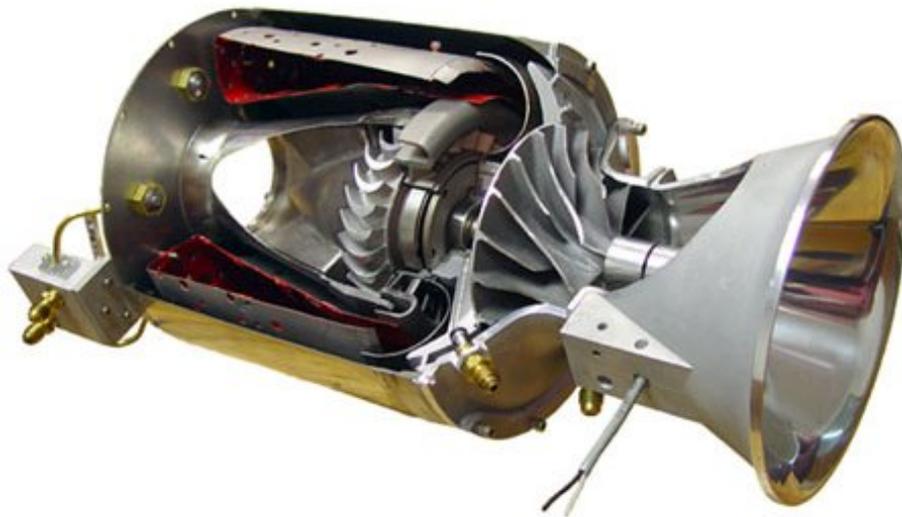




UNIVERSITÉ DE LIÈGE

Faculté des Sciences Appliquées

Contrôle d'un turboréacteur au banc d'essai sur base d'une
modélisation en régime transitoire



Jean-Philippe THOMAS

Travail de fin d'études
présenté en vue de l'obtention du grade
d'Ingénieur Civil électromécanicien orientation aérospatiale

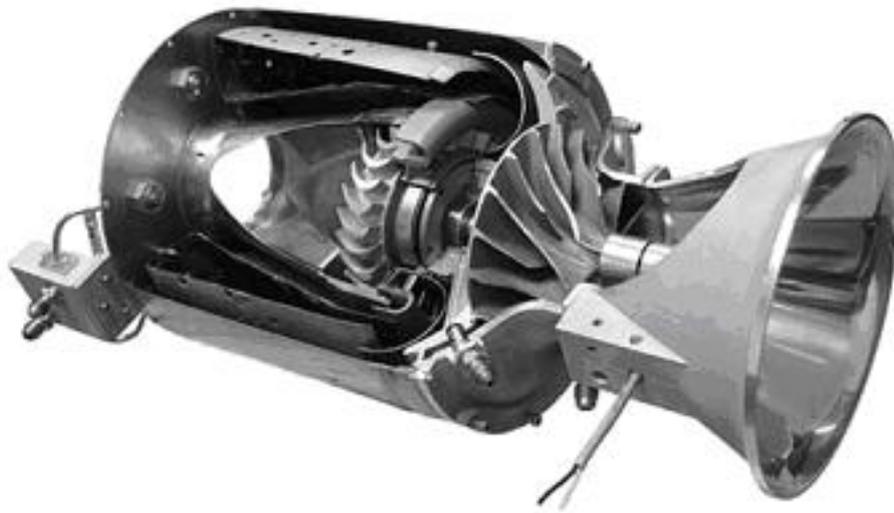
Année académique 2004 – 2005



UNIVERSITÉ DE LIÈGE

Faculté des Sciences Appliquées

Contrôle d'un turboréacteur au banc d'essai sur base d'une
modélisation en régime transitoire



Jean-Philippe THOMAS

Travail de fin d'études
présenté en vue de l'obtention du grade
d'Ingénieur Civil électromécanicien orientation aérospatiale

Année académique 2004 – 2005

Avant toute chose, je tiens à remercier Monsieur Léonard qui m'a procuré l'occasion de terminer mes études par un travail riche et passionnant, et qui m'a suivi avec attention et intérêt tout au long de celui-ci. J'exprime aussi ma gratitude envers Sébastien Borguet pour son aide précieuse au laboratoire, mais aussi Jean-François Simon pour ses conseils avisés quant à la modélisation du moteur.

Je remercie Messieurs Hendrick, Heyen et Sepulchre pour l'intérêt qu'ils porteront à ce travail.

Une expérience enrichissante en mécanique fut ma collaboration avec Monsieur Stuber. Je le remercie pour son attention et sa disponibilité. Qu'il me soit également permis de saluer feu Jean-Marie Vanonacker là où il se trouve à présent. Enfin, je remercie Pascal Harmeling pour les nombreux dépannages dont il a été l'auteur.

Pour terminer, je remercie toutes les personnes qui m'ont aidé, que ce soit de près ou de loin, à accomplir ce travail.

Table des matières

1	Amélioration du banc d'essai	7
1.1	Position du problème	7
1.2	Solution envisagée	8
1.3	Mise en œuvre de la solution envisagée	9
1.4	Validation du nouveau dispositif	12
1.5	Conclusion	15
2	Modélisation du SR-30	16
2.1	Description du comportement stationnaire d'un turboréacteur	16
2.2	Présentation du logiciel ECOSIMPRO	17
2.3	Modélisation thermodynamique du moteur	19
2.3.1	Le SR-30	19
2.3.2	L'entrée d'air	20
2.3.3	Le compresseur	21
2.3.4	La chambre de combustion	25
2.3.5	Le coude	27
2.3.6	La turbine	28
2.3.7	La tuyère	30
2.3.8	L'échangeur de chaleur	33
2.3.9	Assemblage des composants	34
2.4	Recalage du modèle	35
2.4.1	Prise de mesures	35
2.4.2	Procédure de recalage	39
2.5	Validation du modèle en fonctionnement stationnaire	48
2.6	Conclusion	51
3	Développement d'un contrôleur	52
3.1	Position du problème	52
3.2	Limites du moteur	53
3.3	Dynamiques des différentes grandeurs	55
3.3.1	La vitesse de rotation	55
3.3.2	La température	58
3.3.3	Le débit réduit	60
3.4	Identification de la dynamique précise des différentes grandeurs	63
3.4.1	Identification de g_n et τ_n	63
3.4.2	Identification de g_t et τ_t	66

3.4.3	Identification de g_q et τ_q	69
3.5	Synthèse d'un système de contrôle	71
3.5.1	Moteur en boucle ouverte	71
3.5.2	Ajout d'une action feedback	71
3.5.3	Prise en compte des limites du moteur	72
3.5.4	Logique de sélection de la limitation active	74
3.5.5	Ajout d'un dispositif anti-windup	75
3.6	Choix des lois de contrôle	77
3.6.1	Position du problème	77
3.6.2	La vitesse de rotation	78
3.6.3	Le débit réduit	84
3.6.4	L'EGT	85
3.7	Introduction de restrictions expérimentales	88
3.7.1	Bruit de mesure	88
3.7.2	Dynamique de l'actuateur	92
4	Application du contrôleur au banc d'essai	94
4.1	Présentation et mise en oeuvre du système de contrôle du banc d'essai	94
4.2	Test du contrôleur	98
4.3	Conclusion	105
5	Conclusions et perspectives	107
A	Plans du banc d'essai	112
B	Mesures au banc d'essai	138
C	Modélisation du SR-30 sur EcosimPro	140
D	Implémentation du PID	152

Introduction

A l'heure de la mondialisation, le déplacement des biens et des personnes a pris une importance considérable dans la vie de tous les jours. La liaison entre continents est aujourd'hui chose aisée et de plus en plus courante. Celle-ci est rendue possible par le développement d'avions de plus en plus performants. Les déplacements aériens sont aussi possibles grâce aux hélicoptères qui permettent un mouvement plus flexible à plus courte distance. Tous ces avions et ces hélicoptères qui permettent à chacun de se mouvoir où bon lui semble sont propulsés par des turboréacteurs. Ceci explique la nécessité de perfectionnement permanent de ces machines pour en accroître les performances et l'utilisation.

En vue d'exploiter un turboréacteur au maximum de ses performances, il est essentiel de pouvoir approcher ses limites sans les dépasser. Une gestion adaptée du fonctionnement du moteur permet aussi un allongement de la durée de vie. Permettre une régulation aisée et optimale du fonctionnement du moteur en-dessous de ses limites est rendu possible par les systèmes de contrôle embarqués. L'industrie aéronautique a depuis longtemps réalisé ceci, et équipe les moteurs du plus petit au plus gros de dispositifs de contrôle. Tandis que, comme autrefois, les avions légers actuels sont équipés de contrôleurs hydromécaniques qui implémentent mécaniquement des lois de régulation simples à l'aide de cames et d'intégrateurs mécaniques, les moteurs plus puissants sont équipés par les constructeurs de contrôleurs électroniques : DEC (Digital Engine Control) chez Pratt & Whitney ou encore FADEC (Full Authority Digital Electronic Control) chez General Electric . Ceux-ci permettent une gestion proche des limites, des temps de réponses fortement diminués ou encore une robustesse face aux perturbations. Les performances obtenues en sont fortement augmentées et le travail du pilote considérablement facilité.

A l'échelle d'un laboratoire, le service de turbomachines et propulsion dispose d'un turboréacteur d'une puissance de 200 kW. Celui-ci consiste en un compresseur centrifuge monoétage, une chambre de combustion, une turbine monoétage qui entraîne le compresseur et une tuyère d'éjection. Au cours des années, ce moteur a subi des améliorations, dont l'ajout d'un système d'actuation de la vanne de carburant. La possibilité d'ajouter un système de contrôle électronique au moteur nous est donc offerte et représente l'objet de ce travail. La mise en place d'un tel système passe par plusieurs étapes que nous allons détailler.

Premièrement, suite aux modifications opérées sur le banc de mesure du SR-30, il est apparu impossible d'obtenir une mesure fiable de la poussée. C'est un inconvénient certain dans la mesure où l'effet utile d'un turboréacteur est de produire une force propulsive, et celui d'un système de contrôle de pouvoir la gérer aisément. Notre premier objectif est donc une refonte du système de mesure de la poussée en vue d'obtenir une information fiable. Le premier chapitre de ce travail sera consacré à la mise en oeuvre d'un nouveau dispositif de mesure de

la poussée.

Deuxièmement, avant de pouvoir contrôler quelque système que ce soit, il est essentiel de le connaître précisément, en vue d'en déterminer son comportement pour être en mesure de lui appliquer une boucle de contrôle efficace. Ceci passe par une étape de modélisation détaillée du moteur, une modélisation thermodynamique suffisant dans notre cas. Ainsi, le chapitre suivant présentera d'abord le fonctionnement d'un turboréacteur, le logiciel de modélisation utilisé ensuite, puis détaillera la modélisation en elle-même, avant de recalibrer le modèle au SR-30 et de terminer en le validant.

Troisièmement, le chapitre suivant, quant à lui, entrera dans le vif du sujet et consistera principalement en une étude théorique. La majeure partie de celle-ci ne sera pas applicable au banc d'essai dans sa situation actuelle, mais consistera en une démarche élégante et en un objectif à atteindre dans le futur du moteur. Nous débiterons par le passage en revue des différentes limites du moteur qui doivent être prises en compte. Nous passerons alors à l'étude puis à la détermination des dynamiques des grandeurs sujettes à un contrôle. Nous poursuivrons avec la synthèse d'un contrôleur apte à répondre aux exigences du fonctionnement d'un turboréacteur. Enfin, nous procéderons au choix des lois de régulation.

Dernièrement, la fin de ce travail sera consacrée à la présentation de la mise en œuvre d'un contrôle sur la vitesse de rotation du moteur. Nous y détaillerons d'abord le dispositif, tant du point de vue software que hardware. La suite proposera alors le cheminement suivi au cours des essais, avec ses obstacles et ses enseignements.

Chapitre 1

Amélioration du banc d'essai

Depuis quelques années, le service de Turbomachines et Propulsion dispose d'un turboréacteur de laboratoire monté sur un banc de mesure. Au cours des années académiques, celui-ci a subi de nombreuses modifications comme la mise en place d'un dispositif de mesure de la poussée, l'ajout d'une tuyère à géométrie variable, l'installation de dispositifs d'actuation de cette dernière et de la vanne de carburant... Cependant, ces améliorations successives n'ont pas toujours été effectuées en tenant compte de manière approfondie des précédentes. Notre premier objectif est donc de mettre à jour le banc de mesure pour rendre compatibles les différentes modifications effectuées. Cet objectif ne résulte pas d'une attitude philanthropique, mais bien d'un apport pour notre étude.

1.1 Position du problème

La première adaptation du banc moteur d'origine a été l'ajout d'un système d'acquisition de mesures, dont la poussée du moteur. Cette mesure est importante. En effet, le rôle fondamental d'un turbomoteur est de fournir une force de poussée afin d'assurer la propulsion d'un engin volant. Dès lors, la connaissance de cette force est essentielle en vue d'une analyse du fonctionnement du moteur, puisqu'elle représente l'effet utile de celui-ci. Dans une perspective de contrôle, il est intéressant de connaître avec cette poussée, puisqu'il s'agit de la grandeur à réguler par excellence, même si cela est effectué indirectement.

A l'origine, le système utilisé consistait en une prise de force au niveau de la plaque de support avant du moteur, comme le montre la figure 1.1. Ce principe de mesure était basé sur la faible rigidité de la plaque de support. Un étalonnage avait été nécessaire, mais fournissait de bons résultats.

Mais par la suite, une tuyère à géométrie variable (figure 1.2), puis un système d'actuation de celle-ci et de la vanne de carburant (figure 1.2) ont été installés. Avec ces modifications, la rigidité de l'ensemble constitué du moteur et du système d'actuation a fortement augmenté, et ne répondait plus aux exigences d'une mesure fiable de la poussée. En effet, par l'ajout de forces parasites opposées à la poussée, et non connues, la force mesurée était inférieure à la poussée réelle. De plus, vu l'importance de ces effets, un étalonnage ne semblait pas être la solution.

L'apparition de la nécessité d'une refonte du principe de mesure de la poussée semblait donc évidente. C'est ce à quoi nous allons nous attacher dans la suite.

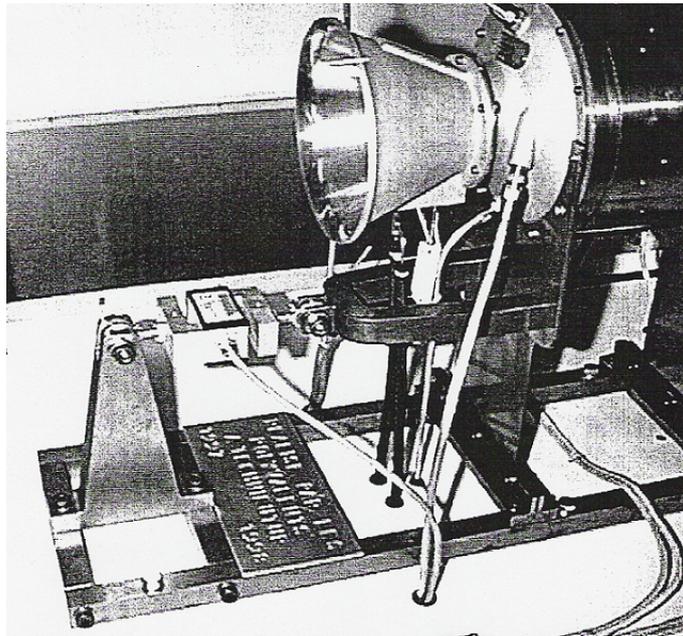


FIG. 1.1 – Système initial de mesure de la poussée

1.2 Solution envisagée

Notre objectif, lors de cette étape préliminaire à notre étude, était de concevoir un nouveau dispositif de mesure simple et efficace. Dans cette optique, nous avons donc décidé de conserver les éléments principaux du banc antérieur. Nous nous sommes donc orientés vers une solution reprenant le système d'actuation dans son état. Dès lors, ceci impliquait de garder la disposition relative du moteur par rapport à celui-ci.

Pourtant, il fallait faire en sorte que les forces parasites disparaissent afin d'obtenir une mesure fiable de la poussée. Celles-ci sont multiples : lien physique entre le système d'actuation et le moteur, rigidité des plaques de support et des divers tuyaux d'alimentation en carburant et en huile. La solution envisagée devait donc éliminer ces trois causes d'erreur de mesure, ou du moins les réduire.

Afin de supprimer les deux premières causes d'erreur, la solution la plus aisée était de rendre ces forces parasites internes au système assurant la poussée. En effet, tenant compte du principe que les forces internes d'un système ne produisent aucune force résultante, il suffisait de mesurer la force exercée par un système englobant les forces anciennement parasites. Sachant également qu'il était nécessaire de garder l'organisation spatiale relative du système d'actuation par rapport au moteur, nous avons envisagé de placer l'ensemble sur une même plaque horizontale de support. Il restait alors à concevoir un dispositif de mesure de la poussée exercée par l'ensemble nouvellement créé. Pour ce faire, nous avons décidé de suspendre la plaque en question par des câbles à un cadre tridimensionnel fixé au banc moteur, et de lier le capteur de force à cette plaque. Ainsi, la seule force résultante de l'ensemble moteur-système d'actuation est à présent la poussée du moteur¹.

¹Cette solution est basée sur le fait qu'un moteur tournant à une telle vitesse (80.000 trs/min) est équilibré très précisément. Ainsi, la suspension par câbles métalliques semblait suffire du point de vue des vibrations. Cependant, des butées éventuelles permettant un maintien de la plaque furent prévues, mais non installées dans un premier temps.

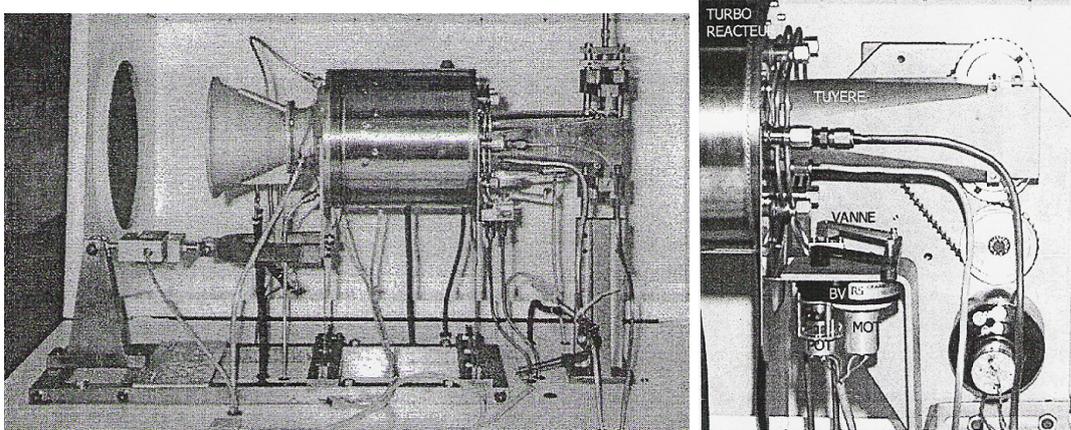


FIG. 1.2 – Améliorations successives du banc moteur

Pour ce qui est de la troisième cause d'erreur de mesure, bien que moindre que les autres, nous l'avons réduite en remplaçant les tuyaux métalliques par des flexibles en polymère. De cette manière, l'ensemble des causes d'erreur a été écarté. Le principe de la solution envisagée ayant été présenté en détail, nous allons dans la suite décrire brièvement la mise en oeuvre technique de ce système.

1.3 Mise en oeuvre de la solution envisagée

Une fois la solution théorique trouvée, la mise en oeuvre technique reste à faire et, bien que l'on pense habituellement que celle-ci est triviale, il n'en est rien. Il s'agit, certes, d'une discipline moins noble, mais présentant des types de difficultés qui lui sont propres. C'est pourquoi nous allons décrire brièvement la solution d'un point de vue purement technique.

Tout d'abord, en ce qui concerne le cadre de soutien de l'ensemble, ses dimensions ont été dictées par l'espace disponible et par une estimation de la première fréquence propre. En effet, le moteur étant composé de pièces tournantes, il convient de faire en sorte que celui-ci ne provoque pas la résonance du cadre de support lors du fonctionnement. Un schéma tridimensionnel du cadre est présenté à la figure 1.3.

Celui-ci peut être vu, pour l'analyse, comme un assemblage de quatre poutres horizontales sur montants, chaque poutre étant encadrée à l'autre. La référence bibliographique [1] nous permet de calculer la première fréquence propre sur base des longueurs des poutres montantes et de la poutre transversale, de la section de celles-ci et du module de Young E . La formule nous permettant d'itérer sur les dimensions est la suivante :

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi L_1^2} \left(\frac{E_1 I_1}{m_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.1)$$

avec m la masse par unité de longueur, I le moment d'inertie de la section, L_1 la hauteur des montants et λ un paramètre dépendant des caractéristiques géométriques et du matériau de l'assemblage.

Vu que la rigidité la plus faible est celle de l'assemblage de la poutre transversale la plus longue, c'est celle-ci qui sera dimensionnante. Dès lors, par itérations, nous avons établi les

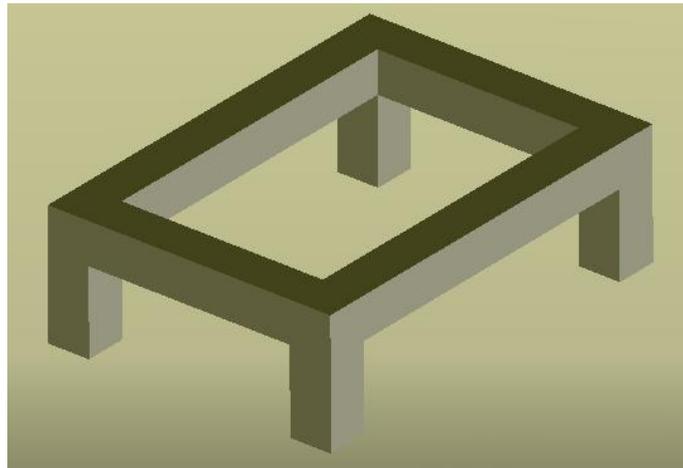


FIG. 1.3 – Présentation schématique du cadre

mesures du cadre de telle manière que la première fréquence propre se situe au-delà² de 1417 Hz. Nous sommes finalement arrivés à choisir un profilé en Aluminium de section carrée de 45 mm de côté, et dont l'assemblage est caractérisé par une première résonance à 1675 Hz.

Ensuite, il a été nécessaire de dimensionner la plaque devant accueillir le moteur et le système d'actuation. Pour ce faire, nous avons effectué une analyse éléments finis rapide sur base d'une estimation du poids des divers éléments, majorée par des coefficients de sécurité. Il en a résulté qu'une épaisseur de 10 mm était suffisante. Pour cet élément, une analyse modale a été effectuée et affirme que la première résonance de la plaque a lieu à 2540 Hz, soit à une fréquence jamais atteinte.

Vient alors le problème de la mesure de la poussée. Auparavant, il existait un dispositif constitué de trois pièces : le cadre de fixation du socle, le socle lui-même et l'étrier (cfr figure 1.1). Nous avons récupéré cet ensemble et avons adapté les différents éléments aux dimensions souhaitées. Restait alors à assurer la transmission de la poussée à ce dispositif. Pour y parvenir, nous avons imaginé une plaquette assurant la liaison entre l'étrier et la plaque de support du moteur. Cet élément a été dimensionné pour résister au couple auquel il sera soumis pendant le fonctionnement du moteur, calculé sur une base d'une poussée de 14 kg, avec un coefficient de sécurité de 1,4. Nous avons dimensionné la plaquette sur base de la flèche et de la contrainte. La flèche ne doit en effet pas être importante pour éviter d'appliquer la poussée sur le capteur de force dans une direction décalée par rapport à son axe³, mais surtout pour éviter une compensation d'une partie de la poussée par le déplacement des câbles, comme nous allons le détailler dans la suite. Aussi, il est nécessaire de nous assurer que la limite élastique du matériau (de l'Acier) ne sera pas franchie. Nous calculons donc la flèche et la contrainte dans la plaquette par les formules 1.2 et 1.3.

$$f = \frac{PL^3}{3EI} \quad (1.2)$$

$$\sigma = \frac{PLe}{2I} \quad (1.3)$$

²Il s'agit de la fréquence associée à la vitesse de rotation maximale autorisée en sécurité, soit 85.000 trs/min.

³Tant que la flèche reste faible, ce décalage peut être compensé par les rotules dont bénéficie le capteur de force.

où P est la poussée, L la distance entre les points de fixation, E le module de Young, I le moment d'inertie et e l'épaisseur de la plaquette. Pour information, les graphes reprenant l'évolution de ces grandeurs en fonction de l'épaisseur sont présentés à la figure 1.4.

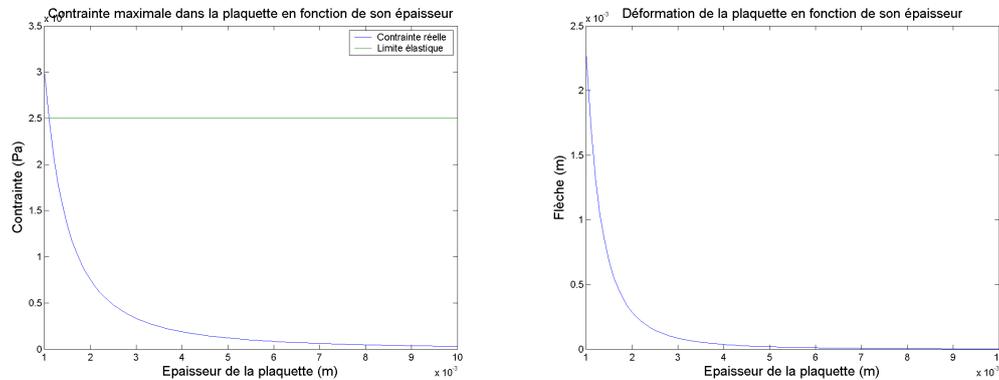


FIG. 1.4 – Dimensionnement de la plaquette de transmission de la poussée

Sur base de ces résultats, nous avons choisi une épaisseur de 5 mm. Cette épaisseur est choisie non pas sur base de la contrainte dans le matériau, celle-ci étant largement en sécurité, mais bien d'après la flèche. En effet, plus la flèche de la plaquette est faible et moins la plaque de base du moteur se déplace. Il s'ensuit que les câbles se déforment moins et reprennent donc moins d'effort, parasitant moins la mesure de la poussée. A l'épaisseur choisie correspond une flèche de 0.018 mm. Or pour une poussée de 10 kg, le constructeur du capteur de force nous indique qu'il existe un déplacement d'environ 0.2 mm. L'effort parasite sera donc minime, ce sur quoi nous reviendrons dans la suite.

