes est expliquée en détail.

4.3.2.1 Acquisition de données

L'acquisition des données concerne trois états de santé (modes de fonctionnement) : sain, fuite 1 et fuite 2. Ces deux dernières sont des fuites de piston avec des sévérités différentes. La fuite 1 est engendrée par le piston défectueux s_{p1} et la fuite 2 est engendrée par le piston défectueux s_{p2} .

Pour chaque cas (une vitesse et une charge données) 8 signaux de 10s sont acquis. Chacun de ces signaux est divisé en 10 échantillons de 1s, ce qui donne un total de 80 échantillons pour chaque cas. Le nombre total d'échantillons pour trois états de santé, trois vitesses et trois charges différentes est de 2160. Le tableau 4.1 récapitule les détails des échantillons acquis. Il est à noter que C1, C2 et C3 sont des abréviations pour charge 1, charge 2 et charge 3, respectivement.

TABLE 4.1 – Détails des échantillons acquis.

État			Vitesse	Charge	Nombre d'échantillons
Sain	Fuite 1	Fuite 2	900 <i>tr/min</i>	C1	80 × 3
				C2	80 × 3
				C3	80 × 3
			1200 <i>tr/min</i>	C1	80 × 3
				C2	80 × 3
				C3	80 × 3
			1450 <i>tr/min</i>	C1	80 × 3
				C2	80 × 3
				C3	80 × 3
Total				2160	

4.3.2.2 Traitement de données

L'étape de traitement de données concerne les prétraitements (filtrage, analyse temporelle, analyse spectrale, analyse temps-fréquence...etc.) qui peuvent être appliqués aux signaux acquis afin de faire ressortir les signatures des défauts avant l'extraction des paramètres. Dans notre cas, nous n'avons pas besoin de filtrage, car les signaux de pression sont très faiblement bruités. De ce fait, les paramètres extraits sont issus d'analyse temporelle (voir section suivante) et spectrale des échantillons acquis.

4.3.2.3 Création du vecteur paramètres

La troisième étape est l'extraction de paramètres à partir des échantillons acquis. Nous avons choisi d'extraire 10 paramètres à partir des signaux temporels. Ces paramètres sont présentés dans le tableau 4.2. Certains d'entre eux sont des indicateurs statistiques comme la variance, le kurtosis et le skewness. D'autres sont une combinaison de plusieurs paramètres comme le facteur crête et le facteur d'impulsion. Il est à préciser que N est le nombre de points d'un échantillon x et $x(i)$ est un point de cet échantillon.

TABLE 4.2 – Paramètres temporels extraits.

Paramètre	Formule	Paramètre	Formule
Minimum (Min)	$\text{Min}(x)$	Skewness (Ske)	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \text{Moy})^3}{\text{Var}^{\frac{3}{2}}}$
Maximum (Max)	$\text{Max}(x)$	Kurtosis (Kur)	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \text{Moy})^4}{\text{Var}^2}$
Moyenne (Moy)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(i)$	Facteur crête (C_f)	$\frac{\text{Max}}{\text{RMS}}$
Variance (Var)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \text{Moy})^2$	Facteur d'impulsion (I_f)	$\frac{\text{Max}}{\text{Moy}}$
Valeur efficace (RMS)	$\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(i)^2}$	Crête à crête (CC)	Max – Min

En plus des 10 paramètres temporels présentés dans le tableau 4.2, nous extrayons un indicateur spectral qui reflète la propriété observée dans la section 4.3.1.2. Cette propriété concerne l'amplitude des harmoniques impairs qui augmente en présence d'une fuite de piston. De ce fait, nous choisissons de prendre l'amplitude de la troisième harmonique comme indicateur que nous notons A_{3h} . Finalement, nous obtenons un vecteur de 11 paramètres comme suit $V_{par} = [\text{Min}, \text{Max}, \text{Moy}, \text{Var}, \text{RMS}, \text{Ske}, \text{Kur}, C_f, I_f, \text{CC}, A_{3h}]$. Dans la prochaine étape, nous allons réduire la dimension de ce vecteur avec une méthode de sélection de paramètres afin de retenir que les paramètres les plus pertinents.

4.3.2.4 Sélection de paramètres

Cette étape consiste à choisir parmi tous les paramètres extraits ceux qui sont les plus pertinents. Il existe une multitude de méthodes capables de remplir cette tâche. Toutefois, nous avons choisi d'utiliser l'algorithme SBS présenté dans la section 3.3.1.2. Le SBS se base sur la minimisation d'un critère de sélection J afin de supprimer les paramètres les moins pertinents. Par conséquent, les paramètres dont la valeur de J est la plus grande sont retenus à chaque itération. Le critère J a été calculé avec l'équation 3.81.

Nous avons choisi de tester nos données selon deux cas. Le premier concerne une vitesse de rotation constante (1200 *tr/min*) et plusieurs charges (C1,C2,C3). Et le deuxième concerne différentes vitesses de rotation (900 *tr/min*,1200 *tr/min*,1450 *tr/min*) et différentes charges (C1,C2,C3). L'intérêt de ces deux tests est de démontrer la robustesse de l'indicateur spectral proposé A_{3h} dans différentes conditions de fonctionnement.

Vitesse constante

Pour une vitesse constante et trois charges différentes, nous obtenons 720 échantillons qui servent à faire les tests de sélection et de classification. La figure 4.26 montre l'évolution du critère de sélection J en fonction du nombre de paramètres restants à chaque itération. Nous constatons que J atteint son max pour 1, 2 et 3 paramètres restants. Autrement dit, le fait de prendre 1, 2 ou 3 de ces paramètres ne changera pas la séparabilité et la compacité des différentes classes. Le tableau 4.3 montre les paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS. Nous constatons que le paramètre le plus pertinent selon le SBS est le facteur crête C_f . Toutefois, cela n'a pas beaucoup de signification, car le critère de sélection J est constant pour les trois dernières itérations. Ce qui veut dire que les trois paramètres restants sont au même degré de pertinence.

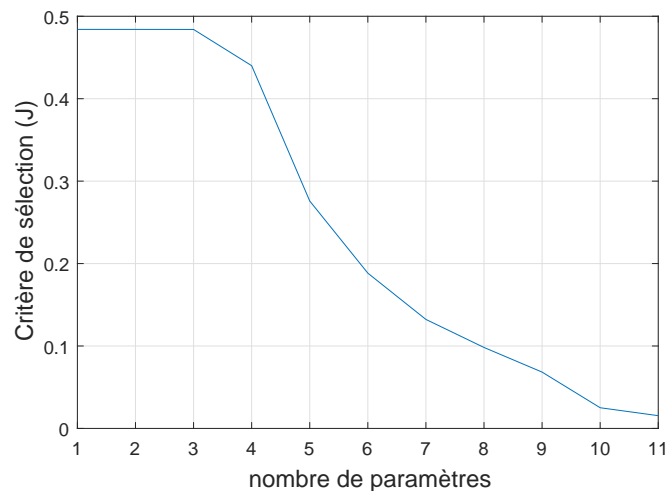
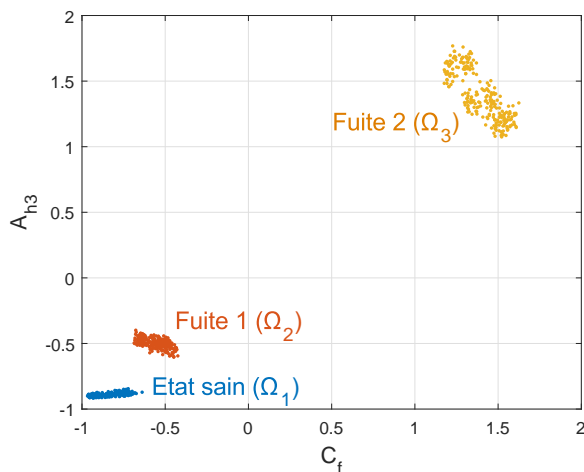


FIGURE 4.26 – Évolution du critère de sélection J en fonction du nombre de paramètre pour une vitesse constante.

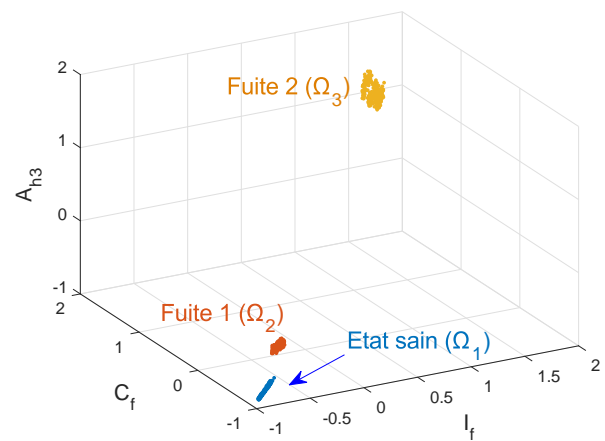
La figure 4.27 montre l'espace de représentation en fonction des paramètres restants. La figure 4.27a montre l'espace de représentation pour deux paramètres (A_{h3}, C_f) et la figure 4.27b montre l'espace de représentation pour trois paramètres (A_{h3}, C_f, I_f). Nous constatons que les différentes classes sont assez compactes, ce qui facilitera a classification dans l'étape suivante.

