

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Badji Mokhtar Annaba University
Université Badji Mokhtar – Annaba
Faculté des Sciences de l'Ingéniorat



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية علوم الهندسة

قسم الإلكترونيك

Département d'électronique

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat Es-Sciences

Spécialité : Automatique

Par :

DEBBAH Abdesselam

Thème :

Modélisation et commande d'une turbine à gaz

Thèse soutenue le 25 Janvier 2021 devant le jury composé de :

Nom et prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Guersi Noureddine	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Président
Kherfane Hamid	MCA	Université Badji Mokhtar -Annaba	Rapporteur
Saad Salah	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Examineur
Moussaoui Abdelkrim	Prof.	Université 8 Mai 1945 -Guelma	Examineur
Lachouri Abderrazak	Prof.	Université 20 Aout 1955 -Skikda	Examineur
Kelaiaia Ridha	MCA	Université 20 Aout 1955 -Skikda	Examineur

Année 2021

" النمذجة والتحكم في توربينات الغاز "

المخلص:

تقترح هذه الأطروحة منهجية للنمذجة والتحكم والتحسين من أجل تحسين أداء التوربينات الغازية. للبقاء ضمن هذا السياق ، يتم اختيار التحكم النشط لتلبية متطلباتنا. يأخذ نموذج التوربين الغازي الذي تم تطويره في هذه الأطروحة في الاعتبار ديناميكيات التشغيل ونطاقات التشغيل و "عدم الاستقرار" لكل مكون من مكونات التوربين الغازي. يعد تحليل نموذج الضاغط المحوري متغير السرعة ضروريًا لدراسة تأثير ديناميكيات السرعة على استقرار نقاط التشغيل الفعالة للضاغط وعلى ديناميكيات درجة الحرارة، لذلك سيتم توسيع معرفتنا بالاستجابة العابرة للنموذج وهي علاوة على ذلك ذات أهمية كبيرة. إن معرفتنا بأوجه عدم اليقين في النموذج والخصائص الديناميكية للتوربين تفضل تركيب قانون تحكم قوي. يتم تنفيذ تصميم عدد صحيح / كسري / غير واضح بناءً على وضع الانزلاق المحسن لتلبية مواصفات صارمة. يتم ضبط معاملات التحكم الفعال وفقًا للمواصفات العملية ومناطق الاستقرار الوظيفي وتصميم النموذج المستخدم. يتم إجراء مقارنة بين الأداء الديناميكي لجميع وحدات التحكم المنفذة.

كلمات مفتاحية: التوربين الغازي ، الضاغط المحوري ، عدم الاستقرار ، التحكم في وضع الانزلاق ، المشتق الجزئي ، التحسين متعدد الأهداف .

« Modélisation et commande d'une turbine à gaz »

Résumé :

Cette thèse propose une méthodologie en matière de modélisation, commande et optimisation afin d'améliorer les performances d'une turbines à gaz. Pour rester dans ce contexte, la commande active est choisie pour satisfaire nos exigences. Le modèle de la turbine à gaz qui est développé dans cette thèse prend en considération la dynamique de fonctionnement, les plages de fonctionnement, et les 'instabilités' de chaque composant constituant la turbine à gaz. L'analyse du modèle de compresseur axial à vitesse variable est nécessaire afin d'étudier l'impact de la dynamique de la vitesse sur la stabilité des points de fonctionnement efficaces du compresseur et sur la dynamique de la température, de ce fait nos connaissances sur la réponse transitoire du modèle seront élargis et d'ailleurs qui sont d'une importance majeure. Nos connaissances sur les incertitudes du modèle et les caractéristiques dynamiques de la TAG favorisent la synthèse d'une loi de commande robuste. Une conception d'une loi de commande robuste d'ordre entier/fractionnaire/floue basée sur le mode glissant optimisé est implémentée pour satisfaire un cahier de charge restreint. Les paramètres de la commande effective sont réglés en fonction des spécifications pratiques et des zones de stabilité fonctionnelles et de la conception du modèle utilisé. Des comparaisons sont effectuées entre les performances dynamiques de tous les contrôleurs implémentés.

Mots clés : Turbine à gaz, Compresseur axial, Instabilités, commande par mode glissant, Dérivée fractionnaire, Optimisation multi-objectifs.

« Modeling and control of a gas turbine »

Abstract :

This thesis proposes a methodology for modeling, control and optimization in order to improve the performance of a gas turbine. To stay within this context, the active command is chosen to meet our requirements. The model of the gas turbine that is developed in this thesis takes into account the operating dynamics, the operating ranges, and the "instabilities" of each component constituting the gas turbine. Analysis of the variable speed axial compressor model is necessary in order to study the impact of speed dynamics on the stability of the effective operating points of the compressor and on the temperature dynamics, hence our knowledge of the transient response of the model will be expanded and moreover that are of major importance. Our knowledge of the model uncertainties and the dynamic characteristics of the TAG favors the synthesis of a robust control law. A robust integer order/ fractional order / fuzzy design based on the optimized sliding mode is implemented to satisfy a restricted specification. The parameters of the effective control are set according to the practical specifications and functional stability zones and the design of the model used. Comparisons are made between the dynamic performances of all implemented controllers.

Keywords : Gas turbine, Axial compressor, Instabilities, sliding mode control, fractional calculus, Multi-objective optimization.

Dédicaces

A ma Mère, que dieu la protège,

A ma femme, pour la patience et le soutien dont elle a fait preuve pendant toute la durée de cette thèse,

*A mes enfants **Maram Rahaf**, **Mohammed Iyed**, et **Chahd**,*

A toute ma grande famille,

Je dédie ce modeste travail

Remerciement

Ce mémoire présente le travail effectué durant des années de recherche et conclut ma thèse de Doctorat en Automatique et Informatique Industrielle au sein de l'université de Badji Mokhtar-Annaba.

Je remercie tout particulièrement mon Directeur de thèse, le **Dr Kherfane Hamid** Maître de Conférences A à la faculté des sciences de l'ingénieur, département d'électronique, Université Badji Mokhtar-Annaba d'avoir assuré la direction scientifique de ce travail, sa patience, sa disponibilité, ses conseils éclairés et son soutien constant m'ont été très précieux tout au long de la préparation de cette thèse.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait le **Professeur Guerssi Noureddine**, du département d'électronique à l'Université Badji Mokhtar-Annaba, en acceptant la présidence du jury de thèse. Je le prie de bien vouloir trouver ici l'expression de ma gratitude.

Mes remerciements s'adressent aussi au **Professeur Saad Salah** de l'université de Badji Mokhtar Annaba, pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et participer à la soutenance.

Que le **Professeur Moussaoui Abdelkrim** de l'université 8 Mai 1984- Guelma, trouve ici ma respectueuse gratitude pour avoir accepté d'examiner ce travail de thèse, de participer à la soutenance.

J'adresse aussi mes remerciements au **Professeur Lachouri Abderrazak** de l'Université de 20 août 1955, Skikda, pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et de participer à la soutenance.

Je tiens à remercier chaleureusement **Dr Klaiaia Ridha**, Maître de Conférences A à l'Université 20 août 1955, Skikda, pour l'intérêt qu'il porte à ce travail de thèse et pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de l'examiner.

Que tous mes amis et collègues trouvent ici le témoignage de mon amitié et de ma reconnaissance.

Enfin, mes remerciements vont à toute ma famille pour son soutien pendant toutes mes études.

Table des matières

Dédicaces	i
Remerciement.....	ii
Table des matières	iii
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	viii
Nomenclature	ix
INTRODUCTION GENERALE.....	1

CHAPITRE 1: ETAT DE L'ART SUR LA COMMANDE ET LA MODELISATION DES TAG

1.1. Les performance des TAG	7
1.1.1. Rendement thermique	7
1.1.2. Les performances aérodynamiques	8
1.1.3. Les performances de combustion	8
1.2. Les classification des TAG	9
1.3. Modélisation des TAG dans la littérature	10
1.3.1. Turbines à gaz de faible puissance	11
1.3.2. Les turbines à gaz des centrales électriques (TAGCE)	12
1.3.3. Les turbines à gaz aéronautiques	22
1.4. La commande des TAG dans la littérature	19
1.5. Des conclusions sur la littérature.....	21
1.6. Les objectifs de la modélisation	22
1.6.1 La supervision	23
1.6.2. Détection de pannes et diagnostic	23
1.6.3. Validation des capteurs	23
1.6.4. Identification du système	23
1.6.5. Conception et optimisation du système de commande	23
1.7. Le système de commande	24
1.7.1. Configuration du system de commande	24
1.7.2. Amélioration des performances via un system de commande	25
1.8. La problématique	25
1.9. Les objectifs et les contributions	27
1.10. Conclusion	28

CHAPITRE 2: MODELISATION MATHEMATIQUE DE LA TAG

2.1. Cycles de puissance et cycles thermodynamique de la TAG.....	29
2.1.1. Cycle idéal de Brayton	30
2.1.2. Cycle non-idéal de Brayton.....	33
2.1.3. Cycle de Brayton avec régénération.....	35
2.2. Interaction des composants de la TAG (Mercury 50)	36
2.3. Le compresseur axial (plenum inclus)	38
2.3.1. La stabilité aérodynamique	38
2.2.3. Le décrochage tournant	39
2.3.4. Le phénomène de Pompage.....	40
2.3.4.1. Le pompage classique	40
2.3.4.2. Le pompage profond	41
2.3.4.3. Le pompage modifié.....	41
2.3.5. Le modèle mathématique de Gravdahl.....	42
2.3.5.1. Spécifications du modèle.....	44

2.3.5.2. Spécifications des actionneurs CCV et vanne de contrôle (Throttle)	44
2.3.5.3. Le calcul dimensionnel du modèle.....	46
2.4. Le récupérateur (échangeur de chaleur)	47
2.5. La chambre de combustion.....	48
2.5.1. La température de flamme.....	48
2.5.2. Efficacité de la combustion	49
2.5.3. Vitesse de propagation d'une flamme dans un mélange laminaire	50
2.5.4. Consommation spécifique	50
2.5.5. Profile de température dans une chambre de combustion.....	50
2.5.6. Processus d'une combustion complète.....	51
2.5.7. Processus d'une combustion incomplète.....	52
2.5.8. Le modèle de combustion	52
2.6. La détente (Turbine).....	57
2.7. La dynamique d'arbre	59
2.8. Conclusion.....	59

CHAPITRE 3: AMELIORATION DES PERFORMANCES AERODYNAMIQUES DE LA TAG

3.1. Outils d'analyse de la stabilité et de la robustesse	61
3.1.1. Contexte	61
3.1.1.1. Stabilité.....	61
3.1.1.2. Robustesse à des signaux exogènes.....	63
3.1.2. Notion d'iISS forte	64
3.1.2.1. Définition	65
3.1.2.2 Conditions de Lyapunov	65
3.1.3. Stabilité de Lyapunov et inégalités matricielles linéaires	68
3.1.3.1. Analyse convexe et optimisation convexe	69
3.1.3.2. Problèmes d'optimisation LMIs	70
3.1.3.3. Analyse et synthèse de la stabilité de Lyapunov par LMIs	71
3.2. Complexité de synthèse et recours à l'optimisation	72
3.3. Analyse de bifurcation du modèle	75
3.4. Commande robuste non linéaire pour des perturbations connues à priori	77
3.4.1. Conception de la loi de commande	78
3.4.2. Stabilisation de système à l'origine	79
3.4.3. Synthèse de loi de commande robuste	79
3.4.3.1. La stabilité entrée-état du décrochage tournant	79
3.4.3.2. La stabilité robuste de la boucle fermée	81
3.4.3.3. LMI adaptée pour une conception de commande robuste	82
3.4.4. Reformulation du problème en optimisation AG sous contraintes	84
3.4.5. Simulation et résultats	85
3.5. Commande par mode glissant robuste pour des perturbations inconnues à priori.....	90
3.5.1. Le synthèse robuste	91
3.5.1.1. Commande par mode glissant équivalent.....	91
3.5.1.2. Retour d'état auxiliaire et analyse de la stabilité.....	92
3.5.1.3. Synthèse de loi de commande robuste	93
3.5.1.4. Réduction du broutement (Chattering)	94
3.5.2. Synthèse de l'approche robuste basée sur l'optimisation AG/OEP.....	94
3.5.3. Simulation et résultats	96
3.6. Conclusion.....	102

CHAPITRE 4: OPTIMISATION DE LA COMMANDE DE LA TAG

4.1. Les hypothèses de modélisation	104
4.2 Les spécifications techniques de la turbine Mercury 50	105

4.3	Caractéristique généralisée du compresseur axial.....	106
4.3.1.	Régime de pompage du point de fonctionnement efficace	107
4.3.2.	Régime de décrochage tournant du point de fonctionnement efficace	108
4.4.	Le modèle de combustion	109
4.4.1.	La classe de flamme	110
4.4.2.	Température et fraction massique de la combustion.....	110
4.4.3.	Le Ratio d'équivalence.....	112
4.5.	Architecture de commande vitesse/température	113
4.6.	La Stratégie de commande	113
4.6.1.	Reformulation du problème	115
4.6.1.1.	La dynamique du compresseur et la boucle de vitesse.....	116
4.6.1.2.	La dynamique de combustion/Boucle de température	118
4.6.2.	Commande par mode glissant robuste d'ordre entier.....	120
4.6.2.1.	Stabilisation à temps fini du système nominal	120
4.6.2.2.	Commande robuste à temps fini	121
4.6.3.	Commande par mode glissant robuste floue d'ordre entier	122
4.6.4.	Commande par mode glissant robuste d'ordre non-entier	123
4.6.4.1.	Les opérateurs fractionnaires Differ-integral	123
4.6.4.2.	La solution proposée	123
4.6.4.3.	La convergence en temps fini	124
4.6.5.	Optimisation de la commande par essaim de particules.....	127
4.6.5.1	Essaim	127
4.6.5.2	Le voisinage	127
4.6.5.3	La version standard de l'algorithme OEP	128
4.6.5.4	La version multi-objectif de l'algorithme OMOEP	130
4.6.5.5	Les fonctions objectifs et les contraintes.....	131
4.7.	Résultat et Simulation	133
4.7.1.	Perturbations et incertitudes	134
4.7.2.	Simulation 1: Avant l'optimisation	135
4.7.3.	Simulation 2: Après l'optimisation	138
4.8.	Conclusion.....	145
	Conclusion générale et perspectives	147
	Annexe A.....	149
	Références bibliographiques	151

Liste des figures

Figure 1.1.	Représentation du cycle d'une turbine à gaz.	8
Figure 1.2.	Variations de température en fonction de la puissance nette.	14
Figure 1.3.	Interaction de la simulation avec les dispositifs de contrôle	14
Figure 1.4.	Modèle de Rowen pour des turbines à gaz à usage intensif	16
Figure 1.5.	La TAG Rolls Royce Spey	18
Figure 2.1.	Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz.	29
Figure 2.2.	Diagramme h-s d'un cycle de Brayton.	30
Figure 2.3.	Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.	31
Figure 2.4.	Diagrammes p-v et T-s pour un cycle non-idéal de Brayton.	33
Figure 2.5.	Diagrammes T-s pour un cycle de Brayton avec régénération.	35
Figure 2.6.	Interaction entre les composants d'une turbine à gaz.	37
Figure 2.7.	Caractéristique Pression-Débit à vitesse de rotation fixée.	39
Figure 2.8.	Illustration du phénomène de décrochage tournant.	39
Figure 2.9.	Endommagement d'une aube lié au pompage (Stein).	40
Figure 2.10.	Représentation d'un cycle de pompage classique.....	41
Figure 2.11.	Représentation d'un cycle de pompage profond.....	41
Figure 2.12.	La schématique du compresseur axial	43
Figure 2.13.	La caractéristique équivalente du compresseur	45
Figure 2.14.	Block diagramme du compresseur.....	47
Figure 2.15.	Block diagramme du récupérateur.....	48
Figure 2.16.	Définitions des températures de flamme.....	49
Figure 2.17.	Profil de la température axiale dans la chambre de combustion	51
Figure 2.18.	Description du front de flamme laminaire pré mélangée.....	53
Figure 2.19.	Conservation des espèces dans la chambre de combustion.....	54
Figure 2.20.	Block diagramme de la chambre de combustion.....	56
Figure 2.21.	Un exemple des etages de la turbine.....	57
Figure 2.22.	Block diagramme de la turbine.....	58
Figure 3.1.	Hierarchie schématique entre différentes variantes de l'ISS.	66
Figure 3.2.	Différents types de taux de dissipation α	67
Figure 3.3.	Une fonction multimodale à minimiser	74
Figure 3.4.	Extraction des minimums locaux.....	75
Figure 3.5.	Analyse de la bifurcation.	76
Figure 3.6.	Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 1).	86
Figure 3.7.	La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 1).....	87
Figure 3.8.	Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 1).	87
Figure 3.9.	Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 1).	88
Figure 3.10.	Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 2).	89
Figure 3.11.	La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 2).	89
Figure 3.12.	Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 2).	90
Figure 3.13.	Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 2).	90
Figure 3.14.	Schéma fonctionnel de la de commande proposée	95
Figure 3.15.	Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 1).	97
Figure 3.16.	Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 2).	98
Figure 3.17.	La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 1).	98

Figure 3.18.	La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 2).	99
Figure 3.19.	Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 1).	99
Figure 3.20.	Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 2).	100
Figure 3.21.	Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 1).	100
Figure 3.22.	Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 2).	101
Figure 4.1.	Diagramme des sous-systèmes de la turbine	104
Figure 4.2.	La turbine à gaz Mercury 50	106
Figure 4.3.	La carte du compresseur pour différents vitesses de rotation	106
Figure 4.4.	La dynamique du compresseur en présence de pompage profond $\gamma_T = 0.5$	107
Figure 4.5.	La dynamique du compresseur en présence de pompage profond $\gamma_T = 0.65$...	108
Figure 4.6.	La dynamique du compresseur en présence du décrochage tournant $\gamma_T = 0.5$.	108
Figure 4.7.	La dynamique du compresseur en présence du décrochage tournant $\gamma_T = 0.65$	109
Figure 4.8.	La température de la chambre de combustion	111
Figure 4.9.	Les fractions massiques au niveau de la chambre de combustion	112
Figure 4.10.	Performances de combustion et sorties de la chambre de combustion	113
Figure 4.11.	Le modele simulink modulaire de la turbine a gaz	114
Figure 4.12.	Les fonctions d'appartenance d'entrées et des Sorties.....	123
Figure 4.13.	Schéma fonctionnel de l'algorithme de commande	133
Figure 4.14.	La dynamique du compresseur-Simulation 1	135
Figure 4.15.	La réponse des sorties du système-Simulation 1	136
Figure 4.16.	Les variables de commande - Simulation 1	136
Figure 4.17.	Fraction massique du combustible/Air-Simulation 1	137
Figure 4.18.	Décrochage tournant - Simulation 1	137
Figure 4.19.	Puissance net, rendement thermique, et couple de la turbine- Simulation 1	138
Figure 4.20.	La dynamique du compresseur - Simulation 2	139
Figure 4.21.	La réponse des sorties du système- Simulation 2	139
Figure 4.22.	Les variables de commande - Simulation 2	140
Figure 4.23.	Fraction massique du combustible/Air-Simulation 2	141
Figure 4.24.	Décrochage tournant - Simulation 2	141
Figure 4.25.	Puissance net, rendement thermique, et couple de la turbine	142
Figure 4.26.	La comparaison des temps de réponse.....	142
Figure 4.27.	La comparaison de fonctions objectifs	143
Figure 4.28.	L'évolution des paramètres en fonction des itérations	144
Figure 4.29.	Le front Pareto pour les différents algorithmes de commande	144

Liste des tableaux

Tableau 3.1.	Les paramètres du GA utilisés	85
Tableau 3.2.	Les valeurs numériques utilisées dans la simulation.....	86
Tableau 3.3.	Les résultats obtenus pour la première simulation.....	88
Tableau 3.4.	Les résultats obtenus pour la deuxième simulation.....	90
Tableau 3.5.	Les paramètres du GA utilisés	96
Tableau 3.6.	Les paramètres du OEP utilisés.....	96
Tableau 4.1.	Les paramètres de simulation.....	111
Tableau 4.2.	Les paramètres de l'OMOEP	139

Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
a	Paramètre caractérisant le passage du fluide à travers les aubes du compresseur	[]
A_c	Section du compresseur	[m ²]
a_i	Diffusivité thermique des gaz chauds	[-]
\bar{c}_p	Chaleur spécifique moyenne à pression constante.	[J/(kg.K)]
b	Constante reliée au paramètre de Greitzer	[-]
c_p, c_v	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.	[J/(kg.K)]
f	Rapport de carburant/air	
h	Enthalpie spécifique.	[J/kg]
h_f^o	Enthalpie spécifique standard.	[J/kg]
H	La demi-hauteur de la caractéristique du compresseur	[J/kg]
I	Moment d'inertie de l'arbre reliant le compresseur à la turbine	
J	Amplitude au carré de l'amplitude du décrochage tournant	[-]
k	Coefficient polytropique du fluide.	[-]
L_c	La longueur physique du compresseur avec les conduits $l_c = \frac{L_c}{R}$	[m]
L_E	Distance entre le compresseur et le plenum $l_E = \frac{L_E}{R}$	[m]
L_i	Distance à l'entrée des aubes directrices $l_i = \frac{L_i}{R}$	[m]
M	Masse moléculaire.	[Kg/kmol]
m_G	Paramètre introduit par Moore-Greitzer pour caractériser le retard à la sortie du compresseur	[-]
m	Masse du fluide.	[Kg]
\dot{m}	Débit massique	[Kg/s]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
n	Nombre d'étage du compresseur	[étage]
P_i	Pression au niveau de différents éléments de la TAG $i=1,6$.	[bar]
P	Puissance	[W]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	[kJ/kg]
Q	Flux de chaleur.	[J]
R	Rayon moyen du compresseur	[m]
R_u	Constante spécifique du gaz.	[J/(kg.K)]
S_l	Vitesse de propagation de la flamme.	[m/s]
s	Entropie	[J/Kg]
S.F.C	Consommation spécifique.	[kg/kW.h]
t	Le temps usuel	[s]
T	Température absolue.	[K]
U	La vitesse tangentielle du compresseur	[m/s]
U_d	Vitesse désirée de la turbine à gaz	[m/s]
V_c	Le volume du compresseur	[m ³]
V_{cc}	Le volume de la chambre de combustion	[m ³]
V_p	Le volume dans le plenum	[m ³]
W	La demi-largeur de la caractéristique du compresseur	[-]

W_t	Travail.	[J]
w	Vitesse angulaire	[rd/s]
Y_i	Fraction d'un élément dans un mélange gazeux.	[-]

Variable	Désignation	Unité
Grec		
Δ	Chute d'un paramètre.	[-]
ϕ	Coefficient de l'écoulement axial	[-]
Φ	Le débit masse moyen dans le compresseur	[-]
Φ_T	L Le débit masse à travers la vanne de contrôle e débit masse moyen dans le compresseur	[-]
Ψ	L'augmentation de pression au niveau du compresseur	[-]
Ψ_c	Caractéristique du compresseur	[-]
Ψ_s	Caractéristique du décrochage tournant	[-]
Ψ_T	La pression au niveau de la vanne de contrôle	[-]
Ψ_v	Chute de pression au niveau de la CCV (close coupled valve)	[-]
ζ	Le temps adimensionnel	[-]
γ	Paramètre de la vanne de contrôle, proportionnel à l'ouverture	[-]
γ_v	Paramètre de la CCV, proportionnel à l'ouverture	[-]
η	Rendement isentropique.	[-]
σ_C, σ_T	Taux de compression compresseur, turbine.	[-]
τ_C, τ_T	Couple développé par le compresseur, Turbine	[Nm]
τ_{rc}	Temps chimique nécessaire à la réaction	[s]
Γ_C, Γ_T	Couple adimensionnel développé par le compresseur, Turbine adimensionnel	[-]
μ	Paramètre de viscosité	[m ² /s]
ρ	Densité à l'intérieur de la chambre de combustion	[kg/m ³]
λ	Conductivité thermique	[W/mK]

Indices et Exposants

a	Air.
Adm	Admission.
Amb	Ambiant.
C	Compresseur.
CC	Chambre de combustion.
cmb	Combustion.
$fuel$	Carburant: Méthane.
fl	Flamme.
$1,...,6$	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
id	Idéal.
ISO	Conditions standards.
$oxyd$	Oxydant : air .
rel	Quantité réel.
Sta	Quantité statique.
$Stæc$	Stœchiométrique.

Tot Quantité Total
T Turbine

Abréviations

AG Algorithme génétique
CAVV Compresseur axial à vitesse variable
CCV Vanne couplée (Closed coupled valve)
CRONE Commande robuste d'ordre non entier
CMG Commande par mode glissant
DLE Faibles émissions sèche
IGV Aubes d'admission modulantes
LMI(s) Inégalité(s) matricielle(s) linéaire(s)
MMG Le modèle de Moore-Greitzer
MTAG Micro-turbine à gaz
OEP Optimisation par essaim de particules
OMOEP Optimisation multi-objective par essaim de particules
OM Optimisation multi-objectives
PIFR Réacteur à écoulement piston
WSR Réacteur bien agité
TAG Turbine à gaz
TAGCE Turbines à gaz de centrales électrique industrielles
TAGUI Turbine à gaz à usage intensif
TRIT Température d'entrée du rotor de la turbine

INTRODUCTION GENERALE

L'ALGERIE produit 99% de son électricité à partir du gaz naturel. Les centrales thermiques peuvent être à vapeur ou à gaz ou à cycle combiné. Le gaz naturel a un rôle primordial à jouer dans le mix énergétique durable de demain en tant que source d'énergie peu polluante car il offre des avantages considérables en raison notamment de sa disponibilité, son accessibilité et sa flexibilité qui peut compléter les ressources d'énergies renouvelables et alternatives émergentes [1]. L'ALGÉRIE peut exporter l'énergie électrique excédentaire vers l'Europe à travers l'Espagne et l'Italie. Pour rester dans le contexte de L' ALGERIE notre motivation s'est portée sur la modélisation et la commande d'une turbine à gaz (TAG).

La turbine à gaz est une machine motrice tournante à écoulement continu, équipée d'un compresseur (axial ou centrifuge) et des chambres de combustion ; elle est en mesure de produire elle-même un fluide sous pression à température très élevée qui, en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, fournit de l'énergie mécanique à l'extérieur. C'est une véritable unité autonome qui suffit à elle-même [1].

La turbine à gaz est cependant assujettie à des phénomènes non linéaires de natures différentes : aérodynamiques (pompage et décrochage tournant)[2], d'aéroélasticité (le Flottement), et de combustion qui ne permettent pas son bon fonctionnement [2]. D'où la nécessité de développer des outils susceptibles d'améliorer ses performances.

Ce travail permet tout d'abord de mieux comprendre le comportement qualitatif des compresseurs axiaux à vitesse variable à l'aide du modèle de Gravdahl [3]. Les variations de vitesse provoquent non seulement des développements décrochage tournant temporaire et des chutes de pression, mais peuvent également conduire à un décrochage tournant complètement développé ou à un pompage profond. La conception de la commande active robuste développée et appliquée aux CAVV assouplit considérablement les hypothèses sur les perturbations, qui sont généralement censées disparaître [3]. Il est démontré que la commande peut amortir le décrochage tournant temporaire lors des variations de vitesse et stabiliser le compresseur à un point de fonctionnement efficace à proximité d'une zone instable.

Le modèle modulaire proposé a été construit pour obtenir une compréhension approfondie du comportement non-linéaire et de la dynamique complexe des turbines à gaz [4]. Il a été un outil puissant pour l'optimisation des performances thermodynamiques,

l'amélioration des performances aérodynamiques, l'amélioration de la puissance et de l'efficacité via une commande active.

Par conséquent, la sécurité, la stabilité et l'efficacité du système de commande de turbine à gaz ont une importance vitale dans le fonctionnement d'installations industrielles entières. Cependant, en tant qu'installation industrielle complexe, la non-linéarité, l'incertitude et le couplage du système de turbine à gaz ont fait un grand obstacle dans la conception de son contrôleur. Par conséquent, il est d'une grande importance de concevoir une stratégie avancée pour une commande robuste [4], économique et efficace du système de turbine à gaz.

Dans la commande la turbine à gaz, les lois de commande classique peuvent être insuffisantes car elles sont non robustes due aux exigences et caractéristiques dynamiques la turbine à gaz qui sont strictes. La commande par mode de glissement (CMG) fait partie de la famille des contrôleurs à structure variable, c.à.d. des commandes commutant entre plusieurs lois de commande différentes. L'importance de CMG réside dans : la grande précision, la réponse dynamique rapide, la stabilité, la simplicité de la conception et l'implantation, et la robustesse vis-à-vis la variation des perturbations et incertitudes. Toutefois, la commande par mode de glissement induit en pratique des commutations haute fréquence connue sous le nom de Broutement (Chattering) [3,4]. Il existe différentes méthodes pour diminuer ce phénomène dont l'une consiste à remplacer la fonction signe par une approximation continue au voisinage de la surface de glissement (fonction saturation ou fonction sigmoïde) ou par logique floue. Une autre méthode consiste à utiliser les modes glissants d'ordre supérieur, dont le principe est de rejeter les discontinuités au niveau des dérivées supérieures de l'entrée du système [3], et une troisième méthode qui fait recours au calcul fractionnaire.

Le mode glissant d'ordre entier d'ordre supérieur au sens de Filippov, d'ordre fractionnaire et floue sont utilisés pour commander la turbine à gaz. L'efficacité de l'architecture des commandes choisies est testée pour ces performances temporelles, le rejet des perturbations et l'analyse de l'incertitude. Ce problème est efficacement géré par une combinaison de la logique floue ou de calcul fractionnaire. Le réglage des paramètres de la commande joue un rôle essentiel dans la conception parfaite de stratégies proposées. Une commande correctement ajustée optimise une fonction objectif (ou des fonctions) du système global et elle assure la poursuite de de cosigne souhaitée ainsi que réduire l'effet des perturbations agissant sur le système.

La capacité remarquable des méthodes proposées à résoudre le problème d'optimisation complexe avait été prouvée par des simulations de comparaison. En outre, OMOEP, qui a introduit le front de Pareto, a été conçu pour des applications techniques et s'est révélé

exceptionnel en termes de vitesse de convergence et de qualité de la solution. Pour ce faire, nous avons décomposé notre travail en quatre principaux chapitres :

Le chapitre 1 : présente un aperçu complet de la littérature dans le domaine de la modélisation, de la simulation et de la commande des turbines à gaz. Il couvre uniquement les modèles de connaissance. Ce chapitre explore les sources scientifiques et les activités de recherche les plus pertinentes pour différents types de TAG, y compris les centrales de faible puissance, les centrales industrielles et les turbines à gaz aérodynamiques.

Le chapitre 2 : présente la modélisation modulaire de la turbine **Mercury 50** à l'aide du Simulink. Lors de la première étape, le modèle Simulink est construit sur la base des équations de thermodynamique et de bilan énergétique dans l'environnement MATLAB. Les composants de la turbine à gaz seront développés en commençant par le compresseur à flux axial et vitesse variable. Il s'agit d'un modèle dynamique complexe qui peut être utilisé pour simuler des conditions de pompage et décrochage tournant. Il calculera également le débit et la pression à travers le compresseur, ainsi que la vitesse angulaire du compresseur. Cette vitesse angulaire sera également la vitesse angulaire de la turbine puisqu'elles sont couplées rigidement. Un modèle de chambre de combustion sera développé dans ce chapitre. Il est basé sur un modèle de «réacteur bien agité» qui utilise le méthane et l'air comme réactifs. Il calcule les fractions massiques de réactifs et de produits dans le réacteur ainsi que l'élévation de la température de sortie des produits de combustion. Le chapitre développera un modèle qui calcule la puissance de sortie de la turbine et le couple développé. Ce couple sera réinjecté dans le modèle de compresseur et entraînera le compresseur.

Le chapitre 3 : Constitue une première contribution de ce travail de thèse, en effet l'objectif est d'étudier de manière approfondie le comportement qualitatif des compresseurs axiaux à vitesse variable (VSAC) en effectuant une analyse de bifurcation numérique basée sur la méthode de continuation et par effectuer des simulations dans le domaine temporel. Dans ce chapitre nous avons étudiés deux approches de commande : Commande robuste non linéaire optimisée et commande par mode glissant robuste optimisé. Dans la première partie, nous proposons une commande robuste non linéaire optimisée par des AG pour faire face aux

incertitudes et aux perturbations du système, pour la deuxième partie, nous avons établis une conception d'une loi de commande robuste par mode glissant optimisée par des AG et OEP basée sur l'inégalité matricielle linéaire en présence des incertitudes et des perturbations externes inconnu.

Le chapitre 4 : Constitue une deuxième contribution de ce travail de thèse, en effet l'objectif est de proposer un nouveau modèle modulaire à base des connaissances et des fiches technique du constructeur. Le modèle développé est capable d'expliquer les instabilités aérodynamiques (pompage, décrochage tournant) dont souffre le compresseur, la dynamique des réactions chimique au niveau de chambre de combustion, ainsi que les interactions thermodynamique et énergétique au niveau de la détente. Nous avons opté pour une synthèse de commande par mode glissant qui combine les avantages de la logique floue (souplesse) et le calcul fractionnaire des intégrales/dérivées (filtration en basse fréquence) avec une optimisation par essaim de particules multi-objectives pour garantir un rejet des perturbations, amélioration des performances aérodynamiques (pompage, décrochage tournant), performances thermodynamiques (rendement, énergie), les performances de poursuite, une dynamique des actionneurs souple, et une rapidité de convergence.

CHAPITRE 1

ETAT DE L'ART SUR LA MODELISATION ET COMMANDE DES TAG

Les turbines à gaz sont l'une des parties importantes de l'industrie moderne. Ils jouent un rôle clé dans l'industrie aéronautique, la production d'énergie et sont les principaux moteurs de la mécanique des grandes pompes et des compresseurs. La modélisation et la commande de turbines à gaz ont toujours été un outil puissant pour l'optimisation des performances de ce type d'équipement. Des activités de recherche remarquables ont été menées dans ce domaine et une variété de modèles analytiques et expérimentaux ont été construits jusqu'à présent pour approfondir la compréhension du comportement non linéaire et de la dynamique complexe de ces systèmes. Cependant, la nécessité d'élaborer des modèles précis et fiables de turbines à gaz pour différents objectifs et applications a incité fortement les chercheurs à continuer de travailler dans ce domaine de recherche fascinant. L'étude dans ce domaine comprend les modèles à boîte blanche et à base de boîte noire et leurs applications dans les systèmes de commande. En outre, en raison de la forte demande du marché de l'électricité, les producteurs d'électricité sont impatients d'envisager de nouvelles méthodes d'optimisation pour la conception, la fabrication, la commande et la maintenance des turbines à gaz.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne qui utilise l'énergie gazeuse pour convertir l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique. Il est conçu pour extraire le plus possible d'énergie du combustible [1]. Le service des turbines à gaz dans les équipements industriels et publics situés sur des centrales électriques et des plateformes offshore a été accru au cours des 50 dernières années. Cette forte demande est en raison de leur faible poids, de leur compacité et de leurs multiples applications en combustible [1]. Bien que l'histoire des turbines à gaz ait pris racine dans l'histoire, ce n'est qu'en 1930 que la première TAG pratique fut développée par Frank Whittle et ses collègues britanniques pour un moteur d'avion à réaction [1]. Les turbines à gaz se sont développées rapidement après la Seconde Guerre mondiale et sont devenues le premier choix pour de nombreuses applications. Cela est dû en particulier aux améliorations

apportées à différents domaines scientifiques tels que l'aérodynamique, les systèmes de refroidissement et les matériaux à haute température, qui ont considérablement amélioré l'efficacité du moteur. Ensuite, il n'est pas surprenant que les turbines à gaz gagnent en popularité année après année. Ils ont la capacité de fournir un fonctionnement fiable et continu. Le fonctionnement de presque tous les équipements et machines mécaniques et électriques disponibles dans les installations industrielles telles que les usines pétrochimiques, les plates-formes pétrolières, les stations-service et les raffineries dépend de la puissance produite par les turbines à gaz. La large utilisation des turbines à gaz dans le monde, en particulier dans les installations électriques, est due à leur fiabilité, leur disponibilité, leur adaptabilité, leur capacité de démarrage rapide, leur faible coût initial et leur délai de livraison court [1]. Ils sont faciles à réduire au silence, indépendamment de l'eau de refroidissement et peuvent fonctionner avec une variété de carburants. Les turbines à gaz fournissent des taux élevés de croissance de la charge en été et réagissent rapidement aux modifications de charge [1]. Ces dernières années, des activités de recherche considérables ont été menées, notamment dans le domaine de la modélisation et de la commande de turbines à gaz. C'est simplement parce que le besoin et l'utilisation de TAG sont devenus plus évidents dans l'industrie moderne. La conception de modèles de turbines à gaz et de leurs systèmes de commande connexes s'est avéré une stratégie technique utile et économique pour optimiser les performances de l'équipement avant le processus de conception finale et la fabrication. Les modèles et les simulateurs TAG peuvent être utilisés pour la prévision de performance hors conception, la détérioration de performance, l'évaluation des émissions, la durée de fluage de la turbine et le système de contrôle du moteur [2]. La modélisation mathématique est considérée comme une méthodologie générale pour la modélisation de système. Il utilise un langage mathématique pour décrire et prédire le comportement d'un système. De grands efforts ont été déployés pour mettre au point des TAG afin de surmonter les problèmes économiques et d'ingénierie auxquels ils sont confrontés [2] et d'avoir une conception fiable et économique [2]. L'une des meilleures approches pour optimiser la conception, les performances et la maintenance des turbines à gaz est la modélisation et la simulation hors ligne. Il aide les fabricants et les utilisateurs de différentes manières. Les fabricants peuvent évaluer et optimiser les performances d'un modèle spécifique de turbine à gaz au cours des processus de conception et de fabrication. Les modèles peuvent également être utilisés en ligne sur les sites par les opérateurs et les ingénieurs de site pour la surveillance des conditions, la validation de

capteurs, la détection de pannes, le dépannage, etc. Une variété de modèles analytiques et expérimentaux de TAG a été construite jusqu'à présent. Cependant, le besoin de modèles optimisés pour différents objectifs et applications a fortement motivé les chercheurs à poursuivre leurs travaux dans ce domaine. Ce chapitre explique brièvement les principes de performance d'une turbine à gaz typique. Ensuite, une classification des turbines à gaz est présentée. Les principales considérations à prendre en compte dans la modélisation des turbines à gaz, notamment les types et configurations de TAG, les méthodes de modélisation, les types et les configurations de systèmes de contrôle, ainsi que les objectifs et les approches en matière de modélisation, sont expliquées aux étapes suivantes. La définition du problème, les objectifs de cette recherche et les grandes lignes de la thèse constituent les prochaines sections de ce chapitre.

1.1. Les performances des TAG

La puissance fournie par une TAG dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression du compresseur et de la température à la sortie de la chambre de combustion. Consécutivement, les chambres de combustion doivent supporter la pression fournie par le compresseur (ou Récupérateur), les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la turbine de détente doivent supporter la température TRIT [3].

1.1.1. Rendement thermique

La croissance du rapport de pression et la température de combustion est parallèle, car ces deux croissances sont nécessaires pour atteindre l'efficacité thermique optimale. L'augmentation du rapport de pression augmente l'efficacité thermique de la turbine à gaz lorsqu'elle s'accompagne d'une augmentation de la température de combustion de la turbine [3]. La Figure 1.1 montre l'effet sur l'efficacité globale du cycle de l'augmentation du rapport de pression et de la température de combustion. L'augmentation du rapport de pression augmente l'efficacité globale à une température donnée; cependant, l'augmentation du rapport de pression au-delà d'une certaine valeur à n'importe quelle température de combustion donnée peut en fait entraîner une baisse de l'efficacité globale du cycle.

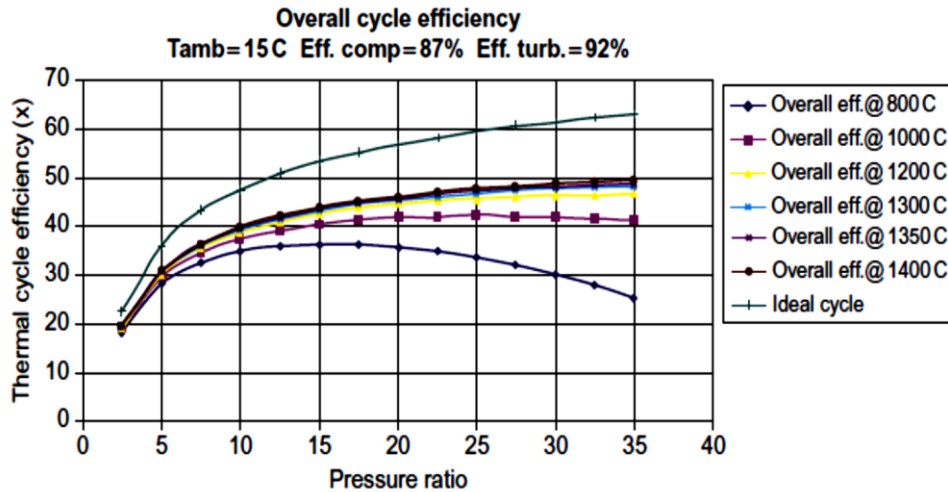


Figure 1.1. Rendement thermique du cycle TAG [3].

Le facteur limitant pour la plupart des turbines à gaz a été la température d'entrée de la turbine TRIT. Avec de nouvelles techniques de refroidissement, utilisant de la vapeur ou de l'air conditionné, et des percées dans la métallurgie des pales, des températures de turbine plus élevées ont été atteintes. Les nouvelles turbines à gaz ont des températures d'allumage qui pouvant atteindre 2600°F (1427°C) et un rapport de pression de 40:1 avec des rendements de 45% et plus [3].

1.1.2. Les Performances aérodynamiques du compresseur

Le rôle du compresseur est de ramener l'air d'amont de la machine de la pression ambiante à une pression élevée. Il convient de noter que les rapports de pression très élevés tendent à réduire la plage de fonctionnement et ne permettent pas son bon fonctionnement du compresseur. Par conséquent, ce point de fonctionnement efficace est assujetti à des phénomènes non linéaires de nature aérodynamique : pompage et décrochage tournant [3]. Ces deux phénomènes limitent les performances et peuvent causer une extinction de flamme, des sollicitations mécaniques importantes, une réduction de la durée de vie, du bruit et des vibrations. De plus, dans les compresseurs axiaux à vitesse est variable (CAVV), la variation de vitesse affecte la stabilité des systèmes et peuvent entraîner ces deux instabilités. Cela limite le taux de variation de vitesse et pénalise les performances [3].

1.1.3. Les performances de combustion

La combustion est une réaction chimique pendant laquelle un combustible est oxydé et une grande quantité d'énergie est libérée [3]. Dans la littérature, on distingue la combustion complète et la combustion incomplète. Il est souvent utile d'étudier la combustion d'un combustible en supposant que la combustion est complète. Cependant, en traitant les processus réels de combustion on se rend compte qu'ils sont très souvent inachevés. La combustion traditionnelle dans les turbines à gaz utilise une flamme de diffusion où le combustible est pulvérisé dans le centre d'un jet d'air. Des mélanges du carburant avec de l'air par une diffusion turbulente a eu lieu et l'avant de la flamme peut être considéré comme le lieu du mélange stœchiométrique où les températures atteignent les valeurs maximales. L'effet de la température de combustion est très prédominant; pour chaque augmentation de température de 100°F (55,5°C), le rendement de travail augmente d'environ 10% et donne une augmentation d'environ 0,5 à 1% de l'efficacité [3].

1.2. Classification des TAG

Les turbines à gaz peuvent être divisées en deux catégories principales: les turbines à gaz aéronautiques et les turbines à gaz stationnaires. Dans l'industrie aéronautique, la turbine à gaz est utilisée comme système de propulsion pour effectuer la poussée et déplacer un avion dans les airs. La poussée est généralement générée sur la base de la troisième loi d'action et de réaction de Newton. Il existe différentes variétés de turbines à gaz aéronautiques, notamment les turboréacteurs, les turbo-ventilateur et les turbopropulseurs. Dans les turbines à gaz fixes, le générateur de gaz peut être associé à des générateurs électriques, à de grandes pompes ou à des compresseurs afin de fabriquer des turbogénérateurs, des turbopompes ou des turbocompresseurs. Si l'arbre principal du générateur de gaz est connecté à un générateur électrique, il peut être utilisé pour produire de l'énergie électrique. Dans une autre classification, les turbines à gaz peuvent être divisées en cinq groupes [3], en fonction de leur structure, de leur application et de leur puissance de sortie (MW):

- Micro-turbines à gaz (MTAG), avec une puissance de sortie de 20-350 KW.
- Petites turbines à gaz pour applications à cycle simple, avec une puissance de sortie de 0,5 à 2,5 MW et un rendement de 15 à 25%.
- Turboréacteur pour l'industrie aérospatiale, avec une puissance de sortie de 2,5 à 50 MW et un rendement de 35 à 45%.

- Turbines à gaz à usage intensif de type châssis (TAGUI) pour les grandes unités de production d'énergie, avec une puissance de sortie de 3-480 MW et un rendement de 30 à 46%.
- Turbines à gaz industriel largement utilisées dans les usines pétrochimiques, d'une puissance de sortie de 2,5 à 15 MW et d'un rendement de 30 à 39%.

Dans cette étude, les micros et petites turbines à gaz sont considérées comme des turbines à gaz de faible puissance, et les types industriels ainsi que les TAGUI utilisés dans les centrales électriques produisant de l'électricité sont appelés turbines à gaz de centrales électrique industrielles (TAGCE). Les TAGCE jouent un rôle clé dans la production d'énergie, en particulier pour les centrales éloignées des champs de pétrole et des sites offshore où il n'existe aucune possibilité de connexion au réseau électrique général.

1.3. Modélisation des TAG dans la littérature

La modélisation des turbines à gaz jouent un rôle clé dans la fabrication des turbines à gaz les plus efficaces, fiables et durables. En outre, les modèles TAG peuvent également être utilisés sur des sites industriels pour l'optimisation, la surveillance des conditions, la validation de capteurs, la détection de pannes, le dépannage, etc. Ces facteurs ont fortement motivé les scientifiques à poursuivre leurs recherches dans ce domaine. Il existe de nombreuses sources concernant la modélisation et le contrôle des turbines à gaz dans la littérature et une variété de modèles TAG a été construite jusqu'à présent sous différents angles et à différentes fins. Bien que certains chercheurs tels que Visser et al. [4] ont essayé d'introduire un modèle générique pour les turbines à gaz en utilisant un logiciel commercial. Les modèles présentés dans la littérature sont basés sur une variété de méthodologies et d'approches. Cette partie présente un aperçu complet des études les plus significatives dans le domaine de la modélisation des turbines à gaz, sur la base de la classification des TAG [3-4]. Il couvre uniquement les modèles des connaissances (Boite Blanche), comprend des modèles de turbines à gaz de faible puissance, de turbines à gaz de centrales industrielles et de turbines à gaz aéronautiques. Les modèles des connaissances peuvent être classés en modèles de turbine à gaz de faible puissance, de turbine à gaz pour centrale électrique (TAGCE) et de turbine à gaz aérodynamique. Dans une TAGCE, la puissance mécanique générée par la turbine à gaz peut être utilisée par un alternateur pour produire de l'énergie électrique. Cependant,

dans une turbine à gaz aéronautique, le fluide gazeux sortant peut être utilisé pour générer une propulsion.

1.3.1. Les turbines à gaz de faible puissance

L'idée principale développée par Ailer [5] dans ces études était d'améliorer la réponse dynamique de la turbine par la mise en œuvre et développement d'un contrôleur non linéaire. Le modèle a été développé et simulé dans le logiciel Simulink-MATLAB, basé sur les principes d'ingénierie, la dynamique des turbines à gaz et les équations algébriques constitutives. La vérification du modèle a été effectuée par des simulations en boucle ouverte comparant l'expérience opérationnelle qualitative et l'intuition technique. Les chercheurs ont examiné plusieurs hypothèses au cours du processus de modélisation afin de simplifier le modèle non linéaire compliqué et d'obtenir un modèle dynamique d'ordre inférieur. Bien que les hypothèses aient rendu le modèle approprié à des fins de contrôle, certains aspects importants de la dynamique du TAG ont été négligés lors de leur processus de simplification.

Abdollahi et Vahedi [6] ont développé un modèle dynamique de systèmes de génération de micro-turbines à un arbre. Ils ont essayé de présenter un modèle général pouvant être utilisé dans différentes plages opérationnelles. Les chercheurs ont mis l'accent sur la fonctionnalité et la précision de chacun des composants MTAG et du modèle complet. Ils ont fourni un modèle dynamique pour chaque composant de la micro turbine. Ils ont montré que les modèles étaient adaptés à l'analyse dynamique de micro-turbines dans différentes conditions et ont recommandé que le modèle soit également utile pour étudier l'effet des micro-turbines sur le partage de la charge dans un réseau de distribution d'énergie.

Aguiar et al. [7] ont étudié la modélisation et la simulation d'une micro-turbine à base de gaz naturel à l'aide de MATLAB. L'objectif de la recherche était de présenter une analyse technique et économique de l'utilisation des MTAG pour les complexes résidentiels basée sur un modèle de simulation quotidien et en fonction des conditions environnementales. Pour évaluer l'utilisation de la technologie MTAG dans les bâtiments résidentiels, les chercheurs ont examiné et analysé deux configurations différentes, basées sur le fait que le système était dimensionné pour répondre à la demande thermique ou électrique. Les résultats de l'analyse pourraient être utiles aux investisseurs intéressés à prévoir le coût des investissements, de l'exploitation et de la maintenance de ces turbines pour la production d'électricité.

Ofualagba [8] a présenté la modélisation d'un système de génération de MGT à arbre unique adapté à la gestion de la consommation dans des applications de production distribuée. Une modélisation mathématique détaillée des systèmes de contrôle a été étudiée et une simulation du système MGT développé a été réalisée à l'aide de Simulink /MATLAB. Le modèle développé avait la capacité de s'adapter aux besoins en puissance de la charge, dans les limites de la classification de MTAG.

Une expression approximative de la performance à charge partielle d'une unité de récupération de chaleur à système combiné de chaleur et d'alimentation était identifiée par Rachtan et Malinowski [9]. Ils ont déclaré que cette expression pourrait grandement faciliter la modélisation mathématique, la conception et l'exploitation de centrales de cogénération basées sur les MTAG et aider à la prévision de la puissance thermique disponible.

Malinowski et Lewandowska [10] ont exploré un modèle analytique d'un MTAG pour une opération à charge partielle. Ils ont calculé la destruction d'exergie ou la perte pour chaque composant MGT. En thermodynamique, l'exergie est le rendement théorique souhaité d'un système au cours d'un processus lorsqu'il interagit avec l'équilibre [11].

Ils ont utilisé des formules universelles à coefficients ajustables pour résoudre les problèmes causés par le manque d'informations sur les cartes de performances du compresseur et de la turbine; qui ne sont généralement pas divulgués par les fabricants.

Hosseinalipour et al. [12] ont développé des modèles statiques et dynamiques linéaires d'un MGT. Ils ont utilisé des équations thermodynamiques et des cartes des composants MGT pour construire le modèle statique. Des équations statiques et dynamiques et une méthodologie de linéarisation ont été utilisées pour configurer le modèle dynamique linéaire. Les modèles ont été validés et une comparaison a été faite entre les résultats du modèle statique et ceux du modèle dynamique pour l'état d'équilibre.

1.3.2. Les turbines à gaz des centrales électriques (TAGCE)

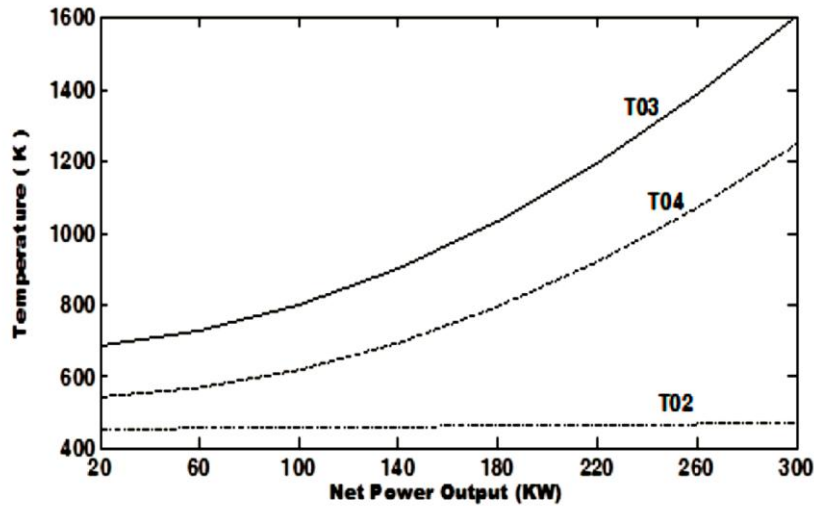
Rowen [13] a présenté un modèle mathématique simplifié d'une turbine à gaz mono-arbre à usage intensif. L'objectif de son étude était d'étudier la stabilité du système électrique, d'élaborer une stratégie de répartition et d'établir un plan d'urgence pour les perturbations du système [13]. Dans un autre effort, Rowen [14] a étudié un modèle mathématique simplifié pour une même turbine à gaz présentant des caractéristiques qui affectent l'application de ce type de turbine à gaz aux services d'entraînement mécanique à vitesse variable. Najjar [15] a étudié les performances des TAG dans les

modes de fonctionnement à un ou deux arbres en utilisant un modèle de turbine à gaz à puissance libre entraînant un dynamomètre électrique. Les données opérationnelles du TAG et les courbes associées pour des paramètres importants tels que l'efficacité thermique, la consommation spécifique de carburant et la puissance de sortie nette ont été prises en compte afin d'estimer les performances du TAG.

Bettocchi et al. [16], et Binachi et al. [17] ont respectivement exploré des modèles dynamiques de turbines à gaz à un ou plusieurs arbres pour la production d'énergie. Une étude sur l'utilisation des gaz d'échappement d'une turbine à gaz à deux arbres à cycle ouvert a été réalisée par Mostafavi et al. [18]. Ils ont effectué une analyse thermodynamique et ont conclu qu'à des rapports de température bas, le pré-refroidissement pouvait augmenter l'efficacité et le réseau spécifique du cycle. Un modèle de turbine à gaz à deux arbres a été estimé par Hannett et al. [19]. Ils ont mené un programme d'essais sur le terrain afin d'obtenir les données nécessaires à la simulation du modèle et à l'évaluation de la réponse du régulateur TAG aux perturbations.

Ricketts [20] a développé un modèle dynamique pour une turbine à gaz à double arbre basé sur une méthodologie générique et en utilisant des données de conception et de performances. Crosa et al. [21] ont exploré un modèle physique non linéaire afin de prédire le comportement dynamique non conforme et en régime permanent d'une turbine à gaz à un arbre pour service intense utilisant Simulink-MATLAB. Nagpal et al. [22] ont présenté leurs expériences de terrain en matière d'essais et de validation des modèles dynamiques des turbines et des régulateurs associés pour les TAGCE lorsqu'ils étaient en service. Kaikko et al. [23] ont présenté un modèle non linéaire à l'état d'équilibre d'une turbine à gaz industrielle à deux arbres et son application au système de surveillance et de diagnostic en ligne. Ils ont utilisé des paramètres d'état pour évaluer l'état du moteur et l'impact des écarts de performance sur les coûts.

Al-Hamdan et al. [24] ont examiné la modélisation et la simulation d'un moteur à turbine à gaz à un arbre pour la production d'énergie en fonction de la structure dynamique et des performances de ses composants. Ils ont utilisé les équations thermodynamiques de base d'une turbine à gaz à un arbre pour modéliser le système. La figure 1.2 illustre les variations de température dans différentes sections de la TAG modélisée par rapport à la puissance nette. T02, T03 et T04 sont respectivement les températures de sortie du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine [24].



. **Figure 1.2.** Variations de température en fonction de la puissance nette [24].

Zhu et Frey ont mis au point un modèle simplifié de performances de simulation d'une turbine à gaz mono-arbre à usage intensif typique des systèmes de production d'énergie [25].