Ensuite, il a été nécessaire de modifier les plaques de soutien du moteur (cfr figure 1.1). En effet, ces plaques avaient été conçues à l'origine pour être flexibles. Cependant, malgré cette faible rigidité, elles ne se déformaient que très peu parce qu'elles étaient maintenues par le capteur de force. A présent, il n'en est plus rien. Ceci signifie que, lors du fonctionnement du moteur, les plaques fléchiraient assez fort (environ 6 mm d'après la formule 1.2). La courroie qui établit un lien entre le système d'actuation de la tuyère et cette dernière serait donc soumise à des efforts importants. Pour éviter cela, nous avons décidé de porter l'épaisseur des plaques de soutien de 1,6 mm à 4 mm, ce qui entraîne une flèche de seulement 0,4 mm.

Le montage a ensuite été effectué, en nous assurant d'une précontrainte du capteur, afin d'éviter tout jeu désastreux pour la mesure, et en plaçant le capteur de force dans l'axe du moteur. Les divers tuyaux ont été remplacés par des flexibles. La nouvelle implantation du banc de mesure est visible à la figure 1.5 (Vue globale en haut à gauche, système de réglage en hauteur en haut à droite et liaison du capteur à la plaque en bas.).

Nous pouvons y voir le système de réglage de la hauteur de la plaque au moyen de vis passant à travers le cadre et accompagnées d'écrous. Ce système permet un montage aisé des câbles qui peut être imprécis, le réglage fin pour placer la plaque à bonne hauteur du banc (6 mm) rattrapant les erreurs.



FIG. 1.5 – Nouveau dispositif de mesure de la poussée

1.4 Validation du nouveau dispositif

Afin de prouver la valeur du nouveau système de mesure de la poussée, il convient de procéder à un étalonnage. Il faut alors appliquer une force d'intensité connue et passant par l'axe du moteur pour simuler la poussée du moteur, puis relever l'information fournie par le capteur.

Pour ce faire, nous avons utilisé une technique déjà employée lors de la mise en œuvre du système de mesure initial (cfr [4]). Celle-ci consiste à profiter de l'alésage existant dans la partie avant de l'arbre du moteur pour accrocher un fil. Ensuite, pour appliquer une charge de valeur connue avec précision, il suffit de placer une poulie afin que l'alignement de la force avec l'axe moteur soit respecté. Des poids peuvent alors être disposés dans un seau suspendu au fil. Le dispositif est présenté à la figure 1.6. Cette figure présente le premier montage utilisé. Celui-ci utilisait deux brins de fil de fer et un seau de dimensions importantes. Nous avons rencontré quelques problèmes avec cette disposition.

Premièrement, la présence de l'entrée d'air empêchait de placer correctement les deux brins de fil de fer dans l'axe du moteur, ce qui faussait légèrement la mesure. Il a donc été nécessaire

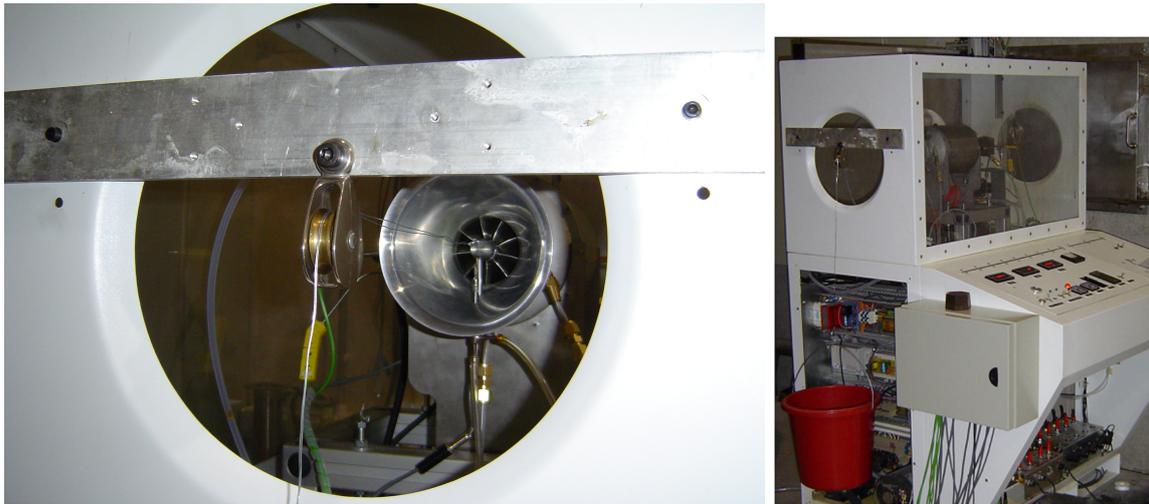


FIG. 1.6 – Etalonnage du système de mesure de la poussée

d'enlever l'entrée d'air pour permettre un placement aisé des brins.

Deuxièmement, l'utilisation de deux brins de fil de fer au lieu d'un entraînait l'apparition d'un couple, les tensions dans chacun n'étant pas les mêmes, ce qui se vérifiait par la modification de la mesure suivant le placement des poids dans le seau. Il était donc essentiel de réduire le dispositif à un seul brin. Pour ce faire, nous avons été contraints d'utiliser un fil plus souple, le fil de fer ne permettant pas une fixation précise par un seul brin. Nous avons donc employé du fil de pêche. L'alignement du fil avec l'axe du moteur fut ainsi aisé et précis, et permit d'éliminer le problème de couple parasite. Cependant, la souplesse du fil nouvellement installé étant élevée, l'étirement de celui-ci était important. Nous avons donc pris soin de permettre au fil un étirement aisé sur la poulie pour éviter les frottements en le soulevant de celle-ci régulièrement au cours de son allongement.

Enfin, le seau présenté sur la photo étant trop encombrant, il se heurtait au banc, faussant ainsi la mesure. Celui-ci fut simplement remplacé par un seau moins volumineux.

Une série de mesures fut ensuite réalisée. Celles-ci furent comparées aux mesures attendues du capteur selon le constructeur. Selon lui, le capteur fournit un signal de 18.5 mV/V pour une force de 20 kg . Etant linéaire, ce dernier nous enseigne une pente de 9.25 mV/kg , l'alimentation étant de 10 V . Ayant constaté une différence importante avec nos mesures, nous avons testé cette valeur par un dispositif similaire au précédent, le fil étant cette fois fixé au capteur directement. Ce test nous a montré une différence avec les données constructeur. Les résultats sont présentés au tableau 1.1. Notons que, ayant vérifié la linéarité du capteur et du dispositif, nous n'avons pas eu besoin de peser le seau, la seule information souhaitée étant la sensibilité du montage.

Les courbes correspondantes sont reprises à la figure 1.7. Cette figure confirme la linéarité tant du capteur que de la mesure de la poussée avec le nouveau dispositif. Cependant, comme nous pouvons le constater, les pentes des deux courbes sont différentes, celle du dispositif étant inférieure à l'autre. Ceci signifie donc que l'entièreté de la force n'est pas mesurée. Ceci n'a cependant pas grande importance puisque la force mesurée est un pourcentage constant de la poussée réelle. Celui-ci vaut 91.42% . Cet écart s'explique notamment par la force reprise par les câbles de suspension de la plaque. En effet, malgré leur faible rigidité (diamètre de

Etalonnage dispositif		Etalonnage capteur	
Élément pesé	Signal capteur (mV)	Élément pesé	Signal capteur (mV)
seau + 0 kg	3.08	seau + 0 kg	0.44
seau + 1 kg	3.81	seau + 1 kg	1.28
seau + 2 kg	4.53	seau + 2 kg	2.08
seau + 3 kg	5.25		
seau + 5 kg	6.68	seau + 5 kg	4.49
seau + 6 kg	7.43	seau + 6 kg	5.36
seau + 7 kg	8.23	seau + 7 kg	6.19
seau + 8 kg	8.96		
seau + 10 kg	10.64		

TAB. 1.1 – Etalonnage du dispositif

seulement 1.7 mm), ceux-ci sont courts (4.5 cm) et reprennent par conséquent une partie de la force. Connaissant les dimensions des câbles et le déplacement pour une poussée de 10 kg (0.2 mm du capteur + 0.018 mm de la plaquette de liaison étrier plaque de base), nous obtenons, en utilisant la formule

$$F = kx \quad \text{avec} \quad k = \frac{3EI}{L^3} \quad (1.4)$$

une force parasite de 5.25 N pour quatre câbles pour une poussée de 98.1 N, soit 5.35 %. Le reste de la force est quant à lui repris par les nombreux tuyaux et câbles électriques présents sur le moteur⁴.

Etalonnage du dispositif de mesure de la poussée

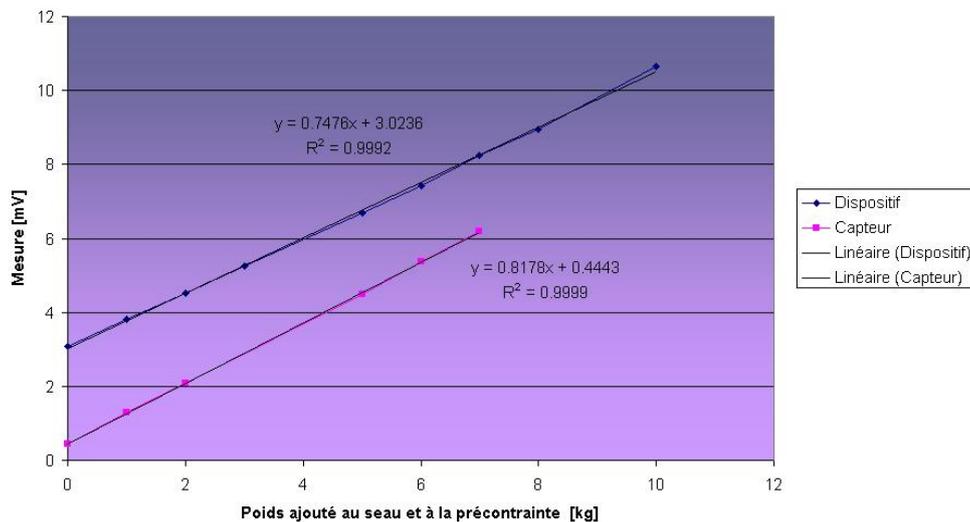


FIG. 1.7 – Etalonnage du système de mesure de la poussée

Notons, avant de conclure, que les câbles en acier pourraient aisément être remplacés par des câbles d'un autre matériau ou par des fils, le montage le permettant, soit pour maintenance, soit pour diminuer la force reprise par les câbles. Toutefois, la faible résistance apportée par

⁴Il existe en effet une quinzaine de tuyaux et câbles liant le moteur au banc (cfr figure 1.5).

ceux-ci est bénéfique car elle assure une absence de vibration de la plaque et une stabilité du montage lors du fonctionnement du moteur.

1.5 Conclusion

L'incompatibilité des modifications successives du banc ayant amené une impossibilité d'obtenir une mesure correcte de la poussée, il semblait évident qu'une mise en place d'un nouveau dispositif était nécessaire. L'idée retenue présente les avantages majeurs de simplicité et d'efficacité. Cette dernière a en effet été prouvée lors de la validation du dispositif, celui-ci montrant une linéarité presque parfaite avec la poussée. Cette pré-étape technique de l'étude réalisée peut donc être considérée comme accomplie. La suite immédiate va donc être orientée vers l'objectif majeur : le contrôle du turboréacteur.

Chapitre 2

Modélisation du SR-30

Ne l'oublions pas, notre but est de contrôler le SR-30, un moteur de laboratoire. Dans toute élaboration d'un système de régulation, il est nécessaire de connaître le système en question. Pour permettre une exploration du comportement du système, il est utile d'en développer un modèle. Nous avons pour cela utilisé le logiciel ECOSIMPRO, que nous allons présenter dans la suite. Nous allons détailler la modélisation effectuée dans ce chapitre en commençant par décrire brièvement le comportement stationnaire d'un turboréacteur. Ensuite, nous recalons le modèle d'après des mesures puis nous validerons celui-ci.

2.1 Description du comportement stationnaire d'un turboréacteur

Un moteur tel que le SR-30 est un assemblage de plusieurs composants. Parmi ceux-ci, nous pouvons citer le générateur de gaz, formé par le trio compresseur-chambre de combustion-turbine, et la tuyère de détente des gaz. Chaque composant présente un comportement et des performances qui leur sont propres. Ces performances sont reprises sur un champ caractéristique du composant ("map"). Ces champs sont le fruit d'essais de chaque module du moteur, pris indépendamment.

Lorsque ces différents composants sont assemblés pour former le moteur, leur comportement perd son indépendance, du fait du couplage résultant des principes de conservation de grandeurs physiques telles que le débit, la vitesse de rotation de l'arbre et l'énergie. Ainsi, par la suite de l'assemblage du compresseur, de la chambre de combustion, de la turbine et de la tuyère, le comportement du moteur résultant de l'équilibre entre ces différents modules, est décrit par un seul paramètre. Ce paramètre est en pratique la quantité de carburant injecté dans le moteur. Puisque le fonctionnement à l'équilibre est décrit par un seul paramètre, l'ensemble des points de fonctionnement d'un turboréacteur décrit une ligne, que l'on appelle ligne de fonctionnement, ou encore ligne d'équilibre.

C'est le cas pour les moteurs destinés aux avions commerciaux. Les moteurs équipant les avions de combat, par contre, disposent généralement d'une tuyère à géométrie variable, qui offre au moteur un degré de liberté supplémentaire, au travers de la contre-pression appliquée à la turbine. Le fonctionnement stationnaire du moteur est dans ce cas décrit par une série de courbes dans le champ du compresseur, résultant d'un déplacement de la ligne d'équilibre vers le haut et vers le bas selon la géométrie de la tuyère. Cependant, dans le cas qui nous occupe, bien que le SR-30 dispose d'une tuyère à géométrie variable, nous ne considérerons comme degré de liberté que le débit de carburant.

La ligne de fonctionnement introduite précédemment est communément représentée dans le champ du compresseur. Cette pratique se justifie par le fait que le compresseur est le module le plus délicat du moteur, dans le sens où il peut facilement être déstabilisé, et mener à la ruine du moteur. C'est le cas lorsque la ligne de pompage est franchie. Un exemple de représentation de la ligne d'équilibre d'un turboréacteur est présenté à la figure 2.1.

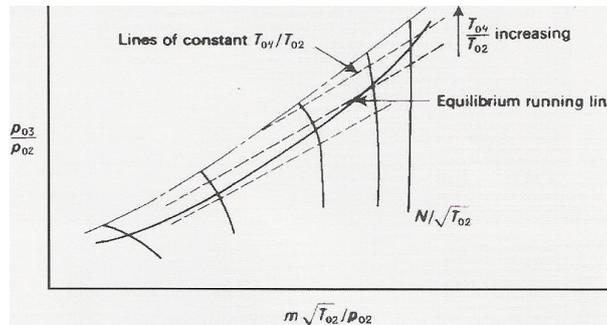


FIG. 2.1 – Ligne de fonctionnement d'un turboréacteur

Le débit d'air dans le moteur est présenté en abscisse, tandis que le taux de compression du moteur est en ordonnée. La ligne de pompage est la courbe située au taux de compression maximum. Les courbes coupant la ligne d'équilibre sont des iso-vitesses de rotation.

L'introduction au fonctionnement d'un turboréacteur étant terminée, nous allons orienter la suite vers la modélisation en elle-même. Toutefois, avant de décrire celle-ci, nous allons présenter le logiciel utilisé : ECOSIMPRO.

2.2 Présentation du logiciel ECOSIMPRO

ECOSIMPRO est un logiciel permettant la résolution d'équations de manière "automatique". En effet, contrairement à d'autres programmes de calcul tels que MATLAB, il n'est pas obligatoire d'écrire les équations séquentiellement, le logiciel se chargeant de les ordonner pour organiser la résolution. Ceci constitue un énorme avantage, qui est de pouvoir se concentrer sur les équations à utiliser, sans se soucier de créer des boucles itératives ou des ordres de résolution, ECOSIMPRO le faisant lui-même. Le corollaire de cet avantage est un inconvénient tout aussi important. En effet, la simple implémentation d'équations sans souci de l'ordre ou de la physique peut parfois mener à des situations absurdes. L'aspect physique des choses est donc très important pour aligner des équations dans ce logiciel. De plus, une organisation manuelle des équations de manière séquentielle peut parfois être utile pour "proposer" un ordonnancement des équations répondant à un schéma de résolution correspondant bien à la physique du problème.

Un avantage essentiel d'ECOSIMPRO est la possibilité de concevoir une librairie de composants tels qu'une entrée d'air, un compresseur, une turbine... Ainsi, pour modéliser un composant au moyen des équations de la thermodynamique, il suffit d'écrire les équations décrivant son fonctionnement. Le composant est alors créé et utilisable à volonté. Ainsi, le passage d'un moteur sans réchauffe à un moteur disposant de la post-combustion est effectué par simple ajout d'un composant, n'amenant aucune complication de programmation pour l'utilisateur, ECOSIMPRO se chargeant lui-même d'organiser le système d'équations en vue de sa résolution. Notre objectif sera donc de créer une bibliothèque de composants permettant de modéliser le SR-30.

Les bibliothèques de composants que nous venons de présenter sont créées dans la partie *EcoStudio* du logiciel. Cette partie comporte le côté programmation. Une autre face importante d'ECOSIMPRO est l'*EcoDiagram*. Celui-ci consiste en un concept convivial d'assemblage des modules en vue de former le système entier. Les composants sont assemblés au moyen de ports, qui permettent le passage d'information d'un composant à l'autre, comme la température ou la pression dans un port *Gas*, ou la vitesse de rotation dans un port *Shaft*. Ces ports transmettent donc les informations utiles à tout le système, les variables propres à un composant restant "cachées" dans celui-ci. De nouveau, la physique intervient lors du choix des variables à placer dans ces ports, afin de ne transmettre que l'essentiel en vue d'une augmentation de la vitesse de résolution. Un exemple d'assemblage dans l'*EcoDiagram* (un turbojet) est présenté à la figure 2.2.

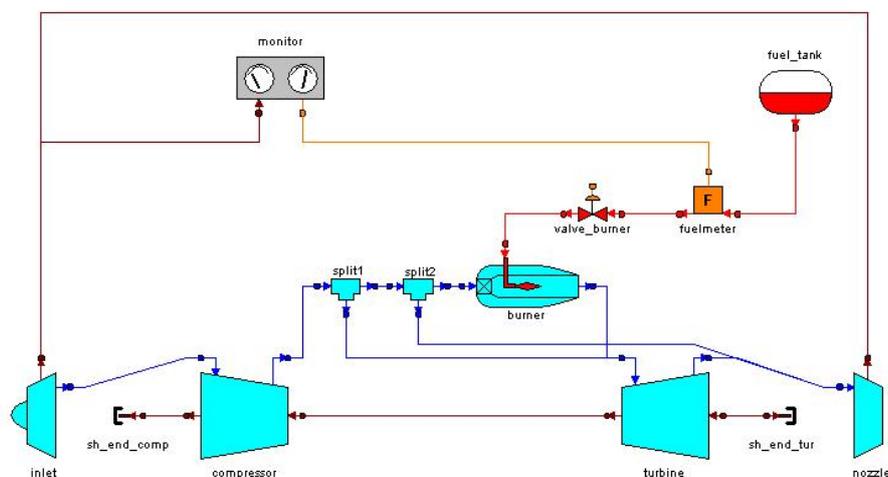


FIG. 2.2 – Exemple d'un assemblage de composants

Nous y découvrons des composants comme *Inlet* ou *Compressor*, chacun étant lié à d'autres par des fils : les ports.

Pour terminer la présentation d'ECOSIMPRO, il nous reste à discuter des partitions. Nous venons de le voir, il est très simple de construire un modèle avancé d'un système comme un moteur par exemple. Derrière cet assemblage se cachent des équations qui forment un système assez complexe. Parmi les variables intervenant dans ce système d'équations, il est possible d'en imposer certaines, qui deviennent alors des conditions limites. Selon les variables choisies comme telles, le problème à résoudre est différent. Chaque type de problème ainsi créé est appelé partition. Une partition correspond donc à un ensemble d'équations et de conditions limites. Ainsi, il est tout aussi facile de créer une partition *Design* afin de recalibrer le champ d'un compresseur sur base de mesures que de créer une partition *Off-design* afin d'obtenir des mesures virtuelles sur base du champ du compresseur. Nous voyons donc qu'un avantage supplémentaire du logiciel est de pouvoir passer d'un type de problème à un autre par un simple choix de variables et de conditions limites, et ce très rapidement. Nous profiterons de cette caractéristique d'ECOSIMPRO pour résoudre des problèmes très différents dans la suite.

2.3 Modélisation thermodynamique du moteur

Nous venons de présenter le logiciel que nous allons utiliser pour modéliser¹ le moteur. Il est temps maintenant de passer à cette seconde étape. La modélisation thermodynamique d'un système consiste en une approche 0D, autrement dit, une description entrée-sortie traduisant le comportement globale du moteur, sans description des phénomènes unidimensionnels, bidimensionnels ou tridimensionnels existant au sein de la machine. Cette description va être effectuée à l'aide des équations de la thermodynamique liant les grandeurs physiques d'entrée et de sortie entre elles.

Comme nous l'avons vu précédemment, le logiciel utilisé permet de modéliser des composants un à un, avant un assemblage en vue de décrire le moteur entier. Afin de respecter cette logique de travail, nous allons présenter la modélisation de chaque module du moteur successivement. Disposant de mesures, nous pourrions valider chacun de ces modules.

Ensuite, nous vérifierons la qualité de la prédiction du comportement du moteur après assemblage des composants.

2.3.1 Le SR-30

Avant de détailler chaque composant du SR-30, il convient de les présenter au travers d'une coupe virtuelle du moteur. Celle-ci est reprise à la figure 2.3.

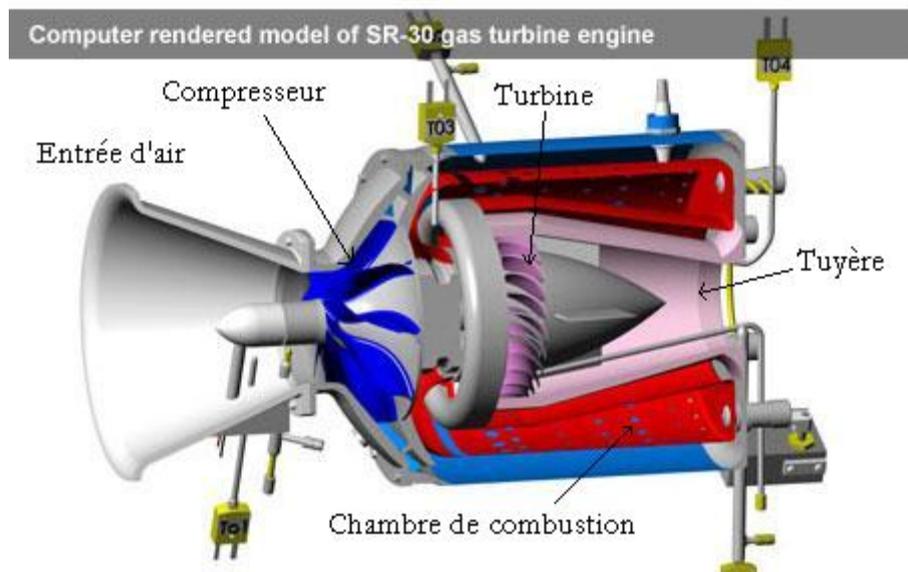


FIG. 2.3 – Schéma du SR30

Le moteur consiste en une succession des composants suivants : l'entrée d'air, le compresseur, la chambre de combustion, la turbine et la tuyère. Nous allons présenter la modélisation de chacun de ces modules dans la suite, en introduisant brièvement le rôle de chacun.

Chacun des composants sera lié par des ports, comme expliqué précédemment. Dans notre cas, ceux-ci seront les ports *Gas* pour ce qui est de l'écoulement, et *Shaft* pour la transmission de puissance par l'arbre. Ainsi, modéliser un composant reviendra à calculer les grandeurs de

¹Cette modélisation a été réalisée en collaboration avec Claude Mockels, auteur du travail de fin d'études intitulé : "Application d'une méthode de diagnostic sur un banc d'essai de turboréacteur."

sortie du port à partir des grandeurs d'entrée. Dans le cas qui nous occupe, celles-ci seront la température totale, l'enthalpie totale², la pression totale, le débit d'air et le débit de carburant (au travers du Fuel Air Ratio³ (FAR)). Quant au port *Shaft*, il contiendra la vitesse de rotation de l'arbre et la puissance transmise.

Dans ce qui suit, les notations suivantes seront employées pour caractériser le cycle du moteur.

- 0 : infini amont
- 1 : section d'entrée de l'entrée d'air
- 2 : section d'entrée du compresseur
- 3 : section d'entrée de la chambre de combustion
- 4 : section d'entrée de la turbine
- 5 : section de sortie de la turbine
- 9 : section de sortie de la tuyère

Notons finalement que notre objectif est ici la modélisation du SR-30 en particulier, et non celle d'un moteur semblable. Ceci implique que nous pourrions dans certaines occasions simplifier le problème. Nous nous éloignerons alors de la généralité de fonctionnement de ce type de moteur, mais ceci est souhaitable, dans la mesure où tout moteur possède ses propres caractéristiques et que le modèle ainsi conçu ne sera utilisé que pour le SR-30.

2.3.2 L'entrée d'air

Présentation

L'entrée d'air est le premier composant du moteur rencontré par le flux d'air entrant. Son rôle est de fournir au moteur le débit souhaité, et ce avec un niveau de pression totale le plus élevé possible, afin de maximiser l'énergie mécanique à l'entrée du compresseur. En pratique, pour un moteur placé sur un avion en vol de croisière, l'entrée d'air fonctionne en diffuseur. Autrement dit, elle ralentit l'écoulement. Le problème d'un tel ralentissement est le risque de décollement de l'écoulement et les pertes associées. Cependant, dans notre cas, vu que la vitesse de vol est nulle, l'entrée d'air fonctionne en aspirateur, elle accélère l'écoulement. Ce fonctionnement présente l'avantage de générer peu de pertes de pression totale.

Comme nous pouvons le voir à la figure 2.3, l'entrée d'air est fortement évasée. Ceci constitue une caractéristique des moteurs montés sur banc d'essai. L'objectif est d'annuler la traînée additionnelle. Cette force opposée à la poussée résulte de la différence des courbures des lignes de courant qui pénètrent dans l'entrée d'air et de cette dernière (cfr figure 2.4).

Cette traînée s'exprime, pour un moteur à vitesse de vol nul, de la manière suivante⁴ :

$$D_{add} = p_1 A_1 (1 + \gamma M_1^2) - p_0 A_1 \quad (2.1)$$

où A représente la section, p la pression, M le nombre de Mach, et où les indices 0 et 1 représentent l'infini amont et l'entrée du composant.

D'après cette formule, pour peu que le Mach en 1 puisse être nul, la pression en 1 vaut alors celle en 0 et la traînée s'annule. L'évasement présenté par l'entrée d'air du SR-30 permet

²En pratique, seule une de ces deux grandeurs sera calculée explicitement, l'autre pouvant en être déduite.

³Celui-ci est défini comme le rapport du débit massique de carburant au débit massique d'air.

⁴Nous présentons ce résultat sans calcul car ce n'est pas l'objectif ici.