TABLE 4.3 – Paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS pour une vitesse constante.

Itération	Nombre de paramètres restants	Paramètres concernés
8	3	A_{h3}, C_f, I_f
9	2	A_{h3}, C_f
10	1	C_f



(a) Deux paramètres.



(b) Trois paramètres.

FIGURE 4.27 – Espace de représentation pour une vitesse constante.

Différentes vitesses

Pour trois différentes vitesses et trois différentes charges, nous obtenons le nombre total des échantillons 2160. La figure 4.28 montre l'évolution du critère J en fonction des paramètres restants à chaque itération dans le cas où la vitesse est variable. Nous constatons que le critère J atteint son maximum pour un seul paramètre restant. Ce qui signifie que la meilleure séparabilité des classes est obtenue en utilisant un seul paramètre. Le tableau 4.4 montre les paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS. Selon ce dernier, le paramètre le plus pertinent

TABLE 4.4 – Paramètres restants aux trois dernières itérations du SBS pour une vitesse variable.

Itération	Nombre de paramètres restants	Paramètres concernés
8	3	A_{h3}, C_f, CC
9	2	A_{h3}, CC
10	1	A_{h3}

est l'amplitude de la troisième harmonique A_{h3} . Ce qui prouve la robustesse de ce paramètre comparé aux autres.

Les figures 4.29a et 4.29b montrent l'espace de représentation pour deux paramètres (A_{h3}, CC) et trois paramètres (A_{h3}, C_f, CC), respectivement. Nous constatons que cette fois les classes sont plutôt dispersées, ce qui va compliquer la classification dans l'étape suivante.

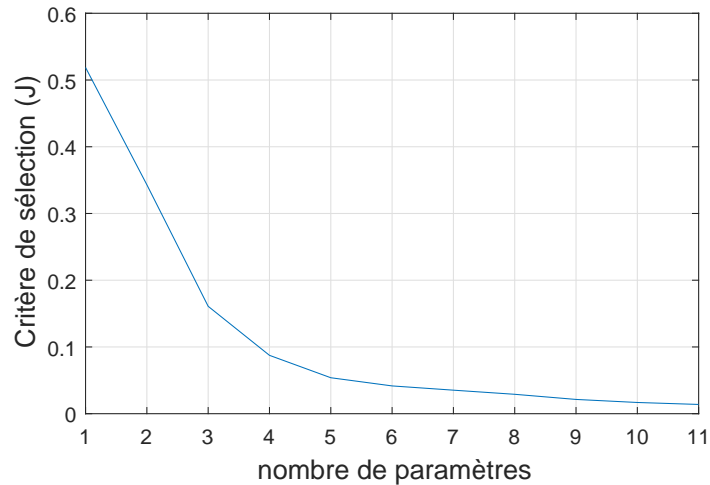


FIGURE 4.28 – Évolution du critère de sélection J en fonction du nombre de paramètre pour différentes vitesses.

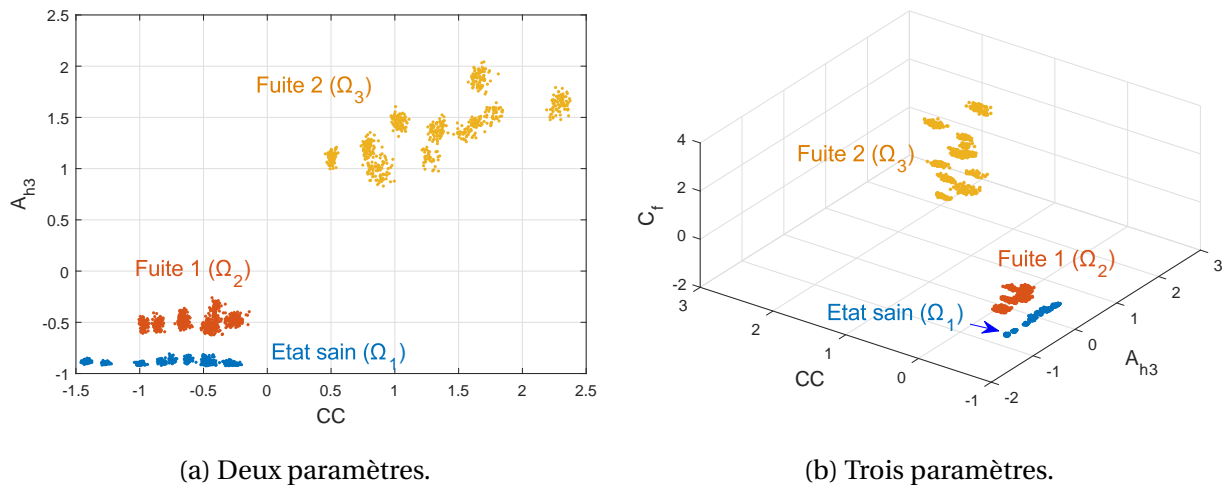


FIGURE 4.29 – Espace de représentation pour différentes vitesses.

4.3.2.5 Classification avec le k-means

La dernière étape consiste à choisir la méthode de discrimination qui sépare les différentes classes. Dans notre travail, nous avons choisi d'utiliser l'algorithme k-means présenté dans la

section 3.3.2.2. Les calculs de classification ont concerné les deux cas présentés précédemment (vitesse constante, différentes vitesses). Les résultats sont présentés dans les tableaux 4.5 et 4.6. La distance utilisée dans le calcul est la distance euclidienne donnée par l'équation 3.85.

TABLE 4.5 – Résultats de la classification dans le cas d'une vitesse constante.

		Classement obtenu								
		1 paramètre			2 paramètres			3 paramètres		
		Ω_1	Ω_2	Ω_3	Ω_1	Ω_2	Ω_3	Ω_1	Ω_2	Ω_3
Classement réel	Ω_1	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%
	Ω_2	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%
	Ω_3	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%
Erreur totale		0%			0%			0%		

Le tableau 4.5 montre les résultats de classification pour une vitesse constante en utilisant 1, 2 et 3 paramètres. Dans ce cas, l'erreur de classification est nulle, quel que soit le nombre de paramètres utilisés. Ce résultat est justifié, car pour une vitesse constante, le critère de sélection J est constant dans les trois cas (1 paramètre, 2 paramètres, 3 paramètres, voir figure 4.26).

Le tableau 4.6 montre les résultats de classification pour différentes vitesses en utilisant 1, 2 et 3 paramètres. Dans ce cas, nous constatons que l'erreur de classification n'est plus nulle lorsqu'on utilise 2 ou 3 paramètres. Ceci peut être justifié par la valeur du critère J qui est à son maximum pour 1 paramètre et qui décroît sensiblement pour 2 paramètres et encore plus pour

TABLE 4.6 – Résultats de la classification dans le cas de plusieurs vitesses.

		Classement obtenu								
		1 paramètre			2 paramètres			3 paramètres		
		Ω_1	Ω_2	Ω_3	Ω_1	Ω_2	Ω_3	Ω_1	Ω_2	Ω_3
Classement réel	Ω_1	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%
	Ω_2	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	477 0%	243 11.3%	362 16.8%	360 0%	0 0%
	Ω_3	0 0%	0 0%	720 0%	0 0%	0 0%	720 0%	358 16.6%	0 0%	360 0%
Erreur totale		0%			11.3%			33.4%		

3 paramètres (voir figure 4.28). Cependant, en utilisant un seul paramètre A_{h3} nous obtenons une erreur de classification nulle. Ceci prouve la robustesse de cet indicateur, quelles que soient les conditions de fonctionnement.

4.4 Conclusion

Ce chapitre présente des méthodes de diagnostic de fuites internes selon deux approches différentes : diagnostic à base de modèle et diagnostic par classification. Chacune de ces deux approches est traitée dans une partie distincte.

La première partie va plus loin que le diagnostic de fuites de piston en s'intéressant à l'identification du piston défectueux par des méthodes à base de modèle. Dans ce contexte, deux méthodes différentes ont été proposées. La première utilise le signal de débit comme signal de mesure. Cette méthode commence par construire une représentation d'état du signal mesuré à l'aide du modèle de Vold-Kalman. Ensuite, elle estime de l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre avec le filtre de Kalman discret pour déterminer le piston défectueux. Étant donné la difficulté liée à l'acquisition du débit instantané, nous proposons une deuxième méthode qui utilise un signal facilement mesurable qui est le signal de pression. Cette méthode se base sur le modèle dynamique du système et non pas sur le modèle du signal. Elle permet l'estimation de la pression à l'intérieur de chaque piston afin de déterminer le piston défectueux. Chacune des méthodes proposées a prouvé son efficacité dans l'identification du piston défectueux.

La deuxième partie de ce chapitre présente une méthode de diagnostic par classification dont le but est la détection de fuites de piston avec des sévérités différentes. Cette méthode utilise le SBS pour sélectionner les paramètres pertinents et le k-means pour faire la classification. Les résultats obtenus ont démontré la robustesse de l'indicateur spectral proposé dans plusieurs conditions de fonctionnement (différentes vitesses de rotation et charges).