Camporeale et al. [26] ont étudié un modèle aérothermique pour deux turbines à gaz de centrales électriques avec un niveau de précision relativement élevé. Ils ont présenté une nouvelle méthodologie permettant de développer un code temps réel haute-fidélité dans Simulink-MATLAB en utilisant une approche orientée objet pour la simulation de turbines à gaz. La figure 1.3 montre comment le logiciel de simulation en temps réel interagissait avec les dispositifs de contrôle du matériel des TAG [26].

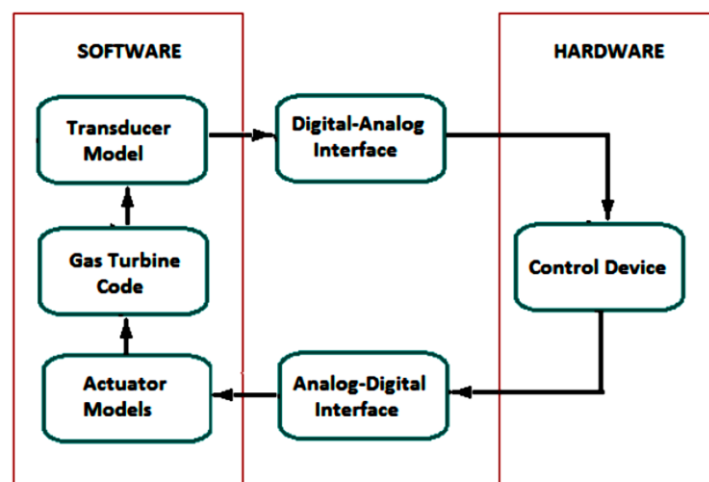


Figure 1.3. Interaction de la simulation avec les dispositifs de contrôle [26].

Un simulateur complet de turbine à gaz a été développé et mis en œuvre par Klang et Lindholm [27]. Le développement d'un modèle dynamique de turbine à gaz à un arbre pour une centrale électrique à cycle combiné (CECC) a été étudié par Mantzaris et Vournas [28]. Ils ont utilisé Simulink-MATLAB pour étudier la stabilité de la turbine et de son système de contrôle contre la surchauffe ainsi que les changements de fréquence et de charge. Yee et al. [29] ont effectué une analyse comparative et une vue d'ensemble des différents modèles de turbines à gaz de centrales électriques. Ils ont identifié, présenté et discuté de divers types de modèles TAG en termes d'application, de précision et de complexité. Une étude similaire a été réalisée par Shalan et al. [30] pour les turbines à gaz dans les (CECC). Ils ont effectué une analyse complémentaire et comparative de la réponse de différents modèles de turbines à gaz en termes d'applications et de précision. Dans un autre effort, Liang et al. [31] ont réalisé une étude sur les modèles de performance simulés de turbines à gaz. L'objectif était d'améliorer la précision des modèles de simulation non linéaires de TAG.

Hosseini et al. [32] ont utilisé une méthodologie systématique pour construire une structure à plusieurs modèles d'un prototype d'IPGT dans des conditions normales. Lazzaretto et Toffolo [33] ont mis au point un modèle de simulation à zéro dimension pour les performances de conception et hors conception d'une turbine à gaz à double arbre. Le but de l'étude était de gérer correctement le fonctionnement des turbines à gaz des centrales électriques et leurs réactions aux variations de charge et de la température ambiante.

Razali [34] a développé un modèle analytique d'une turbine à gaz pour simuler la tendance réelle des performances du TAG et prédire sa dégradation. La composition réelle des gaz de travail et la variation de la chaleur spécifique en fonction de la température sont prises en compte pour simuler le modèle. Khosravi-el-hossani et Dorosti [35] ont présenté une méthodologie modifiée pour déterminer l'énergie d'échappement dans la nouvelle édition de l'ASME PTC 22, qui traite du débit de gaz de combustion. Les paramètres d'un HDGT à arbre unique ont été estimés par Tavakoli et al. [36] à l'aide de ses données opérationnelles basées sur le modèle de Rowen. Ils ont appliqué des lois physiques simples et des hypothèses thermodynamiques afin de dériver les paramètres du TAG à l'aide de données opérationnelles. La Figure 1.4 présente le schéma fonctionnel du modèle de Rowen, y compris les systèmes de carburant et de contrôle, utilisé par les chercheurs ([13],[36]).

circuit de gaz des turbines à gaz. Afin d'étudier les possibilités d'amélioration du rendement à charge partielle des turbines à gaz fonctionnant à vitesse variable, le modèle de turbine à gaz dynamique pour moteurs à un ou deux arbres a été étudié par Thirunavukarasu [43]. Wiese et al. [44] ont développé un modèle dynamique basé sur la physique d'une turbine à gaz et l'ont validé par rapport à des données de test transitoires. Il a été conclu que la dynamique globale du système pouvait être bien capturée et que le modèle dynamique pouvait être utilisé dans une loi de commande basé sur un modèle. Al-Sood et al. [45] ont exploré un cycle de Brayton irréversible dans une turbine à gaz en développant un modèle mathématique général. Le cycle comprenait un compresseur, une turbine à gaz, un refroidisseur intermédiaire, un réchauffeur et un régénérateur.

1.3.3. Les turbines à gaz aéronautiques

Kim et al. [46] ont développé un modèle de turboréacteur à un arbre utilisant Simulink-MATLAB. Le comportement transitoire et les modifications de différents paramètres du moteur ont été prédits par le modèle en fonction des variations du débit de carburant. Les chercheurs ont envisagé différentes conditions de vol dans leur simulation, telles que la coupure de carburant. La comparaison de la sortie de simulation avec un autre software dynamique pour les turbines à gaz a donné des résultats satisfaisants.

Evans et al. [47] ont présenté le modèle linéaire multi-variable d'une turbine à gaz aérodynamique à deux arbres typiques de l'appareil à double flux militaire de type Rolls Royce Spey utilisant une technique d'identification dans le domaine fréquentiel. La technique a été utilisée pour estimer des modèles multi-variables à domaine s directement à partir de données de test. Les chercheurs ont examiné la relation dynamique entre le débit de carburant et la vitesse de rotation sous la forme d'une entrée unique et d'une sortie multiple (SIMO). La Figure 1.5 montre le moteur Rolls Royce Spey modélisé par Evans et al. [47].

Arkov et al. [48] ont discuté d'un support de cycle de vie pour la modélisation dynamique des turbines à gaz des réacteurs d'avion. Ils ont étudié différents modèles mathématiques et leurs applications aux étapes du cycle de vie des régulateurs du réacteur.

Ils ont mis au point une technologie unifiée de l'information et un espace unifiée d'information pour la création et l'utilisation de modèles mathématiques du TAG aux étapes du cycle de vie. Des méthodologies standard pour la modélisation du système et

des logiciels appropriés ont été utilisées pour la mise en œuvre de ce nouveau concept et, par conséquent, l'amélioration des performances du système de contrôle.

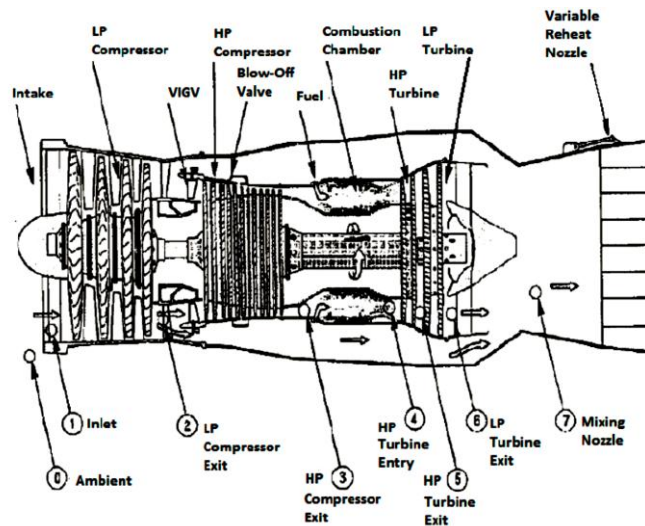


Figure 1.5. La TAG Rolls Royce Spey [47].

Riegler et al. [49] ont exploré la modélisation du comportement des compresseurs dans les calculs de performance des turbines à gaz en utilisant une méthodologie d'extrapolation des cartes de compresseurs. La recherche a porté sur le régime extrême de charge partielle du fonctionnement du compresseur. L'utilisation du couple corrigé au lieu de l'efficacité dans les cartes pourrait faciliter le calcul du comportement de la turbine à gaz pour les conditions de fonctionnement. Les chercheurs ont déclaré que la méthodologie utilisée dans cette étude pourrait également être utilisée pour les relations typiques des turbomachines dans les turbines.

Behbahani et al. [50] ont utilisé Simulink-MATLAB pour développer un modèle dynamique non linéaire de turbomachine à deux arbres à des fins de diagnostic et de pronostic. Le modèle peut s'adapter avec succès à divers moteurs à turbine. Ils ont également conçu un contrôleur pour contrôler la vitesse du rotor. Une étude des techniques de pronostic pour les moteurs à turbine a également été réalisée dans le cadre de la recherche. Pourfarzaneh et al. ont proposé une nouvelle approche de modélisation sans dimension pour la prévision de la performance des paramètres de moteurs de turbines à gaz [51]. Ils ont mis en place une série systématique d'expériences sur le moteur pour obtenir les paramètres fonctionnels des composants du GT. Les résultats ont montré un très bon accord entre les valeurs théoriques et expérimentales. Une nouvelle méthodologie d'analyse flexible pour la linéarisation d'un

modèle de moteur de turbine à gaz a été étudiée et développée par Chung et al [52]. Abbasfard [53] a exploré un multi- modèle linéaire modifié pour une turbine à gaz à arbre unique en utilisant une nouvelle méthodologie basée sur le calcul symbolique pour la linéarisation du système. Les résultats de la simulation ont montré que la méthode proposée avait la capacité de résoudre les problèmes de détection de défaut et d'isolation. Lu et al [54] ont proposé un modèle de moteur à turbine à gaz aéronautique à des fins de diagnostic des pannes de capteurs. L'architecture du modèle était composée de deux modèles de moteur non linéaires comprenant des performances adaptatives en temps réel et des modèles de base intégrés. Ils ont également présenté une nouvelle approche du seuil de défaillance des capteurs basée sur les erreurs de modèle et le niveau de bruit. Les chercheurs ont conclu que l'approche proposée était facile à concevoir et à adapter à la dégradation des moteurs à long terme. Dans un autre effort, Lu et al. [55] ont utilisé une approche basée sur un modèle pour l'estimation des paramètres d'un moteur de turbine à gaz aéronautique et ont déclaré que la méthodologie suggérée était efficace.

1.4. La commande des TAG dans la littérature

Différentes stratégies de commande et divers régulateurs peuvent être utilisés et testés sur des modèles de turbines à gaz avant leur mise en œuvre sur des systèmes réels. Cette section explique les principales activités de recherche dans ce domaine et montre comment les modèles de turbines à gaz peuvent améliorer les systèmes de commande TAG et éviter les coûts énormes associés à la mise en œuvre de commande sur des systèmes réels.

Ricketts [20] a montré que le modèle dynamique développé pour une turbine à gaz à deux arbres en utilisant une méthodologie générique et des ensembles de données de performance pourrait représenter une application idéale pour les schémas de commande adaptative. Ailer et al. [56] ont mené différentes recherches pour concevoir et développer des systèmes de commande pour une turbine à gaz industrielle de faible puissance sur la base des résultats déjà obtenus dans la modélisation non linéaire du TAG. Ils ont utilisé la méthodologie de modélisation non linéaire sur la base d'équations thermodynamiques pour modéliser le système. Ils ont linéarisé le modèle pour pouvoir concevoir différents types de loi de commande.

Ashikaga et al. [57] ont mené une étude sur la commande non linéaire des turbines à gaz. Ils ont rapporté deux applications de contrôle non linéaire. Le premier était le contrôle de démarrage utilisant le contrôleur flou, et le second était l'application de la méthode d'optimisation de la vanne statorique variable (VSV). L'objectif était d'accroître l'efficacité thermique et de réduire les émissions d'oxydes d'azote. Cependant, les algorithmes permettant de résoudre les problèmes d'optimisation étaient compliqués, prenaient du temps et étaient trop volumineux pour être installés facilement sur des ordinateurs. Sari et al. [58] ont proposé la modélisation et le contrôle non linéaire d'une turbine à gaz sur la base des études antérieures dans la littérature. Ils ont déclaré que leur méthodologie pourrait offrir plus de flexibilité dans la conception des stratégies de commande des instabilités aérodynamiques en vitesse variable.

Pongraz et al. [59] ont utilisé une méthode de linéarisation entrée-sortie pour concevoir une loi de commande adaptative de poursuite destinée à un modèle de turbine à gaz de faible puissance. Ils ont discuté d'un modèle d'espace d'états non linéaire de troisième ordre pour une véritable turbine à gaz à un arbre à faible puissance basé sur les équations dynamiques du système. Dans leur modèle, le débit massique du combustible et la vitesse de rotation ont été considérés respectivement en entrée et en sortie. La robustesse suffisante du système par rapport aux incertitudes des paramètres du modèle et aux perturbations environnementales a également été examinée et approuvée.

Tong et Yu [60] ont présenté un modèle dynamique de micro-turbine et de son contrôleur PID non linéaire. Leur objectif de recherche était d'améliorer la stabilité du système de micro-turbine. Les résultats de la simulation ont montré que, même si le contrôleur PID non linéaire présente une meilleure adaptabilité et une meilleure robustesse que le PID classique, le système de micro-turbine ne peut pas fonctionner correctement dans tous les modes de fonctionnement. Par conséquent, ils ont suggéré que pour obtenir de meilleures performances, il était nécessaire d'utiliser à la fois les méthodes de commande de rejet de perturbation et de commande non linéaire robuste coordonnée.

Bonfiglio et al. [61] ont développé une commande robuste et efficace de la puissance et de la température des gaz d'échappement évitant une dynamique indésirable et dangereuse de la variable interne du système. La simulation a mis en évidence les bonnes performances de commande linéarisant par feedback proposé et sa robustesse par rapport aux incertitudes du système considéré.

Lin al. [62] ont étudié la modélisation et la conception du contrôleur d'une micro-turbine à gaz. Le modèle non linéaire proposé est réalisé dans l'environnement MATLAB / Simulink, des contrôleurs de réjection de perturbations actives non linéaires et linéaires et un contrôleur PID sont conçus respectivement. Le contrôleur de réjection de perturbation active non linéaire a les meilleures performances. Les chercheurs ont conclu que la conception d'un modèle précis possédant les caractéristiques dynamiques complexes d'une micro-turbine à gaz est primordiale pour le design d'une loi de commande performante.

Jafarian et al. [63] ont conçu une commande prédictive non linéaire multi-objectif intelligente. En fait, ils ont utilisé la combinaison de techniques de calcul intelligentes telles que l'optimisation d'essaim de particules multi-objectif dans la mise en œuvre et l'application de l'NMPC. L'évaluation de cette méthode a indiqué que l'utilisation de schémas d'optimisation multi-objectif on-line, tels que MOEP dans la structure NMPC, améliore considérablement ses performances. Hou et al. [64] ont proposé une méthode de commande prédictive du modèle économique multi-objectif basé sur la quantique simultanée. La fonction objectif est formulée simultanément en tenant compte des indices économiques, de la fonction de coût terminal et des contraintes de stabilité. Les indices économiques reflètent le changement de la consommation d'énergie et la perte de la vanne de charge en temps réel, tandis que la fonction de coût terminal et la contrainte de stabilité garantissent la précision du suivi sous point de fonctionnement variable et perturbations externes.

1.5. Des conclusions sur la littérature

Comme il ressort de la littérature, les résultats des recherches dans les domaines de la modélisation, de la simulation et la commande des turbines à gaz ont été très efficaces pour l'évaluation et l'optimisation des performances du TAG avant les processus de conception et de fabrication finaux. Cependant, le besoin d'optimisation du système est encore grand. Pour approcher le plus fidèlement possible un modèle optimal, les chercheurs doivent découvrir les inconnues du comportement dynamique non linéaire compliqué de ces systèmes afin de minimiser les événements indésirables tels que les arrêts imprévisibles, les surchauffes et la survitesse lors de l'exploitation du TAG. Par conséquent, comme il en a été discuté dans ce chapitre, de nouvelles activités de recherche et développement doivent être menées dans ce domaine.

Comme il est souhaitable de concevoir des turbines à gaz offrant des performances, une fiabilité et une rentabilité élevées, il reste encore beaucoup à faire pour comprendre leur dynamique complexe et leurs paramètres couplés. Par exemple, les perturbations du système résultant de pannes ou de fluctuations de la charge dans le réseau électrique des turbines à gaz de centrales électriques peuvent entraîner l'instabilité des TAG. Explorer la réaction des turbines à gaz aux perturbations du système et aux modifications des conditions environnementales reste un défi. Par conséquent, il existe une demande croissante de modèles dynamiques précis pour étudier la réponse du système aux perturbations et améliorer les systèmes de contrôle existants. Les modèles et systèmes de contrôle étudiés, construits sur la base d'équations simplifiées et / ou linéarisées, ne sont pas assez précis pour capturer avec précision la dynamique du système. Par conséquent, une analyse précise des problèmes que la linéarisation peut poser pour la modélisation et le contrôle des turbines à gaz doit être réalisée [65]. Il y a aussi des modèles des connaissances concernant la simulation du comportement transitoire de chaque composant de la turbine à gaz, tels que le compresseur, pouvant être efficacement appliqués à des turbines à gaz [66]. Par conséquent, en raison de l'importance et de la sensibilité de ces procédures tout au long de la vie du TAG, il est nécessaire de poursuivre les recherches dans ce domaine. Discussion sur les détails de l'ensemble du répertoire de recherche dans cette thèse n'est pas possible. Bien que les turbines à gaz aéronautique et les turbines à gaz stationnaires aient les mêmes structures de base, elles ont beaucoup de différences dans les détails. En raison l'optimisation des turbines à gaz de centrales électriques et de la nécessité de mener des recherches approfondies sur la modélisation et la commande de ces types de turbines à gaz, une attention particulière doit être accordée à ce domaine.

1.6. Les objectifs de la modélisation

Il existe différents objectifs pour la modélisation de la turbines à gaz, tels que la supervision, la détection et le diagnostic des défauts, la validation des capteurs, l'identification du système ainsi que la conception et l'optimisation du système de contrôle. Ainsi, un énoncé clair des objectifs de modélisation est nécessaire pour réussir une modélisation d'une turbine à gaz.

1.6.1 La supervision

L'un des objectifs de la modélisation de TAG peut être la supervision. La supervision est considérée comme une partie importante de la maintenance prédictive. Il évalue le

bon fonctionnement des TAG et indique à l'avance le ou les avertissements de défaillance potentiels qui aident les opérateurs à prendre les mesures appropriées prévues dans le programme de maintenance préventive [2,3,4].

1.6.2. Détection de pannes et diagnostic

Un modèle de turbine à gaz peut être créé afin de prédire et de détecter les défaillances du système. Le diagnostic de pannes est un outil important et efficace lorsque les opérateurs souhaitent passer de la maintenance préventive à la maintenance prédictive afin de réduire les coûts de maintenance [2,3,4]. Il s'agit de surveiller un système pour identifier le moment où une panne s'est produite, ainsi que pour déterminer le type et l'emplacement de la panne.

1.6.3. Validation des capteurs

Les modèles à turbine à gaz peuvent être utilisés à des fins de validation du capteur. Les capteurs sont des éléments essentiels de tout équipement industriel. Sans capteurs fiables et précis, le système de surveillance et de contrôle de l'équipement ne peut pas fonctionner correctement et peut même être arrêté. La validation du capteur concerne la détection, l'isolation et la reconstruction d'un capteur défectueux.

1.6.4. Identification du système

L'un des principaux objectifs de la modélisation des turbines à gaz est l'identification du système. L'identification du système implique une description mathématique qui est un modèle d'un système dynamique à partir d'une série de mesures du système [2,3,4]. Malgré les nombreuses recherches effectuées dans ce domaine au cours des dernières décennies, il existe toujours un besoin de modèles TAG avec un degré plus élevé de précision et de fiabilité pour l'identification du système. Ceci est dû à la nature non linéaire et complexe de la dynamique de TAG.

1.6.5. Conception et optimisation du système de commande

Des modèles de turbines à gaz peuvent être créés pour concevoir ou optimiser les systèmes de commande de la TAG. Il est évident que tout système de commande devrait pouvoir mesurer la sortie du système à l'aide de dispositifs de détection et prendre les mesures correctives requises si la valeur des données mesurées s'écarte de la valeur correspondante souhaitée [2,3,4]. La commande en tant qu'une branche de l'ingénierie, traite du comportement des systèmes dynamiques. Les performances de sortie de l'équipement sous contrôle sont mesurées par des capteurs. Ces mesures peuvent être utilisées pour donner un retour d'information aux actionneurs d'entrée afin

d'apporter des corrections en vue des performances souhaitées. Il existe de plus en plus de demandes de modèles dynamiques et de contrôleurs précis pour étudier la réponse du système aux perturbations et améliorer les systèmes de contrôle existants. L'utilisation de nouveau concept de modélisation peut toujours être étudiée dans le cadre du processus d'optimisation.

1.7. Le système de commande

L'un des facteurs les plus importants dans la modélisation et la commande des turbines à gaz est le type et la configuration de leur système de commande. Le système de commande est une partie vitale de tout équipement industriel.

1.7.1. Configuration du system de commande

Le type et la configuration d'un système de commande sont étroitement liés à la complexité de la dynamique du système et aux tâches définies tout au long de la période de performance. L'absence d'un système de commande approprié peut entraîner de graves problèmes tels qu'un pompage, ou décrochage tournant du compresseur, une surchauffe de chambre de combustion, perte de flamme, une survitesse, etc. [2,3,4]. L'effet final de ces problèmes peut être un arrêt du système et des dommages graves aux composants principaux de TAG. Le type de commande dépend de l'utilisation de la turbine : turbocompresseur, turbopompe ou turboalternateur.

Dans notre cas, la commande agit sur les deux vannes: CCV, Vanne de contrôle (Throttle), et le débit de combustible, tout en surveillant :

- Vitesse de rotation maximale.
- Température de la chambre de combustion, en fonction de la température à l'entrée des roues de la turbine (TRIT).
- Pompage du compresseur axial.
- Décrochage tournant du compresseur axial.
- Les perturbations extérieures de l'environnement et de la charge.

Les fonctions principales de commande de la turbine à gaz: est «contrôle du démarrage», «contrôle en régime permanent ou opérationnel» et «contrôle de la protection contre la surchauffe, la survitesse, la surcharge. Au démarrage, n'ayant pas d'air comburant, le turbine à gaz doit être démarrée par une machine auxiliaire (moteur électrique) jusqu'à une vitesse suffisante, environ moitié de la vitesse nominale, pour que le compresseur soit opérationnel. L'injection et l'allumage du combustible ont lieu à

ce moment, puis la turbine s'auto-entretient, le démarreur est désaccouplé. La montée en puissance, rapide par rapport à une installation à vapeur, suit une rampe donnée par le constructeur.

1.7.2. Amélioration des performances via un system de commande

Des solutions industrielles ont été proposées et sont basées sur le principe qui consiste à éviter au système d'entrer dans des zones d'hors fonctionnement ou d'instabilité, en gardant le point de fonctionnement dans la marge de sécurité. Ceci est accompli en agissant sur des actionneurs (vanne anti-pompage ou de recyclage). Cette manière de faire est connue sous le nom de contrôle passif. Quoique la méthode classique (contrôle passif) soit capable d'assurer un bon fonctionnement de la turbine à gaz, il était nécessaire de développer des techniques de la commande qui stabilisent la turbine à gaz, aussi bien à droite qu'à gauche de la ligne de fonctionnement, permettant ainsi à la machine de travailler à des débits massiques plus faibles. Cette approche a suscité beaucoup d'intérêt et est connue sous le nom de contrôle actif, ceci fera l'objet de notre étude.

1.8. La problématique

L'étude de la littérature montre qu'il existe une riche source d'activités de recherche dans les domaines de la modélisation, de la simulation et la commande des turbines à gaz. Cependant, malgré tous les efforts déjà déployés dans ce domaine, une attention particulière doit encore être accordée afin de résoudre les problèmes rencontrés lors des processus de conception, de fabrication, de fonctionnement et de maintenance des turbines à gaz.

- Les composants actuels de la TAG sont conçus avec de grandes marges de sécurité pour assurer un fonctionnement sûr dans le pire des cas, la détérioration et les conditions de fonctionnement. Les potentielles performances disponibles des composants de la TAG ne sont souvent pas exploitables en raison du fait que différentes limites et marges doivent être prises en compte durant la conception [66]. Une façon de surmonter cette situation est l'utilisation d'éléments actifs dans les TAG. L'idée derrière la commande active est la capacité de détecter l'état actuel et de réagir avec une action de commande. Une TAG activement commandée offrira les meilleures performances possibles dans toutes les conditions et à tout moment. Le processus physique est

déterminé par un modèle modulaire illustrant l'interaction de différents phénomènes et composants.

- L'un des problèmes de la conception du modèle modulaire est qu'il doit exister un moyen de contrôler la puissance de sortie de l'ensemble de la TAG, ainsi que de protéger les composants individuels des conditions instables pourrait endommager le système. Cela implique de comprendre la dynamique de chacun des composants utilisés dans le système hybride et contrôlant la puissance de sortie de toute l'installation [66]. Celles-ci les composants comprennent un compresseur, une chambre de combustion, une turbine, et un récupérateur.

- Les méthodes de modélisation et de commande basées sur un modèle mathématique régis par des équations aérodynamiques, thermodynamiques et de bilan énergétique couplées présentant un degré élevé de non-linéarité. Par conséquent, il est inévitable de prendre en compte des hypothèses et d'utiliser des méthodes de linéarisation pour simplifier et résoudre ces dynamiques complexes. Par conséquent, les modèles et les systèmes de commande basés sur de telles équations simplifiées et/ou linéarisées ne sont pas assez précis pour représenter avec précision la dynamique du système.

- Les principales instabilités des TAG sont le décrochage tournant et le pompage. Le décrochage tournant est une condition où le débit sur les pales individuelles du compresseur n'est pas constant. Si une condition de décrochage se développe dans l'un des canaux, une diminution du débit à travers ce canal se produira. Le décrochage tournant deviendra alors induit dans le canal adjacent lors de la récupération dans le canal d'origine. Le décrochage tournant se propage autour de l'axe du compresseur et affecte le débit global à travers le compresseur [66]. Le pompage est également une condition instable courante en écoulement axial des compresseurs; c'est là que le débit à travers tout le compresseur est inversé en raison de la chute de pression est dans le sens opposé du débit. Cela peut gravement endommager les compresseurs et affecter le cycle de puissance globale [66].

- Outre les problèmes des compresseurs, les chambres de combustion doivent être maintenues à des températures et pressions spécifiques pour un fonctionnement sûr et efficace [66].

- Cela entraîne à son tour des problèmes imprévisibles, tels que des arrêts soudains, en particulier lors du fonctionnement des turbines à gaz construites sur ou utilisant de tels modèles. Ces faits démontrent la nécessité d'utiliser des techniques non-linéaire dépendantes de la dynamique du système. En outre, les algorithmes de commande

classiques pourrait être difficile à traiter dans des processus hautement non linéaires et variant dans le temps [30]. Les techniques de commande non-linéaire ont la capacité de capturer de manière importante la dynamique complexe des turbines à gaz. Cependant, la nécessité de recherches dans ce domaine est évidente.

- Les composants des turbines à gaz, tels que d'autres équipements mécaniques, se détériorent progressivement et perdent leur fonctionnalité et leur efficacité avec le temps. Après quelques années de service dans l'industrie, les relations thermodynamiques idéales, et par conséquent, les modèles mathématiques correspondants sont soumis à des modifications importantes. Il est donc très difficile de prédire le comportement des anciennes turbines à gaz. D'autre part, le remplacement des anciens TAG par les nouveaux nécessite d'importantes sources de financement et, dans la plupart des cas, n'est pas rentable. Heureusement, les techniques de commande robuste sont très utiles dans ce cas en raison de capacité face des incertitudes, perturbations et aux différents conditions d'exploitations.

-La modélisation, la simulation et la commande des turbines à gaz couvrent un large éventail d'activités de recherche. Il existe différents types de turbines à gaz et diverses méthodes de modélisation et systèmes de contrôle. Même dans le domaine de la modélisation et commande robuste, il existe une variété d'approches qui n'ont pas encore été explorées.

1.9. Les objectif et les contributions

L'objectif principal de cette étude est de fournir et de développer de nouvelles approches et méthodologies en matière de modélisation, et commande active des turbines à gaz. Le modèle est développé à base des équations thermodynamiques, de relations de bilan énergétique et d'une analyse mathématique. Les simulations proposées utilisent des outils de Cantera, Simulink/MATLAB, et les boîtes à outils d'optimisation. Compte tenu des résultats de la littérature et des faits déjà abordés dans ce chapitre, les objectifs de recherche suivants sont définis:

-Développement d'un modèle modulaire de la turbine à gaz, en prenant en considération la dynamique, les plages de fonctionnement, et d'instabilité de chaque composant constituant la TAG.

-Modélisation et simulation d'une TAG en utilisant le Matlab, Cantera. Le modèle Simulink est construit sur la base des équations de thermodynamique et de bilan énergétique.

-L'analyse de bifurcation du modèle du compresseur axial CAVV afin d'étudier l'impact de la dynamique de la vitesse sur la stabilité de points de fonctionnement efficaces élargissent aussi nos connaissances sur la réponse transitoire du modèle, qui est d'une importance majeure.

-Conception d'une loi de commande intelligente pour une turbine à gaz **Mercury 50**, différents architectures de commande basées sur le mode glissant, logique floue, calcul fractionnaire comprenant l'optimisation multi-objectif pour satisfaire un cahier de charge restreint. Les paramètres de commande correspondants sont réglés en fonction des spécifications et zone de stabilités fonctionnelles de la conception du modèle proposée et des comparaisons sont effectuées entre les performances de tous les contrôleurs.

1.10. Conclusion

Ce chapitre présente les performances et les classifications des TAG et les principales considérations de la modélisation des turbines à gaz. Le chapitre explique brièvement les critères et considérations les plus importants au début du processus de modélisation des turbines à gaz, y compris les types et configurations de TAG, les méthodes de modélisation, les types et les configurations de systèmes de contrôle, ainsi que les objectifs et les approches de modélisation.

Le chapitre a également défini les problèmes actuels en matière de modélisation, de simulation et de contrôle des turbines à gaz, en examinant les sources scientifiques les plus pertinentes et les activités de recherche significatives menées dans ce domaine pour différents types de turbines à gaz. Les modèles des connaissances principaux et leurs applications aux systèmes de commande ont été étudiés pour les turbines à gaz à faible puissance, aéronautique et pour centrales électriques.

Il a été démontré que malgré d'importantes études dans ce domaine, des recherches supplémentaires devaient être menées pour résoudre les problèmes imprévisibles liés aux processus de fabrication ou à l'exploitation d'installations industrielles. Ces défis peuvent être rencontrés dans divers domaines tels que la conception, la mise en service, et la commande. Enfin, la contribution et les principaux objectifs de cette étude et les grandes lignes de la thèse ont été brièvement présentés.

CHAPITRE 2

MODELISATION MATHÉMATIQUE DE LA TAG

Les composants d'une turbine à gaz typique seront développés dans cette section. Ces composants incluent un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Le fluide de travail (généralement l'air) entre dans le compresseur où le travail est ajouté pour l'amener à une pression et une température plus élevées. Il entre ensuite dans une chambre de combustion où il est brûlé avec du carburant pour le porter à une température et à une enthalpie plus élevées. Il se dilate ensuite dans la turbine et crée de l'énergie mécanique. Une partie de l'énergie produite est utilisée pour faire fonctionner le compresseur qui est couplé rigidement à la turbine. Les modèles développés ici sont un compresseur à flux axial (CAVV), un récupérateur (Échangeur), une chambre de combustion (WSR) et une turbine (Détente). Le compresseur à flux axial contiendra la dynamique de la vitesse du rotor, qui est le compresseur, la turbine et la charge couplés.

2.1. Cycles de puissance et cycle thermodynamique de la TAG

Les centrales de turbines à gaz peuvent travailler avec un cycle de Brayton. Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule. Pour un but d'analyse du cycle, on suppose une centrale à turbine à gaz fonctionne avec un circuit à récupération, bien que dans la pratique le cycle de Joule soit utilisé également à une station d'un circuit ouvert comme le montre la Figure 2.1

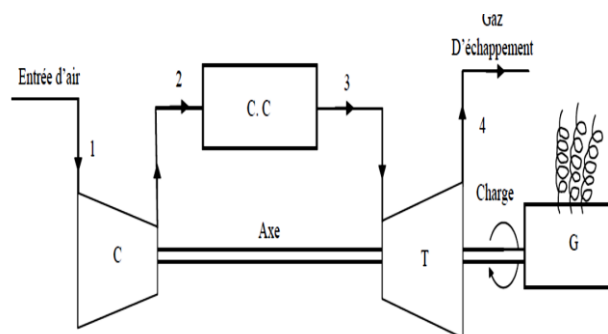


Figure 2.1. Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz.

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton montré dans un diagramme h-s comme l'indique la Figure 2.2.

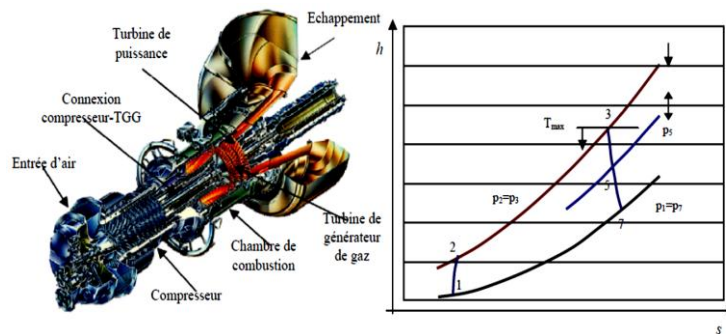


Figure 2.2. Diagramme h-s d'un cycle de Brayton [67].

L'air est comprimé dans le compresseur de la TAG de la position 1 à la position 2. La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3. Les gaz chauds alors se détendent. Dans une TAG à un seul arbre, la détente s'effectue de 3 à 7, alors que dans une TAG à deux arbres, les gaz se détendent de 3 à 5 dans la turbine de générateur de gaz et après de 5 à 7 dans la turbine de puissance. La différence entre les travaux spécifiques de détente 3-7 et de compression 1-2 constitue le travail utile de la turbine, la majeure partie du travail de la détente 3-7 est employée pour fournir le travail 1-2 de compression. Dans une TAG à deux arbres, les distances de 1 à 2 et de 3 à 5 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la turbine de générateur de gaz. La ligne 5-7 décrit le travail net de la turbine de puissance.

2.1.1. Cycle idéal de Brayton

Le cycle idéal de travail d'une turbine à gaz est le cycle de Brayton, il se compose de deux adiabatiques réversibles (isentropique) et de deux processus à pression constante Figure 2.3. Le gaz est comprimé isentropiquement du point 1 à 2, le chauffage à la pression constante de 2 à 3, et alors une détente isentropique dans la turbine du point 3 à 4. Le refroidissement se produit du point 4 au point 1, dans un échangeur de chaleur (cycle fermé) ou à l'atmosphère (cycle ouvert)[67].

La puissance développée dans la turbine, avec une variation relativement négligeable de l'énergie cinétique du gaz, P_T , est égale à la chute d'enthalpie, est exprimée par :

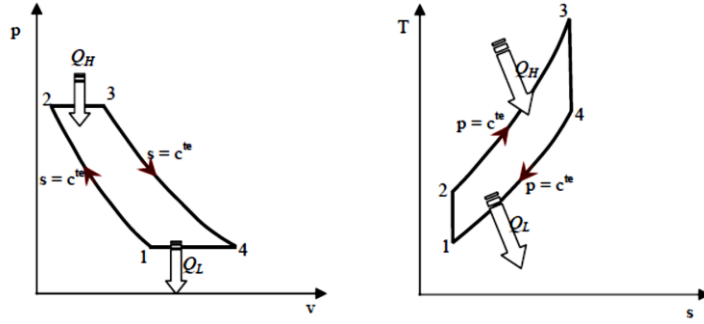


Figure 2.3. Diagrammes P-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

$$|P_T| = \dot{H}_3 - \dot{H}_4 = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.1)$$

Dans le cas où la chaleur spécifique est en fonction de la température, cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$|P_T| = \dot{m} \int_{T_3}^{T_4} c_p(T) dT \quad (2.2)$$

Et le taux de détente à travers la turbine est donné par :

$$\sigma_T = \frac{P_3}{P_4} \quad (2.3)$$

Ce qui est lié au rapport de température absolue à travers la turbine par :

$$\frac{T_3}{T_4} = \sigma_T^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.4)$$

Où k est le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant :

$$\begin{cases} k = \frac{c_p}{c_v} \\ c_p - c_v = R_{pv} \end{cases} \quad (2.5)$$

La combinaison des équations (2.3) et (2.4) et en remplaçant dans (2.1) :

$$|P_T| = \dot{m} c_p \left(1 - \frac{1}{\sigma_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (2.6)$$

Le taux de compression à travers le compresseur est donné aussi par :

$$\sigma_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.7)$$

Et

$$\frac{T_2}{T_1} = \sigma_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.8)$$

La puissance du compresseur serait également indiquée par :

$$P_c = \dot{m}_a (h_1 - h_2) = \dot{m}_a c_p T_2 \left(1 - \frac{1}{\sigma_c^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (2.9)$$

Supposons que $\sigma_c = \sigma_T = \sigma$, c'est-à-dire, aucune perte de pression dans le cycle, une condition commune dans le cas idéal, le travail net du cycle est donné par:

$$P_{Ut} = |P_T| - P_c = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (2.10)$$

La première expression entre parenthèses du côté droit de l'équation (2.10) est évidemment la chaleur amenée par la combustion :

$$Q = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) \quad (2.11)$$

La deuxième expression doit alors être le rendement thermique du cycle qui est une fonction de σ et de k :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.12)$$

Bien que les équations ci-dessus concernent les gaz dont la chaleur spécifique est constante, les tendances qu'elles prévoient s'appliquent à tous les gaz. Le rendement thermique du cycle est une fonction de σ et de k , est proportionnel avec σ , et indépendant des températures T_1 et T_3 du cycle, le travail spécifique peut être déterminé en réécrivant l'équation (2.10) en termes de T_1 et T_3 , en utilisant l'équation (2.4) :

$$w_{Ut} = c_p \left[T_1 \left(1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}} \right) + T_3 \left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (2.13)$$

Pour n'importe quel gaz, une augmentation de σ de sa valeur plus basse de 1.0 (où le travail est zéro) diminue un terme d'équation (2.13) et augmente l'autre. Le travail net passe ainsi par un maximum pour une valeur optimale de σ . Le taux de compression optimum peut être évalué pour le cycle idéal en différenciant le travail utile de l'équation (2.13) par rapport à τ et en égalisant la dérivée à zéro. Ceci donne une valeur de T_2 exprimée par :

$$T_2 = \sqrt{T_1 T_3} \quad (2.14)$$

Et pour le même taux de compression et de détente, on aura alors :

$$(T_2 = T_4)_{id} = \sqrt{T_1 T_3} \quad (2.15)$$

Et

$$\sigma_{id} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (2.16)$$

2.1.2. Cycle non-idéal de Brayton

Le cycle de Brayton compte tenu du frottement du fluide est représenté sur les diagrammes P-v et T-s à la Figure 2.5 par 1-2-3-4. Les processus de compression et de détente en présence du frottement du fluide sont représentés par la ligne 1-2 et 3-4, on constate une augmentation d'entropie par rapport aux processus idéaux correspondants.

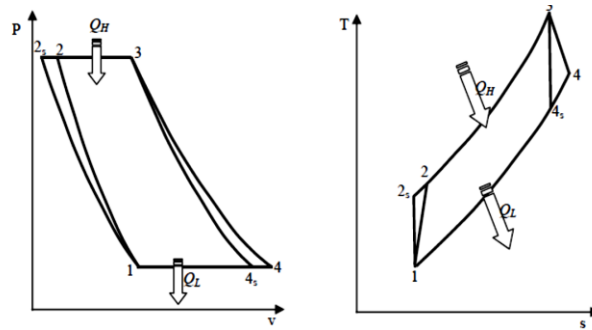


Figure 2.4. Diagrammes P-v et T-s pour un cycle non-idéal de Brayton [67].

Les baisses de pression pendant l'addition de la chaleur (2-3) et le rejet de la chaleur (4-1) sont négligées dans cette analyse, on considère aussi que le taux de détente dans la turbine égal au taux de compression du compresseur comme précédemment. Les processus de compression et de détente avec le frottement du fluide peuvent être assignés à des polytropiques, également caractérisées par des rendements adiabatiques ou isentropiques, comme suit :

Rendement polytropique du compresseur :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.17)$$

Si nous supposons que la chaleur spécifique est constante :

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.18)$$

Pour le rendement polytropique de la turbine nous avons :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.19)$$

Et pour la chaleur spécifique constante, le rendement thermique sera :

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (2.20)$$

La puissance utile du cycle est exprimée par :

$$P_{Ut} = \dot{m}c_p \left[(T_3 - T_2)\eta_T - \left(\frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \right) \right] \quad (2.21)$$

Cette équation peut être écrite en fonction des températures extrêmes du cycle (T_1 et T_3) et des rendements du compresseur et de la turbine :

$$P_{Ut} = \dot{m}c_p T_1 \left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\sigma^{\frac{k}{k-1}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k}{k-1}}} \right) \right] \quad (2.22)$$

La deuxième quantité entre parenthèses peut être identifiée au rendement du cycle idéal correspondant, c.-à-d., en ayant le même taux de compression et le même fluide. Comme dans le cas du cycle idéal, la puissance spécifique du cycle non-idéal, $\frac{w_{ut}}{\dot{m}}$, atteint une valeur maximale à un certain taux de compression et il est une fonction directe de la chaleur spécifique du gaz utilisé. La chaleur supplémentaire dans le cycle, Q , est donnée par:

$$Q_n = \dot{m}c_p (T_3 - T_2) = \dot{m}c_p \left[(T_3 - T_1) - \left(T_1 \frac{\sigma^{\frac{k}{k-1}} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (2.23)$$

Le rendement du cycle non-idéal peut être obtenu en divisant l'équation (2.22) par l'équation (2.23).

$$\eta_{th,rel} = \frac{\left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\sigma^{\frac{k}{k-1}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k}{k-1}}} \right) \right]}{\left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) \left(\frac{\sigma^{\frac{k}{k-1}} - 1}{\eta_c} \right) \right]} \quad (2.24)$$

Bien que le rendement du cycle idéal soit indépendant des températures du cycle, à moins qu'elles peuvent affecter k , est en augmentation asymptotique avec le σ , le rendement du cycle réel est une fonction des températures du cycle. Les deux taux de compression optimums, pour la puissance utile et pour le rendement, ne sont pas identiques. Un autre effet

du cycle non-idéal est le frottement du fluide dans les échangeurs de chaleur, la tuyauterie, etc... Ces résultats entraînent une chute de pression entre 2 et 3 (Figure 2.4) et la pression en 4 est plus grande qu'en 1. En d'autres termes le taux de compression σ_c à travers le compresseur serait plus grand que le taux de détente à travers la turbine σ_T . D'autres effets tels que les pertes mécaniques dues aux frottements de roulements et les auxiliaires, pertes de chaleur, formes des chambres de combustion et déviation d'air pour refroidir les aubes de turbine sont à signaler dans le cycle réel.

2.1.3. Cycle de Brayton avec régénération

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 5 dans un échangeur de chaleur extérieur appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur. Le modèle est basé sur un cycle non-idéal de Brayton (modifié). Un diagramme température-entropie est présenté pour un cycle de Brayton [68] à la Figure 2.5. La masse d'air pénètre dans le système à la station 1 (Voir la Figure 2.6). Le compresseur effectue un travail sur la masse d'air et augmente sa pression et sa température de manière adiabatique jusqu'à la sortie du compresseur à la station 2. La ligne verticale 1 à 2 représente compression isentropique idéale. En réalité, il y a une augmentation de l'entropie du flux de processus. La compression n'est pas isentropique et le processus peut être représenté par la ligne 1 à 2s. L'addition de chaleur a lieu dans le récupérateur comme illustré par la ligne 2s à 3. De la chaleur supplémentaire est ajoutée au débit à pression constante dans la chambre de combustion représentée par la ligne 3 à 4. Une détente isentropique supplémentaire de la masse d'air a lieu dans la turbine au fur et à mesure que le travail se fait par le débit (ligne 4 à 5). Encore une

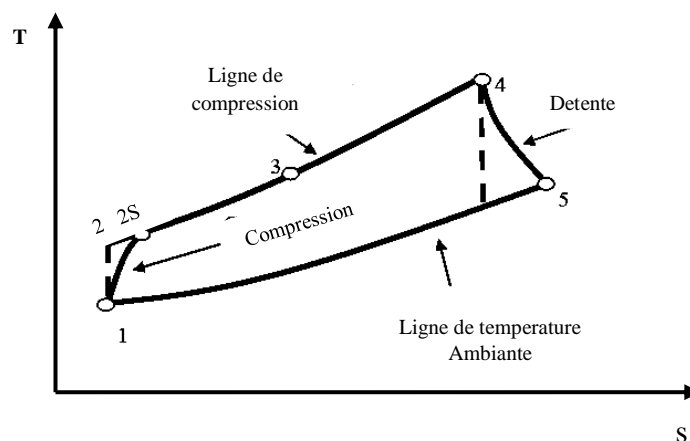


Figure 2.5. Diagrammes T-s pour un cycle de Brayton avec régénération.

fois, le processus n'est pas idéalement isentropique, de sorte que la ligne de processus se penche vers la droite. L'aire la courbe T-s est proportionnelle au travail utile dérivé du système [68]. Le rendement thermique du cycle avec régénération [67] est une fonction de σ et de k :

$$\eta_{th,rel} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \sigma^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.25)$$

Par conséquent, pour un cycle de Brayton avec régénération, le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression, mais également du rapport de température $\left(\frac{T_1}{T_4}\right)$. Un point important à noter qui est contraire à un cycle simple de Brayton, le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

2.2 Interaction des composants d'une TAG (Mercury 50)

Quand le compresseur, le plenum, chambre de combustion, et la turbine sont combinés dans une turbine à gaz, le fonctionnement de chaque composant subit certaines contraintes de fonctionnement, qui sont provoquées par l'interaction entre les composants [68,108]. Par exemple, le compresseur comprime une certaine masse d'air d'écoulement, qui quitte le compresseur avec une pression nécessaire pour forcer la masse à traverser la section turbine. Un plénum est introduit dans le modèle de la TAG qui agit comme un condensateur de masse. D'autre part, la turbine doit produire une puissance suffisante pour entraîner le générateur. La puissance produite par la turbine est liée à la température d'allumage, et celle-ci a un effet sur la pression de débit nécessaire du compresseur. Les composants sont conçus pour un fonctionnement global à leurs rendements plus élevés à un point de conception optimal, mais le fonctionnement des composants l'un à l'autre doit également être considéré au point de conception. Les contraintes et les conditions sont différentes pour le cas d'un seul arbre et à deux arbres. Une TAG avec un seul arbre se compose d'un compresseur d'air, plenum, d'une chambre de combustion et d'une turbine. Le compresseur produit de l'air à une haute pression, qui est introduit dans la chambre de combustion où le carburant est brûlé. Les produits et les gaz de combustion laissent la chambre de combustion à la pression et à la température élevées. Ces gaz sont détendus dans la turbine de générateur de gaz qui fournit la puissance à l'entraînement du compresseur d'air. La puissance restante est utilisée comme moyen d'entraînement la charge. La plupart des turbines à un seul arbre sont utilisées pour entraîner les générateurs électriques aux vitesses constantes.

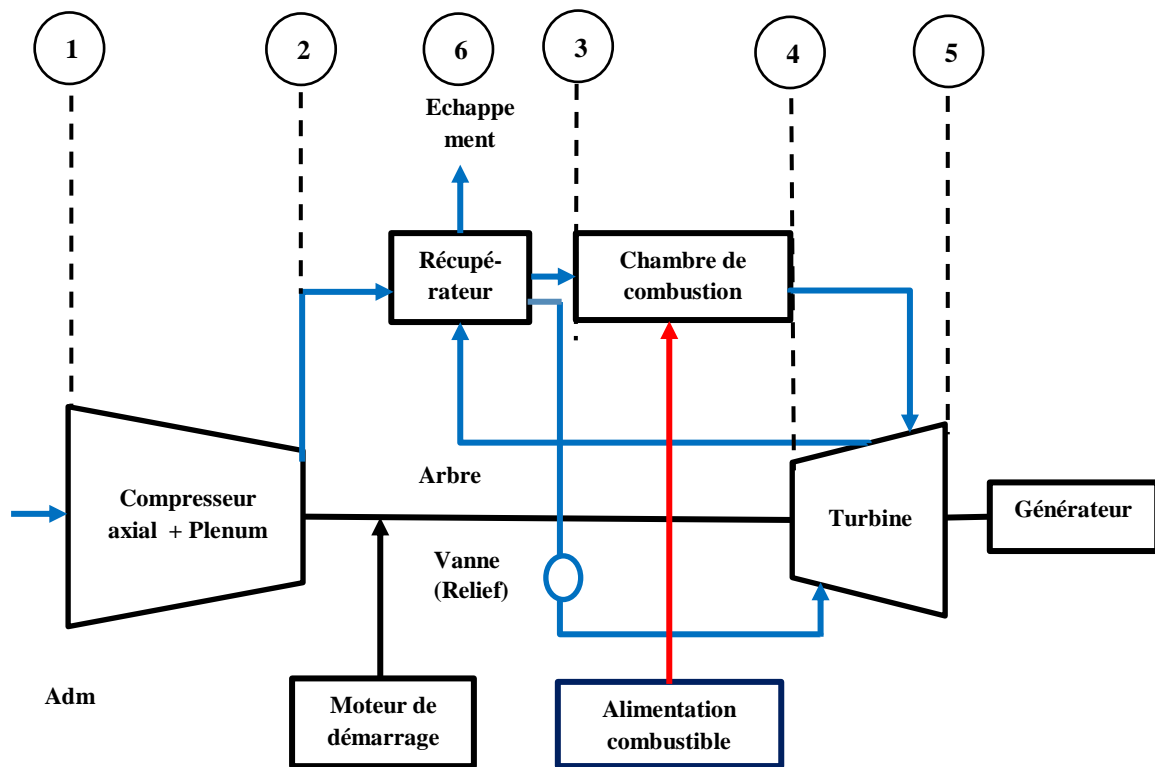


Figure 2.6. Interaction entre les composants d'une turbine à gaz (Mercury 50).

Le fonctionnement des composants exige les conditions suivantes [68]:

- Vitesse du compresseur = vitesse de la turbine de détente.
- Débit massique traversant la turbine = débit massique traversant le compresseur - le débit massique de purge + débit massique du carburant.
- Puissance du compresseur < puissance de la turbine.

Le fait que le fonctionnement de la turbine à gaz s'effectue avec une vitesse moyenne constante pour n'importe quel point de fonctionnement du compresseur de moteur se trouve sur une ligne de vitesse simple (pour des conditions ambiantes données). Des augmentations de charge sont initiées par l'augmentation du débit de carburant, qui augmente la température d'allumage. Étant donné que la première tuyère de la turbine est habituellement saturée (Choking), le point de fonctionnement du compresseur se déplace à un taux de compression plus élevé pour compenser la densité réduite (de la température plus élevée d'allumage). Dans le cas du moteur à un axe entraînant un générateur, la diminution de la puissance de sortie est due aux changements minutieux du débit massique du compresseur et à une certaine réduction du taux de compression de compresseur [69].

2.3. Le Compresseur Axial (Plenum Inclus)

De par la nature de l'écoulement dans les compresseurs, ces machines sont soumises à des risques mécaniques importants. Le gradient de pression, dirigé de l'aval vers l'amont, impose une force qui s'oppose au sens de l'écoulement. Lorsque les forces de pression augmentent (débits faibles), il existe alors un risque de perte de stabilité pour la machine. Les phénomènes associés sont encore actuellement difficilement prévisibles et représentent un danger potentiel pour la machine [69]. La notion de stabilité est donc un paramètre déterminant dans la conception d'une machine de compression.

2.3.1 La stabilité aérodynamique

La stabilité d'un compresseur est définie par la réponse de la machine lorsque son point de fonctionnement est modifié par une perturbation transitoire. Le compresseur est stable si le système retourne à son état initial. Dans le cas contraire, le système est instable. Classiquement, on distingue deux types de stabilité [70] :

Le premier concerne la stabilité opérationnelle, qui est relative au couplage des caractéristiques des différents éléments du système (étages de compresseurs et de turbines, entrées d'air, tuyères et chambres de combustion).

Le deuxième type est la stabilité aérodynamique de la machine. Cette notion correspond à la possibilité pour le compresseur de fonctionner de façon quasi stationnaire sur un point de sa caractéristique.

Un compresseur est caractérisé par l'évolution de son taux de pression en fonction du débit. La caractéristique d'une machine de compression est décrite Figure 2.7 pour une vitesse de rotation fixée. Lorsque le débit diminue du point A au point B, le taux de pression délivré par la machine résulte de deux effets antagonistes: d'une part le travail augmente (théorème d'Euler), d'autre part les pertes augmentent aussi.

Le rendement défini par une fonction du type $1 - (\text{pertes}/\text{travail})$ passe donc par un maximum entre les points A et B. Au point B, l'augmentation des pertes compense l'augmentation d'énergie fournie par le compresseur : c'est le point où le taux de pression est maximum.

Lorsque la machine dépasse ce point, le taux de pression diminue car l'énergie fournie par le rotor ne suffit plus à compenser les pertes, la pente de la caractéristique devient positive. Cette région est la plus sujette à l'émergence d'instabilités. Le point C correspond à un point de fonctionnement théoriquement instable, car situé à gauche du maximum de taux de pression (point B).

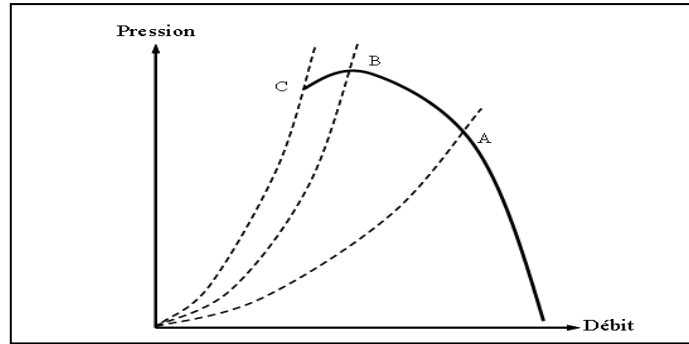


Figure 2.7. Caractéristique Pression-Débit à vitesse de rotation fixée.

2.3.2. Le décrochage tournant

Le décrochage tournant est une perturbation rencontrée dans la plupart des turbomachines. Il se manifeste sous la forme d'une cascade de structures tournantes non stationnaires de distribution non uniforme qui se propagent à travers l'anneau du compresseur (élément sur lequel s'attachent les aubes du stator) avec une vitesse qui varie entre **20-70 %** de la vitesse de rotation du rotor. Ce phénomène prend naissance au niveau des aubes du compresseur. Chaque aube peut être comparée à une aile d'avion qui, lorsqu'elle présente un angle d'attaque élevé, décroche [70].

Le phénomène de décrochage tournant est représenté sur la figure suivante. On suppose que le passage **3-4** est bloqué partiellement. Ceci est caractérisé par la création d'une zone non stationnaire, dû à l'augmentation de l'incidence à l'entrée. L'incidence dans le passage **4-5** décroît alors que celle du passage **2-3** croît, initiant ainsi le blocage dans ce passage [70].

Donc les structures non stationnaires se déplacent de la droite vers la gauche, au sens contraire de la direction de rotation. Le décrochage tournant cause une réduction de pression et de débit considérables qui limite les performances du système de compression. En pratique on peut avoir une combinaison du pompage et du décrochage, connu sous le nom de pompage modifié.

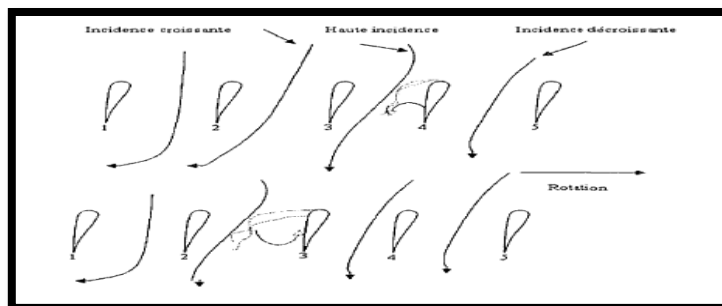


Figure 2.8. Illustration du phénomène de décrochage tournant.