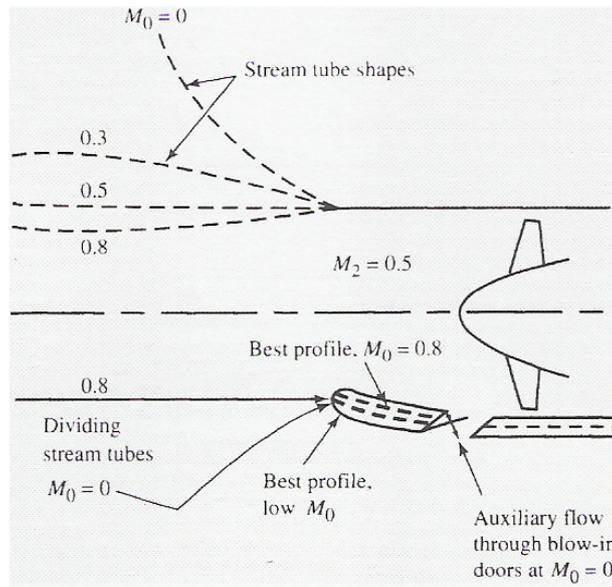


FIG. 2.4 – Courbure des lignes de courant en fonction du Mach de vol

de poser cette hypothèse et d'annuler la traînée additionnelle. Ainsi, nous négligerons toute traînée lors de la modélisation.

Equations thermodynamiques

Pour connaître l'état de l'écoulement à la sortie de l'entrée d'air, il est tout d'abord nécessaire de le connaître à l'entrée, soit l'infini amont dans notre cas. Il s'agit bien entendu des conditions ambiantes. La vitesse de vol étant nulle, les grandeurs totales sont équivalentes aux grandeurs statiques. Pour ce qui est de la pression et de la température, celles-ci sont mesurées lors de l'expérience. Le FAR, quant à lui, est nul. Enfin, le débit d'air est à priori inconnu.

Une entrée d'air peut être considérée comme adiabatique. Dès lors, la température totale et l'enthalpie totale sont conservées. Pour ce qui est de la pression totale, il existe une faible perte due aux frottements. Cependant, celle-ci est très faible. Nous pourrions donc faire l'approximation d'un comportement réversible et affirmer qu'il n'y a pas de perte de pression totale pour cette raison. Cependant, bien que nous allions supposer une conservation de la pression totale, la raison en est toute autre. Nous verrons lors de la modélisation du compresseur qu'un champ de fonctionnement est nécessaire pour traduire les pertes. Or celui-ci provient d'une étude faite préalablement (référence [8]). Cependant, lors de cette étude, les pertes de l'entrée d'air ont été reportées dans le champ du compresseur. Afin de ne pas les considérer deux fois, nous poserons donc

$$p_2^0 = p_1^0$$

2.3.3 Le compresseur

Présentation

Le rôle du compresseur est d'augmenter la pression totale avant l'entrée dans la chambre de combustion. En pratique, c'est lui qui assure l'essentiel de la poussée. Comme tout organe devant accroître la pression, le compresseur est critique car à l'origine de pertes importantes et soumis au risque de pompage, c'est-à-dire à l'instabilité. Cependant, dans le cas du SR-30,

il s'agit d'un compresseur centrifuge (cfr figure 2.5). Ce genre de compresseur est nettement moins susceptible d'entrer en pompage. En effet, ce phénomène est la conséquence d'une augmentation de pression par des profils sustentateurs (les aubes) si forte que le gradient de pression adverse fait décoller les couches limites, et l'écoulement. Mais dans un compresseur centrifuge, la compression est principalement assurée par les forces de Coriolis. Il n'existe donc pas réellement de profils pouvant décrocher. Ceci représente l'avantage majeur des compresseurs centrifuges, qui permettent un taux de compression élevé par étage.



FIG. 2.5 – Compresseurs axial et centrifuge

Pour caractériser le comportement d'un compresseur, il existe des champs qui décrivent les performances de celui-ci (rendement η_c , rapport de pression π_c) en terme de vitesse de rotation et de débit réduit. Le rendement d'un compresseur est défini par le rapport de l'augmentation d'enthalpie totale idéale à l'augmentation réelle :

$$\eta_c = \frac{h_{3,is}^0 - h_2^0}{h_3^0 - h_2^0} \quad (2.2)$$

Pour un compresseur considéré comme adiabatique (hypothèse très peu restrictive) et parcouru par un gaz parfait, le rendement peut encore s'exprimer de la manière suivante :

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau_c - 1} \quad (2.3)$$

où π est le rapport de la pression totale de la sortie à la pression totale à l'entrée, et τ le rapport des températures totales correspondantes. Les champs permettent donc de lier les différentes grandeurs caractérisant les performances du compresseur.

Ces performances sont exprimées en fonction de grandeurs réduites telles que le débit et la vitesse de rotation, qui permettent de s'affranchir des conditions d'entrée, c'est-à-dire des conditions de l'essai, dans la caractérisation de l'organe. La vitesse de rotation N^{co} et le débit q_m^{co} réduits s'expriment respectivement par les équations 2.4 et 2.5.

$$N^{co} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_2^0}{T_{std}^0}}} \quad (2.4)$$

$$q_m^{co} = \frac{q_m \sqrt{\frac{T_2^0}{T_{std}^0}}}{\frac{p_2^0}{p_{std}^0}} \quad (2.5)$$

où T_{std} et p_{std} sont des températures et pressions fixées arbitrairement. Nous choisirons $T_{std} = 288$ K et $p_{std} = 101325$ Pa.

Avant de passer à la modélisation thermodynamique en tant que telle, nous allons exposer brièvement les champs qui avaient été obtenus par simulation de l'écoulement lors d'une étude précédente (cfr référence [8]). Ceux-ci sont présentés à la figure 2.6.

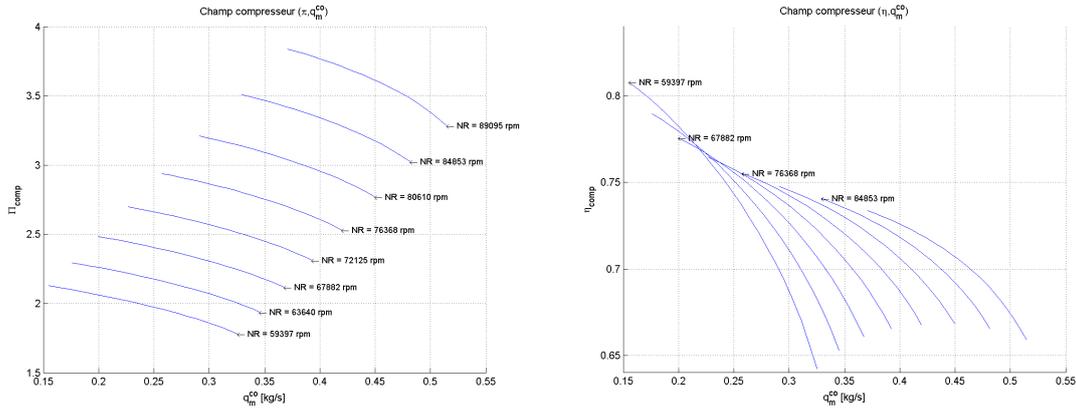


FIG. 2.6 – Champs du compresseur : taux de compression et rendement isentropique

La position d'un point de fonctionnement dans un compresseur est repéré par deux paramètres. Présentement, il s'agit du débit et de la vitesse de rotation réduits. Cependant, ceux-ci ne permettent pas une utilisation aisée des données reprises dans ces champs. En effet, pour plus de facilité, il est intéressant de pouvoir disposer de matrices dont chaque ligne représente une iso-vitesse. Cependant, chaque point de ces iso-vitesses ne correspondant pas à un même débit réduit, il est impossible de les reprendre en tableau. Pour palier à cet inconvénient, il est courant d'utiliser deux autres paramètres : le PCNR (pourcentage de vitesse de rotation réduite) et le paramètre β (variant entre 0 et 1). Le PCNR est lié à la vitesse de rotation réduite puisqu'il s'exprime par la relation suivante :

$$PCNR = \frac{N^{co}}{N_d} \quad (2.6)$$

où N_d est une vitesse de rotation arbitraire permettant d'obtenir un PCNR de l'ordre de l'unité. Cette transformation n'a pas d'effet sur le problème posé, il s'agit simplement d'une facilité de manipulation. Par contre, le paramètre β consiste en l'abscisse curviligne le long des iso-vitesses. Il permet donc, au travers d'un réseau de courbes (les β -lines), de décrire chaque point du domaine de fonctionnement par un paramètre variant entre les mêmes bornes, et permettre ainsi le placement du champ dans une matrice. L'élaboration de ce réseau de lignes iso-paramétriques doit être créé avec soin afin que, d'une iso-vitesse à l'autre, les points correspondant à une même valeur du paramètre β soient proches, ceci étant nécessaire pour permettre une convergence de la recherche dans le tableau correspondant. Ainsi, à partir des deux champs liant les évolutions du taux de compression, de la vitesse de rotation réduite et du débit réduit, nous obtenons trois champs, chacun liant l'une de ces grandeurs aux paramètres PCNR et β .

Ayant posé les bases du fonctionnement d'un compresseur, nous allons à présent décrire la construction du module correspondant à l'aide des équations de la thermodynamique.

Equations thermodynamiques

Le module compresseur peut être scindé en quatre blocs : la conservation de la masse, la lecture des champs, le calcul de l'enthalpie totale et la conservation de la puissance provenant de la turbine. Ceux-ci sont agencés de la manière suivante :

Bilan de masse :

$$q_{m,3} = q_{m,2} \quad (2.7)$$

$$FAR_3 = FAR_2 \quad (2.8)$$

Lecture des champs :

$$\pi_c = F1(PCNR, \beta) \quad (2.9)$$

$$\eta_c = F2(PCNR, \beta) \quad (2.10)$$

$$q_m^{co} = F3(PCNR, \beta) \quad (2.11)$$

Calcul de l'enthalpie totale⁵ :

$$\phi(T_{3, is}^0, FAR_3) - \phi(T_2^0, FAR_2) = R \log(\pi_c) \quad (2.12)$$

$$\eta_c = \frac{h_{3, is}^0 - h_2^0}{h_3^0 - h_2^0} \quad (2.13)$$

Conservation de la puissance :

$$P = q_m (h_3^0 - h_2^0)$$

$$P_c = P_t \eta_{mec} \quad (2.14)$$

où les indices c et t représentent le compresseur et la turbine et où η_{mec} est le rendement mécanique de la transmission de puissance.

Procédure de calcul entre les bornes du composant

Sur base du débit massique et du FAR en amont du compresseur, les grandeurs avales sont déduites immédiatement du bilan de masse. Le débit réduit q_m^{co} peut également être calculé.

Connaissant la puissance cédée par la turbine, la puissance consommée par le compresseur en est déduite de l'équation 2.14. Ensuite, l'enthalpie totale de sortie est calculée d'après l'expression de la puissance.

⁵Dans l'équation qui suit, ϕ est calculé par une fonction réalisant l'intégrale suivante : $\phi = \int \frac{C_p(T)}{T} dT + cste$. De plus, vu la définition du rendement polytropique $e_c = \frac{dh_{is}^0}{dh^0}$, tenant compte de la relation de Gibbs $T^0 ds^0 = C_p dT^0 - \frac{dp^0}{\rho}$ et de la loi des gaz parfaits, nous obtenons $e_c d\phi = R \frac{dp^0}{p}$. La relation utilisée en découle après intégration entre les bornes du composant, en supposant pour cette formule un rendement unitaire.

Prenant ensuite une première valeur de $T_{3,ts}^0$, variable d'itération, le taux de compression π_c est déduit de la formule 2.12. Une résolution itérative du système formé par les équations 2.11 et 2.9 fournit alors la valeur de la variable β et le PCNR.

De là, le rendement η_c peut être déduit de la lecture du champ (formule 2.10). L'enthalpie totale de sortie selon une compression isentropique est alors obtenue d'après la formule 2.13. Il s'ensuit une nouvelle température totale isentropique sur laquelle l'itération se déroule.

2.3.4 La chambre de combustion

Présentation

La chambre de combustion est le composant où l'apport d'énergie provenant de l'extérieur (le carburant) a lieu. Cette énergie se retrouve partiellement en enthalpie dans les gaz chauds sortant de la chambre de combustion. Toute l'énergie n'est cependant pas transformée en énergie utile, ce qui se traduit par l'existence d'un rendement de combustion η_b . Celui-ci est défini par le rapport du FAR idéal au FAR réel pour un échauffement $T_4^0 - T_3^0$ donné. Il s'exprime de manière approchée⁶ par la formule suivante :

$$\eta_b = \frac{(1+f)C_{p,t}T_4^0 - C_{p,c}T_3^0}{f q_c^{25}} \quad (2.15)$$

où f représente le FAR, q_c^{25} est le pouvoir calorifique qui a été mesuré à la température de 298 K, et où les indices t,c et e représentent respectivement l'après combustion, l'avant-combustion et le carburant. Cette définition exprime que l'entièreté de l'énergie disponible dans le combustible ne se retrouve pas en totalité dans l'enthalpie des gaz, du fait d'une combustion imparfaite.

Les performances de la chambre de combustion sont définies par une deuxième grandeur : la perte de pression totale. En pratique, celle-ci résulte de pertes par frottements (pertes froides) et de pertes résultant de l'apport de chaleur à un fluide en mouvement rapide (pertes chaudes). Cependant, le deuxième type de perte est communément négligeable par rapport au premier. Le champ de la chambre de combustion relie la perte de pression au débit réduit.

Dans notre cas, après examen des mesures, nous avons remarqué que le rapport des pressions totales aux bornes de la chambre de combustion était presque constant en fonction du débit réduit. La figure 2.7 nous permet de le vérifier.

Après calcul, nous obtenons un rapport de pressions totales moyen de 0,98542. D'après les mesures⁷, l'écart maximum par rapport à cette moyenne n'étant que de 0,34 %, nous décidons d'imposer le π_b à cette valeur moyenne car les mesures en notre possession couvrent un intervalle de fonctionnement suffisant (65000 trs/min à 85000 trs/min). De plus, sachant que, en toute généralité, ce rapport présente une constance assez marquée, nous pouvons choisir cette stratégie sans crainte.

⁶Cette approximation est très faible, puisqu'elle néglige simplement le dernier terme du bilan d'énergie

$$f q_c^{25} = (1+f)C_{p,t}(T_4^0 - 298) - C_{p,c}(T_3^0 - 298) - fC_{p,e}(T_e - 298)$$

et considère que $(1+f)C_{p,t}(-298)$ et $-C_{p,c}(-298)$ s'éliminent l'un l'autre.

⁷Il s'agit de mesures collectées dans la référence [8] qui provenaient d'essais réalisés lors d'années antérieures. A ce jour, il n'existe plus de capteur de pression en aval de la chambre de combustion et donc plus de possibilité de vérifier ces mesures. Cependant, vu leur caractère répétitif, nous adopterons cette valeur de perte.

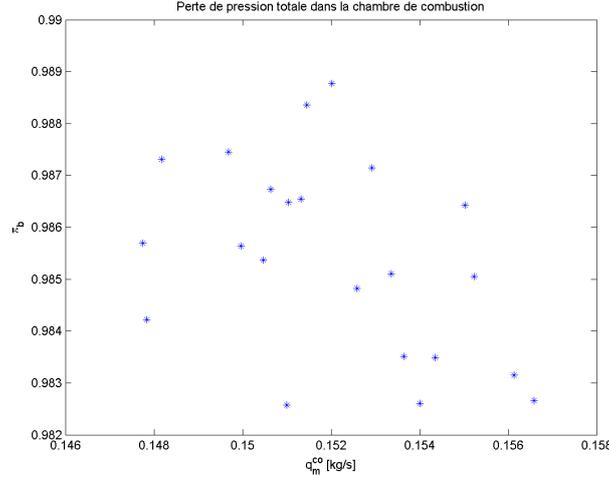


FIG. 2.7 – Rapport de pression totales aux bornes de la chambre de combustion

Equations thermodynamiques

Le module chambre de combustion peut être scindé en quatre blocs : la conservation de la masse, le calcul du rendement de combustion, le bilan d'énergie et le calcul de la pression totale de sortie. Ceux-ci se présentent de la manière suivante :

Bilan de masse :

$$q_{m,4} = q_{m,3} + q_{m,f} \quad (2.16)$$

où $q_{m,f}$ est le débit massique de carburant injecté.

$$FAR_4 = \frac{q_{m,f}}{q_{m,3}} \quad (2.17)$$

Calcul du rendement de combustion :

$$AL = \frac{q_{m,3}}{VOL \left(\frac{p_3^0}{p_{std}} \right)^{1.8} 10^{0.00145} (T_3^0 - 400)}$$

où AL (Air loading) représente une image de la difficulté à effectuer la combustion et où VOL est le volume de la chambre de combustion.

$$\begin{aligned} \eta_b = & -5.46974 \cdot 10^{-11} AL^5 + 3.97923 \cdot 10^{-8} AL^4 + -8.73718 \cdot 10^{-6} AL^3 \\ & + 0.000300007 AL^3 - 0.004568246 AL^1 + 99.7 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Ce calcul résulte d'une corrélation (cfr référence [6]).

Bilan d'énergie :

$$h_4^0 = \frac{q_{m,3} h_3^0 + q_{m,f} q_c^{25} \eta_b}{q_{m,4}} \quad (2.19)$$

Calcul de la pression totale de sortie :

$$p_4^0 = \pi_b p_3^0 \quad (2.20)$$

Procédure de calcul entre les bornes du composant

Sur base des grandeurs amont et de la quantité de carburant injecté, le débit massique de sortie et l'Air loading peuvent être calculés. La corrélation permet alors d'en déduire le rendement de combustion. De là, l'équation 2.19 fournit l'enthalpie totale de sortie et par conséquent également la température totale. Pour terminer, l'équation 2.20 permet d'obtenir la pression totale de sortie.

2.3.5 Le coude

Présentation

Le coude est utilisé pour modéliser les pertes de charge dans le coude de retour des gaz chauds vers la turbine (cfr endroit du point de mesure de T_3^0 sur la figure 2.3). D'après les renseignements dont nous disposons, ce coude à 180 degrés amène une perte de charge non négligeable. Nous nous efforçons donc d'en tenir compte dans le modèle. Nous vérifierons à posteriori si l'ordre de grandeur des pertes de charge le justifie.

Pour des raisons de variations des dimensions de la veine assez conséquentes le long du coude, nous avons choisi de couper celui-ci en deux coudes de 90 degrés de déflexion, et de prendre des dimensions moyennes entre les entrées et sorties de ces deux composants.

Equations thermodynamiques

La modélisation du coude a été réalisée à l'aide de la référence [10]. Le module est scindé en cinq blocs : la conservation de la masse, la conservation de l'énergie, le calcul du premier coefficient de perte de charge ζ_M , le calcul du second coefficient ζ_f et le calcul de la pression totale de sortie.

Conservation de la masse :

$$q_{m,out} = q_{m,in} \quad (2.21)$$

$$FAR_{out} = FAR_{in} \quad (2.22)$$

Conservation de l'énergie :

$$h_{out}^0 = h_{in}^0 \quad (2.23)$$

Calcul de ζ_M :

$$A_1 = C_1 = 1$$

$$B_1 = f(\text{dimensions})$$

$$\zeta_M = A_1 \times B_1 \times C_1 \quad (2.24)$$

Calcul de ζ_f :

$$w_0 = \frac{q_{m,in}}{\rho A}$$

$$T = T_{in}^0 - \frac{\gamma - 1}{2} \frac{w_0^2}{\gamma R}$$

$$p = p_{in}^0 \left(\frac{T}{T_{in}^0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\begin{aligned}\rho &= \frac{p}{RT} \\ Re &= \frac{w_0 D_h}{\nu} \\ \lambda &= f(Reynolds) \\ \zeta_f &= 0.0175 \lambda \frac{R_0}{D_h} 90\end{aligned}\quad (2.25)$$

où w_0 est la vitesse dans le coude, Re est le nombre de Reynolds, D_h est le diamètre équivalent selon Idelcik, ν est la viscosité cinématique du fluide et R_0 le rayon de courbure moyen du coude.

Calcul de la pression totale de sortie :

$$\begin{aligned}\Delta P &= (\zeta_M + \zeta_f) \frac{\rho w_0^2}{2} \\ p_{out}^0 &= p_{in}^0 - \Delta P\end{aligned}\quad (2.26)$$

Résultats

Vérifions à présent le bien-fondé de la prise en compte de ce coude. La figure 2.8 présente l'évolution des pertes de charge dans le coude avec le débit.

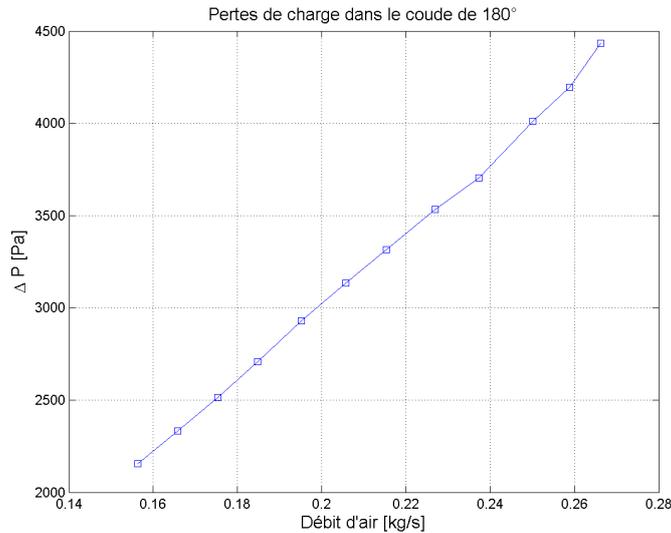


FIG. 2.8 – Pertes de charge dans le coude

Nous observons une perte de charge moyenne de 3.5 kPa. Par souci de prise en compte d'un maximum de phénomènes physiques, nous incluons donc le coude dans le modèle thermodynamique du moteur.

2.3.6 La turbine

Présentation

La turbine est l'organe couplé au compresseur au travers d'un arbre. Son rôle est de récupérer une partie de l'enthalpie des gaz chauds pour entraîner le compresseur, le reste

servant à la propulsion de l'engin. Contrairement au compresseur, la turbine ne présente pas de risque d'instabilité, parce que le fluide passe naturellement d'une zone de haute pression à une zone de basse pression. De ce fait, les pertes sont moins importantes que pour un compresseur et surtout, varient peu avec la vitesse de rotation et le rapport de pression aux bornes de la turbine. Cependant, notons d'ores et déjà que dans le cas du SR-30, vu la hauteur très faible des aubes de la turbine (15 mm) (cfr figure 2.9), le rendement est assez faible. La définition de ce rendement est ici l'inverse du compresseur⁸ :

$$\eta_t = \frac{h_4^0 - h_5^0}{h_4^0 - h_{5,is}^0} \quad (2.27)$$

Ce rendement est à priori inconnu. Nous le déterminerons par la suite à l'aide des mesures effectuées au banc d'essai.



FIG. 2.9 – Turbine du SR-30

Au cours des études menées sur le SR-30, il a été constaté que la turbine fonctionnait toujours en blocage sonique (stator bloqué). Ceci présente l'avantage de montrer un débit réduit constant, et donc indépendant du rapport de pressions totales aux bornes. Nous allons donc utiliser cette hypothèse et modéliser une turbine bloquée. Nous vérifierons par la suite, sur base de mesures, si cette hypothèse est acceptable.

Equations thermodynamiques

Comme nous l'avons vu, nous faisons ici les hypothèses de débit réduit constant (turbine bloquée) et de rendement constant dans la plage de fonctionnement. La modélisation du composant est donc fortement simplifiée. Elle se compose ainsi de trois blocs : l'imposition du débit réduit, la conservation de la masse, le calcul de l'enthalpie totale de sortie et le calcul de la puissance.

Imposition du débit réduit :

$$q_{m,5}^{co} = WR \quad (2.28)$$

Conservation de la masse :

$$q_{m,5} = q_{m,4} \quad (2.29)$$

⁸D'un point de vue énergétique, la turbine peut être vue comme l'inverse du compresseur.

$$FAR_5 = FAR_4 \quad (2.30)$$

Calcul de l'enthalpie totale de sortie :

$$\phi(T_{5,is}^0, FAR_5) - \phi(T_4^0, FAR_4) = R \log(\pi_t) \quad (2.31)$$

$$\eta_t = \frac{h_5^0 - h_4^0}{h_{5,is}^0 - h_4^0} \quad (2.32)$$

Calcul de la puissance :

$$P_t = q_{m,t} (h_4^0 - h_5^0) \quad (2.33)$$

Procédure de calcul entre les bornes du composant

La turbine étant bloquée, le débit réduit est connu. Connaissant la température totale et la pression totale en entrée du composant, et retournant à la définition du débit réduit (équation 2.5 page 22), le débit massique dans la machine est imposé.

Sur base du débit massique et du FAR en amont de la turbine, les grandeurs avales sont déduites immédiatement du bilan de masse.

Prenant ensuite une première valeur de $T_{5,is}^0$, variable d'itération, le taux de détente π_t est déduit de la formule 2.31, et donc la pression totale de sortie. L'enthalpie totale de sortie selon une détente isentropique est également calculée d'après cette température.

Connaissant le rendement (supposé constant), l'enthalpie totale de sortie est déduite par l'équation 2.32. De là, la puissance développée par la turbine est trouvée. Il s'ensuit alors une itération entre le compresseur et la turbine sur la variable $T_{5,is}^0$ jusqu'à convergence.

2.3.7 La tuyère

Présentation

La tuyère est le dernier élément du moteur. Son rôle est multiple. Elle doit poursuivre la détente du fluide commencée dans la turbine et, le fluide étant accéléré, propulser l'engin. Elle doit également répartir la puissance entre la turbine et le jet. Ceci est effectué en modulant la contre-pression en aval de la turbine au moyen d'une section variable. Enfin, elle a également pour rôle de réguler le débit traversant le moteur. Il est évident que la tuyère est un organe qui définit le fonctionnement du moteur, et constitue donc un degré de liberté dans le cas d'une tuyère à géométrie variable⁹. Une tuyère peut être convergente simple ou convergente-divergente. La deuxième configuration permet d'accélérer fortement le fluide, qui dépasse alors la vitesse sonique. Cependant, cette configuration est uniquement réservée aux avions supersoniques. La tuyère du SR-30, un moteur de banc d'essai, est, quant à elle, simplement convergente.

Les performances d'une tuyère sont caractérisées par la chute de pression dont elle est l'objet en fonction du débit réduit la traversant (associée à un coefficient α) et par le rapport C_D de la section de sortie effective à la section idéale (section géométrique), celle-ci étant supérieure à la première du fait de l'existence de couches limites. En ce qui concerne la tuyère

⁹N'oublions pas que dans le cas qui nous occupe, la section de sortie est fixée. La tuyère reprend donc un degré de liberté en imposant la contre-pression à la sortie de la turbine.

du SR-30, l'expérience a montré qu'elle n'était bloquée (i.e. le Mach de sortie vaut 1) à aucun régime moteur. Ainsi, la tuyère impose la pression statique de sortie à la valeur de la pression ambiante (i.e. la tuyère est adaptée) et, de là, impose la pression totale à la sortie de la turbine. Elle détermine donc la charge du moteur.

