



N° d'ordre : . 04/ 2017

Autorisation de soutenance N° 37/2017

THESE

Présentée pour l'obtention du grade de DOCTORAT 3^{ème} Cycle

En : Automatique Appliquée

Maintenance en Instrumentation Industrielle

Par : **Nadji HADROUG**

Sujet

Commande neuro floue tolérante aux défauts d'une turbine à gaz : Contribution à la détection de vibrations

Soutenue publiquement, le 16 / 11 / 2017, devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement de rattachement	Désignation
Mr Abdellah KOUZOU	MCA	Université de Djelfa	Président
Mr Ahmed HAFAIFA	Professeur	Université de Djelfa	Directeur de thèse
Mr Ahmed CHAIBET	EC	École Supérieure ESTACA de Paris, France	Co Directeur de thèse
Mr Abudura SALAM	Professeur	Université de Médéa	Examineur
Mr Abdelhalim TLEMCANI	Professeur	Université de Médéa	Examineur
Mr Mohamed Mounir RAZAOUI	MCA	Université de Djelfa	Examineur

Université de Djelfa, 2017

Dédicaces

Je dédie cette thèse à :
Mes très chers parents, pour leurs encouragements et pour m'avoir
permis de réaliser mes études dans les meilleures conditions,
A mes frères et sœurs,
A toute ma famille,
A tous mes amis,
A ceux qui m'ont soutenu pendant toute la durée de mes études.

Nadji Hadroug

Djelfa 01 Juin 2017

Remerciements

Cette thèse doctorat L.M.D à été réalisée au sein du laboratoire d'Automatique Appliquée et Diagnostics Industriel (LAADI) à la faculté des sciences technologiques de l'université de Djelfa. Ce travail est l'aboutissement d'un long cheminement au cours duquel j'ai bénéficié de l'encadrement, des encouragements et du soutien de plusieurs personnes, à qui je tiens à dire profondément et sincèrement merci.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance et mes remerciements à mon Directeur de thèse, Monsieur **le Professeur Ahmed HAFIFA** d'avoir dirigé cette thèse avec ses grandes qualités tant sur le plan humain que scientifique, ainsi que pour sa patience jusqu'à l'achèvement de ce travail, je n'oublis pas mon co-directeur de thèse, **Monsieur Dr. Ahmed CHAIBET** Enseignant Chercheur à l'Ecole Supérieure des Techniques Aéronautiques et de Construction Automobile, Paris, France, à qui j'exprime ma reconnaissance et mon respect le plus profond vis à vis son co-encadrement, sa disponibilité durant ces années de thèse.

Tous mes remerciements également à Monsieur **Dr. Abdellah KOUZOU**, Maître de conférences à l'Université de Djelfa, pour avoir accepté d'examiner mon travail et présider le jury et pour l'ensemble de leurs conseils avisés et ses apports afin d'améliorer mes compétences techniques.

Aussi, j'exprime toute ma gratitude à **Monsieur Abudura SALAM**, Professeur à l'Université de Médéa et à **Monsieur Abdelhalim TLEMCANI**, Professeur à l'Université de Médéa et à **Monsieur Mohamed Mounir RAZAOUI**, Maître de conférences à l'Université de Djelfa, pour avoir accepté de prendre part au jury.

Enfin, je voudrais rendre hommage à tous ceux qui, plus ou moins récemment, de près ou de loin, à leur manière m'ont aidé à mener à bien cette thèse.

Nadji Hadroug

Djelfa 01 Juin 2017

ملخص

تمثل أنظمة التحكم والكشف عن الاعطاب في توربينات الغاز تحديا علميا كبيرا، بسبب التعقيدات العملية وتنوع المشاكل في هذا النوع من النظام التي لها أثر مباشر على الناتج الصناعي و الاقتصادي. لذلك نعرض من خلال هذه الأطروحة مجموعة من الأبحاث التي قمنا بها لإظهار كيفية استخدام تقنيات الذكاء الاصطناعي " المنطق الضبابي و الألياف العصبية " في إستراتيجية التحكم و تشخيص أخطاء توربينات الغاز مع المساهمة في الكشف عن الاهتزازات للحصول على نموذج موثوق به . حيث يتم استخدام هذه الإستراتيجية لتمثيل السلوك الديناميكي لتوربينات الغاز المدروسة وشرح مختلف الظواهر الديناميكية التي لها أثر كبير في نقل الغاز الصناعي وفي انتاج الطاقة .النتائج التجريبية المتحصل عليها مرضية وتوضح قيمة هذه التقنية في الحفاظ على الاستقرار والأداء المقبول في ظل وجود الاعطاب داخل توربينات الغاز التي تما فحصها.

Résumé

La détection et la localisation de défaut sont nécessaires mais pas suffisantes pour assurer la sûreté de fonctionnement des turbines à gaz. En effet afin d'assurer un fonctionnement en mode dégradé, il faut mettre en œuvre une stratégie de commande tolérante aux fautes. La contribution principale des travaux de cette thèse est de proposer une nouvelle architecture de commande tolérante aux fautes dédiée au système de turbine en présence des défauts type vibratoires. Le choix est porté pour l'approche adaptative d'un système d'inférence neuro-flou. En effet, cette stratégie permet de représenter le comportement dynamique de la turbine à gaz, de décrire et d'appréhender les différents phénomènes impliqués et interagissant dans la dynamique de la turbine. Cela, a un grand impact dans l'industriel Algérienne de transport du gaz. Une validation expérimentale de l'architecture de commande proposée où les résultats expérimentaux obtenus sont satisfaisants et illustrent l'intérêt de cette technique. En outre, cette technique neuro floue a permis d'assurer des performances acceptables en maintenant la stabilité en présence des défauts sur la turbine.

Abstract

Control with fault detection in gas turbines is a major scientific challenge, caused by there complexity and variety of problems encountered in this system type, as well as an industrial challenge given by there effective surveillance strategy. The main contribution of this thesis work is to show how to use the adaptive approach of a neuro-fuzzy inference system in a gas turbine control strategy with a contribution to the detection of vibrations to obtain a model with uncertainty reliable. Indeed, this strategy makes it possible to represent the dynamic behavior of the considered gas turbine in this work, and to describe and explain the various phenomena involved and interacting in the dynamics of the turbine. This has a great impact in the Algerian industrial gas transportation. The obtained experimental results are satisfactory, illustrate the advantage of the developed faults tolerant control approach using neuro-fuzzy, and demonstrate the effectiveness and the interest of this approach while maintaining the stability with acceptable performances in the presence of defects on the tested gas turbine.

TABLE DES MATIÈRES

Liste des Figures	H
Liste des Tableaux	L
Liste des Travaux	M
Introduction Générale	16
CHAPITRE I: Etat de l'art sur les systèmes de diagnostics industriels	19
I.1. Introduction	20
I.2. Principe de base du diagnostic	20
I.3 Aide au diagnostic	21
I.4. Différentes étapes du diagnostic industriel	22
I.5. Classification des méthodes de diagnostic à base de modèles	23
I.6. Méthodes de génération de résidus.....	24
I.6.1. Approche par espace de parité.....	25
I.6.2. Approche à base d'observateurs ou de filtres.....	28
I.6.3. Approche par estimation paramétrique	29
I.7. Diagnostic qualitatif.....	29
I.7.1. Reconnaissance des formes	29
I.7.2. Méthodes de l'intelligence artificielle	30
I.8. Détection et localisation des défauts.....	35
I.8.1. La détection.....	35
I.8.2. Localisation.....	37
I.9. Conclusion	39
CHAPITRE II: Contribution à la modélisation de vibrations des turbines à gaz	40
II.1. Introduction.....	41
II.2. Vibrations des machines tournantes.....	41
II.3. Stratégie de diagnostic vibratoire.....	43
II.4. Principaux défauts d'une machine tournante.....	45
II.4.1. Défaut de balourd.....	45
II.4.2. Défaut désalignement.....	46
II.5. Méthode d'analyse de vibration.....	46
II.5.1. Analyse spectrale par transformée de Fourier (FFT)	46

II.6. Contribution à l'analyse de vibration	47
II.6.1. Cas de système sans défaut	48
II.6.2. Cas de système avec défaut	48
II.7. Détection de vibration d'une turbine a gaz par méthode circulaire	49
II.7.1. Vibration de rotor	49
II.8. Applications et techniques de configuration	53
II.8.1. Techniques de configuration	53
II.8.2. Applications sur la turbine à gaz GE-MS3002.....	56
II.9. Etude de défauts de turbine à gaz examinée par la méthode circulaire	60
II.9.1. Désalignement parallèle	60
II.9.2. Défaut balourd.....	61
II.9.3. Classification des défauts	62
II.10. Deuxième application sur une turbine à gaz GE-MS3002C.....	63
II.11. Conclusion	68
CHAPITRE III: Modèle dynamique d'une turbine à gaz a deux arbres	69
III.1. Introduction	70
III.2. Identification des systèmes industriels.....	70
III.3. Identification de modèle d'une turbine à gaz	74
III.4. Surveillance des turbines à gaz	80
III.4.1. Modélisation du système de positionnement de soupapes de carburant.....	84
III.4.2. Résultats de surveillance de turbine à gaz HDGT.....	86
III.5. Linéarisation dynamique du modèle de turbines à gaz à deux arbres.....	89
III.5.1. Turbine à gaz à deux arbres MS 5002C	89
III.5.2. Modélisation des turbines à gaz.....	94
III.5.3. Linéarisation du modèle non linéaire de la turbine à gaz.....	96
III.6. Résultats des applications.....	99
III.7. Conclusion.....	105
CHAPITRE IV: Commande tolérante aux défauts à base d'un système d'inférence neuro flou appliquée à une turbine à gaz	106
IV.1. Introduction.....	107
IV.2. Commande tolérante aux défauts.....	107
IV.3. Classification des approches de commande tolérante aux défauts.....	110

IV.3.1. Approches passives de commande tolérante aux défauts.....	110
IV.3.2. Approches actives de commande tolérante aux défauts.....	111
IV.4. Stratégie de configuration d'une commande tolérante aux défauts	117
IV.5. Commande tolérante aux défauts actives d'une turbine à gaz	119
IV.5.1. Mise en œuvre de la commande active	122
IV.5.2. Modélisation de turbine à gaz à base de système neuro flous (ANFIS)	126
IV.5.3. Système neuro flous (ANFIS)	126
IV.5.4. Modèle ANFIS de turbine à gaz	128
IV.5.5. Commande active tolérante aux défauts appliquée à une turbine à gaz	131
IV.6. Résultats d'application.....	134
IV.7. Conclusion	141
Conclusion générale.....	142
Annexes.....	145
Bibliographie.....	152

Liste des Figures

Figure I.1 : Structure générale d'un système de diagnostic	21
Figure I.2 : Différentes étapes du diagnostic industriel.....	23
Figure I.3 : Classification des méthodes de diagnostic.....	24
Figure I.4 : Structure générale d'un générateur de résidus.....	25
Figure I.5 : Approche de l'espace de parité dans un format entrée / sortie	26
Figure I.6 : Génération de résidu à l'aide d'un observateur.....	28
Figure I.7 : Génération de résidus par estimation paramétrique.....	29
Figure I.8 : Procédure de diagnostic basée sur la reconnaissance des formes.....	30
Figure I.9 : Diagramme de modèle flou.....	31
Figure I.10 : Observateur de sortie floue pour la génération de résidus.....	32
Figure I.11 : Modèle non linéaire d'un neurone formel.....	34
Figure I.12 : Architecture générale d'un système expert de diagnostic.....	34
Figure I.13 : Principe de détection et localisation des défauts.....	35
Figure I.14 : Représentation du résidu entre la sortie réelle, estimée et seuils de détection.....	36
Figure I.15 : Détection de défaut par la méthode de Cartes de la moyenne de Shewhart.....	37
Figure II.1: Amplitude d'un signal vibratoire.....	41
Figure II.2 : Amplitudes caractéristiques d'un phénomène vibratoire.....	42
Figure II.3 : Stratégies de diagnostic vibratoire.....	43
Figure II.4 : Montage de différents capteurs de vibrations sur un système de turbine à gaz.....	44
Figure II.5 : Défaut de balourd.....	45
Figure II.6 : Défaut de balourd avec jeu de palier.....	45
Figure II.7: Spectre vibratoire d'un défaut d'alignement.....	46
Figure II.8: Cas de système sans défaut.....	48
Figure II.9: Cas de système avec défaut.....	49
Figure II.10: Modèle de disque aubage.....	50
Figure II.11: Repères d'arbre.....	51
Figure II.12: Force centrifuge due au Balourd.....	53
Figure II.13: Placement des capteurs dans une turbine à gaz.....	54
Figure II.14: Placement des paliers de la turbine à gaz MS3002.....	55
Figure II.15: Position des capteurs installés pour la surveillance de turbine.....	56
Figure II.16: Variation d'arbre sur le palier 2.....	57

Figure II.17: Variation d'arbre sur le palier 3.....	57
Figure II.18: Analyse des résultats de vibrations sur le palier 02.....	57
Figure II.19: Analyse des résultats de vibrations sur le palier 03.....	58
Figure II.20: Position des capteurs installés pour la surveillance permanente de turbine	59
Figure II.21: Variation d'amplitude de vibration d'arbre de la turbine LP sur le palier n°4.....	59
Figure II.22: Analyse des résultats de vibrations sur le palier 04.....	60
Figure II.23: Spectre en réponse désalignement sur une période de trois mois d'observation.....	61
Figure II.24: Résultats obtenus par la méthode circulaire de désalignement parallèle.....	61
Figure II.25: Evaluation de spectre en réponse du balourd.....	62
Figure II.26: Evaluation de cercle de détection en cas de défaut balourd.....	62
Figure II.27: Schéma de l'installation expérimentale de système turbine à gaz.....	64
Figure II.28: Vibration d'un turbine à gaz MS3002.....	64
Figure II.29: Influence de la vitesse d'arbre HP à la vibration de palier.....	65
Figure II.30: Comparaison des résultats de la méthode circulaire et l'analyse de FT sur la turbine HP..	66
Figure II.31: Influence de la vitesse d'arbre BP à la vibration de palier.....	66
Figure II.32: Comparaison des résultats de la méthode circulaire et l'analyse de FT sur la turbine BP..	67
Figure II.33: Etats des ailettes de la turbine	67
Figure III.1: Identification structurelle.....	73
Figure III.2: Identification en boucle ouverte.....	73
Figure III.3: Système de turbine à gaz à deux arbres	75
Figure III.4: Structure générale de commande d'une turbine à gaz à deux arbre.....	75
Figure III.5: Variable d'entrée température T_1	76
Figure III.6: Variable d'entrée pression P_1	76
Figure III.7: Variable d'entrée IGV	77
Figure III.8: Evolutions des paramètres identifiés	78
Figure III.9: Modèle de température T5.....	78
Figure III.10: Erreur d'identification (T5)	78
Figure III.11: Modèle de vitesse de rotation HP.....	79
Figure III.12: Erreur d'identification de vitesse HP.....	79
Figure III.13: Modèle de vitesse de rotation BP.....	79
Figure III.14: Erreur d'identification de vitesse BP.....	79
Figure III.15: Vérification de la robustesse par diagrammes de Bode.....	80

Figure III.16: Système d'une turbine à gaz de type bi-arbre.....	81
Figure III.17: Diagramme entropique (T-s) de cycle de Baryton	82
Figure III.18: Positionneur de vanne du HDGT	85
Figure III.19: Modèle de contrôle de la vitesse de la turbine à gaz.....	85
Figure III.20: Surface de sortie du modèle ANFIS pour surveillance de turbine à gaz HDGT.....	87
Figure III.21: Variation de vitesse de modèle de Rowen.....	87
Figure III.22: Variation de la température d'échappement de modèle de Rowen.....	87
Figure III.23: Comparaison entre les régulateurs ANFIS et PID de température d'échappement	88
Figure III.24: Comparaison entre les contrôleurs ANFIS et PID de vitesse de rotation	88
Figure III.25: La Variation de vitesse de modèle de Rowen après l'étape de vitesse 15%.....	88
Figure III.26: La température d'échappement après l'étape de vitesse 15%.....	88
Figure III.27: Principe de fonctionnement de la turbine à gaz à deux arbres.....	90
Figure III.28: Turbine à gaz MS5002C.....	91
Figure III.29: Variation de la puissance de la turbine par rapport à la température ambiante.....	92
Figure III.30: Variation de pression de refoulement.....	92
Figure III.31: Variation de la température d'échappement et de la réinjection sous pression	93
Figure III.32: Température ambiante de la station de compression de gaz.....	93
Figure III.33: Méthodologie de linéarisation de modèles non linéaires.....	94
Figure III.34: Variation du débit d'aspiration de gaz ΔW_f	100
Figure III.35: Variation de température dans la chambre de combustion $\Delta T_{comb}^* (K)$	101
Figure III.36: Variation de la température intérieure de la turbine $\Delta T_t^* (K)$	101
Figure III.37: Variation de la pression d'échappement de la turbine $\Delta P_t^* (kPa)$	101
Figure III.38: Variation de la pression d'entrée de la turbine au niveau du compresseur $\Delta P_{c,HP}^* (kPa)$.	101
Figure III.39: Variation de la température intérieure du compresseur $\Delta T_c^* (K)$	102
Figure III.40: Variation du poids de l'air $\Delta W_a^* (Kg / s)$	102
Figure III.41: Variation de la poussée d'air $\Delta \bar{F} (Kg)$	102
Figure III.42: Variations des vitesses des deux arbres: Δn_{LP} et Δn_{HP}	103
Figure III.43: Comparaison entre la température réelle de la turbine et le modèle proposé.....	104
Figure IV.1: Différentes étapes de la commande tolérante aux défauts.....	109
Figure IV.2: Classification des approches FTC.....	110

Figure IV.3: Principe de commande FTC passive	111
Figure IV.4: Structure générale d'un AFTCS.....	112
Figure IV.5: Différents changements induits par défaut.....	113
Figure IV.6: Contrôleur reconfigurable et tolérant aux pannes.....	114
Figure IV.7: Mise en œuvre de la FTC proposée	118
Figure IV.8: Structure de la commande active tolérante aux défauts.....	119
Figure IV.9.A: Turbine à gaz à deux arbres.....	120
Figure IV.9.B: Turbine à gaz à deux arbres.....	120
Figure IV.10: Diagramme de cycle de turbine à gaz à deux arbre MS5002C.....	122
Figure IV.11: Structure de modèle neuro flou adaptatif ANFIS.....	127
Figure IV.12: Réseau du modèle ANFIS pour le variable ΔW_a	129
Figure IV.13: Surface de sortie de modèle ANFIS pour le variable ΔW_a	129
Figure IV.14.A: Variation de la force.....	129
Figure IV.14.B: Variation de la température de compresseur.....	129
Figure IV.14.C: Variation de pression de compresseur.....	130
Figure IV.14.D: Variation de la température de chambre de combustion	130
Figure IV.14.E: Variation de la température de la turbine.....	130
Figure IV.14.F: Variation de débit massique.....	130
Figure IV.14.G: Variation de pression de la turbine.....	131
Figure IV.15 : Système de détection de défauts à base de système ANFIS.....	132
Figure IV.16: Configuration de système de diagnostic à base de modèle.....	133
Figure IV.17..A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de température-turbine $\Delta T_t^* (K)$).....	134
Figure IV.17.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	135
Figure IV.18.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation du compresseur de pression $\Delta P_{c.HP}^* (kPa)$).....	136
Figure IV.18.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	136
Figure IV.19.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de température $\Delta T_{comb}^* (K)$).....	137
Figure IV.19.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	137

Figure IV.20.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de la pression-turbine ΔP_t^* (kPa)).....	138
Figure IV.20.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	138
Figure IV.21.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Ecart de température-compresseur ΔT_c^* (K)).....	139
Figure IV.21.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	139
Figure IV.22.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation du débit massique ΔW_a^* (Kg / s)).....	140
Figure IV.22.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)	142

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Table de signatures - Structure DOS à découplage parfait	38
Tableau I.2: Table de signatures de type GOS à découplage parfait.....	39
Tableau II.1: Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire.....	44
Tableau II.2: Différent paliers de turbine à gaz.....	55
Tableau II.3: Classification des défauts par la méthode circulaire.....	63
Tableau III.1: Données de performances de turbine à gaz examinée	81
Tableau III.2: Paramètres des turbines en conditions nominales de fonctionnement.....	84
Tableau III.3: Paramètres du modèle dynamique de turbine à gaz HDGT.....	86
Tableau III.4: Paramètres du modèle dynamique de la turbine à gaz MS5002C.....	91
Tableau III.5: Spécifications d'exploitation de la turbine à gaz MS5002C.....	91
Tableau IV.1: Seuil de détection des défauts.....	132

Liste des Travaux

Publications

- [1]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Kouzou Abdellah and Ahmed Chaibet, Dynamic model linearization of two shafts gas turbine via their input / output data around the equilibrium points. Energy Elsevier, 2017, vol. 120, pp. 488-497. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216317388>
- [2]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Detect faults in gas turbine installation, using adaptive network with fuzzy inference. Hydrocarbon Processing Journal / Gas Processing |2017, vol. MARCH/APRIL 2017. URL: <http://www.gasprocessingnews.com/features/201706/detect-faults-in-gas-turbine-installation,-using-adaptive-network-with-fuzzy-inference.aspx>
- [3]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou and Ahmed Chaibet, Faults detection in gas turbine using hybrid adaptive network based fuzzy inference systems to controlling there dynamic behavior. DIAGNOSTYKA the Journal of Polish Society of Technical Diagnostics (PSTD), 2016, vol. 17, no. 4, pp. 3-17. URL: <http://diagnostyka.net.pl/index1.php?page=111&article=list&id=80>
- [4]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Mouloud Guemana, Ahmed Chaibet, Control Of Nonlinear Gas Turbine System using Strategies of Multidisciplinary Design Optimization. Journal of the Technical University Sofia, Branch Plovdiv, Bulgaria, Fundamental Sciences and Applications, 2016, vol. 22, pp. 17-24. URL: <http://www.tu-plovdiv.bg/en/journal.php>
- [5]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Mouloud Guemana and Ahmed Chaibet, Control of the speed and exhaust gas temperature in gas turbine using adaptive neuro-fuzzy inference system. Journal of Automation & Systems Engineering, 2016, vol. 10, no. 3, pp. 158-167. URL: <http://jase.esrgroups.org/edition-2016.php>
- [6]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou and Ahmed Chaibet, Improved gas turbine supervision system based on fuzzy estimation of their reliability and availability. Journal of Advanced Research in Science and Technology, 2016, vol. 3, no. 2, pp. 313-323. URL: <http://www.jarst.info/index.php/JARST/article/view/61>
- [7]. Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Mouloud Guemana, **Nadji Hadroug**, Reliability Analysis using Weibull Distribution Applied to a Booster Pump used in Oil Drilling Installations. Journal of the Technical University Sofia, Branch Plovdiv, Bulgaria, Fundamental Sciences and Applications, 2016, vol. 22, pp. 31-37. URL: <http://www.tu-plovdiv.bg/en/journal.php>
- [8]. Rachid BelhadeF, Ahmed Hafaifa, **Nadji Hadroug**, Mohamed Boumehras, Reliability Evaluation Based on a Fuzzy Expert System: Centrifugal Pump Application, Studies in Informatics and Control, 2016, vol. 25, no. 2, pp. 181-188. URL: http://sic.ici.ro/?page_id=7817

- [9]. Bachir Nail, Belkacem Bekhiti, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou and Nadji Hadroug, Feedback linearization and Backstepping controllers for Coupled Tanks. The Informatics Engineering, an International Journal (IEIJ) Vol.3, No.4, December 2015, pp.1-17. URL: <http://airccse.org/journal/ieij/vol3.html>
- [10]. Lakhmissi Cherroun, **Nadji Hadroug** and Mohamed Boumehraz, Hybrid Approach Based on ANFIS Models for Intelligent Fault Diagnosis in Industrial Actuator. Journal of Electrical and Control Engineering JECE JECE Vol. 3 No. 4, 2013 PP. 17-22. URL: http://www.vkingpub.com/HTML/JournalofElectricalandControlEngineering_1547_259.html

Conférences Internationales

- [1]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa and Kouzou Abdallah, Control of the speed and exhaust gas temperature in gas turbine using adaptive neuro-fuzzy inference system. The 19th European Conference on Mathematics for Industry ECMI2016, 13-17th June 2016, Santiago de Compostela, Spain. URL: <http://www.usc.es/congresos/ecmi2016/>
- [2]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Mouloud Guemana and Ahmed Chaibet, Control of gas turbine output parameters based on multidisciplinary optimization of their operating variables. Fifth Anniversary International Conference "Techsys 2016" Engineering, Technology and Systems, Technical University of Sofia, Plovdiv Branch 26 - 28 May 2016, Bulgaria. URL: <http://techsys.tu-plovdiv.bg/en/>
- [3]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Abudura Salam, Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System applied to failure detection in industrial gas turbine. The International conference on mechanics and aeronautic CIMA'16, October 18-20, 2016, Blida Algeria. URL: www.univ-blida.dz/DEPLIANT_CIMA2016_V2.pdf
- [4]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Guemana Mouloud and Ahmed Chaibet, Wavelet diagnosis applied to faults detection in gas compression pipeline valve. The 9th International Electrical Engineering Conference CEE'2016, October 2-4, 2016 Batna, Algeria. URL: <http://seminaire.univ-batna.dz/cee2016/index.php/en/home.html>
- [5]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Kouzou Abdellah, Bachir Nail, Mouloud Guemana and Abudura Salam, Ahmed Chaibet, Active fault tolerant control based on a fuzzy system applied to a turbocharger. The 8th International Conference on Modelling, Identification and Control, ICMIC 2016, 15-17 November 2016, Algiers, Algeria. URL: <http://www.icmic2016.org/>
- [6]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa and Attia Daoudi, Valve actuator fault classification based on fuzzy system using the DAMADICS model. The 1st International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID 2015), Djelfa on 29-30 March 2015, Algeria. URL: <http://www.univ-djelfa.dz/icaaid/>

- [7]. Mohamed Ben Rahmoune, Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and **Nadji Hadroug**, Elaboration of fault tree for gas turbine application based on an expert system using artificial neural networks. The International Conference on Technological Advances in Electrical Engineering ICTAEE'16, 24-26 October 2016, Skikda, Algeria. URL: <http://ftech.univ-skikda.dz/ictaee/>
- [8]. Ahmed Hafaifa, Abdallaha Kouzou, Guemana Mouloud, and **Nadji Hadroug**, Reliability analysis using Weibull distribution applied to a booster pump used in oil drilling installations. Fifth Anniversary International Conference "Techsys 2016" Engineering, Technology and Systems, Technical University of Sofia, Plovdiv Branch 26 - 28 May 2016, Bulgaria. URL: <http://techsys.tu-plovdiv.bg/en/>
- [9]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and **Nadji Hadroug**, Gas turbine supervision based on practical parameters analysis using classical and fuzzy controller: Comparative study. Proceedings of the 19th European Conference on Mathematics for Industry ECMI2016, 13-17th June 2016, Santiago de Compostela, Spain. URL: <http://www.usc.es/congresos/ecmi2016/>
- [10]. Lakhmissi Cherroun, **Nadji Hadroug** and Mohamed Boumehraz, Intelligent Fault Diagnosis in Industrial Actuator based on Neuro-Fuzzy Approach. The First International Conference on Power Electronics and their Applications, university of Djelfa, 2013. URL: <http://www.cerist.dz/doc/ICPEA13.pdf>

Conférences Nationale

- [1]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Mouloud Guemana Ahmed Chaibet, Control of the speed and exhaust gas temperature in gas turbine using adaptive neuro-fuzzy inference system. 1st National Conference on Electrical and Electronics Engineering NCEEE 2016, November 14 - 15, 2016, Bouira, Algeria. URL: <http://www.univ-bouira.dz/fr/nceee/>
- [2]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa and Ahmed Chaibet, Amélioration du système de supervision des turbines à gaz basée sur l'estimation floue de leur fiabilité et disponibilité. 5ème Symposium de l'Association Algérienne de l'Industrie du Gaz AIG Sonatrach, 16-17 Février 2016, Alger. URL: <http://aig.dz/programme-du-5eme-symposium/>
- [3]. **Nadji Hadroug**, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Détection des défaillances d'une turbine à gaz de type SOLAR à base des techniques d'intelligence artificielle. 10ème Edition des Journées Scientifiques et Techniques, SONATRACH JST10, 5-8 Novembre 2015 Oran, Algérie. URL: http://www.sonatrach.com/dossiers_JST10_EXPO2.html

Projets de Recherches

Membre d'un projet de recherche universitaire CNEPRU (Agréé en Janvier 2015), Amélioration de disponibilité opérationnelle d'une turbine à gaz basé sur la commande tolérante aux défauts. Code : J0202820140001

Introduction générale

L'engouement aux performances et au rendement dans les installations industrielles exige, une surveillance accrue en vue d'assurer leur sécurité, leur sûreté de fonctionnement, leur fiabilité, leur disponibilité, et surtout leur tolérance aux fautes. Dans ce cadre, il est nécessaire d'élaborer des techniques de supervision des défaillances et de diagnostic. Cette étape sera suivie d'une stratégie de reconfiguration de la commande et d'adaptation aux défauts (Fault Tolérant Control FTC) pour garantir la stabilité et préserver au mieux les performances dynamiques de ces installations. La détection des défauts, si possible précoces, dans les turbines à gaz représente un enjeu scientifique du fait de la complexité et les enjeux industriels en raison de l'intérêt économique d'une stratégie efficace de maintenance prédictive. Plusieurs spécialités ont traité le thème de la supervision industrielle et de gestion de défaillances posant ainsi en exactitude l'intérêt de ces stratégies de diagnostic issues de l'automatique [1-2, 4, 35].

La contribution principale des travaux de cette thèse est de montrer comment utiliser l'approche adaptative d'un système d'inférence neuro-flou dans un tel schéma de détection de défaut robuste. Contrairement aux applications industrielles des systèmes neuro-flous qui sont présentés dans la littérature, la tâche de concevoir un système neuro-flou de type ANFIS est définie dans cette thèse de manière à obtenir un modèle avec une incertitude faible. En effet, les approches présentées dans la littérature tentent d'obtenir un modèle qui convient le mieux à un ensemble de données particulier [24, 33 et 37]. Cela peut aboutir à un modèle avec une incertitude relativement grande. Où, la performance dégradée du diagnostic de panne est un résultat direct de l'emploi de tels modèles [41].

Dans ce cadre, cette thèse a pour but, d'une part de modéliser les différents phénomènes vibratoires d'une turbine à gaz, permettant la supervision et la fixation des seuils de surveillance vibratoire de ce type de machine tournante. Cependant, associée à la demande croissante sur la sécurité et la fiabilité du système, la détection de défauts (FD) et le contrôle tolérant aux défauts (FTC) ont attiré une attention considérable dans les domaines de recherche applicative[46]. En raison de l'augmentation constante du degré d'automatisation, d'intégration et de complexité, les processus industriels sont généralement non linéaires. Par conséquent, la commande tolérance aux défauts (FTC) fait partie intégrante des processus industriels car elle permet au système de continuer à fonctionner de façon robuste dans certaines conditions.

Ce travail de thèse, propose d'élaborer une commande Neuro-Floue tolérante aux défauts appliquée à une turbine à gaz, afin de représenter le comportement dynamique de la turbine et de décrire et d'expliquer les différents phénomènes impliqués et interagissant dans la dynamique de la turbine. Cette approche FTC doit détecter et isoler la panne en cas de défauts dans les composants de la turbine à gaz, par la combinaison des méthodes de diagnostic avec les méthodes de contrôle pour gérer les erreurs d'une manière intelligente.

Les travaux de cette thèse sont scindés en quatre chapitres et structurés comme suit :

Dans le **premier chapitre**, on aborde d'une manière synthétique le diagnostic, ainsi que les différentes méthodes utilisées pour la surveillance industrielle en l'occurrence le système de turbine à gaz. Ensuite, la mise en œuvre d'une approche de détection de défaillances d'une turbine à gaz permettant de maîtriser les comportements dynamiques de ce système complexe sera présentée. Le choix est porté sur la commande neuro floue. L'utilisation d'un système hybride adaptatif d'inférence neuro flou, permettra de combiner les avantages de deux techniques pour maintenir les performances souhaitées de système de turbine à gaz en présence de défauts, avec le diagramme des connaissances floues dans l'apprentissage de réseaux de neurones fournissent des améliorations significatives dans leur capacité d'apprentissage, pour modéliser les comportements dynamiques de système étudié. Les défauts de fonctionnement de la turbine ont parfaitement détecté en utilisant l'approche ANFIS avec le mécanisme adaptatif d'apprentissage des réseaux neurone basée sur les techniques d'inférence floues.

Le **deuxième chapitre** est focalisé sur un thème industriel important qui est le diagnostic des machines tournantes, en intégrant des outils mathématiques basés sur une méthode originale de modélisation de vibratoires, utilisant une distribution circulaire pour déterminer des modèles tolérants aux défauts robustes. Dans cette partie de travail de thèse, l'implémentation de l'approche proposée est réalisée, à partir des bases des données et de l'historique d'exploitation de ces machines tournantes. L'objectif est d'assurer une disponibilité fonctionnelle du système examiné et assurer une bonne surveillance de vibrations permettant d'éviter les défaillances imprévues dans ce type de machine.

Le **troisième chapitre** traite la stratégie de linéarisation du modèle non linéaire présentant le comportement dynamique de la turbine à gaz à deux arbres. En effet, être capable de décrire et d'expliquer les différents phénomènes impliqués et interagissant dans la dynamique des turbines ont un grand impact dans la pratique. Par ailleurs, la modélisation de la turbine à gaz en utilisant des données réelles permet d'approximer les variables de ce système non linéaire sur la base d'une approche de linéarisation. Il est évident que l'avantage de cette approche est d'assurer la prédiction et la surveillance

du comportement de la turbine à gaz pour évaluer son contrôle optimisé. Dans ce chapitre, les résultats obtenus sur la base de données réelles de mesures sur place permettent d'appréhender et d'analyser ces différents phénomènes dans le système de turbine à gaz et donc de pouvoir prédire son comportement dynamique.

Le quatrième chapitre, a pour objectif de développer les mécanismes de la commande tolérante aux défauts. Cette partie de thèse s'articule autour de la commande active tolérante aux défauts appliquée à une turbine à gaz à deux arbres. La principale contribution consiste à l'élaboration d'une AFTC basée sur une approche adaptative d'un système d'inférence neuro flou pour l'identification et l'isolation des défauts affectent une turbine à gaz à deux arbres. Cette approche combine les avantages des réseaux de neurone avec ceux des systèmes d'inférences flous. Le mécanisme de reconfiguration de la commande AFTC s'effectue en détectant d'une façon automatique les défauts de fonctionnement de la turbine. Enfin, des résultats expérimentaux sont exposés pour illustrer l'intérêt de l'approche AFTC développée et démontrer l'efficacité et l'intérêt de cette approche en maintenant la stabilité et des performances acceptables en présence des défauts.

Des conclusions sont finalement tirées à l'issue de ces quatre chapitres, en proposant des améliorations à apporter à ces travaux de thèse ainsi que des pistes de recherche qui pourraient utilement compléter ce travail.

CHAPITRE I

ETAT DE L'ART SUR LES SYSTÈMES DE DIAGNOSTICS INDUSTRIELS

L'augmentation de la production industrielle avec une bonne qualité et de disponibilité de process, sont des enjeux majeurs, essentiellement liés aux sécurité et sûreté de fonctionnement des ces installations industrielles (sécurité des hommes, l'environnement et les équipements). Récemment, plusieurs méthodes modernes ont été conçues pour la maîtrise de la sûreté de fonctionnement de process tout en optimisant le temps de maintenance, ces méthodes se focalisent sur la réalisation d'un diagnostic efficace à ces systèmes entravés par des défauts ou des défaillances de fonctionnement. Dans ce chapitre, une synthèse de l'état de l'art sur les systèmes de diagnostics industriels est présentée, nous passons en revue les différentes approches et les travaux réalisés sur le diagnostic en citant succinctement les problèmes et les solutions apportées par les systèmes de diagnostic. Une attention particulière est mise en exergue sur notre contribution dans cette thèse concernant le diagnostic industriel en l'occurrence la turbine à gaz.

I.1. Introduction

Durant ces deux dernières décennies, le maintien en mode opérationnel des processus industriels est l'un des défis major qui se posent à l'industrie, à partir de la conception de l'équipement jusqu'à son utilisation. C'est pour cela que le diagnostic constitue un élément indispensable dans l'industrie technologiques modernes [3,12,40]. Tenant compte des impacts de diagnostic sur un cycle de vie d'un équipement industriel, les décisions prises lors de l'exploitation de ces équipements affectent profondément le coût du durée de vie d'un équipement industriel. En effet, les techniques de diagnostic élaborées récemment peuvent être groupées en deux catégories : les techniques avec modèles qui se basent sur l'utilisation d'un modèle analytique du système à surveiller et les techniques sans modèles analytique qui se basent sur l'évaluation des paramètres de surveillance et sur le retour d'expérience humaine.

La principale contribution de cette thèse consiste à implémenté une stratégie de diagnostic de défauts d'une turbine à gaz, permettant de maîtriser les comportements dynamiques de ce système complexe. Pour cela, dans ce chapitre nous présenterons les notions généraux relatifs à la supervision et au diagnostic, avec les étapes de réalisation d'une approche de diagnostic industriel. En effet, la tâche de diagnostic sert à détecter une panne, de localiser son origine et de identifier ses causes. En outre, les systèmes de diagnostics ont été largement adaptés dernièrement aux plusieurs applications industrielles, dans le but de trouver des solutions prédictives pour les problèmes liés à l'exploitation et au fonctionnement des processus industriels. Car, le besoin pour améliorer la capacité d'un système de diagnostic dans les processus industriels, oblige les exploitants industriels à utiliser les approches prédictives en temps réel, afin de détecter rapidement les défauts potentiels, même avant leurs apparitions. Ainsi, prévoir des actions de diagnostic avec précision avant que ces défauts deviennent graves et peuvent dégrader de manière significative la sécurité du système.

Dans cette optique, afin d'améliorer la productivité de l'installation de compression de gaz, nous proposons par la suite une stratégie de détection de défauts de fonctionnement d'une turbine à gaz, basée sur une approche adaptative d'un système d'inférence hybride neuro flou.

I.2. Principe de base du diagnostic

L'accroissement de la surveillance peut être obtenu par une amélioration du diagnostic des unités fonctionnelles mais aussi par la réalisation d'une stratégie de diagnostic adaptée à l'installation étudiée.

Selon la norme AFNOR -CEI , le diagnostic concerne [40]: « **Le diagnostic est l'identification de la cause probable de la (ou des) défaillance (s) à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations provenant d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test** ».

Un système de diagnostic doit donc être en mesure de réaliser les trois étapes essentielles suivantes : la détection de pannes, l'identification de défaut et la localisation de défaut

La mise en œuvre d'une telle technique nécessite de générer des indicateurs de défauts ou symptômes, puis à interpréter correctement ces symptômes afin de déterminer l'origine du défaut, c'est-à-dire l'élément présentant un fonctionnement anormal et enfin à prendre une décision pour un retour à un fonctionnement normal de l'installation [40-41].

L'élaboration d'une architecture, comme il est montrée sur la Figure I.1 nécessite l'utilisation de données de connaissances de l'installation.

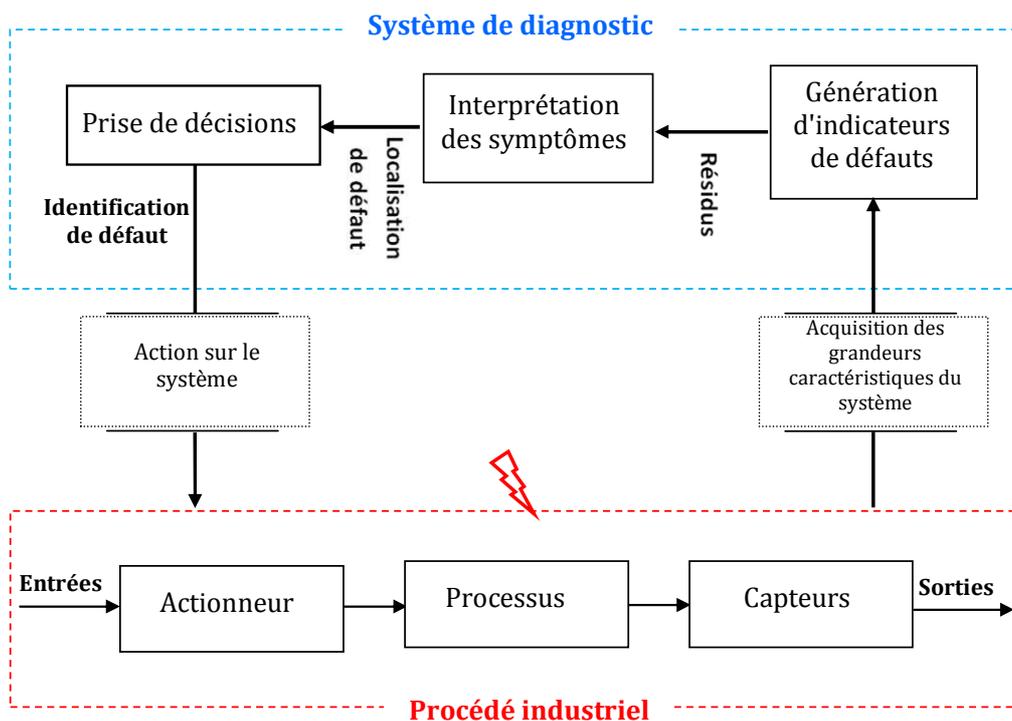


Figure I.1 : Structure générale d'un système de diagnostic [4]

I.3. Aide au diagnostic

Les différentes dispositions à prendre au préalable dans le but de réaliser une approche d'aide au diagnostic actif [3, 12, 40, 43, 68]:

- Etude de l'intérêt technico-économique de l'implantation du système de diagnostic en prenant en compte le retour d'expérience sur les coûts des défaillances,
- Etude de la fiabilité technique du système d'aide au diagnostic pour s'assurer que des techniques et technologies sont disponibles et opérationnelles pour le problème à résoudre,
- Création d'une équipe de projet avec tous les intervenants pour définir et rédiger le cahier des spécifications détaillées,
- Validation du cahier des charges par les responsables de l'entreprise pour le lancement de la réalisation et de son implantation,
- Formation et informations des acteurs pour une utilisation effective du système d'aide au diagnostic,
- Réalisation et implantation du système d'aide au diagnostic sur site,
- Mise en place d'un retour d'expérience pour évaluer les impacts économiques et sociaux du système d'aide au diagnostic [1, 13 et 40].

I.4. Différentes étapes du diagnostic industriel

Les différentes phases de surveillance industrielle essentiels à la conception, réalisation et à l'utilisation des techniques d'aide au diagnostic sont illustrées sur la Figure I.2. Ces différentes étapes du diagnostic industriel sont résumées comme suit [5, 66]:

- **Acquisition de données :**
- **Génération d'indicateurs de défauts :**
- **Détection des défauts :**
- **Localisation d'un défaut**

La localisation a pour objet la localisation d'un défaut détecté survenant sur les actionneurs, sur les capteurs, sur la commande ou le système commandé en indiquant quel organe ou composant est affecté par :

- **Identification des défauts :** La détermination de la taille et du comportement temporel d'un défaut.
- **Prise de décision :** Il s'agit de décider sur les étapes à suivre pour de garder les performances désirées du système sous contrôle [40].

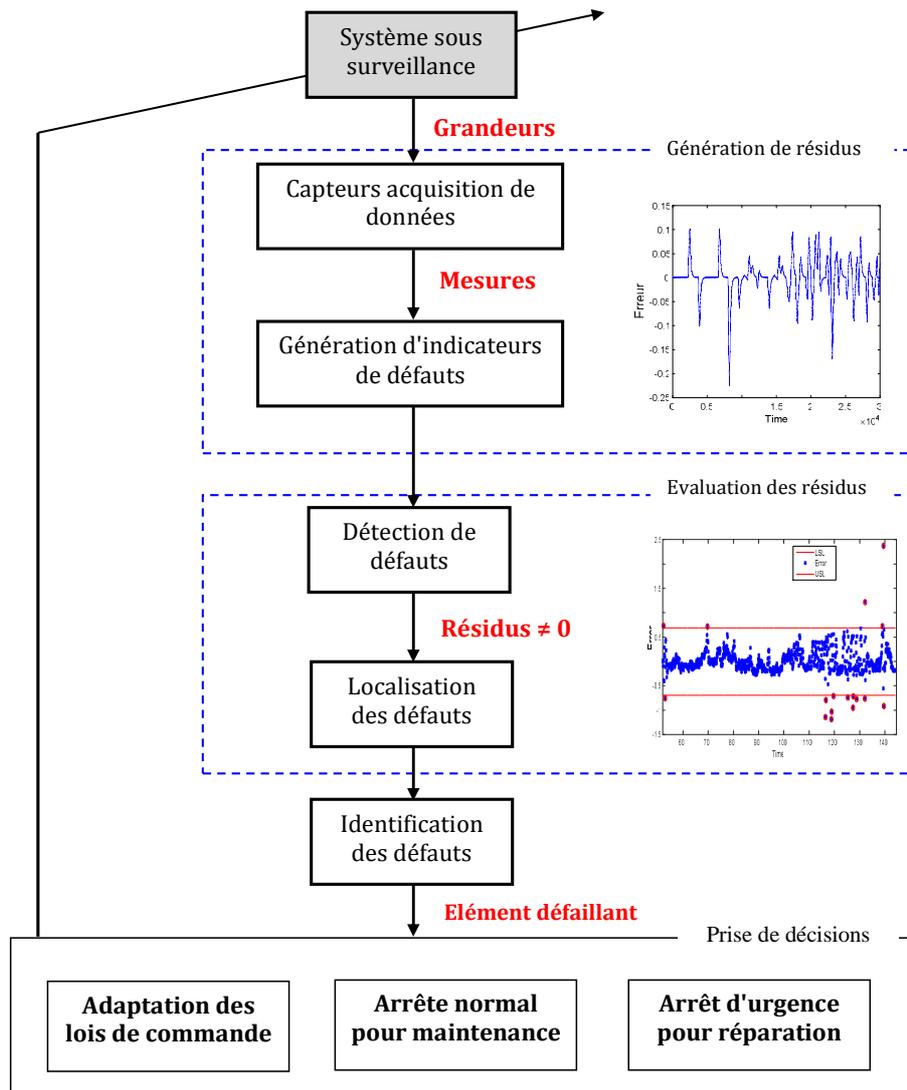


Figure I.2 : Différentes étapes du diagnostic industriel

I.5. Classification des méthodes de diagnostic à base de modèles

Dans cette partie, nous représenterons une classification des techniques de diagnostic, subdivisée en deux grandes familles : Les techniques quantitatives, basées sur une caractérisation des signaux d'entrées /sorties de systèmes ou des et les techniques utilisant le concept d'intelligence artificielle, dite diagnostic qualitatif, comme il est montrée sur la Figure I.3.

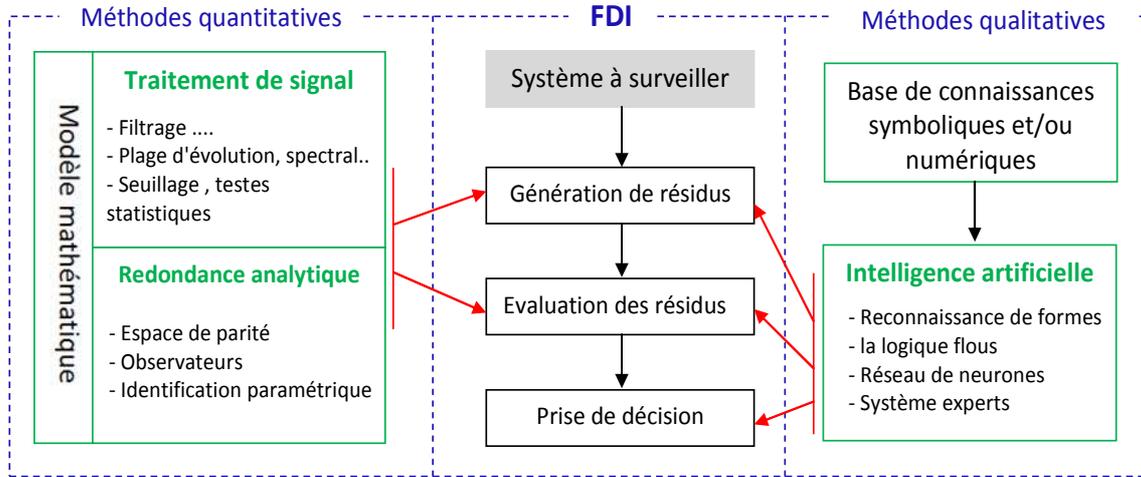


Figure I.3 : Classification des méthodes de diagnostic

I.6. Méthodes de génération de résidus

Le principe de génération de résidus est de mesurer de la différence entre les mesures des signaux du système, actionneurs ou capteurs, avec la seuil théorique donnée par le modèle mathématique d'un système dynamique dans des conditions de fonctionnement nominal, comme il est montré sur la Figure I.4. Le modèle d'état d'un système linière s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \\ x(t) \in \mathfrak{R}^n, u(t) \in \mathfrak{R}^m, y(t) \in \mathfrak{R}^p \end{cases} \quad (I.1)$$

Où $x(t)$ représente le vecteur d'état (de dimension du nombre de variables d'état), $y(t)$ est le vecteur de sortie, $u(t)$ est le vecteur de commande, A est la matrice d'état, B est la matrice de contrôle, C est matrice d'observation et D est la matrice décrivant l'effet direct des entrées sur les sorties.

L'influence de défaut $f(t)$ sur le comportement du système peut être modélisée comme une perturbation agissant de manière additive sur la dynamique de l'état et les sorties. Le modèle suivant permet la prise en compte des incertitudes des défauts sur le comportement du système nominal :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + F_x f(t) + D_x d(t) \\ y(t) = Cx(t) + F_y f(t) \\ d(t) \in \mathfrak{R}^{nd}, f(t) \in \mathfrak{R}^{nf} \end{cases} \quad (I.2)$$

où F_x et F_y sont des matrices d'action des défauts $f(t)$.

A partir l'équation (I.2), la matrice de transfert peut être présentée comme la suit :

$$y(s) = G_u(s)u(s) + G_f(s)f(s) + G_d(s)d(s) \quad (I.3)$$

avec la matrice de transfert $G_u(s) = C(sI - A)^{-1}B$, $G_f(s) = C(sI - A)^{-1}F_x + Fy$ et $G_d(s) = C(sI - A)^{-1}D_x$

La comparaison entre les grandeur d'entrées et de sorties, comme il est montrée sur la Figure I.4, mesurées sur le modèle donné le vecteur de résidus $r(t)$, tel que :

$$\begin{cases} r = 0 \text{ quand } f(t) = 0 \Rightarrow \nexists \text{ un défaut} \\ r \neq 0 \text{ quand } f(t) \neq 0 \Rightarrow \exists \text{ un défaut} \end{cases} \quad r : \text{indicateur de défaut} \quad (I.4)$$

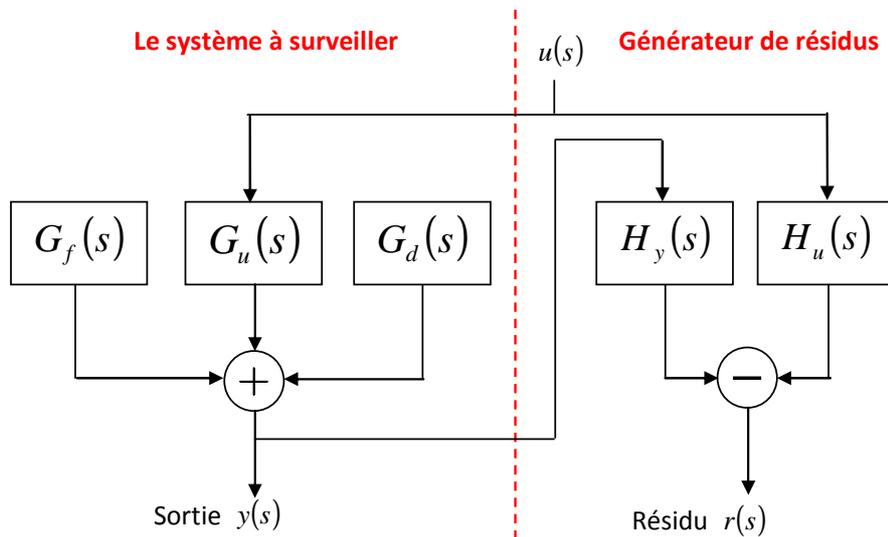


Figure I.4 : Structure générale d'un générateur de résidus

les matrices de transfert $H_u(s)$ et $H_y(s)$, supposées stables. l'expression générale du générateur de résidus est alors aux relation suivante :

$$r(s) = H_u(s) u(s) + H_y(s) (G_u(s)u(s) + G_f(s)f(s) + G_d(s)d(s)) \quad (I.5)$$

I.6.1. Approche par espace de parité

L'approche par espace de parité représenté sur la Figure I.5 est composée en deux catégories :

1. Espace de parité – cas statique
2. Espace de parité – cas dynamique

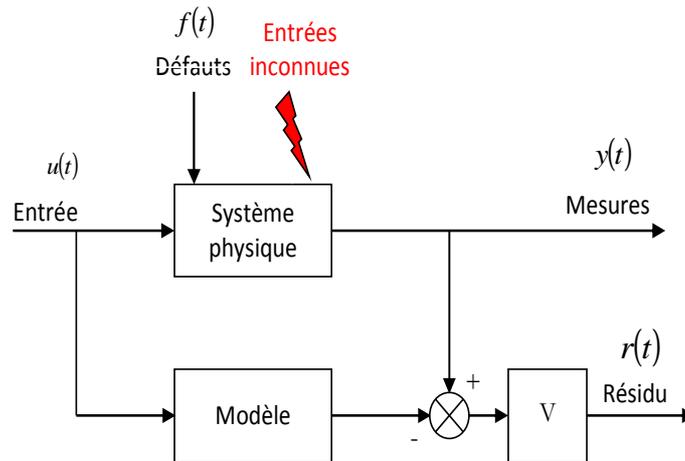


Figure I.5 : Approche de l'espace de parité dans un format entrée / sortie

I.6.1.1. Espace de parité – cas statique

L'objet de l'espace de parité – cas statique est de rechercher les relations existantes entre les mesures fournies par les différents capteurs. On considère une équation de mesure à l'instant t :

$$y(t) = Cx(t) + f(t) \quad (I.6)$$

On suppose que la matrice C est de rang n et que le nombre de mesures m est supérieur au nombre de variables n . On définit le vecteur de parité $r(t)$ comme la projection du vecteur des mesures $y(t)$:

$$r(t) = Vy(t) \quad (I.7)$$

Où V est une matrice de projection telle que : $VC = 0$.