Conclusion générale

Ce travail entre dans le cadre d'un projet FUI (HPUMP) relatif à la conception d'une pompe à pistons axiaux. Il a pour objectif le développement d'un outil de maintenance conditionnelle intégrée dès la conception. Après une présentation de la technologie de la pompe et une analyse des modes de défaillance, nous avons orienté ce travail vers le diagnostic des fuites internes.

Les méthodes de diagnostic présentées dans cette thèse suivent principalement deux orientations : diagnostic à base de modèle et diagnostic à base de données. Les approches à base de modèle nécessitent le développement d'un modèle mathématique du système ou d'un modèle du signal. Le problème de la modélisation d'une pompe à pistons axiaux a été traité dans le chapitre 2. Cette modélisation se fait par des équations mathématiques qui lient différentes grandeurs physiques du système et qui permettent ainsi de simuler son comportement dynamique. Dans ce contexte, nous avons présenté deux modèles qui se différencient par leur degré de fidélité à notre système expérimental. Ces deux modèles ont permis de simuler des signaux sensibles à la présence de fuite comme le débit ou la pression. Les signaux de pression obtenus par simulation ont été comparés avec ceux acquis expérimentalement pour différents états de santé (état sain et en présence de fuites). Trois types de fuites ont été testés : fuite de piston, fuite de rotule et fuite de plaque de distribution. Nous avons constaté que les signaux réels et simulés concordent sauf dans le cas d'une fuite de rotule. En effet, il semble que la modélisation décrivant cette fuite dans la littérature ne tient pas compte de la force de pression exercée sur l'ensemble piston-rotule pendant la phase de refoulement.

L'un des points forts d'une méthode de diagnostic à base de modèle réside dans sa capacité à estimer des grandeurs non mesurées à partir de grandeurs mesurées. Ceci peut être réalisé à l'aide d'un estimateur comme le filtre de Kalman. Les fondements théoriques de ce dernier ont été présentés dans la première partie du chapitre 3. La deuxième partie, quant à elle, a été dédiée au diagnostic par classification. Ce type d'approche est particulièrement intéressant dans le cas des systèmes complexes comme les systèmes hydrauliques. En effet, le diagnostic par classification permet de s'affranchir de la modélisation et se base uniquement sur les données collectées. Cette partie du chapitre 3 a présenté les étapes essentielles à l'implémentation d'une méthode de diagnostic par classification et a mis l'accent sur les algorithmes utilisés dans notre travail, notamment le SBS et le k-means.

Dans le chapitre 4, nous avons présenté les résultats expérimentaux des méthodes de diag-

nostic proposées dans notre travail. Nous avons commencé par présenter deux méthodes à base de modèle capables d'identifier le piston responsable d'une fuite de piston. La première méthode s'appuie sur le débit sortant de la pompe pour estimer l'amplitude du débit sortant de chaque cylindre. Cette méthode a été appliquée seulement avec des signaux simulés en raison de la difficulté liée à l'acquisition du débit instantané. La deuxième méthode, quant à elle, s'appuie sur un signal facilement mesurable, à savoir la pression. Cette méthode utilise le signal de pression en sortie de pompe afin d'estimer la pression dans chaque piston. Chacune de ces deux méthodes a prouvé son efficacité dans l'identification du piston défectueux. Ensuite, nous avons présenté une méthode de diagnostic par classification qui permet de détecter la présence de fuites de piston avec des sévérités différentes. Cette méthode s'appuie sur les paramètres (indicateurs) extraits à partir des signaux de pressions acquis dans plusieurs conditions de fonctionnement (plusieurs charges et vitesses de rotation). Les résultats de la classification ont démontré la robustesse de l'indicateur spectral proposé par rapport aux autres indicateurs globaux.

Le travail effectué au cours de cette thèse ouvre le champ à plusieurs perspectives concernant le diagnostic des pompes à pistons axiaux. Celles-ci sont présentées dans les points suivants :

- Les défauts testés se sont limités aux défauts de fuites internes. La création d'autres défauts comme les défauts de roulement, les défauts de régulation, etc, permettra l'extraction de paramètres sensibles à chaque type de défaut et par conséquent le développement d'une méthode de diagnostic par classification multidéfauts.
- Les méthodes de diagnostic à base de modèle proposées se limitent au régime stationnaire. Or, dans beaucoup d'applications hydrauliques, le régime variable est prépondérant (p. ex. engins de travaux publics). Dans ce contexte, il serait intéressant d'inclure une mesure de vitesse qui permettrait de réaliser des estimations pour un régime non-stationnaire.
- La méthode que nous avons proposée pour identifier le piston défectueux à partir du signal de pression nécessite l'utilisation d'un signal simulé en plus du signal réel. Le développement d'un modèle plus pertinent comprenant les variations des ondulations de pression permettra de s'affranchir des signaux simulés dans cette méthode.

Bibliographie

- [1] Jaroslav Ivantysyn and Monika Ivantysynova. Hydrostatic pumps and motors, 2001. [5](#), [10](#), [13](#), [44](#), [49](#), [51](#), [52](#), [88](#)
- [2] Michael Volk. *Pump characteristics and applications*. CRC Press, 2005. [5](#), [6](#)
- [3] Lev Nelik. *Centrifugal & rotary pumps : fundamentals with applications*. CRC Press, 1999. [6](#)
- [4] Jean Poulain. Pompes rotodynamiques, présentation, description. *Techniques de l'ingénieur*, B4300 V1, 1996. [7](#)
- [5] Bernard de chargères et Robert Rey. Pompes volumétriques pour liquides. *Techniques de l'ingénieur*, BM4320 V1, 2009. [8](#), [12](#), [16](#)
- [6] Louis Martin. Circuits de transmissions hydrostatiques. *Techniques de l'ingénieur*, BM6050 V1, 2000. [11](#)
- [7] Louis Martin. Transmissions hydrostatiques, assemblage et conception des circuits. *Techniques de l'ingénieur*, BM6060 V1, 2000. [12](#)
- [8] Louis Martin. Pompes et moteurs. *Techniques de l'ingénieur*, BM6031 V1, 1999. [14](#), [19](#)
- [9] Chris Rorres. The turn of the screw : Optimal design of an archimedes screw. *Journal of hydraulic engineering*, 126(1) :72–80, 2000. [15](#)
- [10] Tong Guo, Shengdun Zhao, Yanghuiwen Yu, and Peng Shang. Design and theoretical analysis of a sliding valve distribution radial piston pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(1) :327–335, 2016. [17](#)
- [11] Devet Michel. Machine rotative à pistons et barillet, 2010. Brevet FR2935735. [20](#)
- [12] Devet Michel. Pompe à pistons axiaux, 1974. Brevet FR2204230. [20](#)
- [13] Devet Michel. Pompe à pistons à barillet, notamment pour des fluides à haute pression, 1986. Brevet FR2572774. [20](#)
- [14] Devet Michel. Machine rotative à pistons et à barillet avec rotule de centrage fixe, 1987. Brevet FR2588617. [20](#)
- [15] Devet Michel. Machine rotative à pistons et à barillet avec rotule de centrage fixe, 1989. Brevet FR2619166. [20](#)

-
- [16] Ranganath Kothamasu, Samuel H Huang, and William H VerDuin. System health monitoring and prognostics—a review of current paradigms and practices. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 28(9-10) :1012–1024, 2006. [21](#)
- [17] Andrew KS Jardine, Daming Lin, and Dragan Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance. *Mechanical systems and signal processing*, 20(7) :1483–1510, 2006. [22](#)
- [18] Rolf Isermann and Peter Balle. Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical processes. *Control engineering practice*, 5(5) :709–719, 1997. [23](#)
- [19] Yaguo Lei, Naipeng Li, Liang Guo, Ningbo Li, Tao Yan, and Jing Lin. Machinery health prognostics : A systematic review from data acquisition to rul prediction. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 104 :799–834, 2018. [23](#), [24](#)
- [20] Jie Chen and Ron J Patton. *Robust model-based fault diagnosis for dynamic systems*, volume 3. Springer Science & Business Media, 2012. [24](#), [25](#), [26](#), [101](#)
- [21] Zhiwei Gao, Carlo Cecati, and Steven X Ding. A survey of fault diagnosis and fault-tolerant techniques—part i : Fault diagnosis with model-based and signal-based approaches. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(6) :3757–3767, 2015. [24](#), [27](#)
- [22] Silvio Simani, Cesare Fantuzzi, and Ron J Patton. *Model-based fault diagnosis in dynamic systems using identification techniques*. Springer Science & Business Media, 2013. [24](#)
- [23] Zhiwei Gao, Carlo Cecati, and Steven X Ding. A survey of fault diagnosis and fault-tolerant techniques—part ii : Fault diagnosis with knowledge-based and hybrid/active approaches. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(6) :3768–3774, 2015. [24](#), [29](#)
- [24] Rolf Isermann. Supervision, fault-detection and fault-diagnosis methods—an introduction. *Control engineering practice*, 5(5) :639–652, 1997. [25](#)
- [25] Liang An and Nariman Sepehri. Hydraulic actuator leakage fault detection using extended kalman filter. *International Journal of Fluid Power*, 6(1) :41–51, 2005. [26](#)
- [26] Rolf Isermann. Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing—tutorial paper. *Automatica*, 29(4) :815–835, 1993. [26](#)
- [27] J Mathew and RJ Alfredson. The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis. *Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design*, 106(3) :447–453, 1984. [27](#)
- [28] N Tandon and A Choudhury. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology international*, 32(8) :469–480, 1999. [27](#)
- [29] D Dyer and RM Stewart. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Journal of mechanical design*, 100(2) :229–235, 1978. [27](#)