Equations thermodynamiques

Le module tuyère comporte huit blocs de calcul : la conservation de la masse, la conservation de l'énergie, le calcul des pertes de pression, la détermination du régime (tuyère bloquée ou adaptée), le calcul de la section de sortie, le calcul de la vitesse de sortie, le calcul de la contre-pression et le calcul de la poussée. Ceux-ci sont présentés ci-dessous.

Conservation de la masse :

$$q_{m,9} = q_{m,5} \quad (2.34)$$

$$FAR_9 = FAR_5 \quad (2.35)$$

Conservation de l'énergie :

$$h_9^0 = h_5^0 \quad (2.36)$$

Calcul des pertes de pression totale :

$$\pi_n = 1 - \alpha (q_m^{co})^2 \quad (2.37)$$

Détermination du régime :

$$p_{9,crit} = p_9^0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$p_9 = \max(p_{amb}, p_{(9,crit)}) \quad (2.38)$$

Calcul de la section de sortie effective :

$$NER = \frac{p_9^0}{p_9}$$

$$C_D = f(NER)$$

$$A_{9,effective} = A_{9,idéale} \times C_D \quad (2.39)$$

Calcul de la vitesse de sortie :

$$T_9 = \frac{T_9^0}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_9^2}$$

$$\rho_9 = \frac{p_9}{RT_9}$$

$$V_9 = \frac{q_{m,9}}{\rho_9 A_{9,effective}} \quad (2.40)$$

$$M_9 = \frac{V_9}{\sqrt{\gamma R T_9}}$$

Calcul de la contre-pression :

$$p_9^0 = p_9 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_9^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$p_5^0 = \frac{p_9^0}{\pi_n} \quad (2.41)$$

Calcul de la poussée :

$$P = q_{m,9} V_9 + A_{9,\text{effective}} (p_9 - p_{\text{amb}}) \quad (2.42)$$

Procédure de calcul entre les bornes du composant

Sur base du débit massique et du FAR en amont de la tuyère, les grandeurs avalées sont déduites immédiatement du bilan de masse. L'enthalpie totale est quant à elle déterminée immédiatement par la conservation de l'énergie.

Connaissant le débit traversant la tuyère et les pressions et températures totales en amont, le débit réduit est déduit de sa définition. Les pertes de pression totale peuvent alors être calculées d'après l'équation 2.37.

Ensuite, faisant une hypothèse sur la pression totale de sortie p_9^0 , il peut être déterminé si la tuyère fonctionne en blocage sonique ou si elle est adaptée. La pression statique de sortie p_9 est alors connue.

De là, la section de sortie effective peut être déterminée par l'équation 2.39. Ensuite, par itérations sur la valeur du Mach de sortie M_9 , le bloc d'équations 2.40 permet de connaître ce nombre et la vitesse d'éjection des gaz. Une nouvelle pression totale de sortie p_9^0 peut alors être obtenue, cette boucle se poursuivant jusqu'à convergence.

D'après la valeur des pertes de charge calculée précédemment, et la boucle itérative décrite ci-dessus, la pression totale de sortie est connue et l'équation 2.41 permet de déterminer la contre-pression p_5^0 , et donc la charge de la turbine. Nous comprenons que la tuyère est un organe déterminant le point de fonctionnement du moteur. La poussée du moteur est finalement obtenue d'après l'équation 2.42.

Remarque importante

A la suite des essais dont nous parlerons après, nous avons remarqué une augmentation de la température totale entre la sortie de la turbine et la sortie de la tuyère d'environ 15 K. Théoriquement, ceci est impossible vu qu'il n'y a pas d'apport de chaleur ou de travail mécanique entre ces deux composants. Il s'agit en réalité d'une particularité du moteur, provenant de la configuration de la chambre de combustion. Comme nous pouvons le voir à la figure 2.3, celle-ci est inversée. Ce principe permet d'améliorer la compacité du moteur. Cependant, ceci signifie aussi que le flux chaud présent dans la chambre de combustion n'est séparé du flux plus froid sortant de la turbine que par une mince paroi métallique. Ainsi, un transfert de chaleur se produit de la chambre de combustion vers la tuyère. Au final, la température en sortie de la chambre de combustion est inférieure à sa valeur théorique d'après l'apport d'énergie du carburant et la tuyère peut être considérée d'un point de vue modélisation comme adiabatique avec une température d'entrée supérieure à celle de la sortie de la turbine, suite à la présence d'un échangeur de chaleur situé entre ces deux composants. Bien que cet effet reste

réduit, nous le modéliserons en ajoutant un échangeur de chaleur à la sortie de la chambre de combustion (cfr figure 2.10 page 35).

2.3.8 L'échangeur de chaleur

Présentation

L'échangeur de chaleur ne consiste pas en un composant du moteur au même titre que le compresseur par exemple. Il s'agit simplement d'un module destiné à modéliser un processus physique apparaissant au sein du SR-30. L'échangeur est un composant parcouru par les gaz chauds sortant de la chambre de combustion et par les gaz froids sortant de la turbine. Etant donné qu'il ne doit modéliser que l'échange de chaleur, nous n'y appliquerons pas de perte de pression, celle-ci étant reportée dans le module physique tuyère.

Avant de détailler le module, il convient de procéder à un bref rappel théorique. Les notations suivantes sont utilisées :

- $T_{in,f}^0$ la température totale d'entrée du fluide côté froid (sortie turbine)
- $T_{out,f}^0$ la température totale de sortie du fluide côté froid (entrée tuyère)
- $\dot{C}_f = q_{m,f} c_{p,f}$ le débit capacitif côté froid [W/K] (où $c_{p,f}$ est la capacité calorifique du fluide côté froid)

- $T_{in,c}^0$ la température totale d'entrée du fluide côté chaud (sortie chambre de combustion)
- $T_{out,c}^0$ la température totale de sortie du fluide côté chaud (entrée turbine)
- $\dot{C}_c = q_{m,c} c_{p,c}$ le débit capacitif côté chaud [W/K] (où $c_{p,c}$ est la capacité calorifique du fluide côté chaud)

D'après ces notations, le flux de chaleur échangé, qui peut s'exprimer de deux façons, vaut :

$$Q = \dot{C}_f (T_{out,f}^0 - T_{in,f}^0) = \dot{C}_c (T_{in,c}^0 - T_{out,c}^0) \quad (2.43)$$

Si nous appelons ensuite \dot{C}_{min} le débit capacitif minimal, la définition de l'efficacité de l'échange de chaleur s'exprime comme suit :

$$\epsilon = \frac{Q}{\dot{C}_{min} (T_{in,c}^0 - T_{in,f}^0)} = \frac{\dot{C}_c (T_{in,c}^0 - T_{out,c}^0)}{\dot{C}_f (T_{in,c}^0 - T_{in,f}^0)} \quad (2.44)$$

En effet, dans notre cas, $\dot{C}_{min} = \dot{C}_f$ puisque, la capacité calorifique augmentant avec la température, elle est inférieure côté froid.

Equations thermodynamiques

Dans cette modélisation, nous allons faire une légère approximation, afin de nous affranchir de la nécessité d'utiliser les dimensions du moteur, dimensions qui ne sont pas connues avec précision. Dans les formules présentées précédemment, la capacité calorifique apparaît. Or, celle-ci dépend de la température statique. Ainsi, il nous faudrait obtenir cette information. Cependant, cela nécessiterait la connaissance précise des sections de passage du fluide, afin de pouvoir utiliser l'équation du débit réduit pour connaître le Mach et, finalement, déduire les températures statiques des températures totales. Ceci amenant imprécision et complexité de calcul, nous allons procéder à une approximation assez faible. Nous ne calculerons pas explicitement le $C_{p,f}$, mais utiliserons l'expression suivante :

$$c_{p,f} = \frac{h_{out,f}^0 - h_{in,f}^0}{T_{out,f}^0 - T_{in,f}^0} \quad (2.45)$$

Aussi, nous remplacerons $c_{p,c} (T_{in,c}^0 - T_{out,c}^0)$ par Δh_c^0 , ce qui reste une faible approximation vu l'écart des températures limité entre l'entrée et la sortie.

Les équation thermodynamiques du composant sont alors les suivantes :

Conservation de la masse :

$$q_{m,c}^{out} = q_{m,c}^{in} \quad (2.46)$$

$$q_{m,f}^{out} = q_{m,f}^{in} \quad (2.47)$$

$$FAR_{m,c}^{out} = FAR_{m,c}^{in} \quad (2.48)$$

$$FAR_{m,f}^{out} = FAR_{m,f}^{in} \quad (2.49)$$

Absence de perte de charge :

$$p_{out,c}^0 = p_{in,c}^0 \quad (2.50)$$

$$p_{out,f}^0 = p_{in,f}^0 \quad (2.51)$$

Evaluation du transfert de chaleur :

$$h_{out,c}^0 = h_{in,c}^0 - \frac{q_{m,f}}{q_{m,c}} \left(\frac{h_{out,f}^0 - h_{in,f}^0}{T_{out,f}^0 - T_{in,f}^0} \right) (T_{in,c}^0 - T_{in,f}^0) \quad \epsilon \quad (2.52)$$

Conservation de l'énergie :

$$h_{out,f}^0 = \frac{q_{m,c} h_{in,c}^0 - q_{m,c} h_{out,c}^0 + q_{m,f} h_{in,f}^0}{q_{m,f}} \quad (2.53)$$

2.3.9 Assemblage des composants

Chaque module du moteur a été modélisé. La structure du modèle complet est à présent terminée et est visible à la figure 2.10.

Le premier élément rencontré est l'entrée d'air. Le fluide se dirige ensuite vers le compresseur avant d'entrer dans la chambre de combustion à laquelle un réservoir définissant les caractéristiques du carburant est lié. Le fluide chaud s'engage ensuite dans l'échangeur où il cède une partie de sa chaleur à la tuyère. Il passe alors à travers les deux coudes de 90 degrés de déflexion pour y subir une perte de charge avant d'entrer dans la turbine. La turbine est quant à elle liée au compresseur par un arbre dont l'objet est l'égalité des vitesses de rotation et des puissances. Le compresseur et la turbine sont liés également à une "fin d'arbre" assurant que la puissance produite (compresseur) et que la puissance reçue (turbine) sont nulles. Pour terminer, le fluide se réchauffe dans l'échangeur avant d'être éjecté par la tuyère.

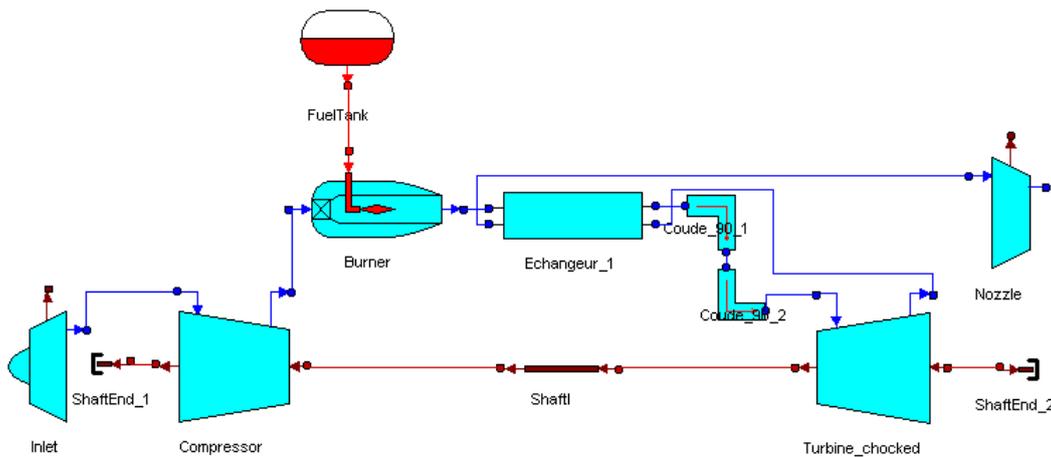


FIG. 2.10 – Modèle thermodynamique du SR30

2.4 Recalage du modèle

Nous venons de décrire chaque composant du moteur en présentant leur modélisation en détail. Cependant, lors de celle-ci, nous avons vu apparaître des paramètres de performance. Ceux-ci sont propres à chaque moteur et il est donc difficile d'utiliser des valeurs usuelles. Ainsi, pour obtenir une modélisation adaptée au SR-30, il est nécessaire d'inclure ses propres paramètres dans le modèle. Pour ce faire, nous allons comparer les mesures virtuelles prédites par le modèle aux mesures réellement acquises sur le moteur. Cette section va décrire la procédure de recalage de tous les composants le nécessitant, c'est-à-dire du compresseur, du groupe chambre de combustion-échangeur, du couple turbine-coude et de la tuyère.

2.4.1 Prise de mesures

Des mesures ont été prises au banc d'essai. Celles-ci sont $T_2^0, p_2^0, T_3^0, p_3^0, T_4^0, T_5^0, p_5^0, T_9^0, p_9^0$, la vitesse de rotation et la poussée. Ces mesures sont reprises en annexe B. Pour les obtenir, nous avons parcouru la ligne de fonctionnement par pas de 2500 trs/min depuis 55000 trs/min jusqu'à 80000 trs/min avant de revenir à 55000 trs/min. Nous avons alors effectué la moyenne des mesures pour nous affranchir autant que possible d'un éventuel transitoire thermique.

Nous ne disposons pas de la pression en sortie de chambre de combustion p_4^0 , par manque de capteur. Cependant, comme nous l'avons déjà vu, celle-ci peut être déduite de la pression en sortie de compresseur affectée d'un coefficient de perte de charge.

Quant à la mesure du débit, elle n'est pas obtenue directement. Il existe un capteur de pression différentiel dans l'entrée d'air dont le signal de sortie peut être corrélé au débit d'air. Ce capteur réalise une approximation¹⁰ de la différence entre la pression totale et la pression statique. Cependant, l'inconvénient majeur de ce capteur est que la valeur qu'il fournit est faible et fortement bruitée. Sa valeur est donc peu fiable et nous ne l'utiliserons pas.

Nous devons pourtant obtenir une mesure fiable du débit d'air, grandeur essentielle pour la caractérisation du fonctionnement du moteur. Pour ce faire, nous allons utiliser la mesure de

¹⁰En effet, la mesure ne s'y rapporte pas fidèlement car la prise de pression statique est réalisée au moyen d'orifices sur le pourtour du tube, dont certains font face à l'écoulement. La mesure "statique" qui en résulte se situe donc entre la pression totale et la pression statique.

la poussée. Suite à l'évolution du banc d'essai dont nous avons parlé lors du premier chapitre, cette grandeur est à présent accessible et précise. Or celle-ci est liée au débit d'air par le bilan de quantité de mouvement. La poussée s'exprime en effet de la manière suivante :

$$\text{Poussée} = (q_m + q_{fuel}) V_{out} \quad (2.54)$$

Il existe donc un lien évident entre la poussée et le débit d'air dans le moteur. Si nous utilisons de plus la température totale en sortie de la tuyère et le fait que la tuyère est adaptée (i.e. $p_9 = p_{amb}$), nous sommes en mesure de déterminer le débit d'air par une suite de calculs que nous allons exposer. Il convient, cependant, avant de présenter ces calculs, de mentionner un fait important. Une constatation effectuée lors d'une étude antérieure (cfr référence [9]) et une vérification par nos soins nous enseignent que le profil de pression totale en sortie de la tuyère est très perturbé, comme le montre la figure 2.11.

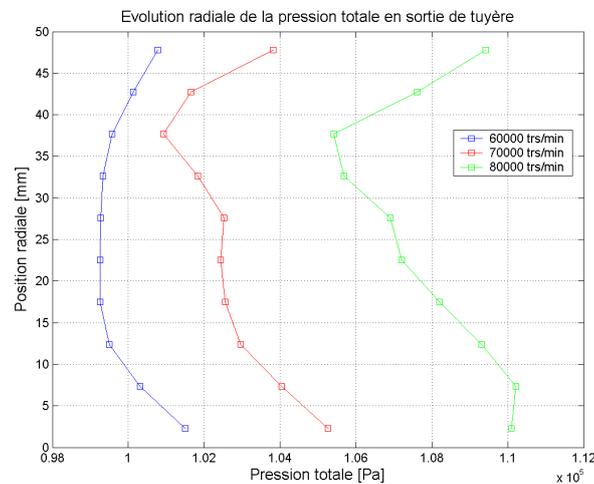


FIG. 2.11 – Profil radial de pression totale

Ce profil perturbé provient de l'existence d'un cône à la sortie de la turbine (il s'agit en fait de la tuyère d'origine du moteur, cfr figure 2.3 page 19) qui, du fait de sa forte conicité, amène une rencontre brutale entre les écoulements se produisant autour de lui. Et, bien que la tuyère rajoutée permette une homogénéisation de l'écoulement, sa longueur n'est pas suffisante pour obtenir un profil normal. Bien qu'il soit difficile de donner une explication précise à l'allure de ces courbes, nous pouvons tenter d'en donner une. Nous assistons à un creux symétrique à 60000 trs/min. Celui-ci provient très probablement de la rencontre entre les flux supérieurs et inférieurs du cône dont nous avons déjà parlé. Aux vitesses de rotations plus élevées, cet effet reste marqué mais un deuxième effet semble apparaître, détruisant la symétrie. Après examen du cône de sortie du moteur, nous avons remarqué la présence de trois bras liant le cône au carter, disposés à 120 degrés l'un de l'autre, et dont l'un est vertical dans la partie inférieure. Ceci signifie que la partie supérieure du flux rencontre deux bras alors que la partie inférieure n'en rencontre qu'un. Ceci pourrait expliquer que les pertes de pression totale soient plus importantes vers le haut de la tuyère.

Dans une moindre mesure, il existe également une légère distorsion de la température totale, dont le profil est plus régulier cependant, comme le montre la figure 2.12. Nous voyons que la température des gaz est assez homogène et qu'elle est juste influencée par les parois qui sont à proximité.

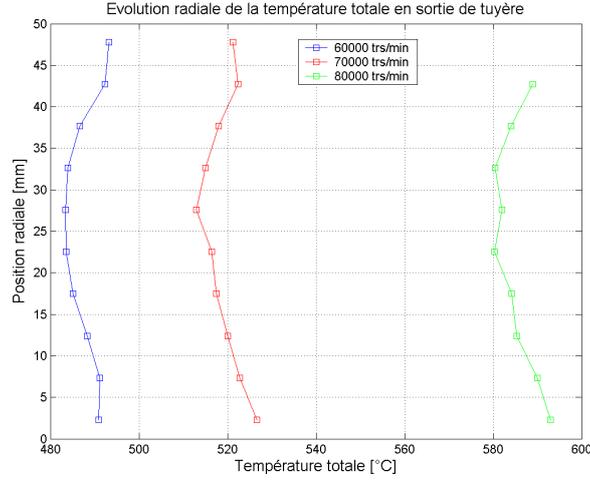


FIG. 2.12 – Profil radial de température totale

Ainsi, pour la température totale comme pour la pression totale, la valeur mesurée par le capteur est différente de la valeur moyenne. De ce fait, l'utilisation de ces valeurs pour déterminer une grandeur globale telle que le débit ne fournirait pas de bons résultats. Il conviendra donc d'utiliser des grandeurs totales de sortie moyennes. Pour ce faire, nous avons intégré les profils de température et de pression sur la hauteur de la tuyère¹¹ et avons défini deux coefficients de profils $C_{profil,T}$ et $C_{profil,P}$ tels que :

$$T_{9,moyenne}^0 = C_{profil,T} T_{9,mesurée}^0 \quad (2.55)$$

$$p_{9,moyenne}^0 = C_{profil,P} p_{9,mesurée}^0 \quad (2.56)$$

Ayant remarqué que le coefficient $C_{profil,T}$ était très proche de 1 sur toute la plage de fonctionnement (écart maximal de 0.7 %), nous lui imposons une valeur unitaire par facilité. Le coefficient de pression, quant à lui, a été corrélé au taux de détente p_9^0/p_9 de la tuyère, où p_9^0 a été prise égale à la mesure au centre de la tuyère, par convention. Son évolution est présentée à la figure 2.13.

Ayant établi l'existence de ce coefficient de profil, nous pouvons maintenant calculer le débit d'air traversant le moteur. Nous allons détailler la suite de calculs nécessaires, qui est basée sur le module tuyère modélisé précédemment. Pour déterminer le débit traversant le moteur, nous allons utiliser la tuyère qui possède deux autres inconnues : le coefficient de décharge C_D (cfr équation 2.39 page 31) et le coefficient de pertes de charge α (cfr équation 2.37 page 31). L'existence de ces deux inconnues ne nous autorise pas à poser les coefficients de profil de température et de pression comme inconnues, par manque d'informations. Si nous avons relativement confiance en $C_{profil,T}$ vu l'allure de la température totale en sortie de tuyère, nous doutons en ce qui concerne $C_{profil,P}$ du fait du manque d'informations selon l'autre dimension de la tuyère. Cependant, l'assimilation de ce coefficient à une inconnue amènerait trois inconnues pour la tuyère et donc la nécessité de 6 conditions limites, outre P_{amb} et le débit de carburant. Or nous ne disposons que de la poussée, de la température

¹¹Notons que cette intégration reste approximative puisqu'elle suppose que l'écoulement est uniforme selon l'autre dimension de la tuyère carrée, ce que les explications des courbes présentées tendraient à démentir. Cependant, nous ne disposons pas de suffisamment d'informations pour confirmer ou infirmer cette hypothèse.

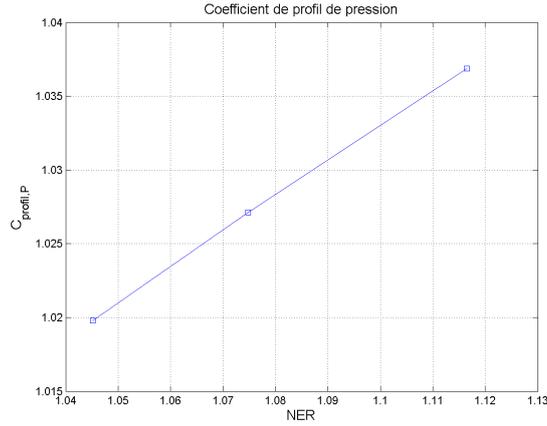


FIG. 2.13 – Coefficient de profil de pression

totale mesurée, des pressions totales entrée et sortie mesurées et du coefficient $C_{\text{profil},T}$. Il nous manque donc une information. Nous sommes, par conséquent, obligés d'imposer $C_{\text{profil},P}$, même si nous ne sommes pas certains de sa valeur. La valeur du débit sera donc dépendante de cette approximation, ce dont il faut être conscient. Nous allons à présent exposer la suite de calculs.

Connaissant p_{amb} , nous connaissons p_9 . Nous disposons de plus de $p_{9,\text{moyenne}}^0$. Effectuant ensuite un guess de départ sur T_9 et sur FAR , nous pouvons déterminer γ puis obtenir M_9 par l'équation suivante :

$$M_9 = \sqrt{\left(\left(\frac{p_{9,\text{moyenne}}^0}{p_9} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{2}{\gamma-1}} \quad (2.57)$$

avec

$$p_{9,\text{moyenne}}^0 = C_{\text{profil},P} p_{9,\text{mesurée}}^0$$

Nous pouvons ensuite calculer une nouvelle température statique T_9 par l'équation ci-dessous :

$$T_9 = \frac{T_{9,\text{moyenne}}^0}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_9^2} \quad (2.58)$$

avec

$$T_{9,\text{moyenne}}^0 = C_{\text{profil},T} T_{9,\text{mesuré}}^0$$

De là, nous pouvons obtenir la vitesse d'éjection des gaz par l'équation suivante :

$$V_9 = M_9 \sqrt{\gamma R T_9} \quad (2.59)$$

Ensuite, nous obtenons le débit massique total par le bilan de quantité de mouvement :

$$q_{m,9} = \frac{\text{Poussée}}{V_9} \quad (2.60)$$

Connaissant le débit de carburant, nous en déduisons le débit d'air et le FAR. Nous pouvons alors recommencer la suite de calculs jusqu'à convergence. Notons qu'une autre solution aurait été d'imposer le coefficient de décharge C_D qui nous aurait fourni la section de sortie effective.

Dans ce cas, le coefficient de profil de pression aurait été un résultat de calcul. Cependant, il est difficile d'obtenir une évaluation fiable de ce coefficient de décharge adaptée à la géométrie de la tuyère du SR30, particulièrement du fait de ses faibles dimensions. L'obtention du débit par ce moyen n'aurait donc pas été plus fiable.

Nous avons pu obtenir une mesure indirecte du débit au moyen de la poussée. Nous avons alors corrélé le débit calculé à la valeur de la pression totale de sortie de la tuyère au centre de celle-ci, pression qui est elle aussi liée indirectement à la poussée, comme nous l'avons montré lors de nos précédentes explications. Cette corrélation est présentée à la figure 2.14.

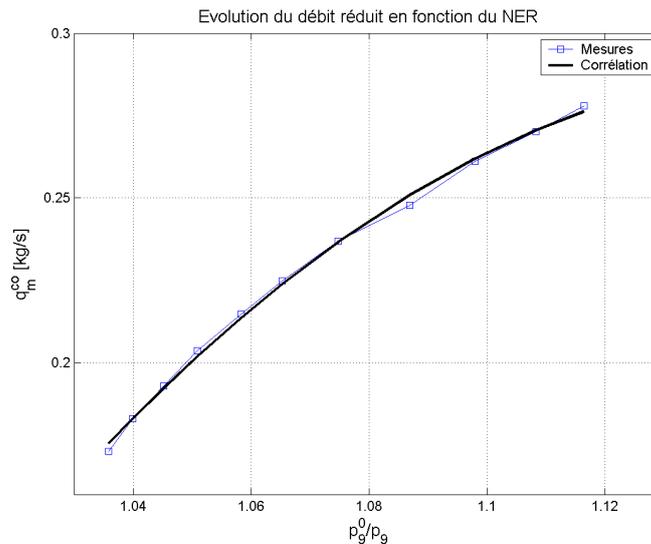


FIG. 2.14 – Corrélation du débit réduit au NER

Il s'agit d'une corrélation entre le débit réduit à travers le compresseur et le NER. Nous observons une très bonne représentation de la courbe de mesure par un polynôme du second ordre dont l'équation est la suivante :

$$q_m^{co}[kg/s] = -7.6562 x^2 + 17.72801 x - 9.97311 \quad (2.61)$$

2.4.2 Procédure de recalage

Cette procédure va être réalisée d'après les mesures, à l'aide du logiciel ECOSIMPRO. En effet, comme nous l'avons expliqué lors de la présentation de celui-ci, ce code de calcul est très flexible et permet de passer d'un type de résolution à un autre par un simple changement des conditions limites. Le logiciel employé permet un recalage simultané de tous les paramètres inconnus, pour peu que nous disposions de suffisamment de mesures, comme c'est le cas ici. Le recalage va alors se produire en deux étapes. Lors de la première passe, nous posons tous les paramètres comme inconnues. Ensuite, après un examen rapide, nous attribuons aux valeurs variant peu une constante. Nous mentionnerons chacune de ces constantes en temps voulu. La deuxième étape consistera alors à recalculer le modèle en imposant ces constantes. Cette procédure nous permettra de reporter les faibles erreurs commises sur les autres paramètres. Ceci est néanmoins justifié si l'hypothèse de constance est vérifiée, ce que nous montrerons dans la suite. A présent, nous allons présenter chaque composant en détaillant les paramètres à recalculer.