2.3.3 Le phénomène de pompage

Le pompage est une instabilité mono dimensionnelle axiale qui affecte le système de compression de façon globale. Si le débit diminue, les pertes ont tendance à augmenter dans le compresseur. Quand le point de fonctionnement traverse la ligne de pompage, la machine n'arrive plus à fournir suffisamment d'énergie pour contrer les gradients de pression adverses et l'écoulement est affecté par une onde de pression basse fréquence qui se déplace de l'aval vers l'amont... Lorsque la machine fonctionne dans un tel régime, de fortes fluctuations du débit moyen peuvent être observées, pouvant même aller jusqu'à une inversion totale du sens de l'écoulement. La fatigue extrême supportée par les aubages rend ce phénomène très dangereux pour le compresseur Figure 2.9. Cette instabilité possède également une forte hystérésis. Bien souvent, pour sortir d'un régime de pompage, la seule solution consiste à augmenter très fortement le débit dans la machine (ou à la redémarrer quand c'est possible). Dans la littérature, trois types de pompages sont observés, en fonction des caractéristiques du système de compression [70]:

- Le pompage classique.
- Le pompage profond.
- Le pompage modifié.



Figure 2.9. Endommagement d'une aube lié au pompage (Stein).

2.3.3.1. Le pompage classique

Le pompage classique consiste en une onde de pression qui vient moduler le débit moyen. Il n'y a pas d'inversion de l'écoulement mais les fortes contraintes exercées sur les aubes restent une source de fatigue importante. La Figure 2.10 présente l'évolution d'un cycle de pompage classique et l'évolution temporelle du débit moyen. Il est possible de définir un point de fonctionnement moyen autour duquel le débit oscille. Ce point se situe sur la partie positive de la caractéristique. Bien qu'étant instable par nature, ce phénomène peut toutefois s'établir de façon périodique. Le pompage classique se rencontre dans les machines caractérisées par un faible taux de compression, et aussi bien dans les compresseurs axiaux [70] que dans les compresseurs centrifuges [70].

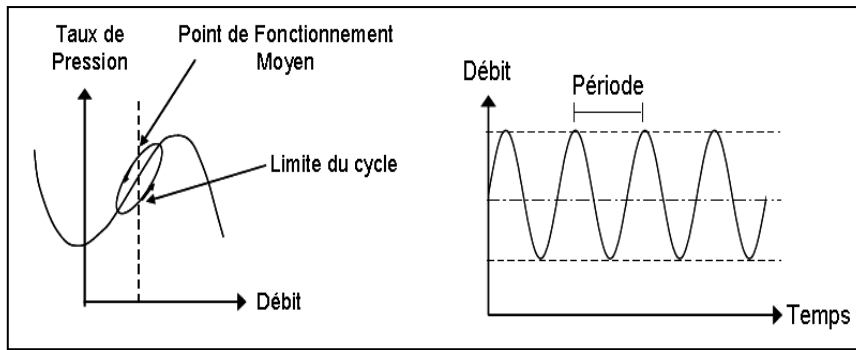


Figure 2.10. Représentation d'un cycle de pompage classique

2.3.3.2. Le pompage profond

Le pompage profond est une version plus énergétique du pompage classique. La Figure 2.11 décrit le cycle de ce type d'instabilité. Une partie du cycle se situe nécessairement dans les débits négatifs. Une perturbation axiale engendre une fluctuation du débit qui s'amplifie dans le temps, jusqu'à imposer un écoulement de retour dans la totalité du système de compression. Lors de cette phase, les couches limites des aubes décollent en bloc et les performances de la machine s'effondrent. La pression diminue alors rapidement à l'aval et lorsque l'équilibre est atteint l'écoulement recharge de sens pour amorcer un nouveau cycle de pompage. Les machines industrielles (centrifuges ou axiales) qui mettent en jeu des pressions élevées sont particulièrement sujettes à ce genre de pompage [70].

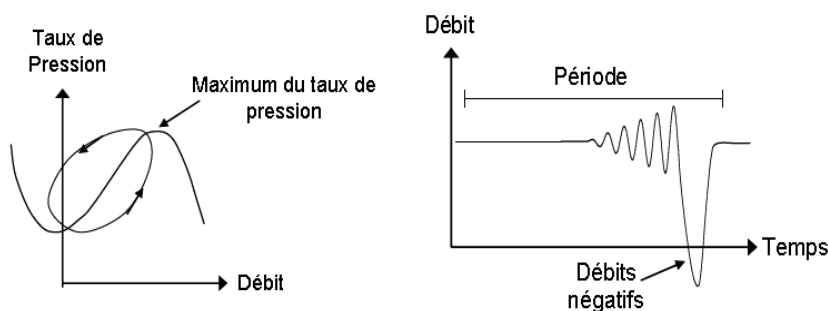


Figure 2.11. Représentation d'un cycle de pompage profond

2.3.4.3. Le pompage modifié

Le phénomène de pompage est parfois précédé par un décollement important au niveau du carter [70]. Ce phénomène marque le franchissement de la limite de stabilité de la machine et peut évoluer vers un décrochage tournant à plusieurs cellules [70]. Lorsque le pompage apparaît, les cellules ne disparaissent pas toujours et on voit s'établir un régime de pompage

modifié. Cette instabilité est observée aussi bien dans les compresseurs centrifuges que dans les compresseurs axiaux [70].

L'évolution de ce phénomène se fait en plusieurs étapes :

- Apparition du décrochage tournant.
- Diminution du débit et du taux de pression (lié aux pertes).
- Apparition du pompage.
- Fonctionnement de la machine en régime périodique autour d'un point moyen.

Lorsque le phénomène est bien établi, l'écoulement dans le compresseur est donc soumis à des perturbations périodiques axiales (pompage) et circonférentielles (décrochage tournant).

2.3.5. Le modèle de Gravdahl

En 1998, Gravdahl [70] considérait la vitesse du rotor comme une variable d'état et introduisait un nouveau modèle pour les compresseurs axiaux à vitesse variable (CAVV). Cette extension du modèle de Moore-Greitzer inclut également des harmoniques plus élevés (modes) du décrochage tournant. Les premiers travaux de Gravdahl [70] ont brièvement décrit certains comportements exclusifs des CAVV, qui ne peuvent pas être capturés par des modèles à vitesse constante tels que Moore-Greitzer. Les résultats de sa simulation dans le domaine temporel ont montré que contrairement aux prévisions de MMG, le décrochage tournant peut se développer temporairement pendant les transitions de vitesse, même en fonctionnant loin de la zone instable définie traditionnellement en termes de point de décrochage ou de ligne de pompage. Le problème de la conception des commandes de compresseurs à vitesse variable est l'un des sujets proposés dans plusieurs travaux [71]. Gravdahl a souligné la nécessité d'un contrôle simultané de la vitesse et des instabilités afin de garantir les performances des systèmes de compression en fonctionnement normal et lors des transitions de vitesse. Bien que les efforts consacrés à la stabilisation des compresseurs axiaux soient basés sur l'hypothèse de vitesse constante, la commande simultanée de la vitesse et des instabilités dans les CAVV est resté un problème ouvert [71]. Le modèle fortement non linéaire de CAVV représente un problème complexe pour la conception de commande. De plus, les incertitudes liées au modèle (il est difficile d'estimer avec précision les paramètres du modèle, en particulier dans la zone instable) et les perturbations externes rendent le problème encore plus difficile. Enfin, l'amplitude au carré des modes de décrochage utilisés en tant que variables d'état est difficile à mesurer sur le plan expérimental et le retour à l'état complet ne peut pas être pris en compte dans la conception de la commande.

2.3.5. 1. Spécifications du modèle

Le modèle développé par Gravdahl [70] considère la vitesse du rotor comme une variable d'état. Le modèle inclut également les harmoniques d'ordre supérieur de décrochage en rotation et la viscosité du gaz en tant que paramètre du modèle. Le système de compression comprend une conduite d'admission, des aubes directrices IGV, compresseur axial a vitesse variable, une conduit de sortie, une vanne couplée CCV, volume du plénum et une vanne de contrôle (Throttle Valve). P_{tot} est la pression total en amont du compresseur et P_{sta} est la pression statique dans le plénum. Le flux est supposé incompressible dans le compresseur.

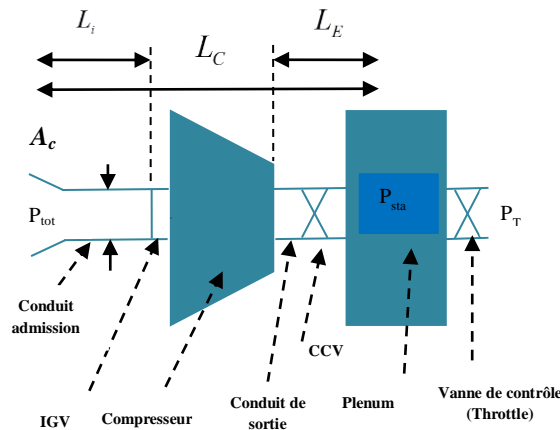


Figure 2.12. La schématisation du compresseur axial [70,71]

Le plénum augmente (ou absorbe) hypothétiquement de la masse d'air afin de maintenir un débit massique constant [69,70]. Par conséquent, le bilan massique instable est modélisé par une capacité adiabatique (plénum) sans énergie impliquée.

En appliquant une approximation de Galerkin [70], le modèle d'origine sous forme des équations aux dérivées partielles est remplacé par quatre équations différentielles ordinaires données par les équations :

$$\begin{aligned} \frac{d\phi(\zeta)}{d\zeta} = \frac{H}{l_c(t)} & \left[-\frac{\psi(\zeta) + \Psi_0 - \psi_{c0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\phi(\zeta) + \Phi_0}{W} - 1 \right) \left(1 - \frac{J_1(\zeta)}{2} \right) \right] \\ & - \frac{1}{2} \left(\frac{\phi(\zeta) + \Phi_0}{W} - 1 \right)^3 - \frac{u_1(\zeta)}{H} - C_1 J_1(\zeta) - G_1 (\phi(\zeta) + \Phi_0) u_3 + G_1 c (\phi(\zeta) + \Phi_0)^3 + \Delta_\psi(\zeta) \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{dJ_1(\zeta)}{d\zeta} = J_1(\zeta) \left[1 - \left(\frac{\phi(\zeta) + \Phi_0}{W} - 1 \right)^2 - \frac{J_1(\zeta)}{4} - G_2 - G_3 u_3(\zeta) + G_3 c(\phi(\zeta) + \Phi_0)^2 \right. \\ \left. - \frac{1}{\gamma_v^2} C_2 (\phi(\zeta) + \Phi_0) \right] \frac{3aH}{(1 - m_v(\zeta)a)W} \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\psi(\zeta)}{d\zeta} = \frac{\Lambda_2}{U(\zeta) + U_0} (\phi(\zeta) + \Phi_0 - u_2(\zeta)\sqrt{\psi(\zeta)}) - 2\Lambda_1 \frac{U(\zeta) + U_0}{b} (\psi(\zeta) + \Psi_0) u_3(\zeta) \\ + 2\Lambda_1 \frac{U(\zeta) + U_0}{b} (\psi(\zeta) + \Psi_0) c(\phi(\zeta) + \Phi_0)^2 - \Delta_\phi(\zeta) \end{aligned} \quad (2.28)$$

$$\frac{dU(\zeta)}{d\zeta} = \Lambda_1 (U(\zeta) + U_0)^2 u_3(\zeta) - \Lambda_1 (U(\zeta) + U_0)^2 c(\phi(\zeta) + \Phi_0)^2 \quad (2.29)$$

Avec

$$\begin{aligned} l_c(\zeta) = l_i + l_E \frac{U_d}{U(t)} + \frac{1}{a}, \quad m_u(\zeta) = (1 - m_G) \frac{U_d}{U(\zeta)} - 1, \quad C_1 = \frac{W^2}{2H\gamma_v^2}, \quad C_2 = \frac{4W}{3H}, \\ G_1 = \frac{U_0 \Lambda_1 l_E}{bH}, \quad G_2 = \frac{\mu W}{3aH}, \quad G_3 = \frac{2U_0 \Lambda_1 (m_G - 1)W}{3Hb} \end{aligned}$$

Où U est la vitesse tangentielle du compresseur, ϕ est le débit massique moyen dans le compresseur, ψ est l'augmentation de pression dans le compresseur, J_1 est l'amplitude au carré de la première harmonique de décrochage tournant. Les commandes sont définies respectivement comme suit: u_1 la chute de pression CCV, u_2 le gain de la vanne de contrôle et u_3 le couple de turbine utilisé pour augmenter la vitesse. La définition des paramètres de modèle restants $H, W, \psi_{c0}, \gamma_v, \Lambda_1, \Lambda_2, m_G, b, \mu, a, \rho_1 \cong \frac{1}{l_c}, \rho_2 \cong \frac{3aH}{(1 - m_u a)W}$ qui sont tous des paramètres positifs non nuls, peuvent être trouvés dans la nomenclature. Dans le modèle, $\Delta_\phi = \Phi_d + d_\phi$ et $\Delta_\psi = \Psi_d + d_\psi$ incluent les incertitudes du modèle et les perturbations externes. La perturbation du débit massique $\Phi_d(\xi)$ et la perturbation de la pression $\Psi_d(\xi)$ sont à la fois considéré comme défini par [70]. Les perturbations varient dans le temps et sont limitées ($\|\Phi_d\|_\infty$ et $\|\Psi_d\|_\infty$ existent). En plus des perturbations variables dans le temps, on introduit également des offsets d_ϕ, d_ψ constants. Ceux-ci peuvent être respectivement considérés comme une incertitude dans les caractéristiques du compresseur et de la vanne de contrôle.

2.3.5.2. Spécifications des actionneurs CCV et vanne de contrôle (Throttle)

L'équation de la caractéristique du compresseur $\Psi_c(\Phi)$ est une fonction non linéaire du débit massique et une forme cubique de cette fonction (2.30) est largement utilisée dans la littérature.

$$\Psi_c(\Phi) = \psi_{c0} + H * \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right) \quad (2.30)$$

où H est le facteur de hauteur caractéristique du compresseur, W est le facteur de la largeur caractéristique du compresseur et ψ_{c0} correspond à le sommet d'arrêt (elles sont toutes constantes) [70,71]. γ_v est le gain de CCV qui est proportionnel à l'ouverture de la vanne CCV et détermine sa caractéristique $\Psi_v(\Phi) = \frac{1}{\gamma_v^2} \Phi^2$, tandis que la caractéristique de la vanne

de contrôle, qui peut être donnée par $\Psi_T(\Phi) = \frac{1}{\gamma_T^2} \Phi^2$. La figure 2.13, les trois caractéristiques

$\Psi_c(\Phi)$, $\Psi_v(\Phi)$, $\Psi_T(\Phi)$ ainsi que la caractéristique dite équivalente du compresseur (définie par: $\Psi_{ec}(\Phi) = \Psi_c(\Phi) - \Psi_v(\Phi)$, la somme de pression du compresseur et de la chute de pression au niveau de la CCV) sont présentés. On peut voir comment la chute de pression au niveau de la CCV peut modifier l'augmentation équivalente de la pression.

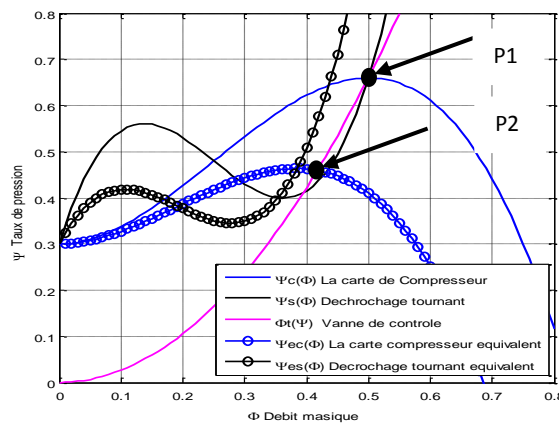


Figure 2.13. La caractéristique équivalente du compresseur

La Figure 2.13 montre la localisation du pic de cartes équivalente de compresseur pour une plage de variation de CCV. La Figure 2.13 montre également le point de fonctionnement (OP) du système de compression, qui est l'intersection de la caractéristique de la vanne de contrôle et de la carte équivalente du compresseur. La chute de pression au niveau de la CCV et la vanne de contrôle peut être utilisée pour changer le (OP) et stabilise le système. De manière générale, lorsqu'un OP est situé dans la zone de pente négative de la carte équivalente du

compresseur, il est stable [70]. On peut voir que l'OP initialement instable (P1) dans la zone de pente positive de la carte d'origine du compresseur est remplacée par un OP stable (P2) dans la zone de pente négative de la carte équivalente du compresseur en raison de la chute de pression au niveau de CCV. Tous les OP situés à droite de ce locus sont stables. La commande de la vanne de contrôle peut également modifier la pente de la caractéristique de la vanne de contrôle et déplace le point de fonctionnement. De plus, étant donné que le gain de la vanne de contrôle et du CCV est pratiquement limité ($\gamma_T \in [\gamma_{Tmin}, \gamma_{Tmax}]$, $\gamma_v \in [0, \gamma_{vmax}]$), la zone de fonctionnement stable est également limitée à ces limites. Dans ce travail, ces deux actionneurs sont utilisés pour éliminer les non-linéarités en présence de perturbations externes et les variations de paramètres de modèle au niveau d'un OP efficace situé en haut de la carte du compresseur.

Pour $\dot{\phi} = \dot{\psi} = \dot{J}_1 = 0$, conduit à deux équilibres: $J_{e1} = 0$ où le compresseur est dans son point de fonctionnement actif, ou $J_{e2} = 4 \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{4W\Phi}{3H\gamma_v^2} \right)$, lorsque le système développe un décrochage tournant complet. En utilisant J_{e2} , on peut obtenir la caractéristique de décrochage tournant équivalent $\Psi_{es}(\Phi)$ donnée par:

$$\Psi_{es}(\Phi) = \psi_{c0} + H * \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{5}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right) + \frac{5}{H} \Psi_v(\Phi) - \frac{8W}{H\gamma_v^2} \left(1 - \frac{W^2}{3H^2\gamma_v^2} \right) \Phi \quad (2.31)$$

Notez que cette caractéristique est également modifiée par la chute de pression sur le CCV. Les caractéristiques originaux et équivalentes de décrochage tournant (avec et sans CCV) sont toutes deux illustrées à la Figures 2.13.

2.3.5.2. Le calcul dimensionnel du modèle

Pour le calcul dimensionnel prenant :

$$\phi = \frac{\dot{m}_2}{\rho A_c U}, \psi = \frac{P_1 - P_2}{0.5 \rho U^2}, \zeta = \frac{U_d}{R} t, \Gamma = \frac{\tau}{\rho A_c R U^2}, U = \frac{w}{R} \quad (2.32)$$

Comme représenté sur la Figure 2.13, les conditions aux limites incluent la pression en entrée, P_1 , la température en entrée température T_1 , la pression de sortie du compresseur P_2 , et température de sortie du compresseur T_2 .

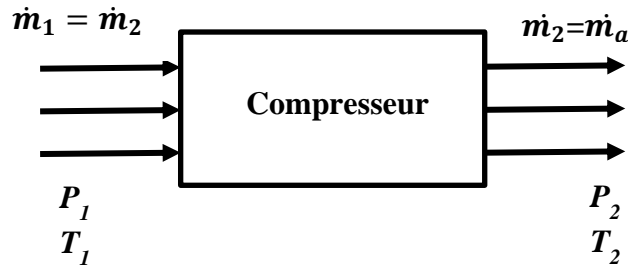


Figure 2.14. Block diagramme du compresseur

La variation de la température globale du sous-système du compresseur peut être obtenue comme suit:

$$T_2 - T_1 = \frac{n\varphi U^2}{c_{pa}} \quad (2.33)$$

Où φ est le coefficient de température du compresseur déterminé empiriquement. c_{pa} est la capacité thermique spécifique de la masse d'air entrant. Le rapport de compression du sous-système compresseur est donné par :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(1 + \eta_c \left(\frac{T_2 - T_1}{T_1} \right) \right)^{\frac{k_a}{k_a - 1}} \quad (2.34)$$

2.4. Le Récupérateur (Échangeur de chaleur)

Le récupérateur est le nom donné à l'échangeur de chaleur dans une turbine à gaz, où l'échange de chaleur a lieu entre le flux chaud et le flux froid à travers un mur de séparation. Le récupérateur a été modélisé comme un volume de contrôle, avec les conditions aux limites, T_5 est la température d'échappement de la turbine d'admission. Les variables P_3 et T_3 sont la pression et la température de stagnation de sortie, respectivement. À l'intérieur du récupérateur, l'échappement chaud de la turbine rejette la chaleur et l'air de décharge frais du compresseur l'absorbe. En supposant la masse l'écoulement est constant, l'équation du taux d'échange thermique est donnée comme :

$$c_{pa}(T_3 - T_6) = c_{pg}(T_5 - T_2) \quad (2.35)$$

Où T_6 est la température des gaz évacués du récupérateur vers atmosphère, et c_{pg} est la capacité calorifique spécifique des gaz d'échappement. Due aux échanges de chaleur, le

récupérateur augmente la température de l'air de décharge à la sortir du compresseur. La température de sortie du récupérateur peut être exprimée en :

$$T_3 = T_2 + \eta_R (T_5 - T_2) \quad (2.36)$$

Où η_R est l'efficacité du récupérateur ou l'efficacité thermique.

L'efficacité thermique peut être augmentée en augmentant le volume des échanges de chaleur afin d'obtenir un taux de transfert de chaleur plus élevé. Il y a aussi une perte de charge, ΔPR dans le récupérateur et la pression de sortie, P_3 est donnée comme :

$$P_3 = P_2 \left(1 - \frac{\Delta PR}{P_2} \right) \quad (2.37)$$

Les pertes de pression à l'intérieur du récupérateur sont inévitables mais peuvent être minimisées en réduisant la vitesse d'écoulement.

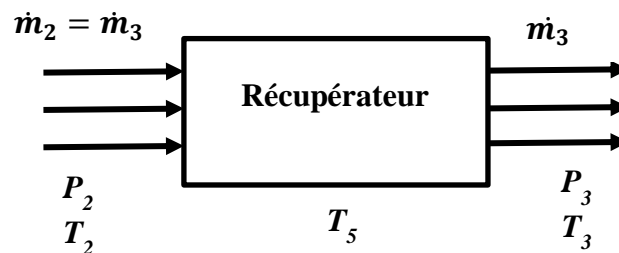


Figure 2.15. Block diagramme du récupérateur

2.5. La Chambre de combustion

La chambre de combustion de la TAG est l'endroit où le carburant est injecté dans l'air comprimé par le compresseur entraînant la combustion et l'augmentation de la température de gaz. La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car elle trop hétérogène et très élevée.

2.5.1. La température de flamme

La connaissance de température conditionne la durée de vie des parties chaudes en effet :

- La température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse.
- La température d'entrée du rotor de la turbine (TRIT) qui est calculée en considérant que l'air sortie chambre de combustion est parfaitement mélangée avec l'air de refroidissement de

la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80°C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total.

- La température sortie de chambre combustion qui est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente (Figure 2.16). Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit-réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc d'essai.

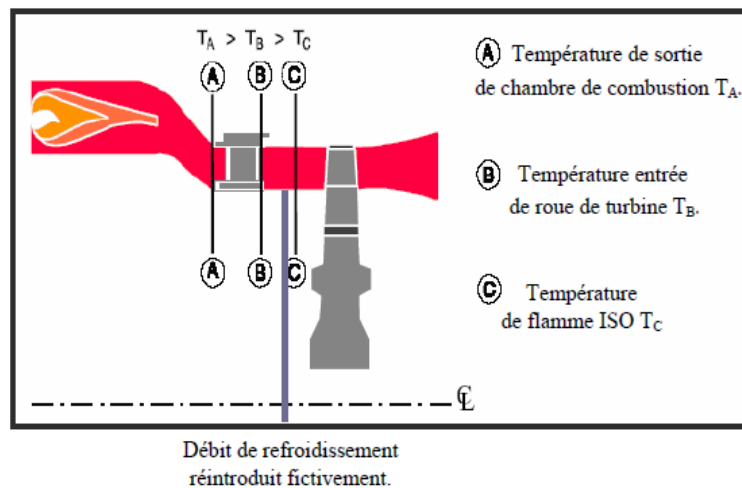


Figure 2.16. Définitions des températures de flamme [67].

Dans le brûleur, la température des gaz est élevée de T_3 à T_4 afin d'optimiser la combustion, on doit doser correctement le rapport carburant/air défini par :

$$f = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_a} \quad (2.38)$$

Le problème consiste à déterminer le rapport f requis pour transformer une unité de masse d'air à T_3 et f unité de masse de carburant à T_f en $(1+f)$ unité de produits de combustion à T_3 .

2.5.2 Efficacité de la combustion

Le rapport ainsi déterminé a été calculé pour des conditions idéales d'une combustion complète. Pour comptabiliser les différentes pertes, on introduit :

$$\eta_{cmb} = \frac{f_{id}}{f_{rel}} \quad (2.39)$$

Avec : f_{id} est le rapport idéal du carburant-air pour un ΔT donnée.

f_{rel} est le rapport réel du carburant-air pour un ΔT donnée.

2.5.3 Vitesse de propagation d'une flamme dans un mélange laminaire

Plusieurs approches ont été faites pour essayer de prédire cette vitesse de propagation, les théories thermiques montraient que la vitesse de flamme était proportionnelle à la racine de la diffusivité thermique et à la racine du temps de réaction moyen [67].

$$S_l \approx \sqrt{\frac{\lambda}{\rho c_p \tau_{rc}}} \quad (2.40)$$

Avec λ la conductivité thermique et τ_{rc} le temps chimique nécessaire à la réaction, inversement proportionnel au taux de réaction moyen ($\bar{\omega}$) :

$$\tau_{rc} = \frac{1}{\bar{\omega}} \quad (2.41)$$

L'expression déduite de ceci pour l'épaisseur de flamme est donnée par :

$$\delta \approx \frac{a_i}{S_l} \approx \sqrt{\frac{1}{2} a_i \tau_{rc}} \quad (2.42)$$

Où a_i est la diffusivité thermique des gaz chauds.

2.5.4 Consommation spécifique

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison de cycles thermodynamiques, il est plus pratique d'utiliser une mesure de la performance qui inclut le débit du carburant. Ainsi, la performance des turbines à gaz est très souvent exprimée par la consommation spécifique, appelée *SFC* (Specific Fuel Consumption) :

$$S.F.C = \frac{\dot{m}_f}{P_{net}} \quad (2.43)$$

2.5.5 Profile de température dans une chambre de combustion

Le profil de la température dans une chambre de combustion typique est montré sur la Figure 2.15. Les températures locales sont plus élevées dans la zone de flamme. Le refroidissement du recouvrement de la chambre de combustion et l'addition ultérieure d'air réduisent la température de gaz de sortie de chambre de combustion à une température acceptable. L'écoulement subit également une perte de pression due au frottement et au mélange.

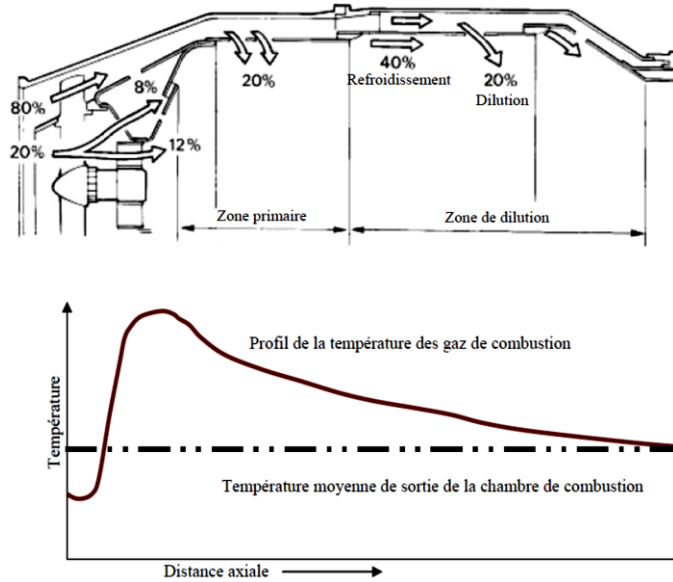
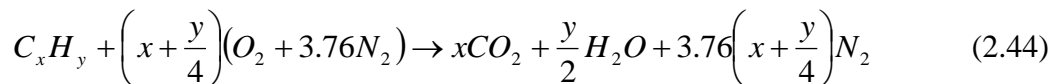


Figure 2.17. Profil de la température axiale dans la chambre de combustion [67].

2.5.6. Processus d'une combustion complète

La combustion est une réaction chimique pendant laquelle un carburant est oxydé et une grande quantité d'énergie est libérée [67]. Dans la littérature, on distingue la combustion complète et la combustion incomplète. Il est souvent utile d'étudier la combustion d'un carburant en supposant que la combustion est complète. Cependant, en traitant les processus réels de combustion on se rend compte qu'ils sont très souvent inachevés. Un processus de combustion est complet si tout le carbone dans le carburant est complètement brûlé [67]. La forme générale de l'équation d'une combustion complète et stœchiométrique est donnée par [67] :



Le coefficient stœchiométrique f_{stoec} est défini par :

$$f_{stoec} = x + \frac{y}{4} \quad (2.45)$$

La quantité d'air au-dessus de la quantité stœchiométrique s'appelle excès d'air. Il est également exprimé à l'aide du rapport d'équivalence ϕ_{eq} défini par :

$$\phi_{eq} = \frac{FA_{act}}{FA_{stoec}} \quad (2.46)$$

Le rapport stœchiométrique combustible/air est défini :

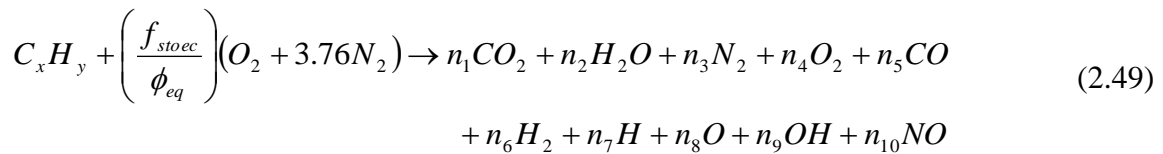
$$FA_{stoec} = \frac{m_{fuel}}{f_{stoec}(m_{O_2} + 3.76m_{N_2})} \quad (2.47)$$

Le rapport réel combustible/air peut être trouvé de l'écoulement de la masse réel d'air et de carburant :

$$FA_{act} = \frac{m_{fuel_{act}}}{m_{a_{act}}} \quad (2.48)$$

2.5.7. Processus d'une combustion incomplète

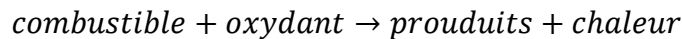
La combustion est incomplète si les produits de combustion contiennent les composants suivants : C , H_2 , CO , NO , ou OH . La réaction chimique du processus s'effectue d'après [67] par :



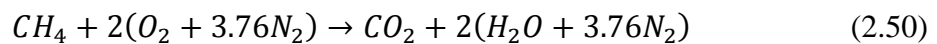
Pour trouver les produits $n_1 - n_{10}$, à l'ensemble d'équations est appliqué un bilan de conservation de masse [67].

2.5.8. Modèle de combustion

Lorsque la température d'un mélange combustible/oxydant s'élève au-dessus de la température d'inflammabilité du mélange, il se crée une réaction exothermique produisant localement des espèces réactives. La chaleur et ces espèces diffusent alors vers les gaz frais conduisant ainsi à la propagation de flamme de proche en proche. Celle-ci consomme alors les réactifs et laisse derrière elle des produits de combustion. Cette réaction appelée Combustion peut se schématiser de la manière suivante :



Dans ce cas, le combustible CH_4 réagissant avec de l'air :



D'après la théorie de Mallard et Le Châtelier (1883), la zone intermédiaire à l'interface des gaz brûlés et des gaz frais peut être séparée en deux zones : la zone de réaction et la zone de préchauffage comme décrit sur la Figure 2.18. Dans la zone de réaction, les phénomènes de réactions chimiques et de diffusion sont prédominants et vont générer des flux de chaleur vers les gaz frais situés en amont. Le pic de dégagement de chaleur dans cette zone est produit par

les réactions chimiques. Dans la zone de préchauffage, la température augmente jusqu'à atteindre la température d'activation du mélange et ainsi déclencher les réactions chimiques. Le modèle de la chambre de combustion utilisé a été développé par Fannin [72]. On l'appelle un réacteur bien agité (WSR). Il assume le méthane CH_4 comme combustible et l'air comme oxydant.

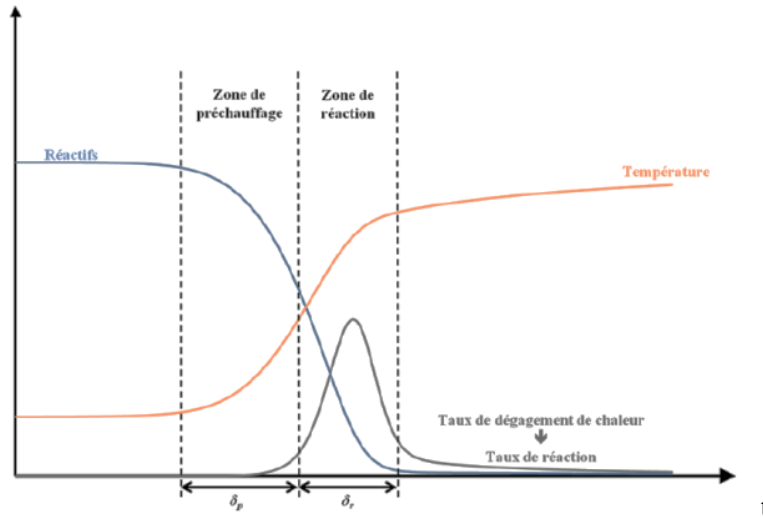


Figure 2.18. Description du front de flamme laminaire pré mélangée [67]

Un modèle d'espace d'état non linéaire peut être construit en utilisant la conservation des espèces et de l'énergie le volume de contrôle de la chambre de combustion. La conservation des équations d'espèces est basée sur trois espèces présentes à l'intérieur de la chambre de combustion. Ils sont le combustible (fuel: Méthane), l'oxydant (air), et les produits de la combustion. Une équation de conservation peut être écrite pour chaque espèce en termes de fractions massiques à l'intérieur de la chambre de combustion:

$$Y_{fuel} = \frac{m_{fuel}}{m_{fuel} + m_{oxyd} + m_{produits}} \quad (2.51)$$

$$Y_{oxyde} = \frac{m_{oxyde}}{m_{fuel} + m_{oxyd} + m_{produits}} \quad (2.52)$$

$$Y_{produits} = \frac{m_{produits}}{m_{fuel} + m_{oxyd} + m_{produits}} \quad (2.53)$$

Où Y_{fuel} , Y_{oxyde} et $Y_{produits}$ sont les fractions massiques du combustible, oxydant, et produits à l'intérieur de la chambre de combustion. m_{fuel} , m_{oxyde} , $m_{produits}$ sont les masses de fuel, oxydant et produits à l'intérieur du volume de contrôle. La conservation de l'équation d'espèce

est énoncée : La variation de la quantité d'espèces dans la chambre de combustion est égale à la quantité entrante d'espèces, moins la quantité sortante d'espèces, plus la quantité produite d'espèces. La quantité produite d'oxydant et de combustible à l'intérieur de la chambre de combustion sera décroissante. Pour les produits de combustion, la quantité d'espèces créées sera croissante.

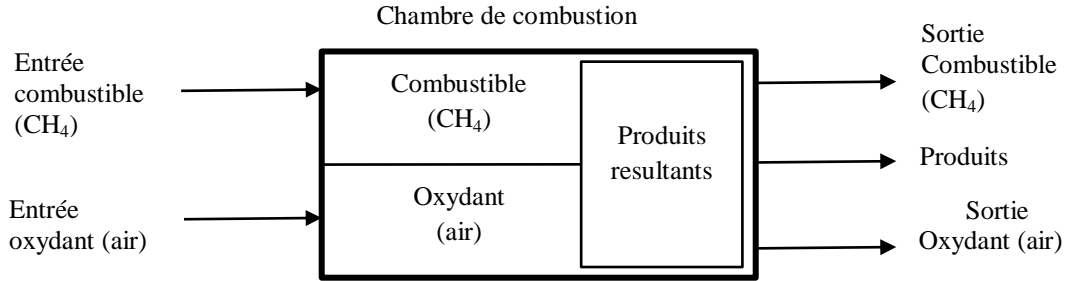


Figure 2.19. Conservation des espèces dans la chambre de combustion

La quantité d'espèces produite dans le volume sera déterminée par le terme de taux d'Arrhenius pour la cinétique chimique de la combustion. La conservation des équations d'espèces pour le combustible et l'oxydant sont les suivants :

$$\frac{dY_{fuel}(t)}{dt} = \frac{Y_{fuel,0}(t) - Y_{fuel}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \dot{\omega}_{fuel}(t) \quad (2.54)$$

$$\frac{dY_{oxyd}(t)}{dt} = \frac{Y_{oxyd,0}(t) - Y_{oxyd}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \frac{Y_{oxyd,0}(t)}{Y_{fuel,0}(t)} \dot{\omega}_{fuel}(t) \quad (2.55)$$

$$\dot{\omega}_{fuel}(t) = -24100 \rho Y_{fuel}(t)^{-0.3} (0.233 Y_{oxyd}(t))^{1.3} e^{\frac{-15098}{R_u T_4(t)}} \quad (2.56)$$

ρ : Densité à l'intérieur de la chambre de combustion

V : Volume de la chambre de combustion

R_u : Constant générale des gazes

$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_4 = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{oxyd}$: Débit massique total dans la chambre de combustion.

MW_{fuel} : Masse moléculaire du carburant (méthane).

$\dot{\omega}_{fuel}$: Terme d'Arrhenius pour la consommation d'espèces dues à la combustion.

En raison de la définition de la fraction massique, l'équation pour la fraction massique des produits est simplement :

$$Y_{products}(t) = 1 - Y_{fuel}(t) - Y_{oxyd}(t) \quad (2.57)$$

Et elle n'est pas une équation différentielle. Les variables d'état du système jusqu'à ce point sont le carburant $Y_{fuel}(t)$ et l'oxydant $Y_{oxyd}(t)$.

La troisième variable d'état sera la température et est décrite par l'équation d'énergie. L'équation de conservation de l'énergie complète le modèle et est décrite comme la quantité de l'énergie entrant dans la chambre de combustion moins la quantité d'énergie laissant la chambre de combustion équilibrée par un terme de stockage.

$$\rho V_{cc} \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^3 Y_i(t) e_i(t) = \dot{m}_4 (Y_{oxyd,in} h_{oxyd,in} - Y_{fuel,in} h_{fuel,in}) - \dot{m}_4 \sum_{i=1}^3 Y_i(t) h_{i,out}(t) \quad (2.58)$$

$e_i(t)$: Energie interne spécifique pour $i = 1$ -Carburant, 2 -Oxydant, 3 -Produits.

$h_{oxyd,in}$, $h_{fuel,in}$: Enthalpie spécifique de l'oxydant et combustible dans la chambre de combustion.

$h_{i,out}$: Enthalpie spécifique pour $i = 1$ -carburant, 2 -oxydant, 3 -produits en chambre de combustion.

Le côté droit de l'équation (2.58) est le changement total de l'énergie interne des trois espèces à l'intérieur la chambre de combustion. Le côté gauche est l'énergie associée à l'enthalpie des espèces d'entrée et les espèces de sortie. Toutes ces quantités dépendent de la température, ce qui est le variable de sortie du modèle de chambre de combustion. Par conséquent, l'équation (2.58) est convertie en termes de température plutôt que de l'énergie interne et de l'enthalpie. Comme indiqué ci-dessus, le côté gauche de l'équation (2.58) représente la variation de l'énergie interne des espèces à l'intérieur de la chambre de combustion. Afin de faire de ce terme une expression de température seulement (et non $Y_{fuel}(t)$ et $Y_{oxyd}(t)$), il est supposé que la majorité des espèces à l'intérieur de la chambre de combustion sont des produits (CO_2 , H_2O et N_2), tels que :

$$\rho V_{cc} \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^3 e_i(t) = \dot{m}_4 (Y_{oxyd,in} h_{oxyd,in} - Y_{fuel,in} h_{fuel,in}) - \dot{m}_4 \sum_{i=1}^3 Y_i(t) h_{i,out}(t) \quad (2.59)$$

Un ajustement de courbe linéaire basé sur les propriétés de gazes parfaites des produits peut être approché la relation entre l'énergie interne spécifique et la température des produits de la chambre de combustion. Cette même technique peut être appliquée aux termes d'enthalpie du côté droit de l'équation (2.58) (Voir table A23 au niveau de [73]). Par conséquent, l'équation (2.58) peut être analysée en termes de température (T_4) en fonction du temps. Ce sera la troisième variable d'état et complétera le modèle de la combustion. Les ajustements de courbe linéaires des données d'énergie interne et d'enthalpie [72]. Les données réelles ont été

obtenues à partir de tableaux de gaz parfaits [72] et une équation linéaire était adaptée aux données. Ces équations seront incorporées dans l'équation (2.59) pour obtenir une équation d'état pour Température. L'enthalpie et l'énergie interne des produits peuvent être obtenues en additionnant des contributions de l'espèce produit en fraction massique. Les fractions massiques des espèces de produit (CO_2 , H_2O et N_2) peuvent être obtenues en utilisant la stichométrie de l'équation (2.50) avec leurs masses moléculaires respectives [72]. L'équation de l'enthalpie utilisé pour le modèle du combustible (méthane) est la suivante :

$$h_{fuel} = h_f + c_{p,fuel}T_4 \quad (2.60)$$

Ou h_{fuel} : Enthalpie de formation.

$c_{p,fuel}$: La chaleur spécifique du combustible.

L'équation (2.59) deviendra (2.61):

$$\rho V_{cc} \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^3 e_i(t) = \dot{m}_4 (Y_{oxyd,in} h_{oxyd,in} - Y_{fuel,in} h_{fuel,in}) - \dot{m}_4 \left(\sum_{i=2}^3 Y_i(t) h_{i,out}(t) + Y_1(t) (h_1 + c_{p,fuel} T_4) \right) \quad (2.61)$$

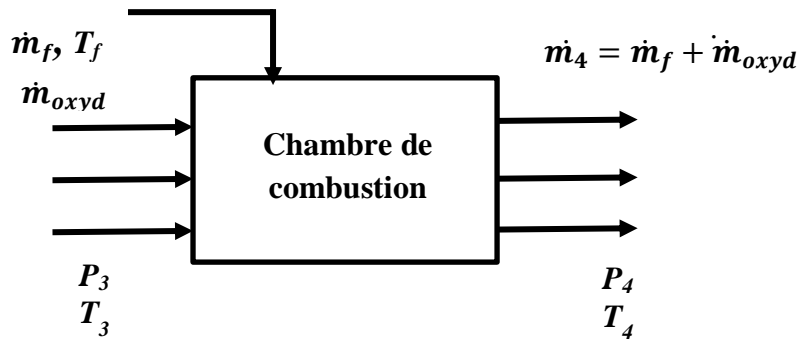


Figure 2.20. Block diagramme de la chambre de combustion

Il y a une perte de pression dans la chambre de combustion en raison de la résistance aérodynamique interne et des changements d'impulsion produits par les réactions de combustion. Cette chute de pression a été intégrée au modèle et a été évaluée à l'aide de l'effet Rayleigh. La pression de sortie peut être exprimée en

$$P_4 = P_3 + f \left(\frac{T_4}{T_3} \right) \quad (2.62)$$

En règle générale, l'analyse de Rayleigh indique que chaque fois que la température de stagnation, augmente dans un écoulement à un nombre de Mach donné, il doit y avoir une perte associée. La perte de charge est proportionnelle à la température (c'est-à-dire l'augmentation de la température de stagnation) et elle est plus importante pour des nombres de Mach proches de l'unité.

2.6. La détente (Turbine)

Le modèle de la turbine est nécessaire pour simuler le couple appliqué au compresseur et la charge, ainsi que pour déterminer la part de la puissance totale développée par la TAG. Le couple se développe dans la turbine lorsque le fluide de travail se dilate et exerce une force sur les aubes de la turbine (Figure 2.21). Le fluide de travail pénètre dans le stator de la turbine avec une vitesse $CT1$ et en sort avec une vitesse $CT2$. Lorsque le fluide passe à travers l'étage du rotor de turbine, le changement de direction du fluide vers $CT3$ transmet un effort au rotor, qui fournit le couple au compresseur et au générateur et fait tourner le rotor à une vitesse U . Contrairement au modèle à compresseur, les turbines sont relativement stables et ne subissent pas de pompage. Cela est dû au fait que la perte de charge se situe dans le même sens que l'écoulement du fluide. Il n'y a donc pas de force pour inverser le flux comme dans le compresseur [4,73].

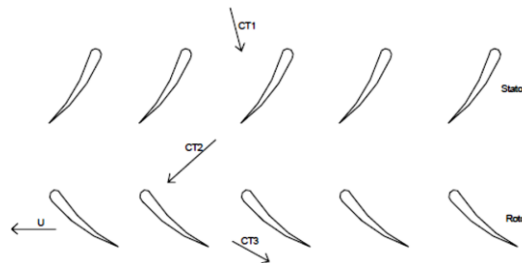


Figure 2.21. Un exemple des etages de la turbine

Le modèle de turbine utilisé ici sera en fait une fonction algébrique plutôt qu'un espace d'état modèle différentiel. Puisque le compresseur et la turbine sont rigidement couplés, la vitesse de la turbine est extraite du modèle de compresseur. Le compresseur modèle utilise le couple de la turbine pour calculer la vitesse du rotor en fonction de la rotation l'équilibre de la quantité de mouvement. La puissance développée par la turbine est calculée en utilisant le changement d'enthalpie dans le travail fluide. Cette enthalpie est basée sur la relation d'enthalpie linéarisée des produits de combustion développé pour le modèle de chambre de combustion. L'hypothèse que l'air à travers la directrice d'entrée dans la turbine est généralement employée par les constructeurs et les conditions chaudes amont sont prises à l'entrée de la roue de turbine. Cependant, le plus simple est de calculer aux conditions ISO puisque les débits d'air de refroidissement sont considérés négligeables.

Des gaz chauds à la pression P_4 et à la température T'_4 sont fournis à la turbine où les gaz chauds se dilatent et agissent sur les aubes de la turbine. La puissance produite par les gaz en expansion est donnée par :

$$P_T = \eta_T (\dot{m}_f + \dot{m}_3) (h'_4 - h_5) = \eta_T c_{pg} (\dot{m}_f + \dot{m}_3) (T'_4 - T_5) \quad (2.63)$$

Où P_T : Puissance développée par la turbine.

$\dot{m}'_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_f$: Débit massique total dans la turbine.

η_T : Rendement isentropique de la turbine.

h'_4 : Enthalpie spécifique totale du fluide de travail dans la turbine, T'_4 est la température TRIT en fonction de la température de combustion (Voir section 2.5.1).

h_5 : Enthalpie spécifique totale du fluide de travail à la sortie de la turbine.

La température de sortie de la turbine est donnée par :

$$T_5 = T'_4 \left(1 - \eta_T \left(1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right) \right) \quad (2.64)$$

Par équation (2.64), une différence plus grande entre les températures d'entrée et de sortie de la turbine permet d'extraire davantage de travail des gaz en expansion. Cependant, la valeur de la température d'entrée de la turbine est limitée en raison de contraintes de matériaux et de conception. Par conséquent, une température de sortie basse peut être désirée. Figure 2.21 montre le schéma fonctionnel du sous-système de la turbine avec variables d'entrée et de sortie

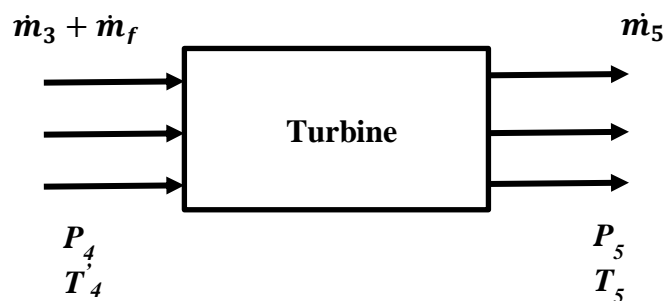


Figure 2.22. Block diagramme de la turbine

La puissance produite par la turbine (détente) P_T est

$$P_T = \tau_T w \quad (2.65)$$

τ_T est le couple de la turbine et w est la vitesse angulaire de l'ensemble Compresseur-Turbine-Génératrice.

2.7. La dynamique d'arbre

Le modèle de dynamique d'arbre prend en compte les entrées / sorties de couple de la turbine, du compresseur, du démarreur, du générateur, ainsi que le frottement. L'application de la loi de Newton offre l'équation suivante:

$$\frac{dw(t)}{dt} = \frac{1}{J_{eq}} (\tau_T - \tau_c - \tau_{fric} - \tau_L) \quad (2.66)$$

Où $J_{eq} = J_T + J_c + J_M + J_L$ est l'inertie localisée du compresseur, de la turbine, démarreur et générateur. L'équation (2.66) montre les différents couples agissant sur la turbine à gaz stationnaire. Ces moments d'inertie se rapportent à l'axe de l'arbre de la turbine. τ_T , τ_M , τ_c , τ_{Fric} , τ_L sont respectivement les couples total développé par la turbine, le démarreur, le compresseur, frottement, générateur.

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre, on a vu la modélisation mathématique d'un système de turbine à gaz **Mercury 50** composé d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. La plage de fonctionnement utile dans un compresseur axial qui fait partie de la turbine à gaz, est limitée par les instabilités aérodynamiques qui sont le pompage et le décrochage tournant. Plusieurs modèles mathématiques ont été développés pour expliquer le fonctionnement de la turbine à gaz. Ces modèles donnent une bonne compréhension du système, offrant ainsi un moyen efficace pour développer des stratégies de contrôle afin d'augmenter le domaine de fonctionnement et améliorer les performances de la turbine à gaz.

CHAPITRE 3

AMELIORATION DES PERFORMANCES AERODYNAMIQUE DE LA TAG

En 1997, Gravdahl et Egeland ont développé un modèle et ils ont étudié la commande de pompage et de la vitesse du compresseur. Pour la première fois, le modèle développé par Gravdahl pour les compresseurs axiaux considérait le paramètre B (le proportionnel à la vitesse du compresseur) comme un état et incluait également des harmoniques supérieures de décrochage tournant [70]. Contrairement au modèle de Gravdahl à vitesse variable, le modèle original de Moore-Greitzer n'implique aucun développement de décrochage tournant, car le point de fonctionnement est situé à une distance suffisante de la ligne de blocage [70]. Ce développement temporaire de décrochage tournant et cette chute de pression peuvent poser des problèmes pour le fonctionnement normal des turbomachines. De plus, les incertitudes liées au modèle (l'estimation précise des paramètres du modèle, en particulier dans la zone instable est difficile) et les perturbations externes rendent le problème encore plus complexe [70], [71,74]. Enfin, l'amplitude au carré des modes de décrochage utilisés en tant que variables d'état est difficile à mesurer sur le plan expérimental et le retour à l'état complet ne peut pas être pris en compte dans la conception de la commande. Afin de remédier à ce problème, deux actionneurs : une vanne de contrôle (Throttle) et une vanne couplée (CCV) sont utilisés pour garantir la stabilité, et un couple d'entraînement est appliqué pour augmenter la vitesse du rotor. La CCV est considéré comme l'une des méthodes d'actionnement les plus prometteuses [71,74]. L'investigation de la dynamique du modèle rend de la commande robuste la stratégie de commande préférée, bien connu pour sa grande précision, sa réponse dynamique rapide, sa stabilité, sa simplicité de mise en œuvre et sa robustesse face à la variation des incertitudes et des perturbations de système [71,74]. De plus, la condition de correspondance et la forme affine de la loi de commande ne peuvent pas être garanties pour tous les états instables, en présence des incertitudes et du décrochage tournant. La motivation de ce chapitre provient du fait que le compresseur axial et leurs instabilités aérodynamique occupe un rôle crucial dans la conception, le bon

fonctionnement et dans l'amélioration des performances de la TAG, et les études antérieures proposent des hypothèses prudentes qui rendent la commande efficace dans une plage de fonctionnement très restreinte, comme indiqué dans [71,74,75]. Pour accomplir la motivation mentionnée précédemment, l'optimisation des paramètres de la commande est utilisée pour concevoir une commande robuste afin de garantir la stabilité en point de fonctionnement critique. Par conséquent, l'analyse détaillée du modèle du compresseur et certaines hypothèses de commande conduit à une meilleure compréhension des approches de commande réalisables dans le prochain chapitre.

3.1. Outils d'analyse de la stabilité et de la robustesse

Nous présentons ici les outils théoriques permettant l'analyse de la stabilité et de la robustesse de systèmes non linéaires. La plupart de ces outils sont liées à la notion d'ISS. Après un bref rappel des notions de base nécessaires, nous étudions successivement des systèmes dynamiques isolés en présence de perturbations exogènes.

3.1.1. Contexte

3.1.1.1. Stabilité

De nombreuses applications de commande peuvent être formulées comme un problème de stabilisation de l'origine d'un système dynamique. Typiquement, on désire que l'erreur entre le comportement désiré et le comportement réel reste bornée et de faible amplitude, tout au moins à partir d'erreurs initiales suffisamment petites : en d'autres termes, on désire la stabilité de l'origine pour la dynamique régissant cette erreur. Par ailleurs, dans la mesure du possible, il est souhaitable que cette erreur converge vers zéro, ce qui nous amené à la notion d'attractivité de l'origine. Lorsque l'origine est à la fois stable et attractive, on la dit asymptotiquement stable. Suivant que le domaine des conditions initiales à partir desquelles les solutions convergent vers l'origine soit l'espace d'état tout entier ou non, cette stabilité asymptotique sera appelée globale ou locale.

Afin de formaliser ces notions, nous considérons un système dynamique de dimension finie dont la représentation d'état s'écrit :

$$\dot{x} = f(x) \tag{3.1}$$

Où $x \in \mathbb{R}^n$, $n \in \mathbb{N}_{\geq 1}$, x est l'état du système, et $f : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$ désigne une fonction localement Lipschitzienne satisfaisant $f(0) = 0$.

Nous rappelons alors les définitions suivantes, dans lesquelles $\chi \subset \mathfrak{R}^n$ désigne, partout où elle est définie, un voisinage de l'origine et $x(\cdot; x_0)$ désigne la solution de (3.1) partant de $x \in \mathfrak{R}^n$ à l'instant $t = 0$. Plus de détails peuvent être trouvés dans [76].

Définition 3.1 (Stabilité, attractivité, stabilité asymptotique) *L'origine du système (3.1) est dite :*

– *stable sur χ s'il existe une fonction α de classe \mathcal{K} telle que, pour tout $x \in \chi$,*

$$|x(t; x_0)| \leq \alpha(|x_0|), \forall t \geq 0$$

– *attractive sur χ si, pour tout $x_0 \in \chi$,*

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x(t, x_0) = 0$$

– *asymptotiquement stable sur χ s'il existe une fonction β de classe \mathcal{KL} telle que,*

pour tout $x_0 \in \chi$,

$$|x(t; x_0)| \leq \beta(|x_0|, t), \forall t \geq 0$$

– *exponentiellement stable sur χ s'il existe des constantes $k_1, k_2 > 0$, telles que, pour tout $x_0 \in \chi$,*

$$|x(t; x_0)| \leq k_1 |x_0|^{-k_2 t}, \forall t \geq 0$$

Si, de plus, $\chi = \mathfrak{R}^n$ alors ces propriétés sont dites globales.