- [30] Robert B Randall and Jerome Antoni. Rolling element bearing diagnostics—a tutorial. *Mechanical systems and signal processing*, 25(2) :485–520, 2011. 28
- [31] Jérôme Antoni. Cyclostationarity by examples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(4) :987–1036, 2009. 28
- [32] N Sawalhi, RB Randall, and H Endo. The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(6) :2616–2633, 2007. 28
- [33] Zhipeng Feng, Ming Liang, and Fulei Chu. Recent advances in time–frequency analysis methods for machinery fault diagnosis : A review with application examples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(1) :165–205, 2013. 28
- [34] Subhasis Nandi, Thirumarai Chelvan Ilamparithi, Sang Bin Lee, and Doosoo Hyun. Detection of eccentricity faults in induction machines based on nameplate parameters. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 58(5) :1673–1683, 2011. 28
- [35] Ruqiang Yan, Robert X Gao, and Xuefeng Chen. Wavelets for fault diagnosis of rotary machines : A review with applications. *Signal processing*, 96 :1–15, 2014. 28
- [36] Jian-Da Wu and Cheng-Kai Huang. An engine fault diagnosis system using intake manifold pressure signal and wigner–ville distribution technique. *Expert Systems with Applications*, 38(1) :536–544, 2011. 28
- [37] Ruqiang Yan and Robert X Gao. Hilbert–huang transform-based vibration signal analysis for machine health monitoring. *IEEE Transactions on Instrumentation and measurement*, 55(6) :2320–2329, 2006. 29
- [38] Paul M Frank. Fault diagnosis in dynamic systems using analytical and knowledge-based redundancy : A survey and some new results. *automatica*, 26(3) :459–474, 1990. 29
- [39] NH Afgan, MG Carvalho, PA Pilavachi, A Tzourlidakis, GG Olkhonski, and N Martins. An expert system concept for diagnosis and monitoring of gas turbine combustion chambers. *Applied thermal engineering*, 26(7) :766–771, 2006. 29
- [40] Jian-Da Wu and Chiu-Hong Liu. An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network. *Expert systems with applications*, 36(3) :4278–4286, 2009. 29
- [41] Bo Li, M-Y Chow, Yodyium Tipsuwan, and James C Hung. Neural-network-based motor rolling bearing fault diagnosis. *IEEE transactions on industrial electronics*, 47(5) :1060–1069, 2000. 29
- [42] Pedro Vicente Jover Rodríguez and Antero Arkkio. Detection of stator winding fault in induction motor using fuzzy logic. *Applied Soft Computing*, 8(2) :1112–1120, 2008. 29
- [43] Achmad Widodo and Bo-Suk Yang. Support vector machine in machine condition monitoring and fault diagnosis. *Mechanical systems and signal processing*, 21(6) :2560–2574, 2007. 29

- [44] John Watton. *Modelling, monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems*. Springer Science & Business Media, 2007. 30
- [45] Rolf Isermann. *Fault-diagnosis applications : model-based condition monitoring : actuators, drives, machinery, plants, sensors, and fault-tolerant systems*. Springer Science & Business Media, 2011. 30
- [46] V Muralidharan and V Sugumaran. A comparative study of naïve bayes classifier and bayes net classifier for fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using wavelet analysis. *Applied Soft Computing*, 12(8) :2023–2029, 2012. 30
- [47] Saeid Farokhzad, Hojjat Ahmadi, Ali Jaefari, MRAA Abad, and M Ranjbar Kohan. Artificial neural network based classification of faults in centrifugal water pump. *Journal of Vibroengineering*, 14(4) :1734–1744, 2012. 30
- [48] NR Sakthivel, V Sugumaran, and Binoy B Nair. Comparison of decision tree-fuzzy and rough set-fuzzy methods for fault categorization of mono-block centrifugal pump. *Mechanical systems and signal processing*, 24(6) :1887–1906, 2010. 30
- [49] Nitaigour Mahalik, Sabyasachi G Dastidar, Amiya Ranjan Mohanty, et al. Fault detection in a centrifugal pump using vibration and motor current signature analysis. 2012. 30
- [50] Xavier Escaler, Eduard Egusquiza, Mohamed Farhat, Francois Avellan, and Miguel Cousirat. Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical systems and signal processing*, 20(4) :983–1007, 2006. 30
- [51] Jacek S Stecki and Greg Schoenau. Application of simulation and knowledge processing in contamination control. *SAE transactions*, pages 331–347, 2000. 30
- [52] Harald Ortwig. Experimental and analytical vibration analysis in fluid power systems. *International journal of solids and structures*, 42(21-22) :5821–5830, 2005. 30
- [53] Yuvin Chinniah, Richard Burton, Saeid Habibi, and Eric Sampson. Identification of the nonlinear friction characteristics in a hydraulic actuator using the extended kalman filter. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 32(2) :121–136, 2008. 31
- [54] Lőrinc Márton, Szabolcs Fodor, and Nariman Sepehri. A practical method for friction identification in hydraulic actuators. *Mechatronics*, 21(1) :350–356, 2011. 31
- [55] Amin Yazdanpanah Goharrizi and Nariman Sepehri. A wavelet-based approach for external leakage detection and isolation from internal leakage in valve-controlled hydraulic actuators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 58(9) :4374–4384, 2011. 31
- [56] Amin Yazdanpanah Goharrizi and Nariman Sepehri. A wavelet-based approach to internal seal damage diagnosis in hydraulic actuators. *IEEE transactions on industrial electronics*, 57(5) :1755–1763, 2010. 31
- [57] Xiuxu Zhao, Shuanshuan Zhang, Chuanli Zhou, Zhemin Hu, Rui Li, and Jihai Jiang. Experimental study of hydraulic cylinder leakage and fault feature extraction based on wavelet packet analysis. *Computers & Fluids*, 106 :33–40, 2015. 31

- [58] Masoud Khoshzaban-Zavarehi. *On-line condition monitoring and fault diagnosis in hydraulic system components using parameter estimation and pattern classification*. PhD thesis, University of British Columbia, 1997. [31](#)
- [59] Kaveh Mollazade, Hojat Ahmadi, Mahmoud Omid, and Reza Alimardani. An intelligent combined method based on power spectral density, decision trees and fuzzy logic for hydraulic pumps fault diagnosis. *International Journal of Intelligent Systems and Technologies*, 3(4) :251–263, 2008. [31](#)
- [60] Jiangping Wang and Hongtao Hu. Vibration-based fault diagnosis of pump using fuzzy technique. *Measurement*, 39(2) :176–185, 2006. [31](#)
- [61] Christophe Lurette and Stephane Lecoecue. Unsupervised and auto-adaptive neural architecture for on-line monitoring. application to a hydraulic process. *Engineering applications of artificial intelligence*, 16(5-6) :441–451, 2003. [31](#)
- [62] Nikolai Helwig, Steffen Klein, and Andreas Schütze. Identification and quantification of hydraulic system faults based on multivariate statistics using spectral vibration features. *Procedia engineering*, 120 :1225–1228, 2015. [31](#)
- [63] Atsushi YAMAGUCHI and Tetsuo TAKABE. Cavitation in an axial piston pump. *Bulletin of JSME*, 26(211) :72–78, 1983. [31](#)
- [64] Fang-long Yin, Song-lin Nie, Shu-han Xiao, and Wei Hou. Numerical and experimental study of cavitation performance in sea water hydraulic axial piston pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I : Journal of Systems and Control Engineering*, 230(8) :716–735, 2016. [31](#), [88](#)
- [65] Chuanqi Lu, Shaoping Wang, and Chao Zhang. Fault diagnosis of hydraulic piston pumps based on a two-step emd method and fuzzy c-means clustering. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(16) :2913–2928, 2016. [32](#)
- [66] Wanlin Zhao, Zili Wang, Jian Ma, and Lianfeng Li. Fault diagnosis of a hydraulic pump based on the ceemd-stft time-frequency entropy method and multiclass svm classifier. *Shock and Vibration*, 2016, 2016. [32](#), [88](#)
- [67] Shuhui Wang, Jiawei Xiang, Yongteng Zhong, and Hesheng Tang. A data indicator-based deep belief networks to detect multiple faults in axial piston pumps. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 112 :154–170, 2018. [32](#)
- [68] Jun Du, Shaoping Wang, and Haiyan Zhang. Layered clustering multi-fault diagnosis for hydraulic piston pump. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 36(2) :487–504, 2013. [32](#), [88](#)
- [69] HX Chen, Patrick SK Chua, and GH Lim. Adaptive wavelet transform for vibration signal modelling and application in fault diagnosis of water hydraulic motor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(8) :2022–2045, 2006. [32](#), [88](#)