Le compresseur

La modélisation précise du champ du compresseur a fait l'objet d'un travail antérieur (cfr référence [8]). Cependant, après comparaison de nos mesures avec celles collectées lors de ce travail, nous nous sommes rendus compte qu'elles différaient. Nous l'expliquons par la présence à ce jour de capteurs plus performants. Dès lors, nous avons une confiance marquée en nos mesures, d'autant plus que celles-ci vérifient les bilans thermodynamiques, vérification opérée lors de la prise des mesures même. Il s'ensuit que la modélisation qui correspondait aux mesures de l'époque n'est plus parfaitement adaptée. Cependant, celle-ci résultait de la prise en compte de nombreux phénomènes physiques (effet de glissement, pertes par frottement, écoulements secondaires...) et reste cohérente mais nécessitera un recalage.

Un champ compresseur exprime le taux de compression Π , le débit réduit q_m^{co} et le rendement η en fonction de paramètres permettant de couvrir l'entièreté du champ : β et $PCNR$. Un recalage en un point consiste à choisir un PCNR de design $PCNR_D$ et un paramètre β de design β_D associés à des performances de design Π_D , $q_m^{co,D}$ et η_D du compresseur réel et à déformer un champ pour obtenir celles-ci au point de design lui correspondant. Autrement dit, cela consiste à multiplier les caractéristiques Π_{map} , $q_m^{co,map}$ et η_{map} d'un champ donné par des coefficients CG1, CG2 et CG3 de telle manière qu'au point de design $PCNR = PCNR_D$ et $\beta = \beta_D$, les égalités suivantes soient satisfaites :

$$\Pi_D = CG1 \Pi_{map}(PCNR_D, \beta_D) \quad (2.62)$$

$$q_m^{co,D} = CG2 q_m^{co,map}(PCNR_D, \beta_D) \quad (2.63)$$

$$\eta_D = CG3 \eta_{map}(PCNR_D, \beta_D) \quad (2.64)$$

En pratique, le recalage précis va être organisé sur toute la ligne de fonctionnement, après avoir fixé la vitesse de rotation de design à 67133 trs/min ($PCNR=1$), soit la vitesse de rotation réduite correspondant à une mesure physique de 67500 trs/min, point milieu de la série de mesures effectuées. Vu que nous cherchons à déterminer trois inconnues (CG1, CG2 et CG3), nous nécessitons trois informations en plus du débit de carburant, seul degré de liberté du moteur entier. Nous imposons alors la pression totale de sortie du compresseur, la température totale de sortie et le paramètre β , que nous fixons à 0.5. Nous obtenons alors les coefficients permettant d'effectuer l'homothétie adaptée au champ. Ceux-ci sont variables le long de la ligne de fonctionnement. Nous leur assignons donc une corrélation polynômiale (degré 3 pour CG1, degré 2 pour CG2 et degré 2 pour CG4), comme le montre la figure 2.15.

Cette technique nous permet d'effectuer un recalage multipoints. Le champ d'origine (en rouge) et le champ recalé (en bleu) sont présentés à la figure 2.16, ainsi que les points de design correspondants.

La chambre de combustion et l'échangeur

Les caractéristiques à déterminer pour ces composants sont l'efficacité de l'échange de chaleur ϵ et le rendement de combustion η_b . En ce qui concerne l'échangeur de chaleur, nous nous attendons à une valeur assez faible puisque l'échange de chaleur n'est qu'un phénomène parasite et ne résulte pas d'une conception destinée à cet effet. Pour ce qui est du rendement de combustion, nous disposons d'une corrélation tirée de la référence [6] qui est la suivante :

$$\eta_b[\%] = -5.46974 \cdot 10^{-11} x^5 + 3.97923 \cdot 10^{-8} x^4 - 8.73718 \cdot 10^{-6} x^3 + 3.00007 \cdot 10^{-4} x^2 - 0.04568246 x + 99.7 \quad (2.65)$$

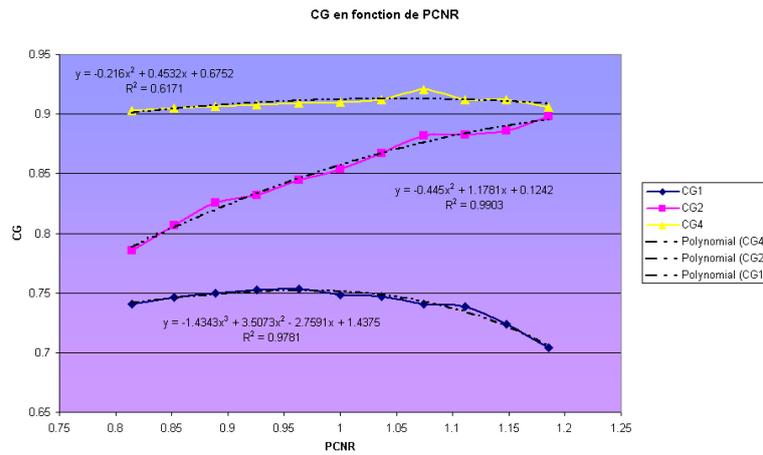


FIG. 2.15 – Coefficients de recalage du compresseur

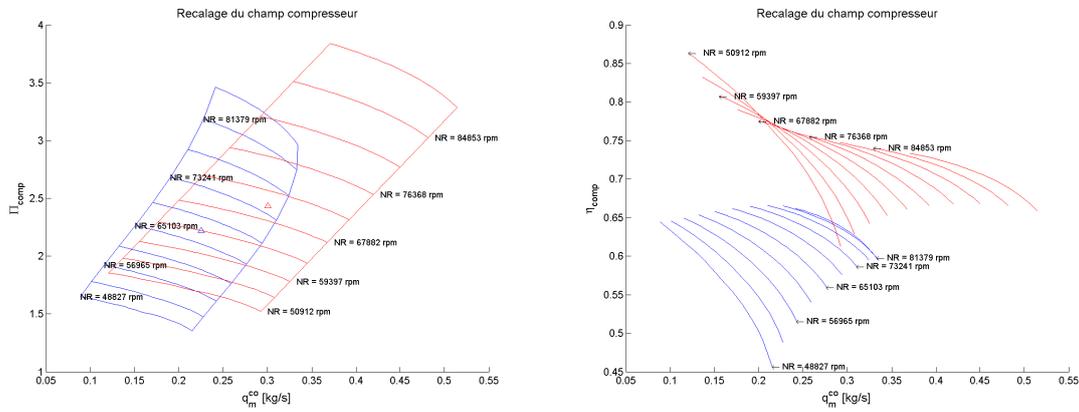


FIG. 2.16 – Recalage du champ compresseur

où x représente l'"Air loading" AL qui s'exprime de la manière suivante :

$$AL[kg/(s.atm^{1.8}.m^3)] = \frac{q_{m,in}}{VOL (p_{in}^0)^{1.8} 10^{0.00145(T_{in}^0 - 400)}} \quad (2.66)$$

Il représente la difficulté du processus de combustion. Plus le volume de la chambre augmente et plus l'"Air loading" diminue, plus le rendement croît. Cependant, cette corrélation est adaptée à des chambres de combustion de taille plus importante que celle du SR30, ce qui signifie que, bien que le volume intervienne dans la corrélation, le rendement sera surestimé, ce que nous avons pu constater. Il convient donc de recalibrer cette corrélation¹². Pour ce faire, nous définissons un "Air loading" équivalent tel que le rendement de combustion prédit par la corrélation corresponde au rendement réel. Nous ajoutons donc l'équation suivante :

$$AL_{rec} = Rec AL \quad Rec > 1 \quad (2.67)$$

Venons-en à la procédure de recalage elle-même. Etant donné que nous disposons des températures avant la chambre de combustion et après l'échange de chaleur, ces deux composants

¹²Ceci revient en réalité à retracer une nouvelle corrélation adaptée au moteur dans son intervalle de fonctionnement.

sont indissociables. Il nous faut ici deux informations pour combler les deux degrés de liberté supplémentaires. Pour recalculer le rendement de la chambre de combustion, nous imposons la température de sortie de l'échangeur, côté chaud (i.e. la température de sortie de la chambre de combustion mesurée au banc d'essai). Pour ce qui est de l'efficacité de l'échangeur, nous imposons la température totale de sortie du côté froid, soit la température totale de sortie de la tuyère. Ceci permettra, au sein du modèle complet, de déterminer l'échange de chaleur, connaissant les températures aux autres bornes du composant, calculées par le modèle¹³.

Ce recalage va se dérouler en deux temps. Premièrement, nous calculons l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur base du modèle comprenant la totalité des paramètres comme inconnues. Nous obtenons alors l'efficacité présentée à la figure 2.17, qui montre également la valeur moyenne.

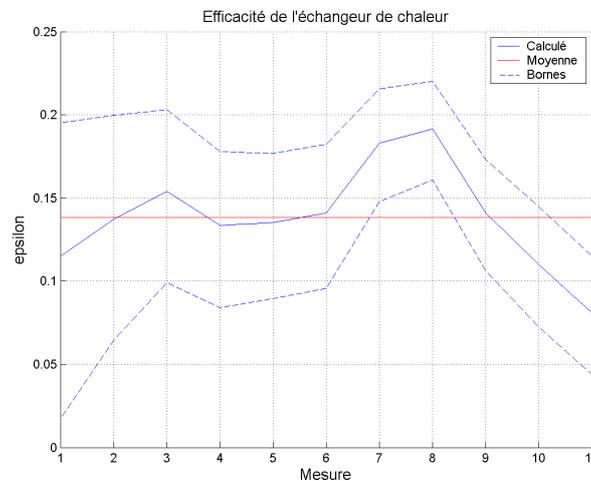


FIG. 2.17 – Efficacité de l'échangeur de chaleur

Vu la faible variation de l'efficacité, nous adoptons une valeur moyenne de 13.84 %, ce qui se situe presque constamment dans les rectangles d'erreurs représentés. Ces erreurs de mesures résultent non seulement de la précision des capteurs (1 K pour les températures et 100 Pa pour les pressions dans notre cas) mais aussi des erreurs de lecture résultant du bruit de fonctionnement du moteur dont le régime n'est pas parfaitement constant, mais oscille autour de la position souhaitée. Enfin, une dernière source d'erreurs, et non la moindre, résulte du fait que les mesures de température et de pression sont acquises en un point et ne témoignent donc pas de l'évolution radiale des grandeurs qui, comme l'ont montré les mesures en sortie de tuyère, n'est pas à négliger. Par conséquent, nous adoptons une erreur de 3 K sur les températures totales et de 300 Pa sur les pressions totales. Cette erreur est ensuite reportée sur les conditions limites du calcul pour obtenir une courbe borne¹⁴.

Sur base de ce recalage, nous pouvons passer à la deuxième phase qui consiste à calculer le rendement de combustion avec la valeur fixée de l'efficacité de l'échangeur, démarche justifiée au vu de la figure précédente. Nous pouvons alors procéder à la détermination du coefficient

¹³En réalité, elles ne seront pas calculées par le modèle mais bien imposées indirectement au travers des informations supplémentaires nécessaires au recalage simultané des autres composants

¹⁴Ces bornes sont obtenues numériquement en imposant les erreurs aux grandeurs concernées. Ces courbes ne sont pas forcément les bornes absolues, puisqu'il suffit de trouver une combinaison d'erreurs telle que les courbes bornes calculées encadrent la valeur adoptée.

Rec, en imposant, cette fois, seulement la température totale de sortie de la chambre de combustion. La figure 2.18 montre le résultat obtenu avec $\epsilon = 0.1384$ et selon la définition 2.66, ainsi que le rendement de combustion associé. Elle présente aussi la corrélation retenue et les bornes supérieures et inférieures sur le rendement de combustion en prenant en compte les erreurs de mesure.

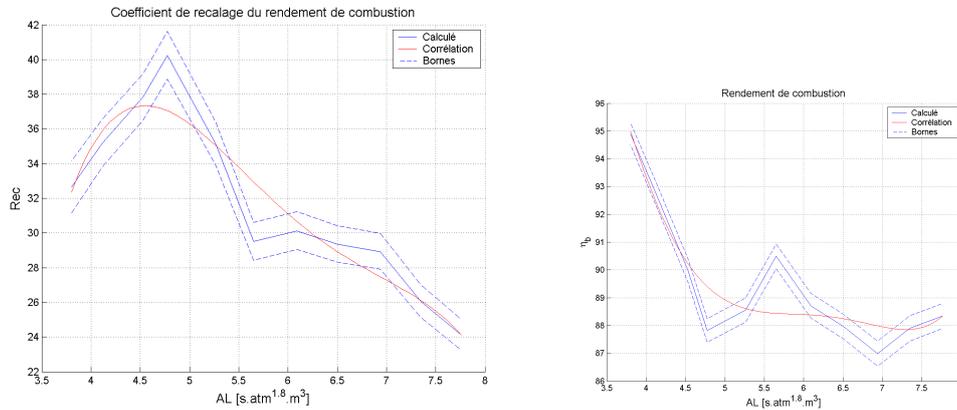


FIG. 2.18 – Evolution du coefficient Rec et du rendement de combustion

La corrélation adoptée (en rouge) a été formée en excluant les mesures présentant des pics de variation importante sur la courbe, phénomène peu physique. Cette corrélation suit bien le coefficient de recalage et reste pour la plupart des mesures entre les rectangles d'erreurs. Le rendement de combustion associé est présenté à la figure 2.18. Celle-ci montre une évolution correspondant mieux à celle d'un moteur en fonctionnement normal, avec l'efficacité qui varie assez sensiblement sur la plage de fonctionnement, que celle obtenue initialement et qui menait à un rendement de près de 100 % sur l'entièreté de la ligne d'équilibre, chose difficile à croire. Nous pouvons juste remarquer une légère remontée aux plus bas rendements. Ceci est peu physique, mais reste cependant entre les bornes d'erreurs, c'est pourquoi nous conservons la corrélation en l'état.

La tuyère

En ce qui concerne la tuyère, il existe deux coefficients à recalculer. Le premier est le coefficient de pertes de charge de la formule 2.37 page 31 et le second est le coefficient de décharge C_D de la formule 2.39 page 31, traduisant l'effet des couches limites. La procédure va être identique à la précédente. Nous allons tout d'abord recalculer les deux coefficients simultanément. Nous en tirerons α . Sur base de ceci, nous calculerons l'autre paramètre, comme nous avons fait jusqu'à présent pour les paramètres variant peu.

Coefficient α Pour recalculer ce coefficient, nous l'assimilons à une inconnue tout comme le C_D . La tuyère qui possède alors normalement trois degrés de liberté¹⁵, nécessite deux conditions limites de plus (en surplus de la pression ambiante). Les conditions à l'entrée résultant du calcul, il nous reste à imposer la pression totale de sortie pour obtenir la perte de charge et donc α , et le débit de sortie qui, couplé à la pression totale de sortie et à la pression ambiante, permet de remonter à la section effective. Les résultats concernant α sont présentés à la figure 2.19.

¹⁵Et non quatre comme les autres composants.

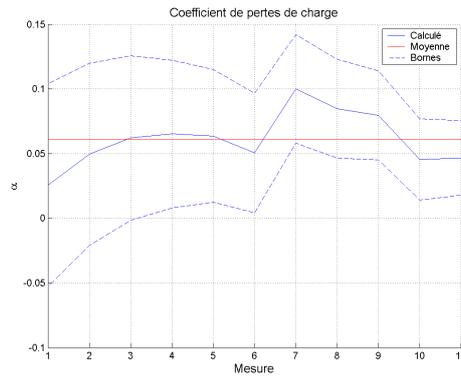


FIG. 2.19 – Recalage du coefficient de pertes de charge

Nous obtenons une valeur moyenne de ce coefficient de 0.06118, valeur qui se trouve entre les rectangles d'erreurs et qui permet une bonne approximation sur l'entièreté de la ligne de fonctionnement.

Coefficient C_D Le coefficient C_D dépend principalement du taux de détente $\frac{p_9^0}{p_9}$ dans la tuyère. C'est en fonction de cette expression qu'il est corrélé. Nous disposons d'une corrélation tirée de la référence [6] que nous allons recalcr au SR30.

Nous conservons donc les conditions limites utilisées précédemment excepté la pression totale de sortie que nous remplaçons par la connaissance du paramètre α . Nous obtenons alors la courbe visible à la figure 2.20 pour le coefficient de recalage.

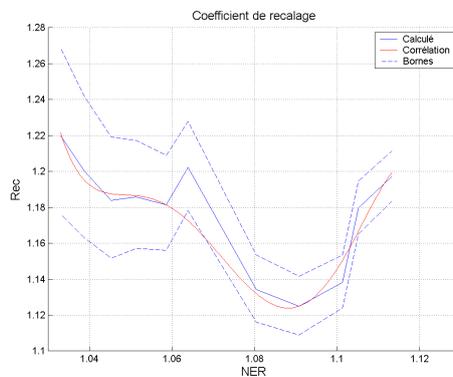


FIG. 2.20 – Recalage du coefficient de décharge

Nous adoptons une corrélation polynômiale du quatrième degré qui permet d'approcher correctement les courbures de l'évolution obtenue. Cette corrélation est justifiée puisqu'elle se trouve entre les bornes d'erreurs.

La turbine et les coudes

En ce qui concerne la turbine, il existe plusieurs paramètres à déterminer : le débit réduit dans la turbine (supposé constant), le rendement mécanique de l'arbre assurant la transmission de puissance de la turbine au compresseur et le rendement de la turbine. Ce composant est

assez délicat, comme nous allons le montrer, du fait de sa méconnaissance actuelle. Nous nécessitons ici trois informations supplémentaires pour déterminer les trois inconnues. Pour obtenir le rendement et le débit réduit, nous imposons les conditions de sortie de la turbine, c'est-à-dire la pression totale et la température totale. Ensuite, le rendement mécanique est déterminé par le bilan de puissance entre le compresseur et la turbine, que nous imposons au travers de la vitesse de rotation.

Le rendement mécanique de l'arbre Le rendement mécanique de l'arbre établit la perte dans le transfert mécanique de puissance de la turbine au compresseur. Cette perte provient essentiellement des frottements divers auquel l'arbre en rotation est soumis. L'ordre de grandeur de ce paramètre est usuellement entre 0.9 et 1. Pour obtenir cette valeur, nous allons partir de la définition du rendement mécanique, qui est le rapport de la puissance créée à la turbine à la puissance consommée au compresseur, soit :

$$\eta_m = \frac{q_m (h_3^0 - h_2^0)}{(q_m + q_f) (h_4^0 - h_5^0)} \quad (2.68)$$

Disposant des températures totales correspondantes et des débits d'air et de carburant, nous pouvons effectuer ce calcul. La figure 2.21 présente la courbe calculée, la moyenne retenue et les bornes supérieures et inférieures sur le rendement mécanique en prenant en compte les erreurs de mesure, de la même manière que précédemment.

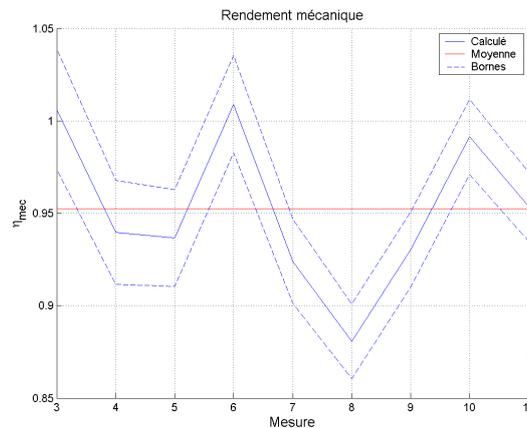


FIG. 2.21 – Recalage du rendement mécanique

D'après cette figure, le rendement mécanique varie de manière hachée, ce qui est physiquement improbable. Nous adoptons la valeur constante de 0.9524 pour le rendement mécanique, ce qui se trouve dans l'intervalle de valeurs observées généralement.

Le débit réduit Rappelons que dans le cas d'une turbine bloquée, hypothèse que nous avons posée, le débit réduit est constant. Nous allons à présent vérifier la validité de cette hypothèse. Tout comme pour le compresseur, le débit réduit est défini de la manière suivante :

$$q_m^{co} = \frac{q_m \sqrt{\frac{T_4^0}{T_{std}}}}{\frac{p_4^0}{p_{std}}} \quad (2.69)$$

Le recalage de cette grandeur s'opère en concomitance avec le rendement de la turbine, le rendement mécanique étant cette fois connu. Les résultats sont présentés à la figure 2.22.

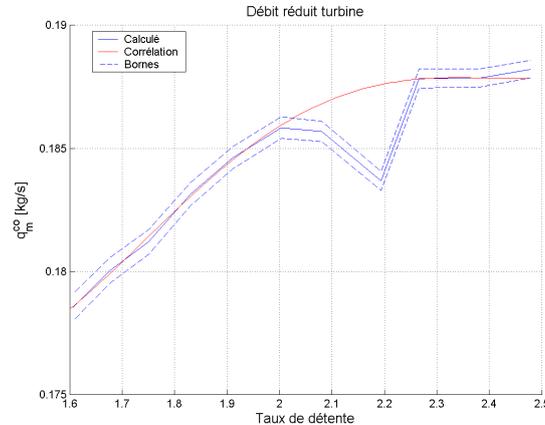


FIG. 2.22 – Recalage du débit réduit turbine

Nous y voyons que le débit réduit montre une évolution qui s'écarte fortement de la constance. Mieux encore, elle semble présenter une augmentation monotone suivie d'un palier, comme nous l'avons traduit à l'aide de la corrélation. Ceci tendrait à dire que la turbine n'est pas bloquée aux bas régimes, contrairement à ce qui a été dit jusqu'à ce jour lors des différentes études opérées sur le SR30. Une réponse pourrait être apportée par une information sur une grandeur statique en sortie de turbine, information que nous ne possédons pas. Le problème important de la méconnaissance de la turbine est alors posé. Notre hypothèse de turbine bloquée est donc rejetée. Ceci ne fausse cependant pas la modélisation opérée jusqu'ici. En effet, lors de la modélisation d'une turbine, il est courant d'approcher l'évolution du débit réduit par une seule courbe indépendante de la vitesse de rotation réduite, comme le montre la courbe en trait discontinu à la figure 2.23. Nous imposerons donc la valeur du débit réduit en fonction du taux de détente au sein de la turbine à l'aide de la corrélation présentée à la figure 2.22.

Le rendement de la turbine Abordons à présent le calcul du rendement de la turbine qui constitue, plus encore que le débit réduit, le nœud du problème. Au même titre que les performances du compresseur, la connaissance du champ de la turbine, et plus particulièrement du rendement, est essentielle pour obtenir un modèle précis. Cependant, contrairement au compresseur, il n'existe pas à ce jour de carte de performance de la turbine. Il s'agit là d'un handicap que nous allons tenter de surmonter. Il est usuel de considérer le rendement d'une turbine comme constant dans la majeure partie de sa plage de fonctionnement. Mais il s'agit là d'une hypothèse qui n'est pas vérifiée pour toutes les turbines. Comme nous allons le montrer, dans le cas du SR30, le rendement varie.

Pour obtenir le rendement de la turbine le long de la ligne de fonctionnement, nous avons tout d'abord utilisé le composant turbine¹⁶ et plus particulièrement l'équation 2.32 page 30.

¹⁶Celui-ci était accompagné des deux coudes de 90 degrés pour avoir une information sur la pression d'entrée turbine. Nous avons alors imposé les conditions d'entrée du premier coude (sortie chambre de combustion), la vitesse de rotation (ce qui permet d'imposer indirectement le bilan de puissance), la pression totale et la température totale de sortie de la turbine.

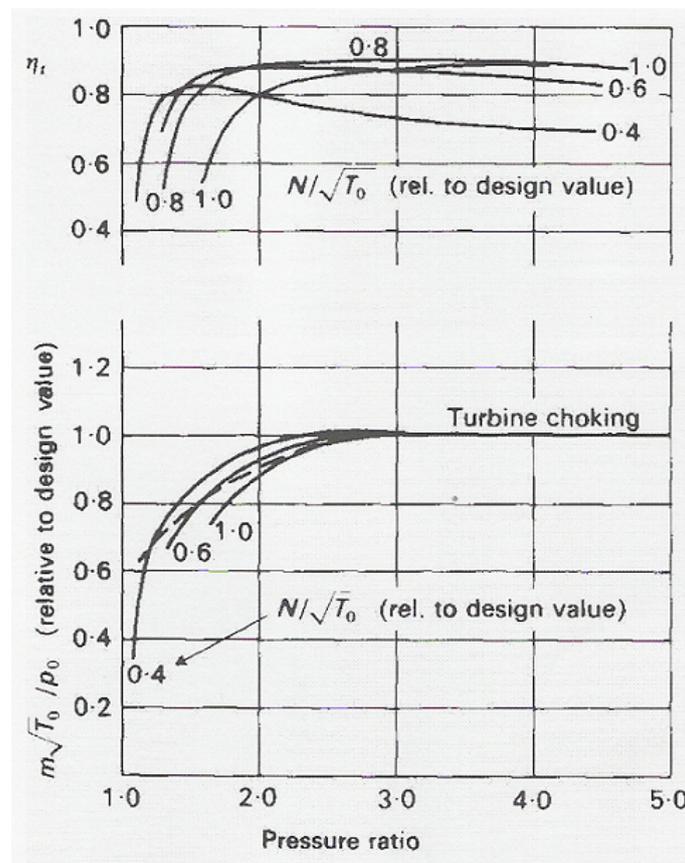


FIG. 2.23 – Exemple de champ de turbine

Son évolution est présentée à la figure 2.24 en bleu avec les bornes sur les erreurs en trait discontinu bleu.