Il est à noter que la définition de stabilité proposée ci-dessus est plus forte que sa version “ $\varepsilon - \delta$ ” généralement utilisée pour définir la stabilité au sens de Lyapunov. Elle impose en effet que toute solution partant de l'ensemble χ reste bornée au cours du temps. Cette définition, comme la plupart du contenu de ce chapitre, fait usage de fonctions de comparaison (classes \mathcal{K} et classe \mathcal{KL}). Cette formulation, popularisée par Hahn, s'avère en effet très commode à l'usage et permet de quantifier gains et taux de convergence liés au comportement des solutions. Les fonctions de Lyapunov constituent un outil central pour l'analyse de la stabilité et de l'attractivité. Elles tiennent leur nom de la méthode d'analyse d'enveloppée par A.M. Lyapunov, qui se base sur l'étude du comportement d'une fonction définie positive le long des trajectoires du système considéré. Toute la puissance de cette méthode réside dans sa capacité à réduire l'étude d'un système dynamique de dimension n à celle d'une

fonction scalaire dont le comportement est “suffisamment représentatif” de celui du système considéré. Nous utiliserons par la suite la terminologie suivante.

Définition 3.2 (Fonction de Lyapunov candidate) Une fonction $V : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}_{\geq 0}^n$ est appelée fonction de Lyapunov candidate si elle est continument différentiable, définie positive (c.a.d $V(0)=0$ et $V(x) \neq 0$ pour tout $x \neq 0$) et radialement non bornée ($\lim_{|x| \rightarrow \infty} V(x) = \infty$).

Notons que cette notion peut également être d’écrite par des fonctions de comparaison. En effet, V est une fonction de Lyapunov candidate si et seulement si elle est continument différentiable et il existe deux fonctions $\underline{\alpha}$ et $\bar{\alpha}$ de classe K_∞ telles que :

$$\underline{\alpha}(|x|) \leq V(x) \leq \bar{\alpha}(|x|), \forall x \in \mathfrak{R}^n$$

L’utilisation de cet outil fondamental est décrite dans de nombreux ouvrages : voir par exemple [76,77]. À titre illustratif, nous rappelons que la stabilité globale asymptotique de l’origine du système 3.1 est équivalente à l’existence d’une fonction de Lyapunov candidate $V : \mathfrak{R}_{\geq 0} \times \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}_{\geq 0}^n$ et d’une fonction α de classe K telles que, pour tout $x \in \mathfrak{R}^n$,

$$\frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x) \leq -\alpha(|x|)$$

3.1.1.2 Robustesse à des signaux exogènes

Les résultats d’analyse par la seconde méthode de Lyapunov se cantonnent toutefois à des systèmes sans entrée. Or, nombre de systèmes physiques sont affectés de perturbations exogènes, de dynamiques difficilement modélisables ou encore d’incertitudes paramétriques. Un formalisme particulièrement intéressant pour l’analyse de la robustesse des systèmes non-linéaires est celui proposé par la stabilité entrée-état (ISS). Cette propriété concerne les systèmes non-linéaires de la forme:

$$\dot{x} = f(x, u) \tag{3.2}$$

Où $x \in \mathfrak{R}^n$ représente l’état du système et $u \in \mathfrak{R}^m$ représente une entrée exogène. En termes informels, la propriété d’ISS introduite par Sontag dans [78] impose que la norme de l’état à chaque instant soit bornée par la somme d’une fonction de

l'amplitude du signal exogène appliqué et d'un terme proportionnel à la norme de l'état initial tendant vers zéro avec le temps.

Définition 3.3 (ISS) *Le système (3.2) est dit stable entrée-état (ISS) s'il existe une fonction β de classe KL et une fonction γ de classe K_∞ (appelée gain ISS) telles que, pour toute condition initiale $x_0 \in \mathfrak{R}^n$ et toute entrée admissible u , sa solution satisfait*

$$\|x(t; x_0, u)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \gamma(\|u\|), \forall t \geq 0 \quad (3.3)$$

Ce paradigme permet de prendre en considération trois propriétés. D'une part, si l'entrée est identiquement nulle, alors l'origine est globalement asymptotiquement stable (0-g.a.s). D'autre part, l'erreur en régime permanent est arbitrairement petite pourvu que l'entrée appliquée soit d'amplitude suffisamment faible. Enfin, pour toute entrée bornée, l'état est lui-même borné. D'une manière générale, les travaux sur l'ISS ont constitué des avancées majeures pour l'analyse de la stabilité des systèmes non-linéaires, et ont donné lieu à des retombées théoriques et applicatives dans des domaines aussi variés que la commande sous contraintes de communication, la stabilisation par retour de sortie, la commande optimale, l'étude des systèmes hybrides ou à commutations, la commande prédictive, la robotique, la production manufacturière, les transports, les réseaux de neurones, les systèmes chaotiques, les réseaux biochimiques, ou encore les neurosciences [78]. Malgré cet indéniable succès, le fait que l'état soit borné pour tout signal d'entrée borné constitue une contrainte très forte en pratique. Une alternative à l'ISS est la stabilité entrée-état intégrale (iISS), introduite dans, qui évalue l'impact de l'énergie du signal appliqué (plutôt que son amplitude) sur le système considéré.

Définition 3.4 (iISS) *Le système (3.2) est dit intégralement stable entrée-état s'il existe une fonction β de class \mathcal{KL} , et deux fonctions μ_1, μ_2 de classe \mathcal{K}_∞ telles que, pour toute condition initiale $x_0 \in \mathfrak{R}^n$ et toute entrée admissible u , sa solution satisfait*

$$\|x(t; x_0, u)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \mu_1\left(\int_0^t \mu_2(\|u(s)\|) ds\right), \forall t \geq 0$$

μ_2 est alors appelée gain iISS de (3.2).

Tout système ISS est iISS. L'iISS constitue en réalité une propriété bien plus générale que l'ISS. Elle implique elle aussi la 0-g.a.s et garantit de la robustesse vis-à-vis de

certains signaux perturbateurs dont l'énergie est bornée [78]. Plus précisément, elle garantit l'implication suivante, pour tout $x_0 \in \mathfrak{R}^n$:

$$\int_0^t \mu_2(\|u(s)\|) ds < +\infty \Rightarrow \lim_{|x| \rightarrow \infty} x(t; x_0, u) \leq 0, \forall t \geq 0$$

Cependant, l'iISS ne garantit en rien la robustesse vis-à-vis d'entrée bornées, même de faible amplitude. De nombreux systèmes iISS peuvent en effet être déstabilisés par une entrée d'amplitude arbitrairement petite ou par des signaux tendant vers zéro [78].

3.1.2 Notion d'iISS forte

3.1.2.1 Définition

Entre la contraignante ISS et la parfois trop faible iISS, nombre de systèmes non-linéaires sont robustes vis-à-vis d'entrées suffisamment petites même s'ils deviennent instables sous l'action de signaux trop amples. Ceci nous a amené à introduire une notion intermédiaire, appelée iISS Forte [79].

Définition 3.5 (iISS forte) Le système (3.2) est dit *Fortement iISS* s'il est à la fois iISS, et ISS vis-à-vis des petites entrées ; en d'autres termes, s'il existe une fonction β de classe \mathcal{KL} , trois fonctions $\mu_1, \mu_2, \gamma \in \mathcal{K}_\infty$ et une constante $R > 0$ telles que, pour toute condition initiale et $x_0 \in \mathfrak{R}^n$ toute entrée admissible u , sa solution satisfait les propriétés suivantes à tout instant $t \geq 0$:

$$\|x(t; x_0, u)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \mu_1\left(\int_0^t \mu_2(\|u(s)\|) ds\right), \forall t \geq 0$$

$$\|u\| \leq R \Rightarrow \|x(t; x_0, u)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \gamma(\|u\|)$$

L'ISS est ainsi un cas particulier de l'iISS forte, qui elle-même implique l'iISS. Notons que l'iISS est à son tour plus restrictive que l'ISS locale (LISS) telle que définie dans [80], qui ne garantit que des propriétés locales à la fois dans l'état et dans l'entrée(et, en particulier, n'implique pas la 0-g.a.s). Ces inclusions sont résumées graphiquement par la Figure 3.1[79].

3.1.2.2. Conditions de Lyapunov

L'une des grandes forces de l'ISS et de l'iISS réside dans leurs caractérisations en termes de fonctions de dissipation, inspirées par les fonctions de Lyapunov. Ces caractérisations ont été respectivement établies dans [80]. Elles reposent toutes deux

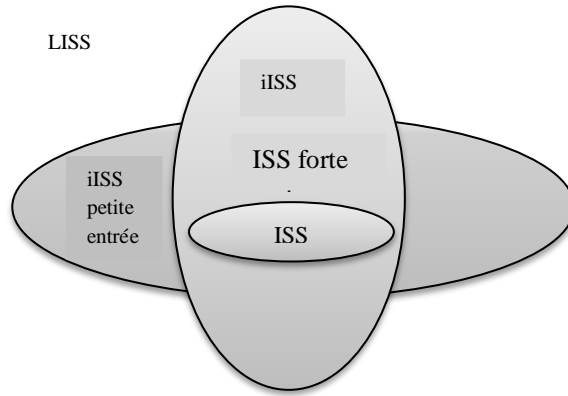


Figure 3.1. Hiérarchie schématique entre différentes variantes de l'ISS.

sur une fonction de Lyapunov candidate V dont la dérivée le long des trajectoires du système (3.2) considéré satisfait, pour tout,

$$\frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x) \leq -\alpha(|x|) + \gamma(|u|) \quad (3.4)$$

où γ désigne une fonction de classe \mathcal{K}_∞ . L'existence d'une telle fonction est équivalente à l'ISS si le taux de dissipation α est de classe \mathcal{K} , et à l'iISS si α est de classe \mathcal{PD} . Dans le cas de l'ISS, puisque α est non-bornée, on constate que, pour toute valeur de u donnée, la fonction de dissipation V devient décroissante si x devient trop grand : nous retrouvons bien la propriété garantie par l'ISS qu'à chaque entrée bornée correspond une solution bornée. À l'inverse, comme α n'est que de classe \mathcal{PD} dans le cas de l'iISS, elle peut tendre vers zéro pour des grandes valeurs de $|x|$. Dans ce cas, toute valeur de u non-nulle rend V croissante si la norme de l'état est suffisamment grande, ce qui illustre bien le fait qu'aucune propriété de bornitude des solutions n'est généralement garantie par l'iISS en présence d'une perturbation non-nulle. Au vu de ces caractérisations, une conjecture naturelle serait que l'iISS Forte soit équivalente à l'existence d'une fonction de dissipation V vérifiant (3.4) avec un taux de dissipation α de classe \mathcal{K} , comme le suggère schématiquement la Figure 3.2. L'iISS serait en effet garantie par le fait que toute fonction de classe \mathcal{K} est aussi de classe \mathcal{PD} et que, puisque α ne tend pas vers zéro pour des grandes valeurs de $|x|$, la fonction V serait décroissante tant que $|u|$ demeure sous un certain seuil et pour une norme de l'état suffisamment grande.

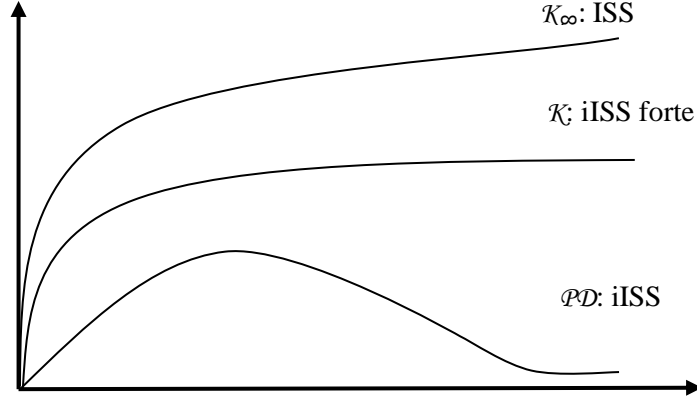


Figure 3.2. Différents types de taux de dissipation α .

Théorème 3.1 (Taux de dissipation $K \Rightarrow$ iISS Forte) S'il existe une fonction de Lyapunov candidate $V : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}_{\geq 0}^n$ satisfaisant (3.4) pour tout $V : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}_{\geq 0}^n$ et tout $u \in \mathfrak{R}^m$, ou α désignent respectivement des fonctions de classes \mathcal{K} et \mathcal{K}_∞ , alors le système (3.2) est Fortement iISS. Nous avons d'enveloppé d'autres conditions suffisantes pour l'iISS Forte.

Théorème 3.2 S'il existe une fonction de Lyapunov candidate $V : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}_{\geq 0}^n$ et des fonctions $\rho \in PD$, $\eta \in \mathcal{K}_\infty$ et $\kappa \in \mathcal{K}$ telles que, pour tout $x \in \mathfrak{R}^n$, et tout $u \in \mathfrak{R}^m$

$$\frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x, u) \leq -\rho(|x|) + \eta(\max\{0; |u| - \kappa(|x|)\}) \quad (3.5)$$

alors le système (3.2) est Fortement iISS.

La condition (3.5) peut être écrite, de manière équivalente, sous la forme décomposée suivante :

$$\frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x, u) \leq -\rho(|x|) + \eta(|u|) \quad (3.6)$$

$$|u| \leq \kappa(|x|) \Rightarrow \frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x, u) \leq -\rho(|x|) \quad (3.7)$$

Il est à noter que, contrairement au Théorème 3.1, il n'est pas requis que ρ soit de classe \mathcal{K} . La première de ces deux inégalités correspond à la caractérisation de l'iISS proposée dans [79], tandis que la seconde garantit l'iISS vis-à-vis de petites entrées.

Théorème 3.3 [76] Pour $D \subset \mathbb{R}^n$ un domaine contenant l'origine et $V[0, \infty) \times D \rightarrow \mathfrak{R}^n$ est une fonction continuellement différentiable pour

$$\alpha_1(\|x\|) \leq V(x) \leq \alpha_2(\|x\|) \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V(x)}{\partial x} f(t, x) \leq -W_3(x) \forall \|x\| \geq \mu > 0 \quad (3.9)$$

$\forall t \geq 0$ et $\forall x \in D$, où α_1 et α_2 désignent des fonctions de classes \mathcal{K} , et $W_3(x)$ est une fonction continuellement définie positive. Prenant $r > 0$ tel que $B_r \subset D$ avec $B_r = \{x \in \mathfrak{R}^n \mid \|x\| \leq r\}$ et supposant que

$$\mu < \alpha_2^{-1}(\alpha_1(r)) \quad (3.10)$$

Il existe une fonction β de classe \mathcal{KL} et pour chaque état initial $x(t_0)$, satisfaisant $\|x(t_0)\| < \alpha_2^{-1}(\alpha_1(r))$, il y a $T \geq 0$ (dépendante $x(t_0)$ et μ) telle que la solution de (3.1) satisfaisant :

$$\|x(t)\| < \beta(\|x(t_0)\|, t - t_0) \quad \forall t_0 \leq t \leq t_0 + T \quad (3.11)$$

$$\|x(t)\| < \alpha_1^{-1}(\alpha_2(\mu)) \quad \forall t \geq t_0 + T \quad (3.12)$$

En outre, si $D = \mathfrak{R}^n$ et α_1 est de classe \mathcal{K}_∞ , puis (3.11) et (3.12) tenir pour n'importe quel état initial $x(t_0)$, avec sans restriction sur l'intervalle de μ .

Théorème 3.4 [76] Pour $V : [0, \infty) \times \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$ est une fonction continuellement différentiable tel que

$$\alpha_1(\|x\|) \leq V(x) \leq \alpha_2(\|x\|) \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V(x)}{\partial x} f(t, x, u) \leq -W_3(x) \quad \forall \|x\| \geq \rho(\|u\|) > 0 \quad (3.14)$$

$\forall (t, x, u) \in [0, \infty) \times \mathfrak{R}^n \times \mathfrak{R}^m$ où α_1, α_2 désignent des fonctions de classes \mathcal{K}_∞ et ρ désigne une fonctions de classe \mathcal{K} , et $W_3(x)$ est une fonction continuellement définie positive dans \mathfrak{R}^n . Puis, Le système (3.2) est ISS avec $\gamma = \alpha_2^{-1} \circ \alpha_1 \circ \rho$.

3.1.3. Stabilité de Lyapunov et inégalités matricielles linéaires (LMIs)

L'origine des inégalités matricielles affines (LMIs, Linear Matrix Inequalities) date de 1890. Cette année-là, Lyapunov a introduit l'inégalité de Lyapunov pour vérifier la stabilité d'un système linéaire invariant et continu. En automatique, ces inégalités étaient utilisées par Lur'e, Yakubovich, Popov et Kalman. Dans un premier temps, les LMIs étaient résolues d'une manière analytique pour les systèmes d'ordre réduit. Dans un deuxième temps et avec l'établissement du lemme borné réel, des solutions graphiques furent proposées [81]. À la fin des années 60, une classe de LMIs a été résolue en utilisant les équations algébriques de Ricatti. Au début des années 80, Pyatnitskiy et al. [81] ont remarqué que les problèmes d'optimisation avec contraintes LMIs peuvent se formuler sous la forme de problèmes d'optimisation convexe.

L'intérêt des méthodes basées sur les LMIs vient donc du fait que ces dernières peuvent être résolues en utilisant la programmation convexe. Avec cette approche, on n'est plus limité aux problèmes ayant une solution analytique. En résolvant ces inégalités, on obtient un domaine de solutions faisables, c'est-à-dire de solutions satisfaisant ces LMIs, plus vaste que celui généré par la recherche de solutions analytiques. En utilisant le fait qu'une inégalité possède davantage de solutions qu'une équation, il est possible d'employer les degrés de liberté supplémentaires pour inclure d'autres objectifs que ceux initialement retenus. Les travaux actuels se concentrent sur les formulations possibles des problèmes d'automatique en tant que problème d'optimisation convexe sous contrainte LMI et l'amélioration des méthodes numériques de résolution des LMIs. Ces dernières concernent la minimisation des temps de calcul qui restent encore importants, et les problèmes de convergence lorsque la taille du problème (dimension des matrices, nombre des inégalités) devient grande.

3.1.3.1. Analyse convexe et optimisation convexe

La notion de convexité joue un rôle important dans ce mémoire de thèse. En effet, les problèmes d'analyse et de synthèse évoqués seront formulés, lorsque cela est possible, en termes d'optimisation convexe. L'optimisation convexe permet de garantir que tout minimum local est global et que le temps de résolution de ces problèmes croît polynômiallement plutôt qu'exponentiellement avec la taille du problème.

Définition 3.6 (Ensemble convexe). [82] *Un sous-ensemble S de \mathfrak{R}^n est dit convexe s'il contient tout segment passant par deux de ses points. Cela est mathématiquement équivalent à :*

$$S = \{\lambda x + (1 - \lambda)y \mid x, y \in S, \lambda \in [0;1]\} \quad (3.15)$$

Définition 3.7 (Fonction convexe). *Une fonction $f : S \subset \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^n$ est dite convexe si et seulement si*

$$\forall x, y \in S, \forall \lambda \in [0;1] \Rightarrow f(\lambda x + (1 - \lambda)y) \leq \lambda f(x) + (1 - \lambda)f(y) \quad (3.16)$$

Ainsi, étant donné S un ensemble convexe, f et $g_i : i = 1, \dots, n$ des fonctions convexes, un problème d'optimisation convexe peut se mettre sous la forme suivante

$$\begin{aligned} & \text{Minimiser}_{x \in S} f(x) \\ & \text{Sous les contraintes } g_i(x) \leq 0, i = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (3.17)$$

Un des avantages des problèmes d'optimisation convexe est que toute optimisation d'une fonction convexe sous contraintes convexes sur un ensemble convexe peut se traiter localement, car toute solution locale est globale. Une classe importante de problèmes d'optimisation convexe est la classe des inégalités matricielles affines.

3.1.3.2. Problèmes d'optimisation LMIs

Une LMI stricte est une inégalité matricielle affine de la forme suivante :

$$F(x) = F_0 + \sum_{i=1}^n x_i F_i > 0 \quad (3.18)$$

- $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \in \mathbb{R}^n$ $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \in \mathfrak{R}^n$ est le vecteur des variables appelées de décision.

- $F_0, F_1, F_2, \dots, F_n \in \mathfrak{R}^{n \times n}$ sont des matrices symétriques $F_j = F_j^T, j = 0, \dots, n$

Une inégalité matricielle affine non-strictes s'obtient en remplaçant l'inégalité matricielle (3.18) par $F(x) \geq 0$. Remarquons que l'ensemble défini par $E = \{x \in \mathfrak{R}, F(x) > 0\}$ est convexe, ce qui nous amène à considérer une contrainte LMI comme une contrainte convexe.

Un ensemble de plusieurs LMIs $F^1(x) > 0, F^2(x) > 0, \dots, F^m(x) > 0$ peut être exprimé comme étant une seule LMI, formée par une matrice diagonale avec les contraintes LMIs sur la diagonale principale comme suit

$$\begin{pmatrix} F^1(x) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & F^2(x) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & F^3(x) & 0 \\ 0 & \dots & 0 & F^m(x) \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Les problèmes d'optimisation convexe sous contraintes LMIs sont alors de la forme suivante.

Définition 3.8 (Problème d'optimisation convexe sous contraintes LMIs).

Considérons la fonction convexe $h : \mathfrak{R}^m \rightarrow \mathfrak{R}$ alors le problème

$$\begin{aligned} & \text{Minimiser } f(x) \\ & \text{Sous les contraintes } F(x) = F_0 + \sum_{i=1}^m x_i F_i > 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

représente un problème d'optimisation convexe sous contraintes LMIs.

Définition 3.9 (Inégalité matricielle bilinéaire (BMI)). Une contrainte BMI est une contrainte sur $x \in \mathfrak{R}^m, y \in \mathfrak{R}^r$ de la forme suivante

$$F(x, y) = F_0 + \sum_{i=1}^m x_i F_i + \sum_{j=1}^r y_j H_j + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^r x_i y_j F_i H_j > 0 \quad (3.21)$$

avec $F_i = F_i^T \in \mathfrak{R}^{n \times n}$ et $H_j = H_j^T \in \mathfrak{R}^{n \times n}$. Les BMIs ne sont pas convexes. D'où des difficultés dans leur résolution. De récents travaux ont donné lieu à des algorithmes de résolution.

1.3.3.3 Analyse et synthèse de la stabilité de Lyapunov par LMIs

Soit le système linéaire invariant continu défini par la représentation d'état suivante

$$\dot{x} = Ax \quad (3.22)$$

Théorème 3.5 (caractérisation de la stabilité asymptotique par LMIs). Le système (3.22) est asymptotiquement stable en temps fini si et seulement s'il existe une matrice P vérifiant

$$\begin{aligned} P &= P^T > 0 \\ A^T P + PA &< 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

Soit le système linéaire continu perturbé décrit par

$$G := \begin{cases} \dot{x} = Ax + Bw \\ z = Cx + Dw \end{cases} \quad (3.24)$$

où $x \in \mathfrak{R}^n$ est le vecteur d'état, $z \in \mathfrak{R}^p$ le vecteur de sortie et $w \in \mathfrak{R}^m$ celui de l'entrée exogène.

Définition 3.10 (Norme \mathcal{H}_∞). La norme \mathcal{H}_∞ du système (3.24), stable ou instable, est définie par

$$\|G\|_\infty = \sup_{w \in \mathfrak{R}} \lambda_{\max}(G(j\omega)G^T(-j\omega)) = \sup_{w \in \mathfrak{R}} \bar{\sigma}(G(j\omega)) \quad (3.25)$$

La norme \mathcal{H}_∞ d'une fonction de transfert représente le maximum sur toute la bande de fréquence considérée de la valeur singulière maximale de la réponse fréquentielle du système considéré.

Définition 3.11 (Norme L_2 sur les signaux). Pour un signal $u(t)$ à valeurs dans \mathfrak{R}^n , la norme L_2 est définie par

$$\|u\|_{L_2} = \sqrt{\int_0^\infty u^T(t)u(t)dt} \quad (3.26)$$

La norme L_2 permet de définir le gain \mathcal{L}_2 d'un système asymptotiquement stable, qui correspond à sa norme \mathcal{H}_∞ .

Définition 3.12 (Gain L_2). Si le système (3.24) est asymptotiquement stable alors $w \in L_2$ implique $z \in L_2$ et, pour $x(0) = 0$, le gain L_2 du système (3.24) est donné par

$$\|G\|_{\infty} = \sup_{w \in L_2} \frac{\|z\|_2}{\|w\|_2} \quad (3.27)$$

Le gain L_2 sert à mesurer la quantité d'énergie transmise par le système. Si ce gain est inférieur à 1, on dit que le système est contractif ou non expansif. Ainsi, la notion de gain L_2 est utile pour quantifier la façon dont le système rejette les perturbations externes.

Théorème 3.5 (Lemme borné réel). Les trois propositions suivantes sont équivalentes

(i) le système (3.24) est stable et $\|G\|_{\infty} < \gamma$

(ii) $\exists P = P^T > 0$ telle que

$$R = \gamma^2 I - D^T D > 0 \quad (3.28)$$

$$A^T P + PA + C^T C + (PB + C^T D)R^{-1}(PB + C^T D)^T < 0 \quad (3.29)$$

(iii) $\exists \dot{P} = P^T > 0$ telle que

$$\begin{pmatrix} A^T P + PA & PB & C^T \\ B^T P & -\gamma^2 I & D^T \\ C & D & -I \end{pmatrix} \quad (3.30)$$

Considérons le système linéaire invariant suivant

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.31)$$

où $x \in \mathfrak{R}^n$ le vecteur d'état et $u \in \mathfrak{R}^m$ le vecteur de commande. Nous cherchons à synthétiser une loi de commande par retour d'état statique $u = Kx$ assurant la stabilité du système (3.31). Ce problème a été résolu dans la littérature en résolvant le problème LMIs suivant.

Théorème 3.6 (Stabilisation par retour d'état statique et LMIs). Le système (3.31) est stabilisable par un retour d'état linéaire $u = Kx$, s'il existe deux matrices $Q = Q^T$ et Y telles que

$$Q > 0 \quad (3.32)$$

$$AQ + QA^T + Y^T B^T + BY < 0 \quad (3.33)$$

La matrice gain est donnée par $K = YQ^{-1}$.

A l'instar des deux théorèmes précédents, il existe dans la littérature de nombreux résultats de stabilité et de stabilisation au sens de Lyapunov (ou asymptotique) de différentes classes de systèmes dynamiques sous forme de LMIs.

3.2. Complexité de synthèse et recours à l'optimisation

De nombreux critères de l'automatique s'expriment mathématiquement de manière simple sous la forme d'inégalités matricielles affines (LMI), la fonction de coût et les contraintes sont alors des fonctions affines de x . Dans ce cas, le calcul du correcteur optimal est alors réalisé numériquement par des solveurs performants d'optimisation sous contraintes LMI. La convexité des problèmes formulés rend possible la détermination de la solution globale, bien que cela s'accompagne d'un temps de calcul conséquent et de possibles problèmes numériques lorsque le nombre de variables de décisions est important (typiquement quelques milliers) [83].

Lorsque les critères sont plus compliqués à exprimer, la mise en œuvre de telles techniques s'avère la plupart du temps infructueuse car la solution, quand elle est trouvée, n'est optimale que localement. L'emploi de techniques de descente nécessite la formulation du gradient ce qui n'est pas toujours possible. D'autres techniques ne nécessitant pas la formulation du gradient existent mais elles ne convergent souvent que localement [83]. L'émergence de nombreuses méta-heuristiques avec une ambition commune : résoudre au mieux les problèmes d'optimisation difficiles. Ainsi deux sortes de problèmes reçoivent dans la littérature l'appellation comme étant « d'optimisation difficile » :

- Certains problèmes d'optimisation discrète, pour lesquels on ne connaît pas d'algorithme exact polynomial (c'est-à-dire dont le temps de calcul est proportionnel à une puissance de n , où n est le nombre d'inconnues du problème). C'est le cas en particulier des problèmes dits « NP difficiles », pour lesquels on conjecture ou on sait qu'il n'existe pas d'algorithme dont le temps de résolution soit borné par un polynôme de degré n .
- Certains problèmes d'optimisation à variables continues, pour lesquels on ne connaît pas d'algorithme permettant de repérer un optimum global (c'est-à-dire la meilleure solution possible) à coup sûr et en un nombre fini de calculs.

Les méta-heuristiques se révèlent être un outil industriel précieux pour résoudre les problèmes d'optimisation posés ici, car ces méthodes ne préjugent pas de la forme de la fonction de coût $f(x)$ à minimiser, ce qui permet de prendre en compte finalement des spécifications posées sous toute forme, notamment les contraintes sur la dispersion du système, sur n'importe quel système, simplifiant de fait la phase de déclinaison ou de reformulation du cahier des charges dans un cadre mathématique adapté et réduisant donc l'impact de l'expérience du concepteur sur la robustesse

finale : la formulation du gradient n'est pas nécessaire, la seule contrainte étant la capacité à pouvoir évaluer la fonction de coût $f(x)$, qui peut avoir une forme quelconque. À la différence des méthodes type *simplex*, elles sont stochastiques ce qui évite l'explosion combinatoire des possibilités pour trouver le minimum global de $f(x)$. [83] montre clairement l'avantage à tirer de l'optimisation par méta-heuristiques qui permet de remédier au problème du piègeage d'un algorithme itératif « classique » dans un minimum local.

Le principe d'un algorithme classique d'amélioration itérative est le suivant ; on part d'une configuration initiale x_0 , choisie au hasard. On essaie alors une modification élémentaire, souvent appelé mouvement, et on compare les valeurs de la fonction objectif $f(x)$ avant et après modification. Si le changement conduit à une diminution de la fonction objectif $f(x_1) < f(x_0)$, alors il est accepté et la configuration x_1 sert de point de départ pour le prochain essai. Dans le cas contraire, on revient à la condition précédente avant de refaire une tentative. Le processus est itéré jusqu'à ce que tout essai rende le résultat moins bon. La Figure 3.3 montre que les méthodes classiques ou méthode de descente ou méthode de la plus grande pente ne conduisent souvent qu'à un minimum local x_n , qui constitue la meilleure solution possible compte tenu de la condition initiale x_0 . Même en appliquant plusieurs fois la procédure avec des conditions initiales différentes, on ne peut pas être certain de trouver la configuration optimale x_{opt} .

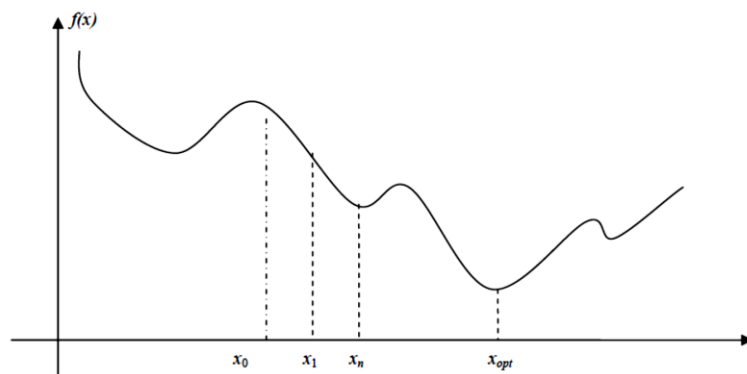


Figure 3.3. Une fonction multimodale à minimiser

Pour surmonter l'obstacle des minimums locaux, une autre idée s'est montrée très fructueuse au point qu'elle est à la base de nombreuses méta-heuristiques : il s'agit d'autoriser de temps en temps des remontées, c'est-à-dire d'accepter une dégradation temporaire de la situation lors du changement de la configuration courante. C'est le cas si l'on passe de x_n à x_n' (Figure 3.4). Un mécanisme de contrôle des dégradations,

spécifique à chaque méta-heuristique, permet d'éviter la divergence du procédé. Il devient dès lors possible de s'extraire du piège que représente un minimum local, pour partir explorer une autre « vallée » plus prometteuse. C'est ce principe que nous souhaitons exploiter pour déterminer un correcteur vis-à-vis d'une spécification système complexe. Plusieurs travaux montrent une application intéressante et prometteuse des méta-heuristiques pour le réglage automatique des paramètres d'une loi de commande robuste. Ces travaux montrent notamment comment satisfaire cahier des charges temporels et fréquentiels pour le réglage des correcteurs : les méta-

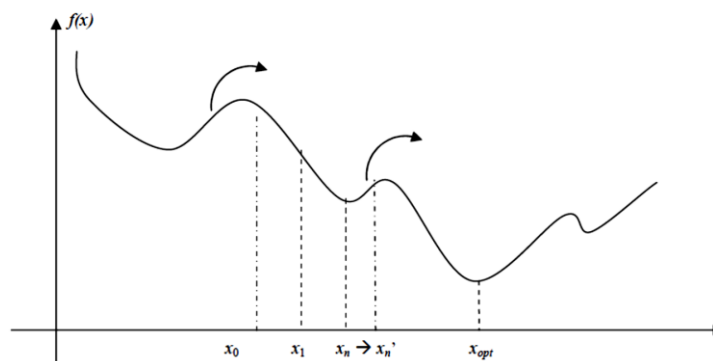


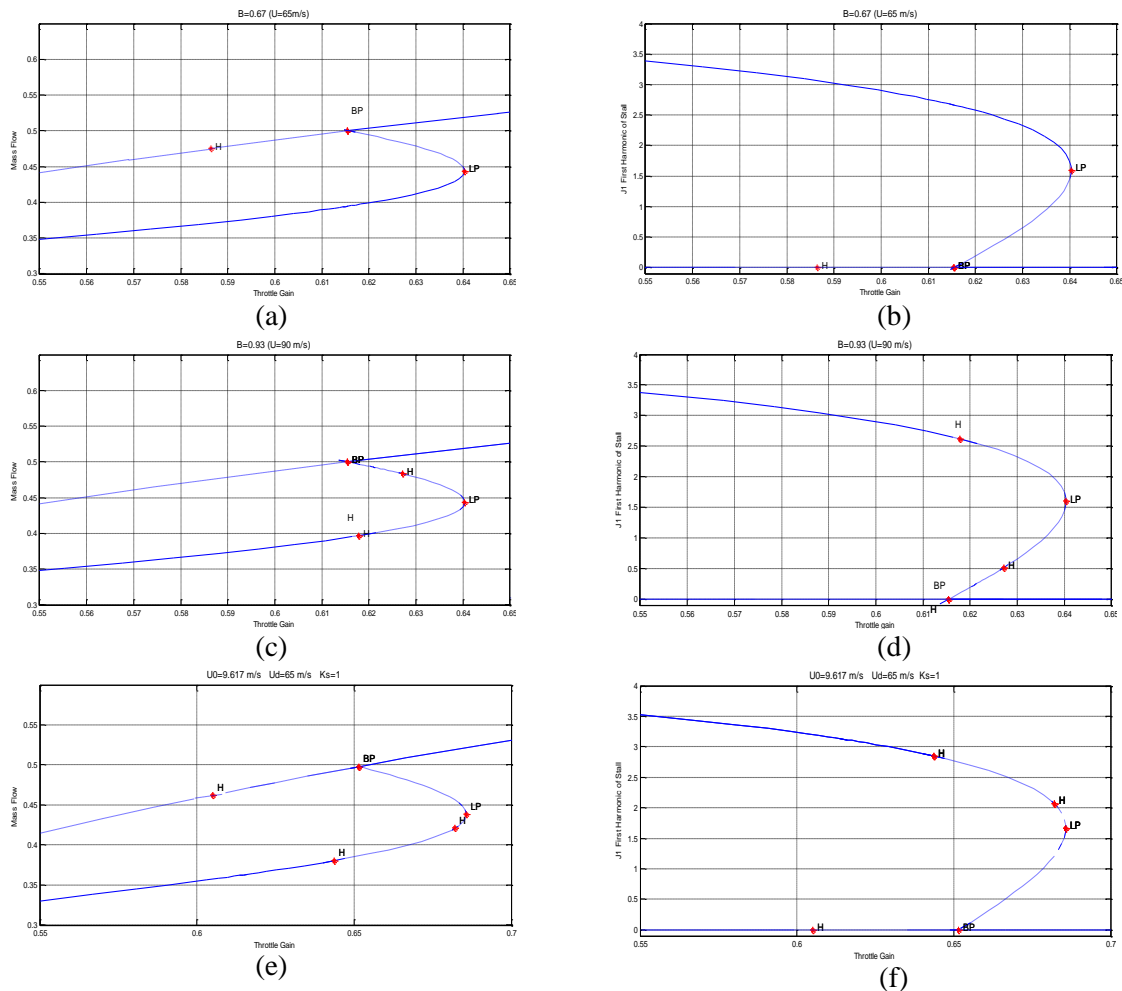
Figure 3.4. Extraction des minimums locaux

heuristiques considérées sont alors vue comme une surcouche intelligente de la méthode de synthèse employée [83].

3.3. Analyse de bifurcation du modèle

L'interface graphique de Matlab appelé Matcont est destiné à l'analyse de continuation et de la bifurcation des systèmes dynamiques [84]. Dans notre travail, cette interface est utilisée pour effectuer les calculs et l'analyse de bifurcation. Les paramètres pertinents du modèle sont donnés dans Tableau 3.1. Le diagramme de bifurcation est calculé pour le débit massique et la première harmonique du décrochage tournant en fonction du gain de la vanne de contrôle γ_T comme un paramètre de bifurcation, pour $U_d = 65m/s$ et $U_d = 90m/s$. La figure 3.5 montre l'un des diagrammes de bifurcation du modèle où l'équilibre d'un système de compression axiale à vitesse constante et non constante est représenté en fonction du gain de vanne de contrôle (paramètre de bifurcation). $\phi_T(\psi) = \gamma_T \sqrt{\psi}$ est connue sous le nom de l'état d'équilibres de la courbe caractéristique du compresseur qui

représente la relation non linéaire entre la pression à la sortie du compresseur et le débit massique. La figure 3.5 contient des informations sur tous les états stables et leur stabilité, et identifie les points de bifurcation (BP) où les états stables échangent de la stabilité et de nouveaux états stables sont créés ou les états stables existants disparaissent. Le point de bifurcation sous-critique (BP) représente la valeur maximale de la pression lorsque le débit axisymétrique perd sa stabilité. Les cycles limites provenant du point de bifurcation de Hopf H (inférieur) représentent un pompage classique pour $J_1 > 0$. Les cycles limites provenant du point de bifurcation de Hopf H (supérieur) ne sont pas tracés, car ils se révèlent avoir un J_1 négatif et sont donc non physiques. Les diagrammes de bifurcation, tels que celui de la Figure 3.5, peuvent être utilisés pour identifier les régions de paramètres de différents comportements de stabilité globale [85]. Afin d'étudier les effets des variations de vitesse sur le comportement du système, un simple contrôleur



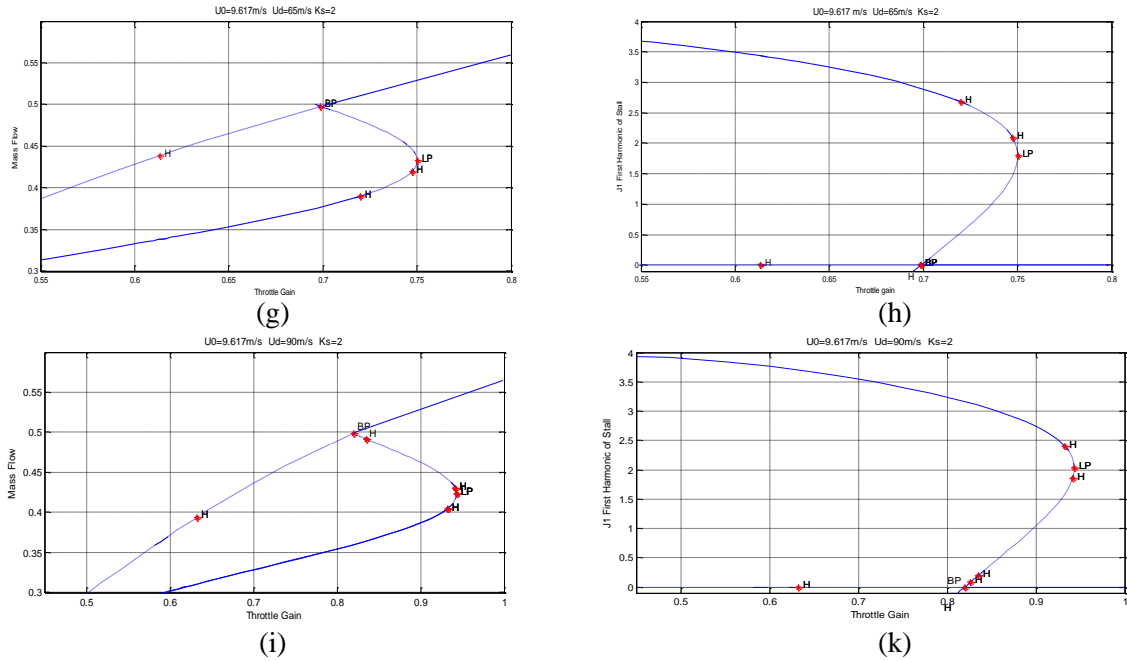


Figure 3.5. Analyse de la bifurcation. (a), (b), (c), (d): comportement à vitesse constante, (e), (f), (g), (h), (i), (k): comportement à vitesse variable avec des lignes en gras montrent des lignes stables et en pointillés montrent des variétés instables.

de vitesse proportionnel de la forme $\Gamma_t = K_s(U_d - U)$, avec U_d est la vitesse souhaitée et K_s est le gain proportionnel.

Plus haut (plus bas) entraîne des gain de variation de vitesse plus rapides (plus lents). La Figure 3.5.e), f), g), h), i), k), est illustrée pour deux vitesses d'accélération différentes et les vitesses souhaitées, montre que la variation de la vitesse d'accélération modifie les points de bifurcation au-delà des limites physiques $\max(\gamma_T) = 1$, ce qui peut entraîner l'infaisabilité de la loi de commande. La modification de la forme des manifolds peut modifier le comportement du système de différentes manières, y compris le type et l'étendue des instabilités, ainsi que le domaine d'attractions correspondant. Le comportement du système dans l'intervalle entre le point limite (LP) et le point de bifurcation (BP) revêt une importance considérable. Le changement de forme indique également que l'amplitude du décrochage pleinement développé et l'amplitude des cycles limites correspondant aux pompes varient en raison des variations du taux d'accélération.

3.4. Conception d'une loi de commande robuste pour des perturbations connues à priori

Considérons le modèle du système avec les équations (2.25), (2.26), (2.27), (2.28) et (2.29) comme suit:

$$\dot{x} = f(\zeta, J_1, \Phi, \Psi, U, u) \quad (3.34)$$

où f est une fonction non linéaire continuellement différentiable, avec les variables d'état appartenant à \mathbb{R}^4 . Les variables de commande sont u_1 , u_2 et u_3 sont définies respectivement par la chute de pression au niveau de la CCV, le gain de la vanne de contrôle et le couple d'entraînement non dimensionnel produit par la turbine.

3.4.1. Conception de la loi de commande

Considérons les variables de commande suivants qui peuvent stabiliser le système non linéaire (2.25), (2.26), (2.27), (2.28) et (2.29) en coordonnées d'erreur [71,75]:

$$u_1 = -\psi - \Psi_0 + \psi_{c0} + H + \frac{3H}{2} \left(\frac{\phi + \Phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{H}{2} \left(\frac{\phi + \Phi_0}{W} - 1 \right)^3 + G_1 H (\phi + \Phi_0) \quad (3.35)$$

$$K_3 U + l_c K_1 \phi$$

$$u_2 = \frac{\phi + \Phi_0}{\sqrt{\psi + \Psi_0}} + \frac{2\Lambda_1 \sqrt{\psi + \Psi_0} (U + U_0)^2}{\Lambda_2} K_3 U + \frac{1}{\sqrt{\psi + \Psi_0}} K_2 \psi \quad (3.36)$$

$$u_3 = c(\phi + \Phi_0)^2 - K_3 U \quad (3.37)$$

Le système d'équation (3.1) peut être écrit :

$$\frac{d\phi}{d\zeta} = -K_1 \phi + \delta_1 \quad (3.38)$$

$$\frac{dJ_1}{d\zeta} = f_{J_1}(J_1, \phi, \psi, U) = J_1 \left[1 - \left(\frac{\phi + \Phi_0}{W} - 1 \right)^2 - \frac{J_1}{4} - G_2 - G_3 u_3 + G_3 c (\phi + \Phi_0)^2 - \frac{1}{\gamma^2} C_2 (\phi + \Phi_0) \right] \frac{3aH}{(1 - m_v(U)a)W} \quad (3.39)$$

$$\frac{d\psi}{d\zeta} = \frac{\Lambda_2}{U + U_0} (-K_2 \psi + \delta_2) \quad (3.40)$$

$$\frac{dU}{d\zeta} = \Lambda_1 (U + U_0)^2 K_3 U + \delta_3 \quad (3.41)$$

où K_i sont les variables de décision, et δ est donné par

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{H}{l_c} \left(\frac{1}{\gamma_v^2} C_1 J_1 - \frac{3J_1}{4} \left(\frac{\phi + \Phi_0}{W} - 1 \right) + \Delta_\psi \right) \\ -\Delta_\phi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

3.4.2. Stabilisation du système à l'origine

Le résultat final du système peut être écrit comme suit:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f_x(\zeta, \phi, \psi, U, K_i) + \delta(\zeta, J_1, \phi) \\ \dot{J}_1 &= f_{J_1}(J_1, \phi, U)\end{aligned}\quad (3.43)$$

f_x et f_{J_1} sont des fonctions non linéaires continument différentiables sur le domaine d'intérêt D . Ici, le domaine d'intérêt est un sous-ensemble $D \subset \mathbb{R}^4$ où $\psi + \Psi_0 > 0$ et le débit massique des compresseurs est toujours lié à $\phi_{\min} < \phi + \Phi_0 < \phi_{choke}$ où ϕ_{choke} est la valeur de blocage du débit massique et correspond au débit massique minimum négative durant le pompage profond (voir [70] pour plus de détails). Dans la littérature [86], il existe également d'autres hypothèses sur la vitesse du rotor qui affirment que $U_0 < U_0 + U < U_{\max}$. $f_{J_1}(J_1, \phi, \psi, U)$ est continument différentiable dans le domaine D et $f_{J_1}(0, 0, 0, 0) = 0$.

Lemme 3.1: *L'objectif de la loi de commande proposée dans les équations (3.35), (3.36), (3.37) est de trouver la solution appropriée $K_i > 0$ pour que le système d'équations (3.38), (3.39), (3.40), (3.41) converge vers un sous-ensemble D résiduel autour de l'origine et qui soit bornés. Cet objectif ne peut être atteint que si :*

Hypothèse 1: δ est bornée $\|\delta(\zeta, J_1, \phi)\| \leq \varepsilon$. **Hypothèse 2:** $\dot{J}_1 = f_{J_1}(J_1, \phi, U)$ est globalement entrée-état stable dans D .

sont vérifiés.

3.4.3. Synthèse de loi de commande robuste

L'amplitude du décrochage tournant, qui ne peut être mesurée est considérée comme une perturbation. Cette hypothèse étant appuyée par la preuve de la limite de perturbation simplifie considérablement la conception.

3.4.3.1. La stabilité entrée-état du décrochage tournant

Selon le Théorème 3.4, $\dot{J}_1 = f_{J_1}(J_1, \phi, U)$ est entrée-état stable s'il existe une fonction continuellement différentiable $V_1 : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$:

$$\alpha_1(\|J_1\|) \leq V_1(J_1) \leq \alpha_2(\|J_1\|) \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial V_1}{\partial J_1} f_{J_1}(J_1, \phi, U) \leq -W_3(J_1) \quad \forall \|J_1\| \geq \rho(\|\phi\|, \|U\|) \geq 0 \quad (3.45)$$

with α_1 et α_2 sont des fonctions de classe \mathcal{K}_∞ , ρ est une fonction de classe \mathcal{K} et comme approuvé dans [76], le choix de la fonction de Lyapunov $V_1(J_1) = \frac{1}{2\rho_2} J_1^2$ avec

$0 < \rho_2 = \frac{3aH}{(1-m_U(U)a)W} < 1$, conduit à une fonction positive qui prouve la stabilité entrée-état de $\dot{J}_1 = f_{J_1}(J_1, \phi, \psi, U)$. A partir de l'équation (3.44), on obtient que:

$$\alpha_1(\|J_1\|) \leq V_1(J_1) = \frac{1}{2\rho_2} J_1^2 \leq \alpha_2(\|J_1\|) \quad \text{avec } 0 < \rho_2 = \frac{3aH}{(1-m_U(U)a)W} < 1 \quad (3.46)$$

L'équation dynamique (3.39) d'état non mesurable J_1 est reformulée comme suit:

$$\frac{dJ_1}{d\zeta} = \frac{3aHJ_1}{(1-m_U(U)a)W} \left[M_1 - \frac{J_1}{4} + M_2U + M_3\phi \right] \quad (3.47)$$

avec

$$M_1 = -\frac{\phi^2 + \Phi_0^2}{W^2} + 2\frac{\Phi_0}{W} - \frac{1}{\gamma^2} C_2 \Phi_0 - G_2 < 0 \quad (3.48)$$

$$M_2 = G_3 K_3 = \frac{2U_0 \Lambda_1 \Gamma(m-1)W}{3Hb} K_3 > 0 \quad (3.49)$$

$$M_3 = -\frac{1}{\gamma^2} C_2 + \frac{2}{W} - \frac{2}{W^2} \Phi_0 \quad (3.50)$$

Preuve de l'hypothèse 1 :

$$\frac{dJ_1}{d\zeta} = \rho_2 J_1 \left[M_1 - \frac{J_1}{4} + M_2U + M_3\phi \right] = \rho_2 J_1 \left[M_1 - \frac{J_1}{4} + f(t) \right] \leq \rho_2 M_1 J_1 - \frac{\rho_2 J_1^2}{4} + \rho_2 M J_1 \cong \alpha J_1 - \beta^2 J_1^2 \quad (3.51)$$

Ou $\beta^2 \cong \frac{\rho_2}{4}$ et M est telle que $M \geq |f(t)|$ pour $t \geq 0$, sans perte de généralité,

prenant de telle sorte que, $\alpha \cong \rho_2(\beta_1 + M)$ est non zéro. Il résulte donc des théorèmes de comparaison [71,75] que:

$$\begin{cases} J_1(t) \leq r(t) \quad \forall t \geq 0 \\ \dot{r}(t) = \alpha r(t) - \beta^2 r^2 \\ r(0) = J_{10} \end{cases} \quad (3.52)$$

Dont la solution est donnée par:

$$r(t) = \frac{\alpha}{\beta^2} \frac{e^{\alpha t}}{C_0 + e^{\alpha t}} \quad \text{pour } t \geq 0 \quad (3.53)$$

$$C_0 \cong \frac{\alpha}{J_{10}\beta^2} - 1 \quad , (J_{10} \neq 0) \quad (3.54)$$

Maintenant, la limite supérieure de $r(t)$ est monotone puisque:

$$\dot{r}(t) = \frac{\alpha}{\beta^2} \frac{C_0 e^{\alpha t}}{(C_0 + e^{\alpha t})^2} \quad (3.55)$$

Par conséquent, $r(t)$ n'a pas de temps d'échappement fini. Par conséquent:

$$J_1(t) \leq \max\left(J_{10}, \frac{\alpha}{\beta^2}\right) \quad (3.56)$$

La délimitation de $\Delta_\Phi, \Delta_\Psi, \gamma_v \in [\gamma_{\min}, \gamma_{\max}]$, et J_1 conduit à la délimitation de ΔA à la suite de l'hypothèse 1.

Preuve de l'hypothèse 2 :

De l'équation (3.13), la dérivation de la fonction de Lyapunov \dot{V}_1 :

$$\frac{\partial V_1}{\partial J_1} f_{J_1}(J_1, \phi, U) = J_1^2 \left[M_1 - \frac{J_1}{4} + M_2 U + M_3 \phi \right] = M_1 J_1^2 + \frac{J_1^2}{4} (-J_1 + 4M_2 U + 4M_3 \phi) \quad (3.57)$$

Pour une vitesse U et un débit massique ϕ bornés:

$$4M_2 U + 4M_3 \phi < 4|M_2| \|U\| + 4|M_3| \|\phi\| \quad (3.58)$$

Prenant $M_{23\max} = \max(|M_2|, |M_3|)$ et $\|[U, \phi]\| = \|\nu\|$, l'équation (3.58) sera écrit comme :

$$4M_2 U + 4M_3 \phi < 4M_{23\max} \|\nu\| \quad (3.59)$$

L'équation (3.58) a une nouvelle borne supérieure :

$$\frac{\partial V_1}{\partial J_1} f_{J_1}(J_1, \phi, U) \leq M_1 J_1^2 + \frac{J_1^2}{4} (-J_1 + 4M_{23\max} \|\nu\|) \quad (3.60)$$

avec J_1^2 est une fonction définie positive, $M_1 < 0$, on obtient $M_1 J_1^2$ est une fonction définie négative, alors à condition que $-J_1 + 4M_{23\max} \|\nu\| \leq 0$ i.e. $\|J_1\| \geq 4M_{23\max} \|\nu\|$, ce qui donne

$$\frac{\partial V_1}{\partial J_1} f_{J_1}(J_1, \phi, U) \leq M_1 J_1^2 \quad \forall \|J_1\| \geq 4M_{23\max} \|\nu\| \geq 0 \quad (3.61)$$

L'équation (3.61) conduit à l'équation (3.45) du Théorème 3.4, complétant ainsi le test de l'hypothèse 2.

3.4.3.2. La stabilité robuste de la boucle fermée

La fonction de Lyapunov fournit une condition suffisante pour la stabilité robuste entrée-état. La notion de stabilité entrée-état est définie pour le cas global où l'état initial et l'entrée peuvent être arbitrairement grandes [76].

Preuve du lemme 3.1: Prenant $v = [\phi, \psi, U]$ et $V_2(v) = \frac{1}{2} v^T v$ une fonction de

Lyapunov candidate définie positive:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(v) &= v^T \dot{v} = -K_1 \phi^2 + \delta_1 \phi + \frac{\Lambda_2}{(U + U_0)} (-K_2 \psi^2 + \delta_2 \psi) - \Lambda_1 (U + U_0)^2 K_3 U^2 \\ &\leq -K_1 \phi^2 + \|\delta_1\| \phi + \frac{\Lambda_2}{(U + U_0)} (-K_2 \psi^2 + \|\delta_2\| \|\psi\|) - \Lambda_1 (U + U_0)^2 K_3 U^2 \end{aligned} \quad (3.62)$$

La vérification des deux hypothèses 1 et 2, implique que la commande par retour d'état robuste donné en (3.35),(3.36),(3.37) gouverne les états du système à un voisinage de l'origine et ces états sont bornés, pour

$$-K_1 \phi^2 + \|\delta_1\| \|\phi\| + \frac{\Lambda_2}{(U + U_0)} (-K_2 \psi^2 + \|\delta_2\| \|\psi\|) - \Lambda_1 (U + U_0)^2 K_3 U^2 < 0 \quad (3.63)$$

L'équation (3.63) est strictement négative, implique que $\dot{V}_2(v) \leq -W_3(v)$, où $W_3(v)$ est une fonction définie positive et continue [71,75,76]. D'après le théorème 3.4, compte tenu des incertitudes liées $\|\delta(\zeta, J_1, v)\| \leq \varepsilon$ (de l'hypothèse 1) et de l'application du théorème 3.3 [76], il apparaît que dans un temps fini ζ_0 , il existe un positif c tel que:

$\|v\|_2 \leq c\varepsilon \forall \zeta \geq \zeta_0$, une petite valeur de c peut être garanti par le choix optimal du K_i sous la condition de robustesse (3.63). La stabilité entrée-état de l'état non mesurable $\dot{J}_1 = f_{J_1}(J_1, \phi, U)$ conduit à:

$$\|J_1(\zeta)\|_2 \leq \beta(\|J_1(0)\|_2, \zeta - \zeta_0) + \gamma(\sup\|v(\zeta)\|_2, \zeta \geq \zeta_0) \leq \beta(\|J_1(0)\|_2, \zeta - \zeta_0) + \gamma(c\varepsilon) \quad \text{avec}$$

β est une fonction de classe \mathcal{KL} et γ est une fonction de classe \mathcal{K}_∞ . Par conséquent, la

limite ultime $\|J_1, \zeta\|_2$ du décrochage tournant peut être exprimée par

$$\|J_1(\zeta, v)\|_2 \leq c\varepsilon + \varepsilon + \gamma(c\varepsilon). \text{ Cela prouve que la commande proposé fait converger les}$$

variables d'état vers un voisinage de l'origine. Ceci termine la preuve de lemme1.