L'orthogonalité de la matrice de projection V avec C conduit à :

$$r(t) = Vf(t) \quad (I.8)$$

L'expression (I.6), permet le calcul numérique du vecteur de parité à partir des mesures disponibles y_k tandis que l'expression (I.7) permet d'expliquer l'impact des erreurs de mesure et des défauts sur le vecteur de parité.

Lors d'une défaillance d'un capteur, l'amplitude du vecteur de parité évolue et s'oriente dans la direction de défaillance associée au capteur concerné. L'équation (I.8) traduit l'ensemble des relations de redondance qui lient les mesures $y(t)$:

$$Vy(t) = 0 \quad (I.9)$$

De nombreuses méthodes peuvent être employées pour la détermination de la matrice de projection V . Il faut noter que dans le cas idéal $f(t)$ le vecteur parité est nul. La matrice C , de rang $n - p$, peut être décomposée sous la forme :

$$C = \begin{pmatrix} C_n \\ C_{p-n} \end{pmatrix} \quad (I.10)$$

Pour vérifier la cohérence des mesures, on peut les réécrire sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} -C_{p-n} C_n^{-1} & I_{p-n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_n(t) \\ y_{p-n}(t) \end{bmatrix} = 0 \quad (I.11)$$

La démarche générale présentée ici s'étend aisément au cas de systèmes de mesure dont les variables sont contraintes, cette situation étant celle d'un processus caractérisé par un modèle et une équation de mesure [40, 46].

I.6.1.2. Espace de parité – cas dynamique

L'objectif de l'espace de parité dynamique est de rechercher des relations entre les mesures fournies par les différents capteurs et les entrées du système à différents instants. On considère le modèle déterministe (I.12) suivant :

$$\begin{cases} x(k+1) = Fx(k) + Gu(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad (I.12)$$

Où $x(\cdot)$ est le vecteur d'état, $u(\cdot)$ est le vecteur d'entrée des actionneurs et $y(\cdot)$ est le vecteur des sorties.

1.6.2. Approche à base d'observateurs ou de filtres

L'approche à base d'observateurs utilise les grandeurs accessibles de mesure pour la modélisation des résidus, pour génère les indicateurs de défauts dans le système, cette méthode est présenté à la Figure 1.6, il consiste essentiellement de simulation du processus bouclé par l'erreur d'estimation.

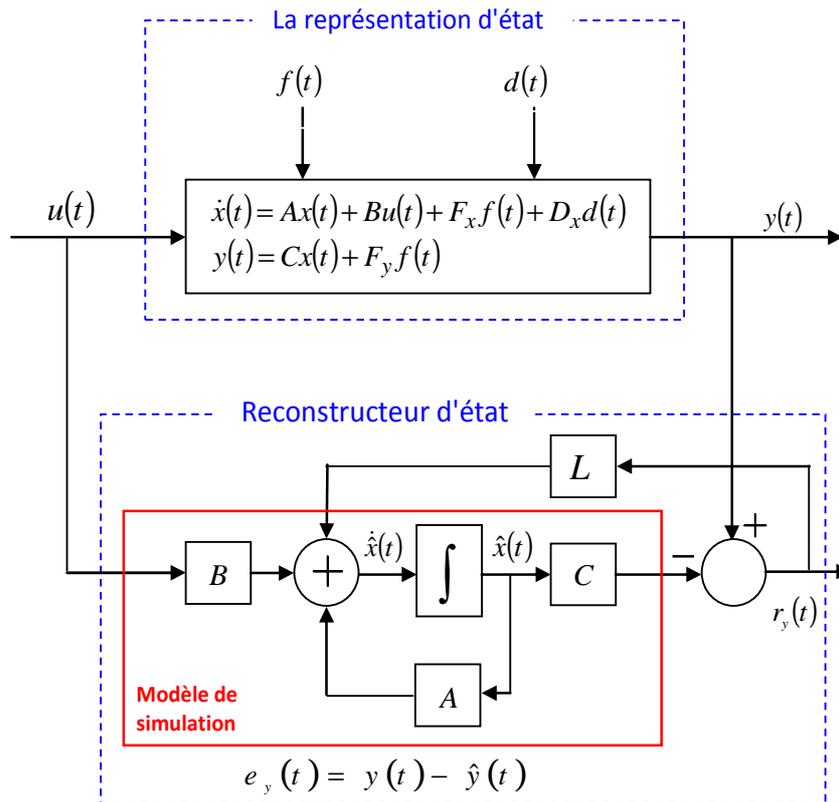


Figure 1.6 : Génération de résidu à l'aide d'un observateur

Considérons le système à surveiller, supposé correctement décrit par la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + F_x f(t) + D_x d(t) \\ y(t) = Cx(t) + F_y f(t) \end{cases} \quad (1.13)$$

Où les grandeurs $x(t)$, $y(t)$ et les matrices A , B et C ont la signification habituelle.

Le reconstructor d'état, utilisé en tant que générateur de résidus $r_y(t)$, est alors décrit sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C\hat{x}(t) \\ r_y(t) = e_y(t) = y(t) - \hat{y}(t) \end{cases}, \hat{x}(0) = \hat{x}_0 \quad (I.14)$$

Où $e_y(t)$ est la dynamique de l'erreur d'estimation et L est le gain de l'observateur.

Les différentes méthodes de génération que nous venons d'exposer génèrent des résidus classiquement répertoriés en deux catégories, des résidus structurés, ou des résidus directionnels [28, 42].

I.6.3. Approche par estimation paramétrique

Le schéma de la Figure I.7 présente le principe de la génération de résidus. La procédure consiste à déterminer le modèle de système en se basant uniquement sur les entrées et les sorties observables :

$$y(t) = f(u(t), \theta) \quad (I.15)$$

Où θ représente le vecteur des paramètres estimés à l'aide des valeurs de $u(t)$ et $y(t)$.

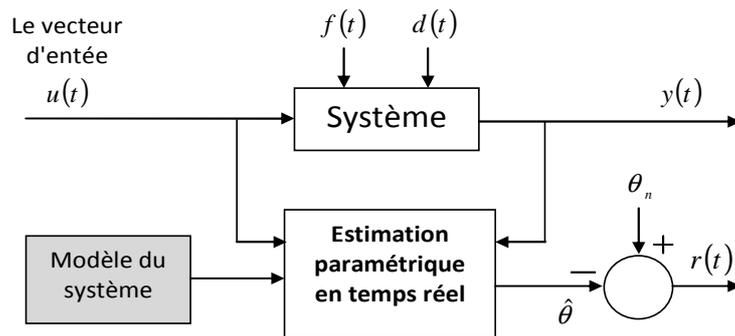


Figure I.7 : Génération de résidus par estimation paramétrique

I.7. Diagnostic qualitatif

Dans ce type de diagnostic qualitatif on retrouve toutes les techniques basées sur l'intelligence artificielle, tels que:

I.7.1. Reconnaissance des formes

Les techniques de la reconnaissance des formes peuvent être indiquées par un repère d'un espace à q dimensions, appelés espace de représentation ($x \in \mathfrak{R}^q, x^T = [x_1, x_2, \dots, x_q]$). L'objectif est alors, étant donné un repère x , de retenir si elle doit être remplacée à la classe $C_1, \dots, \text{ou } C_l$. La procédure de diagnostic est basée sur les techniques de reconnaissance des formes résumées sur la Figure I.8.

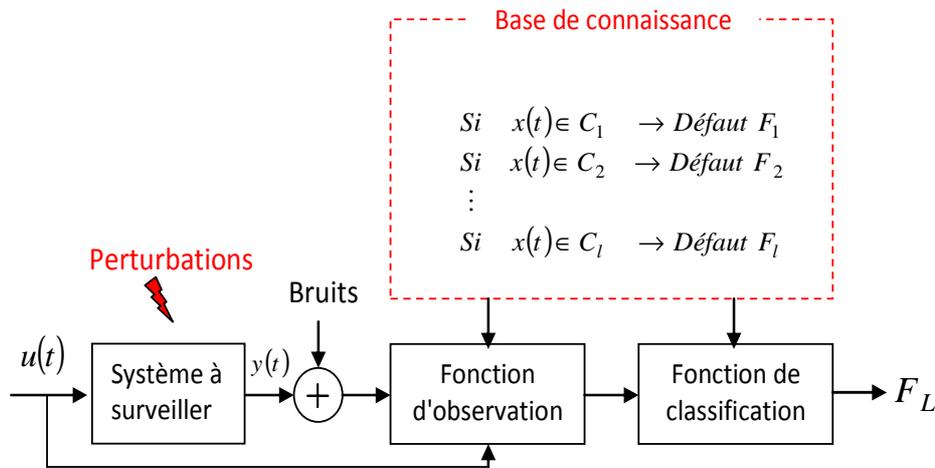


Figure I.8 : Procédure de diagnostic basée sur la reconnaissance des formes

Dans ce cas, la dernière phase correspond évidemment à l'exploitation du système de diagnostic. D'autre part, après l'acquisition d'une nouvelle signature, on calcule la forme associée dans l'espace de présentation et on procède à sa classification, chose qui se réalise sans difficulté.

1.7.2. Méthodes de l'intelligence artificielle

L'intérêt de méthodes de l'intelligence artificielle est grand là où les modèles caractéristiques de système sont difficilement exploitable en commande (cas de défaillance) et le traitement de données concerne beaucoup plus de connaissances contenant des informations de type linguistique.

1.7.2.1. Logique Floue

La logique Floue est créée d'un besoin de représentation des connaissances intermédiaires entre les approches numériques et symboliques [1]. La logique floue proposée par L. Zadeh (1965), a été introduite en 1969 par Goghen et est présentée comme un cadre pour le raisonnement approximatif [5]. Les techniques de la logique floue ont été utilisés pour prendre en compte l'imprécision, la fonction d'appartenance à un ensemble flou prend des valeurs sur l'intervalle $[0,1]$. C'est la logique qui régie les mécanismes mentaux humains beaucoup plus souvent que la logique formelle, car si l'on a besoin d'interpréter un événement entaché d'incertitude, on procède assez souvent par donner des explications logiques en exploitant toutes les règles disponibles pour approcher le résultat obtenu [56].

La logique floue (LF) est une technique de l'intelligence artificielle qui admet de prendre en compte toutes les informations d'exploitation de système automatique. Au début, la logique floue s'affirme comme une technique opérationnelle utilisée pour la commande des processus industriels.

Un modèle basé sur des règles floues adapté à l'approximation d'une grande classe de systèmes non linéaires a été introduit par Takagi et Sugeno.

Dans le modèle flou présenté par la Figure I.9, les règles floues sont du type "SI-ALORS" et admettent de représenter les relations entre les différents paramètres d'entrée et de sortie de système, définie de la forme suivante :

$$\begin{cases} R_i : \text{SI } x(t) \text{ est } A_i \text{ ALORS } y_i = f_i(x(t)) \\ \mu_{A_i}(t) : \mathfrak{R}^p \rightarrow [0,1] \end{cases}, i=1, \dots, K \quad (I.16)$$

Où $x(t) \in \mathfrak{R}^p$ est la variable d'entrée, $\mu(t)$ est la fonction d'appartenance, $y(t) \in \mathfrak{R}$ est la variable de sortie, \mathfrak{R}_i désigne la règle i-th, K est le nombre de règles dans la base de règles et A_i est l'ensemble antécédent flou de la i-th règle.

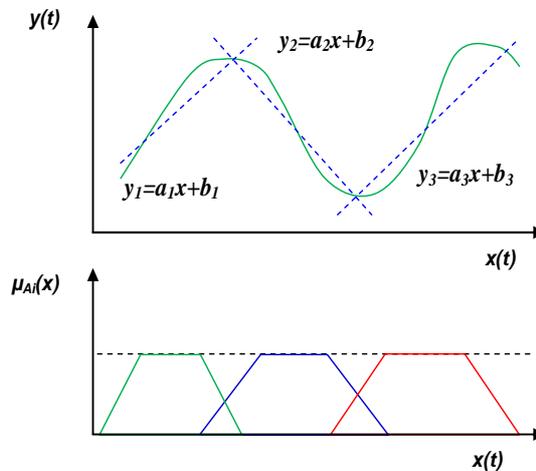


Figure I.9 : Diagramme de modèle flou

Comme dans le modèle linguistique, la proposition antécédente A_i est généralement représentée comme un arrangement logique de prépositions élémentaires avec des compositions floues uni-variés données pour les composantes individuelles de $x(t)$, souvent sous la forme conjonctive:

$$R_i : \text{SI } x_1 \text{ est } A_{i1} \dots \text{SI } x_p \text{ est } A_{ip} \text{ ALORS } y_i = f_i(x(t)), \quad i=1, \dots, K \quad (I.17)$$

Les fonctions consécutives " f_i " sont typiquement choisies comme une fonction paramétrée appropriée, avec la structure reste égale pour toutes les règles et sauf les paramètres varient [18, 19]. Une paramétrisation simple et pratiquement utile est la forme linéaire affine:

$$y_i = a_i x + b_i \quad (I.18)$$

Où a_i est un vecteur de paramètre et b_i est un décalage scalaire.

Dans le modèle de Takagi-Sugeno, l'inférence est réduite à une simple expression algébrique, similaire à la formule de défuzzification moyenne floue :

$$y = \frac{\sum_{i=1}^K \mu_i(x) y_i}{\sum_{i=1}^K \mu_i(x)} \quad (I.29)$$

En dénotant le degré normalisé d'accomplissement:

$$\lambda_i(x) = \frac{\mu_i(x)}{\sum_{i=1}^K \mu_i(x)} \quad (I.20)$$

Le Takagi-Sugeno modèle est donnée par une arrangement de conséquence unifier exprimé par un modèle sub-linéaire avec des variables dépendants de l'entrée:

$$y = \left(\sum_{i=1}^K \lambda_i(x) a_i^T \right) x + \sum_{i=1}^K \lambda_i(x) b_i \quad (I.21)$$

Le concept général de la génération de résidus reste le même que pour les modèles analytiques. Par analogie avec la théorie des observateurs, les modèles flous génèrent des observateurs flous. Il consiste à comparer les sorties du procédé à leurs estimées, mais dans ce cas, les estimées sont calculées par un modèle flou, comme il est montré sur la Figure I.10.

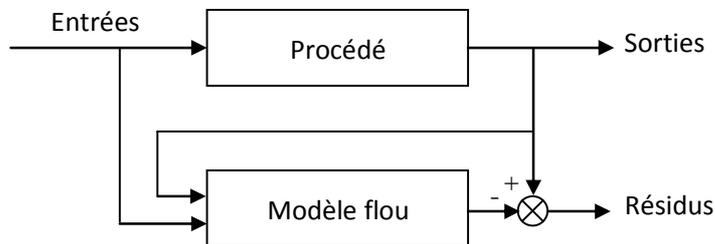


Figure I.10 : Observateur de sortie flou pour la génération de résidus

Pour construire les résidus dans un système de diagnostic, il s'agit d'estimer les valeurs de sortie $y(.)$ du processus. La sortie estimée $\hat{y}(.)$ est comparée avec la sortie $y(.)$ pour former les valeurs de résidus $r(.)$ donnée par:

$$r(k) = y(k) - \hat{y}(k) \quad (I.22)$$

Avec présence de défauts, le résidu $r(.)$ s'écartera à la valeur zéro et sera égale à zéro lorsque le système ne possède pas de défauts de fonctionnement, donnée par:

$$\begin{cases} r(k) \leq \varepsilon \Rightarrow d(k) = 0 \\ r(k) > \varepsilon \Rightarrow d(k) \neq 0 \end{cases} \quad (I.23)$$

Où $d(.)$ représente le vecteur des défauts.

Cette section traite le problème de la détection des défauts sur la base de la connaissance des séquences d'entrée mesurée $u(t)$ et sortie $y(t)$ en utilisant des observateurs de sortie dynamiques. Les défauts au niveau du contrôleur d'actionneur " $f_a(t)$ " et du processus " $f_c(t)$ " peuvent être décrits comme suit:

$$\begin{cases} x(t+1) = Ax(t) + B(u(t) + f_a(t)) + f_c(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (I.24)$$

De plus, les dysfonctionnements des capteurs d'entrée et de sortie sont modélisés comme suit:

$$\begin{cases} u(t) = f_u(t) + u^*(t) \\ y(t) = f_y(t) + y^*(t) \end{cases} \quad (I.25)$$

Où $u(t)$ et $y(t)$ représentent respectivement l'entrée et la sortie, $f_u(t)$ et $f_y(t)$ sont les défaillances des capteurs d'entrée et de sortie [18, 24].

1.7.2.2. Réseaux de neurones artificiels

Les principes de fonctionnement des réseaux de neurones sont inspirés du cerveau humain, les réseaux de neurone utilisés pour le diagnostic sont classés selon deux critères : l'architecture du réseau (sigmoïde, radial...etc.) et la stratégie d'apprentissage (supervisé ou non supervisé), comme il est montrée sur la Figure I.11 suivante.

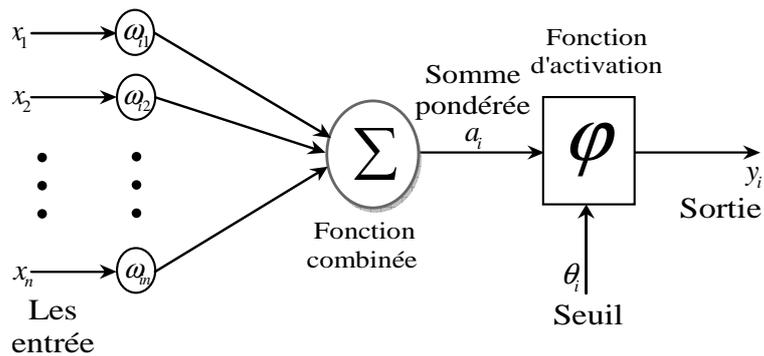


Figure I.11 : Modèle non linéaire d'un neurone formel

La règle d'apprentissage pour minimiser l'erreur carrée donnée par l'équation suivante:

$$E = \frac{1}{2} \sum_i (d_i - y_i)^2 = \frac{1}{2} \sum_i (d_i - \sum w_{ij} x_j)^2 \quad (I.26)$$

Lorsque le changement de chaque poids (k) d'une quantité (k) proportionnelle au gradient d'erreur

$$\Delta w_{ij} = -\eta \frac{dE}{dw_{ij}} = \eta \sum_i (d_i - y_i) x_i \quad (I.27)$$

Avec d_i c'est la sortie désiré et y_i est la sortie calculé.

I.7.2.3. Systèmes experts

Un système expert est constitué de plusieurs éléments principaux, comme il est montré sur la Figure I.12.

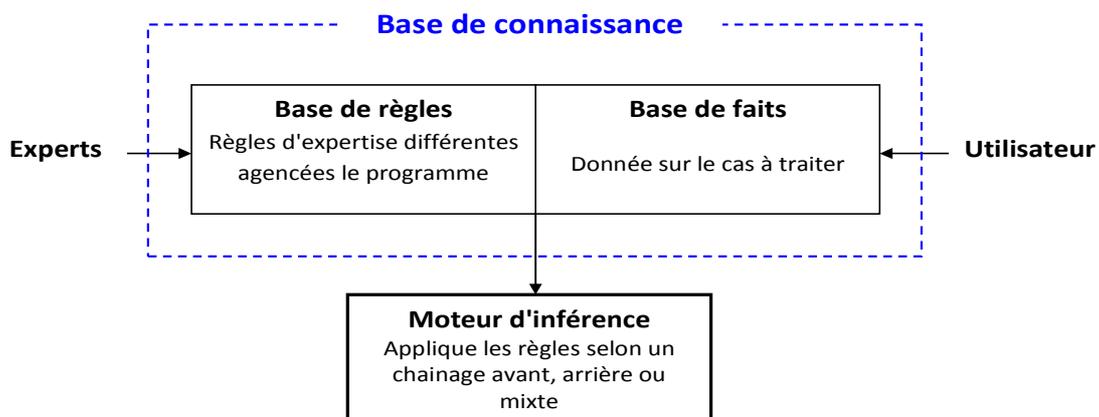


Figure I.12 : Architecture générale d'un système expert de diagnostic

I.8. Détection et localisation des défauts

La détection de défauts doit permettre de choisir entre si le système se trouve ou non dans un état normal de fonctionnement. Par exemple, dans le cas d'un système soumis à deux défauts f_1 et f_2 , on doit déterminer la matrice $H_y G_f$ pour faire une comparaison entre les valeurs des résidus et les valeurs des défauts, cette matrice est définie par :

$$\underbrace{\begin{pmatrix} r_1(s) \\ r_2(s) \end{pmatrix}}_{r(s)} = \underbrace{\begin{pmatrix} G_{11}(s) & 0 \\ 0 & G_{22}(s) \end{pmatrix}}_{H_y(s)G_f(s)} \underbrace{\begin{pmatrix} f_1(s) \\ f_2(s) \end{pmatrix}}_{f(s)} \quad (I.28)$$

Dans le cas où un défaut est détecté, l'étape suivante consiste à localiser ce défaut à partir de la table des signatures comme elle est présentée sur la Figure I.13.

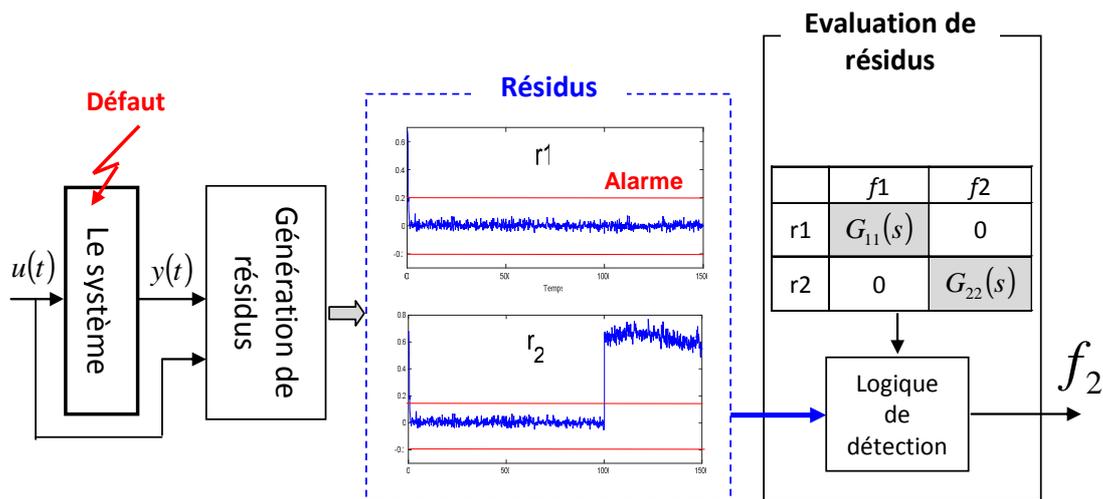


Figure I.13 : Principe de détection et localisation des défauts

L'évaluation en temps réel des résidus et leur comparaison à des seuils de détection permet de définir une signature expérimentale qui, comparée à la table des signatures théoriques permet la localisation des pannes. Cette étape requiert la mise en oeuvre d'un raisonnement de détection capable d'expliquer les signatures expérimentales obtenues en temps réel.

I.8.1. Détection

La détection de défaillances des systèmes industriels, consiste à estimer la signature réelle à la signature théorique associée aux modes de fonctionnement, à identifier pour prendre ensuite une décision en

fonction du résultat de la comparaison, pour un seuil de détection. Parmi les méthodes proposées pour le calcul du seuil de détection sont: la méthode d'histogramme et de Cartes de la moyenne de Shewhart.

- Méthode d'Histogramme

On utilise la courbe d'Histogramme pour élaborer la détection de défaut avec le changement brusque de mode de fonctionnement, avec le principe du graphe de contrôle qui est divisé en trois lignes: 1^{er} ligne de contre et les deux autres limites nommées "upper specification limit (USL)" et "the " lower specification limit (LSL)". On a présenté dans la Figure I.14 un exemple de courbe d'histogramme en même temps la détection d'un défaut qui entraînerait de fausses alarmes.

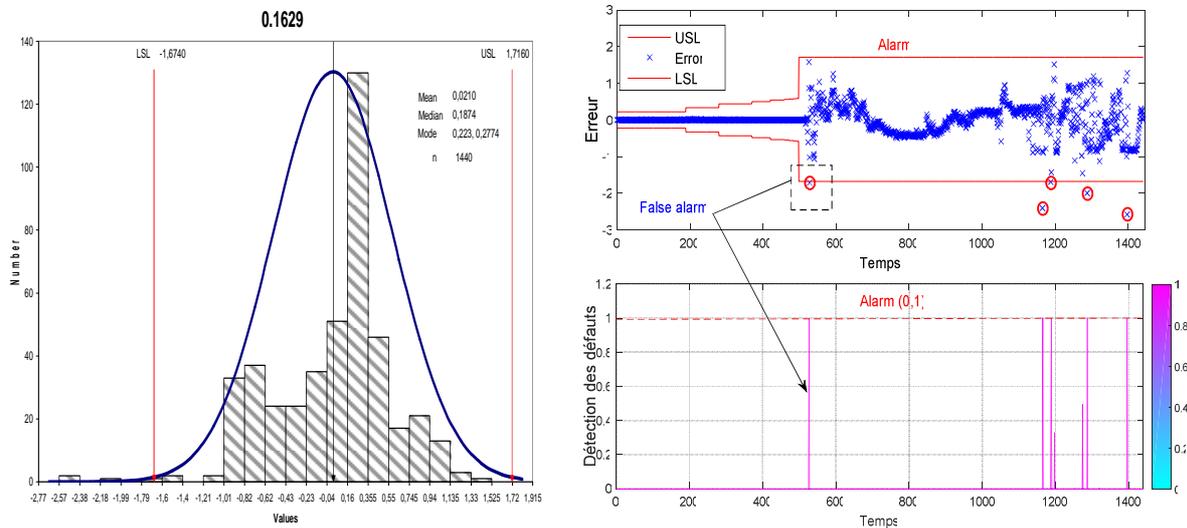


Figure I.14 : Représentation du résidu entre la sortie réelle, estimée et seuils de détection

- Méthode de Cartes de la moyenne de Shewhart

La méthode de Cartes de la moyenne de Shewhart est utilisée pour l'évaluation des résidus obtenus, pour élaborer la détection de défauts avec un changement brusque de mode de fonctionnement de système, avec le principe du graphe de contrôle qui est divisé en trois lignes : 1^{er} ligne de contre et les deux autres limites nommées "Upper control limit (UCL)" et "Lower control limit (LCL)". Cette méthode utilise la loi normale pour calculer l'écart-type comme suit:

- Pour référence $N > 100$ par moyenne $\mu = \sum X / N$, l'écart-type des valeurs est donné par la relation :

$$\sigma = \sqrt{\sum (x - \mu)^2 / N} \quad (I.29)$$

- Pour un échantillon taille n par moyenne $m = \sum X_i / n$, l'écart-type des valeurs est donné par la relation :

$$s = \sqrt{\sum (x_i - m)^2 / (n-1)} \quad (I.30)$$

Le processus étant centré suit la loi normale (moyenne m et l'écart-type μ) ou échantillon suit la loi normale (moyenne m et l'écart-type s / \sqrt{n}), d'où :

$$(UCL, LCL) = \pm K_1 * \text{écart - type} \quad (I.31)$$

Où K_1 est le nombre 'écart-type

On a présenté dans la Figure I.15 un exemple de de Cartes de la moyenne de Shewhart en même temps la détection de défaillance.

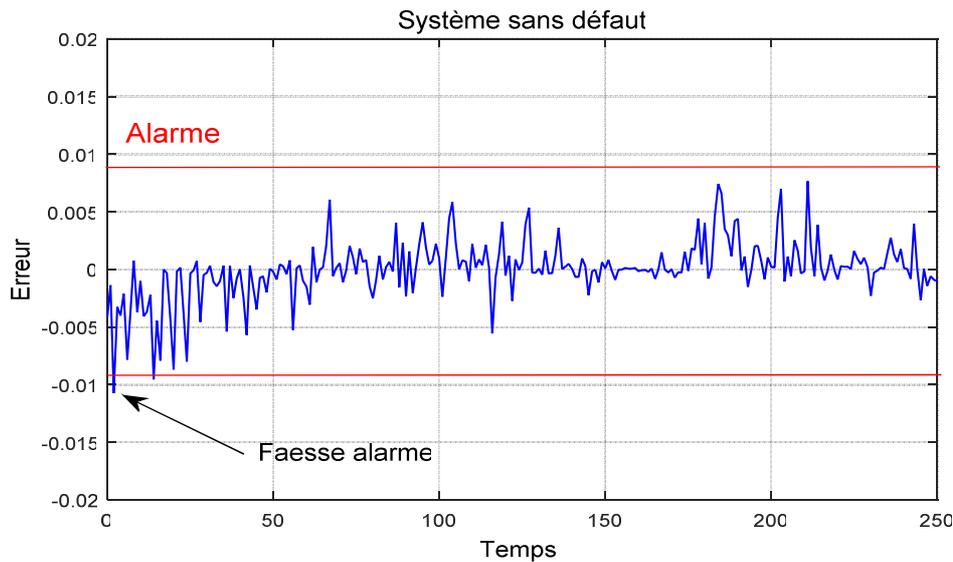


Figure I.15 : Détection de défaut par la méthode de Cartes de la moyenne de Shewhart

I.8.2. Localisation

La localisation de défaut a pour objet de remonter à l'origine du défaut détecté. La localisation du défaut consiste à générer un résidu r_i qui permet de détecter f_i , tout en étant découplé des autres défauts. Soit R un ensemble des relations de redondance et E l'ensemble des variables mesurées du procédé étudié. La matrice d'incidence M représente la relation suivante :

$$M : \mathfrak{R}x E \rightarrow \{0,1\} \quad (ri, fi) \rightarrow M(r, f) \quad (I.32)$$

Avec $M(r_i, f_i) = 1$ si et seulement si f apparaît dans la relation de redondance analytique r ,
 $M(r, e) = 0$ sinon.

Le vecteur \bar{f}_i regroupant tous les défauts sauf le défaut f_i :

$$\bar{f}_i = [f_1^T, \dots, f_{i-1}^T, f_{i+1}^T, \dots, f_{p_f}^T] , \text{ pour } i \in [2, \dots, p_f - 1] \quad (I.33)$$

A partir de ces conditions, on a deux structures de matrice de signature de pannes ;

1. Structure DOS (Dedicated Observer Scheme)

Toute structure dont la table de signatures par rapport aux défauts a une forme diagonale. Cette méthode a également été appliquée pour l'identification et la localisation de défauts dans les actionneurs. Dans cette structure les résidus peuvent être soit structurés, soit directionnels. Le tableau I.1 de signatures se présente classiquement sous la forme suivante:

	f_1	...	f_i	...	f_{p_f}
r_1	1	0	0	0	0
\vdots	0	1	0	0	0
r_i	0	0	1	0	0
\vdots	0	0	0	1	0
r_{p_f}	0	0	0	0	1

Tableau I.1 : Table de signatures - Structure DOS à découplage parfait

2. Structure GOS (Generalized Observer Scheme)

Toute structure dont la table de signatures par rapport aux défauts répondra à la structure précédente.

Le tableau I.2 de signatures est représenté ci-dessous:

	f_1	...	f_i	...	f_{p_f}
r_1	0	1	1	1	1
\vdots	1	0	1	1	1
r_i	1	1	0	1	1
\vdots	1	1	1	0	1
r_{p_f}	1	1	1	1	0

Tableau I.2: Table de signatures de type GOS à découplage parfait

I.9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes méthodes de détection de défauts (FDI), basées sur des observateurs. Le diagnostic de défaillances et de dégradation est un élément indispensable dans l'industrie ou chaque entreprise choisit une ou plusieurs méthodes de diagnostic selon sa politique de maintenance et selon le domaine applications. Elle se fait en trois étapes, la première étape consiste la détection de défauts qui résout les problèmes de seuillage des résidus, la deuxième étape correspond à l'étape de localisation permettant l'obtention de structures optimales de signatures de pannes. Et enfin, l'étape de l'identification qui définit le type défaut qui apparaît dans cette situation. Par ailleurs, nous nous sommes captivés aux techniques de diagnostic basées sur des modèles obtenus par des approches de l'intelligence artificielle pour le traitement des problèmes de vibrations de système de turbine à gaz. Le chapitre suivant a pour objectif de rendre l'étape de détection et localisation des vibrations plus robuste.

CHAPITRE II

CONTRIBUTION À LA MODÉLISATION DE VIBRATIONS DES TURBINES À GAZ

Les turbomachines sont largement utilisées dans l'industrie lourde, à partir des mesures de vibrations recueillies sur ces machines tournantes, l'analyse vibratoire permet à détecter toutes dysfonctionnements et faire une bonne surveillance de leur variation, pour planifier une stratégie de maintenance curatives ou correctives. Un tel objectif consiste à la réduction du nombre d'arrêts sur casse et augmenter leur taux de disponibilité. La contribution principale de ce chapitre est de proposer une approche originale de modélisation des vibrations de turbines à gaz. Une telle contribution a pour but l'analyse du comportement dynamique vibratoire de cette machine tournante (Arbre haute pression HP, arbre basse pression BP). Cette approche est proposée pour détecter les défauts des turbines à gaz. Grâce à cette approche, tous les principaux phénomènes de la dynamique de rotor de la turbine sont reproduits. Ce choix est justifié par l'application de cette approche dans la dernière partie de cette thèse pour la commande tolérante aux défauts à base d'un système d'inférence neuro flou, pour développer un système pour détecter et de localiser les vibrations de la turbine à gaz.

II.1. Introduction

Dans ces dernières années, l'évolution technologique dans les domaines d'automatique et de diagnostic industriel a permis de mettre en place de nouvelles stratégies de surveillance et de supervision pour les installations industrielles. Ce chapitre s'articule autour de l'amélioration des performances de compétitivité en termes d'analyse et modélisation du comportement dynamique des vibrations. Le but consiste à l'élaboration des modèles fiables vis-à-vis des phénomènes d'instabilités avec une analyse des signaux mesurés. En effet, les vibrations de turbines à gaz sont très affectées par leurs conditions de fonctionnement, une défaillance inattendue d'une installation peut causer d'énormes pertes économiques. Cette approche de modélisation repose sur la forme circulaire pour l'identification et la localisation de défauts de vibratoire d'un système dynamique. Cette méthode a été développée dans le laboratoire d'automatique appliquée et diagnostic industriel de l'université de Djelfa, pour la surveillance des machines tournantes pour une analyse vibratoire efficace et robuste pour ces types de machines.

Par ailleurs, la contribution originale consiste à la modélisation de vibrations des turbines à gaz afin de faire l'analyse du comportement dynamique vibratoire d'une turbine à gaz et afin d'effectuer un suivi sur l'état de fonctionnement des machines tournantes. L'exemple d'application s'est porté sur le système de turbine à gaz de type GE MS 3002.

II.2. Vibrations des machines tournantes

Le mouvement vibratoire le plus simple à étudier est celui traduisant le déplacement d'un point (A) situé sur un cercle et tournant à une vitesse de rotation ω , comme il est montré sur la Figure II.1.

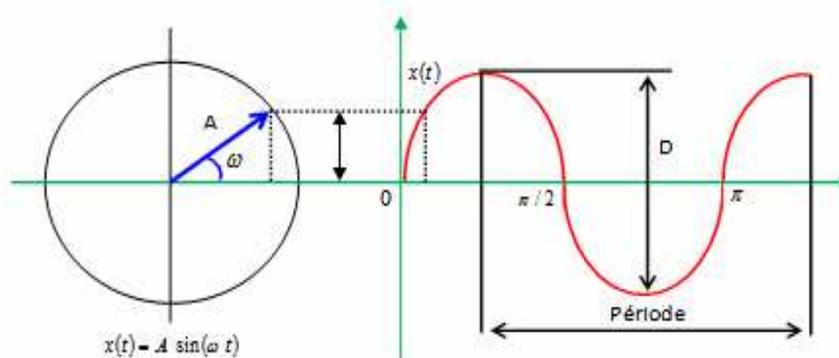


Figure II.1: Amplitude d'un signal vibratoire

Une vibration se caractérise par sa fréquence, son amplitude et sa phase, un phénomène vibratoire peut être caractérisé par :

- Valeur d'un écart par rapport à un point d'équilibre (AC), définie comme le rapport de la valeur de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace et donnée par la relation suivante :

$$FC = \frac{\max(|x(t)|)}{A_{eff}(x(t))} \quad (II.1)$$

- L'amplitude de crête à crête (Acc) : Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double ».
- L'amplitude efficace RMS (root mean square) correspond à une amplitude fictive, représentative de l'énergie du signal, donnée par l'équation suivante:

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (II.2)$$

Ces valeurs caractéristiques de phénomène vibratoire sont représentées sur la Figure II.2. En outre, un phénomène vibratoire est caractérisé par trois grandeurs représentatives de l'amplitude fondamentale qui sont le déplacement, la vitesse de déplacement et l'accélération.

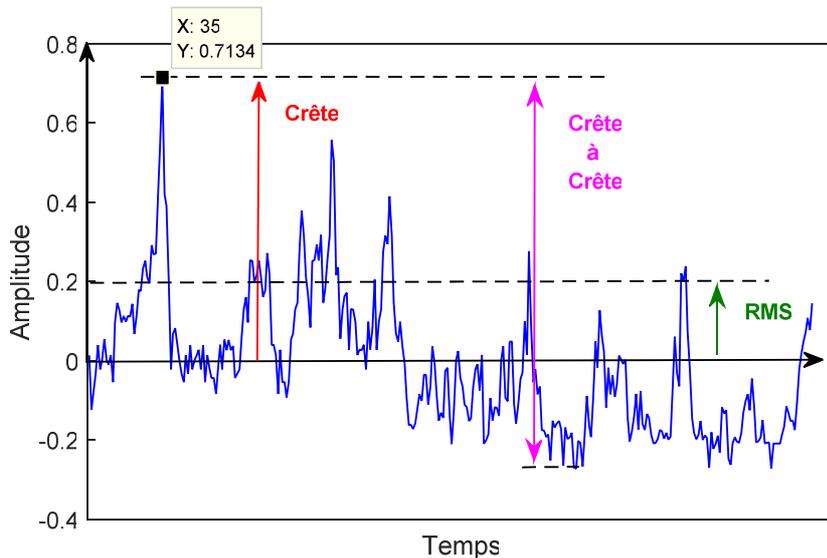


Figure II.2 : Amplitudes caractéristiques d'un phénomène vibratoire

II.3. Stratégie de diagnostic vibratoire

Généralement, le diagnostic des vibrations utilise des modèles mathématiques partiellement raffinés, permettre d'aider à déterminer les origines des défauts. La Figure II.3 illustre l'organigramme des stratégies de diagnostic vibratoire du système turbine à gaz.

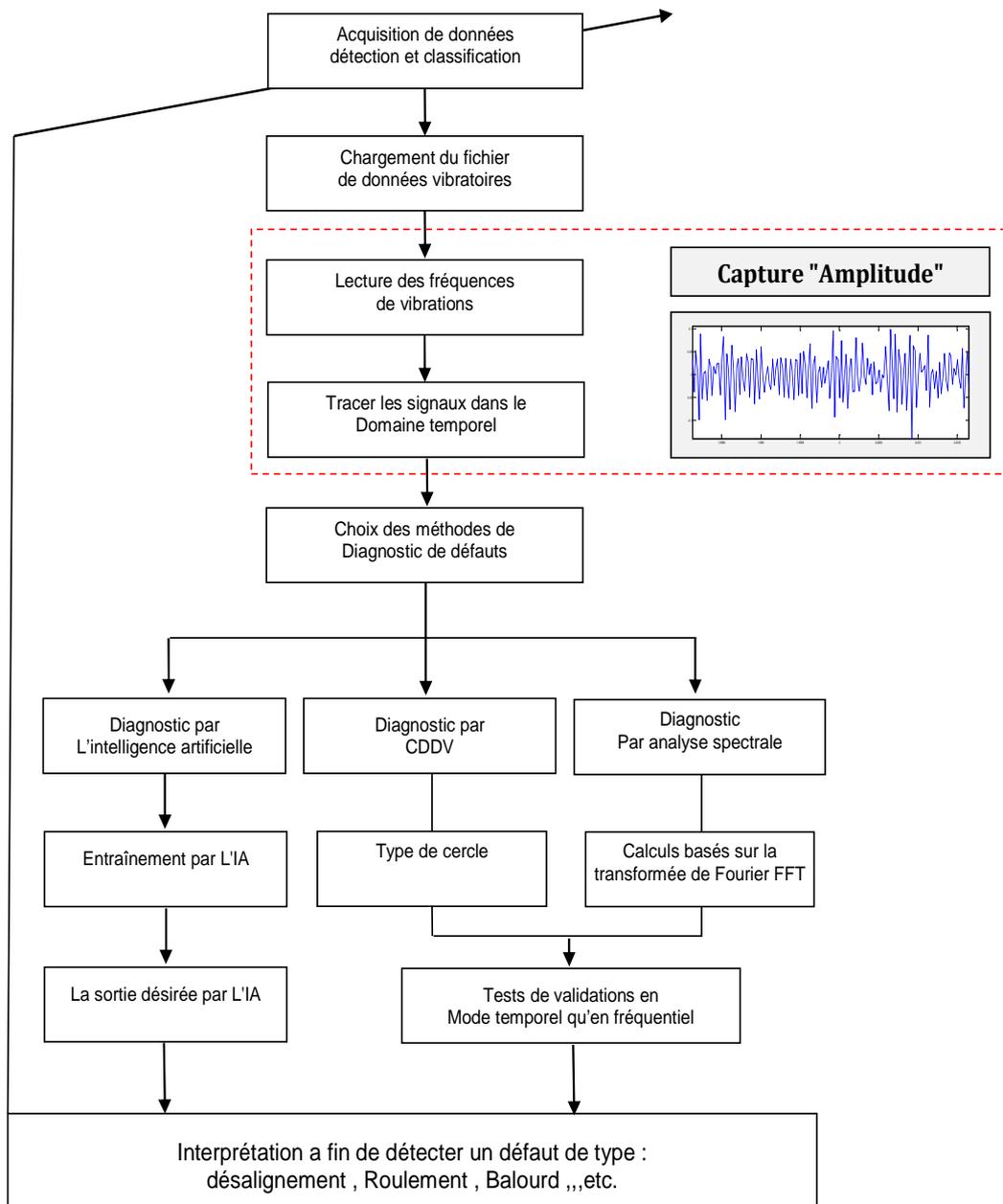


Figure II.3 : Stratégies de diagnostic vibratoire

En pratique les vibrations de turbines à gaz sont issues des composantes tournantes, ces vibrations sont transmises à la structure interne de la machine par les paliers, et aux fondations par les points de fixations de la machine. La Figure II.4 représente une petite portion d'arbre avec un support de palier instrumenté avec différents types de transducteurs de vibration.

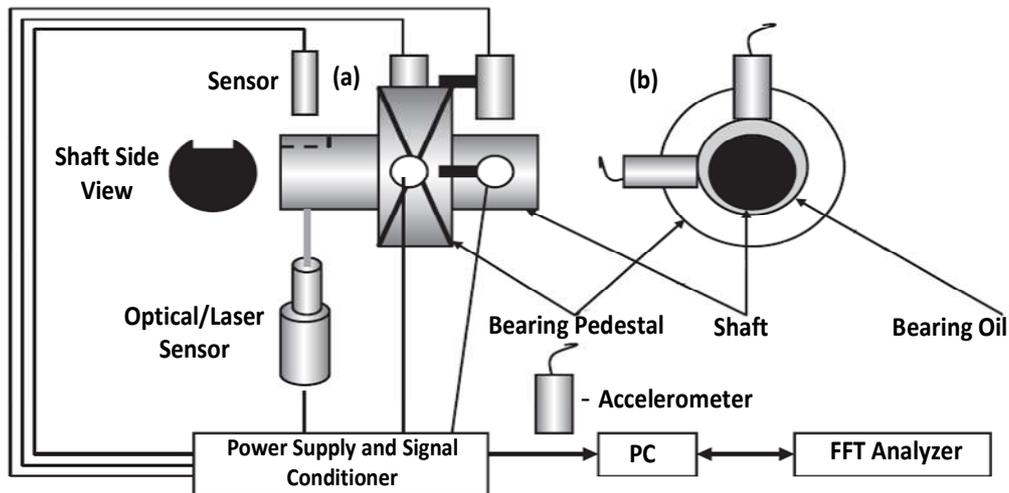


Figure II.4 : Montage de différents capteurs de vibrations sur un système de turbine à gaz

Les grandeurs; déplacement, vitesse et l'accélération que l'on est amené à mesurer par la technique vibratoire peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les un des autres. Pour un indice de vibration. Notons que les normes de vibration, donnée par le Tableau II.1, permet l'analyse de l'état de la turbine à gaz dans une bande de fréquences bien adopté.

Indicateur	Bande de fréquences de mesure	Phénomènes surveillés	Observation
Déplacement crête à crête (Dcc)	[10 – 1000 Hz]	Basses fréquences	Norme API (Pétrochimie)
Vitesse (Veff)	[10 – 1000 Hz]	Basses et hautes fréquences	Norme ISO 10 816
Accélération (Aeff)	[1000–30000 Hz]	Hautes fréquences	Indicateur général

Tableau II.1: Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire

II.4. Principaux défauts d'une machine tournante

Les machines tournantes sont sujet à plusieurs défauts, l'identification des défauts préventive et la supervision de leurs variations et de diagnostic.

II.4.1. Défaut de balourd

Le balourd est une poussée massique qui provient causée par des défauts de conception ou de fabrication de la machine. Ou d'assemblage et de l'échauffement irrégulier du rotor lors du fonctionnement à haute vitesse, comme il est illustré dans la Figure II.5. Son spectre est constitué d'une seule raie [7,100]. On observe sur le spectre de la Figure II.6 un pic ($1x F_{rot}$) à la fréquence de 2667 Hz traduisant donc la présence d'un balourd qui mesuré sur une vitesse de rotation 5850 tr/min, ainsi la présence d'un défaut qui mesuré sur une vitesse de rotation 5850 tr/min.

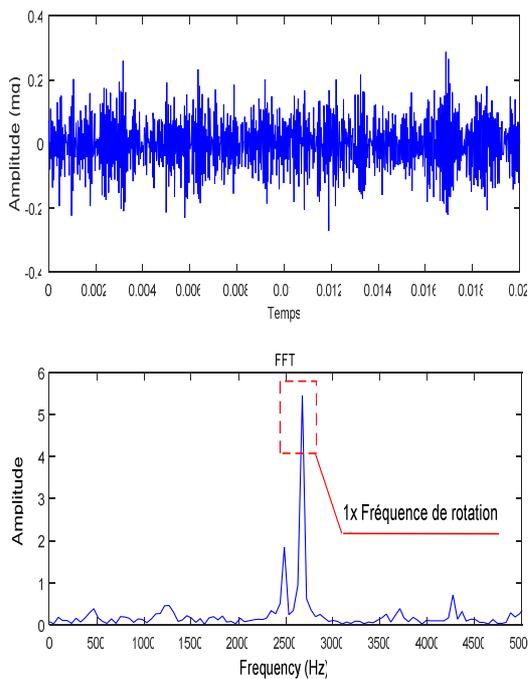


Figure II.5 : Défaut de balourd

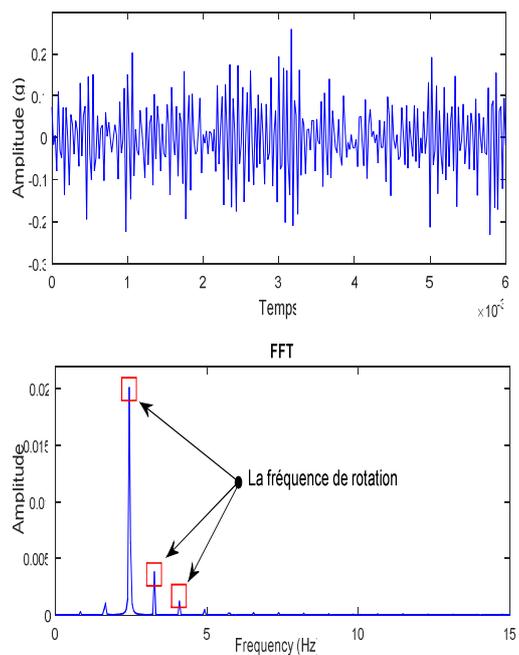


Figure II.6 : Défaut de balourd avec jeu de palier

Le spectre du palier à la direction horizontale présente un pic qui présenté sur la Figure II.6 dépasse le seuil de danger à une fréquence caractéristique ≈ 2.5 Hz qui concorde à la vitesse de rotation de l'arbre. Ce dernier traduit l'apparition d'un balourd associé à un jeu de palier. Son spectre est constitué d'un peigne de raies d'amplitude décroissante.

II.4.2. Défaut désalignement

Le mouvement rotatrice de l'arbre avec les paliers fluides peuvent créer des défauts de désalignement, il existe deux types de désalignements: désalignement angulaire et désalignement parallèle. La Figure II.7 montre le spectre réel d'un défaut de désalignement entre l'arbre de turbine et l'arbre de compresseur, d'ordre 2 de la fréquence de rotation.

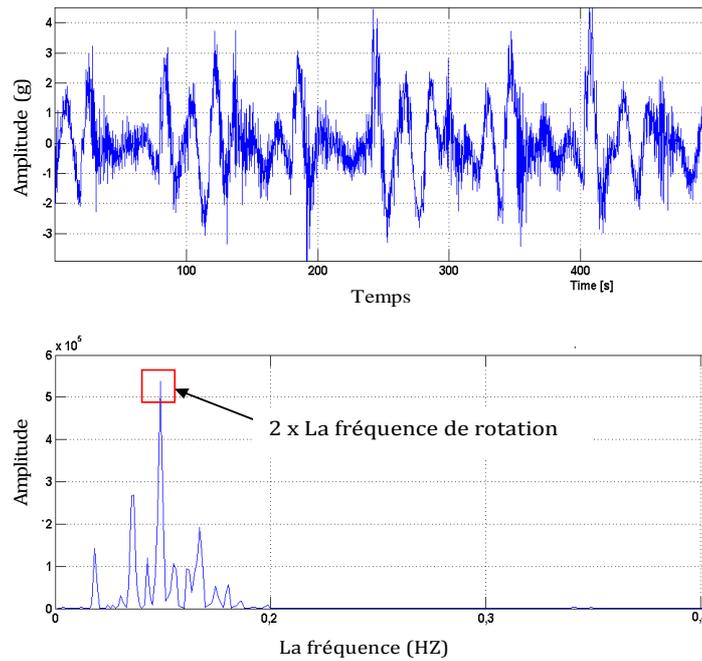


Figure II.7: Spectre vibratoire d'un défaut d'alignement

II.5. Méthode d'analyse de vibration

II.5.1. Analyse spectrale par transformée de Fourier (FFT)

Les techniques fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier, pour l'analyse des signaux de diagnostic pour les machines tournantes, où la transformée de Fourier est décrite par l'équation suivante :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (II.3)$$

Où $X(f)$ est la transformée de Fourier, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

La transformée de Fourier discrète rapide (FFT) sur des signaux numérisés :

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \int_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} dt \quad (II.4)$$

Où $X(k\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide (FFT), t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, et N est le nombre d'échantillons prélevés [21,22].