- [70] MA Zhonghai, WANG Shaoping, SHI Jian, LI Tongyang, and WANG Xingjian. Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer. *Chinese Journal of Aeronautics*, 31(2) :385–394, 2018. [32](#), [88](#)
- [71] Wanlu Jiang, Zhi Zheng, Yong Zhu, and Yang Li. Demodulation for hydraulic pump fault signals based on local mean decomposition and improved adaptive multiscale morphology analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 58 :179–205, 2015. [32](#)
- [72] Shuhui Wang, Jiawei Xiang, Hesheng Tang, Xiaoyang Liu, and Yongteng Zhong. Minimum entropy deconvolution based on simulation-determined band pass filter to detect faults in axial piston pump bearings. *ISA transactions*, 2018. [32](#), [88](#)
- [73] Balaje T Thumati, Gary R Halligan, and Sarangapani Jagannathan. A novel fault diagnostics and prediction scheme using a nonlinear observer with artificial immune system as an online approximator. *IEEE Trans. Contr. Sys. Techn.*, 21(3) :569–578, 2013. [32](#)
- [74] Xingjian Wang, Siru Lin, Shaoping Wang, Zhaomin He, and Chao Zhang. Remaining useful life prediction based on the wiener process for an aviation axial piston pump. *Chinese Journal of Aeronautics*, 29(3) :779–788, 2016. [32](#)
- [75] BO Helgestad, K_ Foster, and FK Bannister. Pressure transients in an axial piston hydraulic pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 188(1) :189–199, 1974. [43](#), [49](#)
- [76] KA Edge and J Darling. Cylinder pressure transients in oil hydraulic pumps with sliding plate valves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Management and engineering manufacture*, 200(1) :45–54, 1986. [43](#)
- [77] SD Kim, HS Cho, and Chung-Oh Lee. A parameter sensitivity analysis for the dynamic model of a variable displacement axial piston pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 201(4) :235–243, 1987. [43](#)
- [78] G Zeiger and A Akers. Dynamic analysis of an axial piston pump swashplate control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 200(1) :49–58, 1986. [43](#)
- [79] Noah D Manring. The discharge flow ripple of an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 122(2) :263–268, 2000. [43](#)
- [80] KA Harrison and KA Edge. Reduction of axial piston pump pressure ripple. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I : Journal of Systems and Control Engineering*, 214(1) :53–64, 2000. [43](#)
- [81] Bin Zhang, Jien Ma, Haocen Hong, Huayong Yang, and Youtong Fang. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dyna-

- mics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 11(1) :86–95, 2017. [43](#), [56](#)
- [82] MA Ji'en XU Bing ZHANG and Bin YANG Huayong. Flow ripple of axial piston pump with computational fluid dynamic simulation using compressible hydraulic oil. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 23(1) :1, 2010. [43](#), [94](#)
- [83] Jiahai Huang, Zheng Yan, Long Quan, Yuan Lan, and Youshan Gao. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 229(7) :599–613, 2015. [43](#)
- [84] Noah D Manring. Friction forces within the cylinder bores of swash-plate type axial-piston pumps and motors. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 121(3) :531–537, 1999. [43](#)
- [85] JM Bergada, J Watton, and S Kumar. Pressure, flow, force, and torque between the barrel and port plate in an axial piston pump. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 130(1) :011011, 2008. [43](#)
- [86] G Zeiger and Arthur Akers. Torque on the swashplate of an axial piston pump. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 107(3) :220–226, 1985. [43](#)
- [87] Noah D Manring. Valve-plate design for an axial piston pump operating at low displacements. *Journal of mechanical design*, 125(1) :200–205, 2003. [43](#)
- [88] Sushil Kumar and Joseph M Bergada. The effect of piston grooves performance in an axial piston pumps via cfd analysis. *International Journal of Mechanical Sciences*, 66 :168–179, 2013. [43](#)
- [89] S Kumar, JM Bergada, and J Watton. Axial piston pump grooved slipper analysis by cfd simulation of three-dimensional nvs equation in cylindrical coordinates. *Computers & Fluids*, 38(3) :648–663, 2009. [43](#)
- [90] Ji-en Ma, You-tong Fang, Bing Xu, and Hua-yong Yang. Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model. *Journal of Zhejiang University SCIENCE*, 11(3) :181–190, 2010. [43](#)
- [91] Changbin Guan, Zongxia Jiao, and Shouzhan He. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate. *Chinese Journal of Aeronautics*, 27(1) :169–181, 2014. [44](#), [VII](#)
- [92] Paolo Casoli, Andrea Vacca, Germano Franzoni, and Gian Luigi Berta. Modelling of fluid properties in hydraulic positive displacement machines. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 14(8) :1059–1072, 2006. [44](#)
- [93] JM Bergada, Dyfyr Ll Davies, Sushil Kumar, and John Watton. The effect of oil pressure and temperature on barrel film thickness and barrel dynamics of an axial piston pump. *Meccanica*, 47(3) :639–654, 2012. [44](#)

-
- [94] JM Bergada, Sushil Kumar, D Ll Davies, and John Watton. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied Mathematical Modelling*, 36(4) :1731–1751, 2012. [44](#), [88](#)
- [95] Rolf Isermann. Process fault detection based on modeling and estimation methods—a survey. *automatica*, 20(4) :387–404, 1984. [63](#)
- [96] Venkat Venkatasubramanian, Raghunathan Rengaswamy, Kewen Yin, and Surya N Kavuri. A review of process fault detection and diagnosis : Part i : Quantitative model-based methods. *Computers & chemical engineering*, 27(3) :293–311, 2003. [63](#)
- [97] Steven X Ding. *Model-based fault diagnosis techniques : design schemes, algorithms, and tools*. Springer Science & Business Media, 2008. [64](#)
- [98] Daniel U Campos-Delgado and Diego Rivelino Espinoza-Trejo. An observer-based diagnosis scheme for single and simultaneous open-switch faults in induction motor drives. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 58(2) :671–679, 2011. [64](#)
- [99] Sunan Huang, Kok Kiong Tan, and Tong Heng Lee. Fault diagnosis and fault-tolerant control in linear drives using the kalman filter. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(11) :4285–4292, 2012. [64](#)
- [100] Håvard Vold and Jan Leuridan. High resolution order tracking at extreme slew rates, using kalman tracking filters. Technical report, SAE Technical Paper, 1993. [66](#), [70](#)
- [101] M-Ch Pan, W-Ch Chu, and Duc-Do Le. Adaptive angular-velocity vold–kalman filter order tracking—theoretical basis, numerical implementation and parameter investigation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 81 :148–161, 2016. [66](#)
- [102] M-Ch Pan and Y-F Lin. Further exploration of vold–kalman-filtering order tracking with shaft-speed information—i : Theoretical part, numerical implementation and parameter investigations. *Mechanical systems and signal processing*, 20(5) :1134–1154, 2006. [66](#), [68](#), [69](#), [70](#)
- [103] Rudolph Emil Kalman. A new approach to linear filtering and prediction problems. *Journal of basic Engineering*, 82(1) :35–45, 1960. [72](#)
- [104] Greg Welch, Gary Bishop, et al. An introduction to the kalman filter. 1995. [73](#)
- [105] Robert Grover Brown, Patrick YC Hwang, et al. *Introduction to random signals and applied Kalman filtering*, volume 3. Wiley New York, 1992. [73](#)
- [106] Andrew H Jazwinski. *Stochastic processes and filtering theory*. Courier Corporation, 2007. [74](#)
- [107] Huan Liu and Hiroshi Motoda. *Feature extraction, construction and selection : A data mining perspective*, volume 453. Springer Science & Business Media, 1998. [81](#)
- [108] Jonathon Shlens. A tutorial on principal component analysis. *arXiv preprint arXiv :1404.1100*, 2014. [81](#)

-
- [109] Tao Liu, Shengping Liu, Zheng Chen, and Wei-Ying Ma. An evaluation on feature selection for text clustering. In *Proceedings of the 20th international conference on machine learning (ICML-03)*, pages 488–495, 2003. [81](#)
- [110] Mineichi Kudo and Jack Sklansky. Comparison of algorithms that select features for pattern classifiers. *Pattern recognition*, 33(1) :25–41, 2000. [81](#)
- [111] M Saimurugan, KI Ramachandran, V Sugumaran, and NR Sakthivel. Multi component fault diagnosis of rotational mechanical system based on decision tree and support vector machine. *Expert Systems with Applications*, 38(4) :3819–3826, 2011. [83](#)
- [112] Jaouher Ben Ali, Nader Fnaiech, Lotfi Saidi, Brigitte Chebel-Morello, and Farhat Fnaiech. Application of empirical mode decomposition and artificial neural network for automatic bearing fault diagnosis based on vibration signals. *Applied Acoustics*, 89 :16–27, 2015. [83](#)
- [113] Anil K Jain. Data clustering : 50 years beyond k-means. *Pattern recognition letters*, 31(8) :651–666, 2010. [84](#)
- [114] Abdenour Soualhi. *Du diagnostic au pronostic de pannes des entraînements électriques*. PhD thesis, Université Claude Bernard-Lyon I, 2013. [85](#)
- [115] HX Chen, Patrick SK Chua, and GH Lim. Fault degradation assessment of water hydraulic motor by impulse vibration signal with wavelet packet analysis and kolmogorov-smirnov test. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(7) :1670–1684, 2008. [88](#)
- [116] Li Zeliang. Condition monitoring of axial piston pump. *Master of Science Thesis*, 2005. [88](#), [89](#), [106](#), [107](#)
- [117] Jerome J Palazzolo, Larry D Scheunemann, and John R Hartin. Leakage fault detection method for axial-piston variable displacement pumps. In *2008 IEEE Aerospace Conference*, pages 1–8. IEEE, 2008. [88](#), [89](#), [106](#), [108](#)
- [118] Monika Ivantysynova. The piston cylinder assembly in piston machines—a long journey of discovery. In *Proceedings of 8th IFK international conference on fluid power, Dresden, Germany*, volume 3, pages 307–332, 2012. [88](#)