Nous observons une allure plausible avec un rendement qui augmente, passe par un maximum puis diminue, si nous exceptons le point de chute de rendement, que nous n'expliquons pas. Manquant d'informations au sujet du rendement (absence de map), nous avons utilisé une corrélation quadratique pour décrire celui-ci en fonction du taux de détente au sein de la turbine. Cependant, lorsque nous avons testé cette corrélation au sein du modèle complet du SR30, nous avons assisté à une divergence du calcul aux bas régimes, c'est-à-dire aux bas taux de détente. Nous avons alors calculé le rendement de la turbine prédit par le modèle entier, en suivant la procédure établie jusqu'ici. Ce rendement est tracé en rouge à la figure 2.24. Cette courbe montre une évolution assez semblable aux hauts taux de détente mais différente de celle prédite par le composant turbine seul aux bas régimes. Il est difficile de déterminer quelle évolution est fiable. En effet, le module turbine doit théoriquement fournir les meilleurs résultats, mais provoque la divergence du modèle complet alors que chaque composant individuel a été testé et présente de faibles erreurs par rapport aux mesures. D'un autre côté, le recalage de la turbine au sein du modèle assemblé fournit une évolution douce et entre les rectangles d'erreurs de la courbe fournie par la turbine seule, sauf aux bas régimes, zone de divergence du modèle. Nous pensons que, comme les mesures prises au banc d'essai résultent de mesures en un seul point, il est probable que la mesure soit faussée et ne représente pas correctement l'écoulement. Pour cette raison, nous adoptons la courbe de rendement tirée du modèle du SR30, celle-ci étant entre les bornes d'erreurs dans la majeure partie de la plage de

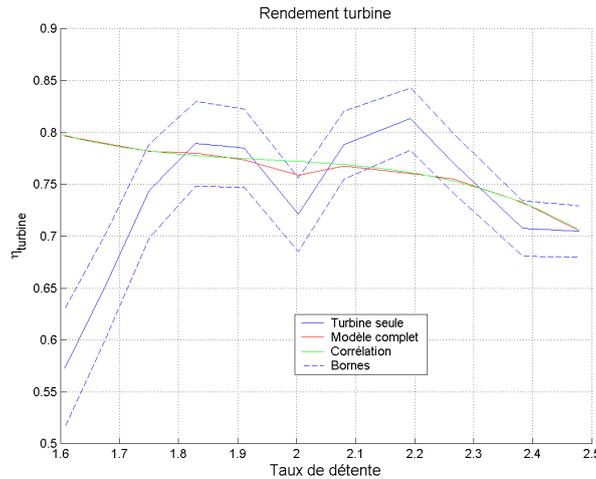


FIG. 2.24 – Rendement de la turbine

fonctionnement. Nous l’approchons ensuite par la corrélation présentée en vert à la figure 2.24, établie après avoir exclu les points de mesure 4 et 6, qui montraient une évolution brutale.

Nous soulevons cependant ici la question importante du comportement de la turbine. A ce jour, celui-ci n’est toujours pas connu avec précision. Une modélisation de l’écoulement au sein de celui-ci, tout comme cela a été fait pour le compresseur, serait un travail intéressant qui permettrait de trancher définitivement sur les performances de la turbine.

Enfin, remarquons les faibles niveaux de rendement de la turbine (environ 75 %), tout comme ceux du compresseur (environ 65 %), qui témoignent des pauvres performances d’un moteur de cette dimension. Ceci traduit en réalité l’augmentation de l’importance relative des pertes lorsque les dimensions diminuent, phénomène connu.

Le recalage de chaque paramètre inconnu ayant été réalisé, nous disposons à présent d’une modélisation du moteur. Afin de prouver la valeur de celle-ci, nous allons, dans la suite, comparer les résultats de simulation aux mesures.

2.5 Validation du modèle en fonctionnement stationnaire

Nous allons maintenant confronter les mesures virtuelles aux mesures réelles. Pour chacun des graphiques proposés dans la suite, l’abscisse correspond au débit de carburant injecté dans le moteur. Nous y avons superposé les rectangles d’erreurs de mesure. Pour ce faire, nous avons utilisé la formule suivante¹⁷ :

$$|\Delta f| \leq \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f(\tilde{x})}{\partial x_i} \right| |\Delta x_i| \quad (2.70)$$

avec $\tilde{x} = (\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_n)$ les mesures des grandeurs (x_1, x_2, \dots, x_n) , $\Delta x_i = \tilde{x}_i - x_i$ l’erreur absolue sur la grandeur x_i et $\Delta f = f(\tilde{x}) - f(x)$ l’erreur absolue sur la fonction f . Nous adoptons, tout comme précédemment, $\Delta N = 100$ trs/min, $\Delta p^0 = 300$ Pa, $\Delta T^0 = 3$ K et Δ Poussée = 1 N.

¹⁷Cette formule a été utilisée pour calculer les erreurs sur le débit réduit, celui-ci étant la seule mesure indirecte.

Les premières mesures sont présentées à la figure 2.25 et montrent la vitesse de rotation réduite et le débit réduit. Pour ce qui est du régime, nous observons une erreur maximale d'environ 300 trs/min au régime le plus bas. Cette erreur très faible résulte de l'imperfection du bilan de puissance entre la turbine et le compresseur, du fait de la connaissance approximative du comportement de la turbine. En ce qui concerne le débit réduit par contre, la modélisation est excellente puisque les mesures virtuelles restent entre les rectangles d'erreurs.

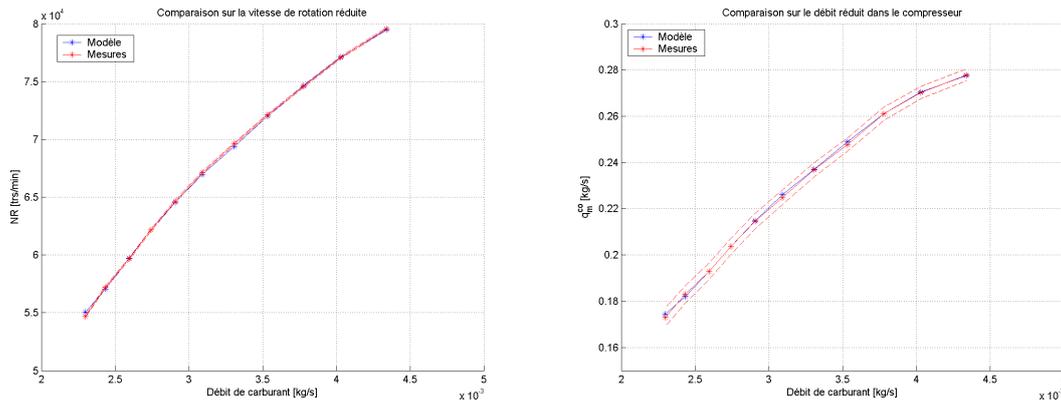


FIG. 2.25 – Vitesse de rotation réduite et débit réduit

La figure suivante est la 2.26, qui montre l'évolution de la pression et de la température totales à la sortie du compresseur. L'évolution des mesures virtuelles de pression totale sort des bornes d'erreurs d'une valeur maximale de 3000 Pa. Celle-ci peut sembler importante, mais reste acceptable relativement aux pressions régnant en cet endroit. Une fois de plus, cette erreur résulte de l'accumulation des imprécisions, et non du compresseur lui-même. La température totale, quant à elle, reste constamment dans les rectangles d'erreurs.

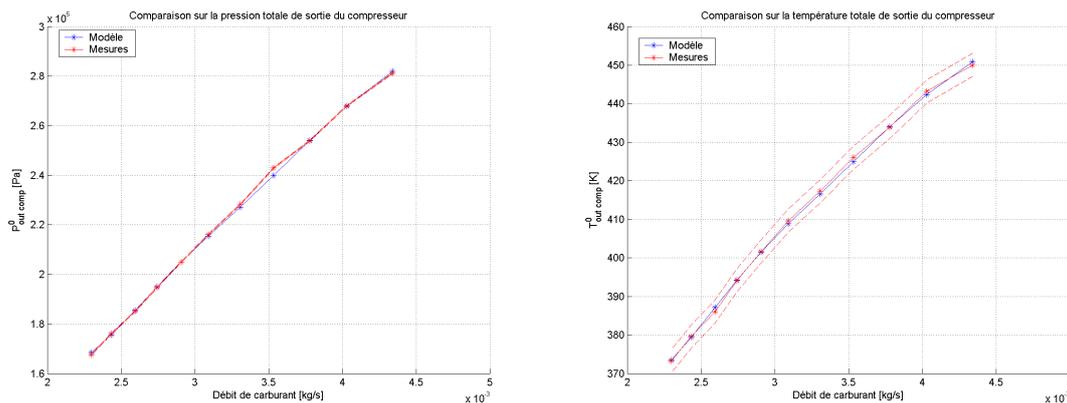


FIG. 2.26 – Pression et température totales en sortie du compresseur

La température totale à la sortie de la chambre de combustion est ensuite visible à la figure 2.27. Il s'agit en fait de la comparaison de la mesure virtuelle en sortie de l'échangeur côté chaud avec la température en entrée de turbine mesurée. Cette évolution présente une erreur maximale de 20 degrés, ce qui est tout à fait tolérable comparativement au niveau observé. Nous assistons cependant à une surévaluation des températures de sortie aux bas régimes,

probablement la conséquence d'une surestimation du rendement de combustion.

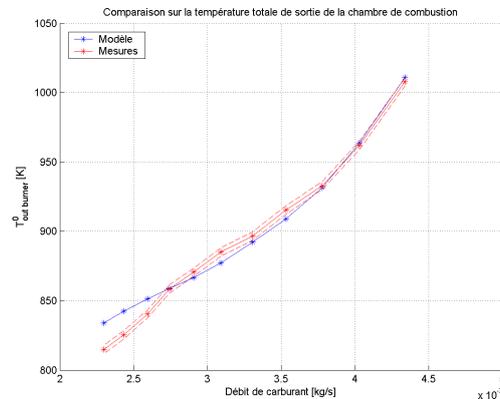


FIG. 2.27 – Température totale en sortie de la chambre de combustion

Regardons à présent les pressions et températures totales à la sortie de la turbine que montre la figure 2.28. Pour ce qui est de l'évolution de la pression totale, elle est remarquablement en accord avec les mesures, excepté pour le dernier point, qui présente une erreur de 1500 Pa. La température totale, quant à elle, diffère légèrement pour les mesures 3 et 5, qui correspondent aux points exclus lors de l'établissement de la corrélation sur le rendement de la turbine. Elle présente une erreur maximale de 14 degrés, mais son évolution semble être plus physique que les mesures, qui montrent des variations brutales.

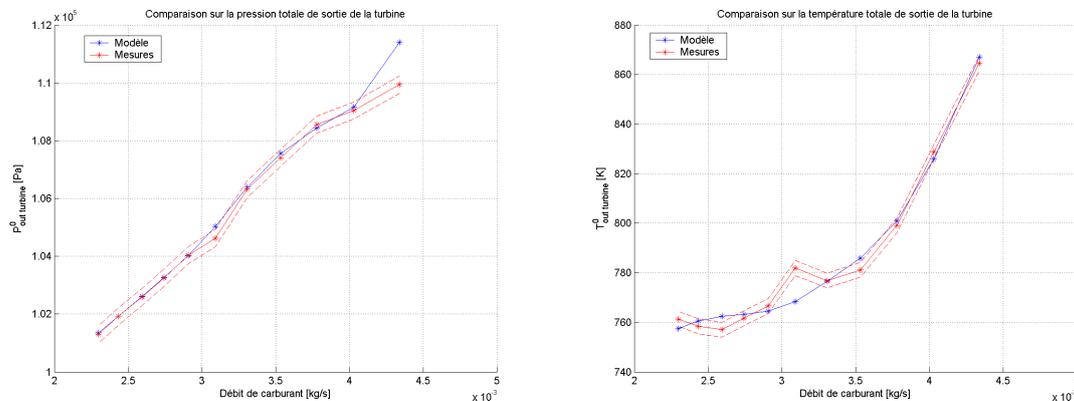


FIG. 2.28 – Pression et température totales en sortie de la turbine

La figure suivante montre les pressions et températures totales en sortie de tuyère mesurées. Une bonne prédiction de la pression totale est importante pour une estimation correcte de la poussée. Nous voyons que c'est chose faite, sauf pour la dernière mesure où l'erreur est de 2000 Pa, comme cela a déjà été remarqué précédemment. Pour ce qui est de la température totale, l'évolution est similaire à celle observée en sortie de turbine, et ce pour les mêmes raisons. Un erreur maximale de 15 degrés est observée.

Observons pour terminer la prédiction de la poussée et de la ligne de fonctionnement à la figure 2.30. Comme nous nous y attendions, l'estimation de la poussée du moteur est bonne

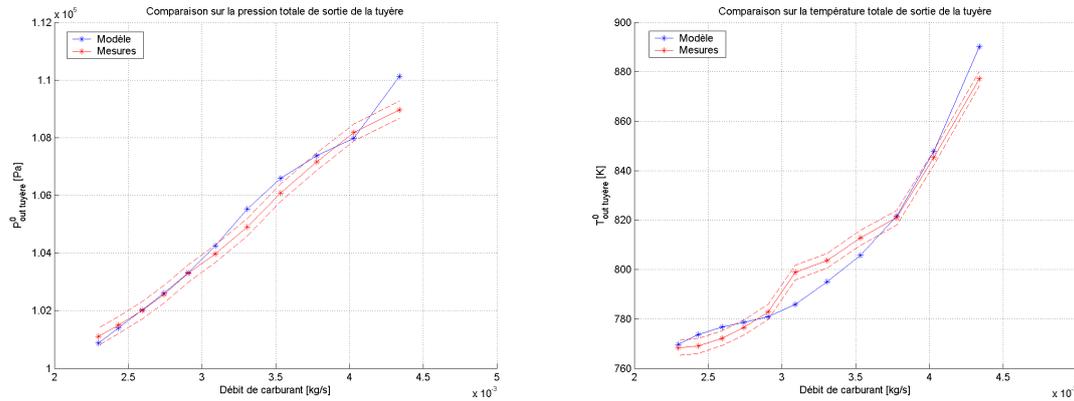


FIG. 2.29 – Pression et température totales en sortie de la tuyère

puisqu'elle reste entre les bornes d'erreurs, excepté pour la dernière mesure, conséquence directe de la mauvaise prédiction de la pression totale de sortie. L'erreur sur la ligne de fonctionnement, quant à elle, est minimale. L'évolution est en effet très proche du comportement réel.

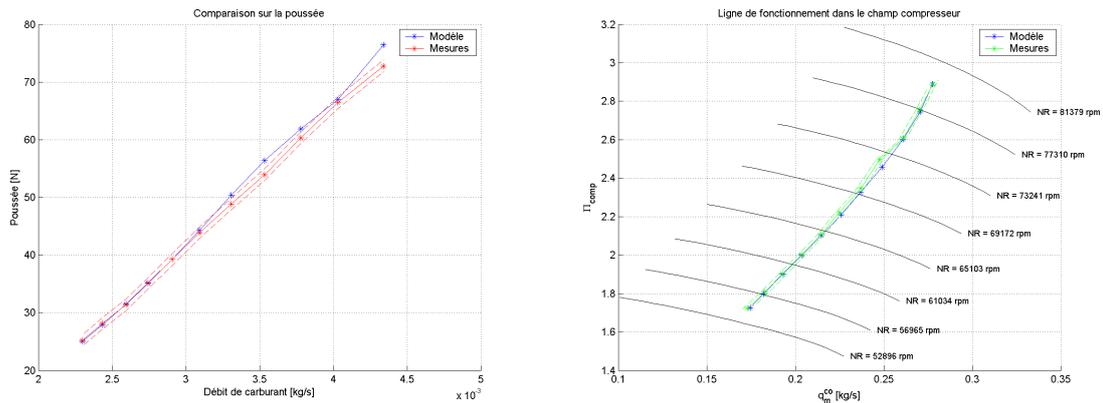


FIG. 2.30 – Poussée et ligne de fonctionnement

2.6 Conclusion

Nous disposons à présent d'un modèle fiable du moteur. Il permet en effet de reproduire le comportement du SR30 de manière globale, et de simuler le fonctionnement de celui-ci, comme l'a prouvé la validation. La tâche préliminaire au contrôle, à savoir la description du système, est donc terminée. L'étape suivante peut alors être envisagée.

Chapitre 3

Développement d'un contrôleur

La tâche de modélisation étant terminée, nous avons en notre possession un modèle qui va nous permettre d'élaborer un contrôleur. Avant d'entrer dans la synthèse d'un régulateur proprement dit, il convient de poser clairement le problème et de définir des objectifs et des contraintes. C'est ce par quoi nous allons commencer dans ce chapitre.

Ensuite, nous passerons en revue les limites du moteur et expliquerons en détail d'où elles proviennent et pourquoi il est essentiel de les prendre en compte.

Pour synthétiser un contrôleur capable d'améliorer le transitoire du système tout en respectant des contraintes, il est indispensable de connaître la dynamique de toutes les grandeurs entrant en jeu. Cette description fera l'objet d'une nouvelle section.

Nous serons ensuite en mesure de synthétiser un contrôleur capable de satisfaire les exigences définies. Nous procéderons tout d'abord à une construction de celui-ci pas à pas en expliquant chaque composant.

Nous en viendrons ensuite à l'optimisation des lois de contrôle en vue d'obtenir des performances élevées tout en garantissant la stabilité nécessaire.

Ensuite, nous appliquerons le contrôleur ainsi créé au modèle du moteur que nous avons produit et détaillé dans le chapitre précédent.

Pour terminer, nous introduirons les restrictions d'une mise en pratique d'un tel système. Nous verrons alors pourquoi le contrôleur ne peut être appliqué au banc d'essai à l'heure actuelle.

3.1 Position du problème

Nous disposons à présent d'un modèle fiable du fonctionnement du SR-30. Ce modèle va nous être essentiel pour développer et tester un contrôleur. Notre objectif est à présent de synthétiser un système capable d'améliorer la dynamique du moteur en raccourcissant les temps de transfert entre deux régimes, tout en restant en deçà des limites du moteur afin de le préserver. Cette tâche est donc double. Nous devons en effet d'une part optimiser la relation entre la commande et la sortie (une poussée, un régime moteur) et d'autre part garantir que la transition se produira sans franchir aucune limite physique du moteur.

Le premier objectif est donc d'ajouter au comportement en boucle ouverte une boucle de contrôle capable de diminuer les temps du transitoire. Avant d'entrer dans les détails, il

convient de décider quelle grandeur va être contrôlée. En pratique, lorsqu'un pilote pousse la manette des gaz pour quelle que raison que ce soit, c'est qu'il désire obtenir un surplus de poussée. Ainsi, l'objectif de la régulation d'un moteur est d'autoriser un temps de transfert minimum entre deux points de fonctionnement caractérisés par une certaine poussée. Cependant, même si nous disposons d'une mesure de la poussée sur le banc d'essai, sur un avion, il n'existe aucun moyen de mesurer cette grandeur et la régulation n'est donc pas opérée sur celle-ci. Il faut alors disposer d'informations permettant de remonter à la valeur de la poussée du moteur. Pour ce faire, il existe plusieurs indicateurs. Tous sont basés sur des grandeurs en relation directe avec la poussée.

La poussée d'un moteur est une force et peut donc être reliée aux diverses actions mécaniques au sein du moteur. Ainsi, la poussée est une résultante de l'énergie mécanique présente dans le moteur. Par conséquent, la poussée est directement liée aux pressions régnant au sein du système. Aussi, étant donné que l'arbre tourne grâce aux pressions appliquées sur la turbine, le régime moteur est également intimement lié à la poussée développée. Ainsi, les indicateurs utilisés dans la pratique sont liés à ces grandeurs significatives. Ces indicateurs sont : la vitesse de rotation, l'EPR (Engine Pressure Ratio) qui vaut le rapport de la pression de sortie de la turbine à la pression d'entrée du compresseur (P_5/P_2) ou encore le rapport du débit de carburant à la pression de sortie du compresseur (W_f/P_3). Dans notre cas, nous disposons de la mesure de la poussée. Cependant, nous ne nous servons de celle-ci qu'à titre indicatif et utiliserons la vitesse de rotation qui est acquise très rapidement et de manière précise au banc d'essai.

Le deuxième objectif est, quant à lui, de garantir que tout point appartenant au chemin transitoire du moteur fera partie du domaine admissible, c'est-à-dire de l'ensemble des points de fonctionnement transitoire satisfaisant les limites du moteur. Ceci implique donc qu'il est nécessaire de connaître précisément les limites du moteur, et ce à tout instant. La section suivante est consacrée à la présentation détaillée de ces limites.

3.2 Limites du moteur

Chaque moteur possède ses propres limites. Par exemple, un moteur équipé d'un compresseur axial est fortement sujet au risque de pompage alors qu'un moteur équipé d'un compresseur radial n'y est que peu sensible. Cependant, nous désirons, dans ce chapitre, conserver une certaine généralité et c'est pourquoi nous allons prendre en compte les principales limites d'un turboréacteur, quel qu'il soit, bien qu'elles ne s'appliquent peut-être pas au SR-30.

L'attelage compresseur-turbine est en rotation. Ainsi, comme pour tout corps en mouvement circulaire, il est soumis à une force radiale, la force centrifuge. Cette force est proportionnelle à la vitesse de rotation. Cependant, comme tout élément structural, le compresseur et la turbine ne peuvent résister au-delà d'une certaine force. Il existe donc une vitesse maximale au-delà de laquelle l'attelage ne peut tourner sans risque de destruction du moteur. Dans notre cas, l'organe limitatif est la turbine. En effet, c'est elle qui possède l'inertie polaire la plus élevée, c'est-à-dire que sa masse est en moyenne plus excentrée que celle du compresseur. Or, comme la force centrifuge est proportionnelle à la distance par rapport à l'axe de la masse soumise à cette force, c'est bien la résistance de la turbine qui est dimensionnante. Le constructeur du SR-30 indique une vitesse limite de 86.000 trs/min. Par sécurité, nous imposerons une vitesse inférieure. Nous choisirons en réalité 75000 trs/min, afin de laisser une marge de débit de carburant à la pompe, qui ne peut injecter au maximum que la quantité amenant le régime moteur à 80000 trs/min.

La limitation suivante concerne toujours le régime moteur. A chaque moteur est associé un ralenti, c'est-à-dire une vitesse de rotation qui représente une borne inférieure du fonctionnement normal du moteur. Dans notre cas, cette limitation se justifie de manière plus précise encore. L'arbre de l'attelage compresseur-turbine est monté sur des paliers qui nécessitent une lubrification pour éviter toute surchauffe dangereuse pour le moteur. Or, ces paliers ne sont étanches qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation. Afin d'éviter des pertes d'huiles incessantes et un risque de panne de lubrifiant, il convient de ne pas passer en-dessous de cette vitesse qui vaut environ 40000 trs/min. Cependant, nous n'allons pas utiliser cette valeur comme limite inférieure pour la vitesse de rotation, et ce pour la raison suivante. Sous la barre des 60000 trs/min, la gestion du régime moteur devient difficile car la quantité de carburant injectée devient faible et imprécise. Nous limiterons donc la vitesse inférieure à 60000 trs/min pour conserver une information suffisamment fiable de la quantité de carburant injectée.

Ensuite, la limitation suivante concerne la quantité de carburant injectée. Pour obtenir une combustion efficace, le FAR (Fuel Air Ratio), autrement dit le rapport du débit de carburant au débit d'air, doit être suffisant. En-dessous d'une certaine valeur, le risque d'extinction est réel, ce qui entraînerait un arrêt du moteur. Dans un cas réel, pour un moteur équipant un avion, ceci est bien sûr inadmissible pour des raisons évidentes. Dans notre cas, bien que les conséquences d'un arrêt non contrôlé du moteur soient moins graves, il est à éviter. S'il arrivait que le moteur s'éteigne spontanément, le carburant continuerait à affluer dans la chambre de combustion jusqu'à l'arrêt de l'arrivée de fuel par l'expérimentateur. Ceci signifie que du carburant non brûlé serait présent dans la chambre de combustion. Le démarrage suivant serait alors délicat car dans un premier temps, la combustion de carburant liquide étant impossible, le moteur peinerait à démarrer, puis, lorsque la température serait suffisante pour vaporiser le carburant, celui-ci brûlerait et augmenterait l'énergie disponible dans le moteur sans que celle-ci ne soit consommée. En effet, étant donné que l'attelage compresseur-turbine possède une inertie et met donc un certain temps à accélérer, le surplus d'énergie disponible ne serait pas consommé par la turbine mais serait présent sous forme de chaleur, rendant possible une surchauffe du moteur. Nous comprenons donc qu'il est nécessaire d'imposer une limite inférieure au débit de carburant, conditionnée par un FAR minimum. Nous choisirons une valeur arbitraire de 0.5 %. Ainsi, lors d'une décélération, le débit de carburant ne pourra pas être nul, fait qui aurait permis une décélération plus rapide, mais sera limité par le FAR minimal admissible.

La limitation suivante concerne aussi le débit de carburant. Il s'agit bien sûr d'une borne supérieure cette fois. Celle-ci a une justification très simple. Elle consiste en une limitation de la vanne de carburant qui n'autorise qu'une quantité limitée de carburant. Cette limitation n'apparaîtra bien entendu pas en régime stationnaire, puisque la contrainte active sera alors la vitesse de rotation maximale avant la saturation de la vanne. Par contre, lors d'une demande d'accélération, l'idéal serait d'injecter pendant un temps très court une quantité très importante de carburant pour minimiser le temps de transfert d'un point de fonctionnement à un autre. C'est alors que se produira la saturation de la vanne qui limitera donc le débit de carburant. Dans notre cas, nous prendrons une valeur limite de 4.34 gr/sec, valeur atteinte pour un régime d'environ 80000 trs/min.

La limitation suivante concerne la turbine. Lorsque le débit de carburant augmente, l'énergie disponible dans les gaz chauds croît brutalement. Cependant, comme nous l'avons déjà mentionné ci-dessus, étant donné que l'attelage compresseur-turbine nécessite un certain laps de temps pour accélérer et consommer le surplus d'énergie, la température augmente brutalement avant de diminuer. Le premier organe soumis à cette température est, outre la chambre

de combustion, la turbine. Or celle-ci est dimensionnée pour résister à un certain couple de vitesse de rotation maximale et de température maximale. Ainsi, pour ne pas endommager la turbine, il est indispensable de limiter la température maximale d'entrée (TIT). En pratique cependant, la limitation ne se fait pas directement sur la TIT mais bien sur la température des gaz de sortie du moteur (EGT - Exhaust Gaz Temperature). Ainsi, la limite portera sur la température de sortie de la tuyère. Le constructeur nous indique une limite de 720 degrés Celsius. Par sécurité, nous prendrons une limite de 700 degrés Celsius.

La limite suivante est en relation directe avec le compresseur. Comme nous l'avons déjà vu plusieurs fois, le fonctionnement du moteur est représenté sur le champ du compresseur, celui-ci étant l'organe le plus délicat et le plus sujet aux instabilités. Ainsi, pour un compresseur axial, nous avons expliqué lors du chapitre consacré à la modélisation du moteur, qu'il existait une frontière au delà de laquelle le compresseur entre en pompage. Or, lors d'une accélération, le point de fonctionnement se rapproche de cette ligne de pompage. Il convient donc pour un moteur d'être protégé d'une approche trop intime de cette ligne d'instabilité. Cependant, ce n'est pas le cas du SR-30 qui dispose d'un compresseur radial. Ce type de compresseur est très peu soumis au risque de pompage, l'écoulement étant mieux guidé. La preuve en est qu'un étage de compresseur radial peut facilement atteindre un taux de compression de 3 ou 4 alors qu'un étage de compresseur axial atteint péniblement 1.5. Pourtant, par souci de généralité, nous imposerons tout de même une limite de pompage "virtuelle". La limitation portera donc sur le débit réduit minimal. Nous l'imposerons dans un premier temps tout simplement à la limite du champ dont nous disposons, puis réduirons la zone admissible pour tester le contrôleur que nous élaborerons dans la suite.