3.4.3.3. LMI adaptée pour une conception de commande robuste

La programmation linéaire est une optimisation convexe utilisée pour trouver les paramètres K_i optimaux soumis à des conditions de stabilité robustes. Le problème d'optimisation étant écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
& \text{Min } K_i \\
& \text{Sous les contraintes} \\
& (a) \quad -K_1 \phi^2 + \|\delta_1\| \phi < 0 \\
& (b) \quad \frac{A_2}{(U + U_0)} (-K_2 \psi^2 + \|\delta_2\| \psi) < 0 \\
& (c) \quad -A_1 (U + U_0)^2 K_3 U^2 < 0 \\
& (d) \quad K_i > 0
\end{aligned} \tag{3.64}$$

Pour tous $\zeta > 0$, la conception de la commande proposée conduit à une solution faisable K_i pour chaque contrainte séparément. Pour ϕ , ψ , δ_1 et δ_2 bornés, et la condition (a) conduit à l'inégalité $-K_1 + \frac{\|\delta_1\|}{\|\phi\|} < 0$ pour un paramètre positif faisable $K_1 > \frac{\|\delta_1\|}{\|\phi\|}$, la condition (b) conduit à l'inégalité $-K_2 + \frac{\|\delta_2\|}{\|\psi\|} < 0$ pour un paramètre positif faisable $K_2 > \frac{\|\delta_2\|}{\|\psi\|}$ et la condition (c) conduit à une inégalité $-A_1 (U + U_0)^2 K_3 < 0$ pour tout paramètre positif réalisable K_3 . Le problème d'optimisation (3.64) est converti en une optimisation convexe réalisable sous la formulation inégalités matricielles linéaires [75]:

$$\begin{aligned}
& \text{Min } K_i \\
& \text{Sous les contraintes} \\
& -K_1 + \frac{\|\delta_1\|}{\|\phi\|} < 0 \\
& -K_2 + \frac{\|\delta_2\|}{\|\psi\|} < 0 \\
& -A_1 (U + U_0)^2 K_3 < 0 \\
& K_i > 0
\end{aligned} \tag{3.65}$$

L'algorithme de point intérieur qui a été utilisé pour résoudre l'équation (3.65) est considérée comme l'algorithme le plus efficace pour résoudre l'inégalité matricielle linéaire générés par une conception de commande robuste.

3.4.4. Reformulation du problème en optimisation AG sous contraintes

L'algorithme génétique (AG) est une approche heuristique permettant de résoudre un problème d'optimisation non linéaire, qui repose essentiellement sur la théorie de la sélection naturelle, processus à l'origine de l'évolution biologique. Dans tout problème

de recherche globale, il existe un problème d'optimisation consistant à maximiser ou minimiser une fonction objectif pour un espace donné de dimension arbitraire [86]. La formulation d'une commande optimisée implique quatre tâches [86], commence par le choix de l'architecture de la loi de commande et l'identification des paramètres sous-jacents du contrôleur, la seconde consiste à identifier les contraintes associées. Dans ce travail, les contraintes représentent des critères de robustesse d'un contrôle non linéaire, des instabilités de vitesse variables et certaines limites d'actionneurs. La troisième tâche de la procédure de formulation consiste à trouver la fonction objective en termes de paramètres de contrôleur et d'autres paramètres problématiques. La tâche finale de la procédure de formulation consiste à définir les limites minimale et maximale de chaque paramètre du contrôleur [86,87]. La condition de stabilité robuste (3.63) est équivalente à :

$$-\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}K_2\psi^2 - \Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2 - \left(\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \|\delta_1\|\phi + \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}(K_2\psi^2 - \|\delta_2\|\psi) \right) < 0 \quad (3.66)$$

Ainsi, la recherche qui fournit une borne sur $\dot{V}_2(v)$ peut être fait en résolvant un problème d'optimisation possible (3.67):

$$-\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}K_2\psi^2 - \Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2 - \left(\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \|\delta_1\|\phi + \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}(K_2\psi^2 - \|\delta_2\|\psi) \right) \leq -\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}K_2\psi^2 - \Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2 \quad (3.67)$$

Pour tout $\zeta > 0$ et $K_i > 0$, la faisabilité de l'optimisation (3.66) est garantie pour $-\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}K_2\psi^2 - \Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2$ une fonction définie négative [71].

De plus, il peut être optimisé pour un K_i positif en recherchant la plus petite limite. (Minimisation de $f(K_1, K_2, K_3)$), implique clairement un gain de retour élevé. Le problème d'optimisation est écrit comme suit:

$$\begin{aligned} \text{Min } f(K_1, K_2, K_3) &= -\frac{1}{2}K_1\phi^2 - \frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}K_2\psi^2 - \Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2 \\ &\text{Sous les contraintes} \\ (a) \quad &-\frac{1}{2}K_1\phi^2 + \|\delta_1\|\phi < 0 \\ (b) \quad &\frac{\Lambda_2}{2(U+U_0)}(-K_2\psi^2 + \|\delta_2\|\psi) < 0 \\ (c) \quad &-\Lambda_1(U+U_0)^2K_3U^2 < 0 \\ (d) \quad &K_i > 0 \end{aligned} \quad (3.68)$$

$$(e) \quad \Lambda_1(U + U_0)^2 K_3 U^2 + \delta_3 \leq \gamma_{acc}$$

$$(f) \quad c(\phi + \Phi_0)^2 - K_3 U \leq \gamma_{torque}$$

Les contraintes (a), (b) et (c) ont pour objectif de garantir la stabilité de la boucle fermée en présence des incertitudes et de la non-linéarité du système. Comme indiqué dans la section 3.3, la transition de vitesse affecte la stabilité du système de compression et les contraintes physiques qui pèsent sur la chute de pression au niveau de la CCV et le gain de la vanne de contrôle. Pour cette raison, nous avons introduit une nouvelle contrainte clé (e) et (f) sur l'accélération et le couple de la turbine, appelée contraintes d'instabilités à vitesse variable. Le choix approprié de γ_{acc} et γ_{torque} , permet d'obtenir de meilleures performances en termes de dynamique de commande et vise à éliminer l'effet de la transition de vitesse. Les paramètres utilisés pour les algorithmes génétiques réalisés dans la présente étude sont donnés dans (Tableau 3.1).

Tableau 3.1. Les paramètres du AG utilisés

Paramètres	Valeur	Paramètres	Valeur
Population	40	Function objective	Equation (3.35)
N Générations	150	Contraintes	Pénalité
Sélection	Roulette wheel	Mutation	Adapt feasible
Crossover	Intermediate	Ratio de Crossover	0.8

3.4.5. Simulation et résultats

Pour réaliser l'optimisation des fonctions (3.65) et (3.68), nous avons utilisées la boîte à outils de la commande robuste et de l'optimisation globale du Matlab. Dans ce travail, nous avons utilisé la méthode projective de Nesterov et Nemirovski pour résoudre les inégalités matricielles linéaires [82] et l'optimisation de l'algorithme génétique sous contraintes utilisant la fonction de pénalités [87,88]. Comme a été indiqué précédemment, la fonction objective provient de la simulation dans le domaine temporel du modèle. Les paramètres pertinents du modèle sont donnés dans le Tableau 3.2. Pour effectuer les tests de simulation, deux types de perturbations sont appliqués au système, considérés respectivement comme des perturbations de débit massique et de pression, et représentent l'incertitude de la caractéristique du compresseur et des caractéristiques de la vanne de contrôle.

Tableau 3.2: Les valeurs numériques utilisées dans la simulation

Symbole	Valeur	Symbole	Valeur	Symbole	Valeur
---------	--------	---------	--------	---------	--------

W	0.25	$\phi_d(\zeta)=\psi_d(\zeta)$	$0.01\sin(0.2\zeta)$	l_E	8
H	0.18	l_i	2	c	0.7
μ	0.01	d_ϕ	-0.05	ψ_{c0}	0.3
b	96.17	d_ψ	0.02	a	0.3
m_G	1.75	Λ_1	$2.1685*10^{-4}$	R	0.1
l_c	3	Λ_2	0.0189	a	0.3

Dans les simulations temporelles suivantes, la commande de la vitesse du rotor sans commander le pompage et décrochage tournant est appelé commande en boucle ouverte, alors que la commande simultanée de la vitesse et du décrochage tournant est appelé commande en boucle fermée. Ici, nous sommes intéressés à faire fonctionner le système dans un sous-ensemble stabilisable sous-contraintes $\Pi \subset R^3$, $0 < \psi + \Psi_0 < \Psi_c(\Phi)$ où $\Psi_c(\Phi)$ se trouve les caractéristiques du compresseur. Le débit massique du compresseur est toujours limité à $\phi_{min} < \phi + \Phi_0 < \phi_{choke}$ où ϕ_{choke} se trouve la valeur d'étouffement du débit massique et ϕ_{min} correspond au débit massique

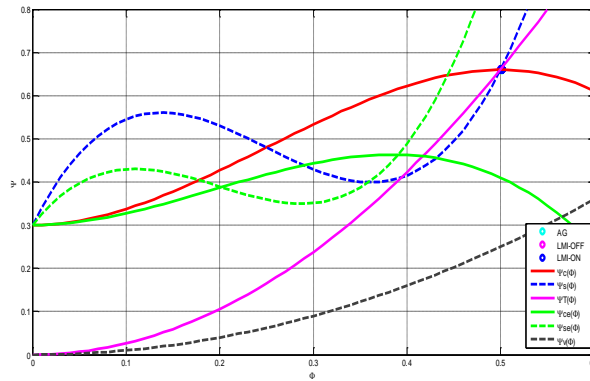


Figure 3.6. Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 1).

minimum négatif lors d'un pompage profond (voir [71] pour plus de détails). Les signaux de commande sont limités aux contraintes physiques, le signal de commande u_1 la pression à travers la vanne CCV sous la contrainte $\max|u_1(\zeta)| \leq \max\Psi(\zeta)$, u_2 le gain d'ouverture de la vanne de contrôle (0: complètement fermé, 1: complètement ouvert) sous la contrainte $0 < u_2 < 1$, u_3 le couple de la turbine respectent les limites. Pour $\zeta = 0$, le contrôleur est activé en boucle fermée.

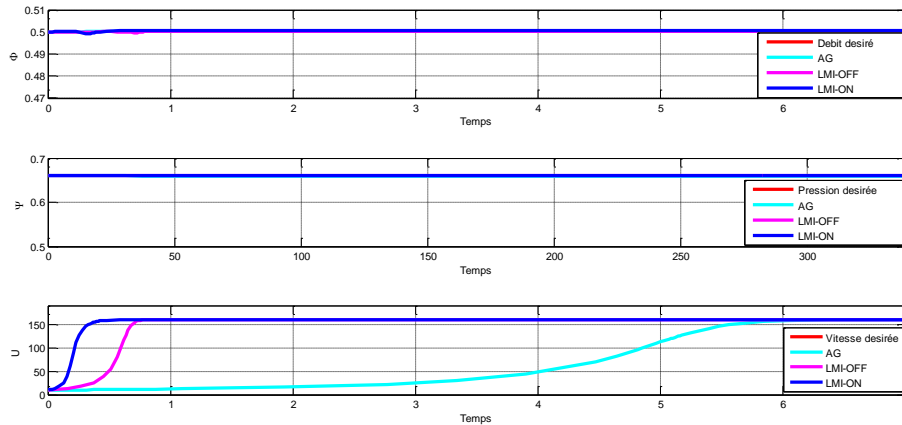


Figure 3.7: La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 1).

En examinant la réponse temporelle illustrée aux Figures 3.6 et 3.7 pour les trois contrôleurs proposés: la recherche des paramètres de la commande pour chaque instant en ligne (LMI-on), la recherche d'un seul vecteur de paramètres hors ligne (LMI-off), algorithme génétique hors ligne (AG), nous avons constaté que la dynamique du système en boucle fermée reste proche du rapport de pression et débit massique efficace exposé à la transition de la vitesse de démarrage, des incertitudes et

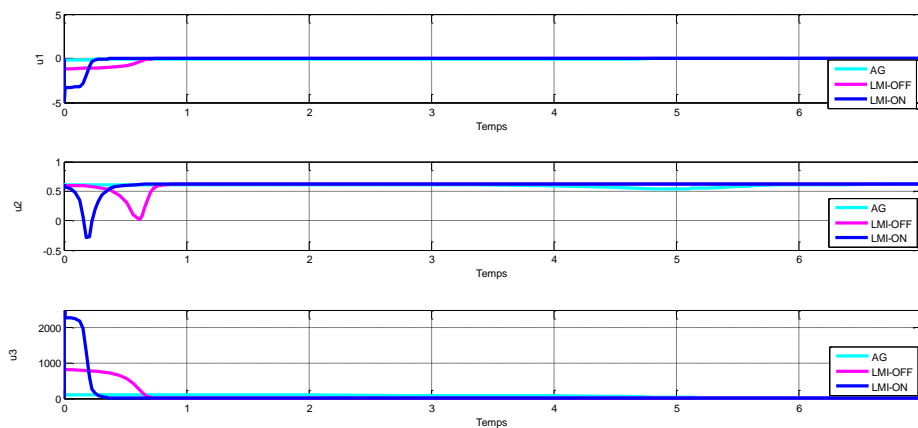


Figure 3.8. Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 1).

des perturbations. Au niveau de la Figure 3.7 et le Tableau 3.3, on peut noter que la conception de l'algorithme génétique proposée fournit un signal de commande sous les limites des contraintes physiques, par contre, le signal de commande fourni par le contrôleur LMI-on et le contrôleur LMI-off dépasse les limites physiques de la chute

de pression u_1 au niveau de la vanne CCV et l'ouverture de la vanne de contrôle u_2 , ce qui peut causer la saturation des actionneurs.

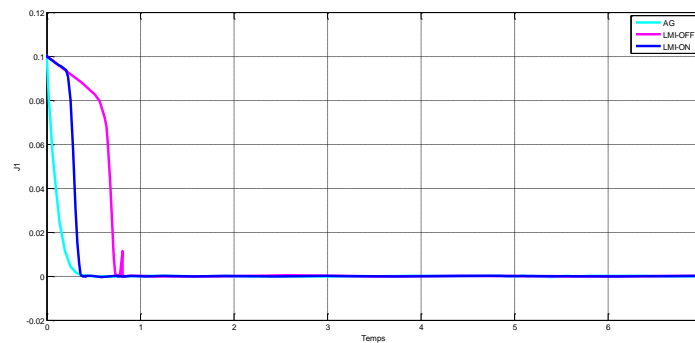


Figure 3.9. Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 1).

Le décrochage tournant est immédiatement amorti comme illustré dans la Figure 3.9 et la référence [71,76], il convient de fermer la vanne de contrôle afin d'accroître la résistance du système lorsque le changement de débit est positif et que le taux de pression n'est pas négatif.

Tableau 3.3. Les résultats obtenus pour la première simulation

	GA		LMI-ON		LMI-OFF	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
u1	0	-0.182	0	-4.885	0	-1.172
u2	0.616	0.541	0.616	-0.28	0.615	0.029
u3	99.445	0.175	3385	0.175	812.892	0.173
	Temps de rejet		Temps de rejet		Temps de rejet	
J	0.4		0.4		0.81	

Comme indiqué dans [70,71,74,76], pour les faibles vitesses, le système passe en décrochage tournant et pour les hautes vitesses, il génère un pompage profond. Dans la seconde simulation proposée, nous examinons le cas du fonctionnement à faible vitesse (35 m/s) et démontrons la capacité des contrôleurs proposés à rejeter les perturbations et à garantir la stabilité du système dans un sous-ensemble stabilisable sous contrainte $\Pi \subset R^3$.

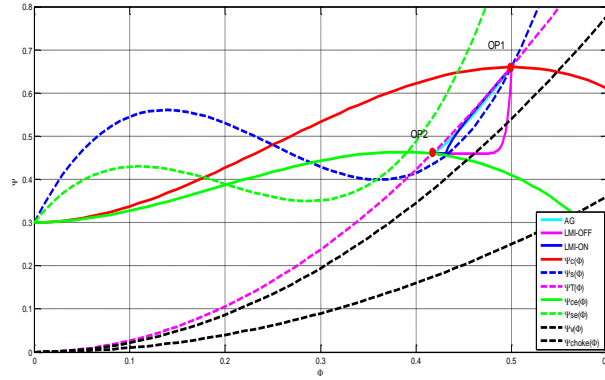


Figure 3.10. Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 2).

Les Figures 3.10 et 3.11 montrent la capacité des trois contrôleurs proposés à stabiliser le système à proximité du deuxième point de fonctionnement OP2 (basse vitesse), ainsi que l'incapacité la commande LMI-OFF à atténuer les effets de la perturbation $\psi_d(\zeta) = 0.01 \sin(0.2\zeta)$. En conséquence, dans la Figure 3.12 et le Tableau 3.4, le contrôleur LMI Off-Line fournit un signal de commande alterné, et le contrôleur LMI On-Line présente une stabilité robuste et des performances temporelles acceptées, au détriment de la faisabilité de la commande, qui peuvent provoquer des dommages mécaniques.

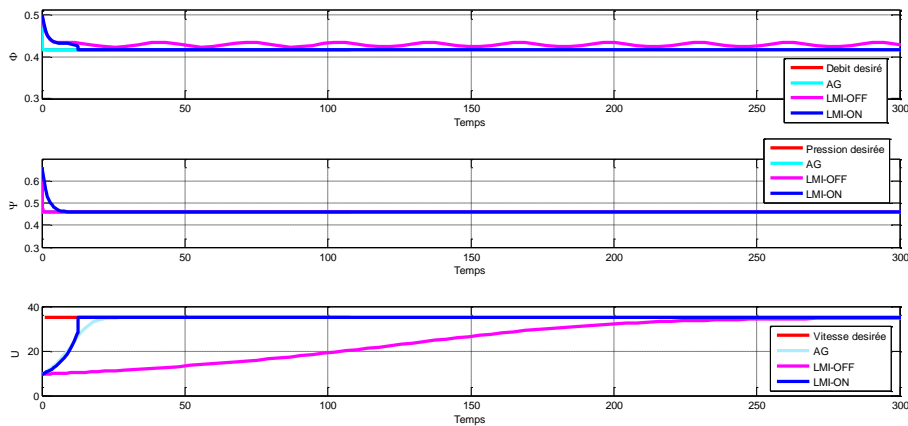


Figure 3.11. La dynamique du système en boucle fermée (Simulation 2).

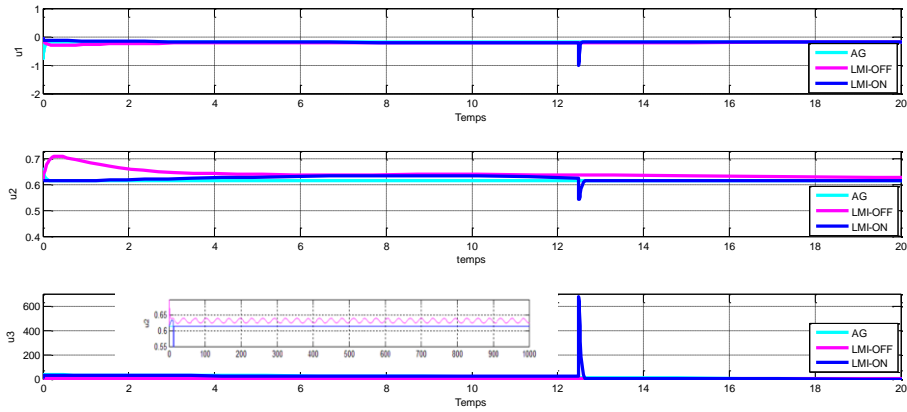


Figure 3.12. Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 2).

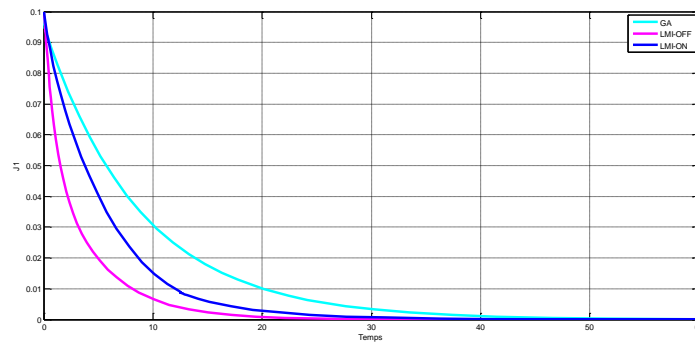


Figure 3.13. Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 2).

En ce qui concerne le décrochage tournant, le temps de rejet est satisfaisant pour un

temps dimensionnel $t = \zeta R / U_d$ avec $R / U_d < 1$ (Figure. 3.13).

Tableau 3.4. Les résultats obtenus pour la deuxième simulation

	GA		LMI-ON		LMI-OFF	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
u1	0	-0.18	0	-1.05	0	-0.312
u2	0.659	0.612	0.634	0.542	0.71	0.612
u3	34	0.121	646.833	0.044	3	0.121
J	Temps de rejet		Temps de rejet		Temps de rejet	
	44		43		36	
U	Temps de réponse		Temps de réponse		Temps de réponse	
	9		12.75		262	

3.5. Conception d'une loi de commande robuste pour des perturbations inconnues à priori

3.5.1. Le synthèse robuste

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= (A + \Delta A(t))x(t) + B(u(t) + \Delta_x(t)) \\ y &= Cx(t)\end{aligned}\quad (3.69)$$

J_1 est un variable non-mesurable d'état du modèle; de plus, sa nature en tant que perturbation traduit l'idée qu'il peut être considéré comme un terme incertain. Cette approche simplifie la conception de la commande et rend la méthode de commande proposée pertinente [89]. A et B sont respectivement la matrice d'état et de commande du système à l'origine (ϕ_0, ψ_0, U_0) [89], les variables d'état $x = (J_1, \phi, \psi, U)$ appartiennent à \mathbb{R}^4 . Ici, $\Delta A(t) = f_1(\phi_0, \psi_0, U)$ est l'incertitude dans la matrice dynamique correspondant au comportement à vitesse variable, $\Delta_x(t) = f_2(J_1, \phi, \psi, U)$ est les incertitudes et les perturbations du système avec des bornes inconnues. $y = (\phi, \psi, U) \in \mathbb{R}^3$ est un vecteur de sortie mesurable. Notre objectif est de stabiliser le point de fonctionnement efficace $(J_1 = 0, \phi = 0.5, \psi = 0.66)$ pour deux vitesses variables différentes, vitesse faible ($U_d = 40m/s$) et vitesse élevée ($U_d = 150m/s$)

Hypothèse 3.3: $f_1(\phi_0, \psi_0, U)$ et $f_2(J_1, \phi, \psi, U)$ sont des fonctions continues et bornées contenant les incertitudes, les perturbations et le décrochage tournant J_1 . En raison de la bornitude du J_1 (Voir section 3.4.3.1), ϕ et U , l'hypothèse 3.3 est satisfaite comme il a été prouvé dans [71,75,76].

3.5.1.1. Commande par mode glissant équivalent

Considérons la surface de glissement continu linéaire suivante [90]:

$$\sigma_x(t) = Sx(t) = B^T Px(t) \quad (3.70)$$

Où $S \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ et $P \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ est une matrice symétrique définie positive. De l'équation (3.69) et (3.70), la loi de commande équivalente peut être obtenue comme suit:

$$u_{eq}(t) = -(SB)^{-1} SAx(t) \quad (3.71)$$

Avec $S = B^T P$ et SB n'est pas singulier. Il convient de noter que la loi de commande obtenue contient des termes incertains, qui peuvent être déduits d'un système non linéaire, ce qui peut conduire à une commande pratique. La partie non linéaire de la commande appelée commutation (Switching) sera considérée comme [90]:

$$u_{nl}(t) = u_{switching}(t) = -(SB)^{-1}(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)sign(\sigma_x(t)) \quad (3.72)$$

Où $|\Delta_x(t)| \leq \delta_f$ et ε_0 est un nombre positif [90]. Sélectionnez la fonction Lyapunov donnée par [90,91]:

$$V_x(t) = \frac{1}{2} \sigma_x^2(t) \quad \dot{V}_x(t) = \sigma_x(t) \dot{\sigma}_x(t) \quad (3.73)$$

À partir des équations (3.38), (3.39) et (3.40), pour $t \geq 0$ (avec $t_0=0$), la variable glissante $\sigma_x(t) = Sx(t) = 0$ mène à $S\Delta_x(t)x(t) = 0$, les expressions suivantes sont obtenues:

$$\dot{\sigma}_x(t) = -(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)sign(\sigma_x(t)) + SB\Delta_x(t) \quad (3.74)$$

$$\dot{V}_x(t) = -(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)|\sigma_x(t)| + \sigma_x(t)SB\Delta_x(t) \leq -\varepsilon_0|\sigma_x(t)| \quad (3.75)$$

Comme a été prouvé dans [90], $-\varepsilon_0|\sigma_x(t)|$ est asymptotiquement stable pour $\varepsilon_0 > 0$ et $\Delta_x(t)$ bornée.

3.5.1.2. Retour d'état auxiliaire et analyse de la stabilité

Pour résoudre ce problème, la loi de commande par mode glissement sera conçue avec une commande de rétroaction comme suit:

$$u(t) = -Kx(t) + v(t) = u_{eq}(t) + u_{nl}(t) \quad (3.76)$$

K est choisi pour obtenir $\tilde{A} = A + \Delta A(t) - BK = \bar{A} + \Delta A(t)$ stable en boucle fermée [90,91]. Sélection de la fonction du Lyapunov comme [91]:

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) &= 2x^T(t)P\dot{x}(t) = 2x^T(t)P(\tilde{A}x(t) + B(v(t) + \Delta_x(t))) \\ &= 2x^T(t)P\bar{A}x(t) + 2x^T(t)P\Delta A(t)x(t) + 2x^T(t)PB(v(t) + \Delta_x(t)) \\ &= 2x^T(t)P(\bar{A} + \Delta A(t))x(t) + 2x^T PB(v(t) + \Delta_x(t)) \end{aligned} \quad (3.77)$$

Pour $t \geq t_0$, la variable glissante $\sigma_x(t) = B^T Px(t) = 0$ qui implique $2x^T(t)PB(v(t) + \Delta_x(t)) = 0$.

Théorème 3.6: La dynamique de glissement incertaine dans (3.77) est asymptotiquement stable en boucle fermée avec un retour d'état, pour la fonction candidate de Lyapunov $V(t) = x^T(t)Px(t)$, s'il existe une matrice symétrique $P > 0$, satisfaisant la LMI suivante:

$$\begin{aligned}
(A + \Delta A(t) - BK)Q + Q(A + \Delta A(t) - BK)^T + 2\alpha Q &< 0 \\
Q &> 0 \\
\alpha &> 0
\end{aligned} \tag{3.78}$$

Avec $Q = P^{-1}$. La matrice du système en boucle fermée ait des valeurs propres dans le plan gauche de la ligne α dans le plan complexe.

3.5.1.3. Synthèse de loi de commande robuste

L'équation (3.78) est l'inégalité matricielle non linéaire, difficile à résoudre étant non convexe, peut être résolu en augmentant α afin de déplacer les valeurs propres de $A + \Delta A(t) - BK$ progressivement vers un plan stable. Cependant, afin de rendre la loi de commande plus robuste face aux incertitudes et aux non-linéarités du modèle, nous proposerons une conception robuste [90,91]. La matrice incertaine $\Delta A(t) = M\Delta(t)N$, où M et N sont connus, $\Delta(t)$ est une matrice inconnue satisfaisante $\Delta(t)^T \Delta(t) \leq I$ [92]. Notez que cette transformation de congruence ne change pas le caractère définitif de $\Delta(t)$.

Théorème 3.7: La dynamique de glissement incertaine dans (3.45) peut être robustement stabilisée s'il en existe $Q^T > 0$, $K > 0$ et $\alpha > 0$ satisfaisant LMI suivante:

$$\begin{bmatrix}
AQ + QA^T - BKQ - Q^T K^T B^T + 2\alpha Q + \varepsilon_1 MM & NQ \\
Q^T N^T & -\varepsilon_1 I
\end{bmatrix} < 0 \tag{3.79}$$

Preuve: en remplaçant ΔA par $M\Delta(t)N$ dans (3.78), il donne

$$\begin{aligned}
AQ + QA^T - BKQ - QBK + 2\alpha Q + M\Delta(t)NQ \\
+ Q^T N^T \Delta(t)M^T < 0
\end{aligned} \tag{3.80}$$

Avec l'hypothèse $\Delta(t)^T \Delta(t) \leq I \rightarrow \|\Delta(t)\| < 1$, comme indiqué dans [91,92], il s'ensuit que:

$$M\Delta(t)NQ + Q^T N^T \Delta(t)M^T \leq \varepsilon_1^{-1} MM^T + \varepsilon_1 NQQ^T N^T \tag{3.81}$$

Avec $\varepsilon_1 > 0$, l'inégalité (3.79) est satisfaite si l'équation suivante est vérifiée:

$$\begin{aligned} &AQ + QA^T - BKQ - QBK + 2\alpha Q + \varepsilon_1^{-1}MM^T \\ &+ \varepsilon_1 NQQ^T N^T < 0 \end{aligned} \quad (3.82)$$

En utilisant le complément Schur, on peut mettre (3.82) sous la forme (3.79) comme on le souhaite. La loi de commande robuste en mode glissement proposé peut être construite de manière similaire à l'algorithme précédent en remplaçant (3.78) par (3.79).

3.5.1.4. Réduction du broutement (Chattering)

La loi de commande en mode glissant de l'équation (3.76), avec des contraintes LMI (3.79), garantit la stabilité asymptotique en coordonnées d'erreur, éliminant ainsi l'effet des incertitudes et des perturbations sur les variables d'état du système. Afin de limiter les phénomènes de broutement, une fonction continue $k\sigma_x(t)$ peut être choisie à la place de la fonction discontinue $sign(\sigma_x(t))$ [91,92]. La partie non linéaire de la loi de commande peut être exprimée comme suit:

$$u_{nl}(t) = -(SB)^{-1}(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)k\sigma_x(t) \quad (3.83)$$

avec $k > 0$.

3.5.2. Synthèse de l'approche robuste basée sur l'optimisation AG / OEP

Du point de vue théorique, l'approche proposée peut être considéré comme une optimisation d'une loi de commande robuste en mode glissant. L'optimisation des paramètres de la commande joue un rôle essentiel dans la conception parfaite d'une loi de commande par mode glissant. Une commande correctement optimisée essaie de minimiser une fonction objective appropriée et assure une bonne poursuite de la consigne souhaitée ainsi que réduire l'effet des perturbations sur les sorties du système. Pour optimiser une commande par mode glissant, aucune méthode n'a été spécifiée dans l'étude de la littérature [93]. Dans le présent chapitre, AG et OEP sont utilisés pour optimiser les paramètres du contrôleur. Les étapes à suivre pour la synthèse de la loi de commande robuste par mode glissant basé sur une optimisation AG/OEP sont les suivantes:

Phase A : Commande robuste par mode glissant:

Étape A.1: Synthèse d'une loi de commande équivalente et commutative, comme illustré dans les équations (3.71) et (3.72).

Étape A.2: Assurer la stabilité asymptotique du contrôleur proposé, comme illustré dans les équations (3.75) et (3.77).

Étape A.3: Conception de la surface de glissement robuste et entraînement le systèmes sur la surface de glissement, et y rester. Le problème résultant de l'équation (3.77) peut être transformé en optimisation des inégalités matricielles linéaires (LMI) comme indique dans l'équation (3.79). Ces problèmes d'optimisation peuvent être résolus numériquement très efficacement à l'aide des méthodes de points intérieurs développées dans le logiciel MATLAB.

Phase B: Optimisation du mode glissant robuste:

Étape B.4: Dans la commande par mode glissant robuste conventionnel, il est primordial de disposer des 'information sur les incertitudes afin de concevoir une loi de commande avec une partie de commutation qui domine l'effet des perturbations [93]. Pour résoudre ce problème, nous proposons dans cette section d'optimiser les paramètres de la commande utilisant l'algorithme génétique (AG) et l'optimisation de l'essaim de particules (OEP) en se basant sur les équations (3.75) et (3.83), ainsi que le schéma de principe de la Figure.3.14.

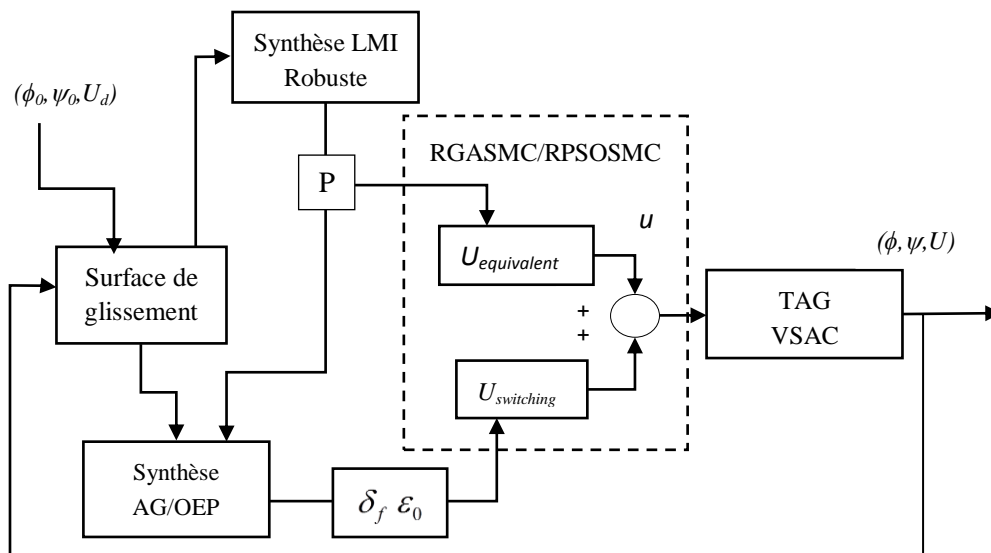


Figure 3.14. Schéma fonctionnel de la loi de commandes proposée

La fonction objective est composée de critères de performance et de la stabilité robuste, qui sont nécessaires pour l'optimisation de la partie non linéaire de la commande. La fonction objective est donnée par l'équation (3.84).

$$\begin{aligned}
 \min \quad & f(\delta_f, \varepsilon_0, k) = u(\delta_f, \varepsilon_0, k)^T u(\delta_f, \varepsilon_0, k) \\
 \text{sous contraintes} \quad & -(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)k\sigma_x^2(t) + \sigma_x SB\Delta_x(t) < 0 \dots (a) \\
 & u_2 > 0 \dots (b) \\
 & \delta_f > 0 \dots (c) \\
 & \varepsilon_0 > 0 \dots (d)
 \end{aligned} \tag{3.84}$$

Dans l'équation (3.84), la contrainte (a) est nécessaire pour générer la borne de stabilité robuste pour les spécifications du modèle et d'incertitudes de système de compression à l'aide de la courbe caractéristique du compresseur et de la dynamique de la vanne de contrôle. La contrainte (a) peut conduire à une optimisation faisable $-(|SB|\delta_f + \varepsilon_0)k\sigma_x^2(t) + \sigma_x SB\Delta_x(t) \leq -\varepsilon_0 k\sigma_x^2(t)$, car $\varepsilon_0 > 0$ avec $k\sigma_x^2(t)$ est une fonction définie positive [90,91,94].

Tableau 3.5. Les paramètres du AG

Paramètre	Valeur
Population	40
Génération	50
Type de sélection	Roulette wheel
Type de Crossover	Intermediate
Fonction de fitness	Equation (3.84)
Gestion des contraintes	Function de pénalité
Type de mutation	adapt feasible
Ratio de Crossover	0.8

Tableau 3.6. Les paramètres du OEP

Paramètre	Valeur
Maximum itération	50
Population	40
Dimension	2
K2	2.0
c ₁	2
c ₂	2.05
Inertie Maximum	0.90
Inertie Minimum	0.40
Fonction de fitness	Equation (3.84)

peuvent être utilisées directement dans une optimisation en ligne de variables de décision δ_f, ε_0 et k est une constante positive considéré comme un gain adaptatif.

3.5.3. Simulation et résultats

Le but de cette simulation est de démontrer l'efficacité et la robustesse des lois de commande proposés pour empêcher le compresseur de développer un décrochage tournant temporaire $J_l > 0$, en un point de fonctionnement efficace (Le pic de la courbe caractéristique), et dans les conditions de fonctionnement suivantes:

1. La contrainte sur l'ouverture de la vanne de contrôle ($u_2 > 0$): Il est intéressant de noter que dans [69,70,71,74,75], il est signalé que l'effort saturé sur la vanne de contrôle peut causer un décrochage tournant temporaire.

2- Transition de vitesse: Comme indiqué dans [70,71,74,75,89], lorsque la vitesse varie à un point de fonctionnement efficace (0.5,0.66), le développement de décrochage tournant temporaires peut conduire à un décrochage tournant complet.

3-Perturbations: Les résultats précédemment rapportés dans [70,71,74,75] montrent que les perturbations externes de pression et de débit peuvent détruire la stabilité des compresseurs à un point de fonctionnement efficace (0.5,0.66) et conduire à un décrochage tournant ou à un pompage profond dépendant de la vitesse du rotor (c-à-d, pour des vitesses faibles le système passe à un décrochage tournant, et pour les vitesses élevées, il génère un pompage profond). Deux types de perturbations (ajoutées à $\Delta_x(t)$) sont appliqués au système noté par $\Phi_d(t)=\Psi_d(t)=0.01\sin(0.2t)$ sont considérés respectivement comme des perturbations de débit massique et de pression et d_ϕ, d_ψ représentent l'incertitude de la caractéristique du compresseur et de la caractéristique de la vanne de contrôle . À $t=1000$, une amplitude de perturbation plus élevée $\Phi_d(t)=\Psi_d(t)=0.1\sin(0.2t)$ est appliquée au système pour vérifier le comportement robuste et adaptatif des trois commandes proposées. Les valeurs numériques de la simulation sont données dans le Tableau 3.2 [70,71,74,75].

Dans la **Simulation1**, les perturbations sont appliquées et les contraintes sont prises en compte. On considère une faible vitesse souhaitée $U_d=40\text{ m/s}$ de la turbine. Dans la **Simulation 2**, les perturbations sont appliquées et les contraintes sont prises en compte. Une vitesse élevée souhaitée $U_d=150\text{m/s}$ de la turbine est prise en compte. Afin d'illustrer les avantages de la loi de commande en mode glissant robuste sans optimisation (**RSMC**), loi de commande en mode glissant robuste optimisée par des algorithmes génétiques (**RGASMC**) et loi de commande en mode glissant robuste

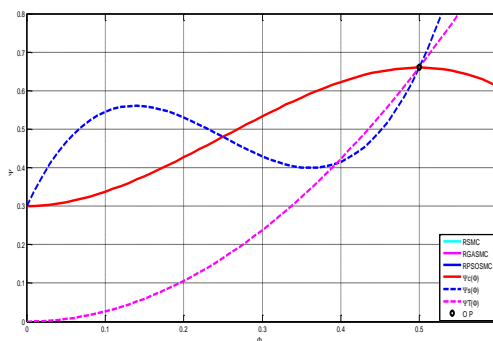


Figure 3.15. Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 1).

optimisé pour l'essaim de particules (**RPSOSMC**), une simulation comparative est réalisée à l'aide de l'outil Simulink de Matlab .

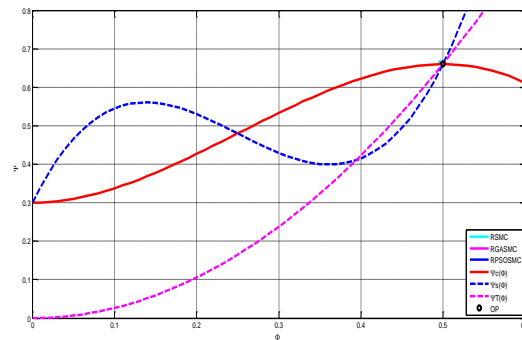


Figure 3.16. Les caractéristiques du système en boucle fermée (Simulation 2).

Pour les simulations 1 et 2, les Figures 3.15 et 3.16 montrent les variables Φ et Ψ dans l'espace des phases ainsi que les caractéristiques du compresseur et les caractéristiques du décrochage tournant. Le système fonctionne à partir d'un point de fonctionnement initial efficace (OP) en haut de la carte caractéristique du compresseur.

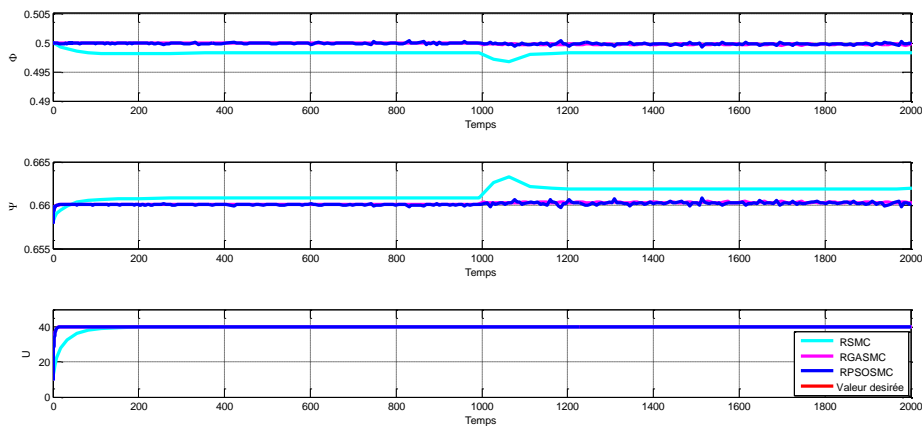


Figure 3.17. La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 1).

À $t=0$, la commande est activée en boucle fermée. En examinant les Figure 3.16 et Figure 3.17, nous avons constaté que la dynamique du système pour les trois lois de commande proposés en boucle fermée reste proche du point de pression le plus efficace sous l'effet de la variation de la vitesse de démarrage, limitant ainsi le coefficient d'ouverture de la vanne de contrôle qui doit être toujours être positif.

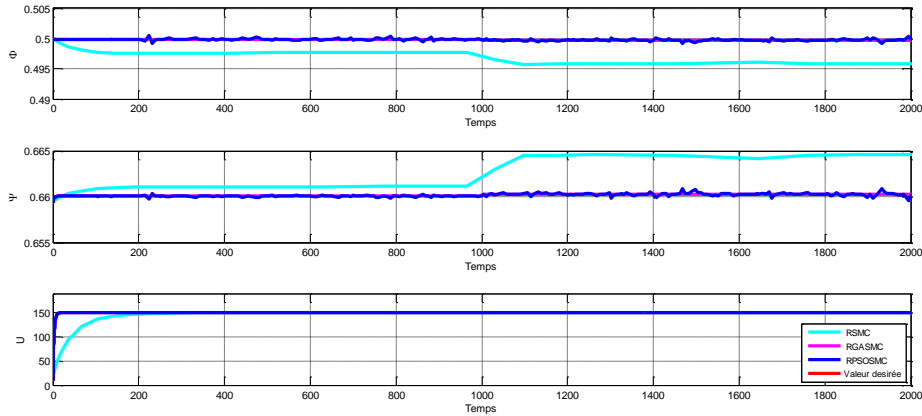


Figure 3.18. La dynamique du system en boucle fermée (Simulation 2).

Dans la Figure 3.17 et Figure 3.18, nous avons constaté que le RGASMC et le RPSOSMC en boucle fermée restent proches de son point de fonctionnement efficace $(\Phi, \Psi) = (0.5, 0.66)$ en présence des incertitudes, des perturbations (variation négligeable).

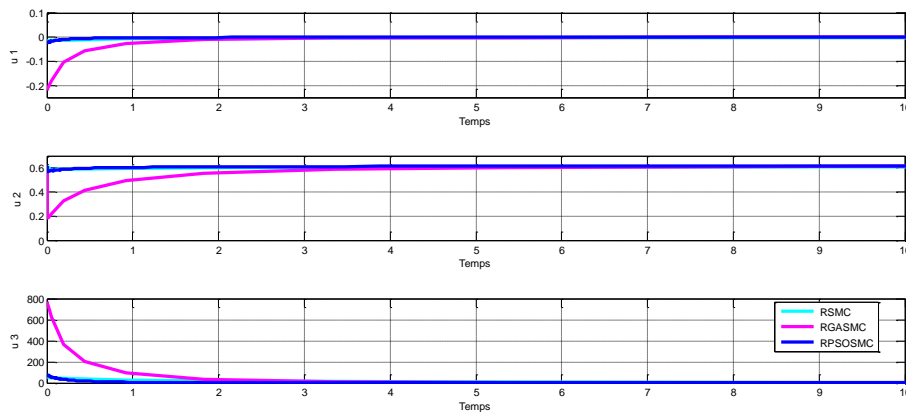


Figure 3.19. Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 1).

La commande en mode glissant robuste (RSMC) ne peut pas rejeter l'effet de la perturbation, s'explique par la nécessité de connaître au préalable la limite supérieure des perturbations et des incertitudes. Par rapport à la loi de commande (RSMC) et à de nombreuses stratégies de commande proposées dans la littérature précédente, un des avantages des lois de commande RGASMC et RPSOSMC proposés dans le présent travail est sa capacité à être appliquée à une application réelle sans avoir besoin de connaissances préalables sur les perturbations et les incertitudes. Figure

3.19 et Figure 3.20, nous avons noté une variation au niveau de la vanne de contrôle, malgré le fait que le système reste proche du point de fonctionnement (OP), où la pression est suffisamment élevée pour permettre le fonctionnement normal de la turbine à gaz.

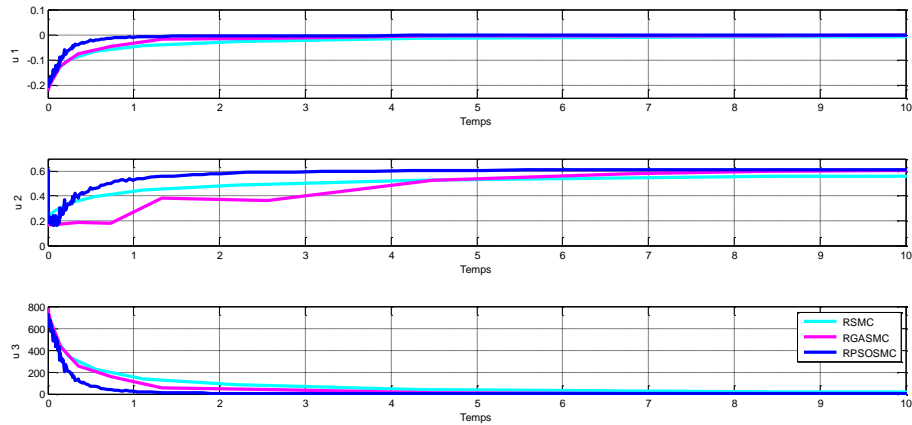


Figure 3.20. Les signaux de commande en boucle fermée (Simulation 2).

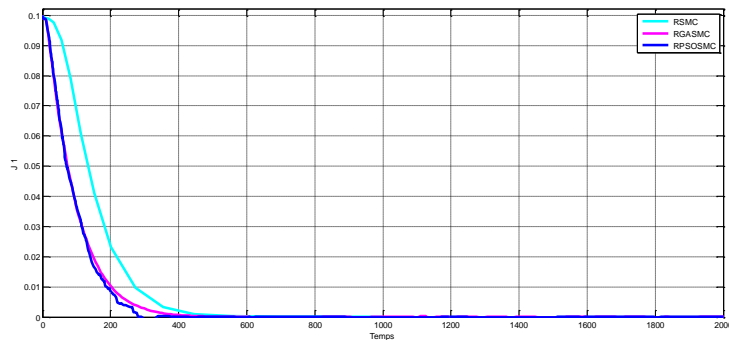


Figure 3.21. Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 1).

La diminution du gain de la vanne de contrôle est due à la valeur élevée de perturbation sur le taux de pression, conséquence de la faible vitesse de la turbine pendant la phase de démarrage (9,617 m /s). Le décrochage tournant est amorti immédiatement et, comme illustré dans [71,74], il convient de baisser la vanne de contrôle afin d'ajouter une certaine résistance au système lorsque le changement de débit est positif et que le changement de pression n'est pas encore négative. On peut voir que le gain de la vanne de contrôle pour les trois lois de commande est toujours positif et inférieur à un $0 < u_2 < 1$.

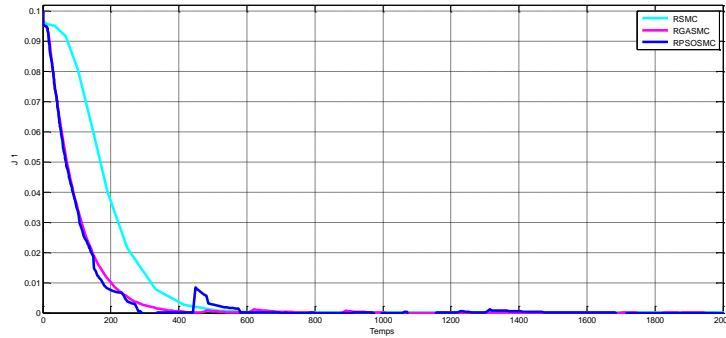


Figure 3.22. Le décrochage tournant en boucle fermée (Simulation 2).

La Figure 3.21 et la Figure 3.22 montrent l'efficacité de la loi de commande proposée vis-à-vis le décrochage tournant. Il est à noter que, même si le temps de calcul cumulé augmente linéairement avec le nombre de générations pour OEP et AG, le temps de calcul pour AG est faible par rapport à l'algorithme d'optimisation OEP.

3.6. Conclusion

La première partie a présenté une reformulation d'une commande par retour d'état basé sur une conception robuste. L'approche proposée est appliqué aux turbines à gaz soumises à deux instabilités aérodynamiques distinctes, le décrochage tournant et le pompage, associées à des phénomènes de bifurcation. L'outil Simulink de MATLAB est utilisé pour comparer et vérifier les trois approches proposées, afin de traiter les non-linéarités (Bifurcation), les instabilités (pompage et décrochage tournant) dans des conditions de fonctionnement spéciales (contrainte de conception, limites physiques). Dans l'ensemble, les résultats de la simulation indiquent la capacité de l'architecture proposée à résoudre ces problèmes, en raison de leur capacité de gestion des contraintes dans des zones de solution restreintes. La contribution de cette partie de travail est d'intégrer les contraintes non linéaires sur l'accélération du compresseur et le couple de la turbine, et le choix approprié de ces contraintes est la clé pour atteindre des solutions réalisables et des performances acceptées. Les performances robustes obtenues de la loi de commande optimisée par AG pour faire face aux incertitudes et aux perturbations du système, montrent sa grande applicabilité dans un prototype réel.

La deuxième partie mettre en preuve une autre conception basée sur le mode glissant optimisée par des AG et OEP basée sur les LMIs. L'ajout d'incertitudes et des perturbations externes inconnues à priori ainsi que l'impossibilité d'avoir une

commande par retour d'état complet (dont le décrochage tournant est un état non mesurable) constituera un défi de commande. La conception commande optimisée ne nécessite pas une connaissance précise de la caractéristique du compresseur, la limite supérieure des incertitudes et des perturbations. Les simulations temporelle ont montré que les commandes optimisées sont toujours stables, proches des performances souhaitées et atténuent les instabilités du système, notamment le pompage et le décrochage tournant.

CHAPITRE 4

OPTIMISATION DE LA COMMANDE DE LA TAG

La croissance de la demande d'électricité fiable a incité la conception de turbines à gaz stationnaires qui fonctionnent avec des carburants multiples tels que le diesel, le gaz naturel. Pour mieux surveiller et contrôler ces machines complexes, une analyse pour prédire le régime transitoire est nécessaire avec un modèle mathématique. Les turbines à gaz en régime transitoire dues aux démarrages, des instabilités aérodynamiques qui peuvent mener à la dégradation du système sur une période de temps. Pour comprendre le comportement dynamique de la turbine, ces instabilités doivent être analysées (Chapitre précédent).

Souvent, il n'est pas possible d'effectuer des expériences sur banc d'essai en raison de problèmes de sécurité et de coûts. En créant un modèle mathématique qui peut simuler le comportement réel du système pour résoudre le problème de mise en pratique, aussi le besoin à un système de maintenance peut être réduit. Par conséquent, les modèles physiques de ces systèmes complexes doivent être développés qui simulent le fonctionnement réel du système de la TAG sur une gamme de différents scénarios d'exploitation. Ces modèles caractérisent la dynamique de la turbine avec différents degrés de précision. Bien que divers modèles ont été créés pour les TAG, ils sont principalement utilisés pour simuler l'état stationnaire, et par conséquent, ils négligent le fait que les questions liées aux coûts est fortement influencé par le régime transitoire d'une TAG.

Autant de préoccupations surgissent au sein de conception des TAG, il est important de développer des commandes intelligentes pour l'avenir afin de limiter les restrictions des plages de fonctionnement (Compresseur) et l'amélioration des performances opérationnelles globales. Le modèle proposé simule le régime transitoire et les conditions de fonctionnement nominales de la TAG. Le modèle présenté dans ce chapitre fait partie d'une stratégie visant à introduire des commandes intelligentes qui optimisent les performances aérodynamiques, thermodynamiques et la conversion d'énergie au niveau de la TAG. Ces stratégies offriront une fiabilité, une sécurité et une efficacité accrues en matière de fonctionnement. Due à l'importance du compresseur dans une TAG, les méthodes de commande proposées sont basées sur l'analyse de comportement qualitative du compresseur (Bifurcation), des hypothèses de robustesse vis-à-vis le pompage et le décrochage tournant développée au chapitre précédent.

4.1. Les hypothèses de modélisation

La fiabilité d'une simulation d'un système physique dépend d'exactitude du modèle. La modélisation quantitative d'un processus dynamique nécessite la connaissance du processus, et la capacité de le représenter mathématiquement en utilisant les équations différentielles et algébriques, et les paramètres disponibles du système. Le modèle mathématique non-linéaire basé sur des relations analytiques et empiriques, a été créé pour estimer le fonctionnement de la de turbine (Figure.4.1) [68].

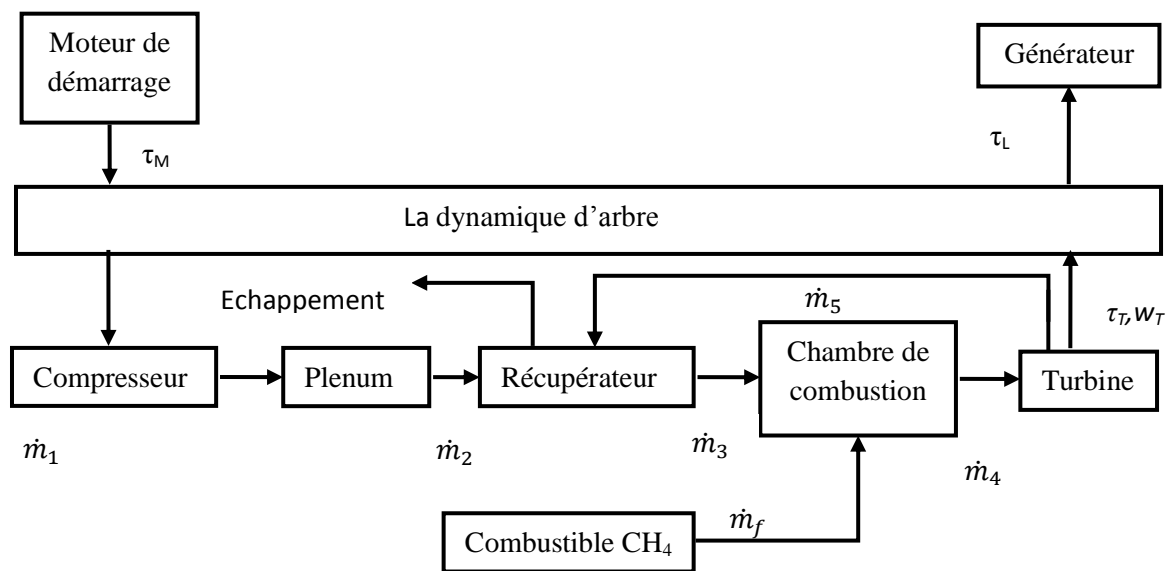


Figure 4.1. Diagramme des sous-systèmes de la turbine reflétant la direction des débits. Comme le modèle à une structure modulaire, des sous-systèmes supplémentaires peuvent être incorporés pour modéliser un système différent configuration [68]. La Figure 4.1 montre les composants de base d'une turbine à gaz **Mercury 50** qui ont été utilisés pour la modélisation. Chaque sous-système de l'installation de la turbine à gaz a été modélisé séparément, y compris le compresseur, le récupérateur, la chambre de combustion, la turbine. Une série de hypothèses [68] ont été imposées pour développer ce modèle:

- A.1. Les gaz ont un comportement du gaz parfait.
- A.2. Toute la puissance est absorbée par le rotor. Le stator ne fait que transformer l'énergie cinétique en une augmentation de la pression statique.
- A.3. Le débit massique à l'intérieur du compresseur est variable.
- A.4. Le processus de compression est adiabatique.
- A.5. La vitesse axiale du débit massique d'air à l'intérieur du compresseur est variable.
- A.6. Aucune purge d'air ne se produit au niveau du compresseur.