Annexe A

Détails du banc expérimental hydraulique

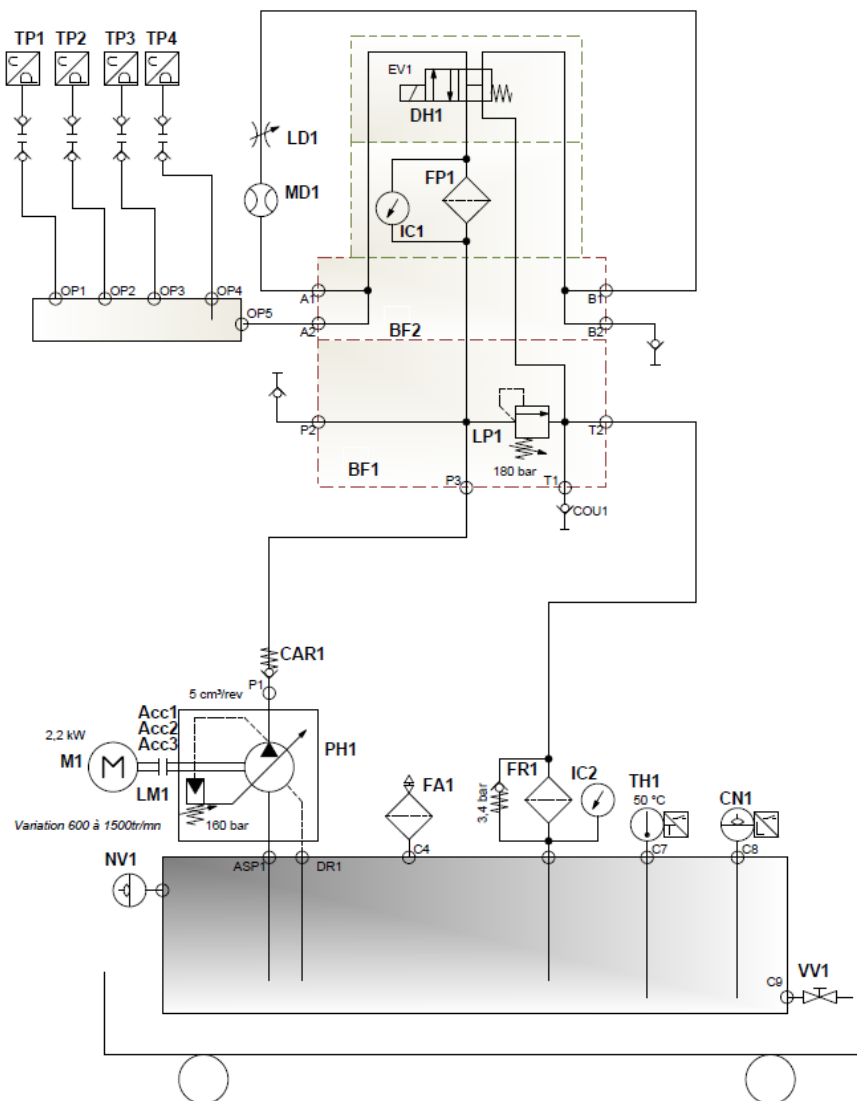


FIGURE A.1 – Configuration de base du banc expérimental hydraulique

TABLE A.1 – Description des composants du banc hydraulique

Indice	Description	Référence	Fournisseur
Acc1	Anneau élastique	020241000045	KTR
Acc2	Demi-accouplement pompe	020245121930	KTR
Acc3	Demi-accouplement moteur	020245102800	KTR
BF1	Bloc foré	02R002603A	NUMERHYD
BF2	Bloc foré	06R991910A	NUMERHYD
CAR1	Clapet anti-retour	RA0402000	EATON
CN1	Capteur de niveau électrique	A4-211	EDH
COU1	Coupleur 3/8"	HA0502200	EATON
DH1	Distributeur 4/2 NG6 24VDC	4D01 3101 0501 C1GOQ	PARKER
FA1	Filtre à air	HH3050C12RF40V	PALL
FP1	Filtre pression NG6	DFZ 30 Q B XX A 1.0	HYDAC
FR1	Filtre retour	UT210C1608ZB	PALL
IC1	Indicateur de colmatage	VD 8 BM.1	HYDAC
IC2	Indicateur de colmatage visuel	F10-001	EDH
LD1	Limiteur de débit	DV10P	STAUFF
LM1	Lanterne	102516030500	KTR
LP1	Limiteur de pression	A04B2HZN	PARKER
M1	Moteur électrique	M3AA100LC4B35IE2	ABB
MD1	Débitmètre	DONH20HR41H0M0	KOBOLD
NV1	Niveau visuel	FL69321	PARKER
PH1	Pompe à pistons	PPV103-10-FR01H-K-1280-4200	HYDAC
TH1	Thermostat	A20-001	EDH
TP1	Capteur de pression	PU5401	IFM
TP2	Capteur de pression	PU5401	IFM
TP3	Capteur de pression	PU5401	IFM
TP4	Capteur de pression	PU5401	IFM
VV1	Vanne de vidange	570004	SFERACO

Annexe B

Bloques Simscape utilisés

TABLE B.1 – Description des bloques Simscape utilisés

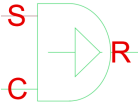

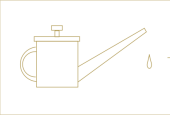
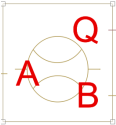


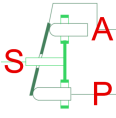
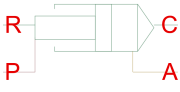
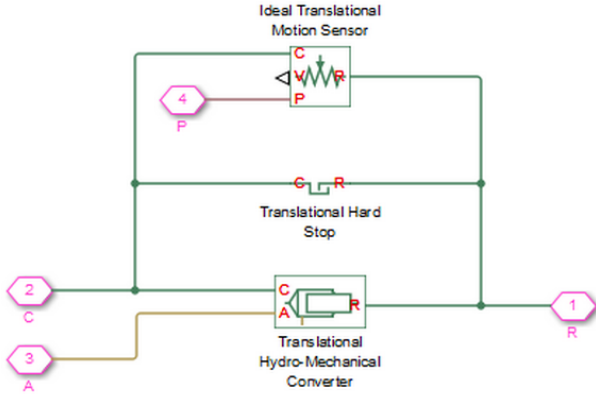

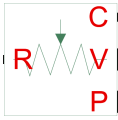
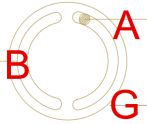
Bloque	Description
	<p>-Ideale Angular Velocity Source : ce bloque représente une source de vitesse angulaire idéale proportionnelle au signal d'entrée.</p> <p>Les ports C et R représentent des connexions mécaniques, le port S représente un signal physique.</p>
	<p>-Translational Hard Stop : ce bloque représente un stoppeur de translation mécanique qui restreint le mouvement dans un intervalle défini par une limite inférieure et une autre supérieure. Les ports C et R représentent des connexions mécaniques.</p>
	<p>-Hydraulic Fluid : ce bloque permet de choisir le type de fluide. Les propriétés de ce dernier (masse-volumique, viscosité) sont automatiquement fixées en fonction de la température de fonctionnement.</p>
	<p>-Hydraulic Flow Rate Sensor : ce bloque représente un débit mètre instantané. Les ports A et B représentent des connexions hydrauliques, le port Q représente un signal physique.</p>
	<p>-Fixed Orifice : ce bloque représente un orifice à section constante. Les ports A et B représentent des connexions hydrauliques.</p>
	<p>-Angle Sensor : ce bloque représente un capteur de position angulaire. Le signal de sortie est toujours compris entre $[0, 2\pi]$, peut importe le nombre de tours.</p>
Suite à la page suivante	