Enfin, la dernière limitation abordée dans ce travail est aussi liée au compresseur. Comme cela a été le cas jusqu'à présent, cette contrainte est symétrique de la précédente. Bien qu'une décélération du moteur pose nettement moins de problèmes, vu l'éloignement de la ligne de pompage, nous allons tout de même imposer une limite sur le débit réduit maximal. Celle-ci résulte d'une justification plutôt académique qui est que nous désirons que le point de fonctionnement du moteur reste dans le domaine du champ compresseur à notre disposition. Bien que moins importante que la précédente, cette contrainte nous permettra néanmoins d'octroyer au problème une certaine généralité.

Nous venons de passer en revue les différentes limites du moteur que nous prendrons en compte. Certaines sont propres au SR-30 et d'autres permettent de généraliser le raisonnement. Parmi ces contraintes, quelques-unes peuvent être atteintes en régime stabilisé mais la plupart est principalement concernée par le transitoire. De ce fait, il est essentiel de connaître précisément la dynamique des grandeurs soumises à une borne pour pouvoir agir efficacement. Cette analyse fait l'objet de la section suivante.

3.3 Dynamiques des différentes grandeurs

Les grandeurs intervenant dans les limitations détaillées ci-dessus sont au nombre de trois : la vitesse de rotation, la température et le débit réduit. Cette section est consacrée à l'étude de l'impact sur ces grandeurs d'une variation du débit de carburant injecté dans le moteur.

3.3.1 La vitesse de rotation

L'attelage compresseur-turbine, élément en rotation possède une inertie polaire non négligeable. Ainsi, comme tout corps possédant une inertie, il s'oppose aux modifications de

vitesse que l'extérieur souhaite lui appliquer. Ainsi, lors d'une accélération, lorsque le débit de carburant augmente, la puissance disponible croît soudainement tandis que la puissance consommée, qui dépend de la vitesse de rotation de l'arbre reste inchangée. Il s'ensuit donc un déséquilibre de puissance. Ce dernier entraîne l'apparition d'un couple résultant à l'arbre. Pour une décélération, le phénomène est exactement inverse et l'attelage décélère progressivement. L'équation traduisant cette dynamique est la suivante :

$$J \omega \frac{d\omega}{dt} = \Delta P \quad (3.1)$$

où J est l'inertie polaire de l'attelage, ω la vitesse angulaire de rotation et ΔP la différence entre la puissance disponible et la puissance consommée, positive dans le cas d'une accélération, négative pour une décélération. En terme de vitesse de rotation N , sachant que

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

cette équation devient :

$$J \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 N \frac{dN}{dt} = \Delta P \quad (3.2)$$

Sachant que le couple s'exprime en fonction de la puissance par la relation

$$\Delta C = \frac{\Delta P}{\omega}$$

nous pouvons obtenir la relation suivante :

$$\Delta C = J \left(\frac{2\pi}{60} \right) \frac{dN}{dt} \quad (3.3)$$

De plus, comme la différence de puissance est liée au débit de carburant, nous comprenons que le couple de déséquilibre ΔC est une fonction dépendant principalement de la vitesse de rotation et du débit de carburant. Selon la référence [16], l'expression linéaire du couple de déséquilibre s'écrit alors :

$$\Delta C = \left(\frac{\partial C}{\partial N} \right)_{w_f} \Delta N + \left(\frac{\partial C}{\partial w_f} \right)_N \Delta w_f \quad (3.4)$$

Remplaçant ensuite le membre de gauche de l'équation 3.4 par l'équation 3.3, nous obtenons l'expression suivante :

$$J \left(\frac{2\pi}{60} \right) \frac{dN}{dt} = \left(\frac{\partial C}{\partial N} \right)_{w_f} \Delta N + \left(\frac{\partial C}{\partial w_f} \right)_N \Delta w_f \quad (3.5)$$

Appliquant ensuite une transformée de Laplace de l'équation 3.5, nous obtenons l'équation 3.6.

$$J \left(\frac{2\pi}{60} \right) s N(s) = \left(\frac{\partial C}{\partial N} \right)_{w_f} N(s) + \left(\frac{\partial C}{\partial w_f} \right)_N w_f(s) \quad (3.6)$$

Nous sommes alors en mesure d'obtenir la fonction de transfert liant la vitesse de rotation au débit de carburant.

$$\frac{N(s)}{w_f(s)} = - \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial w_f}\right)_N}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{w_f}} \frac{1}{1 - \frac{J\left(\frac{2\pi}{60}\right)}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{w_f}} s} \quad (3.7)$$

Posant alors

$$g_n = - \frac{\left(\frac{\partial C}{\partial w_f}\right)_N}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{w_f}} \quad (3.8)$$

$$\tau_n = - \frac{J\left(\frac{2\pi}{60}\right)}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{w_f}} \quad (3.9)$$

L'équation 3.7 devient alors

$$\frac{N(s)}{w_f(s)} = \frac{g_n}{1 + \tau_n s} \quad (3.10)$$

Ainsi, la preuve est faite que la vitesse de rotation du moteur se comporte comme une fonction du premier ordre vis-à-vis du débit de carburant injecté. Pour une application en forme d'échelon de carburant, la vitesse de rotation réagit donc de la manière présentée à la figure 3.1.

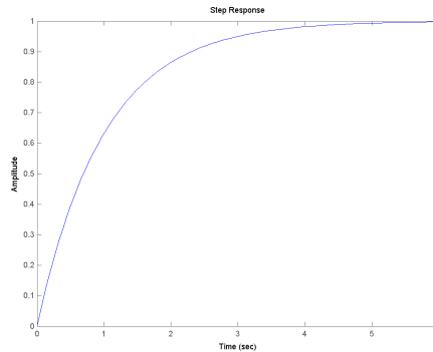


FIG. 3.1 – Réponse d'une fonction du premier ordre à un échelon

Une telle fonction de transfert possède des caractéristiques intéressantes. Nous allons les passer en revue rapidement.

La première est qu'elle n'est sujette à aucun dépassement. Cette constatation est souvent synonyme d'une extrême stabilité. Ainsi, nous avons la confirmation du fait connu qu'un turboréacteur à un seul arbre est très stable, et ce à n'importe quel point de fonctionnement.

La seconde affirme que la valeur de la fonction de transfert atteinte en régime stabilisé correspond à la vitesse de rotation associée univoquement avec une valeur du débit de carburant. Ainsi, le gain g_n de la fonction de transfert 3.10 est le gain statique entre la vitesse de rotation et le débit de fuel. Le système étant fortement non linéaire, ce gain dépend du point de fonctionnement. Son identification sera cependant aisée, des mesures stationnaires étant disponibles.

La dernière caractéristique d'une telle fonction de transfert est que la constante de temps τ_f correspond au temps nécessaire au système pour atteindre 63.21 % de la hauteur de l'échelon. Ceci est visible à la figure 3.2, qui est un zoom de la figure précédente, pour une constante de temps unitaire.

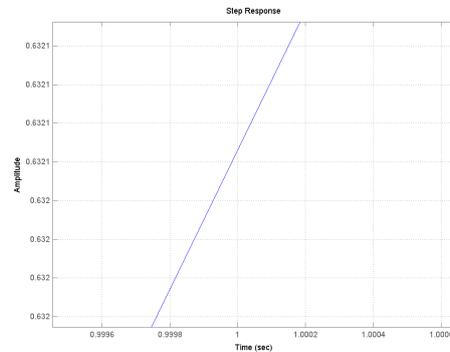


FIG. 3.2 – Evaluation de la constante de temps

Ainsi, l'identification de la constante de temps du système pourra être effectuée en tirant profit de cette caractéristique. Tout comme pour le gain, la constante de temps dépend du point de fonctionnement. Le pôle de la fonction en dépend donc mais reste toujours dans le demi-plan complexe de gauche, traduisant ainsi une stabilité à tout régime.

Cette dynamique résultant de l'équation 3.2 incluse dans le modèle du moteur élaboré précédemment, celui-ci est en mesure de prendre en compte la dynamique de l'attelage. La preuve en est à la figure 3.3 qui montre la réponse à une suite de deux augmentations du débit de carburant entrecoupées d'une décélération.

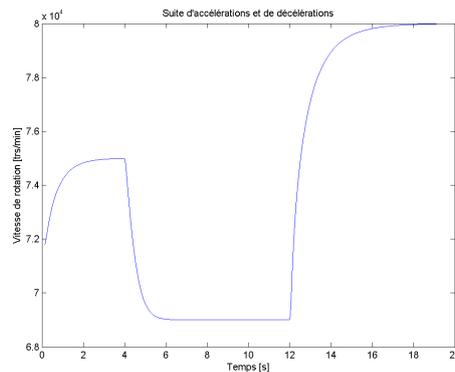


FIG. 3.3 – Suite de deux accélérations et d'une décélération

3.3.2 La température

La dynamique de la température, quant à elle, est plus délicate. Pour le comprendre, nous allons expliquer le processus qui suit une injection d'un surplus de carburant. Lorsque la quantité de fuel augmente, l'énergie disponible dans le moteur à la sortie de la chambre de combustion croît soudainement. L'attelage nécessitant un certain temps pour accélérer et donc consommer ce surplus d'énergie (nous venons d'en parler), il résulte une brusque hausse

de température dans le moteur. Ensuite, lorsque, selon sa dynamique propre, l'arbre répond à l'augmentation du débit de carburant, la différence de puissance ΔP diminue progressivement au fur et à mesure que l'attelage accélère, ramenant ainsi un équilibre des puissances. Nous comprenons donc que la dynamique de l'élévation de température inclut tant la dynamique des gaz que la dynamique mécanique. Or, la dynamique des gaz est si rapide (de l'ordre du centième de seconde) qu'elle peut être négligée et considérée comme instantanée. Dès lors, la réponse en température à une accélération va consister en un pic de température suivi d'une diminution au rythme de l'accélération de l'attelage. C'est ce que nous allons montrer dans ce qui suit.

Toujours selon Heidmann (cfr référence [16]), le couple de déséquilibre vu précédemment peut aussi être supposé comme une fonction de la vitesse de rotation N et de la température d'entrée turbine T_4 . Alors, en suivant le même raisonnement que pour la vitesse de rotation, la fonction de transfert suivante peut être dérivée :

$$\frac{N(s)}{T_4(s)} = \frac{g_t}{1 + \tau_t s} \quad (3.11)$$

avec g_t et τ_t s'exprimant de la manière suivante :

$$g_t = -\frac{\left(\frac{\partial C}{\partial T_4}\right) N}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{T_4}} \quad (3.12)$$

$$\tau_t = -\frac{J \left(\frac{2\pi}{60}\right)}{\left(\frac{\partial C}{\partial N}\right)_{T_4}} \quad (3.13)$$

Combinant alors les deux fonctions de transfert 3.11 et 3.10, nous obtenons la fonction de transfert liant la température au débit de carburant :

$$\frac{T_4(s)}{w_f(s)} = \frac{g_n}{g_t} \left[\frac{1 + \tau_t s}{1 + \tau_n s} \right] \quad (3.14)$$

D'après cette expression, nous avons bien la confirmation que la dynamique de la vitesse de rotation intervient. Heidmann (1950) nous affirme que la constante de temps τ_t est supérieure à τ_n . Dès lors, si nous prenons pour l'exemple $\frac{g_n}{g_t}=3$, $\tau_n=1$ et $\tau_t=2$, nous obtenons la réponse à un échelon présentée à la figure 3.4.

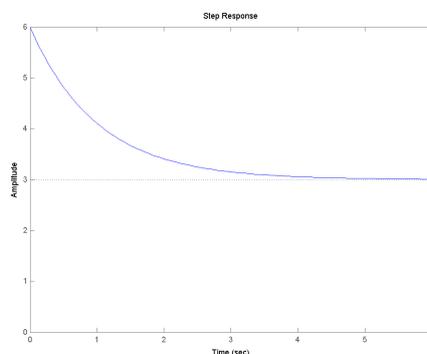


FIG. 3.4 – Réponse en température à un échelon

Cette figure confirme clairement ce qui a été dit précédemment. En effet, la dynamique des gaz étant négligée, le pic de température est concomitant avec l'application de l'échelon. Il apparaît ensuite une diminution progressive de la température, à mettre en relation avec l'accélération de l'attelage.

Tout comme la fonction de transfert observée précédemment, celle-ci possède des caractéristiques intéressantes. Nous allons de même les passer en revue.

La première concerne la valeur du pic de température. Utilisant le théorème de la valeur initiale (cfr référence [11]), nous obtenons :

$$T_{4\max} = \frac{g_n \tau_t}{g_t \tau_n} w_f \quad (3.15)$$

Résultat que nous vérifions sur la figure 3.4.

La deuxième nous est fournie par le théorème de la valeur finale (cfr référence [11]), qui nous permet d'obtenir l'expression de la valeur de la température en régime stabilisé :

$$T_{4\text{finale}} = \frac{g_n}{g_t} w_f \quad (3.16)$$

Résultat validé également par la figure 3.4.

Pour finir, nous pouvons alors calculer l'overshoot de température engendré par un accroissement de la quantité de carburant injectée dans le moteur, il s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{T_{4\max} - T_{4\text{finale}}}{T_{4\text{finale}}} = \frac{\tau_t}{\tau_n} - 1 \quad (3.17)$$

Revenant à la justification d'une nécessité d'éviter l'extinction du moteur pour cause de risque de surchauffe au démarrage suivant, nous comprenons maintenant que la présence de carburant imbrûlé se vaporisant puis se consumant ensuite rapidement engendre un pic de température important qui implique des risques pour le moteur. Une extinction implique donc toujours que le démarrage suivant sera délicat ("hot start").

Attachons-nous à présent à la prise en compte par le modèle de cette dynamique. Nous l'avons dit, le résultat obtenu ci-dessus l'a été en négligeant la dynamique des gaz, ce qui constitue une hypothèse tout à fait justifiée vu la constante de temps associée à celle-ci (de l'ordre du centième et de l'ordre de la seconde pour le transitoire mécanique). Cette hypothèse permet au modèle de rester valable malgré sa simplicité pour cette dynamique, vu qu'il ne peut pas prendre en compte la dynamique des gaz, celle-ci nécessitant une modélisation plus complexe qu'une modélisation thermodynamique. La preuve est présentée à la figure 3.5 pour les mêmes manoeuvres qu'à la figure 3.3.

3.3.3 Le débit réduit

Tout comme la température, la dynamique du débit réduit inclut celle de la vitesse de rotation. Pour le comprendre, examinons la figure 3.6.

Nous y voyons que lors d'une augmentation du débit de carburant, le débit réduit diminue. Cette chute est brutale car elle est associée à la dynamique des gaz. Ensuite, au fur et à mesure que la vitesse de rotation croît, le point de fonctionnement longe la ligne d'équilibre pour se diriger vers le nouveau point de fonctionnement, le débit réduit augmentant progressivement. Ainsi, la réponse du débit réduit à une hausse de quantité de carburant consiste en une

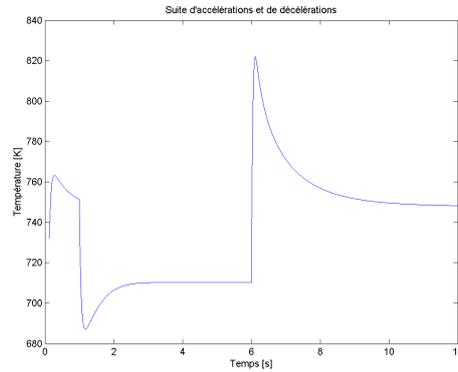


FIG. 3.5 – Suite de deux accélérations et d'une décélération

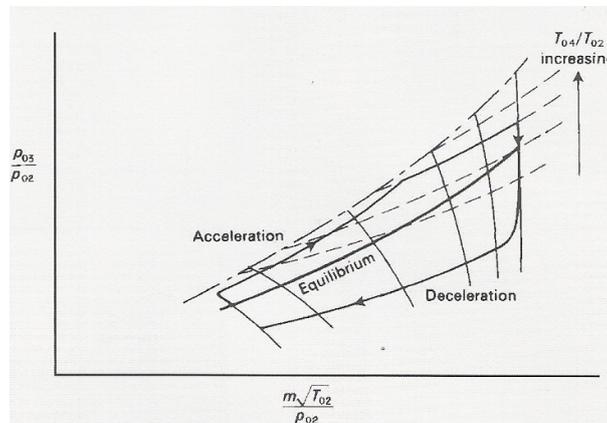


FIG. 3.6 – Transitoire autour de la ligne d'équilibre

diminution instantanée (réponse inverse) suivie d'une augmentation progressive au rythme du transitoire mécanique, pour terminer à une valeur supérieure à la valeur initiale. Après un raisonnement similaire à celui effectué pour la température, nous pouvons affirmer que la fonction de transfert liant le débit réduit au débit de carburant s'exprime de la manière suivante :

$$\frac{q^{co}(s)}{w_f(s)} = \frac{g_n}{g_q} \left[\frac{1 - \tau_q s}{1 + \tau_n s} \right] \quad (3.18)$$

avec $\tau_q > \tau_n$.

Si nous prenons pour l'exemple $\frac{g_n}{g_q}=3$, $\tau_n=1$ et $\tau_q=2$, nous obtenons la réponse présentée à la figure 3.7.

Cette figure confirme bien nos dires. Dès l'application de l'échelon de carburant, le débit réduit diminue brutalement, un pic négatif apparaissant. Ensuite, au fur et à mesure que l'atelage accélère, le débit réduit augmente pour finalement se stabiliser à une valeur supérieure à la valeur de départ.

Tout comme pour ce qui a été réalisé jusqu'à présent, nous allons examiner les caractéristiques de cette fonction de transfert.

La première concerne la valeur du pic de température. Utilisant le théorème de la valeur initiale (cf référence [11]), nous obtenons :

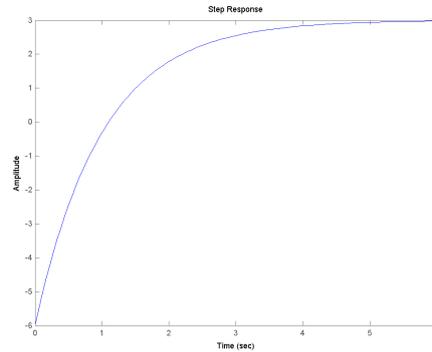


FIG. 3.7 – Réponse en débit réduit à un échelon

$$q_{\min}^{co} = -\frac{g_n \tau_q}{g_q \tau_n} w_f \quad (3.19)$$

Résultat que nous vérifions sur la figure 3.7.

La deuxième nous est fournie par le théorème de la valeur finale (cfr référence [11]), qui nous permet d'obtenir l'expression de la valeur du débit réduit en régime stabilisé :

$$q_{\text{final}}^{co} = \frac{g_n}{g_q} w_f \quad (3.20)$$

Résultat validé également par la figure 3.7.

Pour finir, nous pouvons alors calculer l'undershoot de débit réduit engendré par un accroissement de la quantité de carburant injectée dans le moteur, il s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{q_{\min}^{co} - q_{\text{final}}^{co}}{q_{\text{final}}^{co}} = -\frac{\tau_q}{\tau_n} - 1 \quad (3.21)$$

Du point de vue de la prise en compte de cet effet par le modèle, les mêmes remarques que pour la température sont à faire. La figure 3.8 montre l'inclusion de cette dynamique dans le modèle par une évolution temporelle.

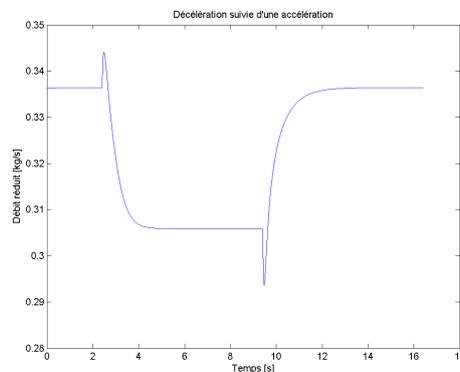


FIG. 3.8 – Suite de deux accélérations et d'une décélération

3.4 Identification de la dynamique précise des différents grandeurs

Maintenant que nous connaissons l'allure des réponses indicielles des différentes grandeurs que nous désirons contrôler, nous allons nous attacher à identifier précisément la dynamique du moteur. Les différents paramètres que nous souhaiterions déterminer sont les gains g_n , g_t et g_q et les constantes de temps τ_n , τ_t et τ_q liés respectivement à la vitesse de rotation, à la température et au débit réduit. Les différents gains étant des paramètres stationnaires, nous pourrions les extraire grâce à des mesures effectuées en régime stabilisé. Si la constante de temps τ_n sera obtenue aisément, il n'en sera pas ainsi pour les deux autres, le phénomène de réponse inverse du débit réduit étant peu marqué et la mesure de température étant accablée d'un temps de réponse élevé.

3.4.1 Identification de g_n et τ_n

L'identification du gain est assez simple. En effet, celui-ci correspond au lien entre le débit de carburant et la vitesse de rotation en régime stabilisé. Nous pouvons dès lors exploiter les mesures qui nous ont servi au recalage du modèle thermodynamique.¹ L'évolution de la vitesse de rotation avec le débit de carburant est présentée à la figure 3.9.

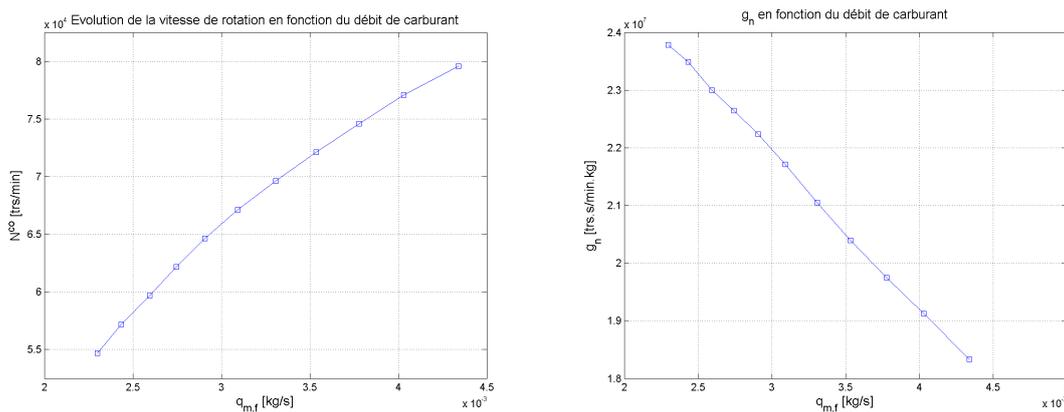


FIG. 3.9 – Evolution de la vitesse de rotation réduite

Cette évolution se rapproche fortement d'une droite, et nous pouvons sans difficulté utiliser une corrélation polynômiale du premier degré pour décrire l'évolution de g_n . Celle-ci est la suivante :

$$g_n = \frac{N^{co}(q_{m,f})}{q_{m,f}} = -2.71874 \cdot 10^9 (q_{m,f}) + 3.00763 \cdot 10^7 \text{ [trs.s/min.kg]} \quad (3.22)$$

Identifions à présent la constante de temps τ_n . Comme nous l'avons déjà mentionné, elle correspond au temps mis par le système pour arriver à 63.21 % de la valeur de l'échelon. Sur base de cette constatation, nous avons procédé à une suite d'échelons de débit de carburant au banc d'essai. Ces échelons ont été produits manuellement et ne sont donc pas parfaits, mais simulent bien un échelon idéal. Un exemple est présenté à la figure 3.10.

¹Notons que, pour nous affranchir des conditions ambiantes, nous utiliserons la vitesse de rotation réduite. Pourtant, la régulation sera opérée sur la vitesse de rotation non corrigée. Cependant, cette analyse nous permettra d'obtenir une constante de temps moyenne à chaque régime par rapport aux conditions extérieures, le test ayant été réalisé à une température de 18 degrés Celsius.

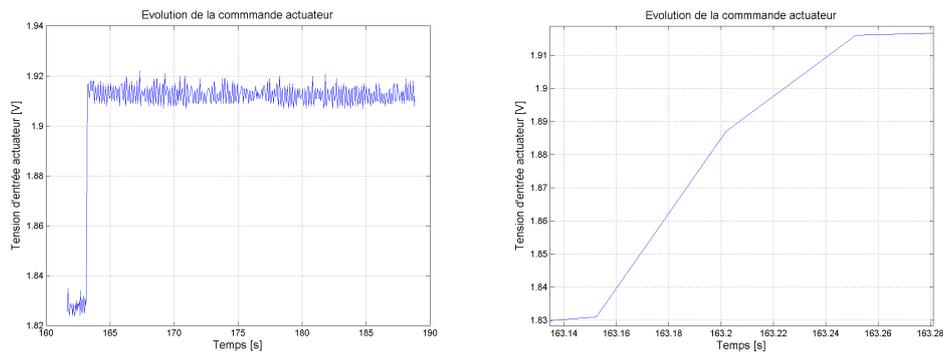


FIG. 3.10 – Echelon de tension de commande

La figure de droite nous permet de montrer que l'échelon est appliqué en 0.12 seconde, ce qui est suffisamment inférieur à la constante de temps du moteur, comme nous allons le vérifier. Cet échelon de tension de commande ne correspond cependant pas exactement à une même manoeuvre en débit de carburant. En effet, le système d'actuation présenté à la figure 3.11 possède lui-même une certaine inertie, aussi faible soit-elle. Ainsi, la dynamique de l'actuateur est incluse dans nos mesures. Cela ne pose aucun problème puisque d'un point de vue régulation, celle-ci peut être considérée comme faisant partie du moteur, vu sa position dans la boucle de contrôle.



FIG. 3.11 – Système d'actuation de la vanne de carburant

Nous pourrions néanmoins extraire cette dynamique vu que nous disposons de l'évolution transitoire du débit de carburant au cours des manoeuvres opérées. Un exemple est montré à la figure 3.12. Nous y voyons que le suivi de consigne en terme de carburant est extrêmement rapide puisqu'il correspond à la même durée que l'application de l'échelon de tension. Nous remarquons simplement un retard de 0.06 seconde sur ce dernier.