- A.7. La chambre de combustion est modélisée comme un réacteur bien agité.
- A.8. Le processus de détente dans la turbine est adiabatique.
- A.9. La valeur moyenne des chaleurs spécifiques pour chaque sous-système.
- A.10. L'augmentation de la pression de stagnation est entièrement réalisée dans le rotor.
- A.11. L'angle du flux d'entrée est de 11° et l'angle de la lame de sortie est de 51° .
- A.12. La vitesse axiale est supposée être variable tout au long de l'étage du compresseur.
- A.13. La compression est un processus isentropique.
- A.14. Le frottement des fluides est négligé.
- A.15. Il n'y a aucune perte de pression de stagnation dans l'étage du stator.
- A.16. Les flux sont unidimensionnels.

4.2 Les spécifications techniques de la turbine Mercury 50

La turbine à gaz Mercury 50, illustrée à la Figure 4.2, est utilisée par l'université de Clemson pour fournir une alimentation électrique supplémentaire au campus. C'est une turbine à gaz de petite taille à haut rendement et à faibles émissions. Cette turbine est utilisée pendant les heures de pointe en hiver et pendant l'après-midi en été.

La TAG Mercury 50 a une capacité de production de 4,5 MW avec une vitesse de rotation maximale d'environ 14 800 tr/min. Elle contient un compresseur à dix étages et deux étages de turbine. Il se compose d'un moteur à cycle récupéré et un arbre unique, d'un générateur avec accessoires et systèmes auxiliaires.

Le taux de chaleur d'un Mercury 50 est de 35 kJ / kWh avec une efficacité électrique de 38,5%. Contrairement à la plupart des turbines à faible puissance, la TAG Mercury 50 intègre un échangeur de chaleur. L'entrée du compresseur est au centre du système avec la chambre de combustion à la fin pour faciliter la maintenance et le lavage du compresseur.

Le fonctionnement de la turbine stationnaire Mercury 50 peut être enregistré à la station de travail informatique de l'Université de Clemson pour déterminer l'état de fonctionnement de la turbine à gaz, y compris les températures du système, les pressions, niveaux de vibration, et la puissance de sortie.

Une variété de signaux d'entrée/sortie de modèle peut être considérés (180 capteurs), y compris la puissance du générateur, la vitesse de l'arbre, le débit de carburant, la pression de sortie du compresseur et température de chambre de combustion (en fonction TRIT) [68]. La liste des paramètres et des spécifications techniques utilisées pour la modélisation, la simulation et la commande est mentionnés dans l'annexe A.

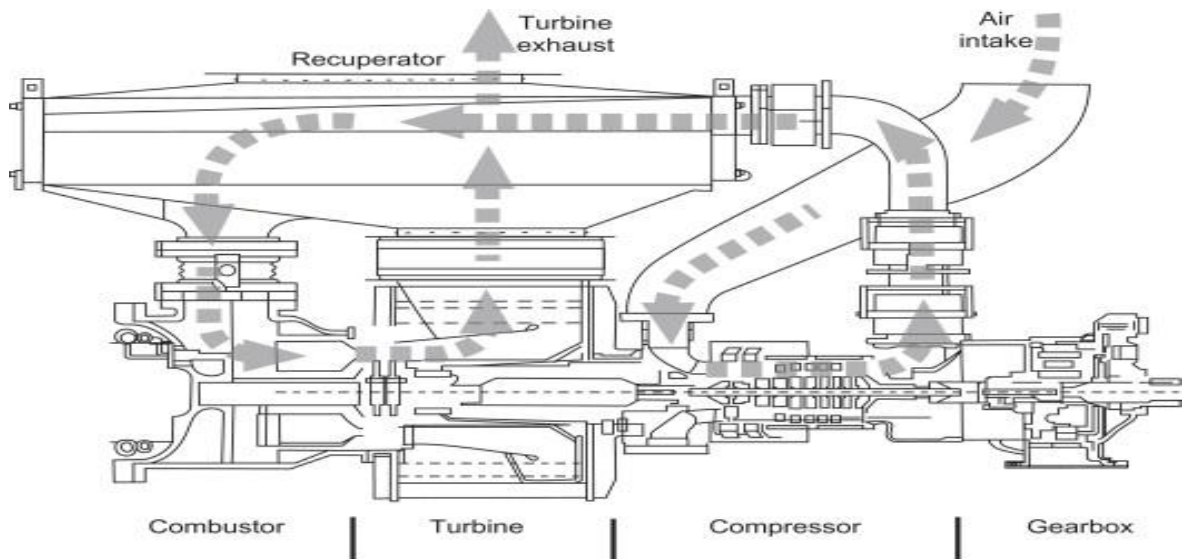


Figure 4.2. La turbine à gaz Mercury 50 [110]

4.3 Caractéristique généralisée du compresseur axial

La caractéristique généralisée du taux de pression représente la relation entre le coefficient de taux de pression et le coefficient de débit non dimensionnel. La carte standard de la pression de compresseur est transformée en une forme généralisée à la Figure 4.3 sur la base du schéma de conversion utilisant l'équation (2.32).

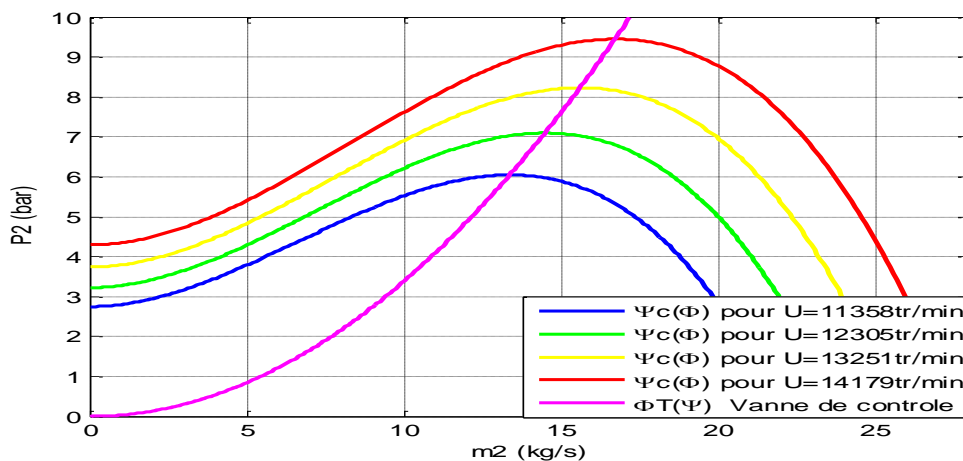


Figure 4.3. La carte du compresseur pour différents vitesses de rotation

Sur la base de la recommandation de Moore et Greitzer [94] pour la norme générale de l'expression des caractéristiques généralisées de taux de pression, une courbe polynomiale est réalisée, à partir de laquelle les paramètres pertinents du modèle d'Egeland-Gravdahl sont obtenues $H = 2.58 \text{ bar}$, $W = 8.35 \text{ kg/s}$, $\psi_{co} = 4.95 \text{ bar}$. Une représentation physiquement

réaliste et couramment utilisée de la caractéristique généralisée est la loi proposée par Moore & Greitzer [94] :

$$\frac{PR}{U^2} = \psi_{c0} + H * \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\dot{m}}{WU} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}}{WU} - 1 \right)^3 \right) \quad (4.1)$$

4.3.1. Régime de pompage du point de fonctionnement efficace

On considère la même caractéristique du compresseur, le même mode de fonctionnement et le gain de la vanne de contrôle γ_T :

1. On choisit $\gamma_T = 0.5$ tel que le point d'équilibre soit situé à gauche du maximum local la caractéristique (zone instable). D'après les références [71,94], une commande proportionnelle est utilisée pour contrôler la vitesse. La simulation du système est représentée sur la Figure 4.4, bien que la vitesse se stabilise à $w = 14176 \text{tr/min}$. En évoluant de 9512.90tr/min jusqu'à 9512.90tr/min , le compresseur entre en pompage caractérisé par des oscillations en pression et débit massique. Ceci est bien illustré dans le plan de phase.

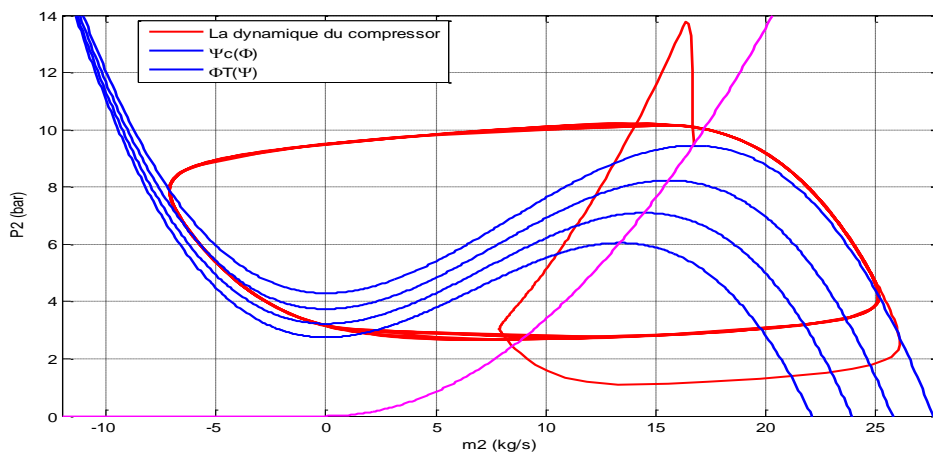


Figure 4.4. La dynamique du compresseur en présence de pompage profond $\gamma_T = 0.5$

2. On choisit $\gamma_T = 0.65$ tel que le point d'équilibre soit situé à droite du maximum local de la caractéristique (zone stable). Dans ce cas, la pression et le débit massique convergent vers le point d'équilibre comme illustré sur le plan de phase.

D'après les simulations précédentes, la commande utilisée par Gravdahl-Egland contrôle la vitesse mais elle n'a aucun contrôle sur les non linéarités, à savoir le pompage et le décrochage tournant.

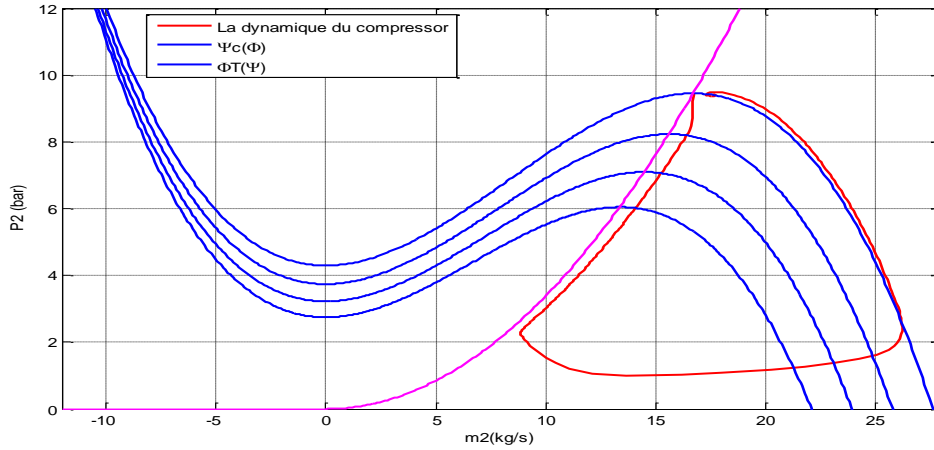


Figure 4.5. La dynamique du compresseur en présence de pompage profond $\gamma_T = 0.65$

4.3.2. Régime de décrochage tournant du point de fonctionnement efficace

En simulant le système pour les deux cas : $\gamma_T = 0.5$ et $\gamma_T = 0.65$. La simulation est représentée sur la Figure 4.6 et Figure 4.7, bien que la vitesse se stabilise à $w = 14176 \text{tr/min}$. En évoluant de 9512.90tr/min jusqu'à 14179tr/min , le compresseur entre en décrochage tournant entre $t = 0 \text{s}$ et $t = 1000 \text{s}$.

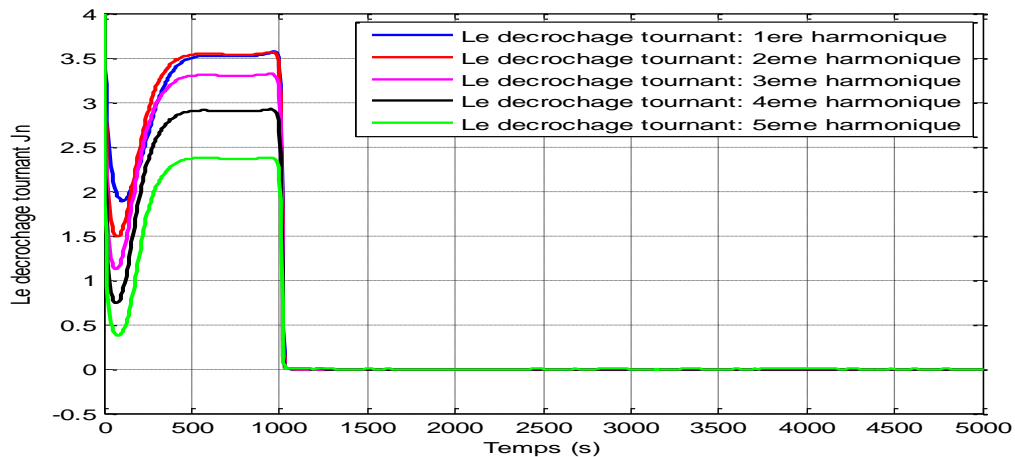


Figure 4.6. La dynamique du compresseur en présence du décrochage tournant $\gamma_T = 0.5$

Les figures 4.6 et 4.7 montrent l'évolution des différents états du modèle. On remarque que l'amplitude de J_1 et J_2 qui sont la première et la deuxième harmonique sont supérieurs à celle de J_3, J_4, J_5 défini dans la section précédente, du fait qu'en allant d'un mode au suivant, l'amplitude diminue, due à la présence du paramètre de viscosité dans le modèle. Les deux

modes J_1 et J_2 sont très proches. Ceci montre que l'utilisation d'un modèle du premier mode permet une bonne compréhension du système.

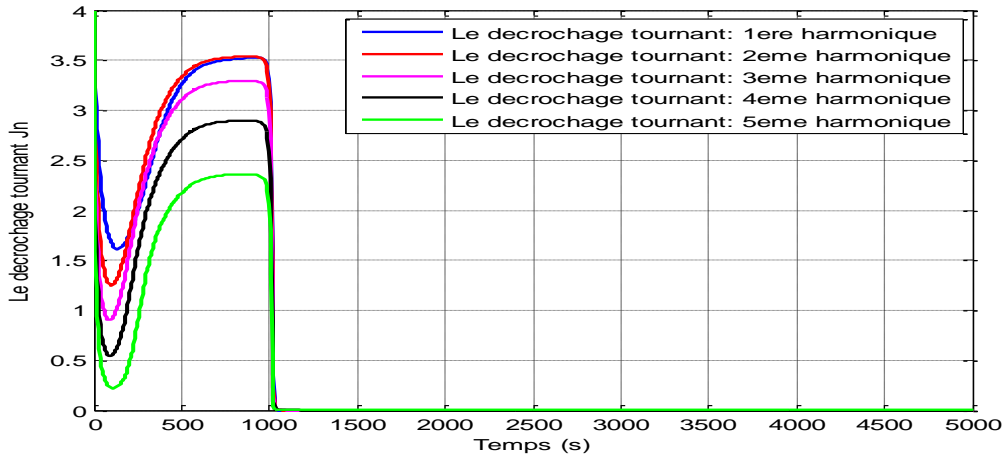


Figure 4.7. La dynamique du compresseur en présence du décrochage tournant $\gamma_T = 0.65$

4.4. Le modèle de combustion

GR-Mech3.0 est un mécanisme de réaction chimique et une base de données thermodynamiques polynomiales de la NASA sont supposés être utilisée avec Cantera. Il présume l'équation d'état du gaz idéal et utilise la paramétrisation polynomiale de la NASA pour caractériser les propriétés thermodynamiques des gazes. Après le calcul de la composition du mélange d'entrée du réacteur bien agité (WSR) à partir des données empiriques, le modèle mathématique de combustion sera validé. Dans un réacteur bien agité, la combustion est considérée comme un équilibre entre le taux de génération de chaleur par la réaction et le taux auquel la chaleur est extraite du réacteur par un mouvement de fluide (les propriétés de transport ne sont pas prises en compte); ainsi, la combustion se produit si le terme de transfert de chaleur n'est pas excessif par rapport au terme de production de chaleur.

$$\frac{dY_{fuel}(t)}{dt} = \frac{Y_{fuel,0}(t) - Y_{fuel}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \dot{\omega}_{fuel}(t) \quad (4.2)$$

$$\frac{dY_{oxyd}(t)}{dt} = \frac{Y_{oxyd,0}(t) - Y_{oxyd}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \frac{Y_{oxyd,0}(t)}{Y_{fuel,0}(t)} \dot{\omega}_{fuel}(t) \quad (4.3)$$

$$\dot{\omega}_{fuel}(t) = -24100 \rho Y_{fuel}(t)^{-0.3} (0.233 Y_{oxyd}(t))^{1.3} e^{\frac{-15098}{R_u T_4(t)}} \quad (4.4)$$

$$\frac{dT_4(t)}{dt} = \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^K Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right) \dot{m}_4 - \frac{1}{c_p \rho} \sum_{i=1}^K h_i(t) \dot{\omega}(t) MW_i \quad (4.5)$$

Y_i	Fraction molaire de la $i^{\text{ème}}$ espèce.
t	Temps (s)
$Y_{i,0}$	Fraction massique de la $i^{\text{ème}}$ espèce à l'état d'entrée.
τ	Temps moyen de séjour du fluide dans le réacteur (s) avec $\tau = \rho V_{cc} / \dot{m}_4$.
$\dot{\omega}_{fuel}$	Taux de production molaire de la $i^{\text{ème}}$ espèce par réaction chimique ($mol / m^3 \cdot s$).
MW_i	Masse moléculaire de la $i^{\text{ème}}$ espèce (g/mol).
ρ	Masse volumique (g / m^3).
c_p	Capacité thermique spécifique à pression constante ($cal K^{-1} mol^{-1}$).
T_4	Température (K).
$h_{i,0}$	Enthalpie spécifique de la $i^{\text{ème}}$ espèce à l'état d'entrée ($cal mol^{-1}$).
h_i	Enthalpie spécifique de la $i^{\text{ème}}$ espèce ($cal mol^{-1}$).

4.4.1. La classe de flamme

Une flamme peut être laminaire ou turbulente en fonction des propriétés du flux de réactifs entrant et peut être divisée en flammes à diffusion, totalement pré-mélangées ou partiellement pré-mélangées, en fonction de la réaction du combustible et de l'oxydant. La flamme principale dans une turbine à gaz à faibles émissions sèche (DLE) est souvent simplifiée en tant que flamme totalement pré-mélangée où le combustible et l'oxydant sont parfaitement pré-mélangés et où un mélange homogène est acheminé vers la zone de flamme. La structure de la zone de réaction dans ces flammes est modélisée en réacteurs bien agités (WSR) ou réacteur à écoulement de type piston (PIFR).

La flamme pilote est une flamme relativement riche qui est utilisée pour entretenir la flamme principale et se comporte plutôt comme une flamme non pré-mélangée (à diffusion ou partiellement pré-mélangée). En mode pilote, le combustible et l'air peuvent être peu pré-mélangés en aval, mais le mélange n'est pas parfait en raison de la longueur réduite du mélange et le mélange n'est donc pas homogène. Par conséquent, différentes parties de la flamme brûlent dans différents états thermodynamiques, ce qui fait que la flamme présente un comportement hybride de flammes pré-mélangées et non pré-mélangées [3]. Ce régime a été introduit il y a une vingtaine d'années et l'interaction entre les deux régimes n'est pas encore très développée. Dans cette thèse, les flammes sont simplifiées en modèles entièrement pré-mélangés.

4.4.2. Température et fraction massique de la combustion

Premièrement, une validation des données est effectuée afin de sélectionner un mécanisme de réaction chimique optimisé pouvant être utilisé en toute sécurité avec les carburants d'intérêt dans les turbines à gaz. Les résultats montrent que GRI-Mech 3.0 fonctionne bien dans la

plupart des cas. Deuxièmement, la composition du combustible, les fractions molaires, le ratio d'équivalence, et la température de flamme est calculée en utilisant GRI-Mech 3.0 aux conditions ISO de la TAG **Mercury 50**. Les calculs sont effectués sur une plage de ratios d'équivalence et de fractions molaire des composants dans les conditions atmosphériques de fonctionnement de la TAG. Les résultats sont affichés dans Figures 4.8 et 4.9. Les sorties du système sont la température de la chambre de combustion, qui est supposé être la température de sortie, et les fractions massiques du combustible et de l'oxydant à l'intérieur de la chambre de combustion (Figures 4.8 et 4.9, respectivement). Cette simulation utilise *CH4* comme combustible et l'air comme oxydant avec un débit d'entrée constants. Les paramètres de la simulation sont résumés dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1. Les paramètres de simulation

Débit massique du combustible (kg/s)	0.23
Débit massique d'oxydant (kg/s)	3.93
Température du combustible (K)	300
Température d'oxydant (K)	600
Conditions Initiales	
Y combustible	0.056
Y oxydant	0.943

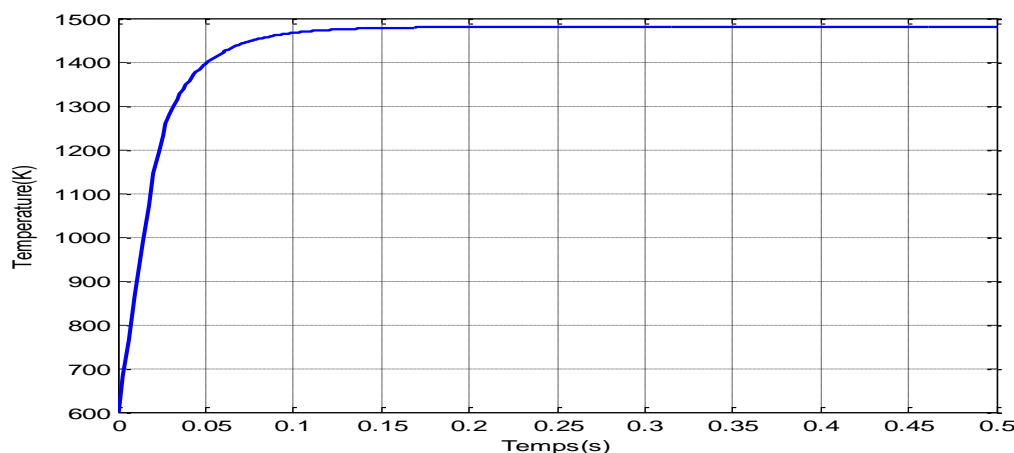


Figure 4.8. La température de la chambre de combustion

La température augmente extrêmement rapidement jusqu'à la température de la flamme adiabatique $1480K$ en moins de 0,2 ms. Cette élévation rapide de la température et cette consommation rapide du combustible sont les caractéristiques d'une explosion thermique, où l'énergie libérée et l'augmentation de la température résultante de la réaction sont renvoyées pour produire des vitesses de réaction toujours plus grandes en raison de la température qui dépend de la vitesse de réaction.

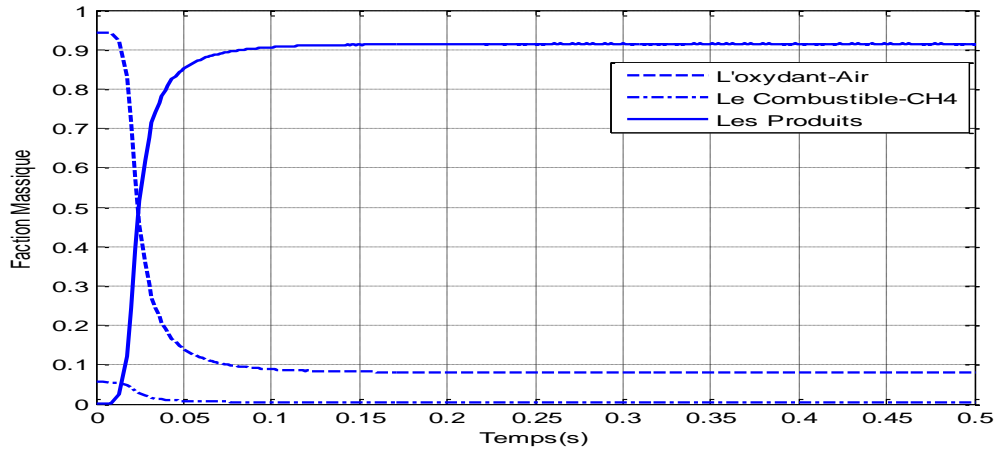


Figure 4.9. Les fractions massiques au niveau de la chambre de combustion

4.4.3. Le Ratio d'équivalence

Le modèle de flamme est obtenu en utilisant une méthode hybride entre les procédures de Newton et l'intégration temporelle [95] pour une flamme pré-mélangée adiabatique à propagation libre et à une dimension déjà mise en œuvre dans Cantera. La génération de chaleur ayant des délais associés, la combustion ne réussira que si le temps de séjour est supérieur au temps nécessaire à la réaction et, pour cette raison, le temps de séjour de la décharge est considéré comme un paramètre permettant de mesurer la stabilité de la flamme. L'un des termes les plus couramment utilisés dans l'analyse des performances la combustion est le ratio d'équivalence, défini comme le rapport entre le combustible et l'air dans les proportions stœchiométrique:

$$\phi_{eq} = \frac{\left(\frac{m_{comb}}{m_a} \right)_{rel}}{\left(\frac{m_{comb}}{m_a} \right)_{Stœc}} \quad (4.6)$$

Dans des conditions stœchiométriques, la quantité d'air est juste suffisante pour brûler complètement le combustible $\phi_{eq} = 1$. Un mélange est appelé "riche" s'il y a un excès de réactif, et donc $\phi_{eq} > 1$. Dans une condition dans laquelle il y a un excès d'air, $\phi_{eq} < 1$ et le mélange s'appelle «maigre». Dans les turbines à gaz, l'objectif est de brûler le combustible dans des conditions de mélange maigre afin d'avoir des flammes plus froides et de réduire les émissions de NOx. La température de la chambre de combustion est l'un des paramètres à prendre en compte lors de la commande d'une turbine à gaz, car une température excessive

et les ingénieurs de commande automatique. Plusieurs scientifiques ont suggéré le CMG classique ainsi que CMG hybride avec des techniques intelligentes pour commander les

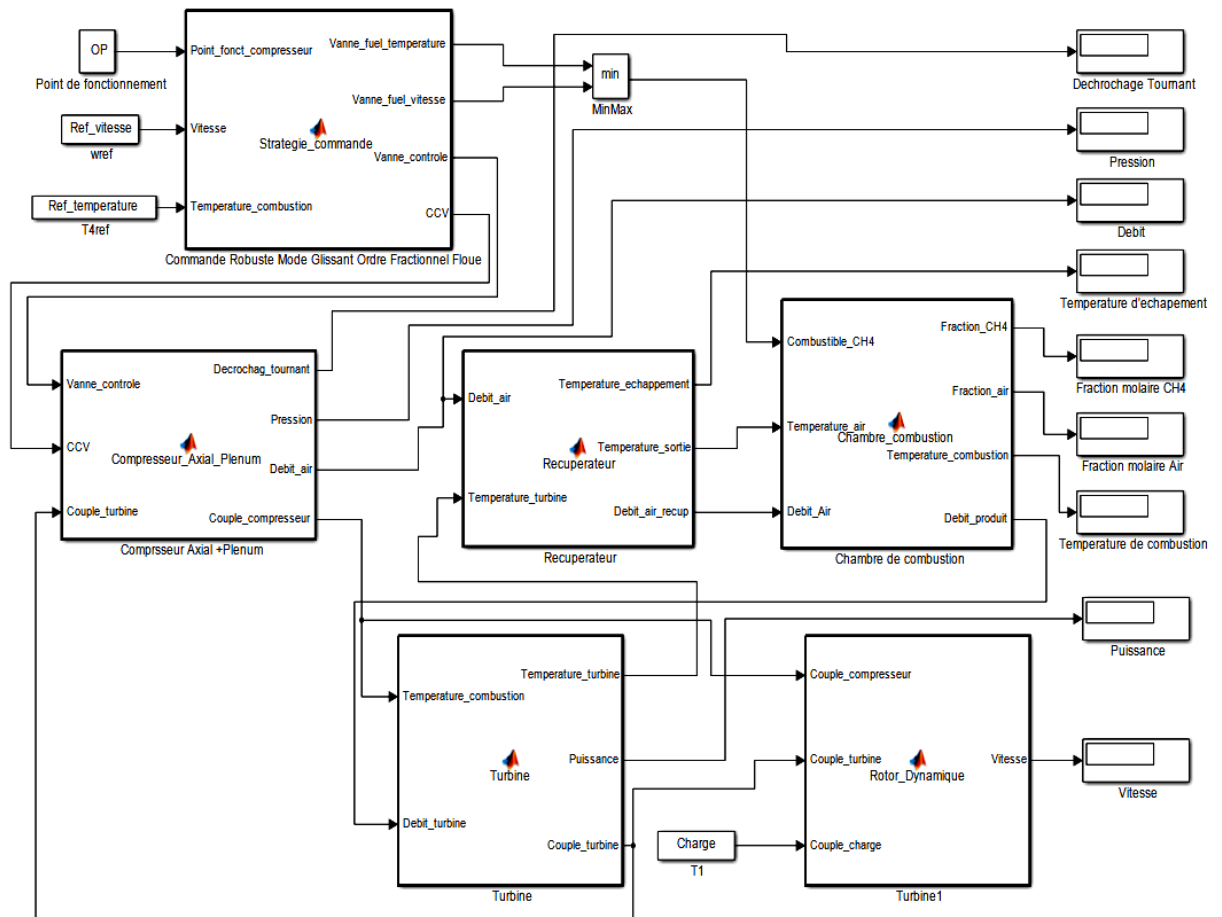


Figure 4.11. Le modèle Simulink/modulaire de la turbine a gaz

systèmes complexes. Bien que l'introduction de calcul fractionnaire dans la technique de contrôle CMG améliore la robustesse globale, le broutement au niveau de la sortie du système. Pour bien gérer le compromis entre la robustesse et le broutement, l'application simultanée de calcul d'ordre fractionnaire et les techniques d'optimisation intelligentes est rapportée. Récemment, une structure hybride de commande d'ordre fractionnaire et de techniques intelligentes a été présentée comme une tendance récente. Plusieurs travaux sont rapportés dans ce contexte qui implémente CMG et la logique floue. Un nouveau schéma d'optimisation des paramètres a été conçu. Ici, la surface de glissement combine la commande à temps fini basé sur l'homogénéité géométrique, qui a été introduit dans [99] pour la stabilisation à temps fini d'une chaîne d'intégrateur sans incertitude, avec une commande discontinue basé sur CMG afin d'assurer la robustesse en présence d'incertitudes. De plus, en raison de la grande liberté et de la facilité de la loi de commande, on peut accélérer ou ralentir le processus transitoire à temps fini.

4.6.1. Reformulation du problème:

Soit le système multi-variable incertain suivant :

$$\begin{aligned} \sum 1: \dot{x} &= f(x) + \sum_{i=1}^m g(x)u_i \\ y_1 &= h_1(x) = \sigma_1(x) \\ &\vdots \\ y_m &= h_m(x) = \sigma_m(x) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Ou $x \in R^n \subset \Omega$, est vecteur du variables d'état et $u = [u_1, \dots, u_m]^T \in R^m$ est le vecteur de commande. Ici, $f(x)$ and $g(x) = [g_1(x), \dots, g_m(x)]^T$ sont des fonctions incertaines. $\sigma(x) = [\sigma_1(x), \dots, \sigma_m(x)]^T$ est le vecteur des sorties mesurables. $\sum 1$ est défini en coordonnées d'erreur, l'objectif est d'atteindre la consigne en temps fini.

Supposition 4.1. Le vecteur de degré relatif $r = [r_1, \dots, r_m]^T \in R^m$ du système $\Sigma 1$ par rapport à $\sigma(x)$ est supposé constant et connu. Cela signifie que la matrice:

$$B(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^{r_1-1} \sigma_1(x) & \dots & L_{g_m} L_f^{r_1-1} \sigma_1(x) \\ \vdots & & \vdots \\ L_{g_1} L_f^{r_m-1} \sigma_m(x) & \dots & L_{g_m} L_f^{r_m-1} \sigma_m(x) \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

est non-singulière et $L_{g_j} L_f^k \sigma_i(x) = 0$, pour $1 \leq i \leq m$, $1 \leq j \leq m$ et $0 \leq k < r_i - 1$. De plus, il est supposé que la dynamique de zéro associée est asymptotiquement stable.

Définition 4.1. Considérant le système $\Sigma 1$ et le variable de glissement $\sigma_i(x)$. Supposons que les dérivées temporelles $\sigma_i, \dot{\sigma}_i, \dots, \sigma_i^{(r_i-1)}$ pour $i = 1, \dots, m$ soient des fonctions continues. Le manifold défini comme

$$\mathfrak{S} = \left\{ x : \begin{cases} \sigma_1(x) = \dot{\sigma}_1(x) = \dots = \sigma_1^{(r_1-1)}(x) = 0 \\ \vdots \\ \sigma_m(x) = \dot{\sigma}_m(x) = \dots = \sigma_m^{(r_m-1)}(x) = 0 \end{cases} \right\} \quad (4.9)$$

est appelé le r th ordre de l'ensemble glissant. S'il n'est pas vide et localement un ensemble intégral au sens de Filippov [99], \mathfrak{S} est appelé le r th ordre du mode glissant rapport à la variable de glissement σ_i . L'approche du r th ordre du mode glissant mode permet la stabilisation en temps fini de chaque variable σ_i et de ses $r_i - 1$ dérivées premières en

définissant une loi de commande discontinue appropriée. La r_i th dérivée temporelle de chaque fonction σ_i donne:

$$\left[\sigma_1^{(r_1)}(x) \dots \sigma_m^{(r_m)}(x) \right]^T = A(x) + B(x)u \quad (4.10)$$

$$\text{Avec } A(x) = \left[L_f^{r_1} \sigma_1(x), \dots, L_f^{r_m} \sigma_m(x) \right]$$

Supposition 4.2: Les solutions de l'équation différentielle d'état (4.10) avec le côté droit discontinu sont définies au sens de Filippov [99,100].

Supposition 4.3: Le vecteur $A(x)$ et la matrice $B(x)$:

$$\begin{cases} A(x) = \bar{A}(x) + \Delta_A(x) \\ B(x) = \bar{B}(x) + \Delta_B(x) \end{cases} \quad (4.11)$$

sont partitionnés en partie nominale (\bar{A} et \bar{B}), connu à priori et fonctions bornées incertaines Δ_A et Δ_B . Matrice B est non singulière. Nous supposons qu'il existe une constante connue a priori ρ de telle sorte que la fonction incertaine Δ_A satisfait l'inégalité suivante:

$$\|\Delta_A(x)\| \leq \rho \quad x \in X \subset R^m \quad (4.12)$$

X est un sous-ensemble ouvert de l'intérieur duquel la borne de Δ_A est assuré.

4.6.1.1. La dynamique du compresseur et boucle de vitesse

Rappelons que le modèle de système se présente sous la forme dimensionnel suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{m}_2(t)}{dt} &= \frac{U_d H}{R l_c} \left[\frac{-2A_c P}{UH} - \frac{\rho A_c \psi_{c0}}{H} U + 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right)^3 + \frac{c G_1}{\rho^2 A_c^2 U^2} m_2^3 \right] - \frac{U_d}{R} \frac{A_1 c}{\rho^2 A_c^2 U} m_2^3 \\ &- \left[\frac{U_d H}{R l_c} G_1 \dot{m}_2 + \frac{U_d}{R} A_1 \dot{m}_2 U \right] c_{pg} \Delta T_{45} \dot{m}_2 - \frac{U_d H}{R l_c} \frac{\rho A_c U}{H} u_1 - \left[\frac{U_d H}{R l_c} G_1 \dot{m}_2 + \frac{U_d}{R} A_1 \dot{m}_2 U \right] c_{pg} \Delta T_{45} u_3 - \frac{3U_d H}{2R l_c} \frac{J_1}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right) \\ &- \frac{U_d H}{R l_c} \rho A_c U C_1 J_1 + \Delta_\psi \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\frac{dJ_1(t)}{dt} = J_1 \rho_1 \left[1 - \left(\frac{\phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{J_1}{4} - G_2 - G_3 u_3 + G_3 c \phi^2 - \frac{1}{\gamma_v} C_2 \phi \right] \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP(t)}{dt} &= \frac{A_2 U_d}{2R A_c} m_2 + \left[\frac{4c A_1}{\rho^2 A_c^2 U^2 b} + \frac{2U_d A_1 c}{UR \rho^2 A_c^2} \right] P m_2^2 - \left[\frac{2A_2 A_1 U_d P}{Rb} + \frac{2U_d A_1 U P}{R} \right] c_{pg} \Delta T_{45} \dot{m}_2 \\ &- \frac{A_2 U_d \sqrt{2\rho P}}{2R} u_2 - \left[\frac{2A_2 A_1 U_d P}{Rb} + \frac{2U_d A_1 U P}{R} \right] c_{pg} \Delta T_{45} u_3 - \Delta_\phi \end{aligned} \quad (4.15)$$

Avec

$$\begin{aligned} l_c &= l_i + l_E \frac{U_d}{U} + \frac{1}{a}, \quad m_u = (1 - m_G) \frac{U_d}{U} - 1, \quad C_1 = \frac{W^2}{2H\gamma_v^2}, \quad C_2 = \frac{4W}{3H}, \quad G_1 = \frac{U_0 A_1 l_E}{bH} \\ G_2 &= \frac{\mu W}{3aH}, \quad G_3 = \frac{2U_0 A_1 (m_G - 1)W}{3Hb}, \quad \Delta T_{45} = T'_4 - T_5 \end{aligned} \quad (4.16)$$

Le coefficient de débit massique moyenné circonférentiellement, le coefficient de montée en pression, le temps et les distances sont dimensionnés comme suit:

$$\phi = \frac{\dot{m}_2}{\rho A_c U}, \psi = \frac{P}{0.5 \rho U^2}, \Gamma = \frac{\tau}{\rho A_c R U^2}, U = \frac{w}{R} \quad (4.17)$$

Remplaçant les équations (2.63),(2.65) dans (2.66), nous aboutissant à la dynamique du Rotor ou vitesse suivante :

$$\frac{dw(t)}{dt} = \frac{1}{J_T w} \dot{m}_3 c_{pg} \eta_T \Delta T_{45} + \frac{1}{J_T w} c_{pg} \eta_T \Delta T_{45} \dot{m}_f - \frac{1}{J_T} (\tau_c + \tau_{fric} + \tau_L) \quad (4.18)$$

Calculant $\bar{A}(x)$ et $\bar{B}(x)$ du modèle en utilisant (4.13)(4.15) et (4.18), conduit à :

$$\bar{A} = \left[\begin{array}{l} \frac{U_d H}{R l_c} \left[\frac{-2A_c}{UH} P - \frac{\rho A_c \psi_{c0}}{H} U + l + \frac{3}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right) - \frac{l}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right)^3 + \frac{c G_1}{\rho^2 A_c^2 U^2} m_2^3 \right] - \frac{U_d}{R} \frac{\Lambda_1 c}{\rho^2 A_c^2 U} m_2^3 \\ - \left[\frac{U_d H}{R l_c} G_1 \dot{m}_2 + \frac{U_d}{R} \Lambda_1 \dot{m}_2 U \right] c_{pg} \Delta T_{45} \dot{m}_2 \\ \frac{\Lambda_2 U_d}{2 R A_c} m_2 + \left[\frac{4c \Lambda_1}{\rho^2 A_c^2 U^2 b} + \frac{2U_d \Lambda_1 c}{UR \rho^2 A_c^2} \right] P m_2^2 - \left[\frac{2\Lambda_2 \Lambda_1 U_d P}{R b} + \frac{2U_d \Lambda_1 U P}{R} \right] c_{pg} \Delta T_{45} \dot{m}_2 \\ \frac{l}{J_{eq} w} \dot{m}_3 c_{pg} \eta_T \Delta T_{45} \end{array} \right]$$

Pour examiner l'hypothèse 4.1, à partir de (4.19), $L_{g_j} L_f^0 \sigma_i(x) = L_{g_j} \sigma_i(x) = 0$, le degré relatif de sortie est donc égal à 2. D'après la même équation, on peut voir que la matrice est non singulière pour la plage de fonctionnement du compresseur car tous les paramètres du modèle sont des constantes non nulles. De plus, nous supposons que le point de fonctionnement OP

$$B = \left[\begin{array}{ccc} -\frac{U_d H}{R l_c} \frac{\rho A_c U}{H} & 0 & -\left[\frac{U_d H}{R l_c} G_1 \dot{m}_2 + \frac{U_d}{R} \Lambda_1 \dot{m}_2 U \right] c_{pg} \Delta T_{45} \\ 0 & -\frac{\Lambda_2 U_d \sqrt{2\rho P}}{2R} & -\left[\frac{2\Lambda_2 \Lambda_1 U_d P}{R b} + \frac{2U_d \Lambda_1 U P}{R} \right] c_{pg} \Delta T_{45} \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_{eq} w} c_{pg} \eta_T \Delta T_{45} \end{array} \right]$$

$$\Delta_A = \left[\begin{array}{l} -\frac{3U_d H}{2R l_c} \frac{J_1}{2} \left(\frac{\dot{m}_2}{W} - \rho A_c U \right) - \frac{U_d H}{R l_c} \rho A_c U C_1 J_1 + \Delta_\psi \\ -\Delta_\phi \\ -\frac{1}{J_{eq}} (\tau_c + \tau_{fric} + \tau_L) + \Delta_\Omega \end{array} \right], \Delta_B = 0 \quad (4.19)$$

souhaité est situé au sommet de la carte du compresseur, ce qui est idéalement le cas en raison de l'augmentation de pression maximale (Voir (71) pour plus d'informations).

4.6.1.2. La dynamique de la combustion/Boucle de température

Le problème de commande que nous considérons est de stabiliser globalement la température à un point de consigne donné avec un débit massique de carburant non négatif. Les hypothèses fondamentales suivantes [101] seront déterminantes pour notre étude.

Supposition 4.4 (Principe de conservation de masse): Il existe un vecteur positif $\omega_r \in \mathbb{R}^n$, tel que $\omega_r E = 0$. Cela signifie que ce qui est produit par le système de réaction n'est pas plus grand que ce qui est consommé. En conséquence, on peut montrer que l'ensemble compact polyédrique $C_p \stackrel{\text{def}}{=} \{Y \in \mathbb{R}^2 : \omega_r^T (Y_{i,0} - Y_i) \leq 0, Y_i \geq 0, 1 \leq i \leq 2\}$ est positivement invariant sous la dynamique du réacteur.

Supposition 4.5: (i) $r(Y_{fuel}, Y_{oxyd}, 0) = 0$, ce qui implique qu'il n'y a pas d'activité de réaction à la température zéro absolu (Kelvin), et (ii) $|r(Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T_4)| \leq \rho_r$ pour $Y_i \in C_p$ et $T_4 \in \mathbb{R}_+$.

Proposition 4.1 Soit la supposition 4.4 vérifiée (pour la preuve, voir [101]), avec un débit massique limité dans la chambre de combustion, alors, il existe une température $T'_4 \geq 0$ de telle sorte que l'intervalle des températures $(Y_{fuel} \approx 0, Y_{oxyd} \approx 0, T'_4)$ est un domaine positivement invariant. L'ensemble compact $D_p = C_p \times (Y_{fuel} \approx 0, Y_{oxyd} \approx 0, T'_4)$, peut être considéré comme le domaine physique d'existence de la combustion, et les conditions initiales à stabiliser sont contenues dans un voisinage du point de fonctionnement.

Maintenant, nous sommes en mesure de formuler le problème de commande. Soit $(\bar{Y}_i, \bar{T}_4) \in D_p$ qui désigne le point de fonctionnement constant souhaité:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (Y(t)_i, T_4(t)) = (\bar{Y}_i, \bar{T}_4) \quad \text{ou} \quad \bar{Y}_i = 0 \quad \text{pour} \quad i = 1, 2 \text{ (fuel, oxyd)} \quad (4.20)$$

Prendre la température du réacteur T_4 comme la sortie observée du système. Introduisons le changement de coordonnées $X_{fuel} = Y_{fuel} - \bar{Y}_{fuel}$, $X_{oxyd} = Y_{oxyd} - \bar{Y}_{oxyd}$, and $T^* = T_4 - \bar{T}_4$. Dans ce cadre de coordonnées, le système de combustion peut s'écrire comme suit:

$$\frac{dY_{fuel}(t)}{dt} = \frac{Y_{fuel,0}(t) - Y_{fuel}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \dot{\omega}_{fuel}(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*) \quad (4.21)$$

$$\frac{dY_{oxyd}(t)}{dt} = \frac{Y_{oxyd,0}(t) - Y_{oxyd}(t)}{\rho V_{cc}} \dot{m}_4 + \frac{MW_{fuel}}{\rho} \frac{Y_{oxyd,0}(t)}{Y_{fuel,0}(t)} \dot{\omega}_{fuel}(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*) \quad (4.22)$$

$$\dot{\omega}_{fuel}(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*) = \underbrace{-Y_{fuel}(t)^{-0.3} (0.233 Y_{oxyd}(t))}_{E} \underbrace{24100 \rho^{1.3} e^{\frac{-15098}{R_u(T^*(t) + \bar{T}_4)}}}_{k_0} \quad (4.23)$$

$$= -Er(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*)$$

$$Y_{products}(t) = 1 - Y_{fuel}(t) - Y_{oxyd}(t) \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT^*(t)}{dt} &= \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^3 Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right) \dot{m}_4 - \frac{1}{c_p \rho} \sum_{i=1}^3 h_i(t) \dot{\omega}(t, Y_i, T^*) MW_i \\ &= \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^3 Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right) \dot{m}_{oxyd} - \frac{1}{c_p \rho} \sum_{i=1}^3 h_i(t) \dot{\omega}(t, Y_i, T^*) MW_i + \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^3 Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right) \dot{m}_f \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\bar{A} = \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^3 Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right) \dot{m}_{oxyd} - \frac{1}{c_p \rho} \sum_{i=1}^3 h_i(t) \dot{\omega}(t, Y_i, T^*) MW_i, \bar{B} = \frac{1}{c_p \rho V_{cc}} \left(\sum_{i=1}^3 Y_{i,0} (h_{i,0} - h_i(t)) \right)$$

$$\Delta_B = 0, \Delta_A = \Delta_{T_4}$$

(4.26)

Pour examiner l'hypothèse 4.1, à partir de (4.26), $L_{g_j} L_f^0 \sigma_i(x) = L_{g_j} \sigma_i(x) = 0$, le degré relatif de la sortie est donc égal à 2. D'après la même équation, on peut voir que la matrice est non singulière pour la proposition 4.1 (la chambre de combustion est un système positif), et tous les paramètres sont des constantes de modèle non nulles. La dynamique du zéro et la dynamique interne peuvent alors être exprimés sous forme d'équation (4.21),(4.22),(4.23), (4.24), où la fonction de candidat de Lyapunov est:

$$\begin{aligned} V(t) &= \frac{1}{2} \omega_r Y^2(t) \\ \dot{V}(t) &= \frac{\delta V(t)}{\delta t} = \left(\omega_r \frac{\delta V(t)}{\delta Y(t)} \right)^T \frac{\delta Y(t)}{\delta t} \end{aligned} \quad (4.27)$$

$V(t)$ est une fonction de Lyapunov définie positive telle que sa dérivée temporelle est

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) &= Y_{fuel}(t) \left(\omega_r \frac{Y_{fuel,0}(t) - Y_{fuel}(t)}{\rho V} \dot{m}_4 - \frac{MW_{fuel}}{\rho} \omega_r Er(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*) \right) + \\ &Y_{oxyd}(t) \left(\omega_r \frac{Y_{oxyd,0}(t) - Y_{oxyd}(t)}{\rho V} \dot{m}_4 - \frac{MW_{fuel}}{\rho} \frac{Y_{oxyd,0}(t)}{Y_{fuel,0}(t)} \omega_r Er(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*) \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) = & Y_{fuel}(t) \left(\underbrace{\omega_r \frac{Y_{fuel,0}(t) - Y_{fuel}(t)}{\rho V}}_{\leq 0} \dot{m}_4 - \underbrace{\frac{MW_{fuel}}{\rho} \omega_r Er(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*)}_{=0} \right) + \\ & Y_{oxyd}(t) \left(\underbrace{\omega_r \frac{Y_{oxyd,0}(t) - Y_{oxyd}(t)}{\rho V}}_{\leq 0} \dot{m}_4 - \underbrace{\frac{MW_{fuel}}{\rho} \frac{Y_{oxyd,0}(t)}{Y_{fuel,0}(t)} \omega_r Er(t, Y_{fuel}, Y_{oxyd}, T^*)}_{=0} \right) \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\dot{V}(t) \leq 0$$

Pour un vecteur positive ω_r , $Y_{fuel} \geq 0$ et $Y_{oxyd} \geq 0$, et un débit massique d'entrée borné, la dynamique du zéro associée est asymptotiquement stable (Voir aussi [101]).

4.6.2. Commande par mode glissant robuste d'ordre entier

Soit les variables de glissement exprimées comme suit:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \dot{m}_4 - \dot{m}_{4ref} \\ \sigma_2 = P_2 - P_{2ref} \\ \sigma_3 = w - w_{ref} \\ \sigma_4 = T_4 - T_{4ref} \end{cases} \quad (4.29)$$

La loi de commande développée garantit l'évolution des trajectoires du système vers les collecteurs souhaités en temps fini et y stabilise le système de manière robuste. La CMG permet la stabilisation à temps fini de chaque sortie en définissant une loi de commande discontinue appropriée.

4.6.2.1. Stabilisation à temps fini du système nominal

Considérons le système nominal (4.11) sans incertitudes ($\Delta_A = 0$ $\Delta_B = 0$) qui est représenté par les chaînes intégratrices indépendantes définies comme suit:

$$\forall i \in \{1, \dots, m\}, \begin{cases} \dot{z}_{1,i} = z_{2,i} \\ \vdots \\ \dot{z}_{r_i-1,i} = z_{r_i,i} \\ \dot{z}_{r_i,i} = w_{nom,i} \end{cases} \quad (4.30)$$

avec $1 \leq i \leq m$, $1 \leq j \leq r_i$, $z_{j,i} = \sigma_i^{(j-1)}$, $z_i = [z_{1,i}, z_{2,i}, \dots, z_{r_i,i}]$, $z = [z_1^T, \dots, z_m^T]$. La commande préliminaire stabilisante à temps fini pour le système nominal (4.11) [99], est donnée comme suit :

$$u = \bar{B}^{-1}(-\bar{A} + w_c) \quad i = 1, 3 \quad (4.31)$$

$w_c = [w_1 \dots w_m]^T \in R^n$ et $w_c = w_{i,nom} + w_{i,disc}$, $w_{i,nom}$ avec est l'entrée auxiliaire de commande, on peut découpler partiellement le système nominal (le système sans incertitudes).

Comme a été prouvé dans [99], la preuve de la stabilité asymptotique avec l'argument de continuité $w_{nom,i}$ est basée sur l'existence d'un ensemble compact non vide qui est strictement positivement invariant par rapport au champ vectoriel en boucle fermée.

Théorème 4.1 [99,100]: Soit les constantes positives $k_{1,i}, \dots, k_{r_i,i}$ tel que le polynôme $p^{r_i} + k_{r_i,i}p^{r_i-1} + \dots + k_{2,i}p + k_{1,i}$ est Hurwitz. Il y a $\varepsilon_i \in (0,1)$ de telle sorte que, pour chaque $v_i \in (1-\varepsilon_i, 1)$ système (4.30) est stabilisé à l'origine en temps fini par le feedback suivant:

$$w_{nom,i}(z_i) = -k_{1,i} \text{sign}(z_{1,i}) |z_{1,i}|^{v_{1,i}} - \dots - k_{r_i,i} \text{sign}(z_{r_i,i}) |z_{r_i,i}|^{v_{r_i,i}} \quad (4.32)$$

Où $\text{sign}(\cdot)$ est la fonction signe $v_{1,i}, \dots, v_{r_i,i}$ satisfaire

$$v_{j-1,i} = \frac{v_{j,i} v_{j+1,i}}{2v_{j+1,i} - v_{j,i}} \text{ avec } j \in \{2, \dots, r_i\}, v_{r_i+1,i} = 1, v_{r_i,i} = v_i \quad (4.33)$$

L'équation (4.32) peut être représentée par une chaîne intégratrice indépendante [100], stabilisée à l'origine en temps fini par le feedback suivant:

$$w_{nom,i}(z_i) = -k_{1,i} \text{sign}(\sigma_i) |\sigma_i|^{v_{1,i}} = -k_{1,i} \text{sign}(\sigma_i) |\sigma_i| = -k_{1,i} |\sigma_i|^{1/2} \quad (4.34)$$

4.6.2.2. Commande robuste à temps fini

Dans le but de stabiliser le système incertain en un temps fini (4.11), la commande suivant est proposé [99,100] :

$$\begin{cases} w_c(z) = w_{nom}(z) + w_{disc}(z, z_{aux}) \\ \dot{z}_{aux} = -w_{nom}(z) \end{cases} \quad (4.35)$$

La fonction auxiliaire $z_{aux} \in R^m$ est utilisée pour concevoir la surface de glissement comme suit:

$$s(z) = [z_{r_1,1}, z_{r_1,2}, \dots, z_{r_1,m}] + z_{aux} \quad (4.36)$$

La dérivée temporelle de la surface de glissement pour les trajectoires du système:

$$\dot{s}(z) = w_c - w_{nom} + \Delta_A = w_{disc} + \Delta_A \quad (4.37)$$

Pour $\dot{s}(z) = 0$, la loi de commande w_{disc} garantit le mode glissant en présence des incertitudes prend l'expression suivante:

$$w_{i,disc} = -k_{2i} \text{sign}(s_i) \quad i = 1,3 \quad (4.38)$$

Où $\text{sign}(s_i) = \text{sign}(\sigma_i + z_{aux_i})$ et le gain satisfait $k_{2i} \geq \rho_i + \eta_i$ with $\eta_i > 0$.

Théorème 4.2 [99]: *Considérons le système non linéaire $\Sigma 1$ et supposons que les hypothèses 1-2 sont remplies. Ensuite, la loi de commande:*

$$u_i = \bar{B}^{-1}(-\bar{A} + w_{i,nom} + w_{i,disc}) \quad i = 1,3 \quad (4.39)$$

Où $w_{i,nom}$, $w_{i,disc}$ sont donnés respectivement en (4.34) et (4.35), garantissant l'établissement d'un mode de glissement d'ordre supérieur par rapport au temps fini. Pour la preuve, voir [101].

4.6.3. Commande par mode glissant robuste floue d'ordre entier

La fonction signe de la loi de commande (4.38) est remplacée par la logique floue. La combinaison de la logique floue avec CMG conduit à une conception hybride pour préserver les avantages de ces deux approches. La commande floue comprend trois étapes principales, à savoir la fuzzification, l'évaluation des règles et la défuzzification. L'entrée du système flou est la surface de glissement d'ordre entier, ainsi que la sortie du système flou est la commande de commutation [93,102].

$$\begin{aligned}
R1 : & \text{If } \theta_i \text{ is NB then } \beta_i \text{ is PB} \\
R2 : & \text{If } \theta_i \text{ is NM then } \beta_i \text{ is PM} \\
R3 : & \text{If } \theta_i \text{ is NS then } \beta_i \text{ is PS} \\
R4 : & \text{If } \theta_i \text{ is ZE then } \beta_i \text{ is ZE} \\
R5 : & \text{If } \theta_i \text{ is PS then } \beta_i \text{ is NS} \\
R6 : & \text{If } \theta_i \text{ is PM then } \beta_i \text{ is NM} \\
R7 : & \text{If } \theta_i \text{ is PB then } \beta_i \text{ is NB}
\end{aligned} \quad (4.40)$$

Dans l'étape de fuzzification, les sept fonctions d'appartenance triangulaires sont données pour les entrées et les sorties. De plus, les règles IF-THEN du flou sont décrits comme, où NB: Négative Grand. NM: Négative Moyen. NS: Negative petit. ZE: Zero. PS: Positive Petit. PM: Positive Moyen. PB: Positive Grand, sont les termes linguistiques de l'ensemble flou antécédent.