On peut montrer que l'énergie du signal, qui s'écrit par définition l'intégrale d'énergie transportée à chaque instant $x(t)$, peut aussi être exprimée par l'intégrale des contributions d'énergie transportées par chaque pulsation (fréquence), donnée par l'équation suivante :

$$E = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(\omega)|^2 \frac{d\omega}{2\pi} = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(f)|^2 df \quad (II.5)$$

II.6. Contribution à l'analyse de vibration

Les vibrations de turbines à gaz sont très affectées par leurs conditions de fonctionnement, une défaillance inattendue d'une installation peut causer d'énormes pertes économiques. Une approche de modélisation pour l'analyse de vibration est proposée. Cette approche est basée sur la forme circulaire utilisée pour la détection et la localisation d'un défaut aux niveaux de vibration d'un système dynamique.

Cette méthode a été développée dans le laboratoire d'automatique appliquée et diagnostic industriel de l'université de Djelfa, pour la surveillance des machines tournantes pour une analyse vibratoire efficace et robuste pour ces types de machines. En se basant sur des captures d'accélération, vitesse ou déplacement, l'amplitude de signal peut être déterminé par la transformée de la fonction suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_i = a \cos d \left[\frac{\max(AMP) + \times K_1}{(AMP + 0.00001)_i} \right] \\ K_1 \text{ Le facteur de signal} \end{array} \right. \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (II.6)$$

Puis nous calculons les deux dimensions de signal vibratoire suivant:

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos(\alpha) = \cos \left(\frac{\max(A_i) \times K_2}{A_i} \right) \\ \sin(\alpha) = \sin \left(\frac{\max(A_i) \times K_2}{A_i} \right) \\ K_2 \text{ Le facteur de signal} \end{array} \right. \quad (II.7)$$

Le but de cette partie de thèse est de d'élaborer et expérimenter cette technique avec des outils de calculs numériques pour l'interprétation d'indicateurs de défauts issus de mesures vibratoires sur une machine tournante. Cette approche permet d'identifier la présence d'un défaut d'une manière très précise et efficace.

II.6.1. Cas de système sans défaut

Comme les signaux vibratoires dans les turbines à gaz sont généralement non stationnaires, il est difficile d'obtenir d'eux des signatures de diagnostic de défaut par les approches classiques déjà existantes dans la littérature. Dans cette approche et pour le cas du système sans défaut, la signature de diagnostic de défaut de vibration est issu de système de turbine à gaz, comme il est montré sur la Figure II.8, où la fonction de critère $A_f = 85.4114$ avec les valeurs $\cos(\alpha) = 0.86$, ces valeurs ont été obtenus par les calculs (dans le cas AMP=0).

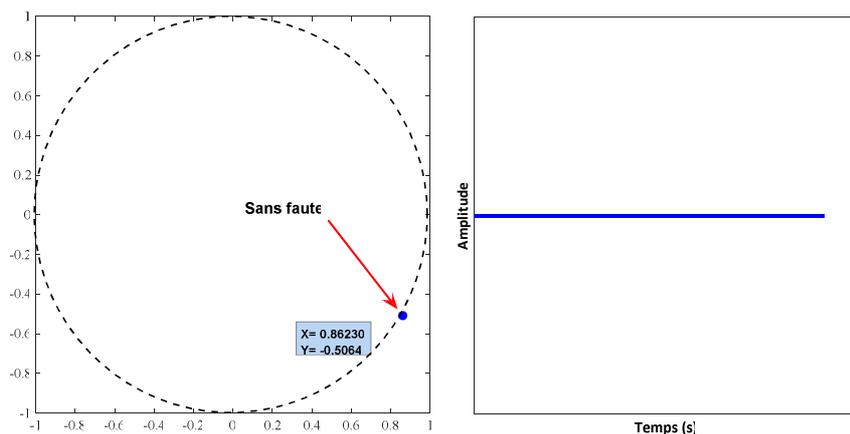


Figure II.8: Cas de système sans défaut

II.6.2. Cas de système avec défaut

Pratiquement, les vibrations sont liées aux effets dynamiques internes ou externes de la machine, les effets internes peuvent être fonctionnels causés par un mauvais fonctionnement lié à un déséquilibre de rotor, à un désalignement d'arbre, à une usure mécanique, à la cavitation, et voire d'autres phénomènes d'instabilités.

La signature de diagnostic de défaut de vibration dans le cas de système avec défaut, par l'approche circulaire proposée est montrée sur la Figure II.9, dans cette signature de diagnostic de défaut de vibration, la forme de surface de cercle est en fonction de types de défauts affectant le système qui sera bien illustrée dans la partie suivante.

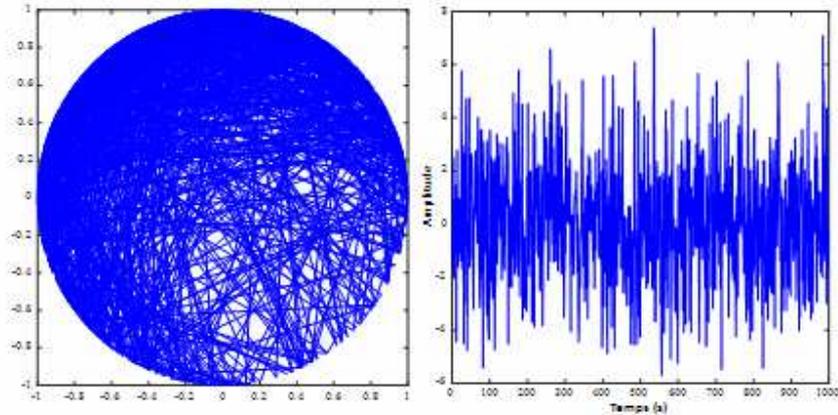


Figure II.9: Cas de système avec défaut

II.7. Détection de vibration d'une turbine a gaz par méthode circulaire

II.7.1. Vibration de rotor

Dans cette partie, on présente les phénomènes vibratoires liés à la dynamique de rotor d'une turbine à gaz, dans le but de faire une analyse des vibrations de ce système. Pour cela, en supposant que la force de restauration est élémentaire et donnée par [rajoute une référence]:

$$\sum F_x = -KX = m\ddot{X} \quad (II.8)$$

Avec m est la masse et X est le déplacement.

La solution de l'équation (II.8) est donnée comme suit:

$$X(t) = X_0 \cos(\omega t) + \frac{v_0}{\omega} \sin(\omega t) \quad (II.9)$$

Avec $\omega = [k/m]^{1/2}$ rad / s et v_0 est la vitesse initiale.

Avec l'utilisation de la méthode de l'énergie, on peut déduire la relation suivante :

$$\begin{cases} V = \left(\int_0^X [mg + kX] dX - MgX \right) = \frac{1}{2} kX^2 \\ T = \frac{1}{2} m\dot{X}^2 \end{cases} \quad (II.10)$$

Où V est l'énergie stockée et T est l'énergie cinétique de la masse.

A. Ailettes

En général, la force appliquée sur les aubes de turbine par le fluide ou gaz crée une grande influence sur le comportement dynamique du rotor, sont montés sur la machine tournante encastrées, comme il est montré sur la Figure II.10.

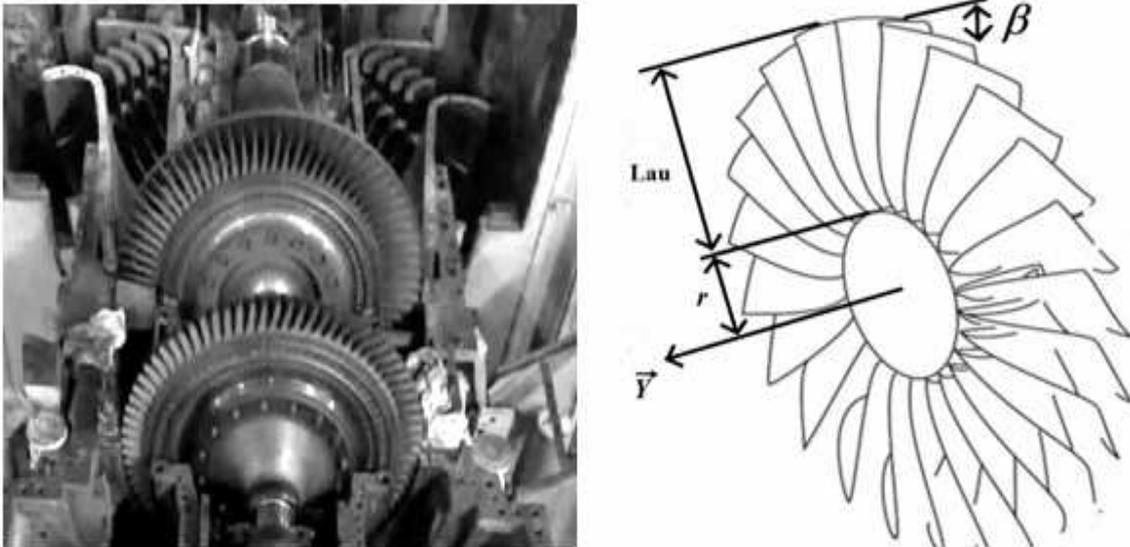


Figure II.10: Modèle de disque aubage

L'énergie cinétique de n° aubes peut être définie par :

$$T_b^i = \int_0^{lb} \frac{1}{2} (\rho_b S_b) \vec{V}_{k/RO}^2 ds + \int_0^{lb} \frac{1}{2} \vec{\omega}_{Rb/RO}^T I_b \vec{\omega}_{Rb/RO} ds \quad (II.11)$$

Avec $\omega_{Rb/RO}$ est le vecteur rotation de centre de masse de l'aube, I_b est la matrice d'inertie de l'aube, S est la surface de l'arbre, et ρ_b est la densité de l'aube [16].

L'expression de l'énergie potentielle associée à la déformation élastique des aubes peut être définie par l'équation suivante:

$$U_b = \frac{E_b I_b}{2} \int_0^{lb} \left[\left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial s^2} \right)^2 \right] ds \quad (II.12)$$

Avec E_b est le module d'Young des aubes, U_b l'énergie potentielle des aubes et η le coefficient d'amortissement.

B. Arbre

L'arbre est représenté par une poutre de section circulaire et caractérisé par ses l'énergies cinétiques et de déformation (Potentielle), comme il est représenté sur la Figure II.11. L'énergie potentielle n'est pas affectée par le mouvement du support car elle ne dépend que des contraintes et donc de la déformée (déformation) de l'arbre par rapport au support. Pour la modélisation de la dynamique du rotor, seules les déformations causées par la flexion sont considérés (les effets du cisaillement sont négligés).

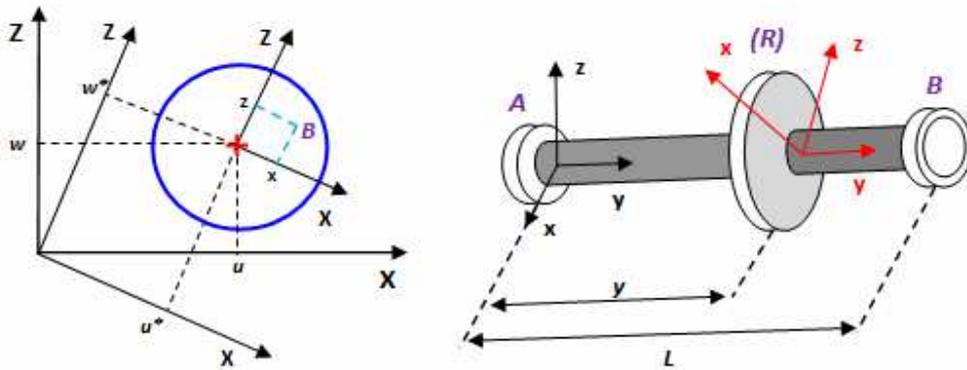


Figure II.11: Repères d'arbre

Avec $u^*(y,t)$ et $w^*(y,t)$ sont les déplacements des points de la ligne moyenne dans le repère local R lié à l'arbre, donné par l'équation ci-dessous :

$$\begin{cases} u^* = u \cos(\Omega t) - w \sin(\Omega t) \\ w^* = u \sin(\Omega t) - w \cos(\Omega t) \end{cases} \quad (\text{II.13})$$

Où Ω : est la vitesse angulaire de rotation.

L'expression de la déformation de l'arbre est donnée par :

$$\varepsilon = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u^*}{\partial y} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial w^*}{\partial y} \right]^2 \quad (\text{II.14})$$

L'énergie potentielle de l'arbre est donnée par :

$$U = \frac{1}{2} \int_{\tau} \varepsilon \sigma d\tau \quad (\text{II.15})$$

D'après les expressions de la déformation de l'arbre de l'équation (II.14) et de la contrainte l'énergie potentielle de l'équation (II.15), l'énergie potentielle de l'arbre s'écrit donc :

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\left[\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]^2 \right) dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left(\left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial w}{\partial y} \right]^2 \right) dy \quad (II.16)$$

L'expression de l'énergie cinétique de l'arbre est une extension de l'expression de l'énergie cinétique du disque. Pour un élément de longueur L, l'énergie cinétique de l'arbre est donnée par :

$$T = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\Psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2 \rho I \Omega \int_0^L \dot{\Psi}^2 \theta dy \quad (II.17)$$

Où $\frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy$ est l'expression de l'énergie cinétique d'une poutre en flexion,

$\frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy$ représente l'effet secondaire de l'inertie de rotation, $\rho I L \Omega^2$ est un terme constant, représentant l'énergie de rotation de l'arbre ayant contribution nulle dans les équations du mouvement et $2 \rho I \Omega \int_0^L \dot{\theta} \dot{\psi} dy$ est un terme représentant l'effet gyroscopique.

C. Réponse aux balourds

Le balourd initial est réparti de manière continue et quelconque sur le rotor, on peut dire que le balourd est une masse m_u située à la distance D du centre géométrique de l'arbre, comme il est montré sur la Figure II.12.

Les coordonnées du balourd sur les axes X et Z exprimées dans le repère R sont supposées constantes, en revanche la vitesse du balourd s'écrit comme suit [8,18] :

$$\vec{V} = \frac{d\vec{OD}}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{u} + D\Omega \cos(\Omega t) \\ 0 \\ \dot{w} - D\Omega \sin(\Omega t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (II.18)$$

Avec Ω est la vitesse angulaire de rotation .

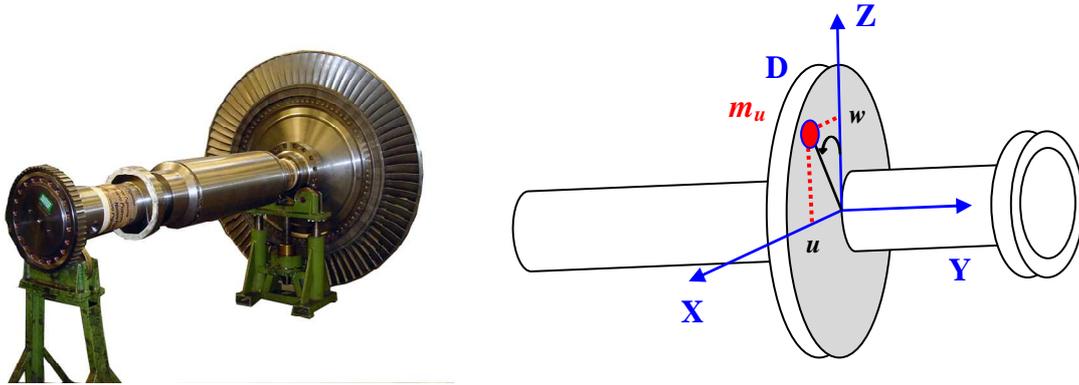


Figure II.12: Force centrifuge due au Balourd

En se basant sur l'équation (II.10) et (II.18), l'énergie cinétique de balourd peut être calculée comme suit :

$$T = \frac{1}{2} M_u \dot{X}^2 = \frac{1}{2} M_u \|\vec{V}\|^2 = \frac{1}{2} M_u \left[(u + D\Omega \cos(\Omega t))^2 + (w - D\Omega \sin(\Omega t))^2 \right] \quad (\text{II.19})$$

L'équation II.21 peut être approximée par la formule suivante:

$$T = \frac{1}{2} M_u \left(\dot{u}^2 + \Omega^2 D^2 + \dot{w}^2 + 2\Omega D \dot{u} \sin(\Omega t) - 2\Omega D \dot{w} \cos(\Omega t) \right) \quad (\text{II.20})$$

Avec M_u est la masse située à la distance , Ω est la vitesse angulaire de rotation, D centre géométrique de l'arbre , u et w sont les déplacement des points de la ligne , \vec{V} est l'énergie stockée et (x, z) sont les directions d'amortissement .

II.8. Applications et techniques de configuration

II.8.1. Techniques de configuration

Nous nous intéressons dans cette partie à l'étude des phénomènes vibratoires liés à la dynamique de rotor pour analyser le comportement dynamique des éléments rotatifs et de leurs différentes interactions avec le stator. Ces éléments ont une grande importance pour la durabilité et la durée de vie d'une machine tournante. D'après la Figure II.13, nous pouvons constater que le système de turbine à gaz est constitué par l'arbre de rotation, supporté dans deux roulements à rouleaux.

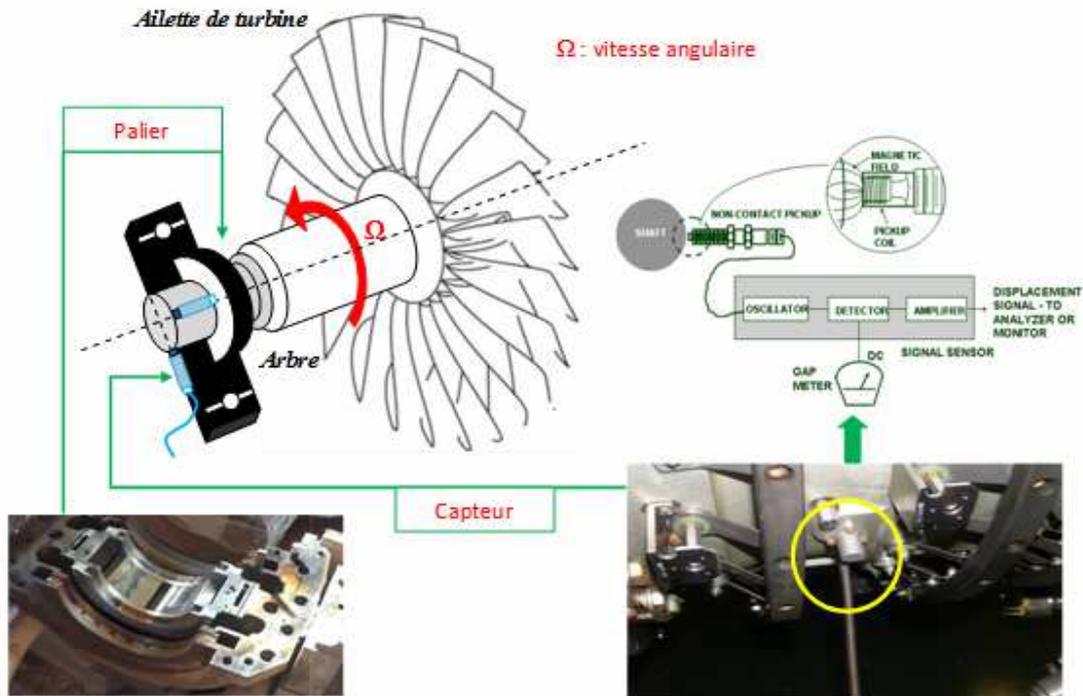


Figure II.13: Placement des capteurs dans une turbine à gaz

La fréquence de la première flexion du système de rotor f (Hz) peut être facilement calculée par la relation suivante:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (\text{II.21})$$

Avec f est la fréquence naturelle, $\omega = 2\pi f$ est la vitesse angulaire critique, c est la raideur de l'arbre en N/m et m est la masse de la roue exprimée en kg.

En considérant les hypothèses suivantes :

- Le centre de rotation est égal au pas du centre de gravité
- La masse est d'une excentricité « e »

L'excitation créée par les forces peut être exprimée par la relation suivante [18,19]:

$$\frac{x(\Omega)}{e} = \frac{m\Omega^2}{\sqrt{(c - m\Omega^2)^2 + (d\Omega)^2}} \quad (\text{II.22})$$

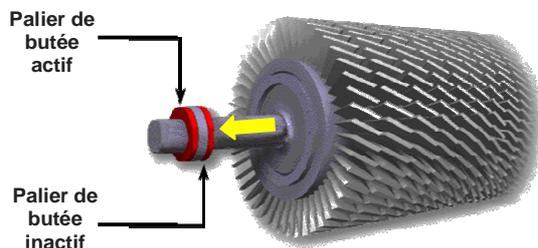
Avec x est l'amplitude relative de la vibration

Les modèles de fonctionnement nous permettent d’modéliser l’état de la turbine à partir des données de vibration mesurés à l’aide des points de mesures des vibrations [7,38]. La turbine à gaz est composée de quatre paliers principaux, soutenant les rotors du compresseur et de la turbine ; les différents paliers sont résumés sur le tableau II.2. La Figure II.14, montre les différents placements des paliers de la turbine à gaz GE-MS3002.

No.	Type	
1	Elliptique	GEI-41020C
	Patins oscillants (Six patins) auto-égalisation	GEI-41018B
	Terres coniques	GEI-41019B
2	Elliptique	GEI-41020C
3	Patins oscillants (Cinq patins)	GEK-28100
4	Patins oscillants (Cinq patins)	GEK-28100
	Patins oscillants (Huit patins) auto-égalisation	GEI-41018B
	Patins oscillants (Quatre patins) sans égalisation	GEI-41018B

Tableau II.2: Différent paliers de turbine à gaz

Fonctionnement des paliers sur HP Rotor



Palier



Fonctionnement des paliers sur LP Rotor

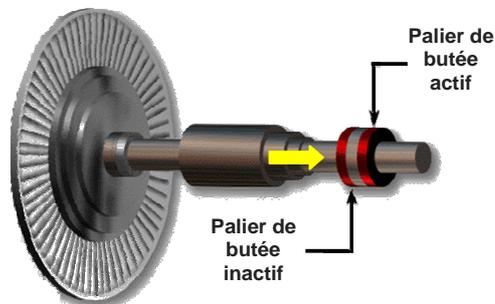


Figure II.14: Placement des paliers de la turbine à gaz MS3002

II.8.2. Applications sur la turbine à gaz GE-MS3002

Nous nous intéressons dans cette partie à l'analyse du comportement dynamique de vibrations du rotor de la turbine à gaz MS 3002, tournant à une vitesse de l'ordre de 6500 tr /min et supportée par des paliers. Cette analyse repose sur l'utilisation d'une méthode d'analyse spectrale avec le paramétrage de la position de l'arbre basée sur la transformée de Fourier et la méthode circulaire pour la détection vibratoire. Les résultats montrent que la technique de diagnostic par l'analyse des vibrations est plus efficace dans la détection précoce et le classement des défauts.

A. Première cas d'étude

Dans le premier cas de notre étude, les mesures de vibrations sont obtenues pour les paliers 2 et 3, comme il est illustré sur la Figure II.15. D'après les spectres de variation mesurés d'arbre sur le palier 2 et 3 présentés sur les Figures II.16 et II.17, on observe des vibrations au niveau de ces deux paliers dans la phase de démarrage de la turbine à gaz, avec la présence des défauts de vibration sur l'arbre de rotation tournant à une vitesse de 6900 tr/min.

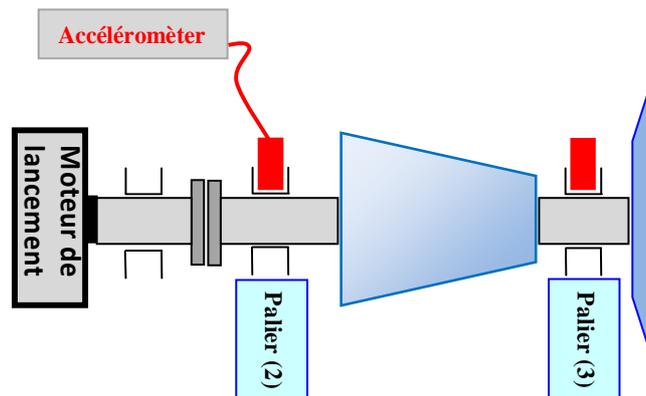


Figure II.15: Position des capteurs installés pour la surveillance de turbine

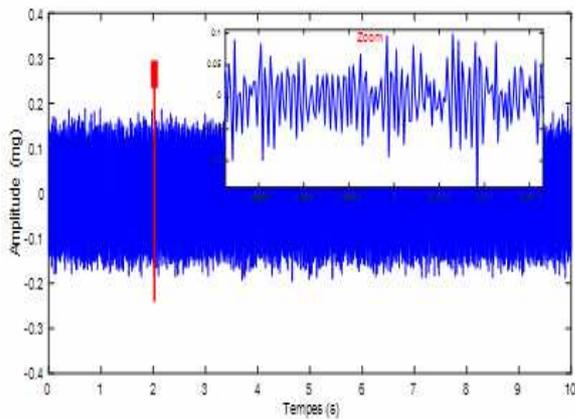


Figure II.16: Variation d'arbre sur le palier 2

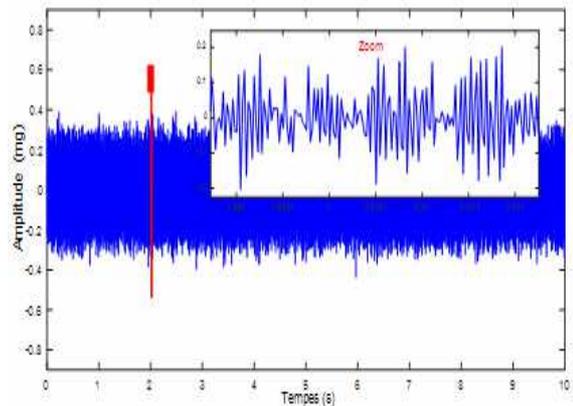


Figure II.17: Variation d'arbre sur le palier 3

Le spectre du palier O2 (fréquence, accélération (mg)) à la direction verticale avant l'intervention sur la machine (compresseur) présente un dépassement à la fréquence de rotation, ainsi qu'aux fréquences double et triple de la fréquence de rotation de l'arbre de la turbine, comme il est montré sur la Figure II.18.B, ce qui signifie aussi un défaut de désalignement parallèle. La méthode circulaire détecte parfaitement la présence de ce défaut de désalignement parallèle. Notons aussi que la Figure II.18.A, et la Figure II.18.C illustrent le spectrogramme de spectre du signal à 25 kHz et montrent clairement la présence d'un défaut de désalignement parallèle de l'arbre de rotation de la turbine.

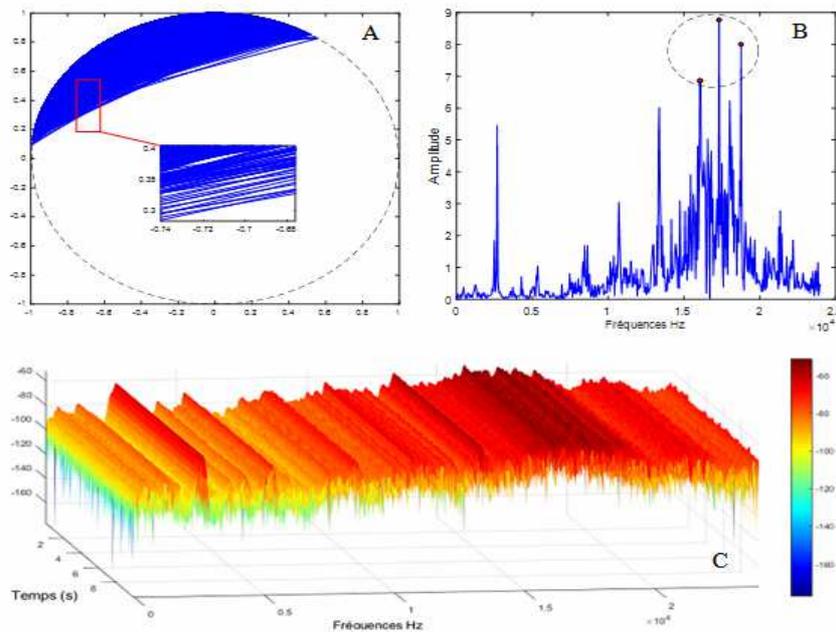


Figure II.18: Analyse des résultats de vibrations sur le palier O2

Le spectre du palier 03 (fréquence, accélération (mg)) à la direction verticale avant l'intervention sur la machine (compresseur) présente un dépassement à la fréquence de rotation, comme il est montré sur la Figure II.19.B, ce qui signifie aussi un défaut de désalignement parallèle. La méthode circulaire détecte parfaitement la présence de ce défaut de désalignement parallèle, comme il est montré sur la Figure II.19.A. Ces vibrations produites par le palier n°3, il est clairement discernable sur le spectrogramme, il est nécessaire d'examiner une gamme de fréquence plus large. En analysant la Figure II.19.C, le spectrogramme de spectre du signal à 25 kHz montre clairement le défaut de désalignement parallèle.

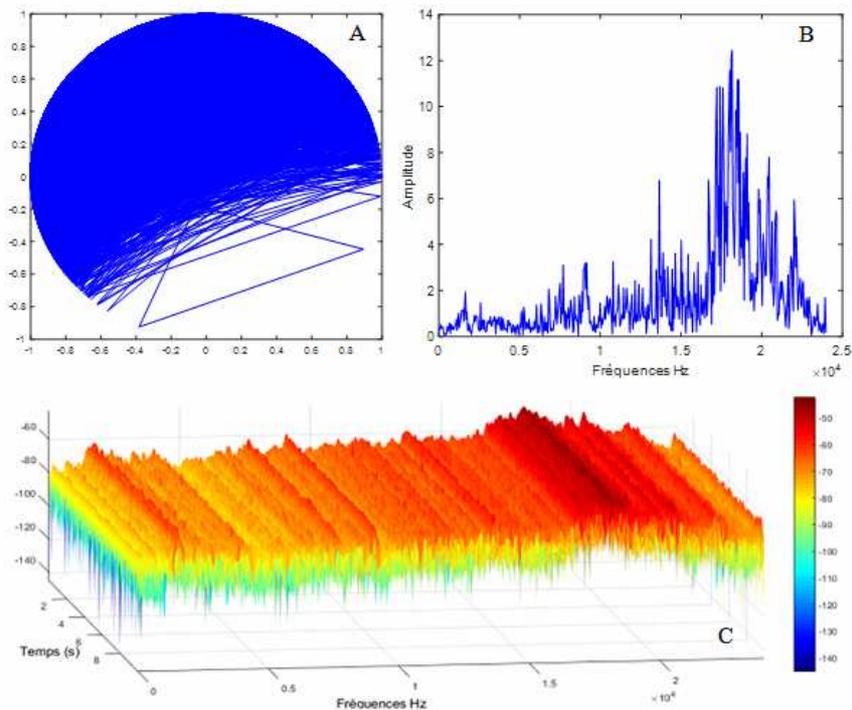


Figure II.19: Analyse des résultats de vibrations sur le palier 03

B. Deuxième cas d'étude

Le deuxième cas d'étude présenté les résultats de vibration d'accélération sur le palier 4 d'arbre de la turbine LP. La Figure II.20 montre la position des capteurs installés pour la surveillance permanente de turbine sur ce palier, des vibrations d'amplitude de déplacement plus élevées et freinent parfois pendant que la turbine continue en fonctionnement (à savoir de manière fluctuante) ont été observées, comme il est montré sur la Figure II.21, avec des situations de défauts à la vitesse de 6900 tr/min de rotation de l'arbre de la turbine LP.

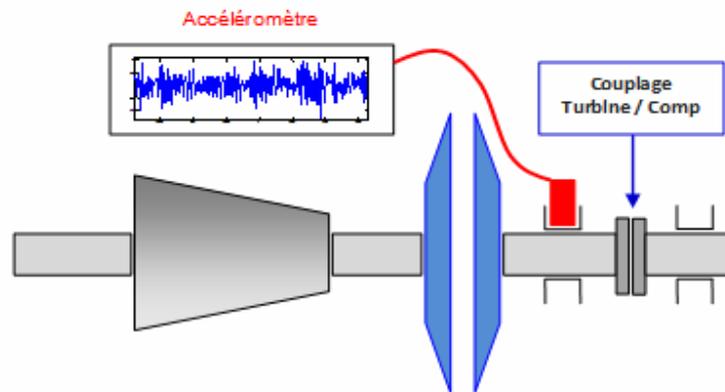


Figure II.20: Position des capteurs installés pour la surveillance permanente de turbine

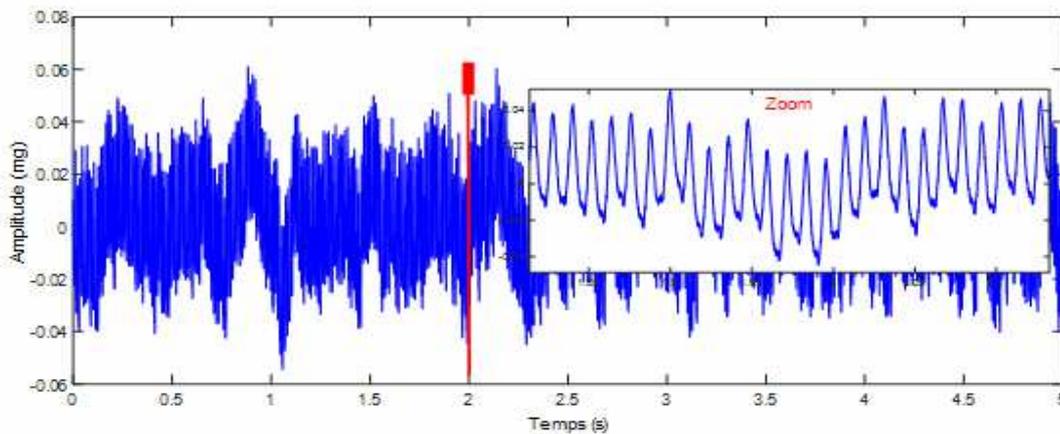


Figure II.21: Variation d'amplitude de vibration d'arbre de la turbine LP sur le palier n°4

Le spectre du palier 04 (fréquence, accélération (mg)) à la direction verticale avant l'intervention sur la turbine à gaz LP, présente un pic très important, dépasse le seuil de danger à une fréquence caractéristique ≈ 93.84 Hz qui concorde à l'accélération de l'arbre ce dernier traduisant ainsi l'apparition d'un balourd d'origine thermique.

Des vibrations sont produites par le palier n°4, et sont visualisées clairement sur le spectrogramme de la Figure II.22.C. Pour cela, il est nécessaire d'examiner une gamme de fréquence plus large. Cette Figure II.22.C représente le spectrogramme de spectre du signal à 25 kHz, avec un défaut balourd d'origine thermique.

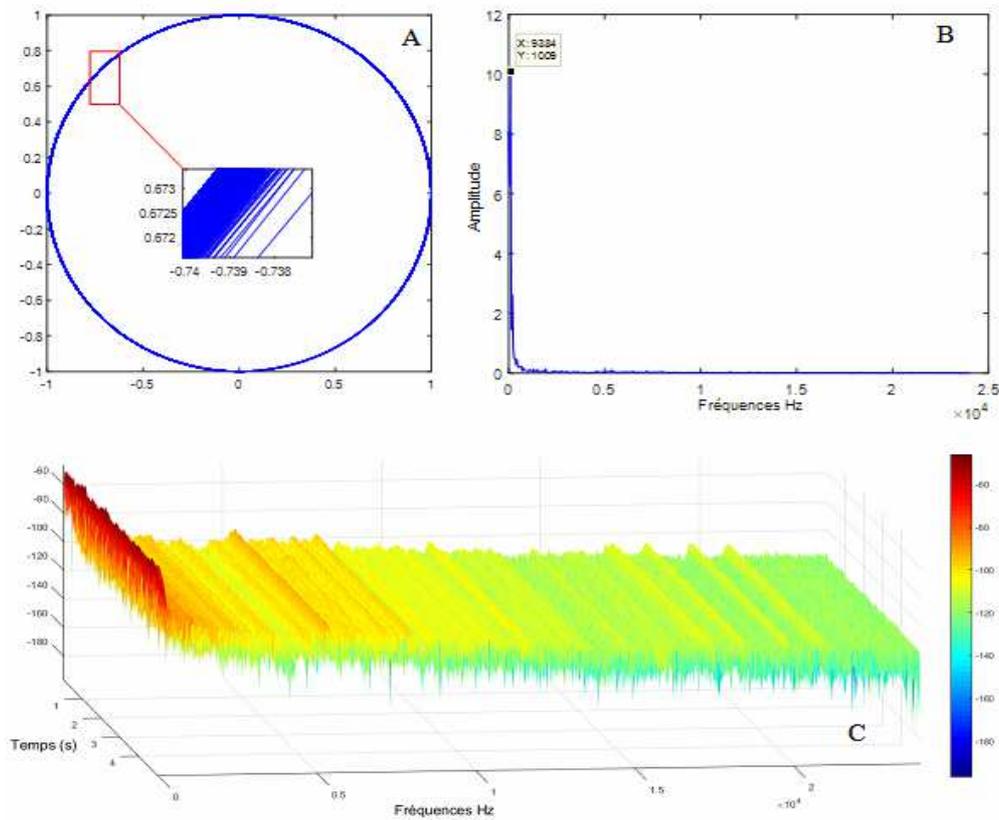


Figure II.22: Analyse des résultats de vibrations sur le palier 04

II.9. Etude de défauts de turbine à gaz par la méthode circulaire

II.9.1. Désalignement parallèle

Pour le désalignement parallèle, l'évaluation de défaut au niveau du palier n°3, sur trois mois d'observation de la turbine à gaz, est comparée par les trois fréquences obtenues par la méthode FFT, comme il est montré sur la Figure II.23, et les résultats obtenus par la méthode circulaire sont présentés sur la Figure II.24. Dans ce cas, la détection de défaut vibratoire de type désalignement parallèle est obtenue et validée par la méthode circulaire proposée et la méthode FFT.

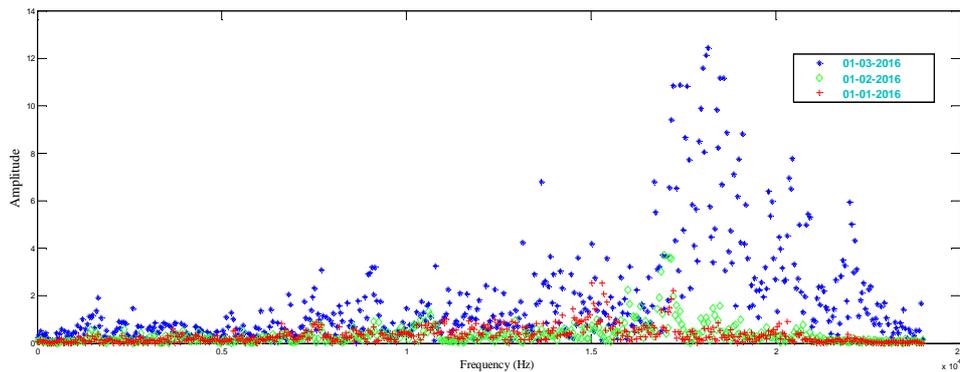


Figure II.23: Spectre en réponse désalignement sur une période de trois mois d'observation

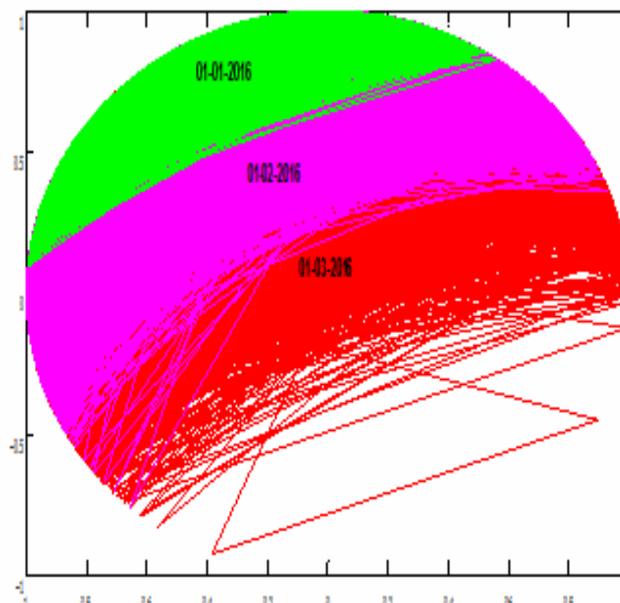


Figure II.24: Résultats obtenus par la méthode circulaire de désalignement parallèle

II.9.2. Défaut balourd

La Figure II.25 représente l'évaluation du défaut balourd d'origine thermique au niveau du palier n°4 après deux mois d'observation. Cette figure présente le cercle de détection de défaut vibratoire de chaque mois. La méthode de FFT détecte le défaut comme un pic pour le premier mois et même pour le deuxième mois mais le pic est plus grand par rapport au premier.

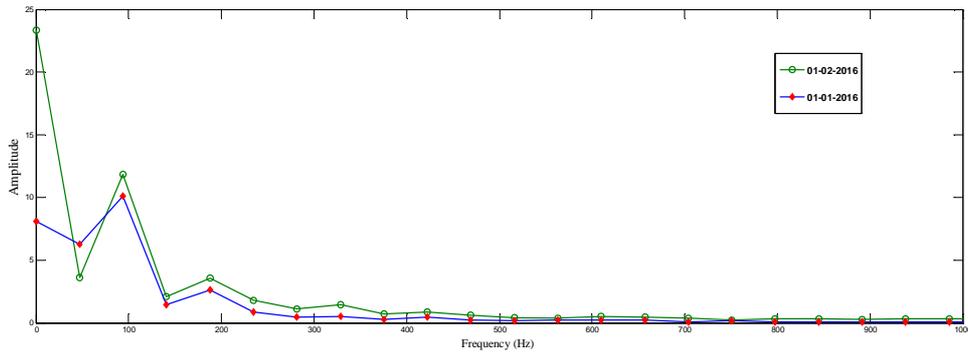


Figure II.25: Evaluation de spectre en réponse du balourd

En revanche la méthode circulaire détecte le défaut balourd parfaitement et considère clairement l'augmentation la largeur du circuit à partir de 0.0014 jusqu'à 0.0021, comme il est montré sur la Figure II.26.

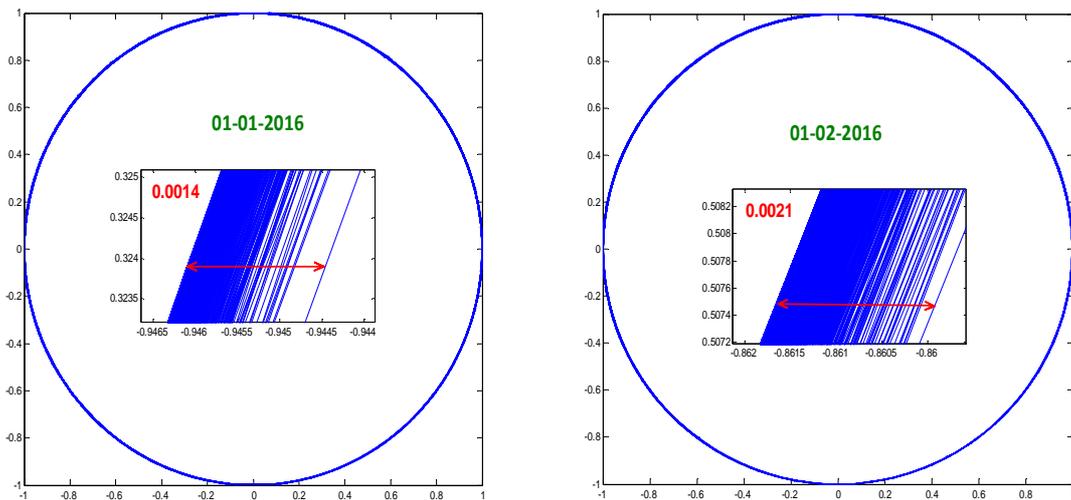


Figure II.26: Evaluation de cercle de détection en cas de défaut balourd

II.9.3. Classification des défauts

En utilisant la méthode circulaire de détection vibratoire développée par le laboratoire d'Automatique Appliquée et Diagnostic Industriel, de l'université de DJELFA, des classifications de différents défauts affectant une turbine à gaz sont proposées sur le tableau II.3:

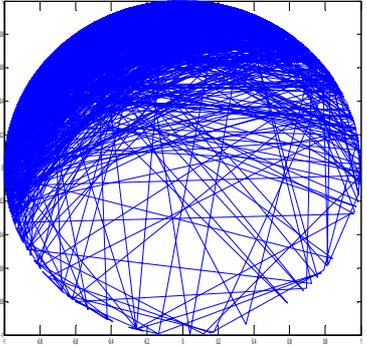
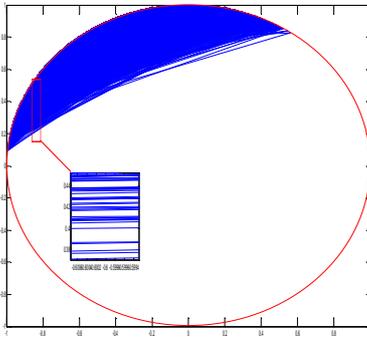
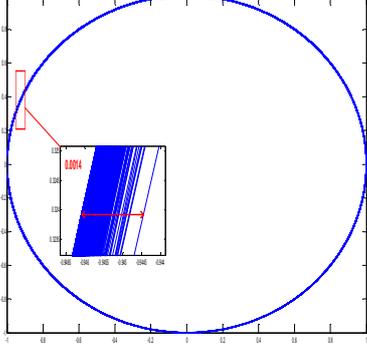
N°	Défaut	Forme circulaire	Observation
01	Jeu mécanique		<p>La méthode circulaire présente le jeu mécanique sous des semi-circulaire qui couvre un espace dans le cercle sur le cercle.</p>
02	Défaut de désalignement		<p>La méthode circulaire présente les défauts de désalignement sous la forme circulaire couvre une partie sur le cercle.</p>
03	Défaut balourd		<p>La méthode circulaire présente les défauts de balourd sous la forme circulaire considéré clairement l'augmentation de largeur du circuit.</p>

Tableau II.3: Classification des défauts par la méthode circulaire

II.10. Deuxième application sur une turbine à gaz GE-MS3002C

La turbine à gaz MS3002 a cinq paliers principaux, soutenant les rotors du compresseur et de la turbine. Elles ont été réalisées à l'aide d'accéléromètres (capteurs piézo-électriques) qui mesurent l'accélération de la vibration en différents endroits stratégiques comme il est présenté sur la Figure II.27.

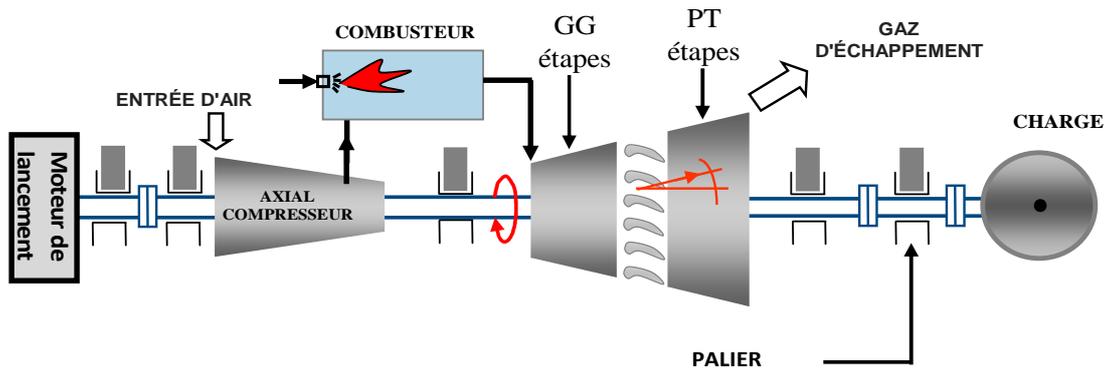


Figure II.27: Schéma de l'installation expérimentale de système turbine à gaz

Nous avons noté que l'arbre HP crée une valeur maximale de 5.06 mm/s, et il appartient donc à la Zone (B), en utilisant la norme ISO 10816-4 d'une turbine à gaz, comme il est montré sur la Figure II.28. Ces zones sont examinées comme des zones acceptables pour un service en bonne fonctionnement et en même temps l'arbre BP, varie dans l'intervalle 9.3 jusqu'à 15.78 mm/s. Ces variations sont examinées comme non satisfaisantes pour un mauvais service de fonctionnement de la machine. En général, la turbine peut fonctionner dans ces conditions dégradées, comme elle est claire sur la Zone (C) et après dépassé le niveau 14.7 mm/s. Les valeurs de vibrations constatées dans la Zone (D) sont normalement considérées comme suffisamment importantes pour endommager la machine.

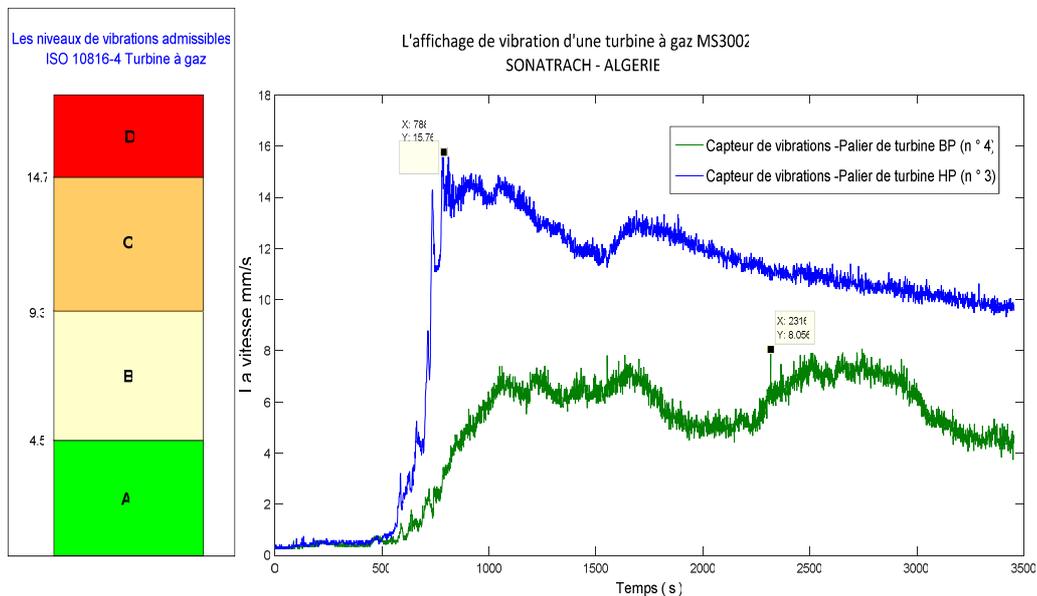


Figure II.28: Vibration d'une turbine à gaz MS3002

Des variations de vibration au niveau de palier N°3, liées à la vitesse de rotation d'arbre HP sont visualisées sur la Figure II.29, ce changement de vitesse divisé en deux phases; la première phase de démarrage a causé des vibrations presque zéro à partir l'instant 0 min jusqu'à 875 min et une phase de fonctionnement maximal, où l'instabilité apparue après l'instant 875min et en parallèle, on peut constater une augmentation de vibration jusqu'à l'obtention une valeur de RMS 0.567 mm/s.