TABLE B.1 – Description des blocs Simscape utilisés

Bloque	Description
	<p>-Swash Plate : ce bloque représente un plateau cyclique, il transforme le mouvement de rotation de l'arbre d'entraînement en mouvement de translation des pistons. Les ports S, P et A représentent des connexions mécaniques avec l'arbre d'entraînement, le piston et le régulateur de cylindrée, respectivement.</p> <p>La position et la vitesse du piston sont donnés par les équations suivantes :</p> $x_p = -r_p \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\gamma + \beta)$ $v_p = r_p \cdot \omega \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\gamma + \beta)$ <p>Avec :</p> <p>x_p : position du piston. v_p : vitesse du piston. r_p : rayon primitif du barillet. α : inclinaison du plateau cyclique. γ : position angulaire du rotor. β : Phase du piston. ω : vitesse angulaire.</p>
	<p>-Single-Acting Hydraulic Cylinder : ce bloque représente un ensemble piston-cylindre hydraulique, il est constitué de trois blocs : <i>Translational Hydro-Mechanical Converter</i>, <i>Translational Hard Stop</i> et <i>Ideal Translational Motion Sensor</i></p> 

Suite à la page suivante

TABLE B.1 – Description des blocs Simscape utilisés

Bloque	Description
	<p>Les ports R et C représentent des connexions mécaniques avec le piston et le cylindre creux, respectivement. Le port A représente une connexion hydraulique et P représente un signal physique donnant la position du piston.</p>
	<p>-Translational Hydro-Mechanical Converter : ce bloque représente un élément qui convertit l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Les ports R et C représentent des connexions mécaniques et le port A représente une connexion hydraulique.</p> <p>Le volume et le débit à l'intérieur du cylindre sont donnés par les équations suivantes :</p> $V = V_{dead} + A(x_0 + x)$ $q = \frac{dV}{dt} \text{ (compressibilité pas prise en compte)}$ <p>Avec :</p> <p>V : volume à l'intérieur du cylindre. V_{dead} : volume initial à l'intérieur du cylindre. A : section du piston. x_0 : position initiale du piston. x : position instantanée du piston. q : débit instantané à l'intérieur du cylindre.</p>
	<p>-Ideal Translational Motion Sensor : ce bloque représente un capteur de position. Les ports R et C représentent des connexions mécaniques. Les ports P et V représentent des signaux physiques qui donnent la position et la vitesse, respectivement.</p>
	<p>-Porting Plate Variable Orifice : ce bloque représente un orifice à section variable. La surface de l'orifice représente l'intersection entre le port du cylindre et une des lumières de la plaque de distribution. La modélisation de cette dernière comprends deux lumières en forme de croissant, une pour l'aspiration et l'autre pour le refoulement. À l'entrée de chaque lumière il y a un sifflet triangulaire.</p> <p>Les ports A et B représentent des connexions hydrauliques. Le port G représente un signal physique donnant la position angulaire de l'arbre.</p> <p>Le débit à travers l'orifice est calculé par l'équation suivante :</p> $q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot (P_A - P_B)$

Suite à la page suivante

TABLE B.1 – Description des blocs Simscape utilisés

Bloque	Description
	Avec : C_d : Coefficient de décharge. A : surface variable de l'orifice. ρ : masse volumique du fluide. P_A : Pression à la connexion A. P_B : Pression à la connexion B.

Annexe C

Modélisation de la surface de contact entre port de cylindre et plaque de distribution

Modélisation de la surface de décharge

La modélisation de la surface de décharge A_d et celle de l'aspiration A_{in} dépend de la position angulaire du piston φ . La modélisation mathématique de A_d a été réalisée sur 19 segments angulaires définis par 19 positions angulaires données dans la table C.1 et montrées dans la figure C.1. Les équations mathématiques de modélisation sont présentées dans la table C.2.

TABLE C.1 – Valeurs des positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_d

Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)
φ_0	6.1348	φ_4	0.9429	φ_8	1.4581	φ_{12}	2.0560	φ_{16}	2.5486
φ_1	0.2531	φ_5	1.0651	φ_9	1.5803	φ_{13}	2.073	φ_{17}	2.8497
φ_2	0.4581	φ_6	1.2531	φ_{10}	1.7458	φ_{14}	2.261	φ_{18}	3.0547
φ_3	0.7684	φ_7	1.2702	φ_{11}	1.8679	φ_{15}	2.3833		

Le port de décharge de la plaque de distribution se compose de trois lumières. Un sifflet se trouve à l'entrée de la première lumière, voir figure C.1. Dans [91], les auteurs considèrent un port de cylindre linéaire et expriment A_d quand le port de cylindre entre en contact avec une ouverture circulaire de la façon suivante :

$$A_d = r_k^2(2\theta - \sin(2\theta)) \quad (C.1)$$

Avec

$$\theta = \arccos \frac{2r_k - (\varphi - \varphi_x)R}{2r_k} \quad (C.2)$$

Avec φ_x est la limite inférieure du segment angulaire lié à l'ouverture circulaire.

La figure C.2 montre la relation de positionnement entre un port de cylindre et un sifflet. Il peut être déduit que $\overline{CE} = R(\varphi - \varphi_0)$ et $\overline{AB} = \overline{AE} = r$. L'application de la loi des cosinus sur le

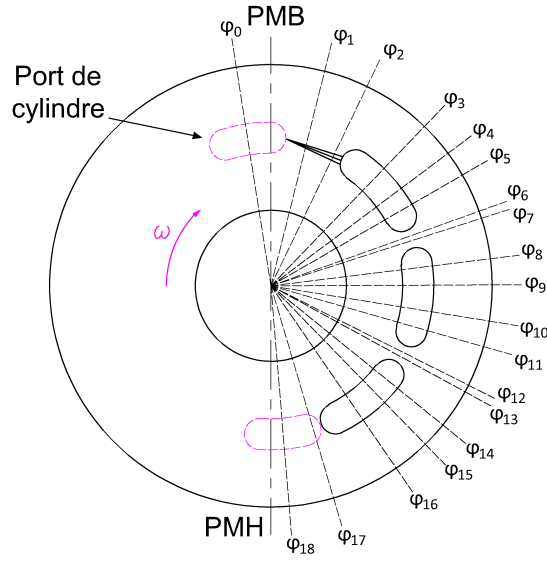


FIGURE C.1 – Positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_d

triangle ABC donne :

$$\overline{AB}^2 = \overline{AC}^2 + \overline{BC}^2 + 2.\overline{AC}.\overline{BC}.\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \quad (C.3)$$

l'équation C.3 peut être écrite sous une forme quadratique à un seul inconnu de la manière suivante :

$$\overline{BC}^2 + \left[2.\overline{AC}.\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right]\overline{BC} + \left[\overline{AC}^2 - \overline{AB}^2\right] = 0 \quad (C.4)$$

Le Δ de l'équation quadratique précédente est donné comme suit :

$$\Delta = \left[2.\overline{AC}.\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right]^2 - 4(\overline{AC}^2 - \overline{AB}^2) \quad (C.5)$$

La solution de l'équation C.4 est donnée comme suit :

$$\overline{BC} = \frac{-\left[2.\overline{AC}.\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right] + \sqrt{\left[2.\overline{AC}.\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right]^2 - 4(\overline{AC}^2 - \overline{AB}^2)}}{2}$$

$$\overline{BC} = \frac{-\left[2.(r - R(\varphi - \varphi_y)).\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right] + \sqrt{\left[2.(r - R(\varphi - \varphi_y)).\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right)\right]^2 - 4((r - R(\varphi - \varphi_y))^2 - \overline{AB}^2)}}{2} \quad (C.6)$$

Avec φ_y est la limite inférieure du segment angulaire lié au sifflet.

$$\text{Par ailleurs : } \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right) = \frac{\overline{BD}}{\overline{BC}} \Rightarrow \overline{BD} = \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right).\overline{BC}, \text{ alors } \sin(\beta_1) = \frac{\overline{BD}}{\overline{AB}} \Rightarrow \beta_1 = \arcsin\left[\frac{\sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right).\overline{BC}}{r}\right]$$

Finalement $\text{arc}(BE) = r.\beta_1$

La figure C.3 montre les projections du sifflet. Il peut être déduit que :

$$\overline{FE} = \tan\left(\frac{\phi_1}{2}\right).R(\varphi - \varphi_y) \quad (C.7)$$

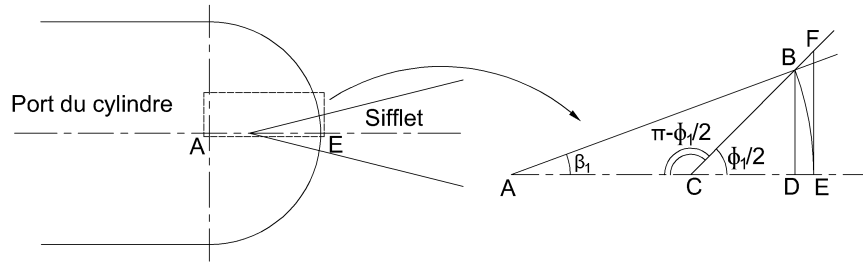


FIGURE C.2 – Relation de positionnement entre port de cylindre et sifflet

Il peut être déduit de la vue de gauche que :

$$\tan\left(\frac{\phi_2}{2}\right) = \frac{\overline{FE}}{\overline{EG}} \Rightarrow \overline{EG} = \frac{\overline{FE}}{\tan\left(\frac{\phi_2}{2}\right)} = \frac{\tan\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot R(\varphi - \varphi_y)}{\tan\left(\frac{\phi_2}{2}\right)} \quad (\text{C.8})$$