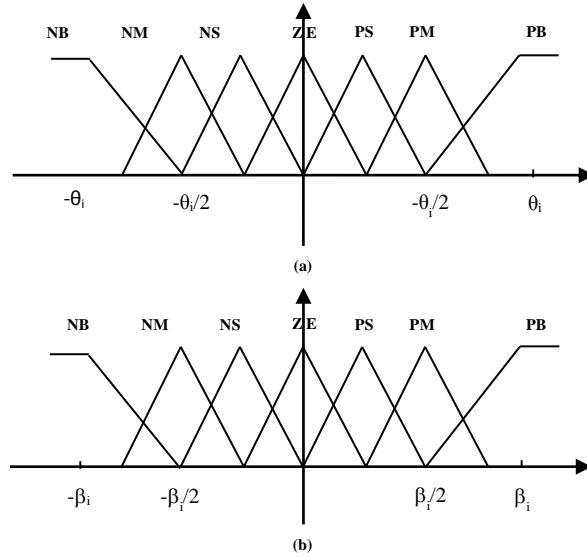


Figure. 4.12 (a) Les fonctions d'appartenance des entrée et (b) des sorties

4.6.4. Commande par mode glissant robuste d'ordre non-entier

Une brève description des opérateurs fractionnaires et du modèle dynamique étudié est présenté.

4.6.4.1. Les opérateurs fractionnaires Differ-intégral

L'opérateur intégral de Riemann-Liouville est donné par [102]:

$${}_a I_t^\nu f(t) = {}_a D_t^{-\nu} f(t) = \frac{1}{\Gamma(\nu)} \int_a^t (t-\zeta)^{\nu-1} f(\zeta) d\zeta, \quad (4.41)$$

qui représente une intégrale fractionnaire d'ordre $\nu \in [0,1]$ de la fonction localement intégrable $f(t)$, avec $\Gamma(\nu)$ la fonction Gamma qui étend analytiquement la factorielle d'un entier non négatif. En outre, l'opérateur Caputo étendu suivant [102].

$${}^c D_t^\nu f(t) = \frac{f(t) - f(a)}{\Gamma(1-\nu)(t-a)^\nu} + \frac{\nu}{\Gamma(1-\nu)} \int_a^t \frac{f(t) - f(\zeta)}{(t-\zeta)^{\nu+1}} d\zeta \quad (4.42)$$

est nécessaire pour démontrer que pour une fonction suffisamment régulière $f(t)$ et $\nu \in (0,1]$, les relations suivantes sont valables:

$$\begin{aligned} {}^c D_t^\nu {}_a I_t^\nu f(t) &= f(t) \\ {}_a I_t^\nu {}^c D_t^\nu f(t) &= f(t) - f(a) \end{aligned} \quad (4.43)$$

Les équations (4.41)-(4.43) deviennent instrumentales pour montrer les propriétés de stabilité du système en boucle fermée de la commande proposée.

4.6.4.2. La Solution proposée

Motivés par la commande par mode glissant d'ordre supérieur sans broitement qui suppose une différentiabilité des incertitudes et des perturbations pour les systèmes d'ordre entier en

utilisant l'intégrale d'ordre entier de la fonction discontinu, nous proposons d'étendre [99,113] au domaine du calcul fractionnaire pour se conformer à l'énoncé du problème. Notez que la dérivée temporelle de $\dot{\sigma}(t)$ pour (4.10) et (4.11) est:

$$\dot{\sigma}_i = L_{\bar{A}}\sigma_i + (L_B\sigma_i)u + L_{\Delta_A}\sigma_i \quad (4.44)$$

Soit la loi de commande continu suivante dans Ω_x :

$$\begin{aligned} (L_B\sigma_i)u &= -k_{1i}|\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) + k_{2i}v \\ {}^{c_{t_{ni}}}D_t^\beta v &= \text{sign}(\sigma_i) \end{aligned} \quad (4.45)$$

Avec $L_B\sigma_i = \frac{\partial \sigma_i}{\partial x_i} B$, $(L_B\sigma_i) \neq 0$, $[L_B\sigma_i]^{-1}$ est bien définie sur Ω_x . Pour tout instant t_{ni} ,

$\sigma_i(t_{ni}) = 0$, $\alpha, \beta \in [0,1]$ est l'ordre d'intégration fractionnaire pour $v(t) = v(t_{ni}) - {}_{t_{ni}}I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i)$ et α est défini ci-dessous. Ainsi, l'implémentation de commande sans modèle (4.45) peut être réécrite sous la forme :

$$u = -k_p|\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) - k_I {}_{t_{ni}}I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i) + \bar{\Delta}_A \quad (4.46)$$

avec $k_p = k_{1i}[L_B\sigma_i]^{-1}$, $k_I = k_{2i}[L_B\sigma_i]^{-1}$, $\bar{v} = k_{2i}[L_B\sigma_i]^{-1}v$. La loi de commande (4.46) expose une structure PI avec une intégrale d'ordre fractionnaire, puis il est structurellement similaire a la commande Super-Twisting, qui utilise une intégrale d'ordre entier [99,101,102]. Il est important de souligner que la commande (4.46) garantit la robustesse vis-à-vis des perturbations et des incertitudes. Néanmoins, la régularité de la commande dépend de l'ordre β , qui doit être inférieur à l'exposant critique de la perturbation. Cela établit un compromis entre robustesse et régularité qui est négligé dans la théorie standard de CMG d'ordre entier [104,105].

4.6.4.3. La convergence en temps fini

Le remplacement de l'équation (4.45) par l'équation (4.46), donne

$$\dot{\sigma}_i = L_{\bar{A}}\sigma_i - k_{1i}|\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) + k_{2i}v + L_{\Delta_A}\sigma_i \quad (4.47)$$

Notez que $\dot{\sigma}_i(t_{ni}) = \{L_{\bar{A}}\sigma_i + L_{\Delta_A}\sigma_i\}_{t=t_{ni}} + k_{2i}v(t_{ni})$, pour t_{ni} est un temps où $\sigma(t_{ni}) = 0$. Pour,

$(L_B\sigma_i)u|_{t=t_{ni}} = k_{2i}v(t_{ni})$. Ensuite, en l'écrivant dans (4.47), $L_{\bar{A}}\sigma_i + L_{\Delta_A}\sigma_i = \{L_{\bar{A}}\sigma_i + L_{\Delta_A}\sigma_i\}_{t=t_{ni}} + \bar{\Delta}_A$

avec $\bar{\Delta}_A = I_{t_{ni}}^\beta I_t^{\beta C} D_t^\beta \{L_{\bar{A}} \sigma_i + L_{\Delta_A} \sigma_i\}$ et $v(t) = v(t_{ni}) - I_{t_{ni}}^\beta \text{sign}(\sigma_i)$, il en résulte la dynamique d'attractivité suivante :

$$\begin{aligned}
\dot{\sigma}_i &= L_{\bar{A}} \sigma_i + L_{\Delta_A} \sigma_i - k_{I_i} |\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) + k_{2i} v(t) \\
&= \{L_{\bar{A}} \sigma_i + L_{\Delta_A} \sigma_i\}_{t=t_{ni}} + \bar{\Delta}_A - k_{I_i} |\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) + k_{2i} v(t) \\
&= \{L_{\bar{A}} \sigma_i + L_{\Delta_A} \sigma_i\}_{t=t_{ni}} + \bar{\Delta}_A - k_{I_i} |\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) + k_{2i} v(t_{ni}) - k_{2i t_{ni}} I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i) \\
&= \{L_{\bar{A}} \sigma_i + L_{\Delta_A} \sigma_i\}_{t=t_{ni}} + k_{2i} v(t_{ni}) - k_{I_i} |\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) - k_{2i t_{ni}} I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i) + \bar{\Delta}_A \\
&= \dot{\sigma}(t_{ni}) - k_{I_i} |\sigma_i|^\alpha \text{sign}(\sigma_i) - k_{2i t_{ni}} I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i) + \bar{\Delta}_A
\end{aligned} \tag{4.48}$$

L'existence de solutions pour les équations différentielles d'ordre fractionnaire discontinue, est basée sur l'extension de la méthode de régularisation de Filippov [104]. Les propriétés de la conception proposée sont données dans le théorème principal suivant :

Théorème 4.3 *Considérant le système en boucle fermée (4.46). Soit $k_{\Delta_{Ai}} = \sup_{a,b} |{}^C D_t^\beta \bar{\Delta}_A|_{t=b}$ pour $\alpha^{-1} = 1 + \beta^{-1}$, $k_{I_i} < (1 - \chi)(k_{2i} - k_{\Delta_{Ai}})^{\alpha/\beta}$ et $k_{2i} > k_{\Delta_{Ai}}(3 + \beta)/(1 - \beta)$. Il existe alors un temps fini borné donné par*

$$t_{si} \leq t_0 + \frac{1}{1 - \pi^{1/\beta}} \left[\frac{|\dot{\sigma}(t_0)| E(\beta + 1)}{k_{2i} - k_{\Delta_{Ai}}} \right]^{1/\beta} \tag{4.49}$$

Tel que $(\sigma_i(t), \dot{\sigma}_i(t)) = 0 \forall t > t_{si}$ ou $\pi = \chi + k_{I_i} \alpha^\alpha \left[\frac{E(\beta + 1)}{k_{2i} - k_{\Delta_{Ai}}} \right]^{\alpha/\beta} < 1$, et

$\chi = (\beta + 1)(k_{2i} + k_{\Delta_{Ai}})/(k_{2i} - k_{\Delta_{Ai}}) - 1 < 1$. Par conséquent, $x \rightarrow x_{ref}$ quand $t \rightarrow \infty$.

Preuve:

Les propriétés de robustesse et de stabilité du système (4.48) peuvent être obtenues en étendant le théorème 1 de [104,105], dans lequel le lecteur intéressé est référé. Par conséquent, seul un croquis de la preuve est présenté ici comme suit:

Les propriétés topologiques de $\sigma_i(t)$ permettent de définir les séquences $\{t_{ni}\}_{n \in N_0}$ et $\{t'_{ni}\}_{n \in N_0}$ à laquelle $\sigma_i(t_{ni}) = 0$ et $\dot{\sigma}_i(t'_{ni}) = 0$, respectivement.

Premièrement, considérons l'intervalle de temps $I_0 = (t_{0i}, t_{1i})$ et sans perte de généralité supposons $\dot{\sigma}_i(t_0) > 0$ donc $\sigma_i(t) > 0$ dans I_0 :

$$\dot{\sigma}_i(t) = \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - k_{I_i} \sigma_i^\alpha - k_{2i t_{0i}} I_t^\beta \text{sign}(\sigma_i) + \bar{\Delta}_A = \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - k_{I_i} \sigma_i^\alpha - k_{2i} \frac{(t - t_{0i})^\beta}{E(\beta + 1)} + I_{t_{0i}}^\beta I_t^{\beta C} D_t^\beta \bar{\Delta}_A \tag{4.50}$$

L'équation (4.50) a été trouvée en utilisant l'équation (4.41) et les propriétés de la fonction Gama E .

$$\begin{aligned}
\dot{\sigma}_i(t) &= \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - k_{li}\sigma_i^\alpha - \frac{k_{2i}}{E(\beta+1)}(t-t_{0i})^\beta + {}_{t_{0i}}I_t^\beta {}^c D_t^\beta \bar{\Delta}_A \\
&= \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - k_{li}\sigma_i^\alpha - \frac{k_{2i}}{E(\beta+1)}(t-t_{0i})^\beta + \frac{k_{\Delta Ai}}{E(\beta+1)}(t-t_{0i})^\beta \\
&= \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - k_{li}\sigma_i^\alpha - \frac{k_{2i} - k_{\Delta Ai}}{E(\beta+1)}(t-t_{0i})^\beta
\end{aligned} \tag{4.51}$$

Désormais, les inégalités suivantes se maintiennent pour $\dot{\sigma}_i(t_{0i}) > 0$ et $\sigma_i(t) > 0$

$$\dot{\sigma}_i(t) \leq \dot{\sigma}_i(t_{0i}) - \frac{k_{2i} - k_{\Delta Ai}}{E(\beta+1)}(t-t_{0i})^\beta \tag{4.52}$$

De cette manière, l'intégrale d'ordre entier de (4.52) ($\int_{t_{0i}}^t \dot{\sigma}_i(t) dt$) donne

$$\sigma_i(t) \leq \dot{\sigma}_i(t_{0i})(t-t_{0i}) - \frac{k_{2i} - k_{\Delta Ai}}{E(\beta+2)}(t-t_{0i})^{\beta+1} \tag{4.53}$$

Deuxièmement, en résolvant pour $t_{li}(\sigma_i(t_{li})=0)$ et $t'_{li}(\dot{\sigma}_i(t'_{li})=0)$, on obtient

$$\begin{aligned}
(t_{li} - t_{0i})^\beta &\leq \dot{\sigma}_i(t_{0i}) \frac{E(\beta+2)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}} \\
(t'_{li} - t_{0i})^\beta &\leq \dot{\sigma}_i(t_{0i}) \frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}}
\end{aligned} \tag{4.54}$$

Par conséquent, on a que $|\dot{\sigma}_i(t_{li})| \leq \pi |\dot{\sigma}_i(t_{0i})|$. En supposant que le même est valide sur $I_l = (t_{li}, t_{(l+1)i})$ pour un arbitraire l , cela implique que ces conditions sont également préservées I_{l+1} , ainsi sur l'intervalle I_l pour $l \in N_0$. Par conséquent $|\dot{\sigma}_i(t_{li})| \leq \pi^l |\dot{\sigma}_i(t_{0i})| \rightarrow 0$ pour $l \rightarrow \infty$, cela conduit a

$$\begin{aligned}
(t'_{(l+1)i} - t_{li})^\beta &\leq \dot{\sigma}_i(t_{li}) \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}} \right] \\
&\leq \pi^l |\dot{\sigma}_i(t_{0i})| \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}} \right]
\end{aligned} \tag{4.55}$$

Maintenant, afin d'estimer le temps de convergence $t_{si} = t_0 + \sum_{l=0}^{\infty} (t_{(l+1)i} - t_{li})$ est fini car la série est géométrique.

$$\begin{aligned}
\left(\sum_{l=0}^{\infty} (t'_{(l+1)i} - t_{li}) \right)^\beta &\leq \sum_{l=0}^{\infty} \dot{\sigma}_i(t_{0i}) \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}} \right] \\
&\leq \sum_{l=0}^{\infty} \pi^l \dot{\sigma}_i(t_{0i}) \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta Ai}} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_{l=0}^{\infty} (t'_{(l+1)i} - t_{li}) &\leq \sum_{l=0}^{\infty} \pi^{l/\beta} \dot{\sigma}(t_{0i}) \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta i}} \right]^{1/\beta} \\ &\leq \frac{1}{1 - \pi^{1/\beta}} \dot{\sigma}(t_{0i}) \left[\frac{E(\beta+1)}{k_{2i} - k_{\Delta i}} \right]^{1/\beta} \end{aligned} \quad (4.56)$$

pour $\pi < 1$, d'où $\dot{\sigma}_i(t) = 0 \quad \forall t > t_{si}$. Enfin, par les théorèmes fondamentaux du calcul fractionnaire, $\sigma_i(t_{li}) = 0 \quad \forall t > t_{si}$.

4.6.5. Optimisation de la commande par essaim de particules

Les essaims de particules forment une approche d'intelligence collective permettant de résoudre des problèmes d'optimisation. L'idée directrice de cette méthode est de simuler le comportement collectif des oiseaux à l'intérieur d'une nuée : leur capacité à voler de façon synchrone et leur aptitude à changer brusquement de direction, tout en restant en une formation optimale. L'algorithme de cette approche, comme il a été développé, est basé sur un simple concept et peut être implémenté en quelques lignes de code. De plus, il n'utilise que des opérateurs mathématiques primaires (pas de gradients).

2.6.5.1 Essaim

Le terme essaim est basé sur cinq principes. Le premier principe est celui de proximité : la population devrait être capable d'effectuer de simples calculs de temps et d'espace. Le second est celui de qualité : la population devrait être capable de répondre aux facteurs de qualité dans l'environnement. Le troisième principe est celui de réponse diverse : la population ne devrait pas recommencer ses activités, excessivement, en suivant les mêmes chemins à chaque fois. Le quatrième est celui de stabilité : la population ne devrait pas changer son mode de comportement chaque fois qu'il y a un changement d'environnement. Le dernier principe est celui d'adaptabilité : la population doit être capable de changer son mode de comportement quand cela en vaut la peine (en termes de complexité spatiale et temporelle).

2.6.5.2 Le voisinage

Le voisinage constitue la structure du réseau social. Les particules à l'intérieur d'un voisinage communiquent entre elles. Différents voisinages ont été étudiés et représentent essentiellement les topologies suivantes :

- Topologie en étoile : le réseau social est complet, chaque particule est attirée vers la meilleure particule notée $X_{g_{best}}$ et communique avec les autres.

- Topologie en anneau : chaque particule communique avec n voisines immédiates. Chaque particule tend à se déplacer vers la meilleure dans son voisinage local notée X_{pbest} .
- Topologie en rayon : une particule centrale est connectée à toutes les autres. Seule cette particule ajuste sa position, si cela provoque une amélioration, l'information est communiquée aux autres.

2.6.5.3 La version standard de l'algorithme OEP

Cette approche a été introduite par James Kennedy et Russel Eberhart en 1995. Elle part d'une population de particules ou d'individus se déplaçant dans l'espace de recherche. Le processus de recherche suit les règles suivantes [106] :

- Chaque particule est dotée d'une mémoire qui lui permet de mémoriser le meilleur point par lequel elle est déjà passée et elle a tendance à retourner vers ce point.
- Chaque particule appartient à un voisinage. Ce dernier a une influence sur son comportement. Cela signifie qu'une particule sera affectée par le meilleur point trouvé par n'importe quel membre de son voisinage topologique. Elle va tendre à aller vers ce point. Pour cela, chaque particule est dotée d'une position, la valeur de la fonction objectif pour cette position, une vitesse, une mémoire personnelle retenant la meilleure position visitée et une mémoire collective retenant la meilleure position visitée par le voisinage. Les particules dans ce cas changent leur vitesse en se basant sur leur mouvement actuel, leur mémoire personnelle et leur mémoire collective. La position change en appliquant cette vitesse à la position courante. De ce fait, le comportement de la particule est un compromis entre les trois possibilités suivantes :

- La particule suit son chemin personnel.
- La particule tend à retourner vers sa meilleure position.
- La particule tend à suivre la meilleure position trouvée par le voisinage.

Ce compromis est décrit par le formalisme suivant :

$$V_i^{t+1} = QV_i^t + c_1 \text{rand}_1(X_{pbest} - X_i^t) + c_2 \text{rand}_2(X_{gbest} - X_i^t) \quad (4.57)$$

$$X_i^{t+1} = X_i^t + \mathcal{N}_i^{t+1} \quad (4.58)$$

c_1 et c_2 sont des constants positives, rand_1 et rand_2 sont des nombres aléatoires dans l'intervalle [0–1], et Q est le poids d'inertie. X_i^t représente la position de la i^{eme} particule et

V_i^t est leur vitesse. Les positions des particules sont actualisé à l'aide de l'équation (4.58), avec X_i^{t+1} est la nouvelle position de la i^{eme} particule dans un espace de recherche de dimension m . Ce processus se répète tant que le critère de convergence n'est pas atteint. Cela peut être :

- Un nombre fixe d'itérations.
- En fonction de la fonction objectif.
- Lorsque la variation de vitesse est proche de 0.

Notons que ces équations de déplacement ne sont pas les seules. En effet, les stratégies de déplacement peuvent être divisées en deux catégories: une première catégorie contenant les stratégies utilisant une distribution indépendante pour chaque dimension (équations de déplacement classiques) et une deuxième catégorie contenant les stratégies qui dépendent uniquement des positions des particules. L'algorithme de l'OEP est caractérisé par l'interaction entre les différentes particules. Le mécanisme responsable de la génération de nouvelles solutions potentielles est l'imitation du comportement global du voisinage. Nous constatons que les paramètres qui interviennent dans cet algorithme sont :

- La dimension du problème.
- Le nombre de particules.
- Les valeurs des coefficients c_1 et c_2 .
- La taille du voisinage.
- La vitesse.

Pseudo-Code Algorithme 1 : OEP

N le nombre de particules

F la fonction objectif

[Initialisations]

//Initialiser aléatoirement la population

Init_population(P)

// Evaluer la performance de chaque particule dans la population

Evaluer(P)

[Traitements]

Répéter

Pour i de 1 à N

// trouver le voisinage de i

$V \leftarrow$ **obtenir-voisinage(i)**

// sélectionner les sources d'influence du voisinage

Source \leftarrow **selection-source(i,V)**

// Générer une nouvelle position en se basant sur les sources d'influence

$x \leftarrow$ **Generer-nouvelle-pos(Source)**

Evaluer(x)

// **Tester** si la nouvelle position est meilleure que l'ancienne meilleure position déjà visitée

2.5 La version multi-objectif de l'algorithme OMOEP

Pour appliquer l'optimisation par Essaim Particulaire sur les problèmes multi-objectifs, il est clair que le schéma global de l'OEP classique doit être modifié [106]. On doit essentiellement:

- Maximiser le nombre d'éléments trouvés qui appartiennent à l'ensemble de Pareto optimal,
- Minimiser la distance entre le front de Pareto produit et le front de Pareto réel.
- Maintenir la diversité au sein de l'ensemble trouvé.

Pour ce faire, plusieurs problèmes se posent et concernent particulièrement :

- Le choix des guides (personnels et globaux) tout en favorisant le choix des particules non dominées par rapport aux particules dominées.
- La manière de retenir les particules non dominées pour qu'elles soient non seulement non dominées vis-à-vis de la population courante mais aussi vis-à-vis des populations passées.
- Le maintien de la diversité au sein de l'essaim.

L'algorithme proposé est basé sur la **dominance de Pareto** : chaque position non dominée présente une candidate potentielle pour être sélectionnée comme étant un leader. Une fonction d'encombrement est également utilisée pour filtrer l'ensemble des leaders. En effet, l'essaim est divisé en trois sous essaims de même taille : dans chaque sous essaim, on applique une technique de mutation différente. En fait, la mutation est utilisée pour promouvoir la diversité dans l'essaim. Pour chaque particule, le leader est choisi arbitrairement dans l'ensemble des leaders existants avec une probabilité P_{es} . Sinon il est sélectionné avec une probabilité $(1-P_{es})$ en se basant sur la fonction d'encombrement. De plus, l'ensemble des leaders est sauvegardé dans une archive externe dont la mise à jour est basée sur la fonction d'encombrement et ceci pour favoriser le maintien des individus se situant dans les zones les moins encombrées. Cette approche intègre aussi le concept de l' ε -dominance pour fixer la taille de l'archive [106].

Pseudo-Code Algorithme 2 : OMOEP

Initialiser aléatoirement la population et initialiser l' ε -archive

Calculer la valeur de la fonction d'encombrement pour chaque leader

Répéter

Pour chaque particule

Choisir le leader

Effectuer le déplacement

Effectuer la mutation

Evaluer la particule

Mettre à jour la meilleure performance de la particule

FinPour

Mettre à jour l' ε -archive

Mettre à jour les valeurs de la fonction d'encombrement pour chaque leader

Jusqu'à Nombre Maximal d'itérations atteint

Les paramètres qui interviennent sont:

- la taille de l'essaim.
- la probabilité P_{es} pour choisir le leader.
- les paramètres c_1 et c_2 .
- le facteur d'inertie Q .
- le nombre maximal d'itérations.

L'auteur a effectué une étude permettant de définir l'impact de chaque paramètre sur la performance de son approche. Il a considéré plusieurs combinaisons possibles en faisant varier les valeurs pour chaque paramètre. Le critère choisi pour comparer les différentes variantes de son approche est le taux de succès.

Les résultats trouvés sont les suivants:

- Pour la taille de l'essaim et le nombre maximal d'itérations, les grandes valeurs donnent les meilleurs résultats.
- Pour les paramètres P_{es} , c_2 et w les grandes valeurs donnent les meilleurs résultats.
- Le paramètre c_1 n'a pas d'effet sur la performance de l'algorithme.

Les meilleures valeurs pour chaque paramètre sont les suivantes:

- Pour P_{es} : entre 0,8 et 0,97.
- Pour c_2 : entre 1,9 et 2.
- Pour Q : entre 0,4 et 0,5.

4.6.5.5. Les fonctions objectifs et les contraintes

Cette étude examine la conception de la commande CMG d'ordre entier/fractionnaire basée sur l'optimisation multi-objectif. Dans de nombreux cas, le problème de la conception est formulé de telle manière qu'il se concentre sur la minimisation d'un seul objectif et tente d'obtenir des résultats acceptables pour certains objectifs particuliers, par exemple performances temporelles ou robustesse paramétrique, etc. Mais dans tout problème pratique de commande, il y aura toujours des compromis entre les différents objectifs. Par exemple, il est naturel qu'un simple contrôleur ne donne pas le temps de stabilisation le plus rapide avec la meilleure robustesse paramétrique (c'est-à-dire le temps de stabilisation minimum pour toutes les conditions de fonctionnement ou les asymétries des paramètres). Par conséquent, il est nécessaire de formuler une stratégie de sorte que de nombreuses solutions différentes

puissent être obtenues sur une frontière de Pareto pour étudier leurs compromis. La frontière de Pareto est une surface sur l'espace des fonctions objectifs du problème, de sorte que, pour des solutions se trouvant à la surface, il n'est pas possible d'obtenir une meilleure solution qui a simultanément une valeur inférieure pour tous les objectifs que la présente. En d'autres termes, toute nouvelle tentative de diminution d'une fonction objectif entraînerait une augmentation des autres objectifs. Ensuite, le concepteur devrait être en mesure de choisir la commande approprié parmi le compromis entre ces objectifs contradictoires selon son exigence spécifique pour le problème [106].

Nombreux facteurs affectent les performances de TAG, par conséquent, il existe plusieurs méthodes pour améliorer les performances d'un cycle d'une TAG. Chacune de ces méthodes ont des effets différents sur la puissance de sortie, l'efficacité et la consommation spécifique de carburant. La sélection d'une méthode particulière dépend du type de modèle, des conditions de fonctionnement, de la manière dont elle affecte la performance du cycle de la TAG, et des mesures qui sera prises.

La méthode d'optimisation utilisée dans cette étude peut choisir efficacement les gains des paramètres appropriés pour les lois de commande en fonction de plusieurs fonctions objectifs proposées ci-dessous. Il vise à atteindre le plus haut niveau de puissance, de couple, d'efficacité de conversion du carburant et de la consommation économique [106]:

$$1- \text{Performances de poursuite: } \min f_1(t) = \int_0^{t_{op}} t \left(\sum_{i=1}^4 \sigma_i(t)^2 \right) dt$$

$$2- \text{Variables de commande : } \min f_2(t) = \int_0^{t_{op}} t \left[(1 - \gamma_v(t))^2 + (1 - \gamma_T(t))^2 + u_3^2(t) \right] dt$$

$$3- \text{Variation des variables de commande /Fluctuation/Broutement } \min f_3(t) = \int_0^{t_{op}} t \sum_{i=1}^3 \Delta u_i^2(t) dt$$

$$4- \text{Puissance } \min f_4(t) = - \int_0^{t_{op}} t P_U^2(t) dt$$

Le critère FT-ITSE, ou la fonction objectif $f_i(t)$ est pénalisée lorsque le temps t augmente. C'est-à-dire que le critère est plus adapté à notre thèse, car $f_i(t)$ est obligé à atteint la valeur minimale en un temps fini. t_{op} est le temps fini d'optimisation, peut être utilisé à la place pour se rapprocher du critère ITSE, t_{op} est sélectionné supérieur au temps de réponse de sorte que

l'intégrale après t_{op} peut avoir une contribution minimale au total valeur de l'intégrale ITSE [106]. Le Schéma fonctionnel de l'algorithme de commande est illustré à la figure 4.13.

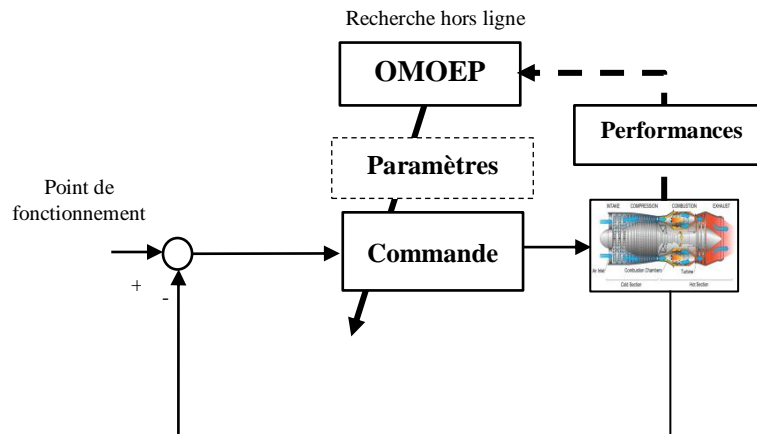


Figure. 4.13 Schéma fonctionnel de l'algorithme de commande

Le problème d'optimisation conduit à résoudre l'équation de minimisation suivante:

$$\begin{aligned}
 & \text{Min } f_j(k_{1i}, k_{2i}) \text{ ou } \text{min } f_j(k_{1i}, k_{2i}, \beta) \quad j = 1,4 \quad i = 1,3 \\
 & \text{sous contraintes} \\
 & 0 < u_1 < 1 \dots\dots\dots (a) \\
 & 0 < u_2 < 1 \dots\dots\dots (b) \\
 & \dot{m}_{fuelmin} \leq \dot{m}_f \leq m_{fuelmax} \dots\dots\dots (c) \\
 & T_4 \leq T_{4ref} \dots\dots\dots (d) \\
 & 0 < \beta < 1 \dots\dots\dots (e) \\
 & k_{1i} < (1 - \chi)(k_{2i} - k_{\Delta_A})^{\alpha/\beta} \dots\dots\dots (f) \\
 & k_{2i} > k_{\Delta_A}(3 + \beta)/(1 - \beta) \dots\dots\dots (g)
 \end{aligned} \tag{4.59}$$

Une vanne 0 : Fermée (0%), 1 : Ouverte (100%). Il est important de noter que l'ordre de Differ-intégral joue un rôle critique non seulement dans le problème de rejet des perturbations, mais aussi dans la régularité du signal de commande. Les contraintes (e),(f),(g) concerne uniquement la loi de commande d'ordre fractionnaire.

4.7. Résultat et Simulation :

Afin d'illustrer les performances exceptionnelles de la stratégie proposée, nous avons considéré **Mercury 50** (Solar/TurboMach/Caterpillar Company). Les données du modèle de la TAG sont données par le constructeur dans les conditions ISO [107-110] (Voir Annexe 1). La simulation dans cette partie comprend le test de performance temporelle de la poursuite, l'amélioration des performances aérodynamique, l'amélioration des performances

thermodynamiques, robustesse de la commande proposée [111-112]. En outre, les performances de la commande conçue dans ce domaine seront comparées à cinq autres méthodes basées sur la CMG, à savoir

RSMC: Commande par mode glissant d'ordre entier.

FRSMC: Commande par mode glissant Floue d'ordre entier.

FORSMC: Commande par mode glissant d'ordre fractionnaire.

ORSMC: Commande par mode glissant d'ordre entier optimisée par OMOEP.

OFRSMC: Commande par mode glissant floue d'ordre entier optimisée par OMOEP .

OFORSMC: Commande par mode glissant d'ordre fractionnaire optimisée par OMOEP .

La simulation a été programmée en Simulink/Matlab, basé sur l'intégrateur Euler, avec une étape fondamentale de 0,1 ms pour résoudre les équations dynamiques. La méthode CRONE a été considérée comme approximant numériquement l'intégrale de Riemann-Liouville, avec une fonction de transfert d'ordre 5 dans le domaine fréquentiel [0,001, 1000] rad/s [105].

4.7.1. Perturbations et incertitudes

Étant donné qu'il existe diverses perturbations externes dans le processus de production d'énergie, il est important de vérifier la capacité de rejet des perturbations de la loi de commande et les performances temporelles de ce processus. Le vecteur des variables d'entrée $u(t)=[u_1(t)u_2(t)u_3(t)]^T$, représente la vanne de commande CCV, la vanne de contrôle (Throttle), le débit du carburant, le vecteur variable de sortie se réfère au débit du compresseur, la pression du compresseur, à la vitesse de la turbine (compresseur), à la température CC respectivement.

La promotion des performances dans la commande de la TAG dépend principalement des pertes (Throttle) et de la consommation du combustible. Théoriquement et pratiquement, plus l'ouverture des aubes des vannes est grande, plus les pertes de puissance sont faibles (Couple de résistant pour le compresseur), et en attendant, plus le débit de carburant est faible, moins la consommation du combustible est importante.

Définissez les indices de performance du processus de commande comme $f_i(t)$ qui représentent les fonctions d'optimisation. Les consignes de vitesse et de température sont respectivement $1484.82rd/s (\approx 14179tr/min)$ et $1480.15K (\approx 1207^\circ C)$, et les limites des variables de commande sont définies comme suit $0 \leq u_i(t) \leq 100\%$ et $0.2 kg/s \leq u_3(t) \leq 0.25 kg/s$. A $t = 1000s$, deux types de perturbations (ajoutées à $\Delta_x(t)$) sont appliqués au système noté par $pert(t)=[0.33\sin(0.2t) \ 0.14\sin(0.2t) \ \sin(0.2t) \ rand(-$

278.17,278.15)] sont considérés respectivement comme des perturbations de débit massique , pression, vitesse et température, $d(t)=[-1.6 \ 0.28 \ -10 \ 278.15]$ représentent l'incertitude de la caractéristique du compresseur et de la caractéristique de la vanne de contrôle, la charge de la turbine, et les coefficients thermodynamiques.

4.7.2. Simulation 1: Avant l'optimisation

Les sélections raisonnables des paramètres dans l'algorithme de commande ont un grand effet sur l'amélioration des performances de la commande conçu. La condition de robustesse est une méthode de sélection de paramètres couramment utilisée dans la commande robuste pour sa mise en œuvre facile. Par conséquent, on se basant sur cette méthode pour la commande d'ordre entiers, premièrement, la commande CMG d'ordre entier discontinue et floue, avec le gain $k_{1,i} = [0.7, 0.8, 1.4, 1]$, $k_{2,i} \geq \rho_i + \eta_i$ avec $\eta_i > 0$. Deuxièmement, la commande CMG d'ordre fractionnaire est défini dans l'équation (4.46), les paramètres de commande sont réglés conformément au théorème 4.3 comme suit : $\beta = 0.6$, $\alpha = 0.37$, $k_{\Delta_A} = [0.3, 0.27, 11, 95]$, $k_{2i} > k_{\Delta_A} (3 + \beta) / (1 - \beta)$, $\chi < 1$, $k_{1i} < (1 - \chi) (k_{2i} - k_{\Delta_A})^{0.62}$.

Comme le montrent les légendes des Figures 4.14-4.15, les lignes de couleurs et de types de lignes différents révèlent les réponses du système commandé par les diverses techniques de commande mentionnées précédemment. Comme le montre la Figure 4.15, les variables de sortie du système sous le contrôle de la commande CMG proposée peuvent atteindre le point d'équilibre avec moins de dépassement et de temps de stabilisation, ce qui a démontré son excellente précision de poursuite et sa vitesse de convergence.

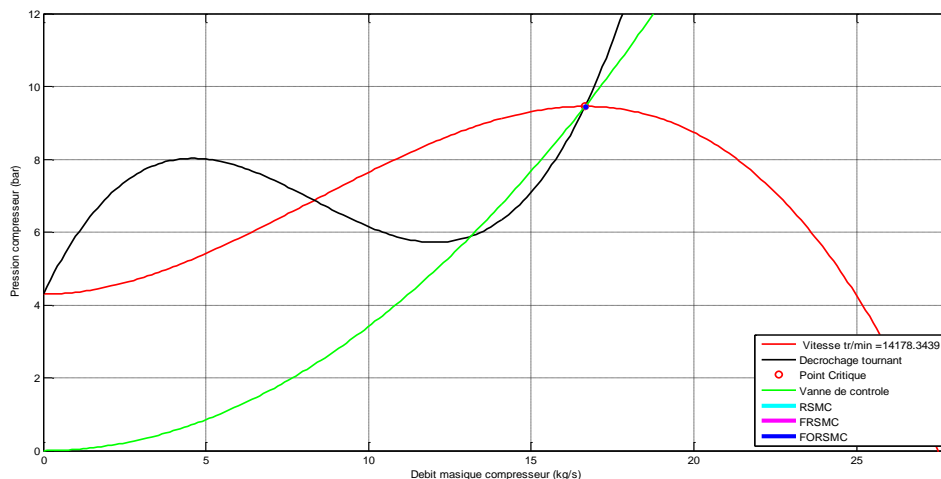


Figure. 4.14. La dynamique du compresseur-Simulation 1

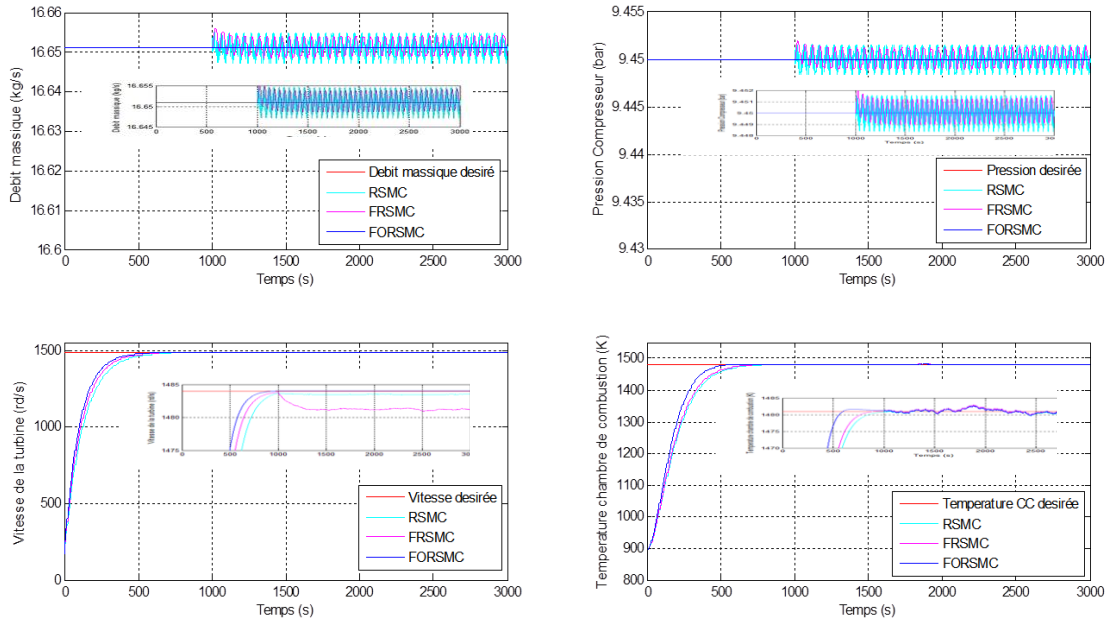


Figure. 4.15 La réponse des sorties du système-Simulation 1

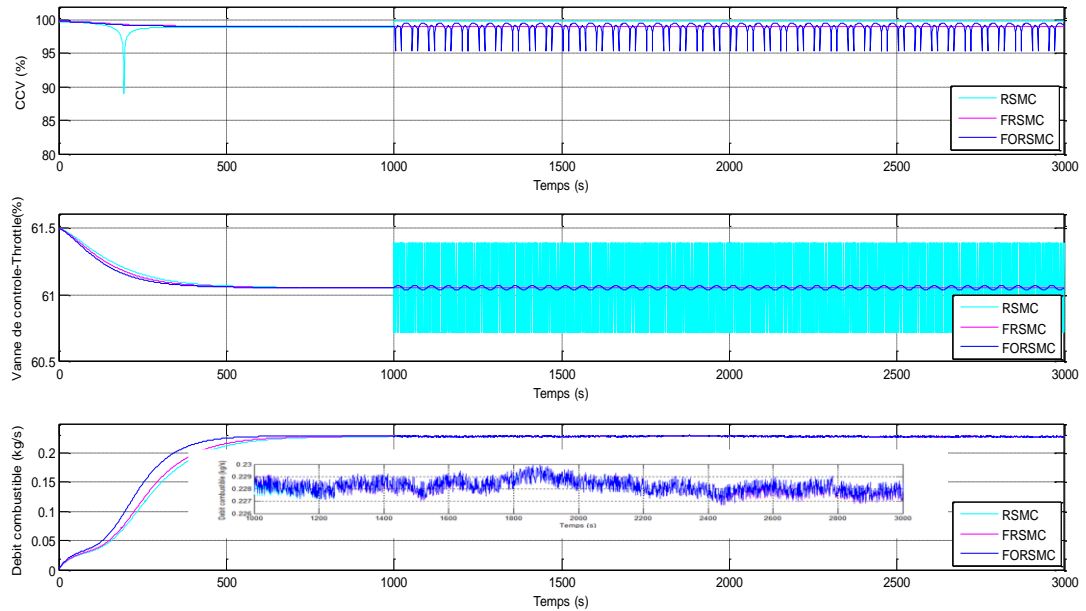


Figure. 4.16 Les variables de commande - Simulation 1

De plus, les variables manipulées dans la Figure 4.16 sont considérées comme des reflets de l'amélioration des performances, qui maintiennent toujours des ouvertures des vannes plus grandes (Throttle-CCV) et une consommation du combustible inférieure avec la commande de variables manipulées du système par deux autres méthodes par rapport à la consommation nominale de débit massique du combustible .

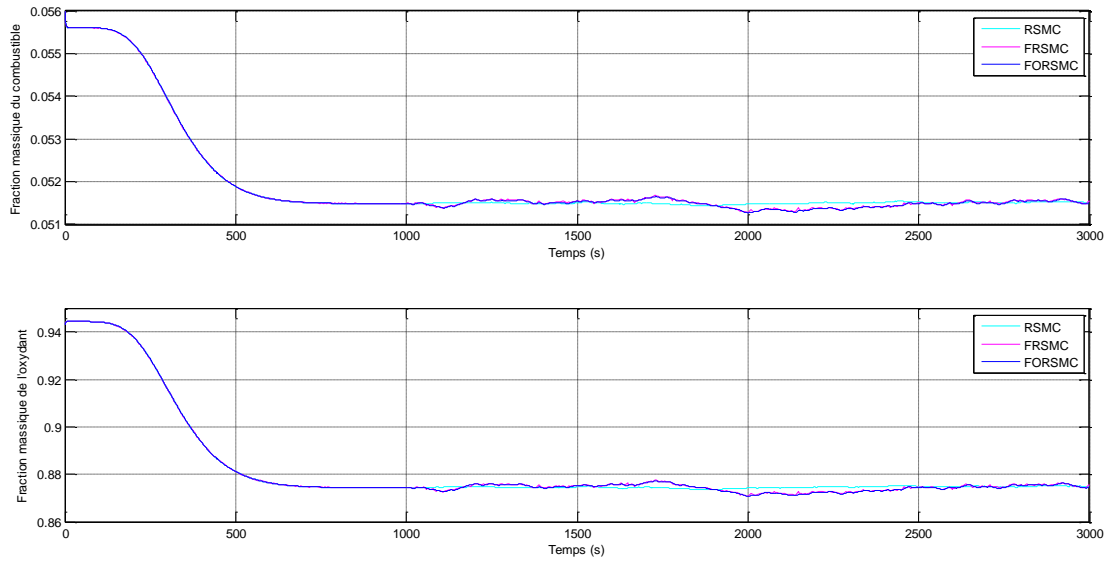


Figure. 4.17 Fraction massique du combustible/Air-Simulation 1

Dans la Figure 4.17, il n'y a que trois contrôleurs (RSMC, FRSMC, FORSMC) sélectionnés dans la comparaison des réponses des variables d'état pour la clarté des graphiques tout en maintenant la fiabilité des résultats de la comparaison. Les réponses des variables d'état lisses ont indiqué la stabilité exceptionnelle des états de l'algorithme adopté. Les fractions massiques du combustible et de l'oxydant chutent rapidement et finissent par se stabiliser. Ce résultat implique que le combustible et l'oxydant sont convertis en produits, ce qui correspond au rapport du combustible et de l'oxydant, qui a été choisi pour être proche de la valeur stœchiométrique.

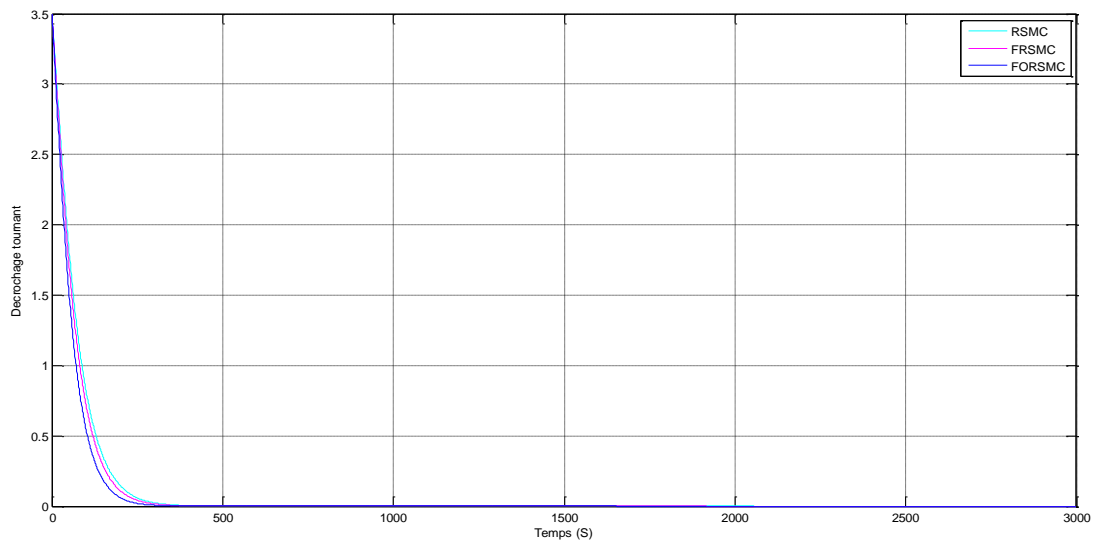


Figure. 4.18 Le décrochage tournant - Simulation 1

Le coefficient de décrochage tournant positif J_1 est amorti, cela peut être vu par la Figure 4.18. Lorsque la turbine prend de la vitesse, le décrochage s'amortit et la turbine entre dans un état d'équilibre. Le débit massique, la vitesse et la pression se stabilisent tous à une valeur constante avec le coefficient de décrochage à zéro. Par conséquent, le modèle peut simuler le régime transitoire ainsi que l'état stationnaire. Ces résultats reproduisent ceux donnés dans les travaux précédents et donnent l'assurance que le modèle proposé est suffisant pour modéliser l'ensemble de la turbine à gaz.

Le modèle proposé est soumis à une perturbation importante de la température et de la vitesse, ce qui rend la commande plus importante. Ceci est illustré sur la Figure 4.19 où de faibles variations d'amplitude sont obtenues simultanément en puissance et en couple. Dans ce cas, la boucle de régulation de température domine fortement la réponse de la turbine à gaz et influence de manière significative la sortie de la turbine à gaz. Dans ces conditions, les

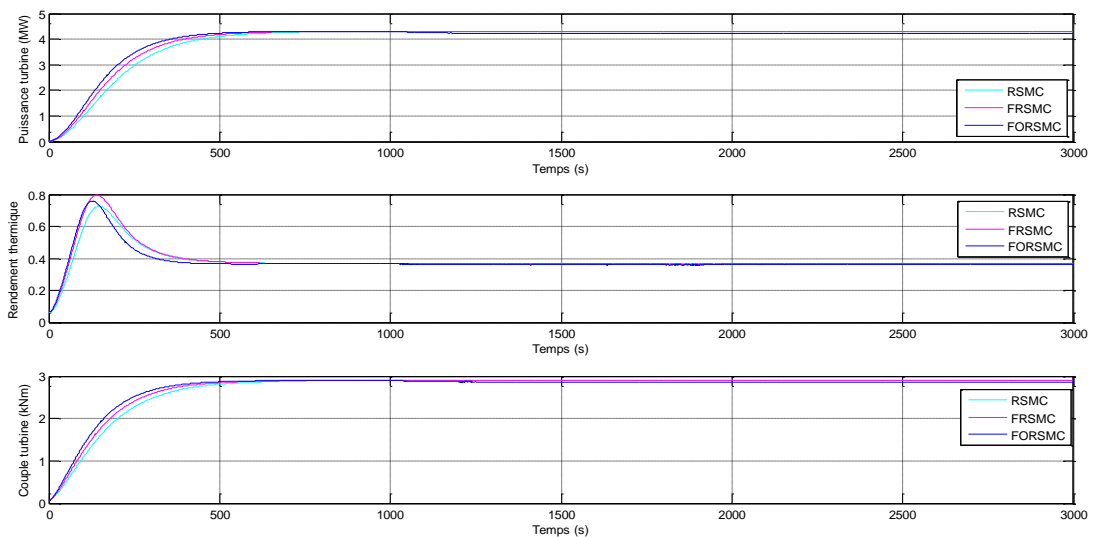


Figure. 4.19 Puissance net, rendement thermique, et couple de la turbine- Simulation 1 performances de contrôle de température sont essentielles pour atteindre la puissance nominale.

4.6.2. Simulation 2: Après l'optimisation

Dans la méthode OMOEP précitée, l'ajout de l'indicateur de combustion et thermodynamique dans la fonction multi-objectif peut garantir l'amélioration du rendement des turbines à gaz. En outre, la haute précision de poursuite et la fluidité de la commande optimisée peuvent être assurées par l'existence de la fonction dynamique de variation et fluctuation des variables de

Tableau 4.2 Les paramètres de OMOEP

Paramètres	Valeur	Paramètres	Valeur
N° Itérations	40	Inertie Q	0.5
N° Particules	200	N° Grille	30
Dimension	8	Dépôt(Archive)	100
c ₁	2	Ratio de Mutation	0.7
c ₂	2.05	Fonctions de fitness	f1,f2,f3,f4

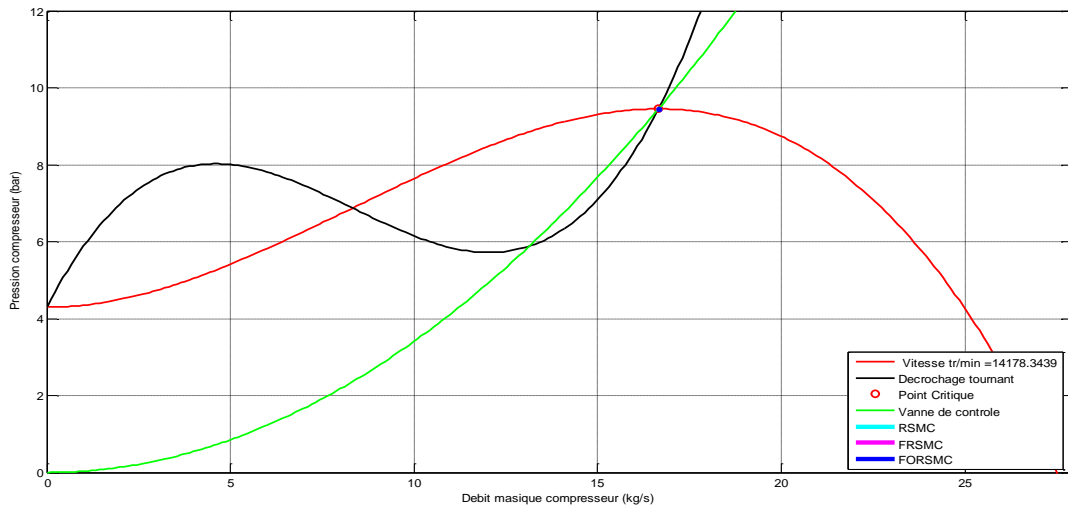


Figure. 4.20. La dynamique du compresseur - Simulation 2

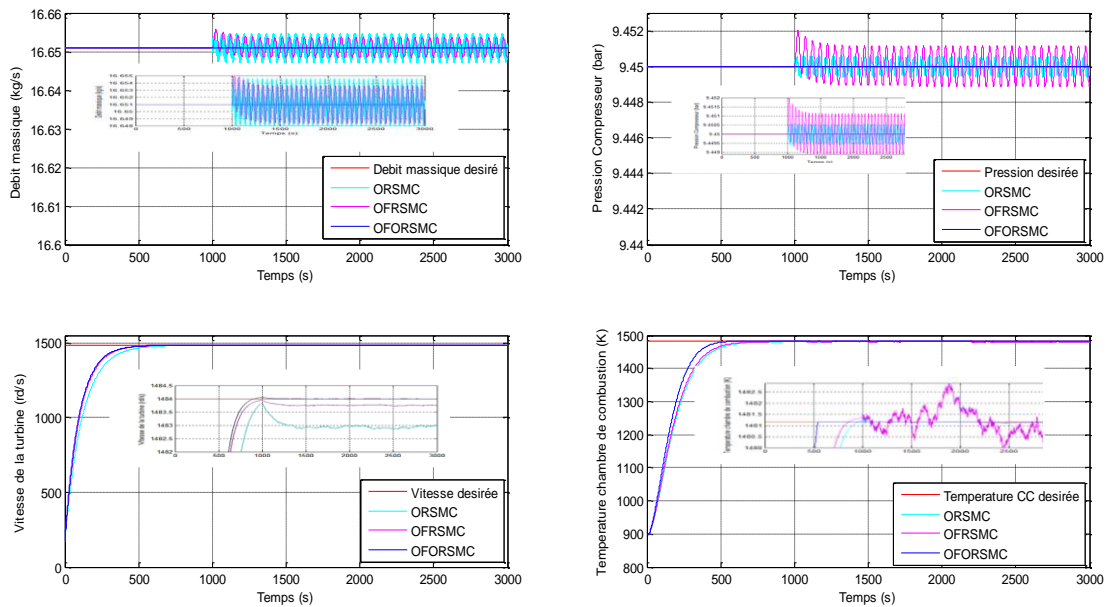


Figure. 4.21 La réponse des sorties du système- Simulation 2

commande, la contrainte de stabilité, qui reposaient sur le problème d'optimisation multi-objectif. Afin de favoriser la rapidité de convergence du processus de résolution de ces problèmes de commande, le problème de commande d'optimisations multi-objectif est choisi. Comme pour l'analyse de commande précédant de la simulation 1, la Figure 4.20 et la Figure 4.21 montrent bien que la méthode proposée puisse atteindre le plus petit temps de réponse et dépassement de toutes les variables de sortie, ses performances globales sont évidentes optimaux. En plus, la dynamique des variables de commande résultante des algorithmes optimisés est souple, avec une bonne stabilité du compresseur en respect des limites physiques des actionneurs (Figure 4.22).