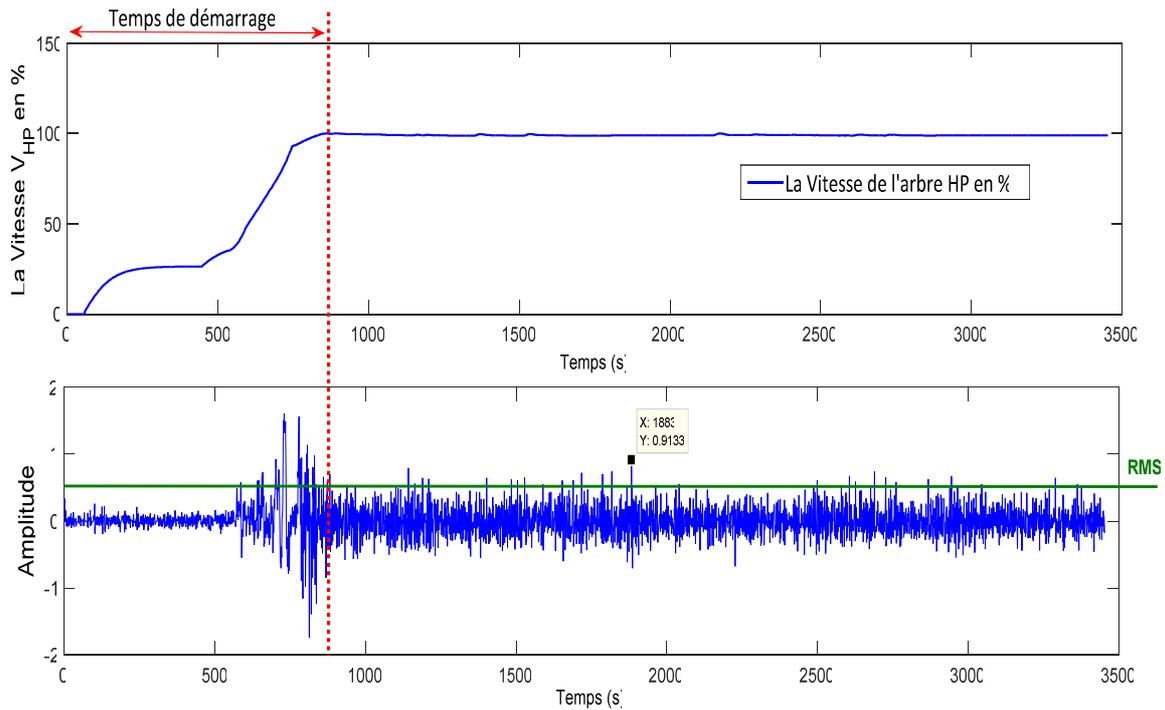


Figure II.29: Influence de la vitesse d'arbre HP à la vibration de palier

La Figure II.30 montre que le spectre du palier n°03 présentant un jeu mécanique au niveau d'arbre, où les vibrations se sont causées par ce problème de jeu mécanique, cela est souvent caractérisé par un deuxième harmonique élevé (2X) de la fréquence de rotation. Les résultats obtenus par la méthode circulaire sont montrés sur cette Figure II.30.

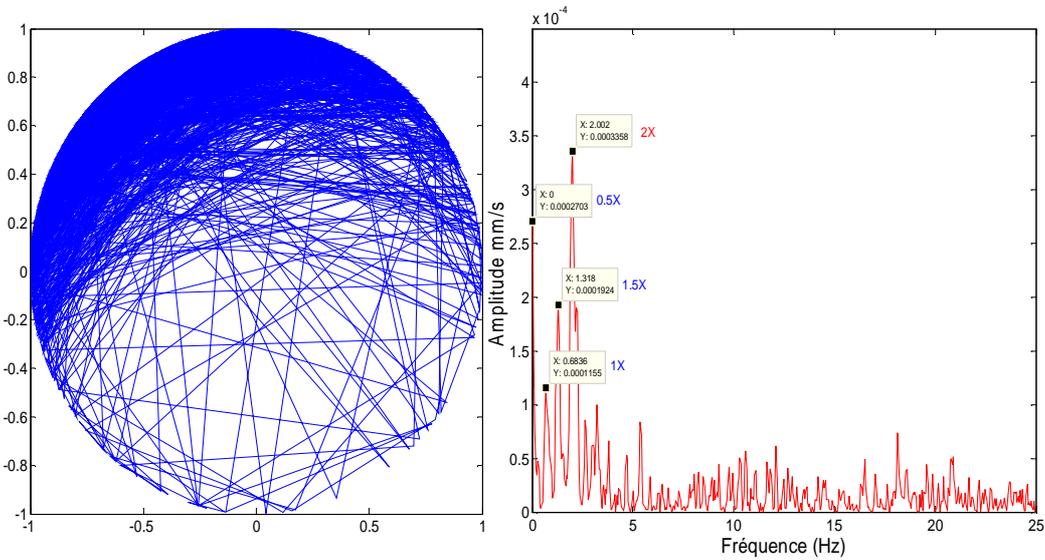


Figure II.30: Comparaison des résultats de la méthode circulaire et l'analyse de FT sur la turbine HP

Au niveau de palier N°4, l'analyse du comportement dynamique de la vibration d'arbre BP de la turbine à gaz MS 3002 présente à une vitesse de rotation qui correspond à plus $\approx 90\%$ équivalent de 6390 tr/min (voir la Figure II.31). Cette variation de vitesse est divisée en deux : phase de démarrage qui crée une valeur de vibration presque zéro à partir l'instant 0 min jusqu'à 875 min et une phase de fonctionnement maximal, où la stabilité commence après l'instant 875min et en outre, on constate une augmentation de l'amplitude de vibrations jusqu'à atteindre une valeur de RMS 0.4mm/s.

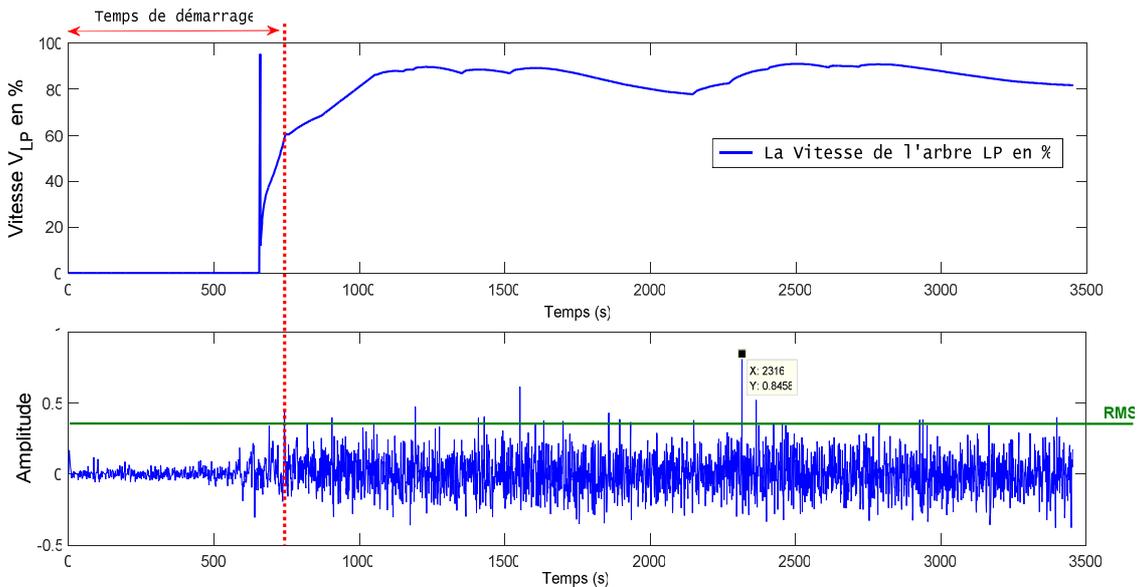


Figure II.31: Influence de la vitesse d'arbre BP à la vibration de palier

Les vibrations dans le palier n°04 d'arbre BP causées par l'un des problèmes, soit une rupture de fluage au niveau d'aubes ou un jeu mécanique. Cela dépend de la variation de la vitesse par rapport la température d'échappement, comme il est montré sur la Figure II.32.

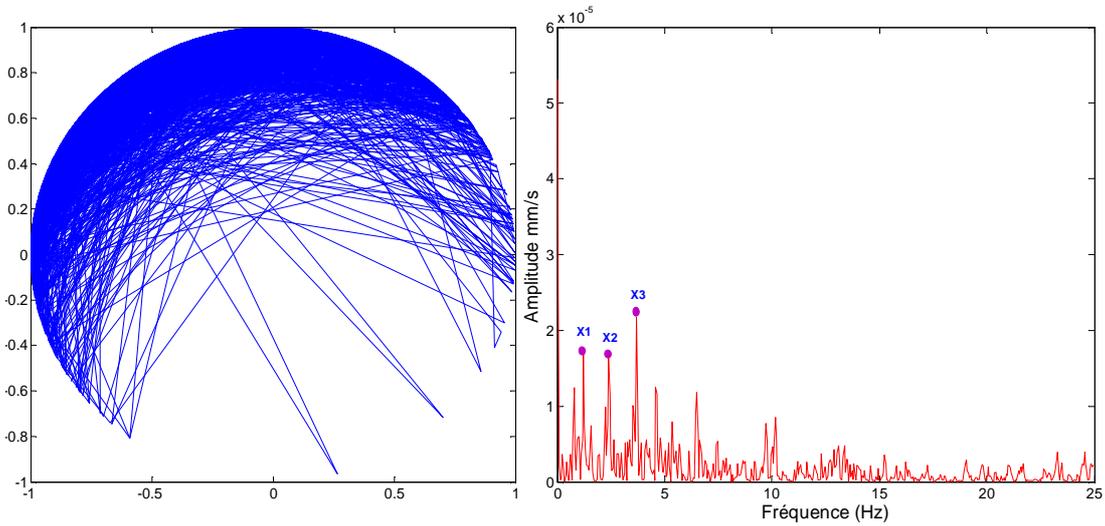


Figure II.32: Comparaison des résultats de la méthode circulaire et l'analyse de FT sur la turbine BP

La Figure II.33 présente la variation de vibration de palier n°4 en parallèle avec la vitesse de rotation, de la température d'échappement et la variation de la vitesse par rapport la température d'échappement. Nous avons constaté que des changements dans la ligne bleue comme elle est présenté sur cette Figure II.33, cela montre que les ailettes de la turbine à gaz n'ont pas été endommagées.

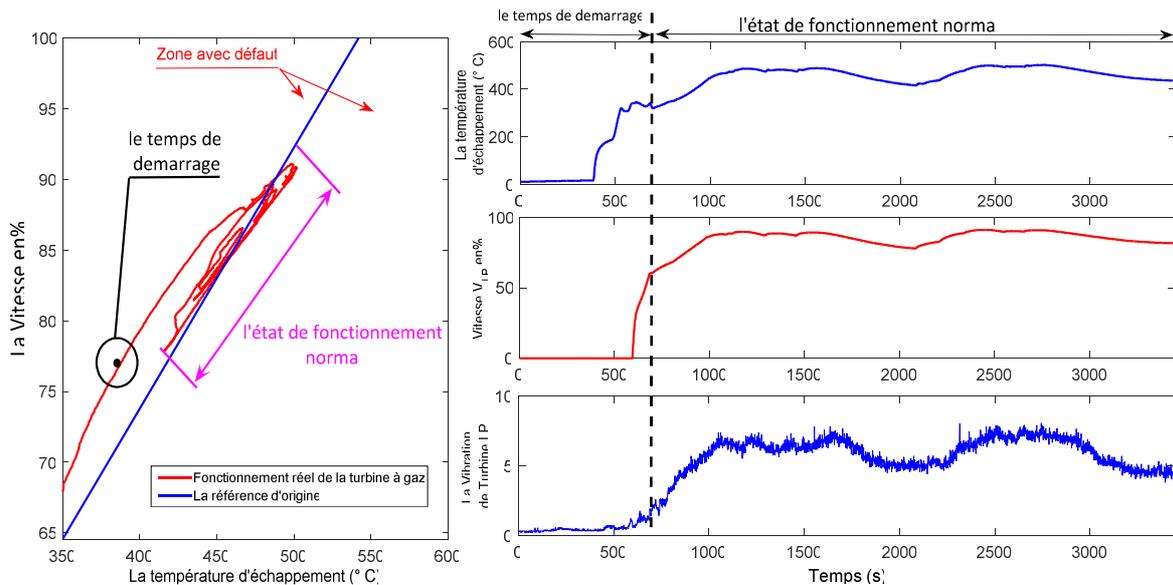


Figure II.33: Etats des ailettes de la turbine

II.11. Conclusion

Dans cette partie, nous avons développé une contribution originale à la modélisation de vibrations des turbines à gaz dans le but de faire l'analyse du comportement dynamique vibratoire d'une turbine à gaz. Les vibrations de turbines à gaz sont très affectées par leurs conditions de fonctionnement, une défaillance inattendue d'une installation peut causer d'énormes pertes économiques. Cette contribution, de modélisation des vibrations par la méthode circulaire à été utilisée pour l'identification et la localisation des défaillances au niveau de la ligne d'arbre d'une turbine à gaz GE-MS 3002, pour la surveillance de cette machine tournante par une analyse vibratoire plus efficace et robuste. Les résultats obtenus et la mise en marche de l'approche proposée sur la ligne d'arbre de la turbine à gaz, ont permis d'appréhender et de comprendre l'évolution de ces défauts et leurs comportements. Leur application sera détaillée dans la dernière partie de cette thèse, dédiée à la commande tolérante aux défauts à base d'un système d'inférence neuro flou, pour développer un système capable de détecter et de localiser les vibrations d'une turbine à gaz.

CHAPITRE III

MODELE DYNAMIQUE D'UNE TURBINE A GAZ A DEUX ARBRES

Un des défis majeurs de la modélisation des turbines à gaz est la détermination des réactions essentielles qui permettent de décrire ses comportements dynamiques avec les équations les plus simples possibles à exploiter pour l'élaboration des lois de contrôle de cette machine. Ce chapitre vise à déterminer des modèles linéaires autour des points d'équilibre dans une turbine à gaz à deux arbres pour montrer comment les méthodes de modélisation proposées peuvent être utiles pour la détermination de modèles robustes de turbines à gaz. Cette approche de modélisation sera utilisée lors de la dernière partie de cette thèse à la commande tolérante aux défauts à base d'un système d'inférence neuro flou de la turbine à gaz.

III.1. Introduction

Actuellement, le développement de modèles mathématiques pour la représentation et l'approximation de systèmes complexes non linéaires est un problème clé dans plusieurs disciplines de la science de l'ingénieur. En effet, la nécessité d'une compréhension approfondie des phénomènes physiques dans les systèmes industriels présente une importante restriction au niveau pratique lorsque le système concerné est complexe. En effet, la mise en œuvre des équations des lois régissant de tels systèmes conduit généralement à un modèle complexe de connaissance où sa mise en œuvre est difficile. Dans ce cas, l'utilisation de techniques de modélisation développées basées sur des mesures collectées du système d'entrée / sortie est requise, afin d'obtenir des caractéristiques satisfaisantes vis-à-vis de la tâche de diagnostic à accomplir.

Cependant, la modélisation de la turbine à gaz en utilisant des données réelles permet d'approximer les variables de ce système non linéaire sur la base d'une approche de linéarisation. Il est évident que l'avantage de cette approche est d'assurer la prédiction et la surveillance du comportement de la turbine à gaz pour évaluer son contrôle optimisé. Dans ce chapitre, les résultats obtenus sur la base de données réelles de mesures sur place permettent de comprendre et d'analyser les phénomènes interagissant dans le système de turbine à gaz et donc de pouvoir prédire son comportement dynamique.

Dans ce chapitre, nous nous présenterons le problème d'estimation paramétriques d'un modèle d'un processus dynamique en utilisant les observations réalisées sur les entrées et les sorties pendant une période bien déterminée [23, 25]. Une contribution est proposée à un thème industriel important en incluant des outils de linéarisation pour déterminer des modèles fiables pour ces systèmes en l'occurrence le système de turbine à gaz à deux arbres. A partir des bases de données et de l'historique de fonctionnement de cette turbine à gaz, les techniques de linéarisation ont été exploitées dans cette partie de thèse à partir d'un modèle d'état non linéaire autour d'un point de fonctionnement pour déterminer les fonctions et les variables impliquées dans les turbines à gaz. Ce modèle sera utilisé dans la synthèse de la commande tolérante aux défauts à base d'un système d'inférence neuro flou.

III.2. Identification des systèmes industriels

La connaissance des paramètres caractéristiques d'un système industriel sont très utile dans le domaine d'identification et modélisation de ces systèmes. En effet, la présentation réelle d'un procédé industriel est pratiquement impossible à déterminer. Il est alors nécessaire d'utiliser un modèle qui soit le plus représentatif possible de ce système. Dans ce travail, des méthodes d'identification qui permettent de

trouver un modèle de comportement dynamique d'une turbine à gaz est proposée, traduisant le plus fidèlement le système autour d'un point de fonctionnement.

Pour un système linéaire avec une entrée unique et une sortie unique, ce système est décrit par l'équation différentielle à coefficients constants suivante[36,70]:

$$\sum_{k_1=0}^{n_a-1} a_{k_1} \dot{y}^{(k_1)}(t) = \sum_{k_2=0}^{n_b} b_{k_2} \dot{u}^{(k_2)}(t) \quad (III.1)$$

Avec $y(t)$ est la réponse non bruitée du système, $u(t)$ est le signal d'entrée, n_a est le nombre de paramètres polynomial $A(q, p)$ et n_b est le nombre de paramètres polynomial $B(q, p)$.

Pour identifier ce système linéaire, possédant une entrée $u(t)$ et une sortie $y(t)$, on suppose qu'il est régi par une équation différentielle de degré n :

$$a_n \frac{d^n y}{dt^n} + \dots + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y(t) = b_m \frac{d^m u}{dt^m} + \dots + b_1 \frac{du}{dt} + b_0 u(t) \quad (III.2)$$

Nous appliquons la transformation de Laplace aux deux cotés de cette équation et en supposant que les différentes conditions initiales sont nulles, il vient alors:

$$a_n s^n Y(s) + \dots + a_1 s Y(s) + a_0 Y(s) = b_m s^m U(s) + \dots + b_1 s U(s) + b_0 U(s) \quad (III.3)$$

Soit :

$$\begin{aligned} [a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0] Y(s) &= [b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0] U(s) \\ \Rightarrow \frac{Y(s)}{U(s)} &= \frac{b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0} \end{aligned} \quad (III.4)$$

Cette fraction rationnelle à deux polynômes de variable complexe s est appelée fonction de transfert du système et communément notée

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (III.5)$$

Où $G(s)$ est l'opérateur de transfert du système, les polynômes $(b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0)$ et $(a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0)$ sont supposés être premiers entre eux et le système est supposé être asymptotiquement stable.

Pour cela, le modèle de système à identifier devient:

$$M(p^*) \mapsto \begin{cases} Y(t_k) = \overset{0}{Y}(t_k) + e(t_k) \\ \overset{0}{Y}(t_k) = G(s, \theta) U(t_k) \end{cases} \quad (III.6)$$

où $Y(t_k)$ représente l'amplitude du signal à temps continu $Y(t)$ à l'instant $t_k = k.T_e$, $\theta = [a_n s^n, \dots, a_0, b_m s^m, \dots, b_0]^T$ et le terme de perturbation est modélisé ici comme un bruit à temps discret à moyenne nulle noté $e(t_k)$ [21].

III.2.1. Approche de Laplace

L'approche de Laplace a été initialement proposée par Bellman et Astrom en 1970, dans le contexte de la modélisation biologique [16]. Après avoir éliminé l'état de la transformée de Laplace des équations précédentes (III.3 et III.4), on obtient

$$\begin{aligned} y_m(s, p) &= H_1(s, p)u(s) + H_2(s, p).x_0(p) \\ \Rightarrow \begin{cases} H_1(s, p) = C(p)[sI - A(p)]^{-1}B(p) + D(p) \\ H_2(s, p) = C(p)[sI - A(p)]^{-1} \end{cases} \end{aligned} \quad (III.7)$$

Où $y_m(s, p)$ est le vecteur des sorties du modèle correspondant à $y_m(s)$, $H_1(s, p)$ est la matrice de transfert d'un modèle avec les paramètres p , x est le vecteur d'état (de dimension du nombre de variables d'état), p est le vecteur de paramètres à estimer, s est opérateur de Laplace, A est la matrice d'état, B est la matrice de contrôle, C est la matrice d'observation et D est la matrice décrivant l'effet direct des entrées sur les sorties.

Il est toujours possible de régler les paramètres du modèle (III.7), afin de rendre le comportement d'entrée-sortie identique à celle du procédé en temps réel avec une condition que $M(p^*) = M(p)$, appelé identification structurelle, comme il est montré sur la Figure III.1. Le modèle identifié par l'approche structurelle avec $M(\hat{p}) = M(p^*)$ est donné par:

$$y_m(s, \hat{p}) - y_m(s, p^*) \equiv 0 \quad \forall s, u(s) \quad (III.8)$$

Avec \hat{p} est le valeur réelle de p et p^* est l'estimation de p associée à un optimum local d'une fonction de coût [23].

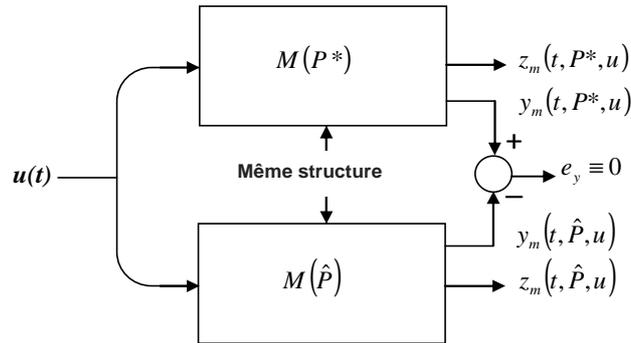


Figure III.1: Identification structurelle

III.2.2. Approche d'espace d'état

A partir de équations entrée sortie de système à identifier en boucle ouverte, comme il est montré sur la Figure III.2, le modèle d'espace d'état discret est représenté par la formulation suivante:

$$\begin{cases} x(t+1) = Ax(t) + Bu(t) + Fw(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + Gw(t) + v(t) \end{cases} \quad (\text{III.9})$$

Où $x(t)$ est le vecteur d'état, $u(t)$ est le vecteur de commande, $y(t)$ est le vecteur d'observation, $w(t)$ est une séquence de bruit blanc inconnue (bruit sur l'état du système) et le bruit de mesure $v(t)$, les matrices A, B, C, D sont les matrices du système représenté relativement à une certaine base de l'espace d'état.

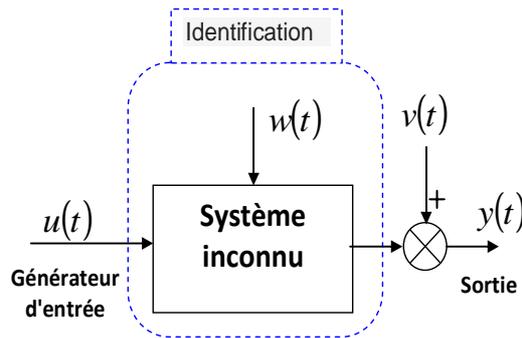


Figure III.2: Identification en boucle ouverte

Considérons un système linéaire MIMO à temps invariant, représenté par le modèle d'état suivant:

$$\begin{cases} x(t+1) = Ax(t) + Bu(t) + Ke(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + e(t) \end{cases} \quad (\text{III.10})$$

Où $e(t)$ symbolisent les bruits de système et de mesure

Pour commencer le processus d'identification, définissons d'abord les vecteurs:

$$u_f(t) = [u(t) \cdots u(t+f-1)]^T \in R^{fn_u} \quad (\text{III.11})$$

Parallèlement à ces vecteurs, nous définissons aussi les matrices suivantes :

$$H_f = \begin{pmatrix} D & 0 & \cdots & 0 \\ CB & D & & 0 \\ CAB & CB & D & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ CA^{f-2}B & \cdots & D \end{pmatrix} \quad G_f = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ C & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ CA^{f-2}B & C & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{III.12})$$

Enfin, la séquence d'état donne naissance à la matrice $(x_j, x_{j+1} \cdots x_{j+N-1})$ et la matrice d'observabilité Γ est définie par:

$$\Gamma_f = \begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{f-1} \end{pmatrix} \quad (\text{III.13})$$

A partir de l'équation récurrente (III.12), on obtient facilement, par substitutions successives sur un horizon temporel f , donnée par [97,108]:

$$\begin{cases} y_f(t) = \Gamma_f x_{j,N}(t) + H_f u_{f,j,N}(t) + v_{f,j,N}(t) \\ et \\ v_{f,j,N}(t) = G_f w_{f,j,N}(t) + e_{f,j,N}(t) \end{cases}, t \geq 1 \quad (\text{III.14})$$

III.3. Identification de modèle d'une turbine à gaz

La turbine à gaz sujet de notre application dans cette thèse, est une turbine à deux arbres. Les Figure III.3 et III.4 représentent respectivement le système de turbine à gaz à deux arbres et la structure générale de sa commande. La puissance de cette turbine est réglée en variant sa vitesse de rotation. Pendant sa phase de démarrage, un couple mécanique est nécessaire à l'entrée du compresseur. Elle est séparée

mécaniquement en deux sections; la section haute pression (HP) et la section base pression (BP). La première section (HP) fonctionne à une vitesse constante dans une plage de puissance bien déterminée et entraîne un compresseur axial. La deuxième section (BP) travaille avec des vitesses de rotation variables et peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la première section de la turbine à haute pression [18, 26]. L'objectif de cette partie consiste à l'identification paramétrique du modèle dynamique de la turbine à temps continu. Cette identification est de type boîte noire.

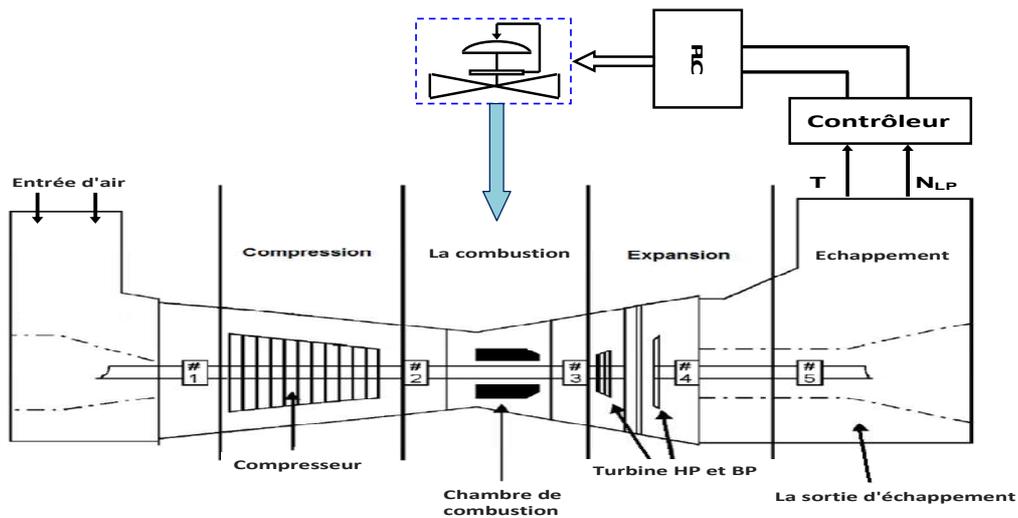


Figure III.3: Système de turbine à gaz à deux arbres

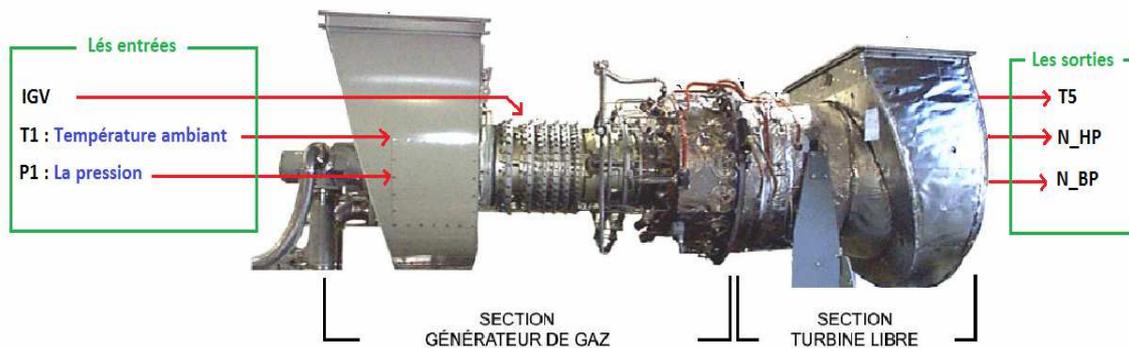


Figure III.4: Structure générale de commande d'une turbine à gaz à deux arbres

Les variables des entrées choisies pour cette identification sont la température ambiante T_1 , la pression d'aspiration P_1 montrée sur la Figure III.6 et IGV sont illustrées respectivement sur les Figure III.5, Figure III.6 et la Figure III.7. Les variables des sorties sont la température d'échappement T_5 , la vitesse

de la turbine HP (N_{HP}) et la vitesse de la turbine BP (N_{LP}). Les entrées des trois variateurs sont les variables consignes du système de turbine, sont données par:

$$u(t) = [T_1(t) \ P_1(t) \ IGV]^T \quad (III.15)$$

A partir des données réelles d'exploitation de cette machine, l'identification est faite avec les variables de sortie du système de turbine, donnée par:

$$y(t) = [T_5(t) \ N_{HP}(t) \ N_{LP}(t)]^T \quad (III.16)$$

Les données réelles d'exploitation de la turbine à gaz ont été explorées pour l'identification des paramètres de modèle dynamique de la turbine à gaz, avec 9000 échantillons recueillis à partir des mesures effectuées sur le système de turbine à gaz MS5002C.

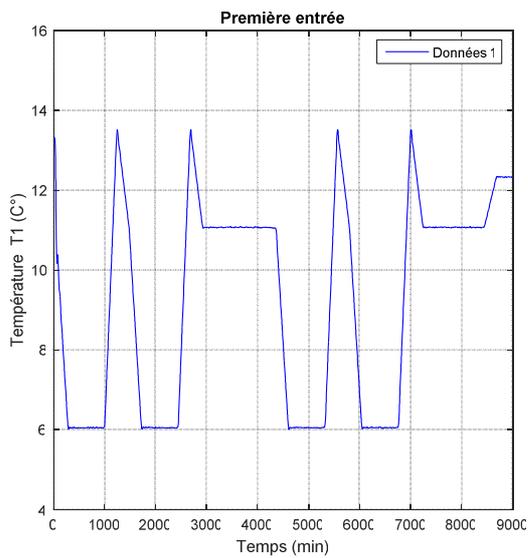


Figure III.5: Variable d'entrée température T_1

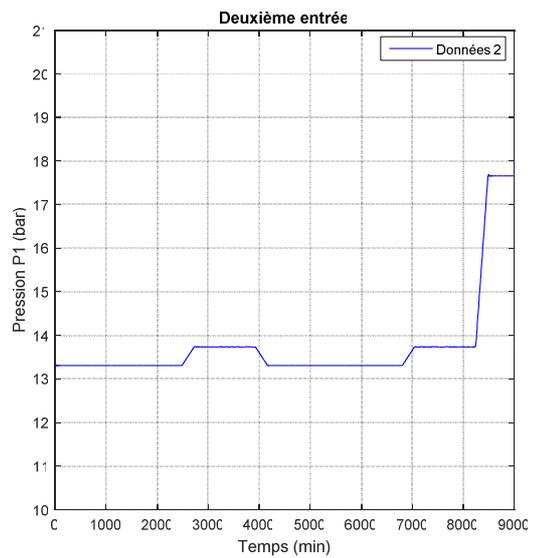


Figure III.6: Variable d'entrée pression P_1

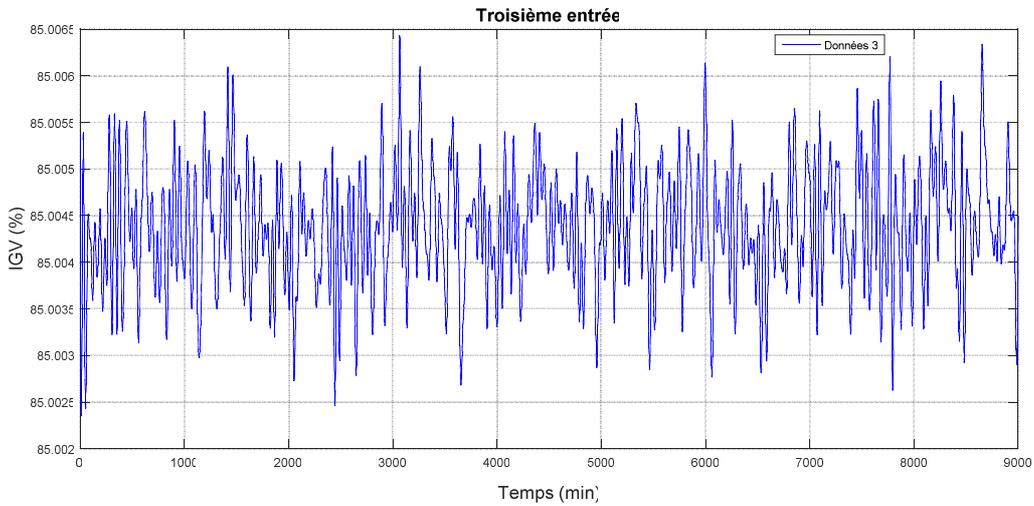


Figure III.7: Variable d'entrée *IGV*

L'identification des paramètres de modèle dynamique à été effectuée en boucle fermée, le premier sous modèle est considéré comme étant un système d'ordre 6 avec trois entrées et trois sorties, donnée par les matrices (A_c , B et C_c) qui présentent les résultats numériques d'estimation d'état de modèle de turbine HP et la Figure III.8 montre l'évolution de ces paramètres identifiés.

$$A_c = \begin{pmatrix} -0.0003331 & 0.0003919 & 9.247e-08 & 0.001041 & 0.00991 & 0.0002609 \\ 0.00162 & 0.00162 & -0.001035 & -0.001704 & -0.03348 & -0.01282 \\ -0.006529 & 0.009017 & -0.001708 & 0.02172 & 0.2331 & 0.01573 \\ 0.0009791 & -0.0003062 & 0.0001168 & -0.003307 & -0.02344 & 0.004487 \\ 0.003944 & -0.001725 & -0.004642 & -0.008616 & -0.0008632 & -0.008764 \\ 0.001972 & 0.001002 & -0.000369 & -0.007589 & -0.01768 & -0.002219 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -3.069e-05 & 0.001005 & 0.03664 \\ 0.0001347 & -0.002079 & -0.0902 \\ -0.001042 & 0.01734 & 0.8053 \\ 2.368e-05 & -0.001801 & -0.1075 \\ -0.000339 & 0.0001269 & -0.02483 \\ 8.182e-05 & -0.001747 & -0.06859 \end{pmatrix}$$

$$C_c = \begin{pmatrix} 1.852 & -301.7 & -95.72 & -488.3 & 13.22 & -23.23 \\ 4.193 & 0.7383 & 1.556 & 1.556 & -0.0835 & -0.733 \\ 3.182 & 955.7 & 296 & 1477 & -41.05 & 76.54 \end{pmatrix}$$

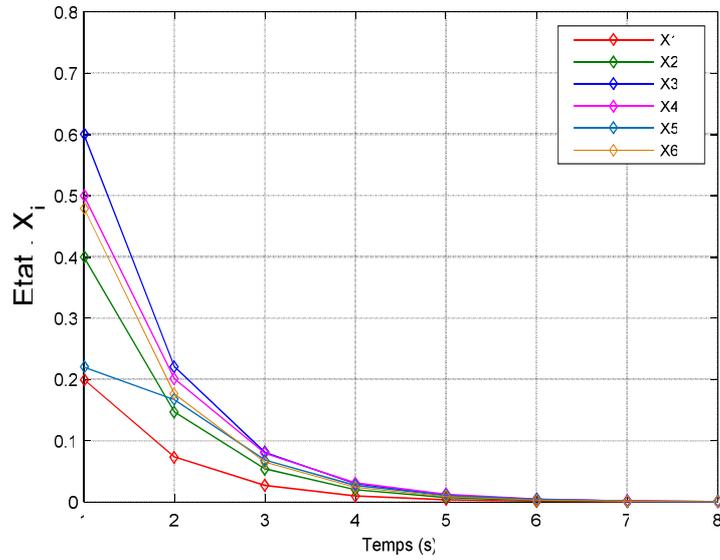


Figure III.8: Evolutions des paramètres identifiés

Le processus d'identification de différentes variables en l'occurrence la température T5, de la vitesse de rotation HP et la vitesse de rotation BP et ainsi que leur erreurs d'identification sont présentées respectivement dans les Figure III.9, Figure III.10, Figure III.11, Figure III.12, Figure III.13 et la Figure III.14.

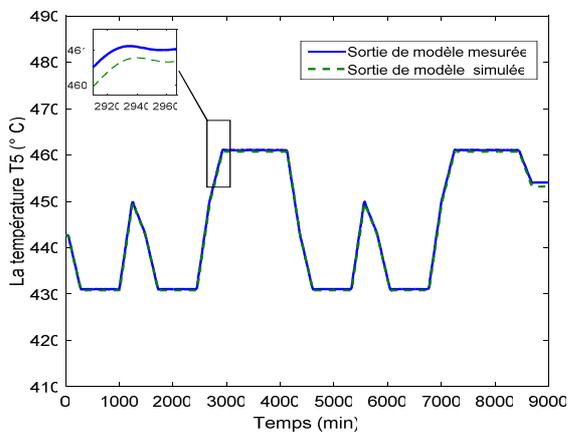


Figure III.9: Modèle de température T5

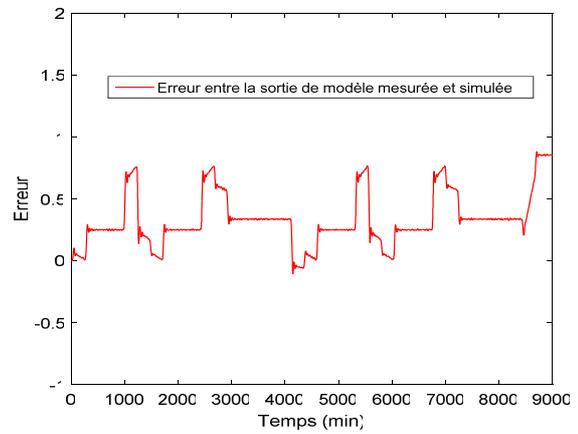


Figure III.10: Erreur d'identification (T5)

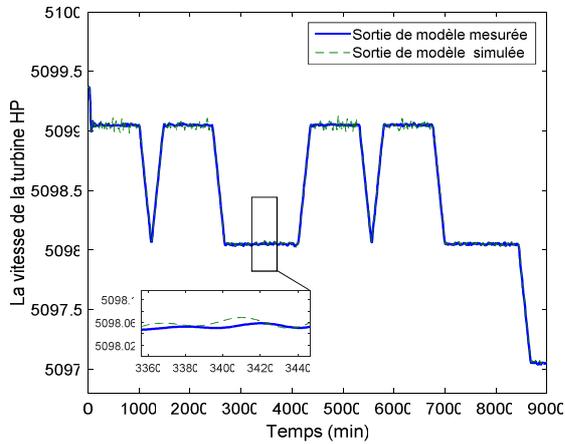


Figure III.11: Modèle de vitesse de rotation HP

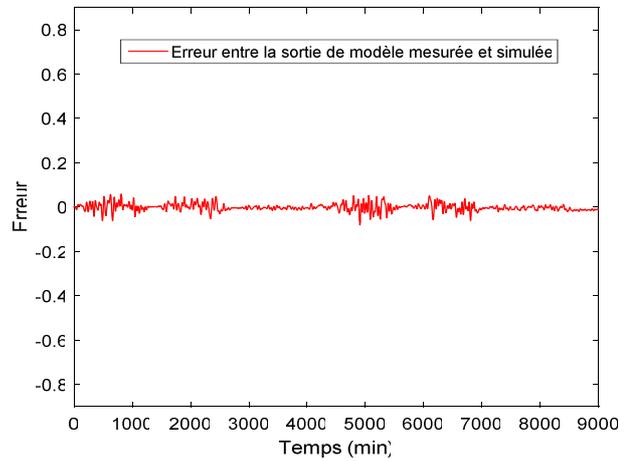


Figure III.12: Erreur d'identification de vitesse HP

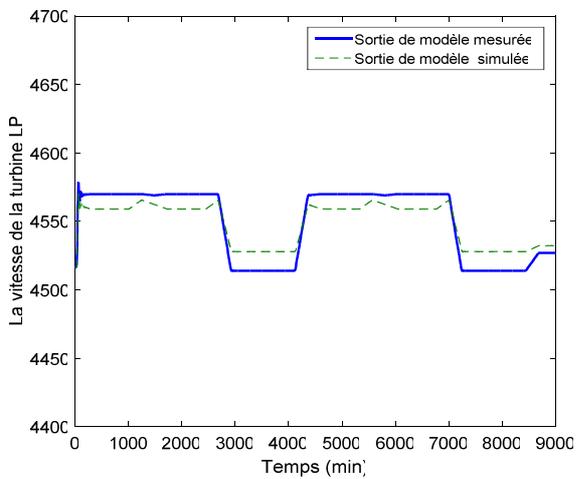


Figure III.13: Modèle de vitesse de rotation BP

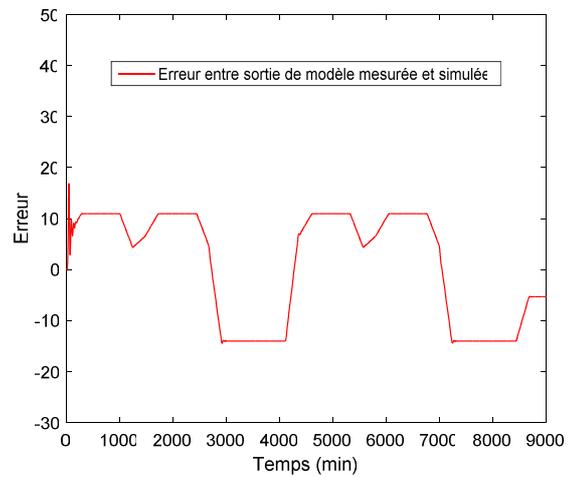


Figure III.14: Erreur d'identification de vitesse BP

Pour montrer la robustesse des modèles identifiés pour chaque variable de la turbine à gaz, le diagramme de Bode est représenté par la Figure III.15, avec un intervalle de la confiance (95%).

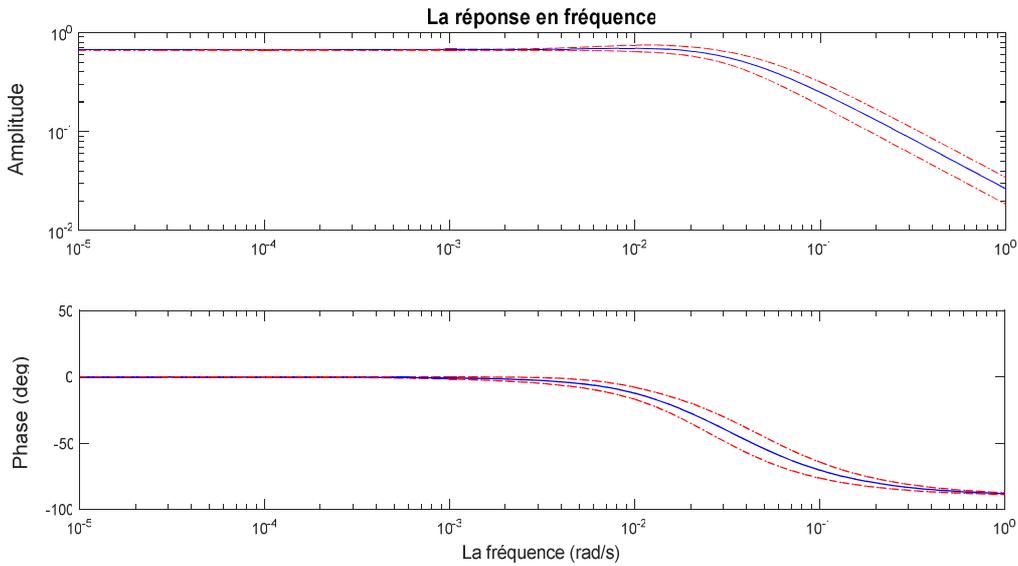


Figure III.15: Vérification de la robustesse par diagrammes de Bode

Il est à noter que les résultats d'identification obtenus sont les plus performants et les plus couramment utilisés et appréciés dans le domaine industriel. Ces résultats sont basés sur l'utilisation de données réelles pour définir les paramètres de modèles de système de turbine à gaz. Dans une optique de validation, par la suite, dans ce chapitre, les paramètres identifiés de la turbine à gaz seront utilisés dans la surveillance d'une turbine à gaz à haute performance basée sur une approche d'inférence neuro floue adaptatif.

III.4. Surveillance des turbines à gaz

Généralement, les turbines à gaz à rendement élevé sont composées de compresseur axial à étages multiples avec chambre de combustion [15,47]. Dans cette partie, les paramètres mathématiques du modèle de turbine à gaz sont utilisés avec le modèle de Rowen, pour turbines à gaz de grande puissance (HDGT) à deux arbres où elle est illustrée par la Figure III.16. Elle est essentiellement composée de deux parties: le rotor à deux arbres et son système de commande associé au système de carburant. Le système de commande a quatre fonctions; la régulation de vitesse, la partie de régulation de la température, la commande des gaz et les limites de carburant (supérieure et inférieure). Le modèle typique de Rowen est utilisé pour étudier la stabilité. Il est composé de trois boucles de régulation: le contrôle de vitesse, le contrôle de température et le contrôle d'accélération. Les performances de la turbine sont résumées dans le tableau III.1.

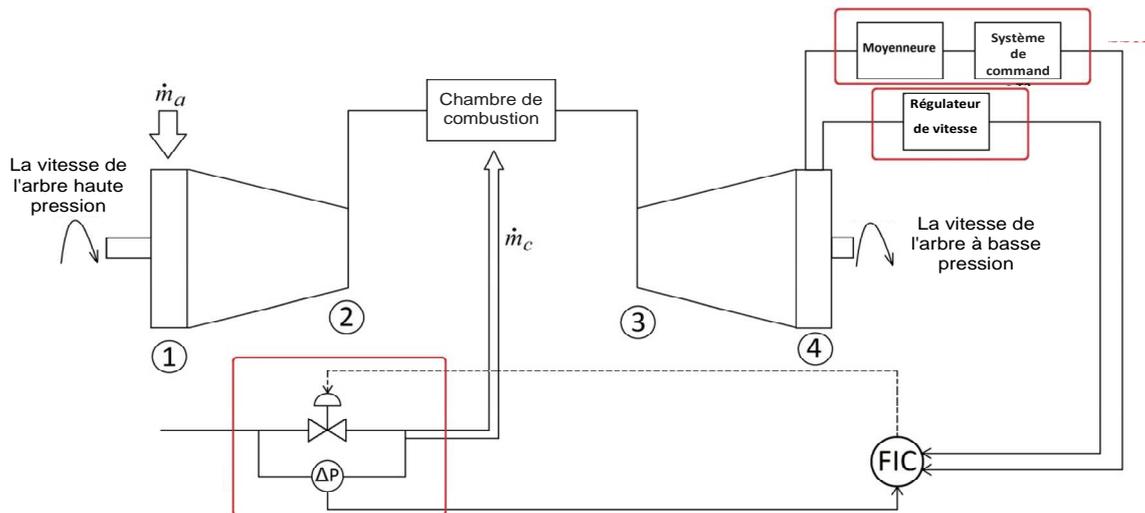


Figure III.16: Système d'une turbine à gaz de type bi-arbre

Modèle 7001B			
Vitesse	3000 RPM	Inertie	7.834 Kg.M ²
Nominale-TR	510 C°	Évaluation	157.7 MW
Couple	16.231 Kg.M	Fréquence nominale	50 Hz

Tableau III.1: Données de performances de turbine à gaz examinée

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton est montré sur la Figure III.17. Cette figure montre le diagramme entropique (T-s) d'un cycle idéal de Joule pour ce cycle. L'air est comprimé dans le compresseur de la turbine à gaz de la position 1 à la position 2, la chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3.

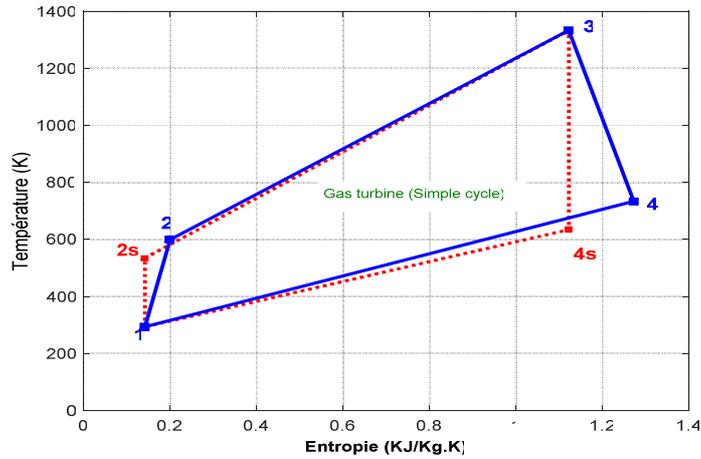


Figure III.17: Diagramme entropique (T-s) de cycle de Baryton

Après la compression, et comme la température est un processus isentropique, donc elle peut être calculée comme suit :

$$T_{2s(oc)} = T_{1(oc)} \times Z_{a(oc)} = 300.3 \times \left(11.3 \times \frac{537.3}{539} \right)^{0.285} = 325.81^\circ C \quad (\text{III.17})$$

Et la température du compresseur peut être calculée comme suit:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{Z_a - 1}{\eta_c} \right) = 598.7K \quad (\text{III.18})$$

Avec $\eta_c = \frac{325.81 - 27.3}{401.54 - 27.3} = 0.79$ et $Z_a = \frac{T_{2s}}{T_1} = R \left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right) = 11.3 \left(\frac{1.4 - 1}{1.4} \right) = 2.$

Lorsque la température de la turbine suit un processus isentropique, cette température est déterminée de la façon suivante :

$$T_{4s(oc)} = \frac{T_{3(oc)}}{Z_{g(oc)}} = \frac{1060 + 273}{\left(11.3 \times \frac{537.3}{539} \right)^{0.24}} = 744.69k = 471.69^\circ C \quad (\text{III.19})$$

La température d'échappement de la turbine sera très élevée et elle est calculée de la manière suivante :

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{Z_g} \right) \right) = 733.15 \quad (\text{III.20})$$

$$\text{avec } \eta_t = \frac{1060-539}{1060-471.69} = 0.885 \text{ et } Z_g = R \left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \right) = 11.3 \left(\frac{1.33-1}{1.33} \right) = 1.824.$$

La puissance d'entrée du compresseur est décrite par l'équation suivante:

$$Power = \dot{m} \times C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (III.21)$$

Et la puissance de sortie de la turbine haute pression HP est donnée par l'expression suivante:

$$Power = \dot{m} \times C_{pg} (T_3 - T_4) \quad (III.22)$$

Le couple par unité de puissance mécanique de la turbine à gaz étudiée est présenté comme suit:

$$P_G = \dot{m} \times [C_{pg} (T_3 - T_4) - C_{pa} (T_2 - T_1)] \quad (III.23)$$

Dans ce modèle de Rowen, on suppose un modèle linéaire par rapport à la vitesse de rotation, en appliquant la contrainte de vitesse de 95% à 100% de la vitesse nominale, la puissance de sortie unitaire est égale à:

$$P_{GP.U} = \frac{P_{Gn}(\text{mechanical power calculer})}{P_{Gn}(\text{Electrical power})} \quad (III.24)$$

$$P_{GP.U} = \frac{\dot{m}_n \times [C_{pg} (T_3 - T_4) - C_{pa} (T_2 - T_1)]}{P_{Gn}(\text{Electrical power})}$$

Ainsi, sur la base des équations (III.21), (III.22) et (III.24), la puissance de sortie par unité peut être calculée de la forme ci-dessous:

$$P_{GPU} = \frac{\dot{m}_n \times T1 \left\{ \left(1 - \frac{1}{Z_g} \right) C_{pg} \cdot \eta_t \left[1 + \left(\frac{Z_a - 1}{\eta_c} \right) \right] - C_{pa} \left(\frac{Z_a - 1}{\eta_c} \right) \right\} + \eta_{comb} \cdot \eta_t \cdot H \cdot \dot{m}_{fn}(t) \left(1 - \frac{1}{Z_g} \right)}{P_{Gn}(\text{Electrical power})} \quad (III.25)$$

$$\text{avec } \dot{m}_{fn}(t) = \dot{m}_{fn} \cdot \dot{m}_{fp.u}$$

Enfin, la puissance de sortie par unité est décrite par l'équation suivante:

$$P_{GPU} = A + B \cdot \dot{m}_{fp.u} \quad (III.26)$$

Les paramètres de la turbine sont calculés pour les conditions de fonctionnement nominales conformément au Tableau III.2.