Finalement, quand le port du cylindre croise le sifflet, la surface de décharge peut être écrite de la façon suivante :

$$A_d = r \cdot \beta_1 \cdot \frac{\tan\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot R(\varphi - \varphi_y)}{\tan\left(\frac{\phi_2}{2}\right)} \quad (\text{C.9})$$

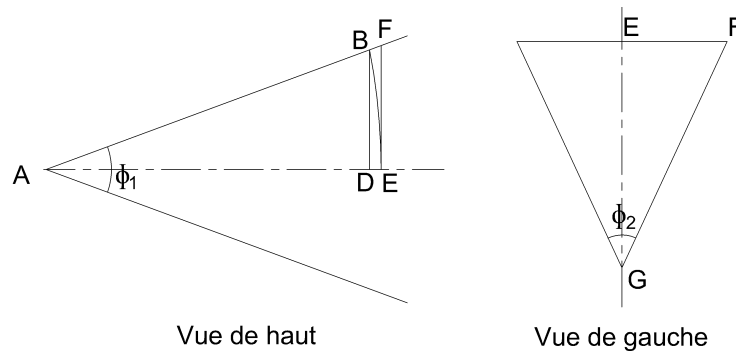


FIGURE C.3 – Projections du sifflet

TABLE C.2 – Équations de modélisation de la surface de décharge A_d

Équation	Segment angulaire
$r \cdot \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R(\varphi - \varphi_0)}{\tan(\theta_2/2)}$	$\varphi_0 \leq \varphi < \varphi_1$
$r \cdot \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R \cdot \varphi_1}{\tan(\theta_2/2)} + r_k^2(2\theta_5 - \sin(2\theta_5))$	$\varphi_1 \leq \varphi < \varphi_2$
$r \cdot \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R \cdot \varphi_1}{\tan(\theta_2/2)} + \pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_2)R$	$\varphi_2 \leq \varphi < \varphi_3$
$2r_k l_k + \pi r_k^2$	$\varphi_3 \leq \varphi < \varphi_4$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_4)R] + \pi r_k^2$	$\varphi_4 \leq \varphi < \varphi_5$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_4)R] + \pi r_k^2 + r_k^2(2\theta_6 - \sin(2\theta_6))$	$\varphi_5 \leq \varphi < \varphi_6$
Suite à la page suivante	

TABLE C.2 – Équations de modélisation de la surface de décharge A_d

Équation	Segment angulaire
$r_k^2(2\theta_7 - \sin(2\theta_7)) + r_k^2(2\theta_6 - \sin(2\theta_6))$	$\varphi_6 \leq \varphi < \varphi_7$
$r_k^2(2\theta_7 - \sin(2\theta_7)) + \pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_7)R$	$\varphi_7 \leq \varphi < \varphi_8$
$\pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_7)R$	$\varphi_8 \leq \varphi < \varphi_9$
$2r_k l_k + \pi r_k^2$	$\varphi_9 \leq \varphi < \varphi_{10}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{10})R] + \pi r_k^2$	$\varphi_{10} \leq \varphi < \varphi_{11}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{10})R] + \pi r_k^2 + r_k^2(2\theta_8 - \sin(2\theta_8))$	$\varphi_{11} \leq \varphi < \varphi_{12}$
$r_k^2(2\theta_9 - \sin(2\theta_9)) + r_k^2(2\theta_8 - \sin(2\theta_8))$	$\varphi_{12} \leq \varphi < \varphi_{13}$
$r_k^2(2\theta_9 - \sin(2\theta_9)) + \pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_{13})R$	$\varphi_{13} \leq \varphi < \varphi_{14}$
$\pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_{13})R$	$\varphi_{14} \leq \varphi < \varphi_{15}$
$2r_k l_k + \pi r_k^2$	$\varphi_{15} \leq \varphi < \varphi_{16}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{16})R] + \pi r_k^2$	$\varphi_{16} \leq \varphi < \varphi_{17}$
$r_k^2(2\theta_{10} - \sin(2\theta_{10}))$	$\varphi_{17} \leq \varphi < \varphi_{18}$
0	Ailleurs

Avec $\theta_5 = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_1)R}{2r_k}\right]$, $\theta_6 = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_5)R}{2r_k}\right]$, $\theta_7 = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_6)R}{2r_k}\right]$,
 $\theta_8 = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{11})R}{2r_k}\right]$, $\theta_9 = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{12})R}{2r_k}\right]$, $\theta_{10} = \arccos\left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{17})R}{2r_k}\right]$,

Modélisation de la surface d'aspiration

La surface d'aspiration de la plaque de distribution se compose de deux lumières. Un sifflet se trouve sur la première lumière selon le sens de rotation, voir figure C.4. La table C.3 contient les valeurs des positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_{in} . La table C.4 donne les équations de modélisation pour 13 segments angulaires.

TABLE C.3 – Valeurs des positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_{in}

Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)	Angle	Valeur (rad)
φ_{19}	2.9932	φ_{22}	3.91	φ_{25}	4.7612	φ_{28}	5.1492	φ_{31}	6.1964
φ_{20}	3.3947	φ_{23}	4.451	φ_{26}	4.8481	φ_{29}	5.6902		
φ_{21}	3.5997	φ_{24}	4.643	φ_{27}	4.9572	φ_{30}	5.9913		

TABLE C.4 – Équations de modélisation de la surface d'aspiration A_{in}

Équation	Segment angulaire
$r_k \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R(\varphi - \varphi_{19})}{\tan(\theta_2/2)}$	$\varphi_{19} \leq \varphi < \varphi_{20}$
$r_k \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R \cdot \varphi_{20}}{\tan(\theta_2/2)} + r_k^2(2\theta_{11} - \sin(2\theta_{11}))$	$\varphi_{20} \leq \varphi < \varphi_{21}$
$r_k \beta_1 \cdot \frac{\tan(\theta_1/2) \cdot R \cdot \varphi_{20}}{\tan(\theta_2/2)} + \pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_{21})R$	$\varphi_{21} \leq \varphi < \varphi_{22}$
$2r_k l_k + \pi r_k^2$	$\varphi_{22} \leq \varphi < \varphi_{23}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{23})R] + \pi r_k^2$	$\varphi_{23} \leq \varphi < \varphi_{24}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{23})R] + \pi r_k^2 + r_k^2(2\theta_{12} - \sin(2\theta_{12}))$	$\varphi_{24} \leq \varphi < \varphi_{25}$
$r_k^2(2\theta_{13} - \sin(2\theta_{13})) + r_k^2(2\theta_{12} - \sin(2\theta_{12}))$	$\varphi_{25} \leq \varphi < \varphi_{26}$
$r_k^2(2\theta_{13} - \sin(2\theta_{13})) + \pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_{26})R$	$\varphi_{26} \leq \varphi < \varphi_{27}$
$\pi r_k^2 + 2r_k(\varphi - \varphi_{26})R$	$\varphi_{27} \leq \varphi < \varphi_{28}$
$2r_k l_k + \pi r_k^2$	$\varphi_{28} \leq \varphi < \varphi_{29}$
$2r_k [l_k - (\varphi - \varphi_{29})R] + \pi r_k^2$	$\varphi_{29} \leq \varphi < \varphi_{30}$
$r_k^2(2\theta_{14} - \sin(2\theta_{14}))$	$\varphi_{30} \leq \varphi < \varphi_{31}$
0	Ailleurs

Avec $\theta_{11} = \arccos \left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{20})R}{2r_k} \right]$, $\theta_{12} = \arccos \left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{24})R}{2r_k} \right]$, $\theta_{13} = \arccos \left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{25})R}{2r_k} \right]$,
 $\theta_{14} = \arccos \left[\frac{2r_k - (\varphi - \varphi_{30})R}{2r_k} \right]$

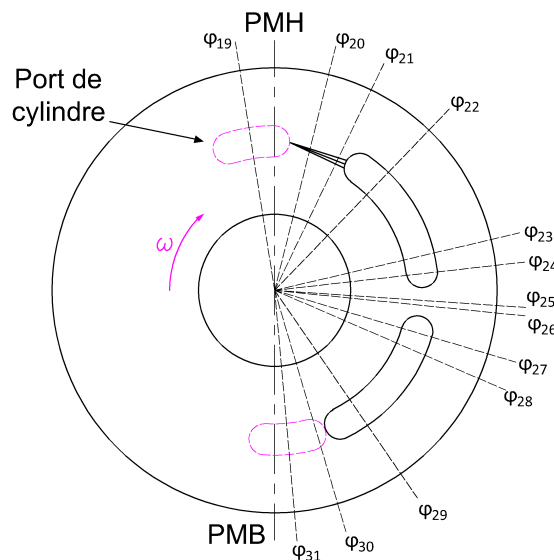


FIGURE C.4 – Positions angulaires utilisées dans la modélisation de A_{in}