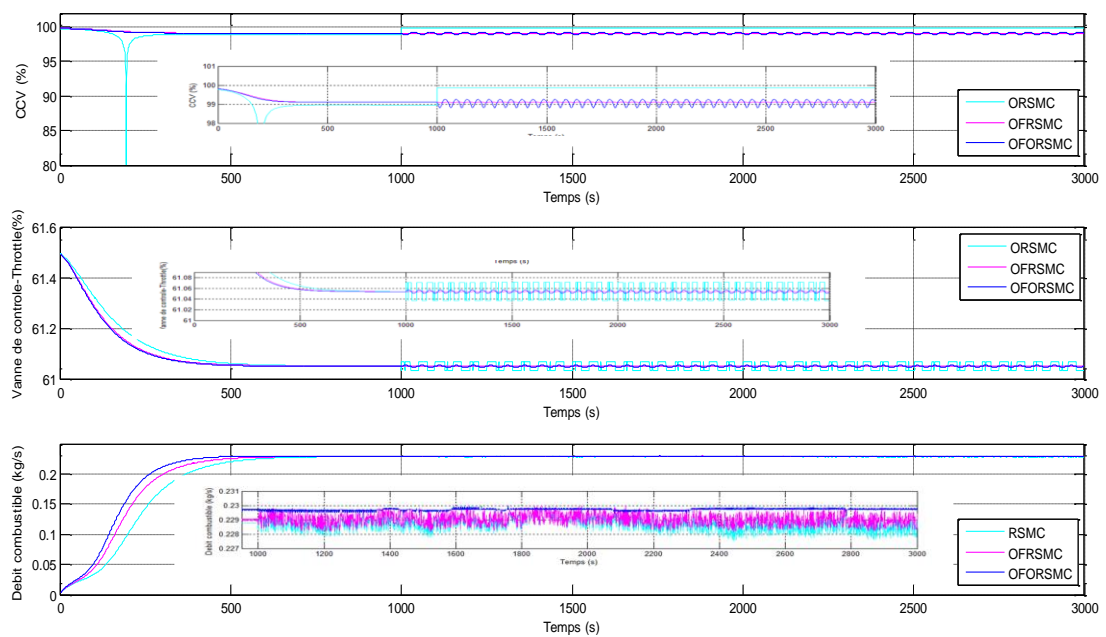


Figure. 4.22 Les variables de commande - Simulation 2

Par conséquent, les contrôleurs optimisés de cette simulation révèlent la précision de poursuite désirée, la conversion maximale du combustible (Figure 4.23), l'optimisation de la puissance souhaitée pour tous les contrôleurs en comparaison (Figure 4.25).

De plus, les réponses de rejet du décrochage tournant de la Figure 4.24 ont démontré la bonne stabilité aérodynamique des approches proposées.

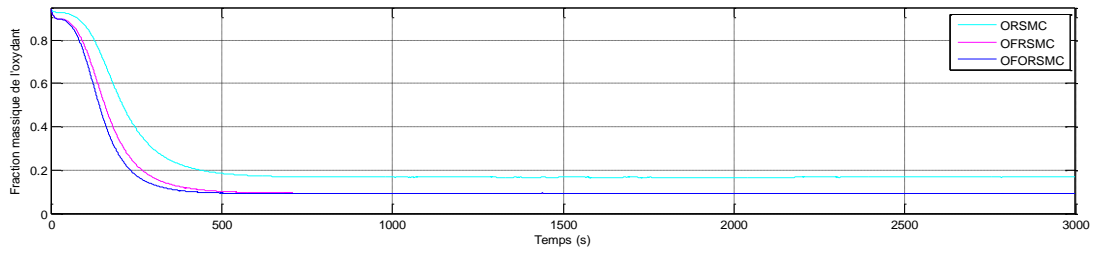
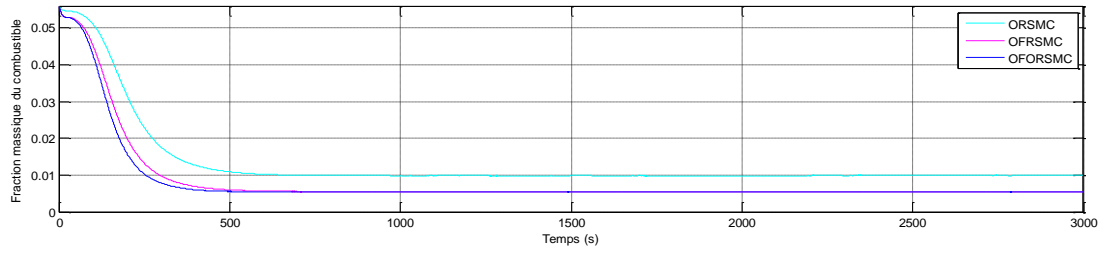


Figure. 4.23 Fraction massique du combustible/Air-Simulation 2

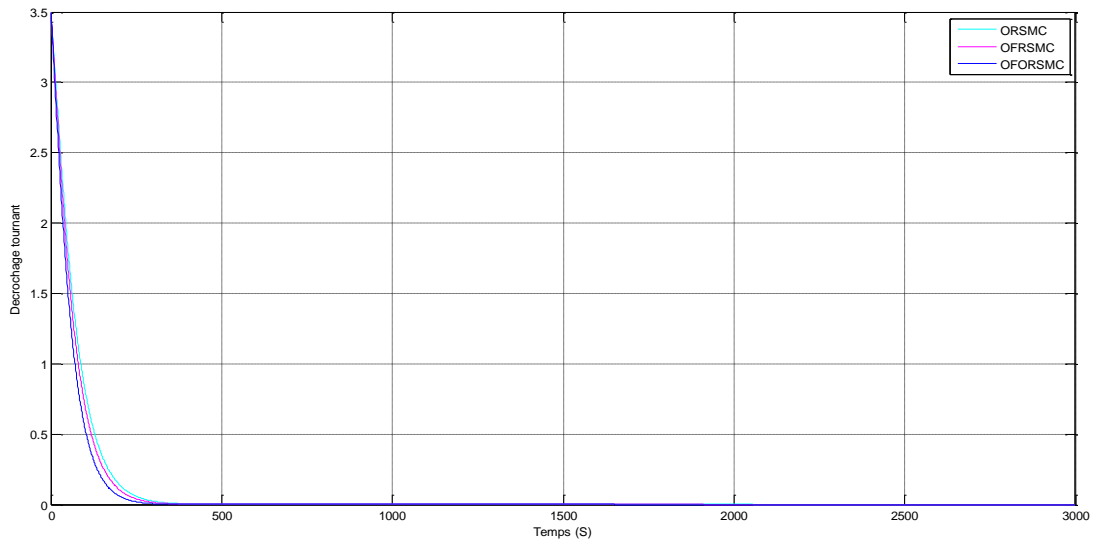


Figure. 4.24 Décrochage tournant - Simulation 2

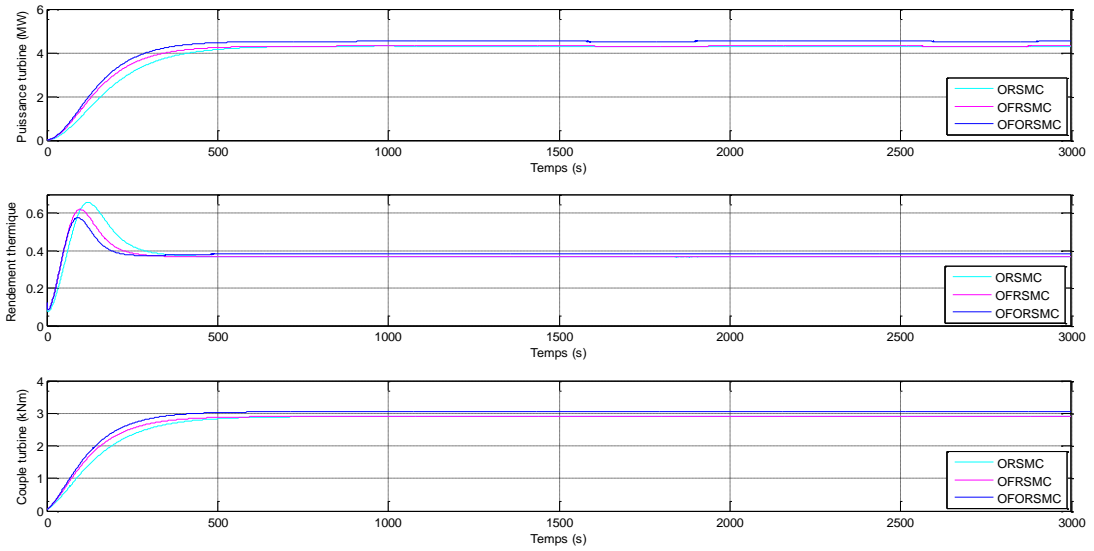


Figure. 4.25 Puissance net, rendement thermique, et couple de la turbine

Après avoir effectué tous les simulations qui clarifient l'amélioration des performances aérodynamiques et thermodynamiques en basant sur OMOEP, nous avons opté pour prendre le temps de réponse, et f_1, f_2, f_3, f_4 comme des indicateurs de qualité et de supériorité des trois algorithmes optimisés (Lois de commande). Les résultats de contraste entre les différents algorithmes sont illustrés dans la Figure 4.26 et Figure 4.27.

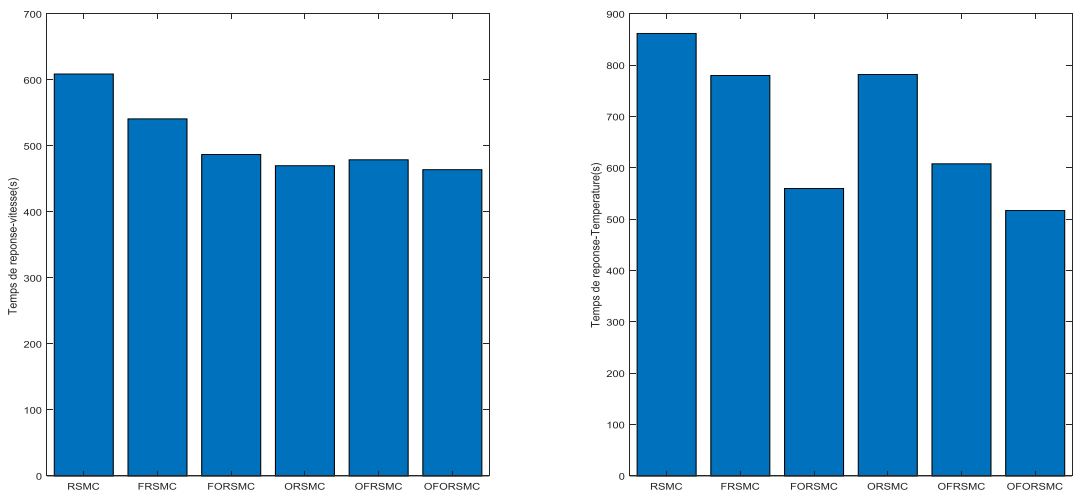


Figure. 4.26 La comparaison des temps de réponse

Comme le montre la Figure 4.26 et Figure 4.27, la reformulation du problème présenté en méthode d'optimisation multi-objectif converge avec le temps de réponse le plus court parmi

tous les algorithmes. De plus, l'algorithme **OFOSMC** peut faire un compromis raisonnable entre les différents indices de performance et atteindre les performances optimales avec moins de dépassement, de perte de puissance et de consommation du combustible.

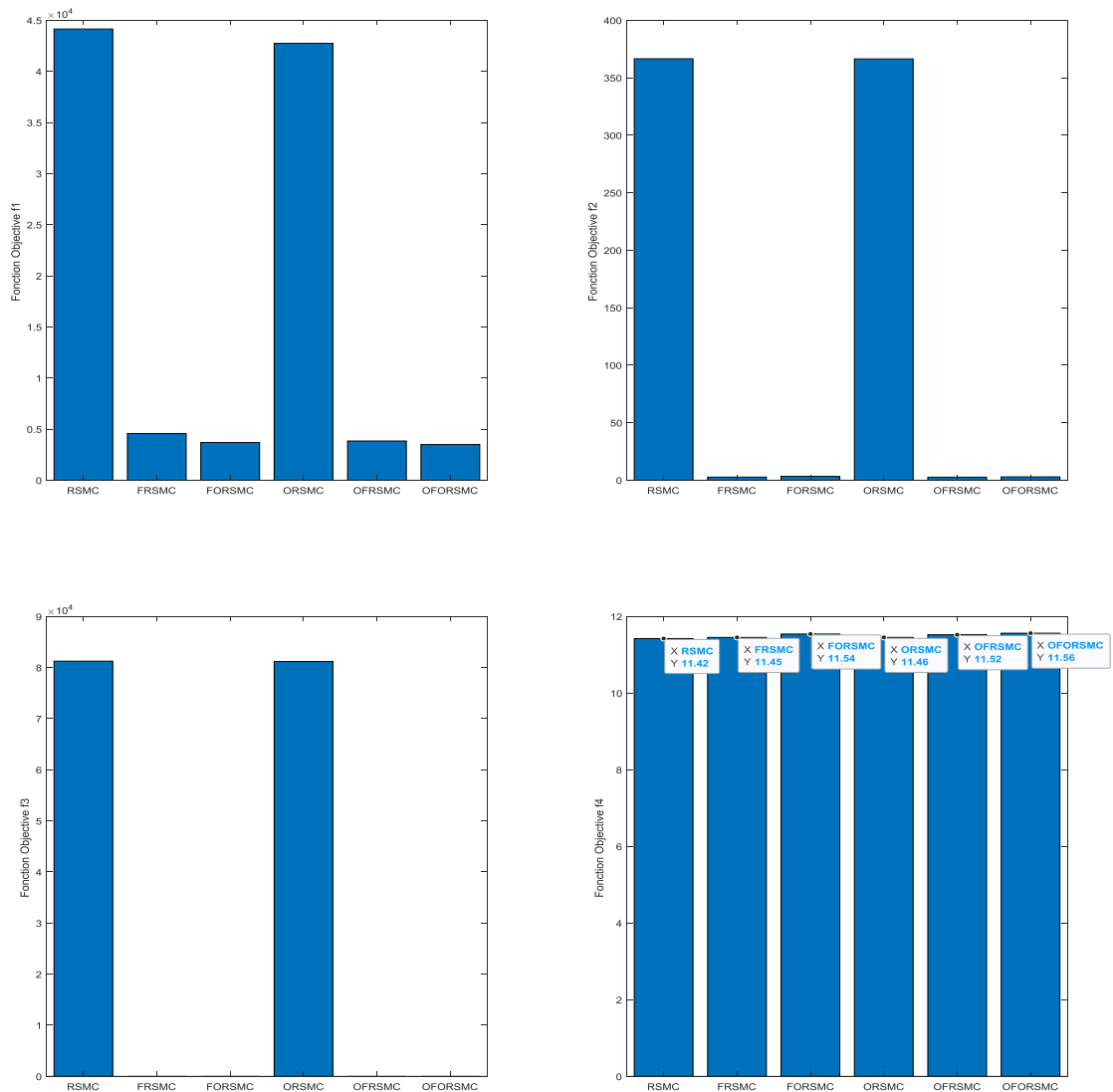


Figure. 4.27 La comparaison des fonctions objectifs

Par conséquent, la bonne dynamique de commande et l'amélioration de la puissance de la TAG obtenu par l'application des stratégies de commande optimisées sont toujours maintenues lorsque le système est soumis à des incertitudes et à des perturbations, ce qui démontre la remarquable robustesse des algorithmes. De plus, la Figure 4.29 est donnée pour les analyses antérieures de l'optimisation multi-objectif superposée sur la surface de Pareto. Il est évident que la Figure 4.29 comprend les résultats du test de performance aérodynamique et thermodynamiques pour chaque loi de commande. Cependant, l'**OFORSMC** proposé révèle

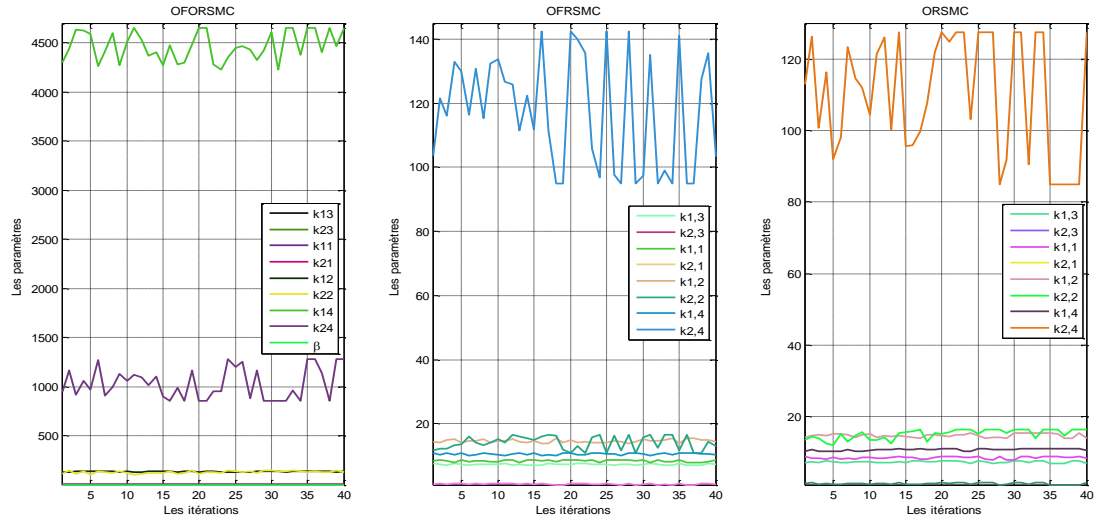
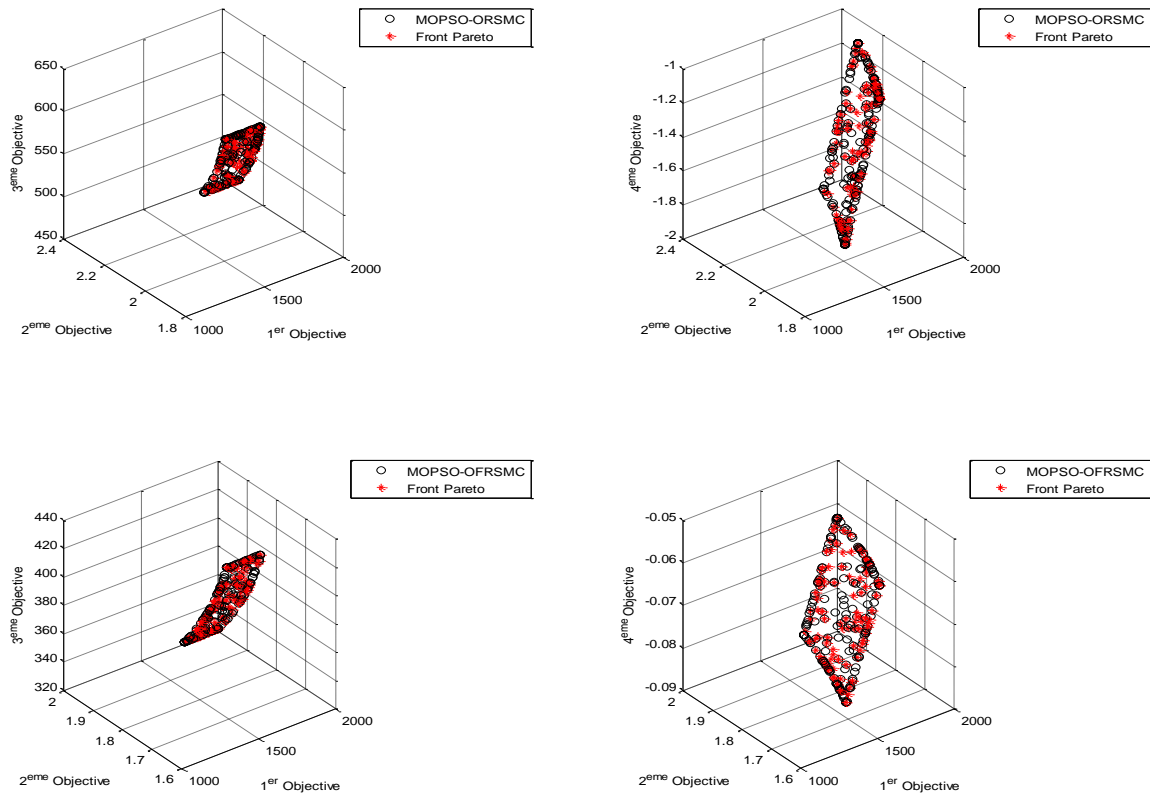


Figure. 4.28 L'évolution des paramètres en fonction des itérations

des performances optimales en ce qui concerne la prise en compte complète des pertes, fluctuations, et consommation du combustible. En outre, la supériorité des performances d'**OFORSMC** peut également être démontrée à partir de la surface de Pareto.



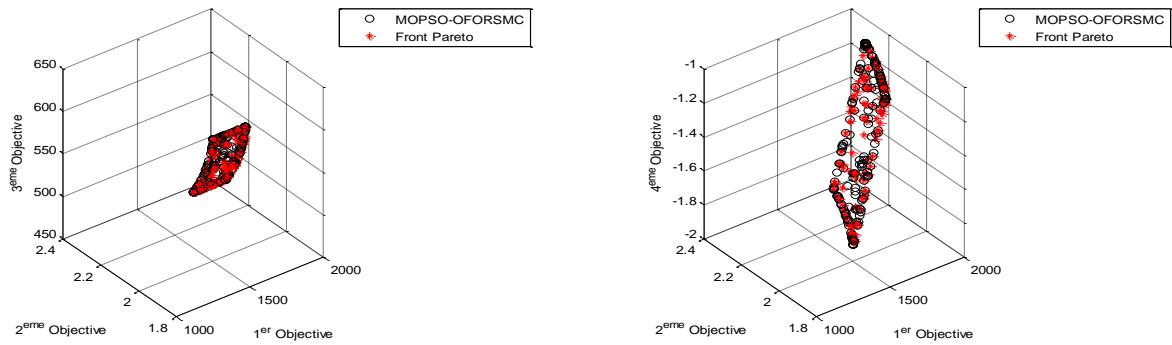


Figure 4.29 Le front Pareto pour les différents algorithmes de commande

Par conséquent, la conception robuste en un temps fini de l'approche **OFORSMC** est toujours en mesure de maintenir une dynamique souple des actionneurs, avec les performances aérodynamique/ thermodynamique souhaitées, ce qui est bénéfique pour la protection des équipements et la conservation de l'énergie du processus de production. En ce sens, les outils d'ordre fractionnaire fournissent un aperçu supplémentaire sur la dynamique de la boucle fermée en considérant des conceptions plus précises en fonction des spécifications du modèle.

4.8 Conclusion

L'étude proposée dans ce chapitre a pour objectif de décrire une turbine à gaz (**Mercury 50**) et d'appréhender les techniques pour la modélisation de cette dernière toutes en se basant sur les phénomènes d'instabilités aérodynamique qui affect généralement le compresseur et la chambre de combustion, sachant qu'ils constituent la plus grande partie de celle-ci. Plusieurs modèles ont été développés pour expliquer la non-linéarité de la turbine à gaz. Dans le but d'améliorer les performances de commande par mode glissant d'ordre entier, flou et d'ordre fractionnaire, une optimisation d'essaim de particules multi-objectif basée sur le front de Pareto est adoptée pour optimiser les paramètres des contrôleurs.

Dans la conception des lois de commande optimisées, quatre fonctions objectif sont pris en compte dans la fonction multi-objectif d'optimisation pour garantir les performances du processus de commande. De plus, la fonction d'énergie et la contrainte physique et de stabilité sont introduites dans le problème d'optimisation pour une précision de poursuite du système en un point de fonctionnement efficace et des perturbations externes.

Par conséquent, l'OM peut concilier simultanément la précision de commande et le bon comportement des actionneurs. De plus, pour favoriser la rapidité de convergence de l'OM, le

front de Pareto est appliqué dans le processus de résolution du problème d'optimisation OM. De plus, l'utilisation des fonctions objectifs et la réduction des nombres des contraintes favorisent une certaine flexibilité de recherche et une localisation rapide de l'espace de recherche proche de la valeur optimale, ainsi que le calcul de la solution non-dominante du front de Pareto favoriseront davantage la vitesse d'optimisation.

Par conséquent, la combinaison des avantages la logique floue (souplesse) et le calcul fractionnaire des intégral/dérivée avec une optimisation multi-objectif peut garantir le rejet de perturbations, performances aérodynamiques (pompage, décrochage tournant), performances thermodynamique (rendement, énergie), les performances de poursuite, une dynamique des actionneurs souple, et la rapidité de convergence. De plus, en prenant la perte de la vanne de contrôle (Throttle) et la consommation de carburant comme indices économiques, la stratégie présenté est appliqué au processus de commande de la TAG et se démarque un rendement thermique exceptionnelles. Cependant, il y a peu d'applications de l'algorithme proposé dans d'autres domaines, par conséquent, afin de démontrer l'efficacité et l'universalité de la technique présentée, les applications dans plus de domaines seront incluses dans les travaux futurs.

Conclusion générale et perspectives

La Modélisation des composants de la turbine à gaz Mercury50 a été développée en utilisant le logiciel MATLAB. Les principales composants sont un compresseur axial, chambre de combustion, turbine, échangeur de chaleur. Cette modularité crée un cadre flexible qui peut être utilisé pour créer virtuellement un nombre illimité de combinaisons.

La puissance générée par la turbine est directement proportionnelle au changement d'enthalpie de la fluide, la puissance de sortie, et la vitesse du rotor de la turbine à gaz peut être contrôlée. Ce scénario a été implémenté sur le modèle modulaire à l'aide de différentes stratégies de commande (Calcul Entier, fractionnaire, Floue) basées sur un mode glissant. Il a été trouvé, après optimisation des paramètres des commandes en utilisant les algorithmes génétique, essaim des particules standards et multi-objectives, que les stratégies de commande proposées sont capables d'assurer un rejet des instabilités aérodynamiques, une poursuite de vitesse et température. L'analyse des commandes effectuées dans cette étude est n'est pas destiné à être exhaustif, mais plutôt à donner un aperçu préliminaire des méthodes de commande possibles et les directions. Les principales conclusions de cette étude est :

- ✓ Le développement de ce modèle modulaire pourrait être utilisé pour une étude d'efficacité de diverses configurations hybrides dans des futures recherches. Cela pourrait impliquer de combiner plusieurs autres sources d'énergie hybride (Pile combustible) ou a énergie renouvelable (Récepteur solaire) et turbines à gaz avec divers échangeurs de chaleur. L'étude pourrait également être élargi pour inclure les méthodes de distribution d'énergie, telles que synchrone vs non synchrone des turbines.
- ✓ Des études supplémentaires pourraient être effectuées sur l'identification des paramètres du modèle pour chaque composant, et en différents régimes de fonctionnement (Démarrage et arrêt).
- ✓ Le commande proposée n'a pas besoin d'une connaissance précise des caractéristiques du compresseur et n'utilise pas de retour d'état complet. La seule hypothèse clé est la borne des perturbations externes et des incertitudes du modèle. Sous cette hypothèse que la loi de commande développée peut garantir la stabilité asymptotique globale du modèle.

- ✓ Les stratégies de commande développées, nous a donné un résultat encourageant vu que le système est maintenu à fonctionner en un point de fonctionnement critique, qui permet de minimiser le dimensionnement des turbomachines (précisément en aéronautique).
- ✓ D'autres commandes pourraient également être analysés et simulés. Bien que l'impact de la dynamique des deux actionneurs (Throttle et CCV) soit abordé, il doit être soigneusement étudié. Les travaux futurs sur ce sujet incluent le développement d'une méthode de commande adaptative pour satisfaire les exigences de transition de vitesse opérationnelle et empêcher le système d'aller vers des zones saturées d'actionneurs qui limitent les performances de la commande.

En mettant en évidence les faits mentionnés ci-dessus, des améliorations remarquables peuvent encore être réalisées dans le processus de modélisation, de simulation et de commande des turbines à gaz. Les méthodologies peuvent être améliorées et développées de manière à pouvoir s'appliquer à une large gamme de conditions d'exploitation pour diverses turbines à gaz. Ils pourraient également être capables d'identifier les paramètres des turbines à gaz et de prédire leur comportement dynamique complexe aussi précisément que possible. Les résultats de recherche à venir dans ce domaine peuvent aider efficacement à concevoir, fabriquer, exploiter et entretenir des turbines à gaz dans des conditions souhaitables. Les efforts futurs apporteront des avancées technologiques et peuvent conduire à la fabrication de turbines à gaz avec une consommation d'énergie minimale et donc une efficacité maximale.

Annexe A

Les spécifications techniques Mercury 50

A.1. Les paramètres de la turbine [68,107-110]

Symbole	Valeur	Unités	Symbole	Valeur	Unités
a	0.3	[-]	N	14171	tr/min
A_c	0.19	m^2	P_1	101.3	KPa
b	96.17	[-]	PR	1:9	[-]
c_{pa}	1005	$J/Kg-k$	ΔP	3%	[-]
c_{pg}	1148	$J/Kg-k$	R	0.1	m
C_A	150	m/s	R_u	287.4	$J/Kg-k$
c	0.7	[-]	U_d	150	m/s
H	0.18	[-]	T_{01}	298	K
h_f	$4.6 \cdot 10^3$	J/Kg	V_{cc}	0.059	m^3
J_{Eq}	0.4	Kgm^2	V_p	1.5	m^3
k_a	1.4	[-]	W	0.25	[-]
k_g	1.33	[-]	μ	0.01	$[m^2/s]$
l_c	3	m	Λ_1	$2.1685 \cdot 10^{-4}$	[-]
l_E	8	[-]	Λ_2	0.0189	[-]
l_i	2	[-]	l_E	8	[-]
LHV	50.7 (13.9)	MJ/Kg (kWh/Kg)	ψ_{c0}	0.3	[-]
m_G	1.75	[-]	τ_{Fric}	30	Nm
m_{cc}	1	Kg	ψ	0.35	[-]
\dot{m}	16.7	Kg/s	ρ	1.5	Kg/m^2
n	10	[-]			

A.2. Les spécifications techniques [108]

Compresseur

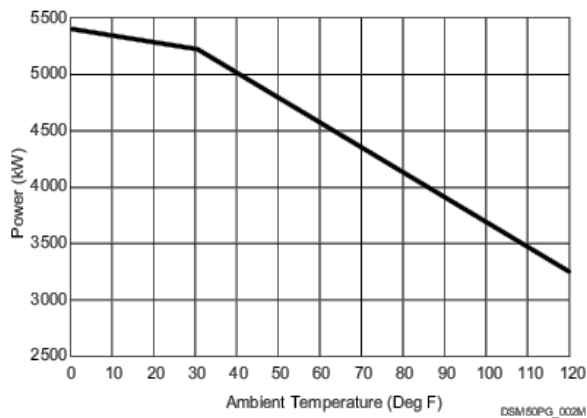
Efficacité isentropique [%]	90.0
Efficacité mécanique [%]	98.0
Pression entrée [bar]	1.013
Pression de sortie [bar]	9.45
Débit d'air (kg/s)	16.6
Perte de pression delta P d'entrée (kPa)	0
Rapport de compression	9.33
Humidité relative (%)	60
Perte en débit (kg/s)	0.09

Combustion

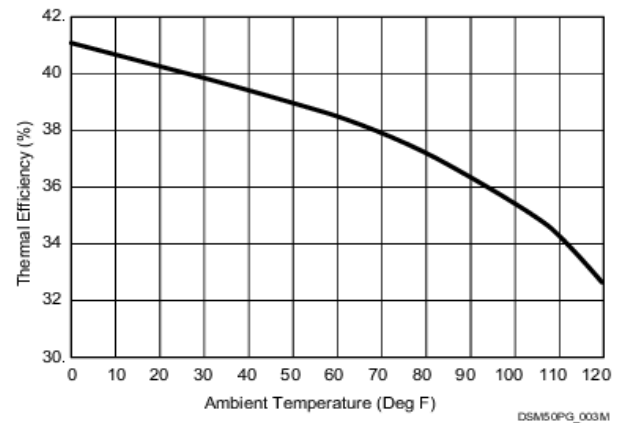
Temperature de sortie (°C)	1207-Int/1193-Cont
Temperature TRIT (°C)	1163-Int/1150-Cont

Débit du combustible (kg/s)	0.23
Perte de pression ΔP (%)	3.0
Efficacité de la chambre de combustion (%)	95
Récupérateur	
Efficacité du récupérateur(%)	92
Température d'air en sortie	621-Int/611-Cont
Debit d'air (kg/s)	16.7
La turbine (Expansion)	
Efficacité isentropique [%]	88.0
Efficacité mécanique [%]	98.
Pression d'entrée bar]	8.814
Pression de sortie [bar]	1.013
Perte ΔP d'échappement (%)	3.8
Générateur	
Efficacité de la génératrice (%)	97
Efficacité de l'accouplement (%)	98.7

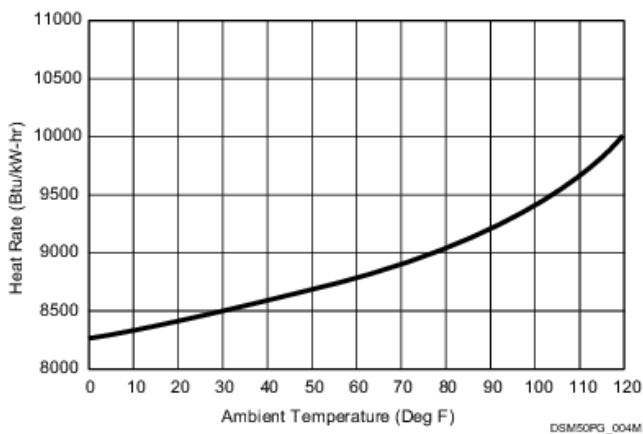
A.3. Les courbes caractéristiques [110]



Puissance



Efficacité thermique



Taux de chaleur

Références bibliographiques

- [1] T. Giampaolo, *Gas Turbine Handbook: principles and practice*, 5th ed, Fairmont Press Inc, 2014.
- [2] G.G. Kulikov, H.A. Thompson, *Dynamic Modelling of Gas Turbines: identification, simulation condition monitoring and optimal control*, Springer London Ltd, 2010.
- [3] M.P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed., Oxford: Butterworth-Heinemann Ltd, Elsevier Science & Technology, 2012.
- [4] H. Asgari, X.Q. Chen, “Gas turbines modeling, simulation, and control using artificial neural networks”, CRC Press Taylor and Francis Group, pp.218, 2016.
- [5] P. Ailer, G. Szederkényi, K.M. Hango, “Parameter Estimation and Model Validation of a Low-Power Gas Turbine”, *Proceedings IASTED International Conference on Modelling, Identification and Control (MIC 2002)*, Innsbruck, Austria, 2002.
- [6] S.E. Abdollahi, A. Vahedi, “Dynamic Modelling of Micro-Turbine Generation Systems Using MATLAB/SIMULINK”, *Department of Electrical Engineering, Iran University of Science and Technology*, pp.7, 2004.
- [7] A. Aguiar, J. Pinto, L. Nogueira, “Modelling and Simulation of Natural Gas Micro-Turbine for Residential Complexes”, *Proceedings World Congress on Engineering and Computer Science, WCECS 2007, San Francisco, USA, 2007*.
- [8] G. Ofualagba, “The Modeling and Simulation of a Microturbine Generation System”, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2(2), pp.7, 2012.
- [9] W. Rachtan, L. Malinowski, “An Approximate Expression for Part-Load Performance of a Micro Turbine Combined Heat and Power System Heat Recovery Unit”, *Energy journal*, vol. 51, pp. 146-153, 2013.
- [10] L. Malinowski, M. Lewandowska, “Analytical Model-Based Energy and Exergy Analysis of a Gas Microturbine at Part-Load Operation”, *Applied Thermal Engineering*, 57(1), pp. 125-132, 2013.
- [11] A.G. Memon, K. Harijan, M.A. Uqaili, R.A. Memon, “Thermo-Environmental and Economic Analysis of Simple and Regenerative Gas Turbine Cycles with Regression Modeling and Optimization”, *Energy Conversion and Management*, vol. 76, pp. 852– 864, 2013.
- [12] S. M. Hosseinalipour, E. Abdolahi, M. Razaghi, “Static and Dynamic Mathematical Modeling of a Micro Gas Turbine”, *Journal of Mechanics*, 29(2), pp. 327-335, 2013.
- [13] W.I. Rowen, “Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines”, *ASME Journal of Engineering for Power*, 105(4), pp. 865-869, 1983.
- [14] W.I. Rowen, “Simplified Mathematical Representations of Single-Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service”, *Turbomachinery International*, 33(5), pp. 26-32, 1992.
- [15] Y.S.H. Najjar, “Performance of Single-Cycle Gas Turbine Engines in Two Modes of Operation”, *Energy Conversion and Management*, 35(5), pp. 433-441, 1994.
- [16] R. Bettocchi, P.R. Spina, F. Fabbri, “Dynamic Modeling of Single-Shaft Industrial Gas Turbine”, *Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, 1996.
- [17] M. Bianchi, A. Peretto, P.R. Spina, “Modular Dynamic Model of Multi-Shaft Gas Turbine and Validation Test”, *Proceeding the Winter Annual Meeting of ASME, New York*, 1998.
- [18] M. Mostafavi, A. Alaktiwi, B. Agnew, “Thermodynamic Analysis of Combined Open-Cycle Twin-Shaft Gas Turbine (Brayton Cycle) and Exhaust Gas Operated Absorption Refrigeration Unit”, *Applied Thermal Engineering*, 18(9), pp. 847-856, 1998.
- [19] L.N. Hannett, G. Jee, B. Fardanesh, “A Governor/Turbine Model for a Twin-Shaft Combustion Turbine”, *IEEE Transactions on Power Systems*, 10(1), pp. 133-140, 1995.
- [20] B.E. Ricketts, “Modelling of a Gas Turbine: A Precursor to Adaptive Control”, in *IEE Colloquium on Adaptive Controllers in Practice*, 1997.
- [21] G. Crosa, F. Beltrami, A. Torelli, F. Pittaluga, A. Trucco, F. Traverso, “Heavy-duty Gas Turbine Plant Aero-thermodynamic Simulation Using Simulink”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 120(3), pp. 550–555, 1998.
- [22] M. Nagpal, A. Moshref, G. Morison, P. Kundur, “Experience with Testing and Modelling of Gas Turbines”, *Power Engineering Society Winter Meeting*, 2001.
- [23] J. Kaikko, T. Talonpoika, P. Sarkomma, “Gas Turbine Model for an On-Line Condition Monitoring and Diagnostic System”, *Proceedings Australian Universities Power Engineering Conference (AUPEC 2002)*, Melbourne, Australia, 2002.
- [24] Q.Z. Al-Hamdan, M.S.Y. Ebaid, “Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 128(2), pp. 302-311, 2006.
- [25] Y. Zhu, H.C. Frey, “Simplified Performance Model of Gas Turbine Combined-Cycle Systems”, *Journal of Energy Engineering*, 133(2), pp. 82-90, 2007.

- [26] S.M. Camporeale, B. Fortunato, M. Mastrovito, "A Modular Code for Real Time Dynamic Simulation of Gas Turbines in SIMULINK", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 128(3), pp. 506-517, 2006.
- [27] H. Klang , A. Lindholm, "Modelling and Simulation of a Gas Turbine", Norrköping: Department of Science and Technology, Linköping University, 2005.
- [28] J. Mantzaris, C. Vournas, "Modelling and Stability of a Single-Shaft Combined-Cycle Power Plant", *International Journal of Thermodynamics*, 10(2), pp. 71-78, 2007.
- [29] S.K. Yee, J.V. Milanovic, F.M. Hughes, "Validated Models for Gas Turbines Based on Thermodynamic Relationships", *IEEE Transactions on Power Systems*, 26(1), pp. 270-281, 2011.
- [30] H.E.M.A. Shalan, M.A. Moustafa Hassan, A.B.G. Bahgat, "Comparative Study on Modelling Of Gas Turbines in Combined Cycle Power Plants", *Proceedings 14th International Middle East Power Systems Conference (MEPCON)*, 2010.
- [31] Q.C. Liang, W.Y. Lin, R.H. Huang, S.W. Jia, J.M. Huang, "A Research on Performance Simulative Models of Gas Turbines", *Kybernetes*, 39(6), pp.1000-1008, 2010.
- [32] S.M. Hosseini, A. Fatehi, A.K. Sedigh, T.A. Johansen, "Automatic Model Bank Selection in Multiple Model Identification of Gas Turbine Dynamics", *Journal of Systems and Control Engineering*, 227(5), pp. 482-494, 2013.
- [33] A. Lazzaretto, A. Toffolo, "Prediction of Performance and Emissions of a Two-Shaft Gas Turbine from Experimental Data", *Applied Thermal Engineering*, 28(17-18), pp. 2405-2415, 2008.
- [34] N.M. Razali, "Development of an Analytical Model of Gas Turbine to Predict the Gas Turbine Degradation", *Tronoh, Perak: Universiti Teknologi Petronas*, 2008.
- [35] M.K. Elhossani, Q. Dorosti, "Improvement of Gas Turbine Performance Test in Combine-Cycle", *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 3(10), 2009.
- [36] M.R. Bank Tavakoli, B. Vahidi, W. Gawlik, "An Educational Guide to Extract the Parameters of Heavy-Duty Gas Turbines Model in Dynamic Studies Based on Operational Data", *IEEE Transactions on Power Systems*, 24(3), pp. 1366-1374, 2009.
- [37] E.J. Roldan-Villasana, A. Vazquez, V.M. Jimenez-Sanchez, "Modelling of the Simplified Systems for a Power Plant Simulator", *Fourth UK Sim European Symposium on Computer Modelling And Simulation (EMS)*, 2010.
- [38] N. Yadav, I.A. Khan, S. Grover, "Modelling and Analysis of Simple Open-Cycle Gas Turbine Using Graph Networks", *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 39, 2010.
- [39] M.M. Rahman, T.K. Ibrahim, A.N. Ahmed, "Thermodynamic Performance Analysis of Gas Turbine Power Plant", *International Journal of the Physical Sciences*, 6(4), pp. 3539-3550, 2011.
- [40] M.M. Rahman, T.K. Ibrahim, M.Y. Taib, M.M. Noor, R.A. Bakar, "Thermal Analysis of Open-Cycle Regenerator Gas-Turbine Power-Plant", *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 44, pp. 801-806, 2010.
- [41] H.E. Shalan, M.M.A. Hassan, A.B.G. Bahga, "Parameter Estimation and Dynamic Simulation of Gas Turbine Model in Combined-Cycle Power Plants Based on Actual Operational Data", *Journal of American Science*, 7(5), pp. 303-310, 2011.
- [42] Y. Liu, M. Su, "Nonlinear Model Based Diagnostic of Gas Turbine Faults: A Case Study", *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011.
- [43] E. Thirunavukarasu, "Modeling and Simulation Study of a Dynamic Gas Turbine System in a Virtual Test Bed", *South Carolina: College of Engineering and Computing, University of South Carolina*, 2013.
- [44] A.P. Wiese, M.J. Blom, M.J. Brear, C. Manzie, A. Kitchener, "Development and Validation of a Physics-Based, Dynamic Model of a Gas Turbine", *Proceedings ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA*, 2013.
- [45] M.M.A. Al-Sood, K.K. Matrawy, Y.M. Abdel-Rahim, "Optimum Parametric Performance Characterization of an Irreversible Gas Turbine Brayton Cycle", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 4(1), 2013.
- [46] S.K. Kim, P. Pilidis, J. Yin, "Gas Turbine Dynamic Simulation Using SIMULINK", *SAE Technical Papers*, 2000.
- [47] C. Evans, N. Chiras, P. Guillaume, D. Rees, "Multivariable Modelling of Gas Turbine Dynamics", *Vol.4: Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; IGTI Scholar Award.* , 2001.

- [48] V. Arkov, G. Kulikov, T. Breikin, "Life Cycle Support for Dynamic Modelling of Gas Turbines", Proceedings 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain, 2002.
- [49] C. Riegler, M. Bauer, J. Kurzke, "Some Aspects of Modeling Compressor Behavior in Gas Turbine Performance Calculations", ASME Journal of Turbomachinery, 123(2), pp. 372-378, 2000.
- [50] A. Behbahani, R.K. Yedavalli, P. Shankar, M. Siddiqi, "Modeling, Diagnostics and Prognostics of a Two-Spool Turbofan Engine", Proceedings of the 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit (AIAA 2005), Tucson, Ariz, USA, 2005.
- [51] H. Pourfarzaneh, A. Hajilouy-Benisi, M. Farshch, "An Analytical Model of a Gas Turbine Components Performance and Its Experimental Validation", Proceedings ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Glasgow, UK, 2010.
- [52] G.Y. Chung, M. Dhingra, J.V.R. Prasad, M. Richard, S. Sirica, "An Analytical Approach to Gas Turbine Engine Model Linearization," Proceedings ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011.
- [53] Z. Abbasfard, "Fault Diagnosis of Gas Turbine Engines by Using Multiple Model Approach", These de Master, Electrical and Computer Engineering, Concordia University, Canada, 2013.
- [54] F. Lu, Y. Chen, J. Huang, D. Zhang, N. Liu, "An Integrated Nonlinear Model-Based Approach to Gas Turbine Engine Sensor Fault Diagnostics", Journal of Aerospace Engineering, 228(11), pp.2007-2021, 2013.
- [55] F. Lu, Y. Lv, J. Huang and X. Qiu, "A Model-Based Approach for Gas Turbine Engine Performance Optimal Estimation," Asian Journal of Control, 15(6), pp. 1794– 1808, 2013.
- [56] P. Ailer, B. Pongrácz, G. Szederkényi, "Constrained Control of a Low Power Industrial Gas Turbine Based on Input-Output Linearization", Proceedings of International Conference on Control and Automation ICCA 2005, Hungary, 2005.
- [57] M. Ashikaga, Y. Kohno, M. Higashi, K. Nagai, M. Ryu, "A Study on Applying Nonlinear Control to Gas Turbine Systems", Proceedings International Gas Turbine Congress (IGTC 2003), Japan, 2003.
- [58] G. Sari, O. Akhrif, L.Saydy, "Passivity-based Control of Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors", Proceedings 13th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, 2016.
- [59] B. Pongraz, P. Ailer, K. M. Hangos, G. Szederkenyi, "Nonlinear Reference Tracking Control of a Gas Turbine with Load Torque Estimation", International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 22(8), pp.757-773, 2008.
- [60] J.P. Tong, T. Yu, "Nonlinear PID Control Design for Improving Stability of Micro-Turbine Systems", Proceedings Third International Conference on Electric Utility Deregulation and Restructuring and Power Technologies (DRPT), 2008.
- [61] A. Bonfiglio, S. Cacciacarne, M. Invernizzi, R. Procopio, S. Schiano, I. Torre, "Gas turbine generating units control via feedback linearization approach", Energy Journal, Vol.121, pp.491–512, 2017.
- [62] P. Lin, X. Du, Y. Shi, X.M. Sun, "Modeling and controller design of a micro gas turbine for power generation", ISA Transactions. Elsevier, Vol.132, 2020.
- [63] K. Jafarian, M.S. Mobin, Z. Honarkar, "Predictive Control Design of Gas Turbine Using Multi-Objective Optimization Approach", Proceedings The International Conference on Industrial Engineering and Operations Management Detroit, Michigan, USA, 2016.
- [64] G. Hou, L. Gong, Z. Yang, J. Zhang, "Multi-objective economic model predictive control for gas turbine system based on quantum simultaneous whale optimization algorithm", Energy Conversion and Management, Vol.207, 2020.
- [65] K. Derbel, K. Beneda, "Linear dynamic mathematical model and identification of micro turbojet engine for Turbofan Power Ratio control", Aviation Journal, 23(2), 2019.
- [66] S. Garg, K. Schadow, W. Horn, H. Pfoertner, I. Stiharu, "Sensor and Actuator Needs for More Intelligent Gas Turbine Engines", Vol.3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Cycle Innovations; Marine, 2010.
- [67] A. Bouam, "Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion", Thèse de doctorat, Université M'hamed Bougara-Boumerdes, Algérie, 2009.
- [68] M. Yadegari, "Real Time Prognostic Strategies: Application to Gas Turbines". Proceedings Defect and Diffusion Forum, pp.601–606, 2011.
- [69] B.W. Botha, B.Du Toit, P.G. Rousseau, "Development of a Mathematical Compressor Model to Predict Surge in a Closed Loop Brayton Cycle". Vol.3: Turbo Expo, 2003.
- [70] J.T. Gravdahl, O. Egeland, "Compressor surge and rotating stall modelling and control", Advances in Industrial Control. Springer Verlag. London Limited, 1999.
- [71] O. Sari, "Model analysis and nonlinear control of air compressors", Thèse de doctorat, Université de Montreal, 2014.

- [72] C. Fannin, "Linear Modeling and Analysis of Thermoacoustic Instabilities in a Gas Turbine Combustor", Thèse de doctorat, Université de Virginia Polytechnic Institute and State, 2000.
- [73] M.J. Moran, H. Shapiro, D.D. Boethner, M.B. Baily, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 9th Edition, Wiley, NY, 2018.
- [74] A. Debbah, H. Kharfene, A. Kerboua, "Using Robust sliding mode controller to improving the aerodynamic performance of a gas turbine", Proceedings 4th international Seminar on new and renewable energies, pp.1-6, 2016.
- [75] A. Debbah, H. Kharfene, M. Berkani, "Non-Linear robust control optimization to improving the aerodynamics in gas turbine", Rev. Sci. Technol., Synthèse, 25(2), pp.78-95, 2019.
- [76] H.K. Khalil, Nonlinear Systems, 3rd Edition Prentice Hall Upper Saddle River, 2002.
- [77] W. Hahn, Theory and application of Lyapunov's direct method. Prentice-Hall, New York, 1963.
- [78] E. Sontag, "Smooth stabilization implies coprime factorization", IEEE Trans. on Automat. Contr., 34(4), pp.435-443, 1989.
- [79] A. Chaillet, "Contributions à l'analyse de la stabilité et de la robustesse des systèmes non-linéaires interconnectés et Applications", thèse de Doctorat, Automatique / Robotique, Université Paris Sud – France, XI, 2012.
- [80] E. Sontag, Y. Wang, "New characterizations of Input-to-State Stability", IEEE Trans. on Automat. Contr., Vol.41, pp.1283-1294, 1996.
- [81] B. Bhiri, Stabilité et Stabilisation en Temps Fini des Systèmes Dynamiques, Thèse de Doctorat, Université de Lorraine, France, 2017.
- [82] S.P. Boyd, L.Vandenberghe, Convex Optimization, Cambridge University Press, 2004.
- [83] P. Feyel. Optimisation des correcteurs par les méta-heuristiques : Application à la stabilisation inertielle de ligne de visée. Thèse de doctorat, Automatique / Robotique. Centrale Supélec, France, 2015.
- [84] A.Dhooge, W. Govaerts, Y. A. Kuznetsov, "MATCONT: A Matlab Package for Numerical Bifurcation Analysis of ODEs", ACM Transactions on Mathematical Software, 29(1), pp.141-164, 2003.
- [85] R. Seydel, "Practical Bifurcation and Stability Analysis, Interdisciplinary Applied Mathematics", 3(5), Springer Science-Business Media, pp.303-353, 2010.
- [86] M. Ghanavati, K.Salahshoor, M.R.J. Motlagh, A. Ramazani, A. Moarefianpour, "A novel combined approach for gas compressors surge suppression based on robust adaptive control and backstepping", Journal of Mechanical Science and Technology, 32 (2), pp 823-83, 2018.
- [87] K. Deb, Optimization for Engineering Design: Algorithms and Examples, 2nd edition, PHI Learning Private Limited, 2012.
- [88] A.A. Khan, R.N. Mir, "Optimization of Constrained Function Using Genetic Algorithm", Computer Engineering and Intelligent System, 8(2), pp.11-15, 2017.
- [89] G. Sari, O. Akhrif, L. Saydy, "The impact of speed variation on the stability of variable speed axial compressors at efficient operating points", Proceeding American Control Conference, pp.404-410, 2012.
- [90] J. Lui, Intelligent Control Design and MATLAB Simulation, Springer Tsinghua University Press. Beijing, 2018.
- [91] A. Debbah, H. Kharfene, "GA/PSO Robust Sliding Mode Control of Aerodynamics in Gas Turbine", Acta Universitatis Sapientiae Electrical and Mechanical Engineering, Vol.10, pp. 42-66, 2018.
- [92] M.S. Mahmoud, H.M. Soliman, "Design of Robust Power System Stabilizer Based on Particle Swarm Optimization", Journal of Circuits and Systems, Vol.3, pp.82-89, 2012.
- [93] J. Kumar, A.T. Azar, V. Kumar, K.P.S. Rana, "Design of Fractional Order Fuzzy Sliding Mode Controller for Nonlinear Complex Systems", Chapter 9, Advances in Nonlinear Dynamics and Chaos (ANDC) Elsevier, pp.249-282, 2018.
- [94] F. Grapow, G. Liskiewicz, "Compressor modeling using Greitzer model validated by pressure oscillations", transaction of the institute of fluid flow machinery, Vol.133, pp.69-89, 2016.
- [95] R.J Kee, F.M. Rupley, J.A. Miller, M.E. Coltrin, J.F. Grcar, E. Meeks, H.K. Moffat, A.E. Lutz, G. DixonLewis, M.D. Smooke, J. Warnatz, G.H. Evans, R.S. Larson, R.E. Mitchell, L.R. Petxold, W.C. Reynolds, M. Caractsios, W.E. Stewart, P. Glarborg, C. Wang, O. Adigon, "PREMIX A program for modeling steady, laminar, one-dimensional premixed flames. San Diego CA : Chemkin collection, Release 3.6, Reaction Design, Inc., 2000.
- [96] F.T. Scafati, M. Lavorgna, E. Mancaruso, B.M. Vaglieco, E. Mancaruso, Nonlinear Systems and Circuits in Internal Combustion Engines: Modeling and Control, Springer, 2018.
- [97] M. Ashikaga, Y. Kohno, M. Higashi, K. Nagai, M. Ryu, "A Study on Applying Nonlinear Control to Gas Turbine Systems", Proceedings International Gas Turbine Congress (IGTC 2003), Tokyo, Japan, 2003.
- [98] S.K. Yee, J.V. Milanovic, F.M. Hughes, "Overview and Comparative Analysis of Gas Turbine Models for System Stability Studies", IEEE Transactions on Power Systems, 23(1), pp.108–118, 2008.
- [99] M. Defoort, T. Floquet, A. Kokosy, W. Perruquetti, "A novel higher order sliding mode control scheme", Journal of Systems and Control Letters Elsevier, 58(2), pp. 102-108, 2009.

- [100] S. Bhat, D. Bernstein, “Geometric homogeneity with applications to finite time stability”, *Math. Control, Signals Systems*, Vol.17, pp.101-127, 2005.
- [101] J.A. Ramirez, A. Morales, “PI control of continuously stirred tank reactors: stability and performance”, *chemical engineering science*, 55(22), pp.5497-5507, 2000.
- [102] B. Bandyopadhyay, S. Kama, *Stabilization and Control of Fractional Order Systems: A Sliding Mode Approach*, Springer, pp1-200, 2014.
- [103] I. Pan, S.Das, *Intelligent Fractional Order Systems and Control: An introduction*, Springer-Verlag, pp.1-295, 2013 .
- [104] A.J. Munoz-vazquez, V. Parra-vega, A. Sanchez-orta, “Continuous fractional-order sliding pi control for nonlinear systems subject to non-differentiable disturbances”, *Asian journal of control*, 19(1), pp.1-10, 2017.
- [105] F. Oliva-Palomo, A.J. Munoz-Vazquez, A. Sanchez-Orta, V. Parra-Vega, C. Izaguirre-Espinosa, P. Castillo, “A Fractional Nonlinear PI-structure Control for Robust Attitude Tracking of Quadrotors”, *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems*, 55(6), pp. 2911-2920, 2019.
- [106] H. Zhang, D. Yue, X. Xie, S. Hu, S. Weng, “Pareto-dominance based adaptive multi-objective optimization for hydrothermal coordinated scheduling with environmental emission”, *Applied Soft Computing*, Vol.69, pp.270–287, 2018.
- [107] D. Burnes, R. Kurz, “Performance Degradation Effects in Modern Industrial Gas Turbines”, *Proceedings Global Power and Propulsion Forum*, 2018.
- [108] J. Kalina,” Comparative Analysis of Alternative Configurations of the Mercury 50 Recuperated Gas-Turbine-Based Biomass Integrated Gasification Combined Heat and Power (BIGCHP) Plant”, *Energy & Fuels*, 26(11), pp.6452-6465, 2011.
- [109] F. Petrakopoulou, S. Sánchez-Delgado, C. Marugán-Cruz, D Santana, “Improving the efficiency of gas turbine systems with volumetric solar receivers”, *Energy Conversion and Management*, Vol.149, pp.579-592, 2017.
- [110] Mercury 50 recuperated gas turbine generator set, <http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/CM20150710-52396-21070> (Consulté le 05/09/2020).
- [111] J.W. Perng, Y.C. Kuo, K.C. Lu, “Design of the PID Controller for Hydro-turbines Based on Optimization Algorithms”, *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol.18, pp.1758-1770, 2020.
- [112] Y. Du, G. Fan, S. Zheng, P.Zhao, J.Wang, Y. Dai, “Novel operation strategy for a gas turbine and high-temperature KCS combined cycle”. *Energy Conversion and Management*, Vol.217, pp.1-16, 2020.