Paramètres	Symbole	Unité	Valeur
Rapport de pression du compresseur	R	/	11.3
Débit massique de carburant	/	kg/sec	9.1
le pouvoir calorifique inférieur	LHV	kJ/kg	42532
Débit massique d'échappement	\dot{m}_n	kg/sec	508
Température des gaz d'échappement	TR	C	537.3
Fréquence nominale	F	Hz	50-60
Puissance électrique	P_{Gn}	MW	157.7
Efficacité (cycle simple)	η	%	34.7
La vitesse de la turbine	N	rpm	3000

Tableau III.2: Paramètres des turbines en conditions nominales de fonctionnement

Supposons que le HDGT fonctionne à la vitesse nominale, l'unité de couple de sortie (PU) et la puissance mécanique (PG) sont presque identiques ($A = -0.223$; $B = 1.221$; $\dot{m}_{fn} = 5.129 \text{ kg/s}$).

III.4.1. Modélisation du système de positionnement de soupapes de carburant

Le positionneur de vanne dans le HDGT déplace l'actionneur à une position de vanne correspondant à la valeur de point de référence. Le positionneur de vanne, sa connexion à l'actionneur de vanne et le système de soupape sont montrés sur la Figure III.18.

Le développement des équations de débit de carburant donné pour le modèle de Rowen simplifié est obtenu comme suit:

$$\dot{W}_f = \frac{K_3 P_v - W_f}{t_3} \quad (\text{III.27})$$

Lorsque P_v est par unité de commande de carburant consommée dans la chambre de combustion et qui est présentée par l'expression suivante:

$$\dot{P}_V = -\frac{1}{t_2} P_V + \frac{(1 - K_{NL})K_2}{t_2} V_{CE} + \frac{K_2}{t_2} K_{NL} - \frac{K_2 K_4}{t_2} W_f \quad (III.28)$$

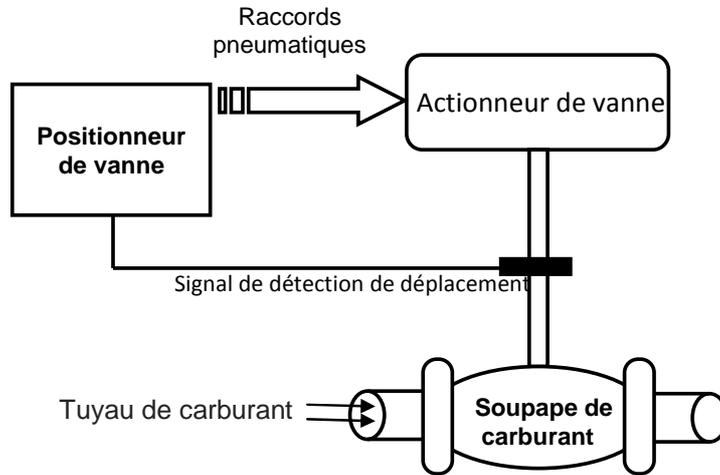


Figure III.18: Positionneur de vanne du HDGT

La représentation d'état est utilisée pour modéliser les composants du système d'alimentation en carburant en spécifiant un ensemble d'équations différentielles de premier ordre. Cette représentation facilite la modélisation du système de turbine à gaz, ce qui permet un traitement direct des variables de contrôle HDGT, avec un système de configuration fiable, comme le montre le schéma de la Figure III.19, où les équations différentielles de la turbine à gaz associée sont données par l'équation (III.29).

$$S \begin{bmatrix} P_V(s) \\ W_f(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{t_2} & -\frac{K_2 K_4}{t_2} \\ \frac{K_3}{t_3} & -\frac{1}{t_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_V(s) \\ W_f(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{(1 - K_{NL})}{t_2} & \frac{K_2}{t_2} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{CE} \\ K_{NL} \end{bmatrix} \quad (III.29)$$

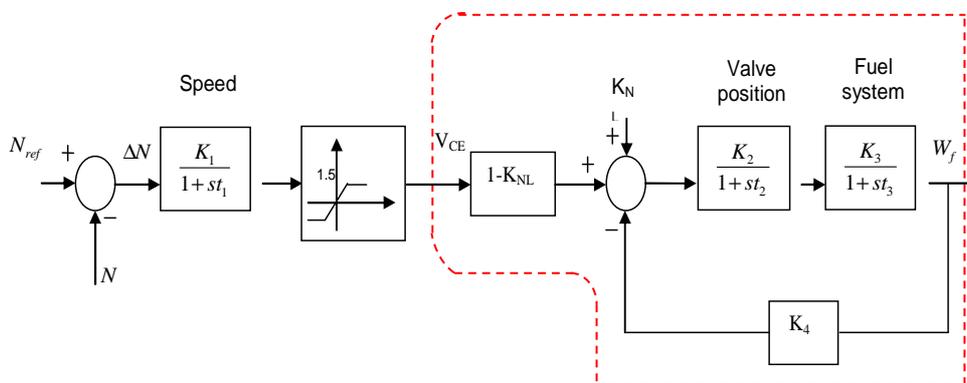


Figure III.19: Modèle de contrôle de la vitesse de la turbine à gaz

III.4.2. Résultats de surveillance de turbine à gaz HDGT

Dans cette section, les résultats obtenus seront présentés, le contrôle du système à turbine à gaz sera effectué en boucle fermée, le type de contrôle étant isochrone, les données de sortie et d'entrée du système dans des conditions de fonctionnement normales sont utilisées par unité de vitesse et de température sur le modèle de Rowen pour l'étude (HDGT). Les paramètres de ce modèle sont donnés dans le tableau III.3.

Paramètres	Valeur
paramètre de bouclier de rayonnement	0.85
Constante de temps du bouclier de rayonnement	12.2 s
Température d'échappement	537.3 °C
Signal de demande de carburant Limite (max K_{NL})	1.5
Signal de demande de carburant Min Limit (min K_{NL})	-1
$K_1 = 25; K_2 = K_3 = 1$	
$F1 : T_R - D(1 - \dot{m}_{fp.u}) + 0.6(1 - N)$	
$F2 : A + B \cdot \dot{m}_{fp.u} + 0.5(1 - N)$	
$TI = 15.64$	

Tableau III.3: Paramètres du modèle dynamique de turbine à gaz HDGT

Pour synthétiser le contrôleur à base de système d'inférence neuro floue adaptatif ANFIS, on aura besoin d'utiliser un réseau ANFIS ayant comme entrées (erreur Tx, erreur n) pour générer une sortie unique. Chaque entrée comporte trois ensemble flou type gaussienne. La Figure III.20 montre la surface de la configuration de contrôle ANFIS utilisée pour la commande des variables de turbine à gaz.

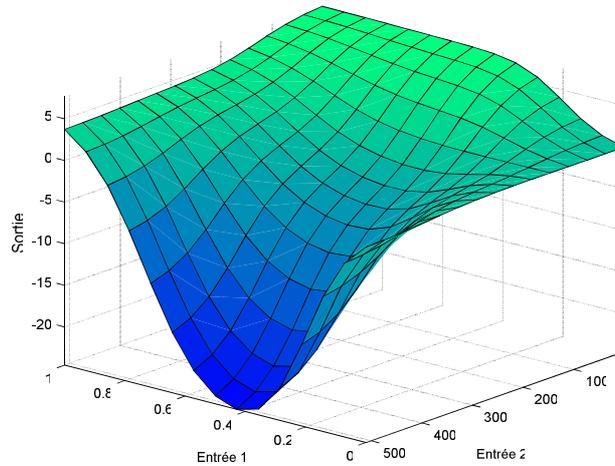


Figure III.20: Surface de sortie du modèle ANFIS pour surveillance de turbine à gaz HDGT

Les résultats obtenus pour la surveillance de turbine à gaz à haut rendement au phase de démarrage sont montrés sur les Figures III.21 et III.22, où la Figure III.21 illustre la variation de la vitesse de sortie et la Figure III.22 quant à elle montre la variation de l'échappement Température mesurée par le thermocouple installé sur la turbine à gaz (modèle Rowen).

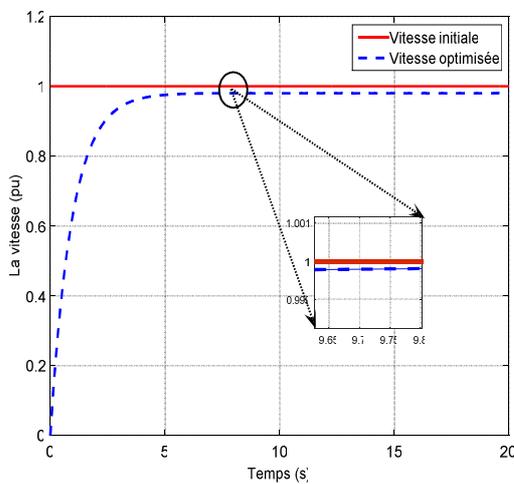


Figure III.21: Variation de vitesse de modèle de Rowen

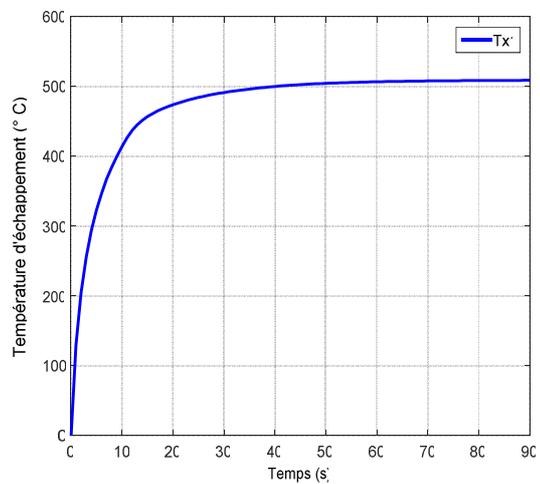


Figure III.22: Variation de la température d'échappement de modèle de Rowen

Dans le souci de validation de l'approche ANFIS, une comparaison avec un contrôleur PID a été réalisée, les réponses de cette comparaison sont représentées sur les Figures III.23 et III.24. L'amélioration de ces

réponses à été obtenue en imposant des performances souhaitées à 15% de la valeur de dépassement, sont montées sur les Figures III.25 et III.26. Les résultats ainsi obtenus décrivant le comportement (la modélisation) et le contrôle d'une turbine à gaz à haut rendement (HDGT) de type 157,7 MW.

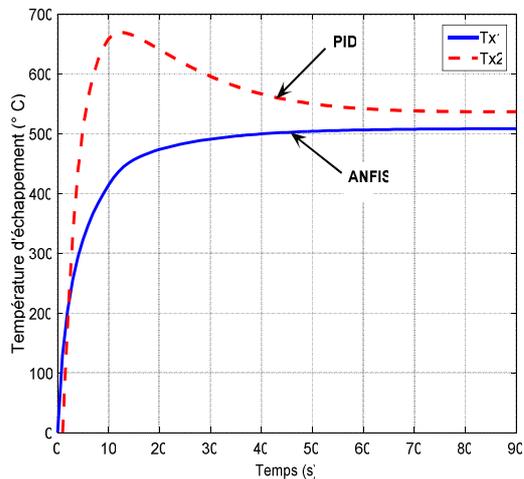


Figure III.23: Comparaison entre les régulateurs ANFIS et PID de température d'échappement

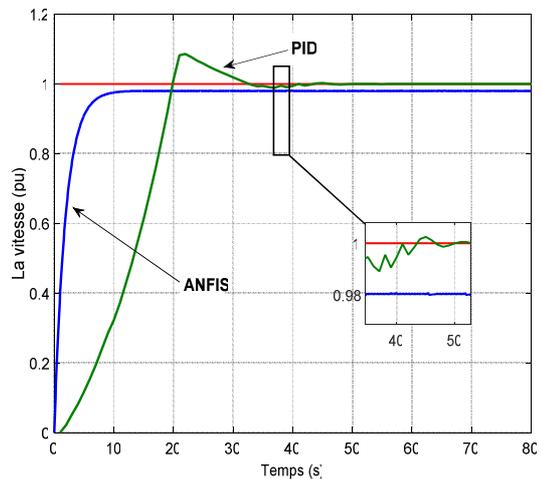


Figure III.24: Comparaison entre les contrôleurs ANFIS et PID de vitesse de rotation

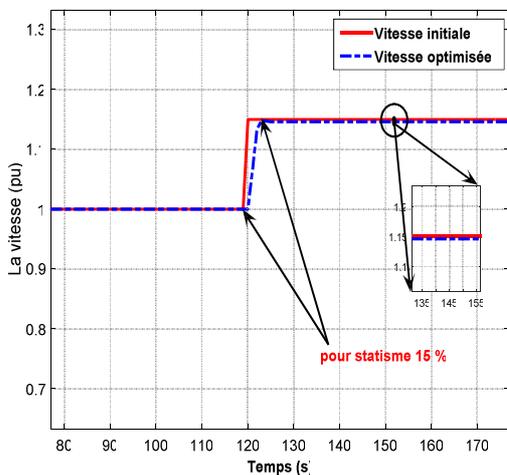


Figure III.25: La Variation de vitesse de modèle de Rowen après l'étape de vitesse 15%

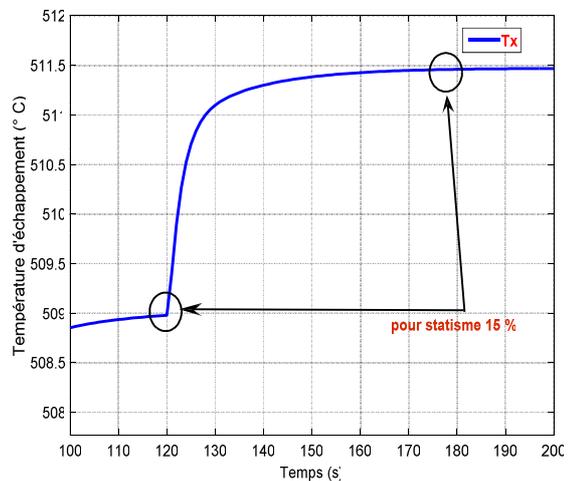


Figure III.26: La température d'échappement après l'étape de vitesse 15%

Pour améliorer l'efficacité des modèles proposés pour la turbine à gaz, une stratégie de linéarisation du modèle non linéaire de cette turbine à gaz avec deux arbres sera proposée dans la section suivante. En

effet, être en mesure de décrire et d'expliquer les différents phénomènes impliqués et intéressés par la dynamique des turbines a un grand impact dans la pratique.

III.5. Linéarisation dynamique du modèle de turbines à gaz à deux arbres

En réalité industrielle, une turbine à gaz est une machine à combustion interne qui utilise l'énergie de gaz de l'air, en convertissant l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique, elle est conçue pour extraire autant que possible, l'énergie du combustible. En effet, les turbines à gaz sont également appelées turbines à combustion, elles sont utilisées dans un large éventail d'applications, y compris la production d'énergie, la cogénération, la transmission du gaz naturel, ainsi que diverses applications des procédés industriels [12,98]. Ces turbines à gaz sont essentiellement composées de trois composants principaux: le compresseur, la chambre de combustion et la turbine de puissance. Dans cette partie, nous nous intéressons à la linéarisation du modèle de la turbine à deux arbres pour déterminer les modèles fiables permettant ainsi la description exacte du comportement dynamique de la turbine. En se basant des données et de l'historique de fonctionnement de cette turbine à gaz, les techniques de linéarisation ont été exploitées dans cette partie de thèse à partir d'un modèle d'état non linéaire autour d'un point de fonctionnement pour déterminer les fonctions et les variables impliquées dans le fonctionnement de cette turbine.

La modélisation de la turbine à gaz à partir des données réelles permet d'approximer les variables de ce système non linéaire sur la base d'une approche de linéarisation. Il est évident que l'avantage de cette approche est d'assurer la prédiction et la surveillance du comportement de la turbine à gaz pour évaluer son contrôle optimisé. Dans cette optique, les résultats obtenus sur la base de données réelles de mesure sur place permettent de comprendre et d'analyser les phénomènes interagissant dans le système de turbine à gaz et donc de pouvoir prédire son comportement dynamique.

III.5.1. Turbine à gaz à deux arbres MS 5002C

Une turbine à gaz à deux arbres se compose de deux turbines indépendantes, la première turbine (turbine haute pression) est fermement reliée au compresseur et aux entraînements, la deuxième turbine (turbine utile) n'est pas connectée à la turbine haute pression; Il produit la puissance de sortie mécanique du système comme le montre la Figure III.27.

Le principe de fonctionnement de ce type de turbine à gaz consiste en une première étape, dans une procédure de démarrage; le rotor de la turbine HP atteint 20% de la vitesse nominale de la turbine de détente. L'air aspiré par le compresseur est envoyé en utilisant des tuyaux à la chambre de combustion

où le carburant est chargé sous pression avec une étincelle à haute tension allumant le mélange de gaz carburant / air. Après l'allumage, l'injection de carburant dans les chambres de combustion se poursuit, en créant une flamme et en augmentant la vitesse du rotor de la turbine HP et du compresseur, de sorte que la pression de décharge du compresseur augmente.

La section de turbine de puissance produit la puissance de sortie d'arbre utilisable pour entraîner la charge. En outre, il fournit la puissance qui est utilisée pour conduire le compresseur et tous les accessoires du moteur.

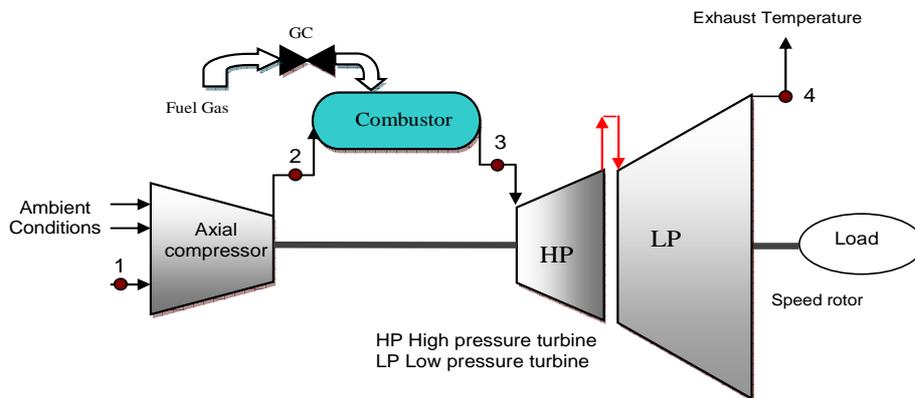


Figure III.27: Principe de fonctionnement de la turbine à gaz à deux arbres

Le cycle simple est le cycle de fonctionnement de base pour la plupart des turbines à gaz avec un rendement thermique de 15% à 42% qui est déterminé le rapport de rendement entre l'énergie utile fournie à l'arbre et l'énergie d'entrée. Les turbines à gaz à cycle simple sont généralement utilisées pour des applications de puissance d'arbre sans recouvrement de la chaleur des gaz de sortie.

Dans cette partie de travail, la linéarisation du modèle dynamique non linéaire de la turbine à gaz à deux arbres de type MS5002C montré sur la Figure III.28 est proposée. La stratégie de linéarisation adoptée permet d'obtenir des modèles linéaires autour des points de fonctionnement qui peuvent être utilisés pour le contrôle ou la supervision de ce système industriel complexe. Les données expérimentales réelles obtenues à partir du système de turbine à gaz sur site sont utilisées pour la détermination du modèle dynamique linéaire (LDM) du système présenté. Les caractéristiques opératoires spécifiques de la turbine à gaz étudiée sont données respectivement dans le tableau III.4 et le tableau III.5.

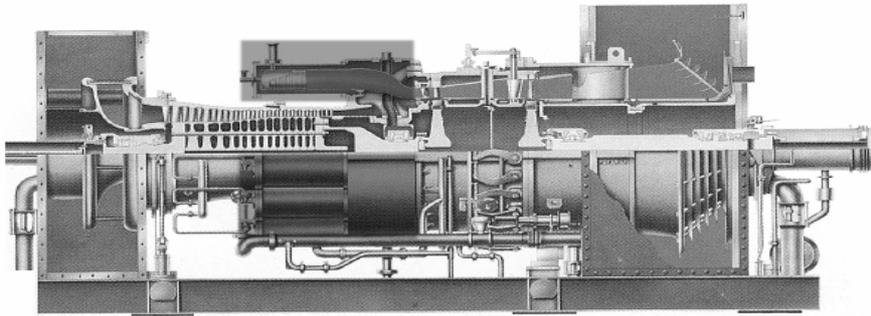


Figure III.28: Turbine à gaz MS5002C

Série de la turbine à gaz	Ms- 5002C LHE
Performance de base	38000 hp- condition ISO
Température d'entrée	59 F
Pression d'échappement	14.7 PSI
Nombre d'étages du compresseur	16
Type de compresseur	Débit axial, grande capacité
Nombre d'étages de turbine	Deux arbres
Cycle	Simple
Vitesse d'arbre	5100 rpm high-P and 4903 rpm low-P
Commande	Mark VI SPEEDTRONIC
Type d'opération	Continue

Tableau III.4: Paramètres du modèle dynamique de la turbine à gaz MS5002C

Turbine 360 MT 301A					
Nombre total d'heures de fonctionnement de la machine (h)	Nombre de démarrages / arrêts (h)	Nombre de trips (h)	Nombre total d'heures de fonctionnement en un mois (h)	En fonctionnement (%)	Observation
39236.2	451	346	744	100	en service

Tableau III.5: Spécifications d'exploitation de la turbine à gaz MS5002C

La Figure III.29 montre la fonction de variation de la puissance de la turbine de la température ambiante et la Figure III.30 présente la fonction de variation de la pression de décharge du temps. Il est clair que lorsque la pression augmente, le rotor de la turbine BP commence à tourner et la vitesse de rotation des deux arbres augmente jusqu'à la vitesse de fonctionnement.

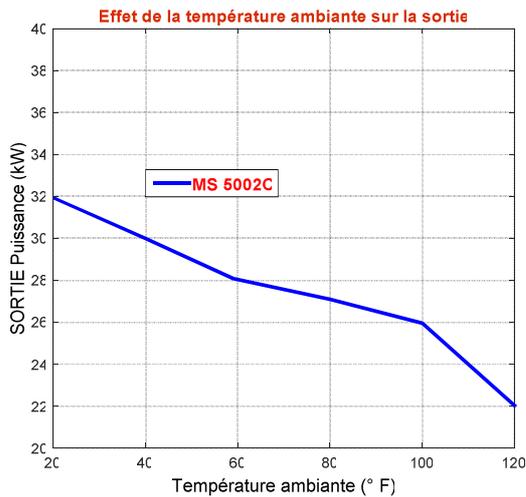


Figure III.29: Variation de la puissance de la turbine par rapport à la température ambiante

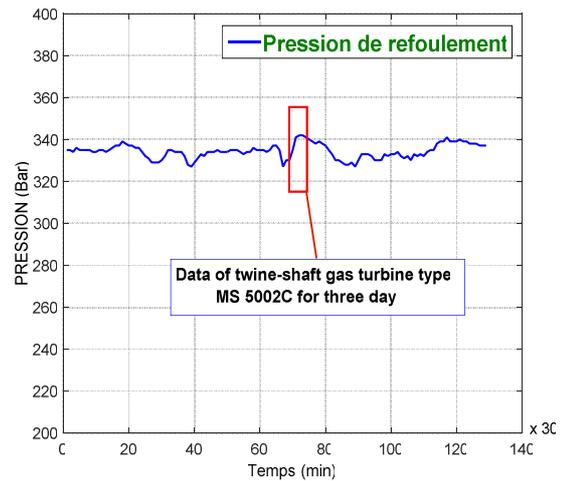


Figure III.30: Variation de pression de refoulement

La réponse temporelle de la variation de la température d'échappement et de la pression de réinjection de la turbine est représentée sur la Figure III.31, sur cette figure, on peut constater lors de l'ouverture de (ROD 08) une fuite est créée au compresseur provoquant une diminution de pression. Cependant, la puissance produite est maintenue constante grâce à la vanne de contrôle du gaz combustible (IGV).

Cependant il est important de noter que la température d'échappement subit une petite variation où la valeur maximale est maintenue constante. La Figure 6 présente la variation de température ambiante en fonction du temps, cette température varie pratiquement entre 20 ° C et 45 ° C à la station Hassi Messaoud où se trouve la turbine à gaz MS 50002C concernée. Cette variation est compensée par le changement de puissance de sortie de la turbine à gaz étudiée entre 29,8 kW et 32 kW, comme il est montré sur la Figure III.32.

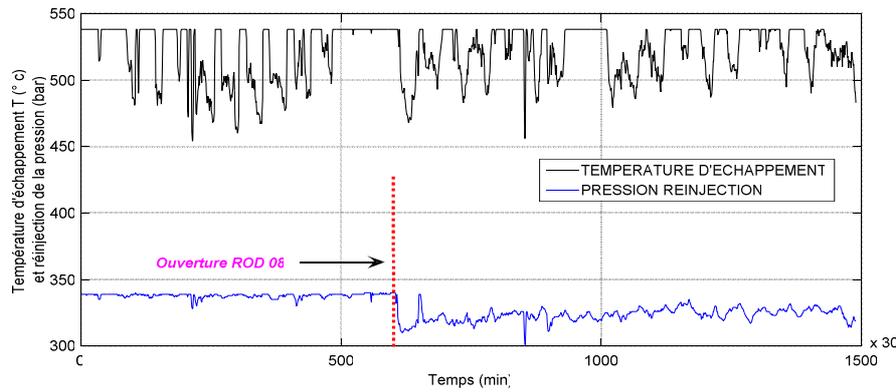


Figure III.31: Variation de la température d'échappement et de la réinjection sous pression

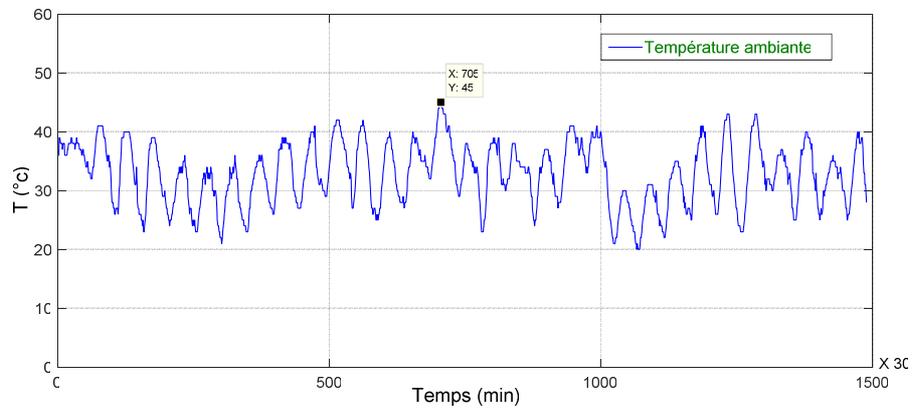


Figure III.32: Température ambiante de la station de compression de gaz

Pour appliquer les techniques de linéarisation proposées dans cette partie, il faut analyser le modèle thermodynamique du système étudié qui doit être pris en compte en raison de son importance pour la réalisation de la technique proposée. En effet, le modèle thermodynamique peut être divisé en deux parties principales: la partie statique et la partie dynamique non linéaire. Par conséquent, pour obtenir le modèle dynamique linéaire (LDM) du modèle thermodynamique, les caractéristiques des différentes composantes du modèle dynamique doivent être étudiées sur la base d'un modèle mathématique précis. Ceci peut être réalisé en suivant la méthodologie présentée sur la Figure III.33.

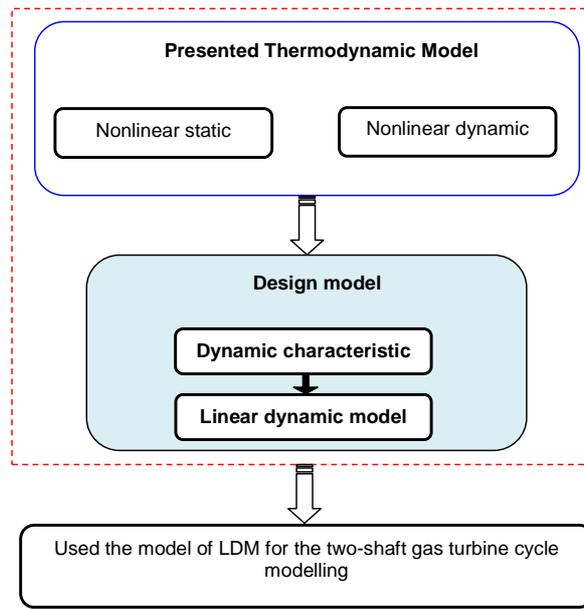


Figure III.33: Méthodologie de linéarisation de modèles non linéaires

L'obtention d'un modèle linéaire de la turbine à gaz permet de simplifier l'analyse du comportement dynamique de ce système et donc de concevoir ses stratégies de contrôle et de surveillance.

III.5.2. Modélisation des turbines à gaz

Les problèmes complexes du modèle rendent les possibilités de contrôle dans le cas pratique très limitées, et parfois impossibles. Le but de cette partie est de déterminer le modèle linéaire de la turbine à gaz MS5002C à partir d'approximations autour des points d'équilibre de cette machine. Par conséquent, la phase de conception de ce modèle utilise les dérivées d'un modèle non linéaire basée sur des modèles dynamiques et statiques de cette turbine. Le modèle statique non linéaire est représenté par la relation entre le flux d'air, de gaz et de carburant dans la chambre de combustion, comme suit:

$$W_g - W_a - W_f = 0 \quad (III.30)$$

Où W_a , W_g , et W_f sont les flux d'air, de gaz et de carburant respectivement.

Pour la détermination des points d'équilibre thermique dans la chambre de combustion et Tuyère d'échappement, on utilise les équations suivantes:

$$\begin{cases} W_n - W_g = 0 \\ C_{pa} T_c^* W_a + H_u \eta_g W_f - C_{pg} T_g^* W_g = 0 \\ C_{pg} T_t^* W_g - C_{pg} T_n^* W_n = 0 \end{cases} \quad (III.31)$$

Où W_n est le débit de la Tuyère, C_{pa} est la chaleur spécifique de l'air, T_c est la température intérieure du compresseur, H_u est la faible valeur calorifique du combustible, η_g est l'efficacité de la combustion du combustible, C_{pg} est la chaleur spécifique des gaz de combustion, T_g est la température du gaz, T_t est la température intérieure de la turbine et T_n est la température de la buse.

Avec la relation de l'équilibre de puissance:

$$\eta_{mech} \cdot N_t - N_c = 0 \quad (III.32)$$

Où η_{mech} est l'efficacité mécanique et N est la puissance.

Le comportement non linéaire de la turbine est représenté par la relation entre le débit d'air, le gaz d'écoulement de gaz et la variation de pression dans la chambre de combustion [30, 34 et 35]. L'équation linéaire pour le modèle dans la chambre de combustion est décrite par l'équation de conservation de masse simplifiée suivante:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dv\rho}{dt} = v \frac{d\rho}{dt} = W_g - W_a - W_f \quad (III.33)$$

Où $\frac{pV}{T} = mR$ (avec ρ est la densité, m est la masse en kg, v est le volume et R est la constante restante qui doit être unique pour chaque gaz).

La linéarisation de la densité de gaz dans la chambre de combustion est donnée par l'équation suivante:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \rho}{\partial p} P_g^* + \frac{\partial \rho}{\partial T_g} T_g^* \right] = \frac{1}{R} \left[\frac{1}{T_g^*} \dot{P}^* - \frac{P_g^*}{T_g^{*2}} \dot{T}^* \right] \quad (III.34)$$

A partir des deux équations (III.33) et (III.34), l'équation d'état régissant la chambre de combustion est donnée comme suit:

$$(W_g - W_a - W_f) = v/R \left[\frac{1}{T_g^*} \dot{P}^* - \frac{P_g^*}{T_g^{*2}} \dot{T}^* \right] \quad (III.35)$$

L'équation de la rotation de l'arbre de la turbine à gaz est exprimée par la formule générale:

$$\dot{P}_g^* = \frac{P_g^*}{T_g^*} \dot{T}_g^* + \frac{RT_g^*}{v_{comb}} (W_a + W_t - W_g) \quad (III.36)$$

De plus, l'équation de la pression des buses d'échappement est simplifiée par le modèle suivant:

$$\begin{cases} (W_g - W_n) = v_n / R \left[\frac{1}{T_n^*} \dot{P}_n^* - \frac{P_n^*}{T_n^{*2}} \dot{T}_n^* \right] \\ \dot{P}_n^* = \frac{P_n^*}{T_n^*} \dot{T}_n^* + \frac{RT_n^*}{V_n} (W_g - W_n) \end{cases} \quad (\text{III.37})$$

Le modèle linéaire représentant les variations de température dans le système à turbine à gaz est réalisé en plusieurs étapes. La conservation de l'équilibre intérieur de l'énergie est donnée comme suit [35, 30]:

$$\frac{dU^*}{dt} = C_{pa} T_c^* W_a + H_u \eta_g W_f - C_{pg} T_g^* W \quad (\text{III.38})$$

Cette énergie interne est utilisée pour transformer l'équation de conservation d'énergie comme suit:

$$\frac{dU^*}{dt} = C_v \frac{d}{dt} (T^* m) = C_v T^* \frac{dm}{dt} + C_v m \frac{dT^*}{dt} \quad (\text{III.39})$$

Enfin, en combinant les équations (III.38) et (III.39), la représentation d'état de la variation de température est obtenue de la façon suivante:

$$\dot{T}_g^* = \frac{1}{C_v m_c} \left[(C_{pa} T_c^* W_a + H_u \eta_g W_f - C_{pg} T_t^* W_g) - C_v T_g^* (W_a + W_t - W_g) \right] \quad (\text{III.40})$$

Sur la base des équations (III.39) et (III.40), l'expression simplifiée de la température de la buse d'échappement est décrite par l'équation suivante:

$$\begin{cases} \frac{dU^*}{dt} = C_{pg} T_t^* - C_{pg} T_n^* W_n \\ \dot{T}_n^* = \frac{1}{C_v m_n} \left[(C_{pg} T_t^* W_g - C_{pg} T_n^* W_n) - C_v T_n^* (W_g - W_n) \right] \end{cases} \quad (\text{III.41})$$

Dans le cas général, les caractéristiques dynamiques sont des équations représentant les propriétés non linéaires du système de turbine à gaz; ces caractéristiques dynamiques sont obtenues à partir de données expérimentales utilisant la méthode de modélisation proposée. Les modèles du flux de carburant W_f et la vitesse de l'arbre n sont obtenus en utilisant la dérivée de la vitesse d'arbre; Ils sont décrits par l'équation suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{n} = K(n) (W_f - W_f^{st}(n)) \\ \text{With :} \\ \Delta W_f = W_f - W_f^{st}(n) \end{array} \right. \quad (\text{III.42})$$

Où n est la vitesse de l'arbre, W_f est le débit de carburant, W_f^{st} est le débit de carburant statique, Δ est l'écart par rapport à la valeur moyenne et K est le coefficient d'impact non linéaire défini à partir de la dynamique.

III.5.3. Linéarisation du modèle non linéaire de la turbine à gaz

Pour les modèles dynamiques linéaires, la série de Taylor est utilisée avec l'identification des paramètres du modèle à partir des observations des entrées et des sorties du système [27,59]. Sur la base de la structure du modèle de turbine à gaz, la représentation d'état prend la forme suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x} = A(t)x + B(t)u \\ y = C(t)x + D(t)u \end{array} \right. \quad (\text{III.43})$$

Ce modèle d'état est représenté par deux équations différentielles du premier ordre ; $\dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2)$ et $\dot{x}_2 = f_2(x_1, x_2)$, avec $x_0(x_{10}, x_{20})$ un point d'équilibre dans le système non linéaire, la fonction f_1 et f_2 sont supposés être continuellement différentiables. L'expansion utilisant la série mathématique Taylor autour du point d'équilibre (x_{10}, x_{20}) est obtenu comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = f_1(x_{10}, x_{20}) + a_{11}(x_1 - x_{10}) + a_{12}(x_2 - x_{20}) \\ x_2 = f_2(x_{10}, x_{20}) + a_{21}(x_1 - x_{10}) + a_{22}(x_2 - x_{20}) \end{array} \right. \quad (\text{III.44})$$

$$\text{Où } A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \left. \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix} \right|_{x=x_0} = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0} \quad \text{et} \quad B = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\substack{x=x_0 \\ u=u_0}} .$$

Pour estimer les paramètres des modèles linéaires dynamiques (LDM), on utilise le modèle statique. L'inertie de rotation du rotor est le facteur important d'accumulation d'énergie qui détermine le comportement dynamique du système. La structure du modèle linéaire dynamique dans l'espace d'état est donnée par l'équation suivante :

$$\begin{cases} \Delta \dot{X} = A\Delta X + B\Delta U \\ \Delta Y = C\Delta X + D\Delta U \end{cases} \quad (III.45)$$

Où $\begin{cases} \Delta X = [\Delta n_1, \Delta n_2, \dots, \Delta n_r]^T \\ \text{with: } \Delta X = X - X_0 \end{cases}$ est le vecteur d'état, $\begin{cases} \Delta U = [\Delta u_1, \Delta u_2, \dots, \Delta u_m]^T \\ \text{with: } \Delta U = U - U_0 \end{cases}$ est le vecteur d'entrée et

$\begin{cases} \Delta Y = [\Delta y_1, \Delta y_2, \dots, \Delta y_s]^T \\ \Delta Y = Y - Y_0 \end{cases}$ est le vecteur de sortie.

Les variables d'état du modèle de turbine à gaz à deux arbres sont $\Delta n_{LP}, \Delta n_{HP}, \Delta T_c^*, \Delta T_t^*, \Delta T_{comb}^*, \Delta W_a, \Delta F, \Delta P_t^*, \Delta P_{c.HP}^*$ et le facteur de régulation du débit de carburant ΔW_f . La structure du modèle est donnée par l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \Delta \dot{n}_{LP} &= -\frac{1}{L_{eng}} \Delta n_{LP} + \frac{K_{eng}}{L_{eng}} \Delta W_f \\ \Delta \dot{n}_{HP} &= -\frac{1}{L_t} \Delta n_{HP} + \frac{K_t}{L_t} \Delta W_f \end{aligned} \quad (III.46)$$

Où $\Delta n_{LP} = K \times \Delta n_{HP}$; $K_{eng} = \frac{\partial n_{LP}}{\partial W_f^{st}}$ et $K_t = \frac{\partial n_{HP}}{\partial W_f^{st}}$, avec n est la vitesse de l'arbre, L_{eng} est la constante de temps de la machine, L_t est la constante de temps pour la turbine .

Le modèle linéaire est obtenu par linéarisation sur la base de la représentation en série de Taylor. La représentation de l'espace d'état est donnée par l'équation suivante :

$$\frac{d}{dt} \Delta X = f(\Delta X, \Delta \mu, t) \quad (III.47)$$

Considérons les variables d'état suivante : $\Delta x_1 = \Delta n_{LP}$ and $\Delta x_2 = \Delta n_{HP}$

L'équation finale de l'espace d'état de la turbine avec deux arbres peut être exprimée par l'équation suivante:

$$\frac{d}{dt} \Delta X = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (III.48)$$

La matrice Jacobienne de la fonction de la turbine à gaz est donnée par :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L_{eng}} & -\frac{K}{L_{eng}} \\ -\frac{1}{K.L_t} & -\frac{1}{L_t} \end{bmatrix} \Big|_{x=x_0} = \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{x=x_0} \quad (III.49)$$

$$\text{Où } A = \begin{bmatrix} -0.324 & 1.56 \\ 0.39 & -2.23 \end{bmatrix}, \quad B = \frac{\partial f}{\partial u} \Big|_{\substack{x=x_0 \\ u=u_0}} = \begin{bmatrix} \frac{K_{eng}}{L_{eng}} \\ \frac{K_t}{L_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 8144.0 \\ 3706.0 \end{bmatrix}.$$

Enfin, les coefficients de la dynamique linéaire du modèle présenté par l'équation (46) sont obtenus comme suit :

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \Delta \dot{n}_{LP} \\ \Delta \dot{n}_{HP} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.324 & 1.56 \\ 0.39 & -2.23 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 8144.0 \\ 3706.0 \end{pmatrix} \Delta Wf \\ \begin{pmatrix} \Delta T_{comb}^* \\ \Delta T_t^* \\ \Delta P_t^* \\ \Delta P_{c,HP}^* \\ \Delta T_c^* \\ \Delta W_a \\ \Delta F \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.00044 & 0.01 \\ -0.0098 & 0.01 \\ 0.00011 & 0.000018 \\ -0.0015 & 0.0027 \\ 0.025 & 0.012 \\ 0.0034 & 0.0001 \\ 0.3 & 0.044 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 555.00 \\ 459.00 \\ 0.6700 \\ 3.0000 \\ 34.000 \\ -0.034 \\ 1791.0 \end{pmatrix} \Delta Wf \end{cases} \quad (III.50)$$

Où Δ est l'écart par rapport à la valeur moyenne, F est la force, Wf est le carburant de flux, T_{comb} est la température de la chambre de combustion, T_t est la température de la turbine, P_t est la pression d'échappement de la turbine, $P_{c,HP}$ est la variation de la pression d'entrée de la turbine au niveau du compresseur, T_c est la température interne du compresseur et W_a est le flux d'air.

III.6. Résultats des applications

Pour rappel, l'objectif de cette partie est d'identifier et de modéliser la dynamique d'une turbine à gaz à deux arbres, à partir de données expérimentales obtenues sur site. L'idée est de linéariser le comportement non linéaire du systèmes de turbine à gaz en utilisant les techniques de linéarisation mathématique. C'est dans le contexte d'une gestion efficace de ce système basé sur l'utilisation des

modèles obtenus dans leur stratégie de contrôle. Les modèles dynamiques linéaires de la turbine à gaz MS 5002 sont obtenus en modélisant les entrées et les sorties de ce système industriel.

La Figure III.34 montre la variation du débit gazeux basée sur le modèle dynamique linéaire obtenu. Suite à ce résultat, le débit est élevé en raison des fuites de gaz au niveau du compresseur, Il augmente pour maintenir la température d'échappement stable. Pour estimer les paramètres des modèles linéaires dynamiques proposés des différentes variables manipulées qui sont représentés sur les Figures III.34 jusqu'au III.43, l'écart sur la moyenne du flux de carburant ΔW_f est donné par l'équation (III.38) est utilisée dans ce modèle pour calculer les différences pour chaque variable manipulée.

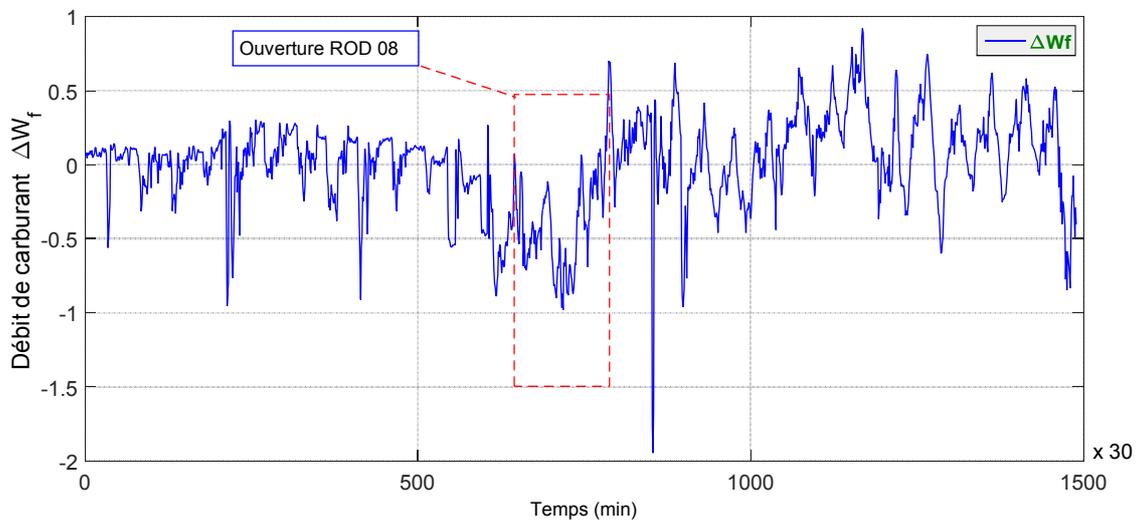


Figure III.34: Variation du débit d'aspiration de gaz ΔW_f

La variation de température dans la chambre de combustion est représentée sur la Figure III.35, elle est considérée comme étant la première sortie du système ΔT_{comb}^* dans l'intervalle de temps [0 min 44 640 min]. Etant donné que le débit de gaz de réinjection est élevé, la température est également élevée. La Figure III.36 représente la variation de température de turbine qui présente la seconde sortie du système $\Delta T_t^*(K)$, une température de pointe $\Delta T_t^*(K)$ peut être vue au temps 780 min, elle est due à l'augmentation du flux gazeux régénératif puis cette variation est ramenée à sa valeur initiale.

La Figure III.37 présente la troisième sortie de système, qui est la variation de la pression de décharge de la turbine $\Delta P_t^*(kPa)$, cette pression est élevée en raison de l'augmentation du débit de gaz régénératif dans le système de turbine à gaz. La variation de la pression d'entrée de la turbine à l'étage du compresseur est représentée sur la Figure III.38, cette variation représentant le modèle linéaire du

quatrième sortie de système $\Delta P_{c.HP}^*$ (kPa). La variation de température du compresseur ΔT_c^* (K) est représentée sur la Figure III.39, cette variation représente le modèle linéaire de la cinquième sortie du système.

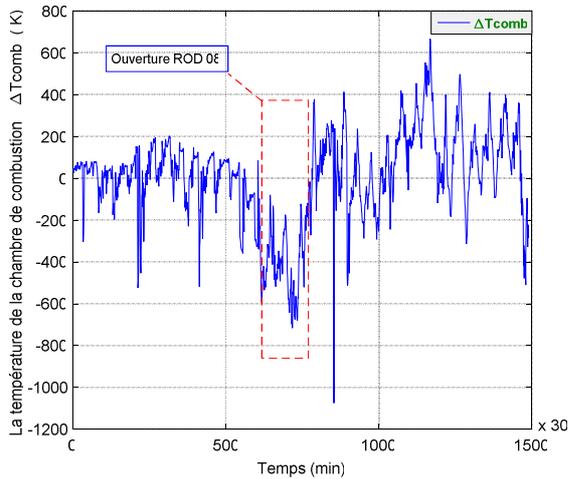


Figure III.35: Variation de température dans la chambre de combustion ΔT_{comb}^* (K)

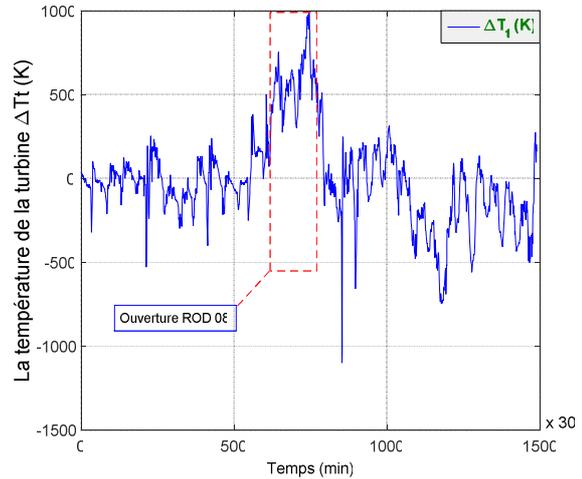


Figure III.36: Variation de la température intérieure de la turbine ΔT_t^* (K)

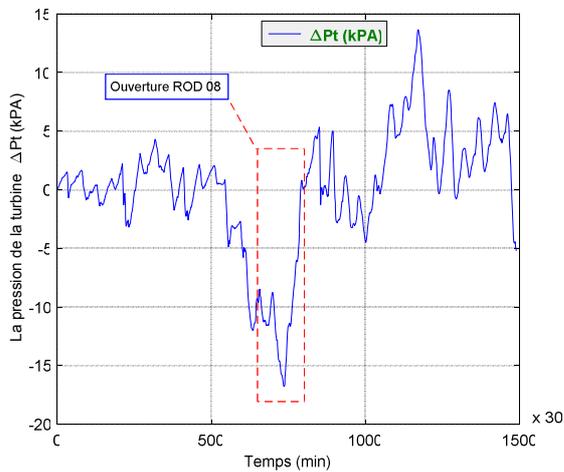


Figure III.37: Variation de la pression d'échappement de la turbine ΔP_t^* (kPa)

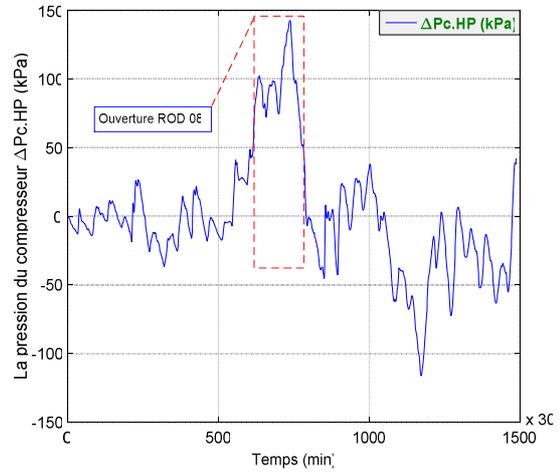


Figure III.38: Variation de la pression d'entrée de la turbine au niveau du compresseur $\Delta P_{c.HP}^*$ (kPa)

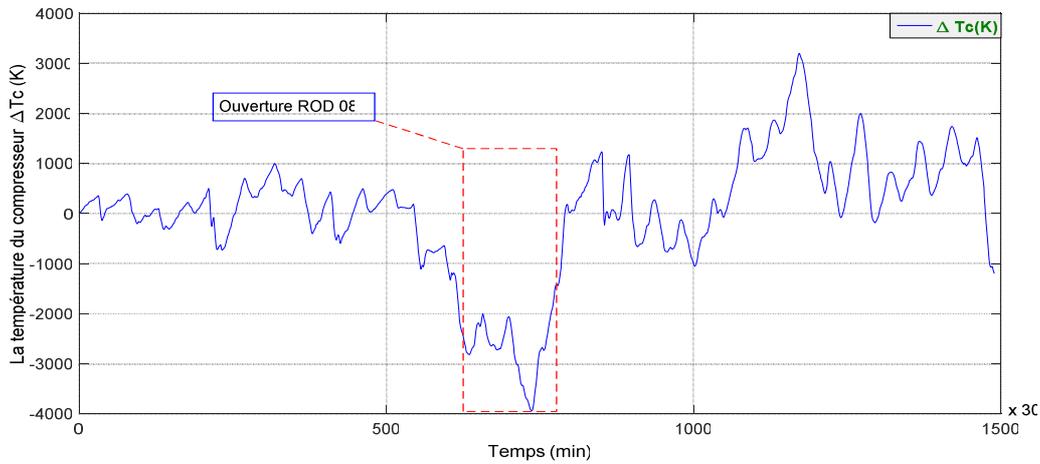


Figure III.39: Variation de la température intérieure du compresseur $\Delta T_c^* (K)$

Ces modèles sont basés sur la variable système d'entrée / sortie, y compris une représentation d'état a été adoptée pour ce type de modèles linéaires. La réponse du modèle linéaire à la sixième sortie du modèle de turbine représente la variation de la masse d'air $\Delta W_a^* (Kg / s)$ qui est représentée sur la Figure III.40 pour la même sortie. La variation de la poussée d'air $\overline{\Delta F} (Kg)$ est donnée sur la Figure III.41. Ces réponses conduisent à approximer les variables non linéaires du système et à rendre ces non-linéarités utiles sur la base des modèles dynamiques linéaires obtenus. Ces modèles sont basés sur les variables du système d'entrée / sortie. Par conséquent, une représentation d'état est adoptée pour ce type de modèles linéaires.

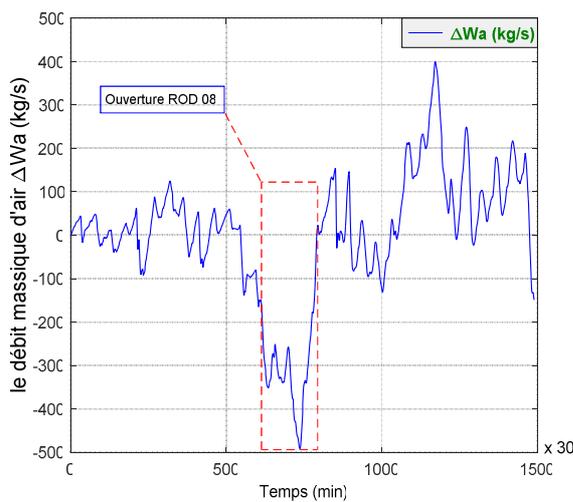


Figure III.40: Variation du poids de l'air $\Delta W_a^* (Kg / s)$

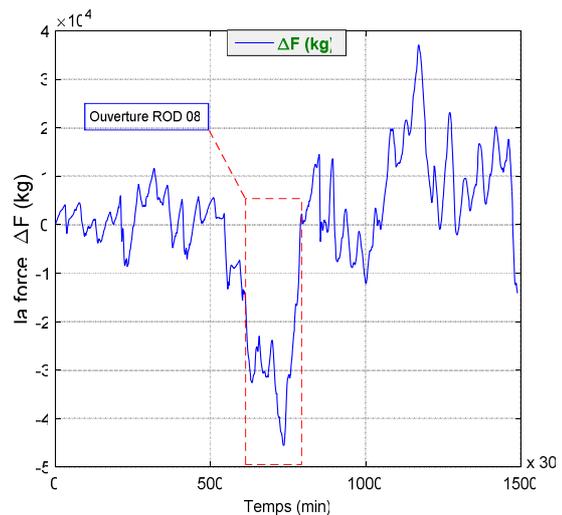


Figure III.41: Variation de la poussée d'air $\overline{\Delta F} (Kg)$

Pour estimer la vitesse de l'arbre de la turbine, la structure du modèle linéaire résultant est exprimée par l'équation suivante:

$$\begin{cases} \Delta n_{LP} = \frac{A - 0.01 * \Delta n_{HP}}{-0.00044} \\ \Delta n_{HP} = \frac{B + A * 0.25}{0.002518} \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} A = \Delta T_{comb}^* - 555 * \Delta Wf \\ B = \Delta P_t^* - 0.67 * \Delta Wf \end{cases} \quad (III.51)$$

La Figure III.42 montre la vitesse de sortie linéaire de l'arbre (Δn_{LP} et Δn_{HP}), la vitesse de l'arbre Δn_{HP} varie en parallèle avec la vitesse de l'arbre Δn_{LP} .

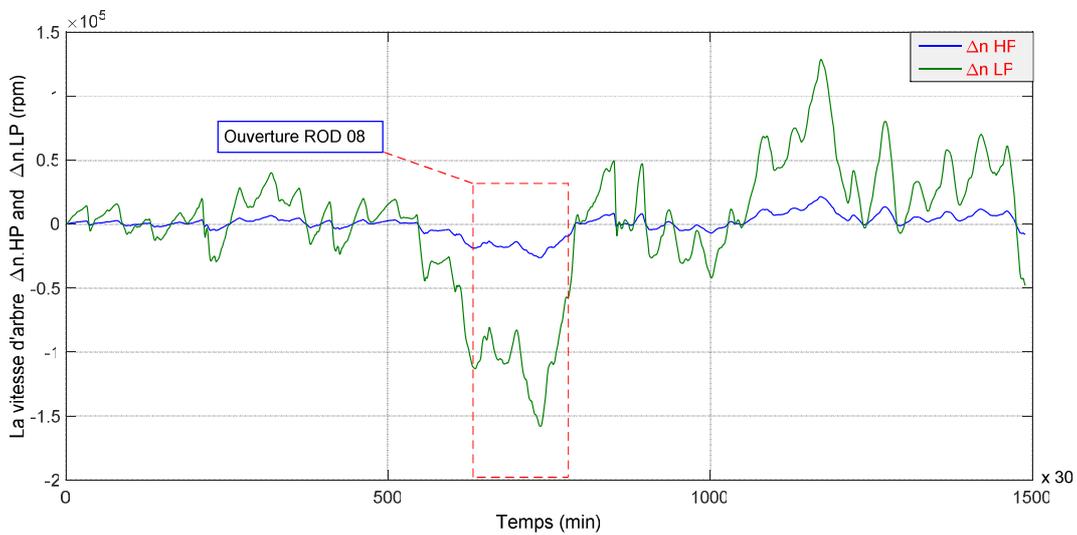


Figure III.42: Variations des vitesses des deux arbres: Δn_{LP} et Δn_{HP}

La Figure III.43 présente les variations de la température souhaitée(désirée) de la turbine à gaz de sortie par rapport à la température de sortie du modèle proposé. Dans cette figure, la première Figure III.43 (A) présente la variation de la température réelle de la turbine à gaz en utilisant les données de fonctionnement de la machine étudiée et la deuxième Figure III.43 (B) présente une comparaison de la température entre le modèle réel en couleur bleue et Le modèle développé en couleur rouge. Ces résultats obtenus montrent une meilleure amélioration de l'approximation et de la modélisation des variables de turbine à gaz étudiées sur la base des données réelles utilisées dans cette machine tournante.

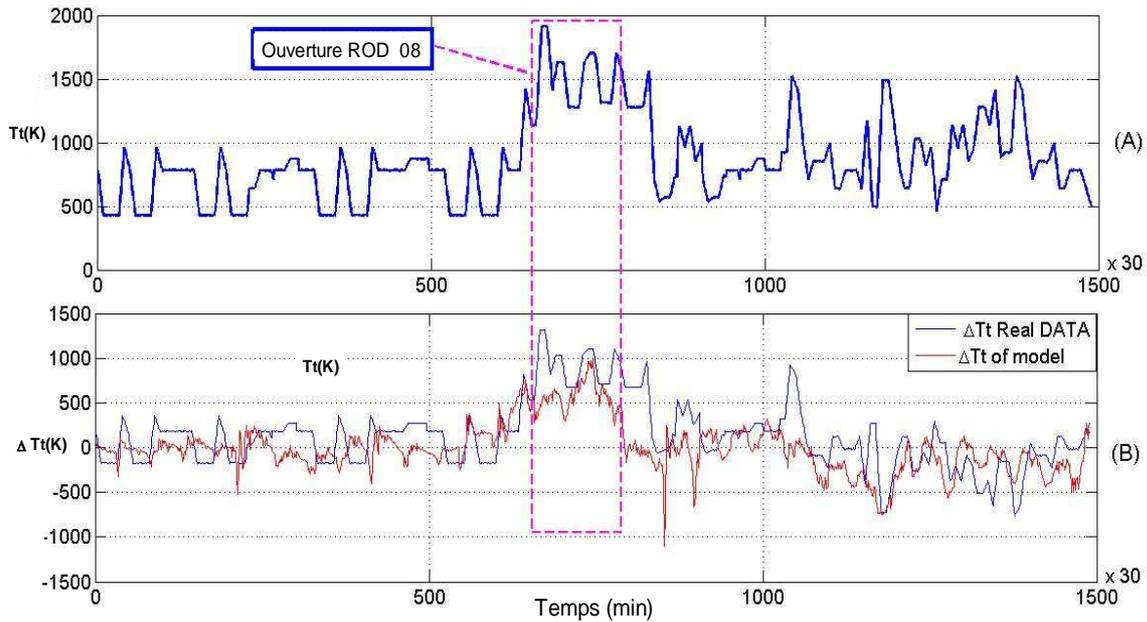


Figure III.43: Comparaison entre la température réelle de la turbine et le modèle proposé

Les résultats obtenus par cette approche de modélisation reflètent le fonctionnement de la turbine à gaz étudié, en manipulant des relations mathématiques linéaires, reliant les différentes variables du système avec des données réelles recueillies sur site de cette machine. Concrètement, la modélisation consiste à recueillir des connaissances sur le comportement du processus à partir d'expériences et / ou d'analyses théoriques des phénomènes physiques impliqués. Cette connaissance conduit à un système non linéaire approximatif de variables en rendant ces non linéarités utilisables dans la synthèse de stratégie de contrôle. Le modèle linéaire obtenu est basé sur des variables réelles système d'entrée / sortie, où une représentation d'espace d'état est adoptée pour ce type de modèle pour la linéarisation des différentes variables de turbine à gaz. Ces résultats sont satisfaisants et permettent de comprendre et d'analyser les phénomènes impliqués dans cette machine tournante, avec une prédiction de son comportement dynamique.

III.7. Conclusion

L'implémentation d'une stratégie de commande dans un système industriel nécessite l'utilisation de modèles fiables et exploitables. Dans ce contexte, une stratégie de linéarisation a été appliquée à un modèle non linéaire d'une turbine à gaz à partir des données réelles collectées sur site. Cette stratégie permet de réduire la dynamique non linéaire du modèle tout en préservant la dynamique des variables d'état et l'ordre du modèle original du système étudié. Les modèles linéaires obtenus résultent de la linéarisation du système non linéaire initial autour des points d'équilibre. Par ailleurs, les performances résultantes du modèle linéaire ont été montrées pour différentes conditions d'exploitation de la machine étudiée. Ainsi, les contrôleurs d'apprentissage peuvent fournir les valeurs de paramètres réels qui sont inconnus ou qui ont des écarts par rapport aux valeurs théoriques. Dans ce chapitre nous avons proposé d'identifier et de modéliser la dynamique d'une turbine à gaz. Cette machine tournante est utilisée dans des installations industrielles. La technique de modélisation utilisée est basée sur l'identification et la modélisation ANFIS à partir de données expérimentales pour approximer le comportement non linéaire de cette turbine tout en intégrant les imprécisions du raisonnement humain sous forme de règles et variables linguistiques.

CHAPITRE IV

COMMANDE TOLERANTE AUX DEFAUTS A BASE D'UN SYSTEME D'INFERENCE NEURO FLOU APPLIQUEE A UNE TURBINE A GAZ

Ce chapitre est dédié au développement d'une approche de commande active tolérante aux défauts appliquée à une turbine à gaz. La contribution principale consiste à l'élaboration de synthèse de cette commande dans le diagnostic des défauts des turbines à gaz. La commande nominale développée dans ce travail est basée sur une approche adaptative d'un système d'inférence neuro flou, pour la détection et l'isolation des défauts affectant une turbine à gaz a deux arbre. Un tel choix permettra l'augmentation des avantages de combinaison des réseaux de neurone et les systèmes inférences flous, par une configuration optimale de surveillance, en tenant compte les incertitudes de modélisation et les défauts de fonctionnement de système étudié. Par ailleurs, cette approche permettra l'estimation simultanée de l'état et les défauts affectant le système de turbine à gaz.

IV.1. Introduction

Durant ces dernières décennies, la commande tolérante aux défauts à touché plusieurs applications dans le domaine industriel avec grand nombre d'algorithmes d'implémentation. Dans une optique de diagnostic en matière de sécurité, de fiabilité, de maintenabilité est de seriner des solutions aux problèmes exposés dans le processus de pilotage des processus industriels. Le but est d'atteindre des objectifs de qualité et de robustesse dans la surveillance de ces processus industriels et de connaître la façon de combiner les approches de diagnostic et les approches de commande. Dans ce chapitre on fait appel à des techniques modernes de supervision, pour l'amélioration des performances de système de diagnostic et de la sûreté de fonctionnement de ces équipements.

Dans ce cadre, cette partie de travail propose une commande active tolérante aux défauts pour le contrôle d'une turbine à gaz à deux arbres avec l'utilisation d'une approche adaptative d'un système d'inférence neuro flou, pour la détection et l'isolation des défauts, en cas d'une ou plusieurs défaillances affectant les capteurs. En outre, toute anomalie ou défaillance de cette nature, sont rapidement détectées et localisées, afin d'éviter des dégâts humains et matériels qui peuvent être considérables dans l'installation de système de turbine à gaz. Afin de représenter le comportement dynamique de cette machine tournante, par une approche innovante, basée sur une configuration adaptative d'un système d'inférence neuro flou en combinaison avec des modèles multiples de type Takagi Sugeno Kang (TSK). Cette représentation permet de caractériser la relation entre les variables d'entrées et de sorties du système et d'optimiser les règles d'inférences floues qui sont organisées en réseau adaptatif.

IV.2. Commande tolérante aux défauts

Il convient de noter que la conception d'une commande tolérante aux défauts n'est pas un problème classique et que les conditions induites par la présence de défauts obligent à développer des stratégies particulières. La synthèse d'une loi de commande tolérante aux défauts est un problème non trivial, qui impose de mettre en oeuvre une démarche comprenant en général deux étapes : une étape de diagnostic et évaluation des performances et autre étape de synthèse d'un mécanisme d'accommodation, de reconfiguration ou de restructuration de la loi de commande.

En effet, une stratégie de diagnostic s'effectue en réalisant trois étapes, qui sont l'identification, la localisation et l'isolation des défauts. Ces étapes peuvent être intégrées et associées à une stratégie de commande tolérante aux défauts, où la détection et la localisation de ces défauts sont des étapes indispensables pour réaliser cette stratégie de commande. Cependant, dans la littérature, beaucoup de travaux ont été réalisés et montrent leur efficacité en milieu industriel, plus récemment en 2016, Jianglin

Lan et Ron J. Patton dans [110], ont proposé une nouvelle stratégie pour l'intégration l'estimation des défauts dans la commande tolérante aux défauts, Silvio Simani et al. Dans [113], ont proposé une commande tolérante aux défauts appliquée à un système hydroélectrique où ils ont montré l'efficacité de cette commande par les validations apportées sur les résultats obtenus dans leur travail, Li Bing-Wu et Guang-Hong Yang dans [111] ont appliqué ce type de commande tolérante aux défauts sous un aspect adaptatif pour une classe de systèmes non linéaires incertains avec des multiples retards, aussi ils ont montré la robustesse de cette approche, Zhiyao Ma, et al. Dans [109] ont ajouté un retour d'état flou pour la commutation de la commande tolérante aux défauts, pour la même classe de systèmes non linéaires, mais dans le cas stochastique avec présence des défauts. Boyuan Li et al. dans [112] ont synthétisé une commande tolérante aux défauts sur une véhicule électrique à l'aide de la commande des actionneurs utilisés dans ce système.

Le problème de la commande tolérante aux défauts d'un système industriel consiste à obtenir des modèles dynamiques de systèmes et à utiliser ces modèles pour déterminer des lois de contrôle pour obtenir les performances souhaitées. Pour cela, on distingue les grandeurs par lesquelles le système agit sur l'environnement extérieur, à savoir les sorties $y(t)$, les entrées $u(t)$ et les perturbations $d(t)$, de sorte qu'un système de commande peut-être représenté par le schéma de la Figure IV.1.

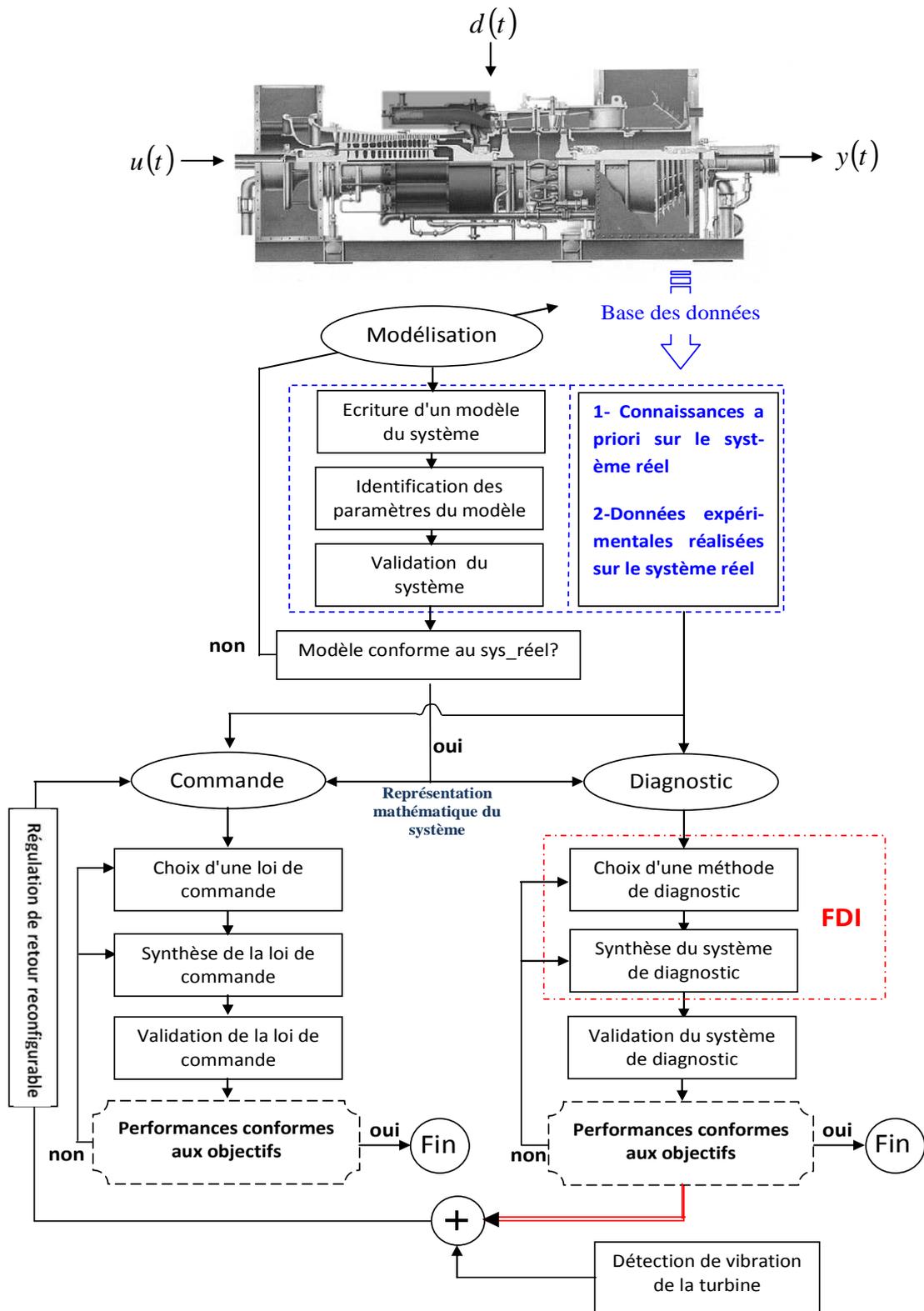


Figure IV.1: Différentes étapes de la commande tolérante aux défauts

IV.3. Classification des approches de commande tolérante aux défauts

De manière générale, la commande tolérante aux défaut peut être classée en deux types: les systèmes de contrôle passifs à tolérance de défauts (PFTCS) et les systèmes de contrôle actifs à tolérance de défauts (AFTCS) [69]. La classification des approches de commande tolérantes aux défauts est résumée sur la Figure IV.2.

Pratiquement, une commande tolérante aux défauts est basée sur les observateurs et utilise un ensemble des résidus sensibles aux variations paramétriques de systèmes considéré, pour modéliser les incertitudes des perturbations du processus.

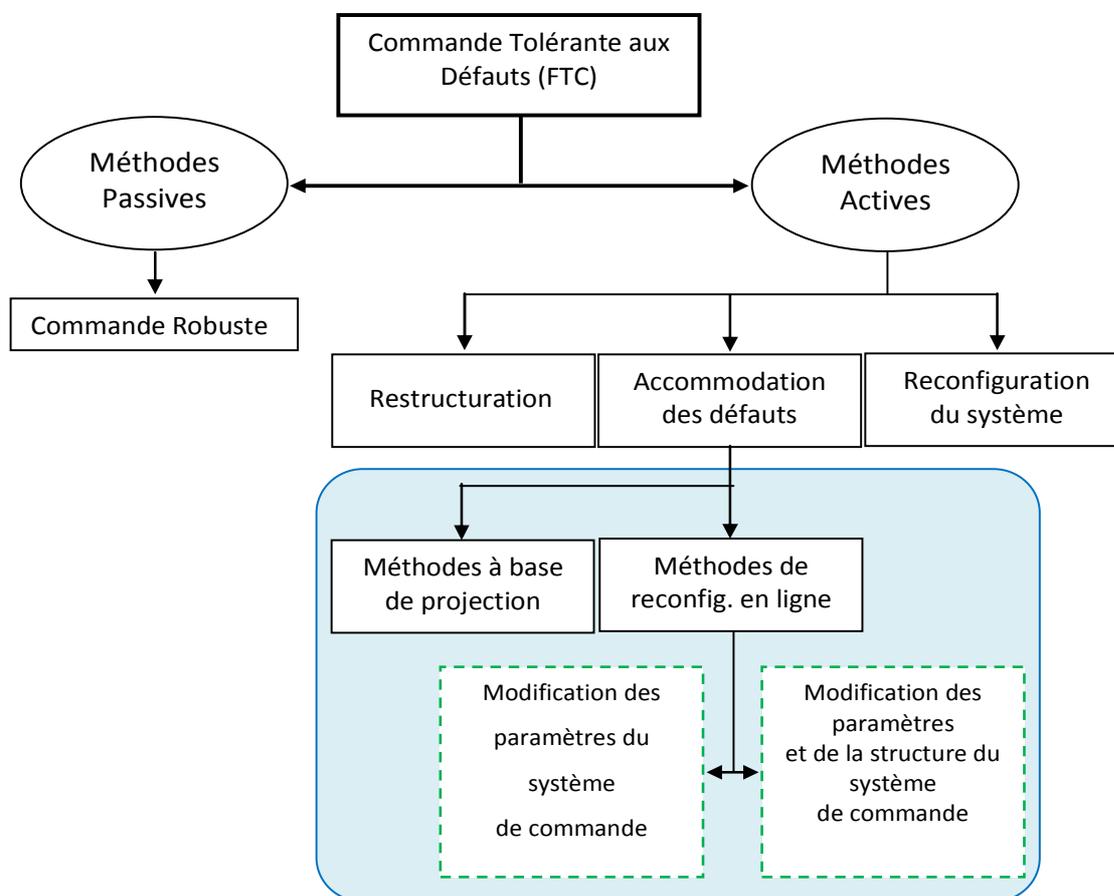


Figure IV.2: Classification des approches FTC

IV.3.1. Approches passives de commande tolérante aux défauts

Dans les systèmes PFTC, les régulateurs sont fixes et sont conçus pour être robustes contre une classe de défauts connus a priori. Cette approche ne nécessite ni le diagnostic et la détection de pannes (FDD) ni la reconfiguration du contrôleur, mais elle a des capacités limitées de tolérance aux défauts. Une fois que

le contrôleur est conçu dans un schéma passif tolérant aux défauts, il reste fixe pendant toute la durée du fonctionnement du système. Même en cas de défaillance d'un composant, le système de contrôle doit être en mesure de maintenir la performance prévue. Un contrôle décentralisé multiple disjoint a été proposé, dans lequel la redondance réside dans l'emploi de contrôleurs multiples [79]. D'autres extensions à la conception de commande contre la défaillance de l'actionneur ont été développées en misant en œuvre un contrôleur à rétroaction d'état [87, 108]. Les systèmes PFTC sont également connus dans la littérature comme « systèmes de commande fiables » ou « systèmes de commande avec intégrité ». Dans ce sens, plusieurs travaux ont été réalisés dans la littérature pour traiter la synthèse de loi de commande robuste [40,82].

La synthèse de lois de commande de l'approche passive, comme il est montré sur la Figure IV.3, est basée sur l'utilisation des techniques de commande robuste par rapport aux incertitudes paramétriques et perturbations extérieures (commande H_∞ , commande en mode glissant, ... etc.).

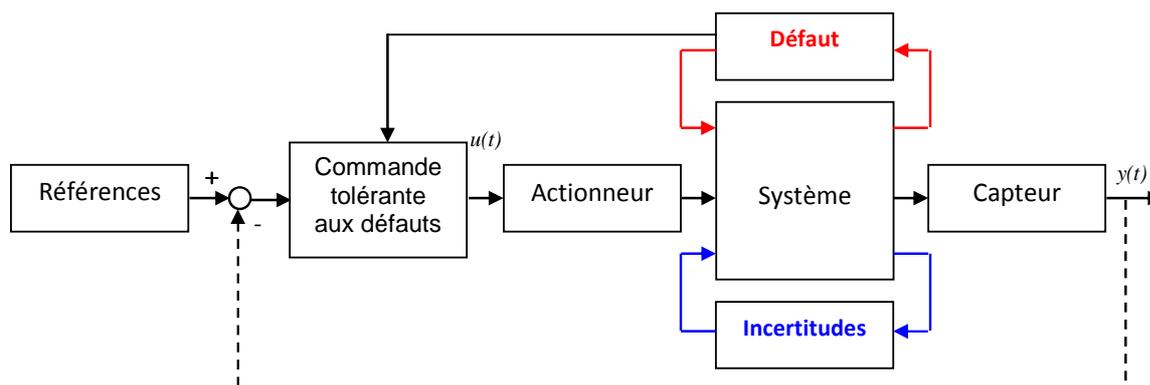


Figure IV.3: Principe de commande FTC passive

En général, «PFTCS» présente les caractéristiques suivantes:

1. Robuste pour les défauts anticipés.
2. Utilise la redondance matérielle (multiples actionneurs et capteurs ... etc.).
3. Plus conservateur.

IV.3.2. Approches actives de commande tolérante aux défauts

Les objectifs de modèle de l'AFTCS incluent les performances transitoires et stables du système, non seulement en fonctionnement normal, mais également en cas de panne. Il est important de souligner que l'accent mis sur les comportements du système dans ces deux modes de fonctionnement peut être

sensiblement différent. En fonctionnement normal, il faut mettre davantage l'accent sur la qualité du comportement du système. En présence d'une faute, cependant, la façon dont le système survit avec une performance acceptable (probablement dégradée) devient une question prédominante. Typiquement, un AFTCS peut être divisé en quatre sous-systèmes):

1. Stratégie FDI;
2. Un contrôleur reconfigurable;
3. Un mécanisme de reconfiguration du contrôleur;
4. Un régulateur de commande / référence.

La structure générale d'un système AFTCS typique est présentée à la Figure IV.4, dans le module FDD, tout défaut dans le système doit être détecté et isolé le plus rapidement possible, et les paramètres de défaut, les variables d'état / de sortie du système et les modèles de système post-défaut doivent être estimés en ligne en temps réel. Sur la base des informations en ligne sur le modèle de système post-défaut, le contrôleur reconfigurable doit être conçu pour maintenir automatiquement la stabilité, les performances dynamiques souhaitées et les performances stables. En outre, afin de s'assurer que le système en boucle fermée suit une trajectoire d'entrée de commande en cas de défauts, un contrôleur pour la reconfiguration de système de régulation doit souvent être synthétisé. Pour éviter la saturation potentielle de l'actionneur et de prendre en considération la dégradation des performances après défaut occurrence, un gouverneur de commande / référence peut également être conçu pour régler l'entrée de commande ou de la trajectoire de référence automatiquement.

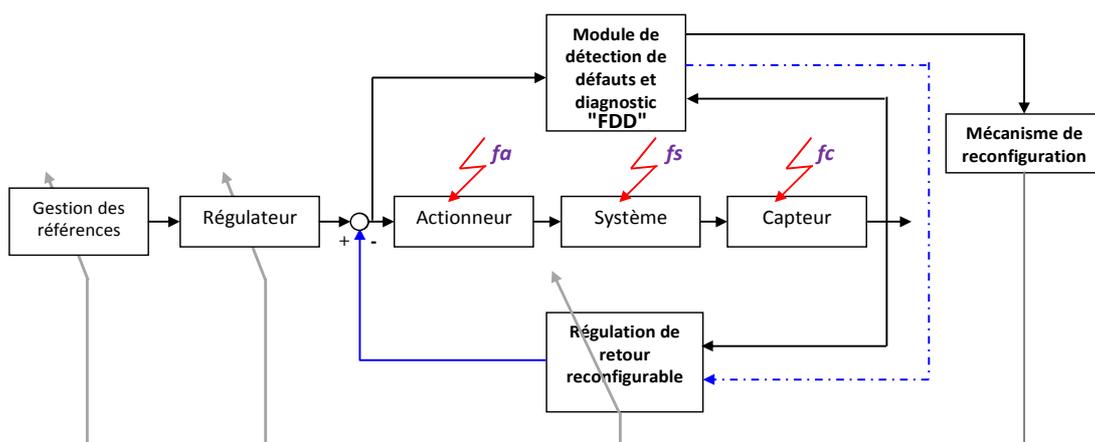


Figure IV.4: Structure générale d'un AFTCS

Un défaut " f " est défini comme un écart non autorisé d'au moins une propriété caractéristique ou un paramètre du système par rapport au comportement acceptable. Le défaut est un état qui peut conduire à un dysfonctionnement ou une défaillance du système. Les Défauts peuvent avoir lieu dans n'importe quel composant du système (actionneurs " f_a " , capteurs " f_c " , composants de l'installation, ou toute combinaison). Dans cette partie, nous nous intéressons à des défaillances qui sont au niveau des capteurs.

Les défauts du capteur incluent une lecture incorrecte due à un dysfonctionnement des éléments du circuit capteur ou des transducteurs. Trois types de défauts de capteurs peuvent être identifiés: les changements dynamiques du transducteur, la réduction du gain et le biais inconnu. Heureusement, les capteurs sont généralement de petite taille et n'ont pas besoin de grands signaux de conduite. Par conséquent, la fiabilité des capteurs peut être augmentée en utilisant une redondance matérielle parallèle suivie d'un système de vote à la majorité. Si les défauts doivent être classés en fonction de leurs effets induits sur la performance du système, ils peuvent être classés en deux types, comme le montre la Figure IV.5; Additif et multiplicatif [39].

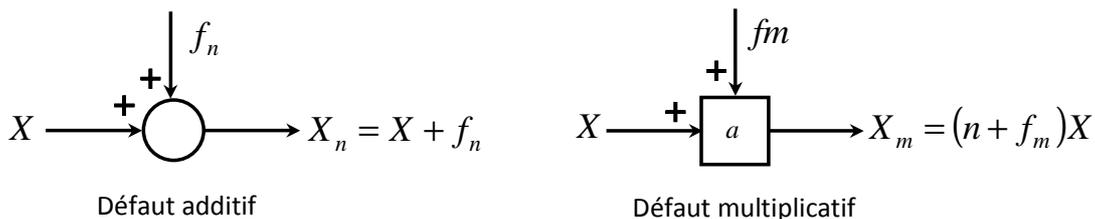


Figure IV.5: Différents changements induits par défaut

Les techniques actuelles de détection et de diagnostic des défauts (FDD) peuvent être, d'une manière générale, classées en deux catégories: les techniques fondées sur les données (sans modèle) et basées sur des modèles; chacune de ces méthodes peut en outre être classée comme approches qualitatives et quantitatives. En pratique, une approche fondée sur un modèle quantitatif FDD utilise un modèle mathématique (parfois appelé redondance analytique, contrairement à la redondance matérielle) pour effectuer des tâches FDD en temps réel. Les techniques couramment utilisées sont basées sur l'estimation de l'état, l'estimation des paramètres, l'espace de parité et une combinaison de ces méthodes. Du fait que la plupart des régimes de contrôle sont basés sur un modèle, la majorité des contrôleurs à tolérance de défaut sont conçus sur la base du modèle mathématique du système analysé, comme il est montré sur la Figure IV.6, qui représente une structure de contrôleur reconfigurable et tolérant aux pannes.

Il est possible de sélectionner «FDD» pour «FTC» en fonction des critères suivants: sa capacité à traiter différents types de défauts (actionneurs, défauts de système et de capteurs), et de fournir une détection rapide, son isolement et identifiable, sa facilité d'intégration avec un système FTC, sa capacité à identifier de multiples défauts, la robustesse aux incertitudes et le bruit, et la complexité du calcul. La comparaison des approches quantitatives basées sur des modèles existants peut être trouvée dans plusieurs travaux déjà réalisés dans ce domaine [4,22 et 29]. Il convient de noter qu'aucune méthode n'est capable de satisfaire à tous ces objectifs. Bien que l'on puisse en conclure que les techniques d'estimation simultanée de paramètres et d'états simultanés sont plus appropriées pour le cadre de la AFTC [82].

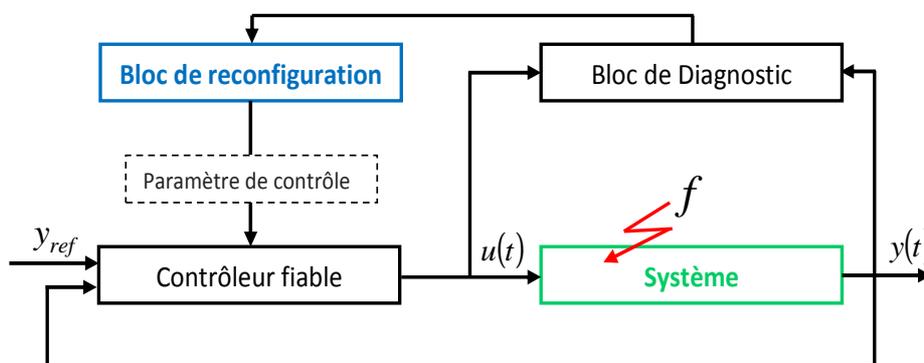


Figure IV.6: Contrôleur reconfigurable et tolérant aux pannes

VI.3.2.1. Commande tolérante aux défauts active pour les systèmes linéaires

Parmi les méthodes de FTC active les plus connues, nous pouvons citer les techniques : Linéaire Quadratique (LQR), linéarisation par rétroaction (FL) et pseudo-inverse (PIM).

1. Méthode LQR (Linear Quadratic Method)

Elle est présentée par Huang et Stengel, 1990 dans [53] et Sauter, 2002 dans [18] est très connue dans la théorie du contrôle. Elle utilise le principe de la théorie de la commande optimale (The optimal control for the linear-quadratic regulator) qui réside dans la minimisation du critère afin de trouver un gain du retour d'état.

Dans le cas nominal, le système est décrit par une représentation d'état de la forme (A, B, C) et commandé par une loi de commande par retour d'état $u(t) = -Kx(t)$ afin d'obtenir des performances spécifiques. En utilisant la théorie de la commande optimale, la solution de ce problème est donnée par :

$$u(t) = -R^{-1}BKx(t) \quad (IV.1)$$

où K est la solution de l'équation de Riccati,

$$Q + A^T K + KA - KBR^{-1}B^T K = 0 \quad (IV.2)$$

Le système en boucle fermée est alors donné par :

$$\dot{x}(t) = (A - BR^{-1}B^T K)x(t) \quad (IV.3)$$

Dans le cas défaillant, nous supposons que l'occurrence de défaut système, actionneur et/ou capteur transforme (A, B, C) en (A_f, B_f, C_f) et la nouvelle présentation du système est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_f x(t) + B_f u(t) \\ y(t) = C_f x(t) \end{cases} \quad (IV.4)$$

Le problème consiste à chercher un nouveau gain K_f solution de l'équation

$$Q + A_f^T K_f + K_f A_f - K_f B_f R^{-1} B_f^T K_f = 0 \quad (IV.5)$$

2. Méthode de pseudo inverse

Cette méthode admet la détermination de nouveau officiant de retour d'état de telle sorte que la dynamique de processus en panne soit presque égale à celle de processus nominal, toute en minimisant un critère de robustes bine déterminé [14,82]. Cette méthode pseudo-inverse PIM, appliquée à un système linéaire est donnée sous la forme suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (IV.6)$$

Et un contrôleur retour d'état $u(t) = -Kx(t)$ qui a donné le modèle du système en boucle fermée:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = (A - BK)x(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (IV.7)$$

Si le contrôleur ne peut pas utiliser toutes les entrées « u_f » du vecteur d'entrée « u », la matrice « K » a zéro lignes. Lorsque le défaut « f » se produit, est donné par la modèle défectueux:

$$\begin{cases} x(t+1) = A_f x(t) + B_f u(t) \\ y(t) = C_f x(t) \end{cases} \quad (IV.8)$$

où l'indice f indique la situation en défaut du système, $A_f \in \mathfrak{R}^{n \times n}$, $B_f \in \mathfrak{R}^{n \times m}$, $C_f \in \mathfrak{R}^{q \times n}$.

Cette méthode consiste à déterminer une nouvelle matrice de gain K_f de telle sorte que la dynamique du système défaillant en boucle fermée soit approximativement égale à celle du système nominal, se comporte comme la boucle nominale.

$$\begin{cases} x(t+1) = (A_f - B_f K_f)x(t) \\ y(t) = C_f x(t) \end{cases} \quad (IV.9)$$

C'est-à-dire, la relation, $A - BK = A_f - B_f K_f$ doit tenir, ce qui signifie que les deux systèmes en boucle fermée ont une dynamique similaire. Elle ne peut pas être satisfaite, sauf si B et B_f ont la même image (par exemple, dans le cas d'un actionneur redondant). Par conséquent, le nouveau contrôleur K_f est choisi de manière à minimiser la différence:

$$\|(A - BK) - (A_f - B_f K_f)\| \quad (IV.10)$$

La solution à ce problème est donnée par:

$$K_f = B_f^+ (A_f - A + BK) = (B_f' B_f)^{-1} B_f' (A_f - A + BK) \quad (IV.11)$$

où B_f^+ est la matrice pseudo-inverse de la matrice B_f . Les avantages de cette approche résident dans le fait qu'elle est très appropriée pour une implémentation en ligne due à sa simplicité et que les changements sur le système causé par un défaut, sont calculés directement par (IV.12).

IV.3.2.2. Commande tolérante aux défauts active pour les systèmes non linéaires

Dans le cas d'un modèle non linéaire, de nombreux travaux sur la commande tolérante aux défauts active existent, nous pouvons citer dans cette thèse:

1. Méthode Neuro-Flou type ANFIS

Les travaux de Ahmed Hafaifa et al. en 2013 dans [4], on proposé l'identification et l'isolation des défauts à base des réseaux de neurones artificiels, appliquée à une vanne motorisée pour la conception de leur système de diagnostic et Ahmed S. et al. en 2012 dans [64] ont réalisés un système de commande mode glissante avec l'apprentissage d'un système de réseaux neuronaux flous pour son utilisation à une commande tolérante aux défauts. Récemment, Sina Tayarani-Bathaie et al. en 2015 ont fait la détection et l'isolation des défauts sur une turbine à gaz utilisant une base de données d'un système de réseaux de neurones.

Ces méthodes ont le principal avantage de très bien s'appliquer sur des systèmes non linéaires habituellement modélisés par des modèles flous de Takagi-Sugeno.

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_j x(t) + B_j u(t) \\ y(t) = C_j x(t) + D_j u(t) \end{cases} \quad (IV.12)$$

Les modèles de Takagi-Sugeno se représentent par des règles(rules) de la façon suivante :

$$IF \ z(t) \Rightarrow M_j THEN \quad (IV.13)$$

Où M_j représentant un ensemble flou et $j \in [1, \dots, r]$ représentant le nombres de règles.

2. Approche FTC basée sur le mode glissant

La commande par mode glissant est réputée pour sa bonne robustesse contre les incertitudes et les perturbations extérieures. Dans [46], un nouvel observateur par mode glissement proportionnel et dérivé (PD) est proposé pour des systèmes de sauts markoviens non linéaires avec temporisation pour estimer simultanément les variables d'état et de défaut. Sur la base de cette estimation, un système FTC basé sur l'observateur est développé pour garantir la stabilité stochastique du système fermé. En outre, l'application de l'approche FTC en mode glissant intégral pour le contrôle longitudinal d'un aéronef. Pour des discussions détaillées sur la FTC à l'aide d'observateurs par mode glissant, les lecteurs peuvent se référer à [46]. Tout comme pour les approches adaptatives basées sur les observateurs, l'application de méthodes FTC adaptatives est principalement limitée à certains types particuliers de systèmes non linéaires.

IV.4. Stratégie de configuration d'une commande tolérante aux défauts

Les stratégies de commande tolérante aux défauts ont pour but de conserver la maîtrise du comportement dynamique du système commandé en dépit de la présence d'un dysfonctionnement. La commande à tolérance de défaut (FTC) fait partie intégrante des processus industriels car elle permet au système de continuer à fonctionner de façon robuste dans certaines conditions. Dans ce chapitre, un schéma FTC est proposé pour les systèmes interconnectés dans un cadre de conception intégré pour permettre une surveillance et une détection en temps opportun des défauts et une reconfiguration du contrôleur en fonction de ces défauts.

Pour assurer une détection et une tolérance efficaces des défauts, nous supposons que différents défauts dans un système interconnecté ont été surveillés, évalués et protégés avec succès à partir de la tolérance avec un contrôle décentralisé basé sur la prévision du modèle comme elle est montré sur la Figure IV.7.

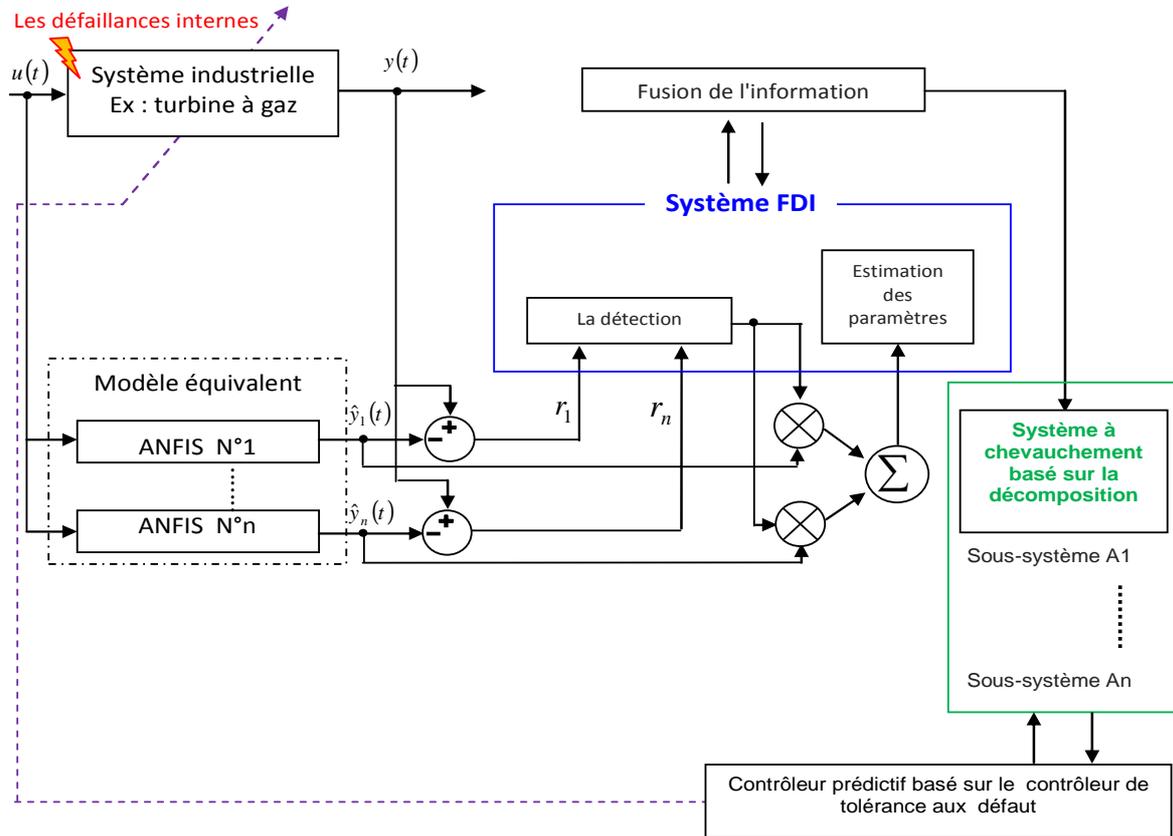


Figure IV.7: Mise en œuvre de la FTC proposée

Supposons qu'un processus est surveillé par n capteurs, décrit par les modèles suivants de processus et de mesure non linéaires généraux dans un cadre état de l'espace temps discret:

$$\begin{cases} x(t) = f(x(t-1), u(t-1), d(t-1)) + w(t-1) \\ z_i = c_i(x(t)) + v_i(t); \quad i = 1, \dots, N \end{cases} \quad (IV.14)$$

Où $f(\cdot)$ sont les fonctions non linéaires connues, représentant respectivement le modèle de transition d'état et le modèle de mesure $x(t)$ est le vecteur d'état de processus, $u(t)$ désigne les variables de processus manipulées (variables d'entrées), $d(t)$ Représente les défauts de processus modélisés par les perturbations du processus, $z(t)$ sont les variables mesurées obtenues à partir des n capteurs installés et $(v(t), w(t))$ indiquent le processus stochastique et les perturbations de mesure modélisées par le

processus du bruit blanc moyenne nulle et enfin, la tâche principale qui incombe à la FTC est de synthétiser des lois de commande qui permettent de maintenir un niveau de performances pour une situation défailante, proche de celui obtenu en régime normal de fonctionnement, non seulement lorsque tous les composants de la commande sont opérationnels, mais aussi lorsque des capteurs ou des actionneurs sont défectueux.

IV.5. Commande tolérante aux défauts actives d'une turbine à gaz

La commande tolérante aux défauts est subdivisée en deux types; les approches passives et les approches actives [44,69]. Ce travail traite la commande active tolérante aux défauts en incluant un module de diagnostic pour une turbine à gaz à deux arbre type MS5002C installée à une station de compression du gaz à Hassi Messaoud au sud de l'Algérie. Plusieurs travaux ont traité leur commande, mais la plupart de ces travaux ont traité sous un angle de commande classique (systèmes linéaires) ou de systèmes évoluant dans un domaine restreint [8,11,22,39 et 80]. L'objectif de ce travail est de développer une commande tolérante aux défauts en considérant un algorithme de détection et d'isolation des défauts tout en reconfigurant en ligne la loi de commande de manière à maintenir la stabilité et les performances nominales de turbine à gaz.

La structure de la commande active tolérante aux défauts proposée est montrée sur la Figure IV.8, dans cette configuration le module de détection et d'isolation des défauts est placé dans la fonction diagnostic, où chaque défaut dans le système doit être détecté et isolé le plus rapidement possible, et les paramètres de défaut, les système état / les variables sortie doivent être estimés en ligne en temps réel pour la reconfiguration des contrôleurs.

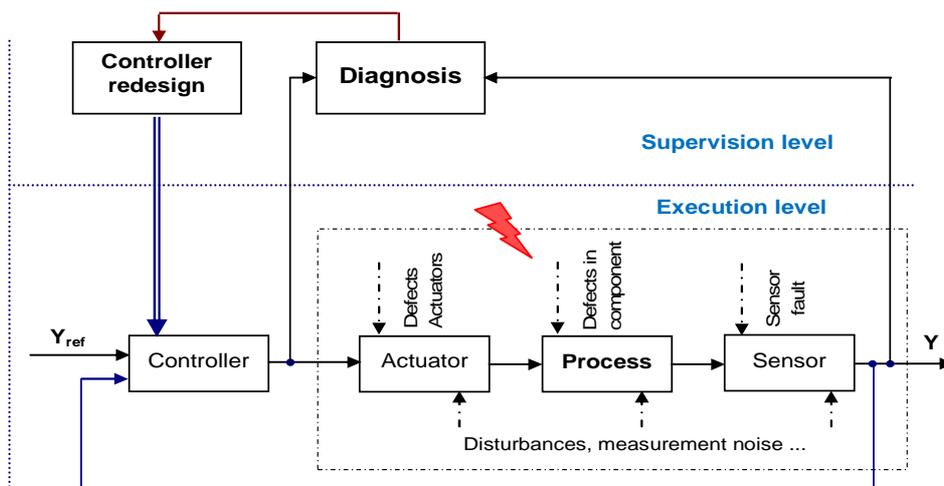


Figure IV.8: Structure de la commande active tolérante aux défauts

Pour mettre en œuvre la structure de commande active tolérante aux défaut proposée, une modélisation mathématique de la turbine à gaz est nécessaire. Pour cela, dans cette section cette modélisation est présentée en commençant par la phase de démarrage de cette machine tournante.

Dans la phase de démarrage de la turbine à gaz à deux arbres un couple mécanique est nécessaire à l'entrée du compresseur d'aire, cette turbine est scindée en deux sections séparées mécaniquement; la section haut pression HP et la section base pression BP, comme il est montré sur la Figure IV.9.

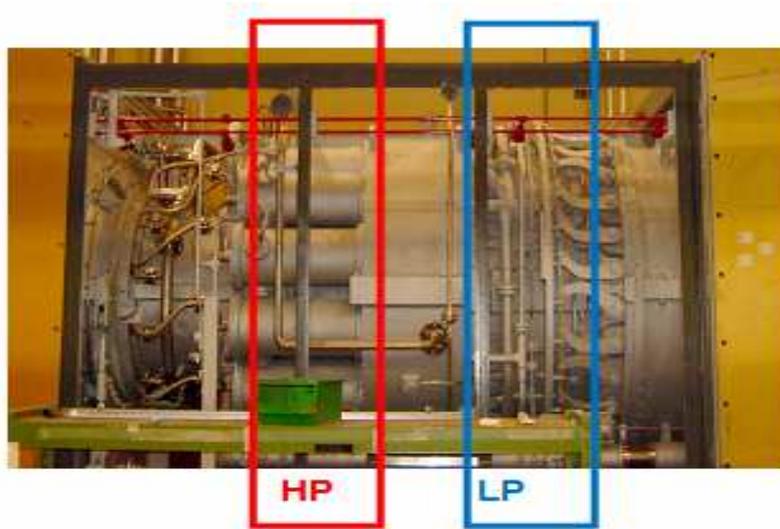


Figure IV.9.A: Turbine à gaz à deux arbres

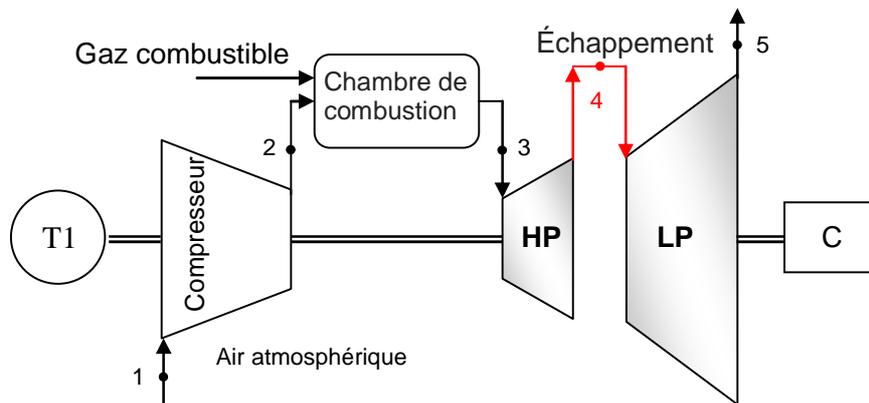


Figure IV.9.B: Turbine à gaz à deux arbres

La première section de turbine HP fonctionne à une vitesse constante avec une plage de puissance variable, et entraînée exclusivement un compresseur axial et la deuxième section de turbine BP peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression, où les variations

de températures de cette machine en phase d'exploitation sont données sur le diagramme de cycle T-S de turbine à gaz à deux arbre est montré sur la Figure IV.10.

La température du compresseur peut être calculée par l'équation suivante:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{r_p^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (\text{IV.15})$$

Avec T_1 et T_2 sont respectivement la température ambiante et de compresseur r_p est

$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$ l'efficacité de compresseur et $\gamma_a = C_{p_a} / C_{v} = 1.4$ est la rapport de chaleur spécifique

La température des gaz d'échappement de turbine à gaz à haute pression est donnée par l'équation (IV.15) et la température des gaz d'échappement de turbine à gaz à basse pression est décrite par la relation suivante.

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma_s - 1}{\gamma_s}}} \right) \right) \quad (\text{IV.16.A})$$

Avec $\gamma_g = 1.333$

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_t \left(1 - \frac{T_{5s}}{T_4} \right) \right) \quad (\text{IV.16.B})$$

Où le rendement thermique de turbine est $\eta_t = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}}$ ce qui donne que le rendement thermique du

cycle est exprimée par $\eta_{th} = \frac{T_4 - T_5}{T_3 - T_2}$.

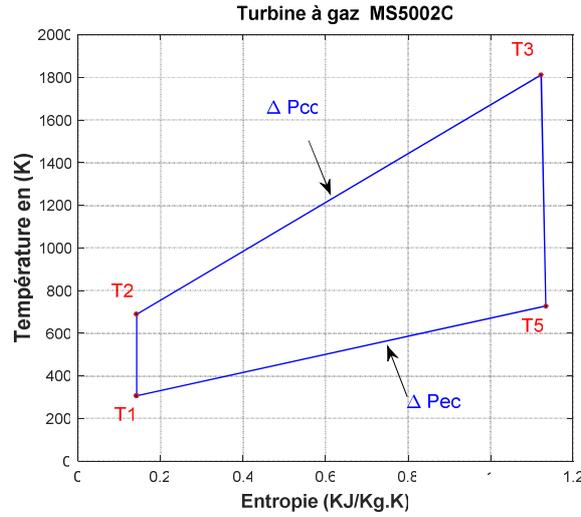


Figure IV.10: Diagramme de cycle de turbine à gaz à deux arbre MS5002C

IV.5.1. Mise en œuvre de la commande active

La commande active tolérante mise en œuvre dans ce travail est basée sur des réseaux de neurones et de la logique floue pour le système de turbine à gaz, modélisée par des modèles Takagi Sugeno flous [70,71]. Utilisant leurs modèles dynamiques, développés dans les travaux de Kulikov G.G. et al. dans [70,82] et aussi dans [11,37,77 et 80]. Un modèle linéaire dynamique pour cette turbine à gaz à deux arbres de type MS5002C est considéré sous la structure la suivante:

$$\begin{cases} \Delta \dot{n}_{LP} = -\frac{1}{L_{eng}} \Delta n_{LP} + \frac{K_{eng}}{L_{eng}} \Delta W_f \\ \Delta \dot{n}_{HP} = -\frac{1}{L_t} \Delta n_{HP} + \frac{K_t}{L_t} \Delta W_f \end{cases} \quad (IV.17)$$

Où les variables à manipuler sont :

n_{LP} est la vitesse d'arbre LP, n_{HP} est la vitesse d'arbre HP, T_c^* est la température de compresseur, T_t^* est la température de la turbine, T_{comb}^* est la température de chambre de combustion, W_a est le débit massique de l'air, F est la force, P_t^* est la pression de la turbine, $P_{c,HP}^*$ est la pression de compresseur et ΔW_f est le facteur de contrôle est le débit, K_{eng} et K_t c'est les coefficients d'impact non linéaire définis à partir de la caractéristique dynamique. En outre, la relation entre la vitesse d'arbre LP et la vitesse d'arbre HP défini comme: $\Delta n_{LP} = K \times \Delta n_{HP}$.

Pour l'utilisation de ce modèle de turbine à gaz à deux arbres, qui est fortement non linéaire, une série de Taylor est utilisée par la suite pour sa linéarisation aux tours des points de fonctionnement de la turbine à gaz. Avant cela, la représentation de ce modèle de l'équation (IV.17) est donné sous forme d'espace l'état est donnée par l'équation suivante:

$$\frac{d}{dt} \Delta X = f(\Delta X, \Delta \mu, t) \quad (IV.18)$$

En considérant les variables d'état $\Delta x_1 = \Delta n_{LP}$ et $\Delta x_2 = \Delta n_{HP}$, l'équation finale de l'espace d'état devient:

$$\frac{d}{dt} \Delta X = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (IV.19)$$

Avec $f_1 = -\frac{1}{L_{eng}} \Delta x_1 + \frac{K_{eng}}{L_{eng}} \Delta u$ correspond à la première équation de l'espace d'état pour le moteur,

L_{eng} est la constante de temps pour le moteur, $f_2 = -\frac{1}{L_t} \Delta x_2 + \frac{K_t}{L_t} \Delta u$ est la deuxième équation de

l'espace d'état pour le moteur, L_t est la constante de temps pour la turbine (l'espace de roue entre HP et BP).

Par ailleurs, le mode de l'équation (IV.17) du système de turbine à gaz est non linéaire et complexe pour être utilisé en commande directement, pour sa linéarisation des matrices de Jacobienne, propre au système de turbine à gaz sont déterminées.

Les éléments du premier et de deuxième ordre sont donnés par $\left. \frac{\partial f_i}{\partial x_1} \right|_{x=x_0}$ et $\left. \frac{\partial f_i}{\partial x_2} \right|_{x=x_0}$, ou les dérivées

partielles représentent cette matrice de Jacobienne peut être définie par:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_0} = A^{n \times n} = \left[\begin{array}{ccc} \left. \frac{\partial f_1}{\partial x_1} \right|_{x=x_0} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \right|_{x=x_0} & \dots & \left. \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \right|_{x=x_0} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial x_1} \right|_{x=x_0} & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ \left. \frac{\partial f_n}{\partial x_1} \right|_{x=x_0} & \dots & \dots & \left. \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \right|_{x=x_0} \end{array} \right] \quad (IV.20)$$

La fonction de la matrice de Jacobienne de turbine à gaz repose sur les modèles de la forme suivante:

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \left. \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix} \right|_{x=x_0} = \left. \begin{bmatrix} -\frac{1}{L_{eng}} & -\frac{K}{L_{eng}} \\ -\frac{1}{K.L_t} & -\frac{1}{L_t} \end{bmatrix} \right|_{x=x_0} \quad (IV.21)$$

$$\text{En posant } A = \begin{bmatrix} -0.324 & 1.56 \\ 0.39 & -2.23 \end{bmatrix}, B = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\substack{x=x_0 \\ u=u_0}} = \begin{bmatrix} \frac{K_{eng}}{L_{eng}} \\ \frac{K_t}{L_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 8144.0 \\ 3706.0 \end{bmatrix}.$$

En appliquant la modélisation développée dans cette section, le modèle global de sortie de turbine à gaz peut s'écrire alors sous la forme suivante:

$$y = \begin{bmatrix} \Delta T_{comb}^* \\ \Delta T_t^* \\ \Delta P_t^* \\ \Delta P_{c.HP}^* \\ \Delta T_c^* \\ \Delta W_a \\ \Delta F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.00044 & 0.01 \\ -0.0098 & 0.01 \\ 0.00011 & 0.000018 \\ -0.0015 & 0.0027 \\ 0.025 & 0.012 \\ 0.0034 & 0.0001 \\ 0.3 & 0.044 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 555.00 \\ 459.00 \\ 0.6700 \\ 3.0000 \\ 34.000 \\ -0.034 \\ 1791.0 \end{bmatrix} \Delta w_f \quad (IV.22)$$

La précision de la modélisation de turbine à gaz à deux arbres réalisée est en fonction des données réelles utilisées pour cette modélisation ainsi que du choix de méthode de linéarisation utilisée.

En effet, la représentation et l'efficacité de ces modèles s'apparentent aussi sur leurs implémentation en commande, certaines stratégies de contrôle sont intéressantes à étudier pour montrer et valider les avantages de l'approche de commande active à base de système d'inférence neuro flou proposé pour la détection et la localisation des défauts affectant une turbine à gaz à deux arbres. Notamment les systèmes de régulation quadratique linéaire (LQR) affines de la forme suivant:

$$\begin{cases} \Delta \dot{x} = A\Delta x + B\Delta u \\ \Delta u(t) = -K\Delta x(t) \end{cases} \quad (IV.23)$$

Où K est le vecteur de commande quadratique linéaire.

Afin de minimiser l'indice de performance J et donné par l'équation suivante:

$$J = \int_0^{\infty} (\Delta x^* Q \Delta x + \Delta u^* R \Delta u) dt \quad (IV.24)$$

Où Q est la matrice symétrique définie positive et R est la matrice symétrique hermitienne.

Pour ce système de régulation quadratique linéaire, nous pouvons obtenir:

$$\begin{aligned} (A-BK)^*P + P(A-BK) &= -(Q + K^*RK) \\ \Rightarrow A^*P + PA - PBR^{-1}B^*P + Q &= 0 \end{aligned} \quad (IV.25)$$

Où P est un hermitien défini positif ou matrice symétrique réelle.

Cela, permet d'avoir le système résultant de processus de turbine à gaz étudiée autour de son point de fonctionnement, de garantir la stabilité de leurs sorties utilisant une régulation classique PID, dans le cas de sans l'utilisation de la commande active tolérante aux défauts. Cela, est spécifié par un ensemble de matrices données par:

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{n}_{LP} \\ \Delta \dot{n}_{HP} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.324 & 1.56 \\ 0.39 & -2.23 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta n_{LP} \\ \Delta n_{HP} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 8144.0 \\ 3706.0 \end{bmatrix} \Delta Wf \quad (IV.26)$$

Afin de pouvoir représenter le système de turbine à gaz, pour qu'il soit stabilisé par le système de contrôle de l'état réaction $u = -Kx$, une représentation matricielle est définie par:

$$\begin{aligned} A - BK &= \begin{bmatrix} -0.324 & 1.56 \\ 0.39 & -2.23 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 8144.0 \\ 3706.0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 & k_2 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -0.324 - 8144.0 k_1 & 1.56 - 8144 k_2 \\ 0.39 - 3706 k_1 & -2.23 - 3706 k_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (IV.27)$$

Par conséquent, l'équation caractéristique de système de turbine à gaz devient:

$$\begin{aligned} |sI - A + BK| &= \begin{vmatrix} s + 0.324 + 8144.0 k_1 & -1.56 + 8144 k_2 \\ -0.39 + 3706 k_1 & s + 2.23 + 3706 k_2 \end{vmatrix} \\ &= (s + 0.324 + 8144.0 k_1)(s + 2.23 + 3706 k_2) = 0 \end{aligned} \quad (IV.28)$$

Les pôles en boucle fermée sont déterminés à $s = -0.324 - 8144.0 k_1$ et $s = -2.23 - 3706 k_2$, les matrices Q et R dans l'indice de performance quadratique sont $Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $R = [1]$ et la solution résultante est $K_1 = [0.9614 \quad 0.3017]$ avec les pôles sont : -8947.57, -2.72.

Dans la section suivante, des résultats de régulation quadratique linéaire seront présentés, afin de comparer les réponses de commande tolérante aux défauts active sur les variables de turbine à gaz avec leurs variables sans commande active, c'est à dire seulement la commande régulation quadratique linéaire, où les résultats de ces deux approches seront visualisés sur les mêmes figures, et aussi la variation paramétrique de la turbine avec la commande tolérante et sans la commande avec commande active et sans commande active. Afin de montrer la tolérance aux défauts de la commande proposée affectant la turbine à gaz.

IV.5.2. Modélisation de turbine à gaz à base de système neuro flous (ANFIS)

Dans cette section une modélisation de turbine à gaz à deux arbres est proposée en utilisant les systèmes neuro flous, afin d'évaluer et représenter le comportement dynamique de cette machine tournante. Cette approche s'appuie sur l'utilisation des techniques de réseau de neurones flou de type ANFIS. Cela, permet d'intégrer les connaissances de l'expertise, exprimées sous forme de règles floues, et les connaissances issues de données réelles dans la phase d'apprentissage de réseau de neurones, qui va permettre d'ajuster les paramètres la structure globale de modèle utilisé, par la suite, à la commande active tolérante aux défaut de système de turbine à gaz.

IV.5.3. Système neuro flous (ANFIS)

Récemment plusieurs applications de systèmes neuro flous ont été réalisées et développées pour la modélisation et la commande des systèmes industriels [2,68,70,78,101 et 109]. Cependant, le systèmes ANFIS permet de générer automatiquement des modèles à base de règles floues basés sur le modèle d'inférence de Takagi Sugeno, ce concept à été proposé initialement par Jyh-Shing Roger Jang on 1993 dans [61 et 62] et a fait un grand succès pour la modélisation des systèmes non linéaires complexes. La configuration de système ANFIS adopté dans ce travail est composée de cinq couches, pour concevoir la commande active est décrite dans la Figure IV.11.

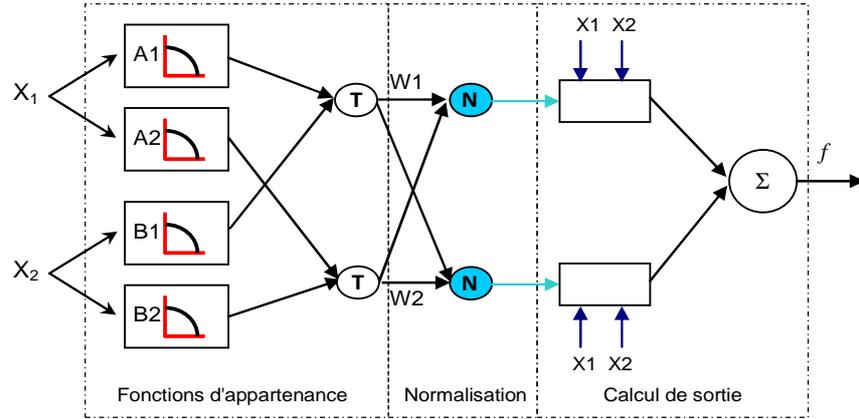


Figure IV.11: Structure de modèle neuro flou adaptatif ANFIS

Afin d'appliquer la structure de modèle neuro flou adaptatif ANFIS de la Figure IV.11, on considère un système d'inférence flou de type Sugeno du premier ordre, nous supposons qu'il y a deux variables linguistiques d'entrées x_1 et x_2 et une sortie y , et supposons que la base des règles contient deux règles de types :

$$\text{R\`egle 1 : If } x_1 \text{ is } A_1 \text{ and } x_2 \text{ is } B_1 \text{ Then } y_1 = f_1(x,y) = p_1x + q_1y + r_1 \quad (\text{IV.29})$$

$$\text{R\`egle 2 : If } x_1 \text{ is } A_2 \text{ and } x_2 \text{ is } B_2 \text{ Then } y_2 = f_2(x,y) = p_2x + q_2y + r_2$$

Les sorties de la première couche représente les degrés d'appartenance des variables d'entrée x_1 et x_2 , donnée par:

$$O_i^1 = \mu_{A_i}(x); i = 1,2 \quad (\text{IV.30})$$

Chaque nœud dans la couche 2 est un nœud fixe noté Π et chacun d'eux engendre en sortie le produit de ses entrées, utilisant l'opérateur ET de logique floue, pour calculer le degré d'activation des prémisses, qui est correspond au degré d'appartenance de la règle considérée:

$$O_i^2 = w_i = \mu_{A_i}(x) \times \mu_{B_i}(x); i = 1,2 \quad (\text{IV.31})$$

Chaque nœud de couche 3 est également fixé et réalise la normalisation des poids des règles floues, pour la normalisation des poids, selon la relation suivante:

$$O_i^3 = \bar{w}_i = \frac{w_i}{w_1 + w_2}; i = 1,2 \quad (\text{VI.32})$$

Dans la couche 4, chaque nœud est adaptatif et calcule les sorties des règles, pour déterminer les paramètres conséquents, en réalisant la fonction :

$$O_i^4 = \bar{w}_i \times f_i = \bar{w}_i (p_i x + q_i y + r_i) ; i = 1,2 \quad (IV.33)$$

La cinquième couche qui est également celle du réseau est déterminée par la relation suivante :

$$O_i^5 = f = \sum_i \bar{w}_i \times f_i \quad (IV.34)$$

Le système ANFIS applique le mécanisme d'apprentissage des réseaux neurone sur les inférences floues, dont les paramètres des fonctions d'appartenances sont ajustés en utilisant l'algorithme d'apprentissage de descente de gradient en combinaison avec l'algorithme de moindre carré.

IV.5.4. Modèle ANFIS de turbine à gaz

Le système de surveillance de turbine à gaz à deux arbres réalisé dans ce travail est basé sur les variables d'entrées et des sorties de cette machine tournante. Ces variables sont utilisées dans le choix de la configuration des systèmes neuro flous (ANFIS) pour la modélisation de turbine à gaz MS 5002C d'une part et d'autre par le système ANFIS permet aussi d'assurer un fonctionnement en mode dégradé en présence de défauts capteurs dans la synthèse d'une commande active tolérante aux défauts. Le système de turbine peut être modélisé par 7 équations qui représentent les relations entrées-sorties, données dans l'équation suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{comb} = ANFIS_1(\Delta W_f, \Delta W_a, \Delta T_c, \Delta F) \\ \Delta T_t = ANFIS_2(\Delta W_f, \Delta T_{comb}, \Delta P_c, \Delta T_c, \Delta W_a) \\ \Delta P_t = ANFIS_3(\Delta W_f, \Delta P_c, \Delta T_t, \Delta W_a, \Delta F) \\ \Delta P_{c.HP} = ANFIS_4(\Delta W_f, \Delta T_c, \Delta W_a, \Delta F) \\ \Delta T_c = ANFIS_5(\Delta W_f, \Delta P_c, \Delta W_a, \Delta F) \\ \Delta W_a = ANFIS_6(\Delta W_f, \Delta F, P_{c.HP}) \\ \Delta F = ANFIS_7(\Delta W_f, \Delta W_a, \Delta P_t, \Delta P_{c.HP}) \end{array} \right. \quad (IV.35)$$

Pour bien représenter le système de turbine à gaz, 6270 échantillons de données entrées / sorties étalées sur 4 jours de fonctionnement sans défauts ont été utilisées dans cette modélisation. Le réseau du modèle ANFIS utilise ces entrées pour générer une seule sortie. Chaque entrée est fuzzifiée par 3 ensembles flous de types gaussiens. La Figure IV.12 montre la variation du débit massique est donné par ΔW_a et leur surface est donnée par la Figure IV.13.

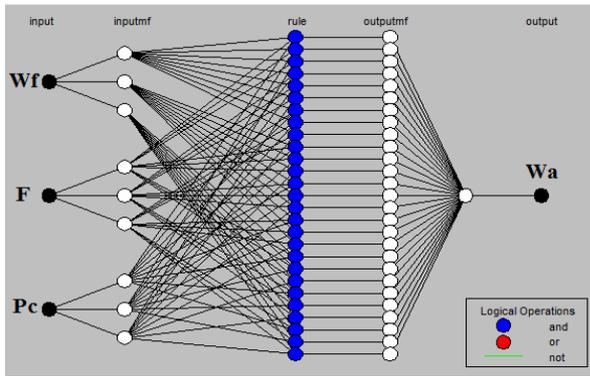


Figure IV.12: Réseau du modèle ANFIS pour le variable ΔW_a

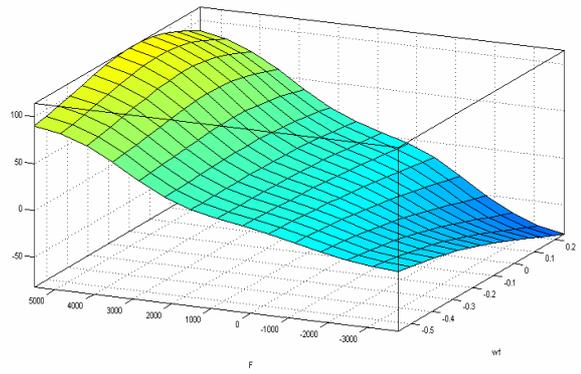


Figure IV.13: Surface de sortie de modèle ANFIS pour le variable ΔW_a

La Figure IV.14 montre les variations des sorties de système de turbine à gaz comparées avec les sorties des modèle ANFIS pour les variables manipulées. Les Figure IV.14.A, Figure IV.14.B, Figure IV.14.C, Figure IV.14.D, Figure IV.14.E, Figure IV.14.F et et Figure IV.14.G représentent respectivement la variation de la force, la variation de la température de compresseur, la variation de la pression de compresseur, la variation de la température de chambre de combustion, la variation de la température de la turbine, la variation de débit massique la variation de pression de la turbine.

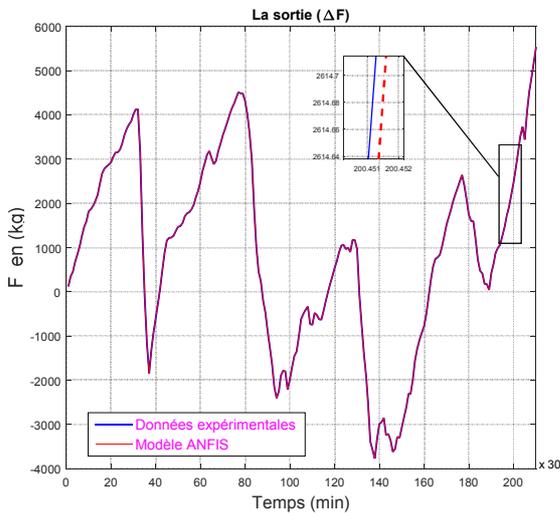


Figure IV.14.A: Variation de la force

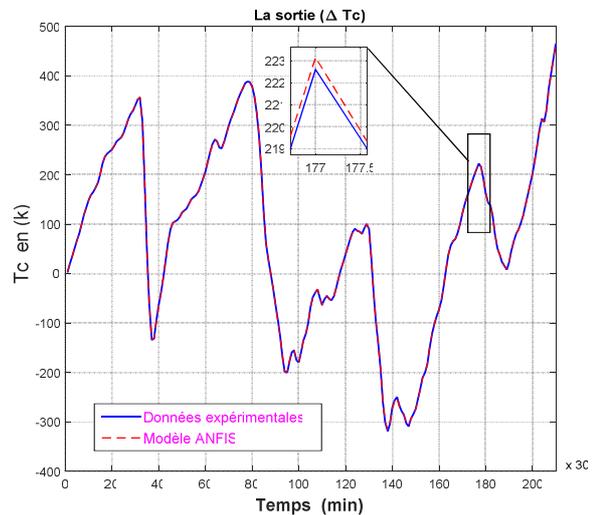


Figure IV.14.B: Variation de la température de compresseur

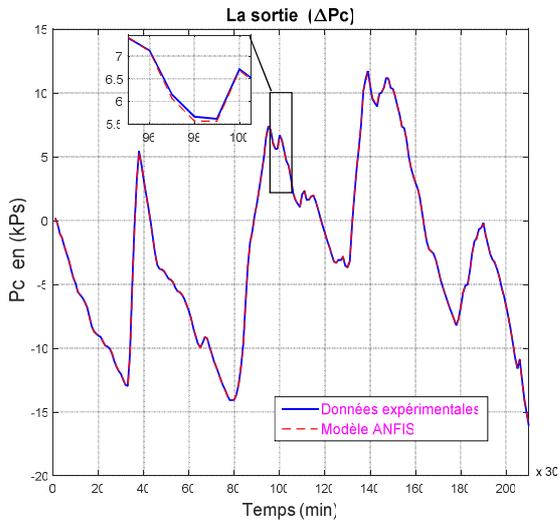


Figure IV.14.C: Variation de la pression de compresseur

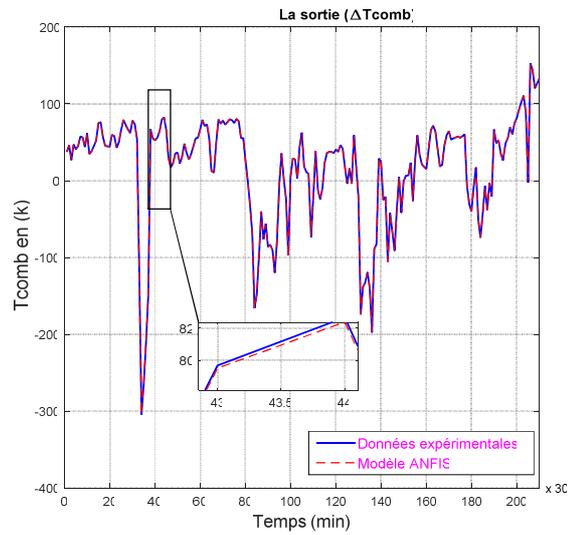


Figure IV.14.D: Variation de la température de chambre de combustion

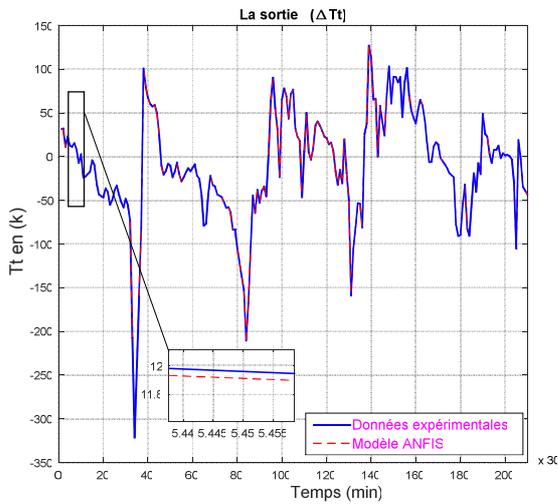


Figure IV.14.E: Variation de la température de la turbine

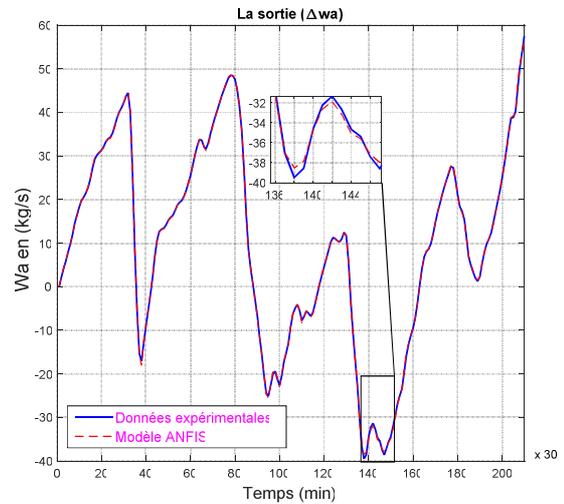


Figure IV.14.F: Variation de débit massique

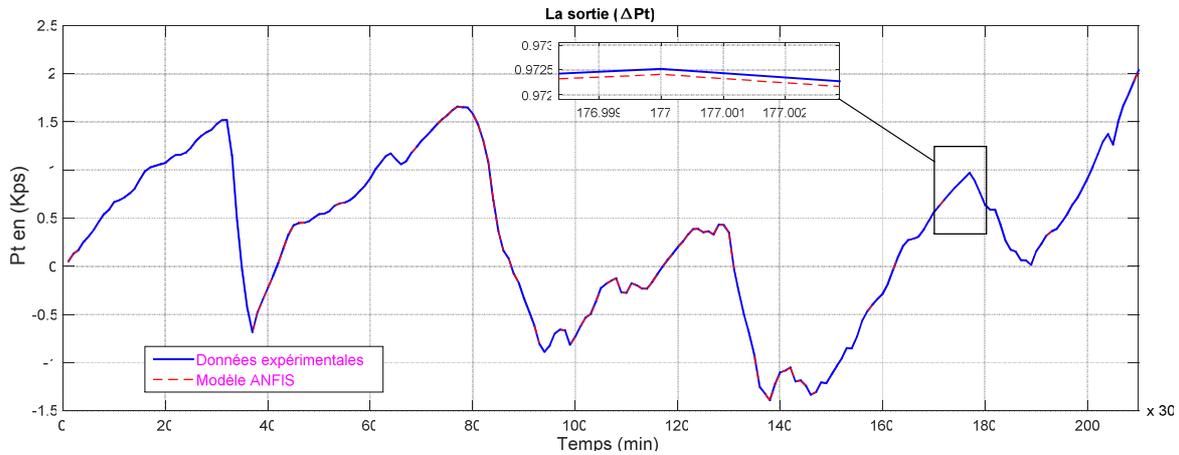


Figure IV.14.G: Variation de la pression de la turbine

Figure IV.14: Variations des sorties de système de turbine à gaz comparées avec les sorties des modèle ANFIS pour les variables manipulées

IV.5.5. Commande active tolérante aux défauts appliquée à une turbine à gaz

La démarche de commande active tolérante aux défauts présentée dans cette section, s'étend au cas de systèmes de diagnostic de turbine à gaz, et définissent le diagnostic comme la détection, la localisation et l'identification de défauts à base de modèle, pour la reconfiguration des contrôleurs de turbine.

Dans le contexte de l'industrie gazière notamment la turbine à gaz, le diagnostic aide les opérateurs à surveiller cette machine et par conséquent à prendre une décision pour effectuer une reconfiguration de la commande en cas des défauts non tolérables. Pour caractériser le système de diagnostic réalisé, une génération de résidus de fonctionnement du système à été construit, ces résidus sont les écarts entre les signaux de sortie mesurées et leur estimation par les modèles ANFIS proposés, donnée par la relation suivante:

$$R(t) = y_r(t) - y_{\text{mod}}(t) \quad (\text{IV.36})$$

Les résidus représentent les relations entrées /sorties de fonctionnement de système de turbine à gaz, données par l'équation (22) et montrés sur la Figure 7, ont été générés. Pour leurs évaluations, la méthode de cartes de la moyenne de shewhart a été utilisée afin de détecter les changements brusques de caractéristique statistique du système. Avec un principe de diviser la stratégie de contrôle en trois lignes, la 1^{ère} ligne est la principale et les deux autres sont les limites nommées "upper control limit

(UCL)" et "Lower control limit (LCL)". Cette méthode utilise la loi normale pour calculer leur écart type; pour des données de référence $N > 100$ et un moyenne $\mu = \sum X / N$, l'écart type des valeurs est donné par $\sigma = \sqrt{\sum (x - \mu)^2 / N}$. Et pour un échantillon taille n et un moyenne $m = \sum X_i / n$, l'écart type des valeurs est donné par $s = \sqrt{\sum (x_i - m)^2 / (n - 1)}$.

Le processus de génération de résidus sur les données réelles de turbine, étant centré suit la loi normale (moyenne m et un écart type μ) ou les échantillons suivent la loi normale (moyenne m et un écart type s/\sqrt{n}) avec des limites de détections (seuils de détection) fixées à $(UCL, LCL) \pm K_1 * \text{écart-type}$ et K_1 : nombre l'écart type, le tableau 3, résumé moyenne m et l'écart type de chaque signal de sortie de résidu généré [104,105 et 108].

Après l'étape de génération des résidus, la tache suivante est leur évaluation, pour la détection de défauts. Pour cela, des modèles neuro flous de type ANFIS ont été proposés pour décider et localiser le type de défauts affectent le système de turbine, à partir des résidus générés précédemment, cette étape est résumée dans la Figure IV.15.

	\bar{X}	S	(UCL,LCL)
e_{Tcomb}	$-2 * 10^{-5}$	1.14	0.42
e_{Tt}	$-4 * 10^{-5}$	1.11	0.33
e_{Pt}	$-9 * 10^{-8}$	0.0013	0.004
$e_{Pc.HP}$	$-9.42 * 10^{-7}$	0.07	0.2
e_{Tc}	$3.11 * 10^{-5}$	1	3
e_{Wa}	$2 * 10^{-6}$	0.33	1
e_F	$1.01 * 10^{-4}$	1	3

Tableau IV.1: Seuil de détection des défauts

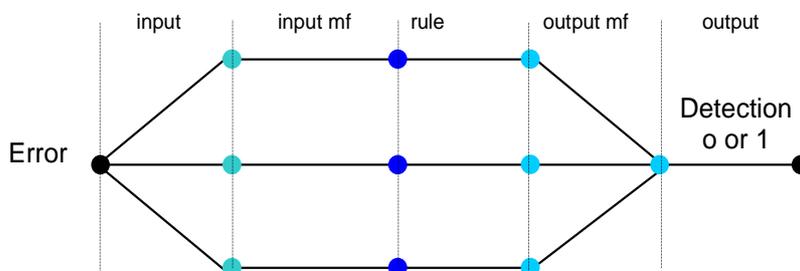


Figure IV.15 : Système de détection de défauts à base de système ANFIS

La stratégie proposée pour le diagnostic de la turbine à gaz est montrée sur la Figure IV.16, un mécanisme de génération des résidus est intégré dans cette configuration pour mener à bien l'approche de commande tolérante aux défauts à base de système ANFIS. Cela, requièrent aux mesures et aux données d'entrées / sorties de système de turbine pour l'estimation d'état dynamique de système et les l'état de défauts pendant leur exploitation. Cette stratégie prend en considération les cas de défaillance totale des capteurs permettra ainsi la reconfiguration de la commande tolérante aux fautes.

Après la génération des résidus et l'affirmation de l'apparition des défauts, la reconfiguration dans les contrôleurs de système de turbine est utilisée après une décision qui sera faite par le mécanisme d'évaluation des résidus. Les résultats de simulation de cette approche seront présentés dans la section suivante, afin de montrer l'apport de la commande active tolérante aux défauts affectant une turbine à gaz à deux arbres.

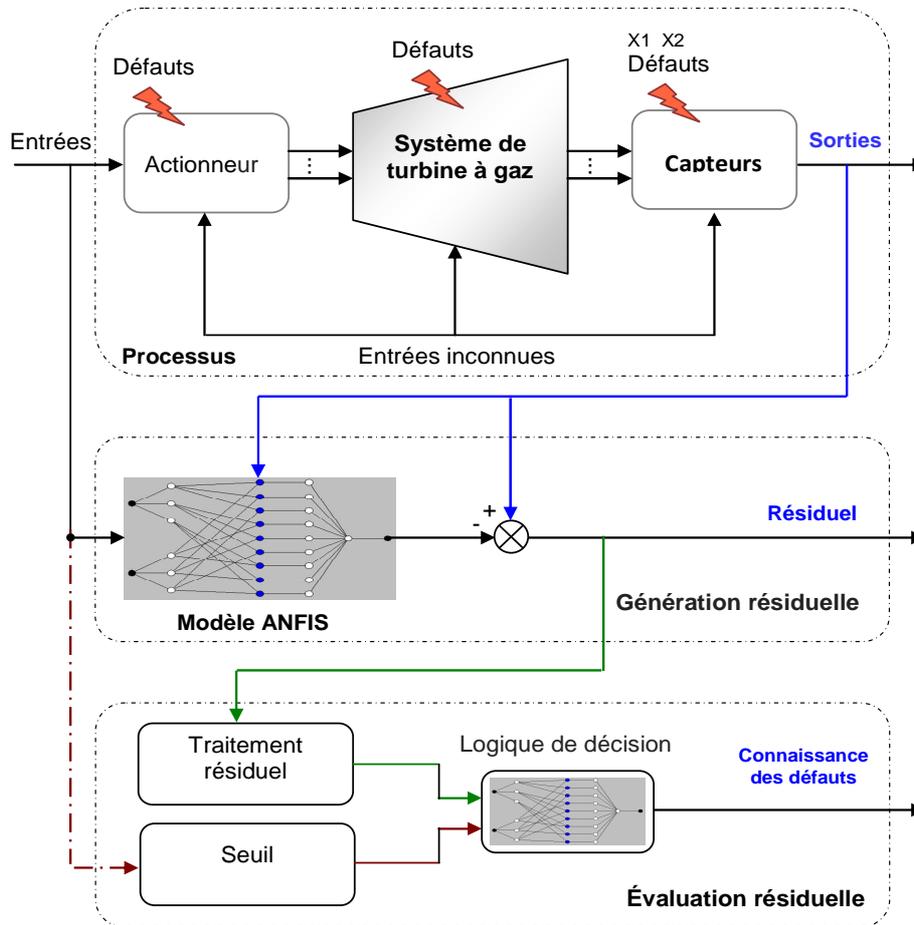


Figure IV.16: Configuration de système de diagnostic à base de modèle

IV.6. Résultats d'application

Dans cette section, les tests ont été réalisés en émulant des défauts , afin de montrer l'efficacité de la commande active tolérante aux défauts appliqués à la turbine à gaz à deux arbres. Les actions de contrôle sont appliquées pour assurer un fonctionnement acceptable de la turbine d'une part et d'autre part pour assurer la stabilité globale du système de turbine. En se basant sur une solution on-line en termes de reconfiguration des contrôleurs dans ce système. En effet, les résultats obtenus permettent d'effectuer la détection, l'isolation et l'estimation des défauts affectant la turbine, basée sur l'estimation et l'évaluation des résidus obtenus pour chaque test. La Figure IV.17.A, montre la variation de sortie de déviation de température de turbine à gaz $\Delta T_t^*(K)$ avec commande tolérante aux défauts utilisant le modèle ANFIS en couleur rouge et sans commande tolérante aux défaut en vert utilisant seulement la commande LQR pour stabiliser cette sortie, à l'instant t=50 une occurrence de défaut capteur détectée par le système de commande active, par la variation de résidus de cette variable, cela est montré la Figure IV.17.B. En analysant cette figure, nous pouvons constater que la capacité de modèle ANFIS de détecter par ses seuils fixes l'estimation des défauts sur la variable de température. En revanche la commande LQR lors de l'apparition de ce défaut, on remarque que la température chute provoquant ainsi l'instabilité.

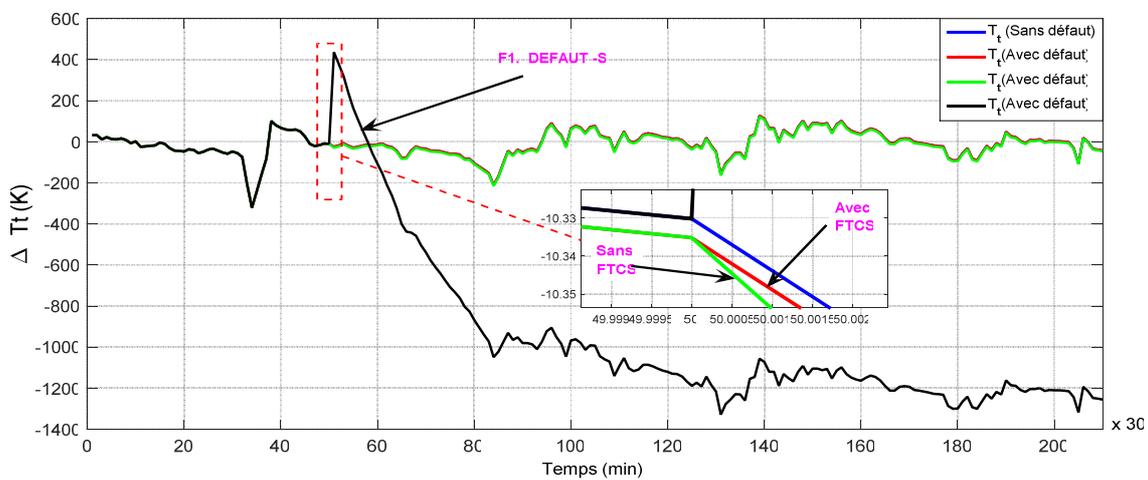


Figure IV.17..A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de température-turbine $\Delta T_t^*(K)$)

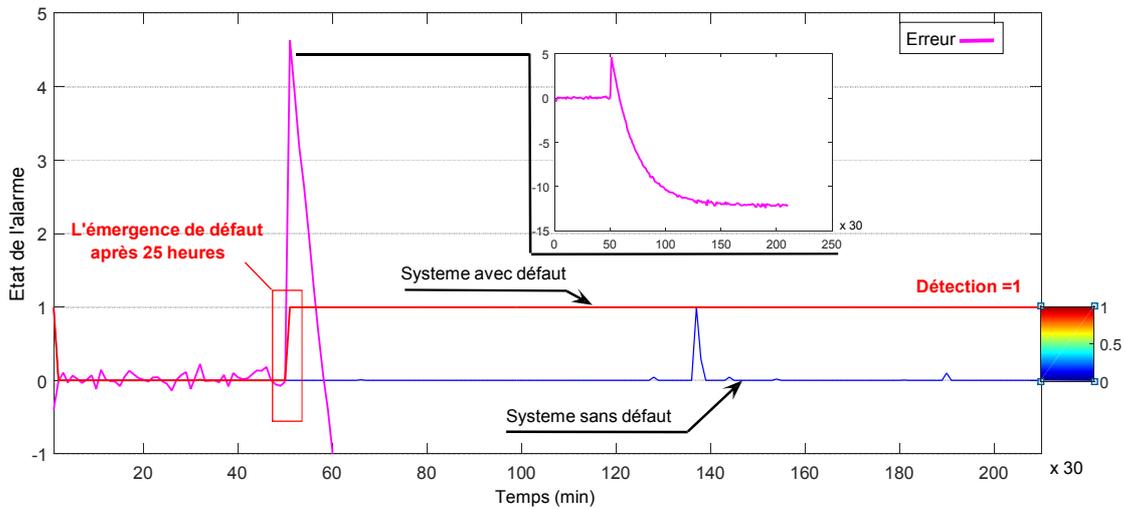


Figure IV.17.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

Afin de montrer les performances et la robustesse de la stratégie de commande active tolérante aux défauts d'autres tests ont été réalisés, les données entrées/sorties ont été utilisées pour la modélisation ANFIS de la turbine à gaz, composée de 07 variables. La Figure IV.18.A, montre la variation de sortie de déviation de pression de compresseur $\Delta P_{c.HP}^*$ (kPa) avec la commande tolérante aux défauts utilisant le modèle ANFIS et sans commande tolérante aux défauts. Le défaut est apparu à l'instant $t= 25$ heure, le défaut est détecté, la variation de résidus de cette variable est montrée sur la Figure IV.18.B. La pression dans la turbine chute lors de l'apparition du défaut avec la commande LQR. Ce dysfonctionnement cause une instabilité de la turbine et qui pourrai engendrer des conséquences néfastes sur la turbine et sur l'installation gazière. En revanche la commande AFTC a préservé les performances en mode dégradé c'est-à-dire lors de l'apparition du défaut d'une part et d'autre part la stabilité du système de turbine est assurée.

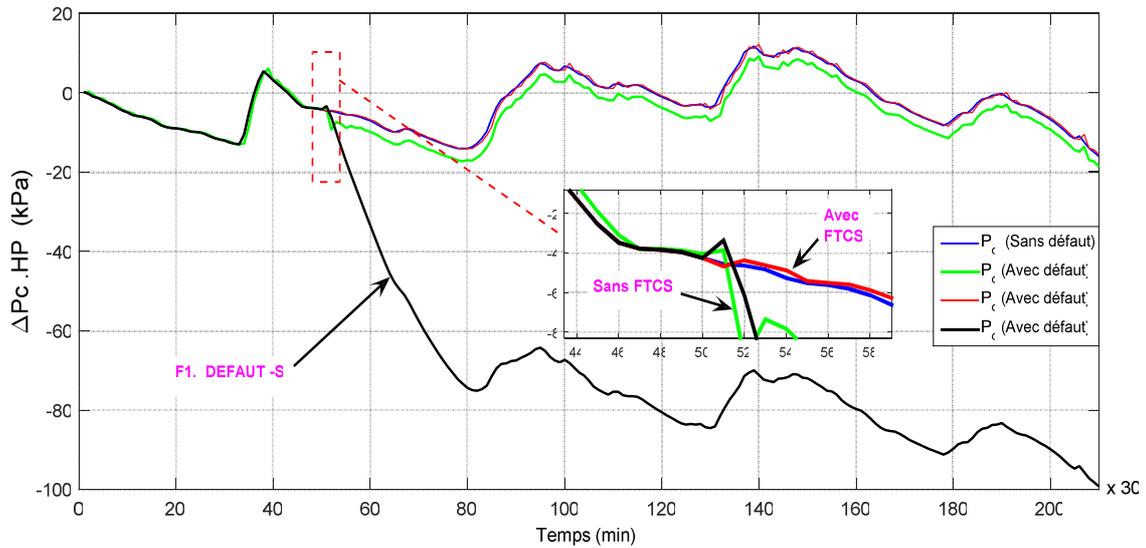


Figure IV.18.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation du compresseur de pression $\Delta P_{c,HP}^*$ (kPa))

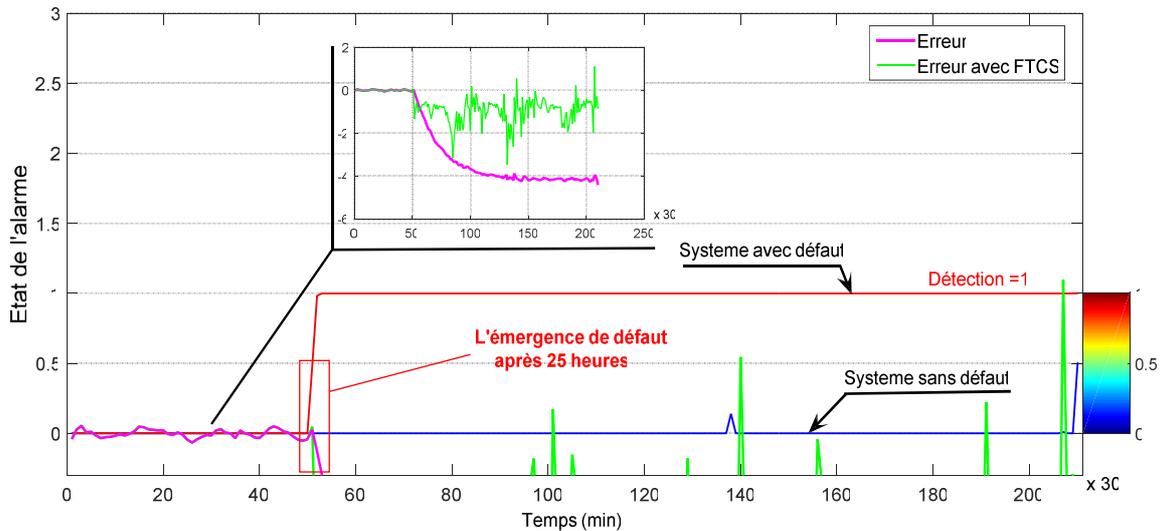


Figure IV.18.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

La figure IV.19.A illustre la comparaison entre la commande AFTC en utilisant le modèle ANFIS avec la commande LQR. La variation de sortie de déviation de température dans la chambre de combustion ΔT_{comb}^* (K). Nous pouvons remarquer en présence du défaut, la commande AFTC arrive à assurer des performances acceptables par contre les performances de la commande LQR se dégradent

au fur et à mesure et la température dans la chambre continue à augmenter et à s'éloigner du point de fonctionnement.

La courbe des résidus est montrée sur la Figure IV.19.B, les résultats d'estimation de résidus sont satisfaisants. Le mécanisme de diagnostic est activé en présence de défauts permet ainsi à la reconfiguration automatique de la commande AFTC.

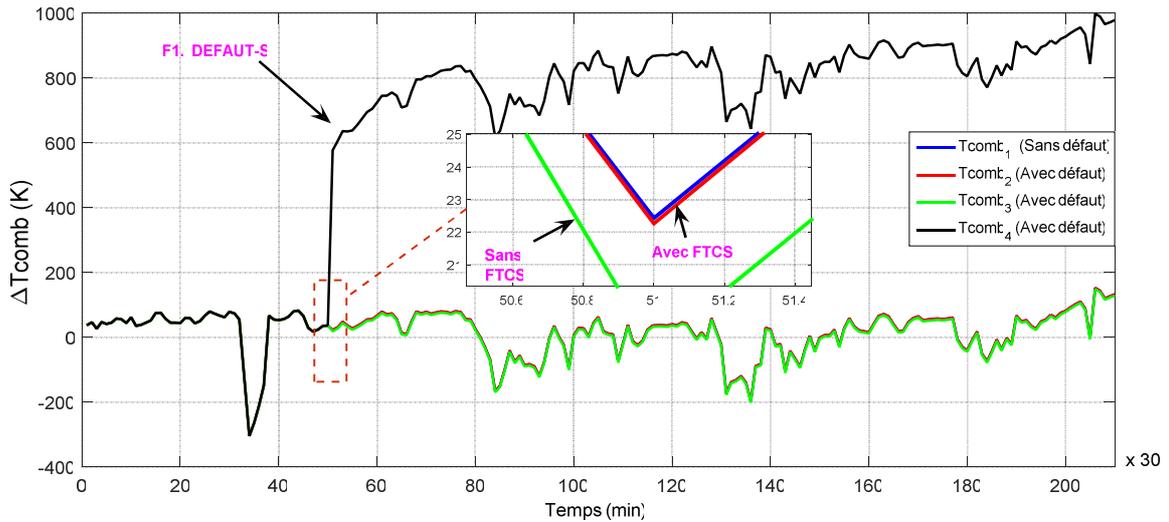


Figure IV.19.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de température $\Delta T_{comb}^* (K)$)

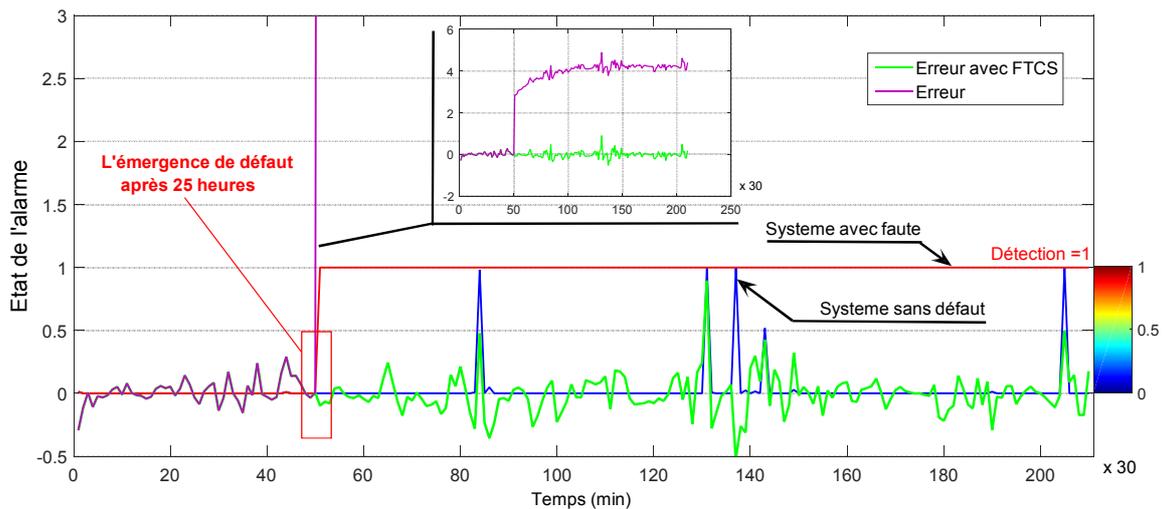


Figure IV.19.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

La Figure IV.20.A, présente l'évolution de la sortie déviation de pression de turbine ΔP_t^* (kPa) avec commande tolérante aux défauts utilisant le modèle ANFIS et sans commande tolérante aux défauts. L'apparition de défauts de basse vibrations est bien détectée et isolée et l'estimation de ces défauts a été faite à partir des résidus comme le montre clairement la Figure IV.20.B.

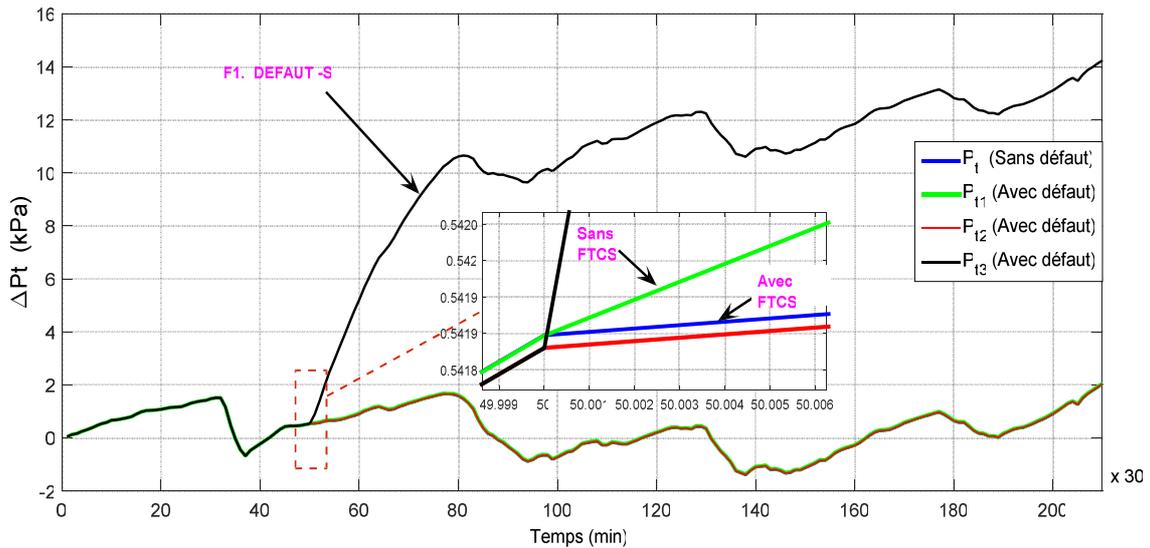


Figure IV.20.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation de la pression-turbine ΔP_t^* (kPa))

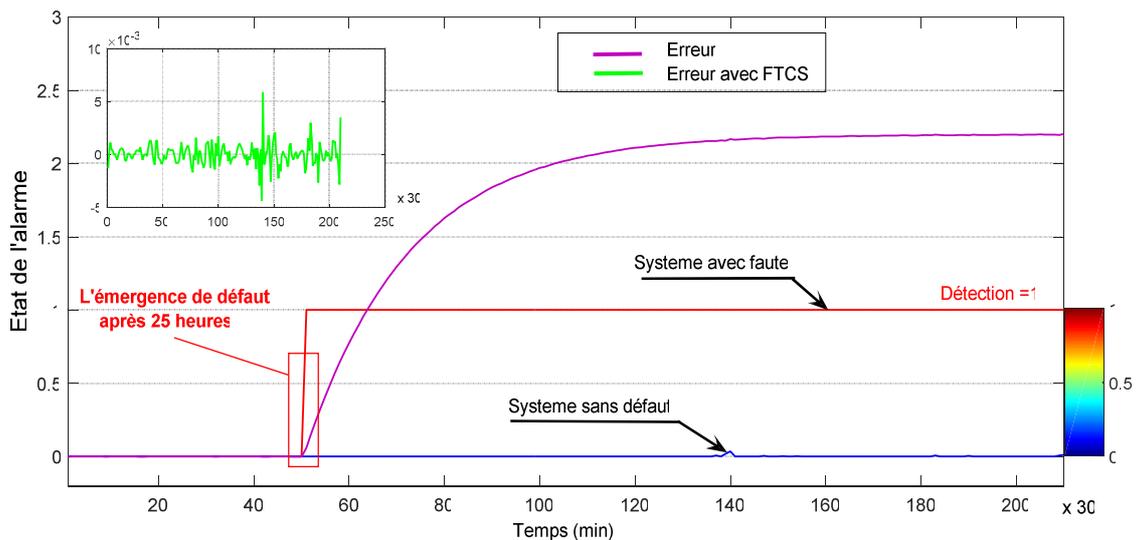


Figure IV.20.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

La Figure IV.21.A, affiche l'évolution temporelle de la sortie déviation de température de compresseur $\Delta T_c^* (K)$ avec commande tolérante aux défauts utilisant le modèle ANFIS et sans commande tolérante aux défaut. La variation des résidus est exposée sur la Figure IV.21.B, où nous pouvons remarquer que l'apparition de défauts est bien détectée et isolée.

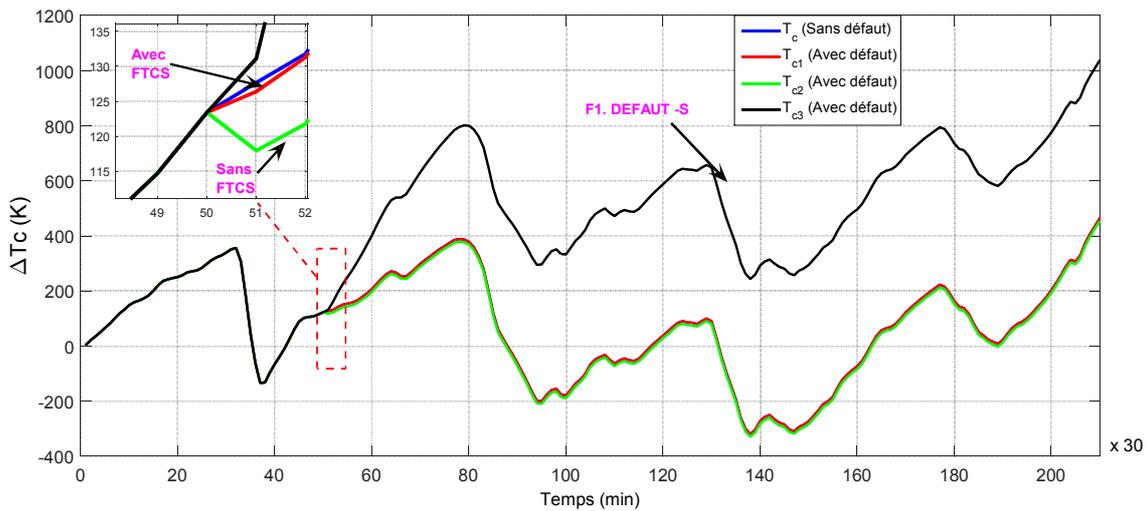


Figure IV.21.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Ecart de température-compresseur $\Delta T_c^* (K)$)

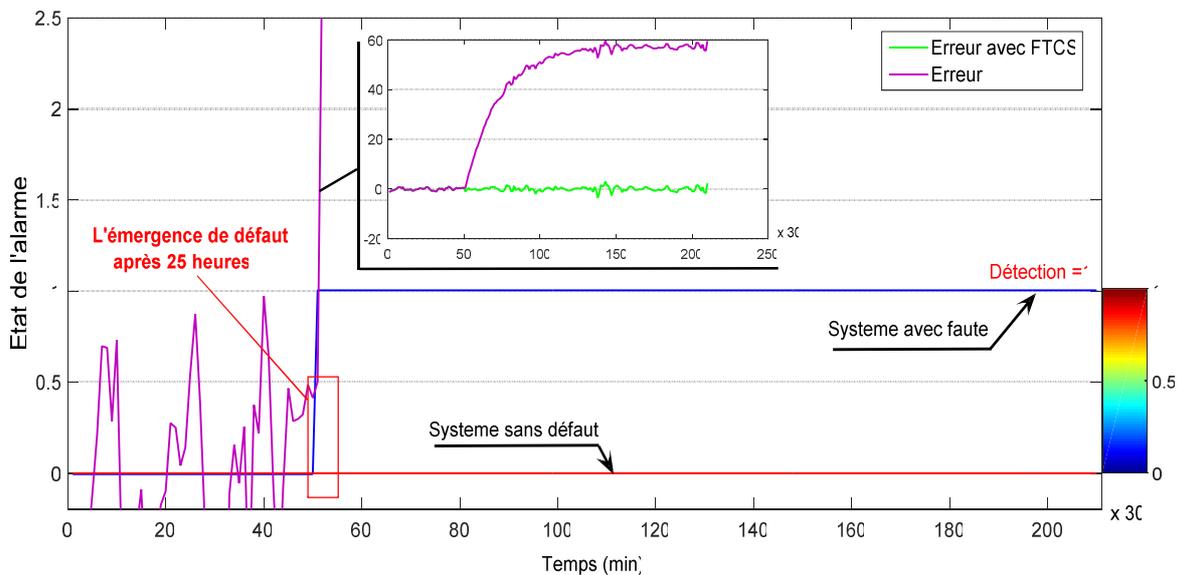


Figure IV.21.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

Néanmoins, l'efficacité de la commande active tolérante aux défauts dépend de l'amplitude des défauts. En effet, la Figure IV.22.A, montre la variation de sortie de déviation du débit massique de système de turbine à gaz ΔW_a^* (Kg/s) avec commande tolérante aux défauts utilisant le modèle ANFIS et la commande optimale (LQR). Le générateur de résidus utilisé, sa variation est illustrée sur la Figure IV.22.B, où le défaut est correctement estimé et que la modélisation du système est bien adaptée.

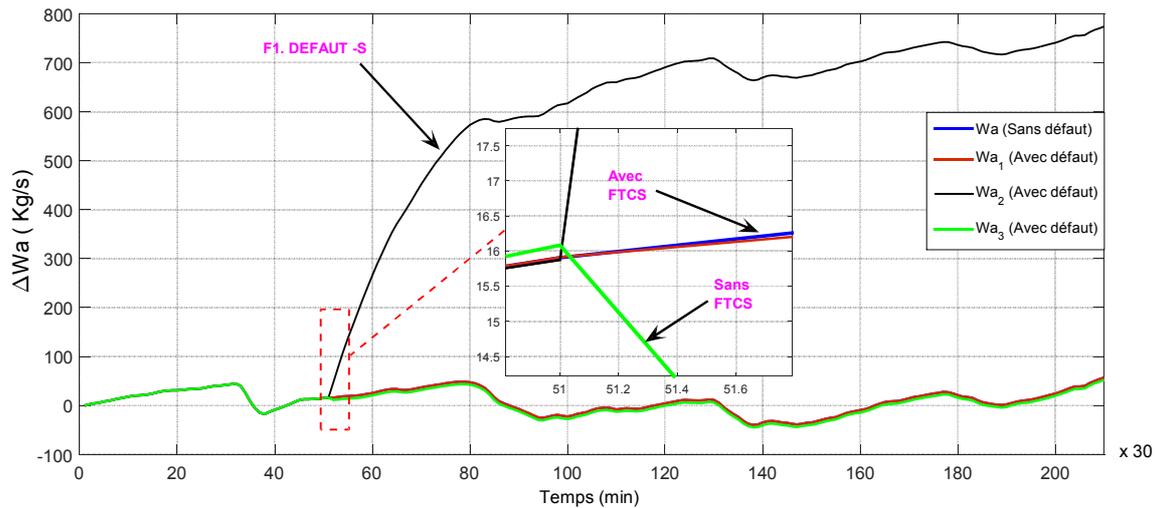


Figure IV.22.A: Les sorties du système y avec et sans FTC ainsi que le modèle ANFIS (Déviation du débit massique ΔW_a^* (Kg/s))

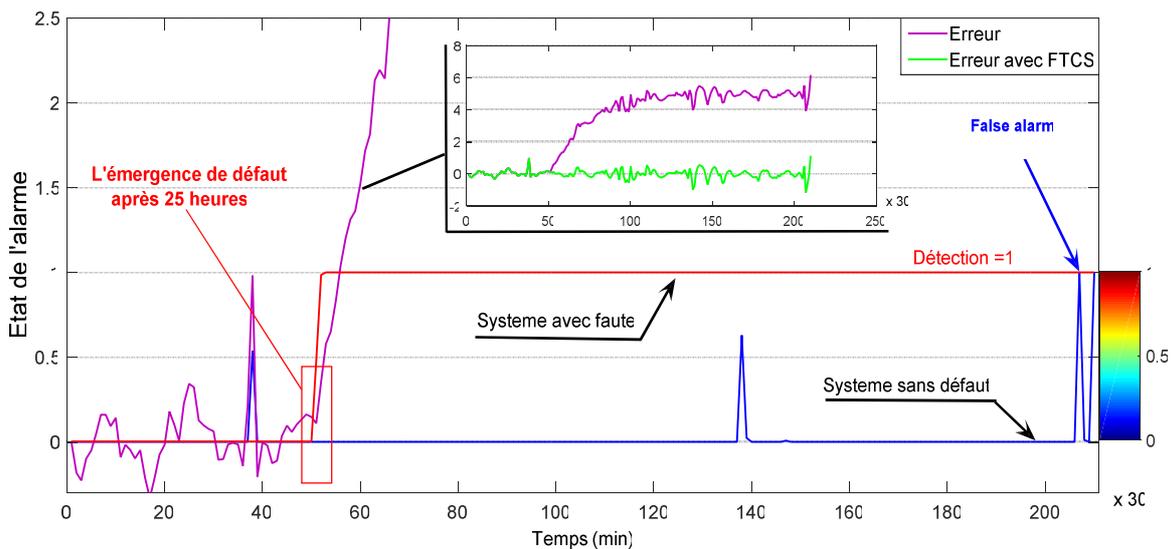


Figure IV.22.B: État de l'alarme (avec et sans défaut)

Les résultats obtenus des différents tests sont très satisfaisants et montrent que la commande active tolérante aux défauts est parfaitement bénéfique pour la turbine à gaz, car l'apparition des défauts est bien détectée et localisée et qu'aucune fausse alarme n'est générée. Donc, l'étude expérimentale menée dans ce travail, montre l'efficacité de la commande active tolérante aux défauts en utilisant l'approche ANFIS, son originalité est présentée dans son application sur un processus industriel en l'occurrence la turbine à gaz. Les algorithmes de diagnostic à base de modèle ANFIS ont été implémentés et validés sur un système de turbine à gaz à deux arbres. Les données prélevées des mesures entrées/sorties, sur ce système ont permis d'appliquer l'algorithme de commande active tolérante aux défauts (AFTC) en temps réel. Leurs principes résident dans la génération d'indicateurs de défauts en se basant sur la comparaison de symptômes significatifs de défauts avec les mesures directement prélevées sur le système turbine à gaz, l'apparition du défaut est détectée par l'intermédiaire des calculs des résidus qui consistent la différence entre les grandeurs mesurées et les grandeurs estimées, avec cette comparaison nous a permis de détecter l'occurrence du défaut avec précision.

IV.7. Conclusion

Nous nous sommes intéressés dans ce chapitre à la synthèse de commande active tolérante aux défauts de la turbine à gaz à deux arbres utilisée dans le transport des hydrocarbures. Une structure de commande basée sur l'approche adaptative d'un système d'inférence neuro flou (ANFIS) est utilisée. En effet, l'intérêt de cette approche a été présenté dans le contexte de modélisation ANFIS de turbine type MS5002C, où le choix de cette approche est justifié par ses nombreux avantages, notamment pour la simplicité d'utilisation de ces modèles dans l'implémentation de stratégies contrôle et pour leur système de régulation reconfigurables.

La principale contribution de ce travail consiste dans l'amélioration de la sûreté de fonctionnement de système de turbine à gaz tout en garantissant la continuité de production de cette installation en présence de défaut, permettant ainsi son fonctionnement en mode dégradé avec des performances acceptables et tout en assurant sa stabilité. Cette approche a été validée également dans le cadre de la détection de défauts affectant capteurs du système de turbine à gaz, malgré les paramètres variant de la turbine. Les résultats obtenus montrent l'efficacité de la commande active développée avec la reconfiguration de la commande en ligne de turbine à gaz où les défauts sont détectés et localisés par la technique des résidus et le mécanisme automatique de reconfiguration de la commande.

Ces résultats nous ont permis également de conclure que les performances et la stabilité du système turbine à gaz en mode défaillant sont assurées sur de larges zones de son exploitation.

Conclusion générale

Les travaux présentés dans cette thèse portent essentiellement sur le développement et la validation expérimentale des techniques de diagnostic à base de modèle et les techniques de la commande neuro floue tolérante aux défauts appliquées à une turbine à gaz. Une brève description de l'évolution des configurations de ces techniques pour les systèmes linéaires a été fournie. Par la suite, nous avons mis en œuvre des stratégies de commande tolérantes aux défauts pour le contrôle de la dynamique de la turbine à gaz Industrielle.

L'intérêt majeur de la recherche des travaux de cette thèse est d'augmenter la sécurité des éléments de la chaîne du processus industriel en prenant l'exemple d'une turbine à gaz, afin de garantir la continuité de production et de fonctionnement. En effet, les approches classiques posent des problèmes de modélisation et d'efficacité des stratégies de diagnostic, notre contribution réside dans le développement d'une technique de commande neuro floue tolérante aux défauts, qui utilise les modèles de comportements sain et défectueux combiné avec la méthode de seuillage pour isoler les défauts. Par la suite l'accent est mis en particulier la conception d'approches d'intelligence artificielle, qui est considérée comme des solutions prometteuses pour les besoins de prévention et de surveillance. Notre travail s'est orienté vers l'étude de la tâche de diagnostic de défauts dans un système industriel réel (turbine à gaz) en se basant sur la méthode à base de modèle. Le choix est porté sur une approche hybride entre la logique floue et les réseaux de neurones artificiels qui est appelée ANFIS. On a utilisé le modèle Neuro-Flou type ANFIS pour les différentes étapes de diagnostic, la modélisation des variables de turbine à gaz, la génération des résidus comme des indicateurs de défauts et pour la classification de ces derniers.

Les résultats obtenus pour les différentes étapes montrent l'efficacité des systèmes conçus. Le système de diagnostic global est capable de détecter le défaut et de le classer grâce à la capacité d'approximation et de généralisation de ces systèmes intelligents. Les avantages d'utiliser un tel système neuro-flou sont dans leur capacité de traiter les informations incertaines avec l'extraction automatique de la base de règle. Aussi, ce système permet de localiser les défauts affectant la turbine avec une capacité d'apprentissage fiable. Pour cela, il suffit de surveiller la valeur de la sortie du classificateur neuro-flou, puisque les performances du système ANFIS sont plus précises, grâce à l'adaptation entre la capacité d'approximation des réseaux de neurones et la rapidité d'exécution des algorithmes flous.

Notre application est centrée sur la turbine à gaz en raison du fait que les instabilités de rotors peuvent causer de graves dégâts, c'est pour ça que l'étude du comportement dynamique global et les amplitudes vibratoires de cette machine permettant de résoudre divers problèmes liés à leurs fonctionnements et d'augmenter à la fois leurs performances et leur rendement en les faisant fonctionner dans des gammes de vitesse de rotation de plus en plus élevées.

Dans le **premier chapitre**, après avoir évoqué le contexte et l'état de l'art des besoins d'un système de diagnostic, nous avons proposé une démarche globale de diagnostic des défauts ; nous nous sommes basés sur la mise en œuvre d'une stratégie de détection de défauts d'une turbine à gaz permettant de maîtriser les comportements dynamiques de ce système complexe. L'utilisation d'un système hybride adaptatif d'inférence neuro flou a permis de combiner les avantages de deux techniques pour maintenir les performances souhaitées de système de turbine à gaz en présence de défauts. Cette dernière approche a fait l'objet de la dernière partie de travail dans cette thèse, dans le but d'identifier et de modéliser la dynamique d'une turbine à gaz, avec la bonne représentation des connaissances floues dans l'apprentissage de réseaux de neurones fournissent des améliorations significatives dans leur capacité d'apprentissage, pour modéliser les comportements dynamiques de système étudié.

Le deuxième chapitre a été consacré à l'élaboration d'une méthode de modélisation de vibrations des turbines à gaz. Nous nous sommes basés sur les outils mathématique basés sur une méthode originale de modélisation de vibratoires, utilisant une distribution circulaire pour déterminer des modèles tolérants aux défauts robustes. Dans ce cadre, nous avons abordé la modélisation avec la méthode circulaire basée sur les données et de l'historique d'exploitation de ces machines tournantes. Afin d'assurer une disponibilité fonctionnelle du système examiné et assurer une bonne surveillance de vibrations permettant d'éviter les défaillances imprévues dans ce type de machine.

Le troisième chapitre a fait l'objet la mise en œuvre d'une stratégie de contrôle dans un système industriel nécessite l'utilisation de modèles fiables et exploitables. Dans ce contexte, une stratégie a été appliquée à linéarisation un modèle non linéaire d'une turbine à gaz sur la base des données réelles recueillies à partir de ce système sur (site) place. Cette stratégie a permis de réduire la dynamique linéaire du modèle tout en préservant la dynamique des variables d'état et l'ordre du modèle original du système étudié. Les modèles linéaires obtenus résultent de la linéarisation du système non linéaire initial autour des points d'équilibre. D'autre part, les performances résultantes du modèle linéaire ont été montrées pour différentes conditions d'exploitation de la machine étudiée. Ainsi, les contrôleurs

d'apprentissage peuvent fournir les valeurs de paramètres réelles qui sont inconnues ou qui ont des écarts par rapport aux valeurs théoriques.

Le quatrième chapitre est dédié à l'étude expérimentale que nous avons menée dans le cadre de ce projet de thèse, et a permis d'illustrer la mise en oeuvre de l'approche de commande active tolérante aux défauts du système de turbine à gaz avec les données prélevées des mesures entrées/sorties de la turbine. Ces données, nous ont permis d'appliquer la commande floue tolérante aux défauts (FTCAs) et une approche de diagnostic à base des méthodes FDI sur les données réelles de ce système, en utilisant les modèles neuro-Flou de type ANFIS, avec les indicateurs de défauts qui représentent une fonction de pondération dans la commande floue tolérante aux défauts. Les résultats ont par ailleurs exhibé l'efficacité de ce système FTC en milieu industriel et pour les problèmes de diagnostic et de surveillance des processus complexe en l'occurrence le système de turbine à gaz.

Par ailleurs, ce travail est loin d'être achevé, plusieurs perspectives sont envisagées :

3. Les problèmes de robustesse des systèmes basés sur l'intelligence artificielle seront abordés pour un type plus général de processus non linéaires.
4. Les réalisations basées sur l'observateur de paramétrisation de contrôleur seront développées pour des types plus généraux de systèmes non linéaires et, associées à elle, les configurations FTC seront étudiées.
5. La possibilité de réalisation d'un diagnostic de défauts vibratoires, aux niveaux des paliers pour le système de démarrage turbine de lancement,
6. La formulation d'un modèle plus précis de la turbine à gaz à deux arbres.

Annexes

Annexe A: Méthode d'analyse des vibratoires

		Principaux avantages	Principales limitations
Méthodes d'analyse vibratoire qualitatives	Analyse temporelle	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Adaptée aux faibles vitesses de rotation ✓ Permet d'analyser des phénomènes non périodiques (chocs aléatoires, chocs répétitifs à vitesses variable) 	- Diagnostic souvent difficile
	Analyse fréquentielle	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Permet de localiser les défauts et de réaliser le diagnostic fiable ✓ Ne nécessite pas de mesures supplémentaires 	<ul style="list-style-type: none"> - Interprétation des spectres parfois difficile - Détection tardive - Inopérant à vitesse ou charge variable
	Analyse d'enveloppe	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Détection de défauts à un stade précoce ✓ Permet de déterminer de manière fiable et rapide les fréquences de répétition des chocs 	<ul style="list-style-type: none"> - Interprétation des spectres parfois difficile - Nécessite de connaître le domaine fréquentiel d'intérêt - Inopérant si vitesse ou charge variable - Généralement associée à d'autres indicateurs (le Kurtosis par exemple)
	Analyse spectrale	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Met en évidence les composantes périodiques d'un spectre 	- Utilisation en complément d'autres techniques

		<ul style="list-style-type: none"> ✓ Permet de localiser et déterminer l'origine des défauts induisant les chocs périodiques ✓ Interprétation des spectres complexes 	
Indicateurs vibratoires simples	Niveau global (mesures d'accélération)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Indicateur simple et fiable 	<ul style="list-style-type: none"> - détection tardive - diagnostic difficile - peu adapté aux faibles vitesses de rotation - détermination des seuils empiriques
	Kurtosis (moment statique d'ordre 4)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Adapté à la surveillance des roulements des arbres tournant à de faibles vitesses de rotation (<600 t/min) ✓ Détection à stade précoce ✓ Grande sensibilité aux chocs périodiques et non périodiques 	<ul style="list-style-type: none"> - décroissance de l'indicateur en fin de vie du roulement - diagnostic souvent difficile
	Facteur de crête (rapport entre la valeur crête et la valeur efficace)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Indépendant des conditions de fonctionnement (dimensions des roulements, charge, vitesse de rotation) 	<ul style="list-style-type: none"> - décroît lorsque les défauts se développent

Tableau II.1 : Les différents méthodes d'analyse vibratoire

A) Le capteur de déplacement

Les capteurs de déplacement mesurent la distance comprise entre la surface surveillée (généralement celle d'un arbre tournant) et l'élément détecteur du capteur, c'est l'on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines à gaz.

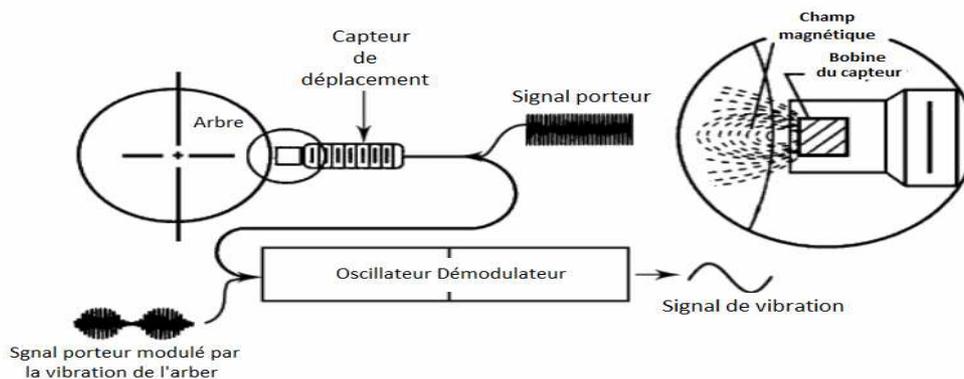


Figure II.5 : Fonctionnement d'un capteur de déplacement

A partir des connaissances des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux rotor/stator, il est beaucoup plus facile de déterminer des seuils d'alerte et de danger en terme de déplacement qu'en terme de vitesse ou d'accélération .

B) Capteur de vibration (Accéléromètre)

Le rôle des capteurs est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la turbine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Le capteur piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquences d'utilisation, comme il est présenté sur la Figure II.6.

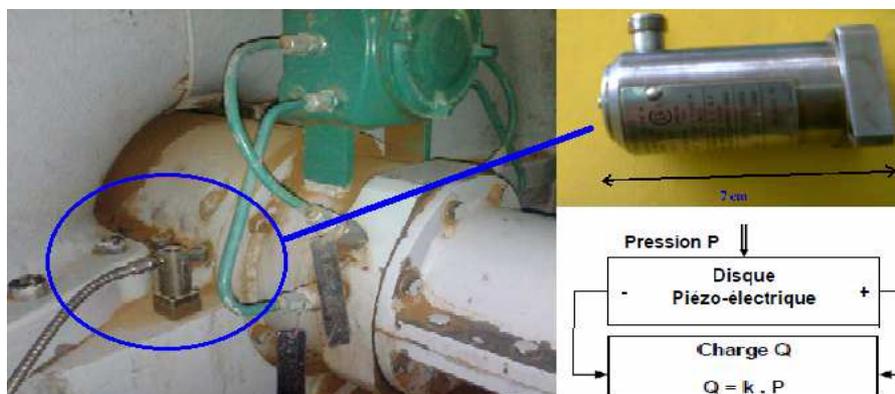


Figure II.6 : La structure de capteur Accéléromètre

Il est constitué principalement d'un matériau piézo-électrique (habituellement une céramique ferroélectrique artificiellement polarisée). Lorsque le capteur est soumis à une vibration, les masses exercent une pression alternative sur les disques qui, grâce à leur effet piézo-électrique, créent une variation de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc à l'accélération des masses.

$$\left. \begin{array}{l} Q = k.P \\ P = \frac{F}{S} \\ F = M.a \end{array} \right\} \Rightarrow Q = K.a \quad (\text{A.1})$$

Avec : Q : Charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [Pc] , P : Pression exercée sur la céramique [N/m^2] , F : Force exercée sur la céramique [N] , S : Surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m^2] , M : masse sismique [kg], a : Accélération du capteur [m/s^2] , k : Constante [$\text{pC}/\text{N}/\text{m}^2$] , K : Facteur de transmission [$\text{pC}/\text{m}/\text{s}^2$] .

C) Le capteur de vibration (vélocimétrie)

Les capteurs vélocimétries sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimétries les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créée par un barreau aimanté vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse de mouvement de la bobine.

Annexe B : Reconnaissance des principales anomalies

Type d'anomalie	La nature de signale Vibratoire		
	Fréquence	Direction	Remarques
Balourd	$1 \times f_{rot}$	Radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. - Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	$2 \times f_{rot}$	Axiale et radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Tourbillon d'huile	De $0,42$ à $0,48 \times f_{rot}$	Radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse
Défaut de fixation	$1, 2, 3, 4 \times f_{rot}$	Radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Excitation électrique	$1, 2, 3, 4 \times 50\text{Hz}$	Axiale et radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Vibration disparaît dès coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Vibration apparaissant en régime transitoire et s'atténuant ensuite
Courroie en mauvais état	$1, 2, 3, 4 \times f_p$	Radiale	<ul style="list-style-type: none"> - Peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec forte émergence des composantes dont les fréquences sont voisines d'une fréquence propre de structure

Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement $f_e = z \times f_{rot}$	Axiale et radiale	- Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{rot}$	Axiale et radiale	- Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	- Présence de bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation dans le cas où l'entrefer pales volute n'est pas constant
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et radiale	- Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par
<p>f_{rot} : fréquence de rotation, f_e : fréquence d'engrènement ; f_p : fréquence de passage de la croie et z : nombre de dents de l'engrenage.</p>			

Tableau II.3 : Reconnaissance des principales anomalies

Bibliographie

- [1]. Abdelhafid Benyounes, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Fuzzy logic addresses turbine vibration on Algerian gas line. *Oil & Gas Journal*, 2016, vol. 114, no. 1, pp. 22-28.
- [2]. Abdelhafid Benyounes, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Gas turbine modelling based on fuzzy clustering algorithm using experimental data. *Journal of Applied Artificial Intelligence*, Taylor & Francis, 2016, vol. 30, no. 1, pp. 29-51.
- [3]. Ahmed Boubenia, Ahmed Hafaifa, Abdellah Kouzou, Kamal Mohammedi and Mohamed Becherif, Carbone dioxide capture and utilization in gas turbine plants via the integration of power to gas. *Petroleum Elsevier*, 2017, vol. 3, pp. 127-137.
- [4]. Ahmed Hafaifa, Ahmed Zohair Djeddi and Attia Daoudi, Fault detection and isolation in industrial control valve based on artificial neural networks diagnosis. *Journal of Control Engineering and Applied Informatics*, 2013, vol.15, no.3 pp. 61-69.
- [5]. Ahmed Hafaifa, Guemana Mouloud, and Belhadef Rachid, Fuzzy Modeling and Control of Centrifugal Compressor Used in Gas Pipelines Systems. *Multiphysics Modelling and Simulation for Systems Design and Monitoring*, Book Chapter, Applied Condition Monitoring, 2015, vol. 2, pp.379-389.
- [6]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Fault detection and isolation in industrial systems based on spectral analysis diagnosis. *Intelligent Control and Automation*, February 2013, vol. 4, pp. 36-41.
- [7]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Attia Daoudi, Vibration supervision in gas turbine based on parity space approach to increasing efficiency. *Journal of Vibration and Control*, June 2015, vol. 21, pp.1622-1632.
- [8]. Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana and Saadat Boulanouar, Monitoring system based on real data acquisition for vibrations control in gas turbine system. *Revue de Nature & Technologie: A- Sciences fondamentales et Engineering*, Janvier 2016, n° 14, pp. 13 – 18.
- [9]. Ahmed Hafaifa, Rachid Belhadef and Mouloud Guemana, Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control. *Systems Science & Control Engineering: An Open Access Journal*, Taylor & Francis, 2014, vol. 2 no.1, pp.632-641.

- [10]. Ahmed Zohair Djeddi, Ahmed Hafaifa and Abudura Salam, Operational reliability analysis applied to a gas turbine based on three parameter Weibull distribution. *Mechanics*, 2015, vol. 21, no. 3, pp. 187–192.
- [11]. Ahmed Zohair Djeddi, Ahmed Hafaifa, Abudura Salam, Gas turbine reliability model based on tangent hyperbolic reliability function. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2015, vol. 53, no. 3, pp. 723-730.
- [12]. Ailer .P, Santa .I, Szederkenyi. G and Hango K.M, Nonlinear model-building of a low-power gas turbine, *Periodica Polytechnica Series on Transportation Engineering*, 2001, vol. 32, pp. 117-135.
- [13]. Alfredo Ursúa, Pablo Sanchis, Static–dynamic modelling of the electrical behaviour of a commercial advanced alkaline water electrolyser. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, vol. 37, no. 24, pp. 18598-18614.
- [14]. Arkov V.Y, Kulikov G.G, Breikin T.V, Life cycle support for dynamic modelling of gas turbines. *Proceedings of the 15th Triennial IFAC World Congress, Barcelona, Spain; 2002*, pp. 2135-2140.
- [15]. Balamurugan .S, Janarthanan .N, Vijaya Chandrakala K.R.M, Small and large signal modeling of heavy-duty gas turbine plant for load frequency control. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 2016, vol. 79, pp. 84-88.
- [16]. Barsali .S, De Marco. A, Giglioli .R, Ludovici .G, Possenti .A, Dynamic modelling of biomass power plant using micro gas turbine. *Renewable Energy*, 2015, vol. 80, pp. 806-818.
- [17]. Bartolini C.M, Caresana .F, Comodi .G, Pelagalli .L, Renzi .M, Vagni .S, Application of artificial neural networks to micro gas turbines. *Energy Conversion and Management*, 2011, vol. 52, no. 1, pp. 781-788.
- [18]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa and Abdallaha Kouzou, Monitoring Gas Turbines Using Speedtronic Mark VI Control Systems. *Pipeline & Gas Journal*, October 2015, vol. 242, no. 10, pp.48-86.
- [19]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa and Abdallaha Kouzou, Optimisation de disponibilité d'un système d'instrumentation et de surveillance des turbines à gaz : Application sur une turbine GE MS 3002. 5ème Symposium de l'Association Algérienne de l'Industrie du Gaz AIG Sonatrach, 16-17 Février 2016, Alger.

- [20]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa and Abdallaha Kouzou, Surveillance vibratoire d'une turbine à gaz avec une prise de décision basée sur une analyse spectrale. Colloque National de Maintenance - Qualité CNMQ-16, Oran, 16-17 Mars 2016, Algérie.
- [21]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa and Abdallah Kouzou, Rotor vibration dynamic analysis helps detect compressor defects. *Oil & Gas Journal*, 2016, vol. 114, no. 7, pp. 64-69.
- [22]. Benrabeh Djaidir, Ahmed Hafaifa, Abdallaha Kouzou, Vibration Detection in Gas Turbine Rotor Using Artificial Neural Network Combined with Continuous Wavelet. Book Chapter in *Advances in Acoustics and Vibration*, 2017, vol. 5, 101-113.
- [23]. Benrabeh Djaidir, Mouloud Guemana, Abdallaha Kouzou and Ahmed Hafaifa, Failure monitoring of gas turbine based on vibration analysis and detection. The 6th IEEE International Conference on Systems and Control 07-09 May 2017, Batna, Algeria.
- [24]. Besir Dandil, Muammer Gokbulut and Fikret Ata, A PI Type Fuzzy-neural Network Controller for Induction Motor Drives, *Journal of Applied Sciences*, 2005, vol. 5, no. 7, pp. 1286-1291.
- [25]. Boulanouar Saadat, Ahmed Hafaifa and Mouloud Guemana, Vibration analysis and measurement based on defect signal evaluation: Gas turbine investigation. *Journal of Advanced Research in Science and Technology*, 2016, vol. 3, no 1, pp.271-280.
- [26]. Breikin .T.V, Arkov .V.Y, Kulikov .G.G, Application of Markov chains to identification of gas turbine engine dynamic models. *International Journal of Systems Science*, 2006, vol. 73, no. 3, pp. 197-205.
- [27]. Chang .R.J, Two-stage optimal stochastic linearization in analyzing of non-linear stochastic dynamic systems. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2014, vol. 58, pp. 295-304.
- [28]. Chen .J, Patton .R. J, and Zhang .H. Y, Design of unknown input observer and robust fault detection filters. *International Journal of Control*, 1996, vol. 63, no. 1, pp. 85-105.
- [29]. Chen .W and Saif .M, Adaptive actuator fault detection, isolation and accommodation in uncertain systems. *International Journal of Control*, 2007, vol. 80, no. 1, pp. 45-63.
- [30]. Chih-Cheng. Tsai , Rotating vibration behavior of the turbine blades with different groups of blades. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 271, no. 3-6, pp. 547-575.

- [31]. Chiong .M.S, Rajoo .S, Romagnoli .A, Costall. A.W, Martinez-Botas .R.F, Non-adiabatic pressure loss boundary condition for modelling turbocharger turbine pulsating flow. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 93, pp. 267-281.
- [32]. Chiung Yu Huang and Robert Stengel, Restructurable control using proportional-integral implicit model following. *Control et Dynamics*, 1990, vol. 2, pp. 303-309.
- [33]. Chow .E.Y and Willsky .A.S, Analytical redundancy and the design of robust failure detection systems. *IEEE Transaction on Automatic Control*, 1984, vol. 29, pp. 603-614.
- [34]. Corrado Chisari, Chiara Bedon, Claudio Amadio, Dynamic and static identification of base-isolated bridges using Genetic Algorithms. *Engineering Structures*, 2015, vol. 102, pp. 80-92.
- [35]. Cruz .H, Biscay .R.J, Jimenez .J.C, Carbonell. F, Local Linearization—Runge–Kutta methods: A class of A-stable explicit integrators for dynamical systems. *Mathematical and Computer Modelling*, 2013, vol. 57, no. 3-4, pp. 720-740.
- [36]. Duan .Y, Sun .L, Wang .G, Wu .F, Nonlinear modeling of regenerative cycle micro gas turbine. *Energy*, 2015, vol. 91, pp. 168-175.
- [37]. Ehsan Mohammadi, Morteza Montazeri-Gh, A fuzzy-based gas turbine fault detection and identification system for full and part-load performance deterioration. *Aerospace Science and Technology*, 2015, vol. 46, pp. 82-93.
- [38]. Farrahi .G.H, Tirehdast. M, Masoumi Khalil Abad .E, Parsa. S, Motakefpoor .M, Failure analysis of a gas turbine compressor. *Engineering Failure Analysis*, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 474-484.
- [39]. Fengming Shi, Ron Patton, An active fault tolerant control approach to an offshore wind turbine model. *Renewable Energy*, 2015, vol. 75, pp. 788-798.
- [40]. Frank .P. M and Ding .X, Survey of robust residual generation and evaluation methods in observer-based fault detection systems. *Journal of Process Control*, 1997, vol. 7, no. 6, pp. 403-424.
- [41]. Frank .P.M, Alcorta-Garcia. E et Köppen-Seliger, Modelling for fault detection and isolation versus modelling for control. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 2001, vol. 7, no. 1, pp. 1-46.
- [42]. Gertler .J.J, Kunwer .M.M, Optimal residual decoupling for robust fault diagnosis. *International Journal of Control*, 1995, vol. 61, no. 2, pp. 395-421.

- [43]. Gertler Janos. J, Analytical redundancy methods in failure detection and isolation in complex plants. *Control Theory and Advanced Technology*, 1993, vol. 9, no. 1, pp. 259-285.
- [44]. Guasch .A, Quevedo .J, Milne .R, Fault diagnosis for gas turbines based on the control system. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 2000, vol. 13, no. 4, pp. 477-484.
- [45]. Günyaz Ablay, A modeling and control approach to advanced nuclear power plants with gas turbines. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 76, pp. 899-909.
- [46]. Halim Alwi, Edwards .C and Hamayun .T.M., Nonlinear integral sliding mode fault tolerant longitudinal aircraft control," in *IEEE International conference on Control Applications*, 2011, pp. 970-975.
- [47]. Hamid Asgari, XiaoQi Chen, Mirko Morini, Michele Pinelli, Raazesh Sainudiin, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini, NARX models for simulation of the start-up operation of a single-shaft gas turbine. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 93, pp. 368-376.
- [48]. Hasan Abbasi Nozari, Mahdi Aliyari Shoorehdeli, Silvio Simani, Hamed Dehghan Banadaki, Model based robust fault detection and isolation of an industrial gas turbine prototype using soft computing techniques. *Neurocomputing*, 2012, vol. 91, pp. 29-47.
- [49]. Heydar Pendar, Mehdi Mohammad Salehi, Riyaz Kharrat, Saeed Zarezadeh, Numerical and ANFIS modeling of the effect of fracture parameters on the performance of VAPEX process. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2016, vol. 143, pp. 128-140.
- [50]. Hossein Shayeghi, Behrooz Sobhani, Elnaz Shahryari, Adel Akbarimajd, Optimal neuro-fuzzy based islanding detection method for Distributed Generation. *Neurocomputing*, 2016, vol. 77, pp. 478-488.
- [51]. Hosseinalipour .S. M, Razaghi .E and Abdolahi .M, Static and Dynamic Mathematical Modeling of a Micro Gas Turbine, *Journal of Mechanics*, 2013, vol. 29, no. 2, pp. 327-336.
- [52]. Housman Hanachi, Jie Liu, Avisekh Banerjee, Ying Chen, Sequential state estimation of nonlinear/non-Gaussian systems with stochastic input for turbine degradation estimation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, vol. 72–73, pp. 32-45.
- [53]. Huang .C.Y and Stengel .R, Restructurable control using proportional-integral implicit model following. *Journal of Guidance, Control et Dynamics*, 1990, vol. 13, no. 2, pp. 303-309.

- [54]. Isermann .R and Balle. P, Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical processes, *Control Engineering Practice*, 19975, vol. 5, pp. 709-719.
- [55]. Jakub Cichowicz, Gerasimos Theotokatos, Dracos Vassalos, Dynamic energy modelling for ship life-cycle performance assessment. *Ocean Engineering*, 2015, vol. 110, Part B, pp. 49-61.
- [56]. Jang JSR, ANFIS: adaptive-network-based fuzzy inference system. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 23, no. 3, pp. 665-685.
- [57]. Jiandong Duan, Li Sun, Guanglin Wang, Fengjiang Wu, Nonlinear modeling of regenerative cycle micro gas turbine. *Energy*, 2015, vol. 91, pp. 168-175.
- [58]. Jianglin Lan, Ron J. Patton, A new strategy for integration of fault estimation within fault-tolerant control. *Automatica*, 2016, vol. 69, pp. 48-59.
- [59]. Jianxiong Ye, Enmin Feng, Hansheng Lian, Zhilong Xiu, Existence of equilibrium points and stability of the nonlinear dynamical system in microbial continuous cultures. *Applied Mathematics and Computation*, 2009, vol. 207, no. 2, pp. 307-318.
- [60]. Ji-Zhen Liu, Shu Yan, De-Liang Zeng, Yong Hu, You Lv, A dynamic model used for controller design of a coal fired once-through boiler-turbine unit. *Energy*, 2015, vol. 93, Part 2, pp. 2069-2078.
- [61]. Jyh Shing Roger Jang, ANFIS: adaptive-network-based fuzzy inference system. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 1993, vol. 23, no. 3, pp. 665-685.
- [62]. Jyh Shing Roger Jang, Neuro-fuzzy modeling for dynamic system identification. *Fuzzy Systems Symposium*, 1996, pp. 320-325
- [63]. Jyh Shing Roger Jang, Input selection for ANFIS learning. *Proceedings of the fifth IEEE international conference on fuzzy systems*, 1996, vol. 2, pp. 1493-1499
- [64]. Jyh-Shing Roger Jang and CT Sun, Neuro-fuzzy modeling and control. *Proceedings of the IEEE*, 1995, vol. 83, no. 3, pp. 378-406.
- [65]. Jyh-Shing Roger Jang, ANFIS: adaptive-network-based fuzzy inference system. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 1993, vol. 23, no. 3, pp. 665-685.
- [66]. Jyh-Shing Roger Jang, CT Sun, Functional equivalence between radial basis function networks and fuzzy inference systems. *IEEE Transactions on Neural Networks*, 1993, vol. 4, no. 1, pp. 156-159.

- [67]. Karim Salahshoor, Majid Soleimani Khoshro, Mojtaba Kordestani, Fault detection and diagnosis of an industrial steam turbine using a distributed configuration of adaptive neuro-fuzzy inference systems. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2011, vol. 19, no. 5, pp. 1280-1293.
- [68]. Karim Salahshoor, Mojtaba Kordestani, Design of an active fault tolerant control system for a simulated industrial steam turbine. *Applied Mathematical Modelling*, 2014, vol. 38, no. 5-6, pp. 1753-1774.
- [69]. Karim Salahshoor, Mojtaba Kordestani, Majid S. Khoshro, Fault detection and diagnosis of an industrial steam turbine using fusion of SVM (support vector machine) and ANFIS (adaptive neuro-fuzzy inference system) classifiers. *Energy*, 2010, vol. 35, no. 12, pp. 5472-5482.
- [70]. Kulikov .G.G, Dynamic characteristic of gas turbine engine, In: Shevyakov AA, Martyanova TS, editors. *Optimisation of Multivariable Control Systems of Aero Gas Turbine Engines*. (In Russian). Moscow, Book edited by Mashinostroenie, 1989, pp. 35-41.
- [71]. Kulikov .G.G, Methods for creation of linear mathematical models of gas turbine engines, In: Shevyakov AA, Martyanova TS, editors. *Optimisation of Multivariable Control Systems of Aero Gas Turbine Engines*. (In Russian). Moscow, Book edited by Mashinostroenie, 1989, pp. 41-81.
- [72]. Kulikov .G.G, Nonlinear performance-based static and dynamic models of gas turbine engines. In: Shevyakov AA, Martyanova TS, editors. *Optimisation of Multivariable Control Systems of Aero Gas Turbine Engines*. (In Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1989, pp. 30-35.
- [73]. Lal Bahadur, Barjeev Tyagi, Hari Om G, Optimal Control of Nonlinear Inverted Pendulum Dynamical System with Disturbance Input using PID Controller & LQR, *IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering (ICCSCE 2011)*, pp. 540-545, Nov, 2011.
- [74]. Liang-Ying Wei, A hybrid ANFIS model based on empirical mode decomposition for stock time series forecasting. *Applied Soft Computing*, 2016, vol. 42, pp. 368-376.
- [75]. Lyantsev .O.D, Breikin .T.V, Kulikov .G.G, Arkov .V.Y, Optimal multi-variable control of gas turbine engines. *International Journal of Systems Science*, 2004, vol. 35, no. 2, pp. 79-86.

- [76]. Martha and A. Zaidan, Andrew R. Mills, Robert F. Harrison, Peter J. Fleming, Gas turbine engine prognostics using Bayesian hierarchical models: A variational approach. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, vol. 70–71, pp. 120-140.
- [77]. Mohamed Ben Rahmoune, Ahmed Hafaifa and Guemana Mouloud, Vibration modeling improves pipeline performance, costs. *Oil & Gas Journal*, Mars 2015, pp. 98-100.
- [78]. Mohamed Ben Rahmoune, Ahmed Hafaifa, Mouloud Guemana, Fault Diagnosis in Gas Turbine Based on Neural Networks: Vibrations Speed Application. Book Chapter in *Advances in Acoustics and Vibration*, 2017, vol. 5, pp 1-11.
- [79]. Mohamed .I. Mosaad, Fawzan Salem, LFC based adaptive PID controller using ANN and ANFIS techniques. *Journal of Electrical Systems and Information Technology*, 2014, vol. 1, no. 3, pp. 212-222.
- [80]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa and Mohamed Ben Rahmoune, Reliability study of gas turbines for improving their availability by ensuring optimal exploitation. *OIL GAS European Magazine*, June 2015, vol. 2, pp. 88-91.
- [81]. Narendra Kumpati.S and Parthasarathy K., Identification and Control of Dynamical Systems using Neural Networks, *IEEE Trans. on Neural Networks*, Vol. NO. 1, 1990, pp.4-27.
- [82]. Niemann. H, Stoustrup. J, 2005a. Passive fault tolerant control of a double inverted pendulum - a case study. *Control Engineering Practice* 13 (2005) 1047-1059.
- [83]. Nikolaus. A. Bornhöft, Tian Yin Sun, Lorenz M. Hilty, Bernd Nowack, A dynamic probabilistic material flow modeling method. *Environmental Modelling & Software*, 2016, vol. 76, pp. 69-80.
- [84]. Nikpey .H, Assadi .M, Breuhaus .P, Development of an optimized artificial neural network model for combined heat and power micro gas turbines. *Applied Energy*, 2013, vol. 108, pp. 137-148.
- [85]. Nikpey .H, Assadi. M, Breuhaus. P, Mørkved .P.T, Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas. *Applied Energy*, 2014, vol. 117, pp. 30-41.
- [86]. Nikpey .H, Assadi .M, Breuhaus. P, Mørkved .P.T, Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas. *Applied Energy*, 2014, vol. 117, pp. 30-41.

- [87]. Ogaji S.O.T, Singh .R, Probert . S.D, Multiple-sensor fault-diagnoses for a 2-shaft stationary gas-turbine. *Applied Energy*, 2002, vol. 71, no. 4, pp. 321-339.
- [88]. Peter Turney and Michael Halasz, Contextual normalization applied to aircraft gas turbine engine diagnosis. *Applied Intelligence*, 1993, vol. 3, no. 2, pp. 109-129.
- [89]. Qiannan Zhu, Xianglong Luo, Bingjian Zhang, Ying Chen, Songping Mo, Mathematical modeling, validation, and operation optimization of an industrial complex steam turbine network-methodology and application. *Energy*, 2016, vol. 97, pp. 191-213.
- [90]. Razak A.M.Y, Gas turbine performance modelling, analysis and optimisation. *Modern Gas Turbine Systems*, Book Chapter, 2013, pp. 423-514.
- [91]. Ringwood .J.V, Simani .S, Overview of modelling and control strategies for wind turbines and wave energy devices: Comparisons and contrasts. *Annual Reviews in Control*, 2015, vol. 40, pp. 27-49.
- [92]. Rösner .M, Lammering .R, Friedrich .R, Dynamic modeling and model order reduction of compliant mechanisms. *Precision Engineering*, 2015, vol. 42, pp. 85-92.
- [93]. Saeed .R.A, Galybin .A.N, Popov .V, 3D fluid–structure modelling and vibration analysis for fault diagnosis of Francis turbine using multiple ANN and multiple ANFIS. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, vol. 34, no. 1-2, pp. 259-276.
- [94]. Samet E. Arda, Keith E. Holbert, Nonlinear dynamic modeling and simulation of a passively cooled small modular reactor. *Progress in Nuclear Energy*, 2016, vol. 91, pp. 116-131.
- [95]. Samuel O. Effiom, Fidelis I. Abam, Olayinka S. Ohunakin, Performance modeling of industrial gas turbines with inlet air filtration system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2015, vol. 5, pp. 160-167.
- [96]. Sasan Barak, Saeedeh Sadegh S., Forecasting energy consumption using ensemble ARIMA–ANFIS hybrid algorithm. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 2016, vol. 82, pp. 92-104.
- [97]. Seixas .M , Melício .R, Mendes .V.M.F, Simulation by discrete mass modeling of offshore wind turbine system with DC link. *International Journal of Marine Energy*, 2016, vol. 14, pp. 80-100.
- [98]. Sipeng Zhu, Kangyao Deng, Sheng Liu, Modeling and extrapolating mass flow characteristics of a radial turbocharger turbine. *Energy*, 2015, vol. 87, pp. 628-637.

- [99]. Soheil Ghabraei, Hamed Moradi, Gholamreza Vossoughi, Multivariable robust adaptive sliding mode control of an industrial boiler–turbine in the presence of modeling imprecisions and external disturbances: A comparison with type-I servo controller. *ISA Transactions*, 2015, vol. 58, pp. 398-408.
- [100]. Srinivas Kumar Sinha, Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to tip-rub, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 273, no. 4-5, pp. 875–919, 2004.
- [101]. Topalov .A.V, Oniz .Y, Kayacan .E, Kaynak .O, Neuro-fuzzy control of antilock braking system using sliding mode incremental learning algorithm. *Neurocomputing*, 2011, vol. 74, no. 11, pp. 1883-1893.
- [102]. Tosin Onabanjo, Giuseppina Di Lorenzo, Eric Goodger, Yinka Somorin, Modelling of microbial fuel degradation in liquid fuels for a gas turbine engine application. *International Biodeterioration & Biodegradation*, 2016, vol. 109, pp. 191-201.
- [103]. Wei Sun, Xin Ding, Jing Wei, Xiaobang Wang, Aiqiang Zhang, Hierarchical modeling method and dynamic characteristics of cutter head driving system in tunneling boring machine. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 2016, vol. 52, pp. 99-110.
- [104]. Willsky Alan .S, A survey of design methods for failure detection in dynamic systems. *Automatica*, 1976, vol. 12 no. 6, pp. 601-611.
- [105]. Yang Chen, Guobiao Cai, Zhenpeng Zhang, Yulong Huang, Multi-field coupling dynamic modeling and simulation of turbine test rig gas system. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2014, vol. 44, pp. 95-118.
- [106]. Yang .L, Entchev .E, Performance prediction of a hybrid micro-generation system using Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS) technique. *Applied Energy*, 2014, vol. 134, pp. 197-203.
- [107]. Zeshi Jin, Haichao Li, Guoqing Jia, Hongming Gao, Dynamic nonlinear modeling of 3D weld pool surface in GTAW. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2016, vol. 39, pp. 1-8.
- [108]. Zhao .Q and Jiang .J, Reliable state feedback control systems design against actuator failures. *Automatica*, 1998, vol. 34, no. 10, pp. 1267-1272.
- [109]. Zhiyao Ma, Shaocheng Tong, Yongming Li, Fuzzy adaptive state-feedback fault-tolerant control for switched stochastic nonlinear systems with faults. *Neurocomputing*, 2016, vol. 186, pp. 35-43.

- [110]. Jianglin Lan and Ron J.Patton, A new strategy for integration of fault estimation within fault-tolerant control. *Automatica* , 2016, vol. 69, pp. 48-59.
- [111]. Li Bing-Wu and Guang-Hong Yang ,Robust adaptive fault-tolerant tracking control of multiple time-delays systems with mismatched parameter uncertainties and actuator failures. *Robust and nonlinear control* , 2015, vol. 25, no. 16 , pp. 2922-2938.
- [112]. Boyuan. Li, H. Du & W. Li, "Fault-tolerant control of electric vehicles with in-wheel motors using actuator-grouping sliding mode controllers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, vol. 72-73, pp. 462-485.
- [113]. Silvio Simani, Stefano Alvisi, Mauro Venturini , Data driven design of a fault tolerant fuzzy controller for a simulated hydroelectric system. *IFAC*,2015, pp. 1090-1095.