Cette évolution de commande de carburant montre une augmentation brusque (échelon) suivie d'une période d'établissement assez longue. Celle-ci s'explique par l'endommagement de la vanne de carburant. L'axe directeur de celle-ci était en effet plié et frottait contre le joint de caoutchouc interne à la vanne. Le servo-moteur était alors incapable de développer le couple nécessaire à son actuation. L'axe a alors été réparé, rendant possible le mouvement. Cependant, nous pensons que le joint de caoutchouc s'oppose toujours, bien que de manière nettement moindre, au mouvement. La fin de l'évolution de l'échelon est donc la conséquence

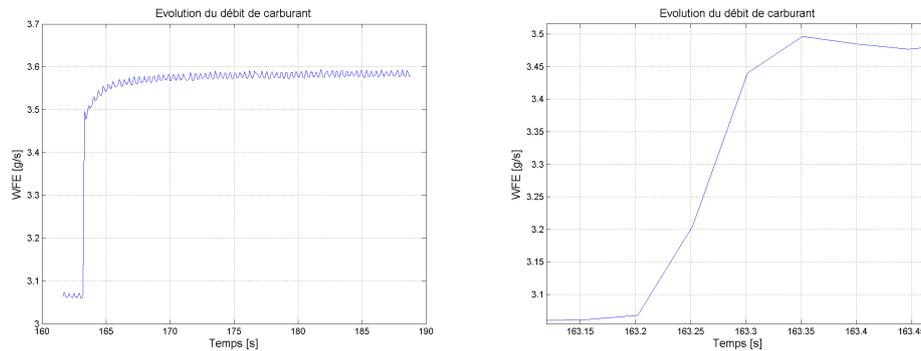


FIG. 3.12 – Echelon de carburant

du frottement de l'axe de la vanne sur le joint, qui agit comme un amortisseur. Cependant, cet effet n'apparaît qu'à la fin de la manoeuvre et nous affirmerons que l'échelon est suffisamment bien approché que pour pouvoir considérer que la réponse du moteur est bien indicielle. Nous tiendrons alors compte des différents retards en appliquant un filtre passe-bas du premier ordre de constante de temps égale à 0.2 seconde dans un premier temps. Ces remarques importantes terminées, nous pouvons alors identifier la dynamique du moteur lui-même.

Un exemple d'évolution de la vitesse de rotation suite à un échelon de carburant est présentée à la figure 3.13. Les lignes rouges montrent les points stabilisés et la valeur de la vitesse de rotation à 63.21 % de l'échelon.

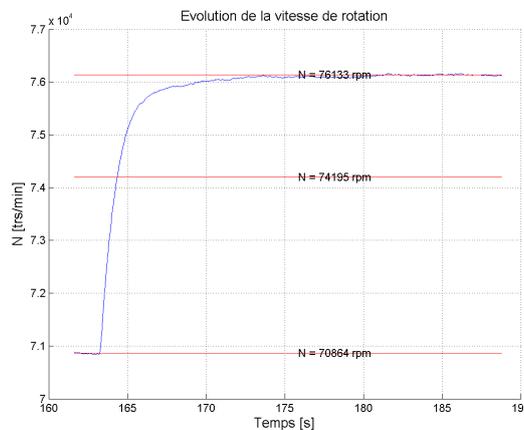


FIG. 3.13 – Evolution de la vitesse de rotation

Vu la non-linéarité de la constante de temps du moteur, il est nécessaire, pour obtenir une évaluation fiable, de procéder à la mesure sur des échelons de vitesse limités. C'est ce que nous avons tenté de réaliser au banc d'essai. Cependant, une difficulté est apparue. Celle-ci est de nouveau liée à la vanne de carburant. Pour effectuer les mesures, nous avons procédé en deux étapes. La première était d'identifier la position de la manette des gaz correspondant aux vitesses stabilisées souhaitées pour l'échelon et la deuxième était d'appliquer un mouvement rapide de la manette entre les butées positionnées lors de la première étape. Cependant, nous avons remarqué que, suite à des légers grippages de la vanne, il n'existe pas de relation biunivoque entre la position de la manette et celle de la vanne. Cette dernière dépend en effet de

la vitesse de mouvement de la manette qui donne suffisamment ou non d'élan au servo-moteur pour atteindre la position souhaitée. Les amplitudes des échelons sont donc approximatives par rapport à notre souhait, et ne permettront pas une identification extrêmement précise de la dynamique du moteur, à cause d'une discrétisation du domaine de fonctionnement trop prononcée.

Nous avons donc procédé à une série de manoeuvres et identifié pour chacune d'elles la constante de temps τ_n . Celle-ci est présentée en fonction de la vitesse moyenne de chaque échelon à la figure 3.14 (en bleu). Nous y avons superposé la constante prédite par le modèle suite à un recalage manuel de l'inertie de l'attelage compresseur-turbine (en rouge).

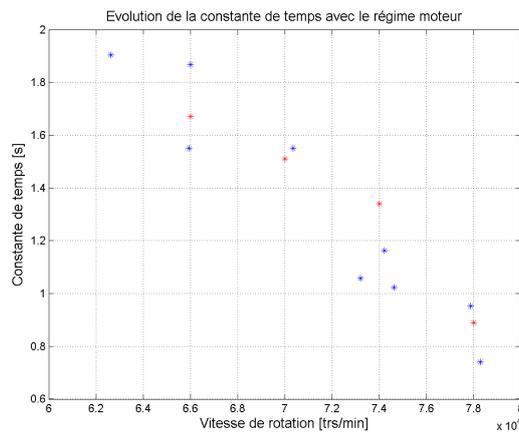


FIG. 3.14 – Evolution de la constante de temps en fonction du régime

Cette figure montre que la constante de temps diminue lorsque le régime augmente. Ceci est explicable intuitivement par le fait que plus le régime augmente et plus l'énergie dans le système est importante. Il s'ensuit alors que l'importance relative de l'inertie de l'attelage diminue, et par conséquent la constante de temps.

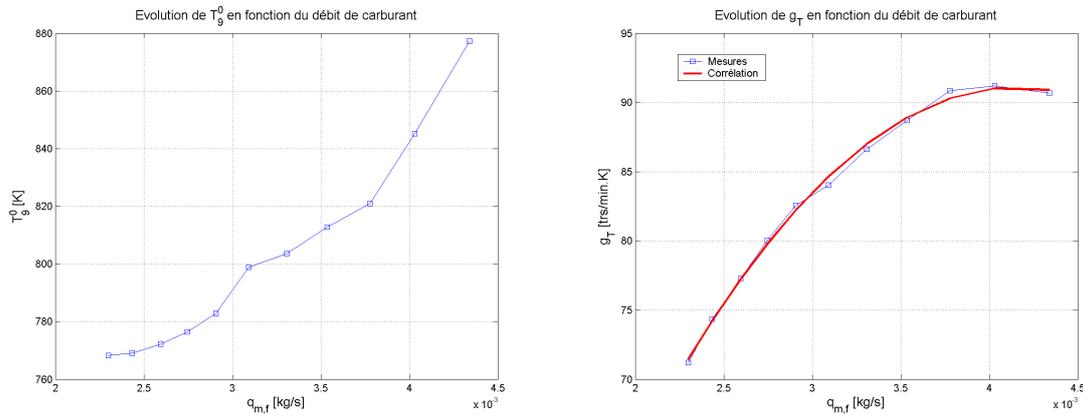
Quant à la prédiction par le modèle, bien qu'elle ne suive pas la tendance exacte (qui se rapproche d'une droite), la diminution de la constante de temps apparaît néanmoins. Et pour ce qui est de la prédiction du gain par le modèle, elle est excellente, comme nous avons pu le remarquer lors de la présentation de ce dernier dans le chapitre précédent. Le modèle constituera donc une bonne base afin de tester le contrôleur.

3.4.2 Identification de g_t et τ_t

La forme de la fonction de transfert liant la température au débit de carburant est, rappelons-le, décrite par l'équation 3.15 page 60. Outre les constantes g_n et τ_n caractéristiques de la réponse en vitesse, apparaissent aussi les constantes g_t et τ_t . Notons que, dans notre cas, nous n'utiliserons pas la température T_4 qui correspond à la chambre de combustion mais bien la température T_9 de sortie de tuyère, étant donné que le constructeur indique la limite sur cette température. Tout comme pour le cas précédent, le gain peut être déterminé facilement d'après les mesures en fonctionnement stabilisé. La figure 3.15 présente l'évolution de la température totale en sortie de tuyère en fonction du débit de carburant.

Mises à part l'une ou l'autre mesure, cette tendance peut être approximée² avec fidélité

²Il est important de remarquer que nous effectuons régulièrement quelques approximations. Celles-ci ne

FIG. 3.15 – T_9^0 en fonction du débit de carburant

par une quadratique. Nous procéderons de la sorte afin de décrire le gain g_t . L'équation s'y rapportant est la suivante :

$$g_t = \frac{N^{co}}{T_9^0} = -5.70578 \cdot 10^6 (q_{m,f})^2 + 4.74316 \cdot 10^4 (q_{m,f}) - 7.45971 \text{ [trs/min.K]} \quad (3.23)$$

Pour ce qui est de la constante de temps τ_t , il est par contre plus délicat de la déterminer expérimentalement. En effet, le pic de température est un phénomène rapide puisque lié à la dynamique des gaz. L'augmentation de température une fois le carburant injecté est si rapide (de l'ordre de la milliseconde) qu'elle peut être considérée en première approximation comme instantanée. Or, les thermocouples dont nous disposons ont une réponse rapide pour un tel type de capteur, mais qui reste de l'ordre d'une demi-seconde. La réponse temporelle obtenue par le capteur sera dès lors la réponse réelle filtrée à 2 Hz. La figure 3.16 présente une telle réponse (à gauche) et est confrontée à la réponse indicielle d'un système composé d'une fonction de transfert analogue à la température en série avec un filtre du premier ordre de constante de temps égale à 0.5 seconde.

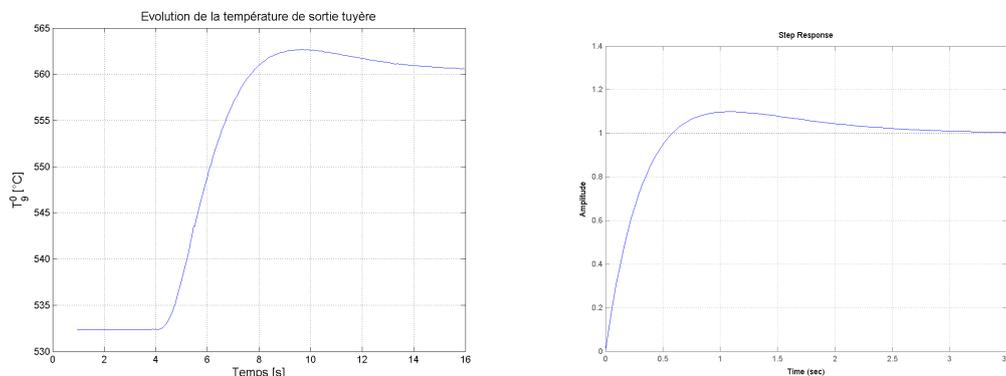


FIG. 3.16 – Evolution temporelle de la température vue par le capteur

sont opérées cependant que si elles restent faibles. Dans ce cas, elles ne devront pas poser de problèmes sous la condition que le contrôleur soit suffisamment robuste.

La similitude est évidente. Il est logique qu'il en soit ainsi étant donné que la réponse thermique d'un corps est une fonction du premier ordre. Nous allons donc nous baser sur cette constatation pour identifier la constante τ_t en fonction du régime de rotation. Pour cela, il nous faut procéder à une remarque théorique tirée de la page 28 de la référence [11].

Soit une fonction de transfert de la forme

$$H(s) = \frac{1}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}$$

Sa réponse indicielle est de la forme suivante :

$$s(t) = 1 - \frac{\tau_1}{\tau_1 - \tau_2} e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \frac{\tau_2}{\tau_2 - \tau_1} e^{-\frac{t}{\tau_2}} \quad (3.24)$$

Soit alors une fonction de transfert de la forme

$$\begin{aligned} H_z(s) &= \frac{z^{-1}s + 1}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} \\ &= \frac{1}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} + z^{-1} \frac{s}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} \\ &= H(s) + z^{-1}sH(s) \end{aligned}$$

Sa réponse indicielle est alors la suivante :

$$s_z(t) = s(t) + z^{-1}s'(t) \quad (3.25)$$

Si nous posons $z^{-1} = \tau_t$, $\tau_1 = \tau_n$ et $\tau_2 = 0.5$, nous retrouvons le cas qui nous intéresse. Il nous suffit alors de remarquer la chose suivante pour déterminer expérimentalement la constante τ_t . Vu que l'égalité 3.25 est satisfaite en tout point et que cette fonction possède un maximum aisément identifiable, si nous posons t_{max} le moment où la réponse passe par son extremum, nous obtenons alors l'équation suivante :

$$\tau_t = \frac{s_z(t_{max}) - s(t_{max})}{s'(t_{max})} \quad (3.26)$$

Connaissant la forme de $s(t)$, la constante de temps τ_n et pouvant identifier $s_z(t_{max})$ et t_{max} grâce aux mesures, nous pouvons déterminer τ_t par l'égalité qui suit :

$$\tau_t = \frac{s_z(t_{max}) - \left[1 - \frac{\tau_n}{\tau_n - 0.5} e^{-\frac{t_{max}}{\tau_n}} - \frac{0.5}{0.5 - \tau_n} e^{-\frac{t_{max}}{0.5}} \right]}{\frac{1}{\tau_n - 0.5} e^{-\frac{t_{max}}{\tau_n}} + \frac{1}{0.5 - \tau_n} e^{-\frac{t_{max}}{0.5}}} \quad (3.27)$$

Procédant de la sorte, nous avons identifié la constante pour les mesures utilisables. Il faut noter que les mesures de la température ne montrent pas toutes un dépassement. Nous avons donc rejeté ces mesures. Nous expliquons ce phénomène par l'inertie thermique des pièces métalliques du moteur. Lorsqu'une décélération est effectuée avec un moteur chaud, il existe effectivement un dépassement de température, mais moindre, et qui est masqué par la diminution progressive de celle-ci, le métal cédant de la chaleur en se refroidissant peu à peu. La figure 3.17 présente les résultats.

Nous voyons que le rapport τ_t/τ_n diminue avec l'augmentation du régime. Ce rapport vaut environ 1.94 en moyenne sur la plage observée, ce qui signifie un overshoot de 94 % par rapport à la valeur en régime stabilisé. Bien que ce dépassement soit très bref, vu l'accroissement rapide

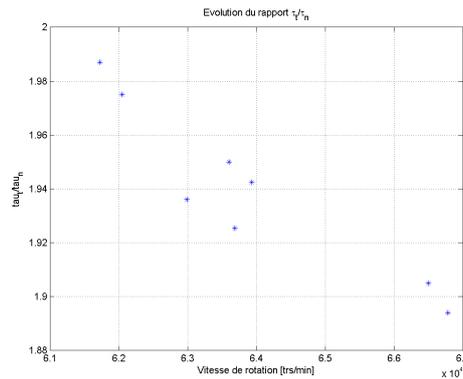


FIG. 3.17 – Evolution de τ_t

du régime de rotation, il montre que les accélérations rapides sont dangereuses et doivent être contrôlées.

En ce qui concerne la prédiction par le modèle, celle-ci est assez éloignée des mesures. En effet, même si la tendance va effectivement vers la diminution, le rapport τ_t/τ_n va de 10.85 à 62000 trs/min jusqu'à 1.05 à 78000 trs/min. Pour ce qui est de ce phénomène, le modèle est donc fortement imprécis. Le gain g_t par contre, est assez bien approché comme nous l'avons remarqué lors de la modélisation. Ainsi, la limitation portant sur ce phénomène devra être contrôlée par une loi suffisamment robuste pour supporter des variations de paramètres importantes, afin de rester valide dans le cas réel.

3.4.3 Identification de g_q et τ_q

Le gain statique peut être déterminé de la même manière que précédemment. Le débit réduit en fonction de la vitesse de rotation est présenté à la figure 3.18.

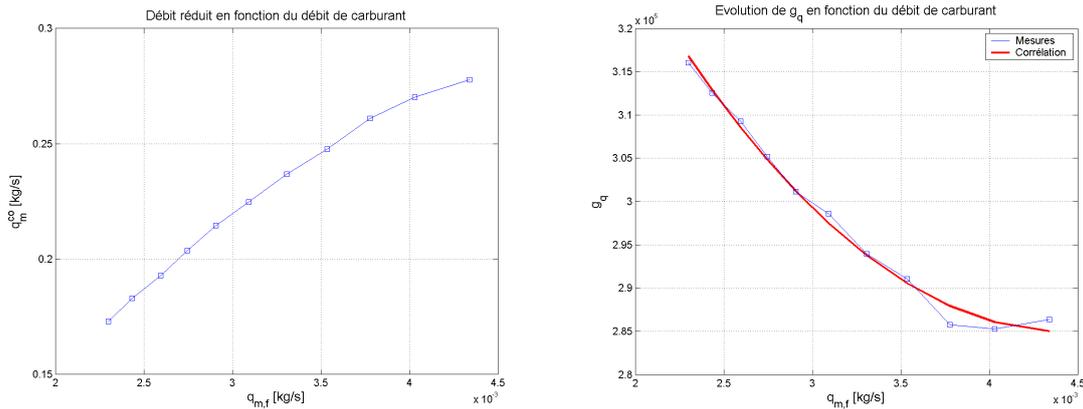


FIG. 3.18 – Débit réduit en fonction du débit de carburant

D'après l'équation 3.20 page 62 et la connaissance de τ_n , nous obtenons la corrélation suivante :

$$g_q = 7.06673 \cdot 10^9 (q_{m,f})^2 - 6.24930 \cdot 10^7 (q_{m,f}) + 4.23156 \cdot 10^5 \text{ [trs.s/min.kg]} \quad (3.28)$$

Passons à présent à la détermination de la constante de temps τ_q . Comme nous en avons discuté dans la section 3.3.3, celle-ci est liée à l'amplitude de la réponse inverse. Avant de poursuivre, visualisons une suite d'une accélération et d'une décélération dans le champ compresseur à la figure 3.19.

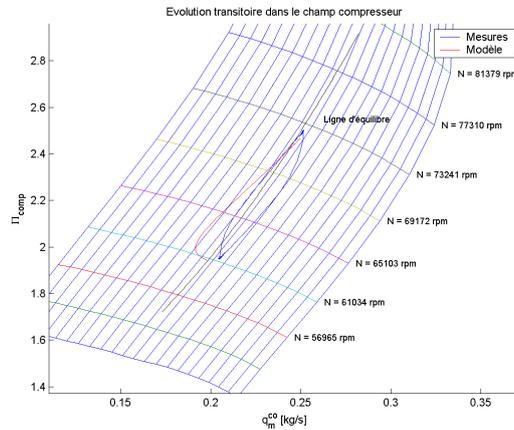


FIG. 3.19 – Evolution transitoire

Nous voyons que le modèle ne prédit pas le même comportement que celui identifié par les mesures. En effet, si les points stabilisés ne sont pas fortement éloignés, le chemin transitoire est par contre assez différent. Dans le cas réel, il ne semble pas y avoir de réponse inverse alors qu'elle est assez marquée par le modèle. Ceci s'explique de la façon suivante.

L'inertie du moteur étant faible, sa constante de temps l'est également, comme nous avons pu nous en rendre compte. Ainsi, lors d'une manoeuvre transitoire, il est à attendre que le point de fonctionnement du moteur ne reste que peu de temps sur une isovitesse. De plus, nous avons remarqué que la fréquence de rafraîchissement des mesures était supérieure à la constante de temps des phénomènes liés à la dynamique des gaz. Par conséquent, ajouté à la faible inertie du moteur, ceci explique pourquoi il est impossible d'observer la réponse inverse du débit réduit. Ainsi, pour pouvoir poursuivre notre étude en toute généralité, nous identifierons la constante de temps τ_q d'après les résultats fournis par le modèle. Il est évident que cette démarche ne caractérise plus complètement le SR-30, mais permet de conférer une dimension supérieure à notre raisonnement. La figure 3.20 présente les résultats virtuels obtenus.

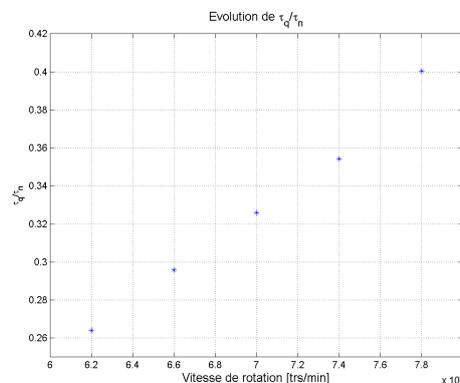


FIG. 3.20 – Evolution de τ_q/τ_n

3.5 Synthèse d'un système de contrôle

Nous connaissons à présent précisément la dynamique des principales grandeurs physiques relatives au moteur. Le fonctionnement du moteur est donc identifié et nous pouvons débiter l'élaboration proprement dite d'un système de contrôle du moteur. Celle-ci va être opérée pas à pas en détaillant le raisonnement suivi au cours de chaque opération. Lors de ce raisonnement, nous ne nous soucierons que très peu des lois de contrôle utilisées, ceci faisant l'objet d'une autre section.

3.5.1 Moteur en boucle ouverte

Pour l'instant, le moteur (dans notre cas, il s'agit du modèle) est contrôlé en boucle ouverte, c'est-à-dire que seul un signal de commande en fuel lui est entré. Le moteur répond alors selon sa dynamique propre pour atteindre une certaine vitesse de rotation. Comme nous l'avons vu, la dynamique de la vitesse de rotation est une fonction du premier ordre. Par conséquent, pour peu que le signal entré corresponde au débit de carburant associé à la vitesse de rotation souhaitée, le moteur va progressivement déplacer son point de fonctionnement pour atteindre l'objectif.

Pour ce faire, il est nécessaire de connaître la valeur du débit de carburant associé à chaque régime moteur le long de la ligne de fonctionnement. Ceci est réalisé aisément à l'aide des mesures effectuées. Dès lors, la commande en vitesse de rotation passe dans un bloc qui transforme celle-ci en commande en débit de carburant qui est alors introduit dans le moteur. Après un certain temps, la vitesse de rotation obtenue équivaut la commande. Cette commande en boucle ouverte est présentée à la figure 3.21, où N est la vitesse de rotation et WFE le débit de carburant.



FIG. 3.21 – Action en boucle ouverte

Sur cette figure est visible un bloc supplémentaire (en jaune). Il s'agit d'un bloc introduisant une dynamique passe-bas d'application du débit de carburant. Celle-ci correspond à la dynamique d'application du carburant, comme nous en avons discuté préalablement.

3.5.2 Ajout d'une action feedback

Le comportement en boucle ouverte dépend uniquement de la dynamique propre du moteur, sans aucune action possible dessus. Afin d'améliorer la vitesse de réponse notamment, ou encore la résistance aux perturbations extérieures, la nécessité première est d'ajouter une boucle de contrôle au moteur. En effet, c'est bien là la base de toute régulation, il faut fermer la boucle. Ainsi, considérons le signal de sortie du moteur, qui représente la vitesse de rotation à chaque instant. Ce signal est alors soustrait du signal de commande, c'est-à-dire de la vitesse de rotation souhaitée par l'utilisateur. La différence obtenue constitue l'erreur de commande. Celle-ci entre ensuite dans un bloc représentant une loi de contrôle. De ce bloc sort une commande de correction en terme de débit de carburant à injecter. Cette correction est alors ajoutée à la valeur donnée par l'action en boucle ouverte puis est injectée dans le moteur. Le bloc diagramme représentant le nouveau dispositif est présenté à la figure 3.22.

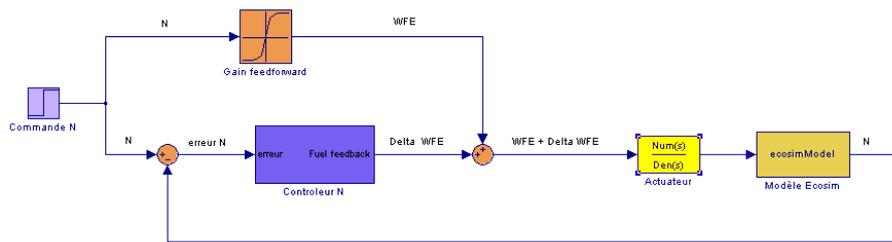


FIG. 3.22 – Ajout d'une action boucle fermée

Le contrôleur ainsi élaboré est constitué d'une action feedforward et d'une action feedback. Toutes deux sont nécessaires. En effet, le feedback permet d'accroître sensiblement la vitesse de réponse du moteur et sa robustesse face aux incertitudes et aux perturbations, c'est-à-dire qu'il permet de modifier la dynamique du système. Ainsi, des performances améliorées peuvent être obtenues, comme nous le souhaitons. Cependant, une action feedforward est nécessaire. Pour le comprendre, il faut d'ores et déjà noter que la loi de contrôle implémentée comporte une action intégrale pour bénéficier de sa propriété d'annuler l'erreur statique. Cependant, cette action intégrale, pour être efficace, nécessite d'être de faible importance. Dans le cas contraire, la partie intégrale gardant en mémoire l'erreur de commande, il faut un certain temps pour que son action s'estompe et pénalise donc la rapidité du système. Pour éviter cet inconvénient, il est nécessaire que l'erreur de commande soit faible. Pour ce faire, il est intéressant d'utiliser une action feedforward qui agit comme un générateur de trajectoire, laissant le soin à l'action feedback d'améliorer le transitoire et de corriger les erreurs dues aux incertitudes et aux perturbations.

3.5.3 Prise en compte des limites du moteur

Dans la section consacrée au listing des limites physiques du moteur, nous avons retenu les contraintes suivantes : vitesse de rotation maximum, vitesse minimum, quantité de carburant minimum, débit de fuel maximum, EGT maximum, débit réduit minimum et débit réduit maximum. Ces sept limites doivent être incluses dans le contrôleur pour que, à tout instant, l'ensemble des grandeurs physiques caractérisant le point de fonctionnement courant soit admissible, c'est-à-dire que chaque contrainte soit respectée. Pour ce faire, il est nécessaire de connaître le comportement de chaque grandeur soumise à une limite, ceci a été l'objet d'une section précédente. Nous sommes donc à même d'inclure ces contraintes dans le dispositif de contrôle.

Dans l'état actuel des choses, le contrôleur calcule la quantité de carburant qu'il faut injecter pour satisfaire la commande dans les plus brefs délais. Cependant, il se peut que le débit de fuel soit tel qu'il y ait franchissement d'une limite. Pour éviter ceci, il est nécessaire de calculer, pour chaque contrainte, la quantité de carburant qui mènerait à sa violation. Pour ce faire, il faut avoir des informations sur chaque grandeur soumise à une borne. Ainsi, des capteurs sont nécessaires pour mesurer, outre la vitesse de rotation et le débit de carburant, la température de sortie de la tuyère et le débit traversant le moteur. Dans un premier temps, nous admettons que nous disposons de ces capteurs et que leurs performances permettent d'obtenir une mesure précise et très rapide.

Chaque signal est alors comparé à la valeur de la borne, leurs différences étant effectuées. Pour chaque limite, nous obtenons ainsi un signal d'erreur. Celui-ci entre et passe ensuite à travers une loi de contrôle qui calcule la quantité de carburant nécessaire pour annuler cette

erreur, c'est-à-dire pour atteindre la borne, et ce, le plus rapidement possible. Il est clair que chacune de ces lois de contrôle devra comprendre un terme intégrateur afin d'annuler l'erreur statique. Il est en effet essentiel que la quantité de carburant calculée ne mène pas à une violation d'une contrainte. La figure 3.23 reprend le bloc diagramme du nouveau système de contrôle.

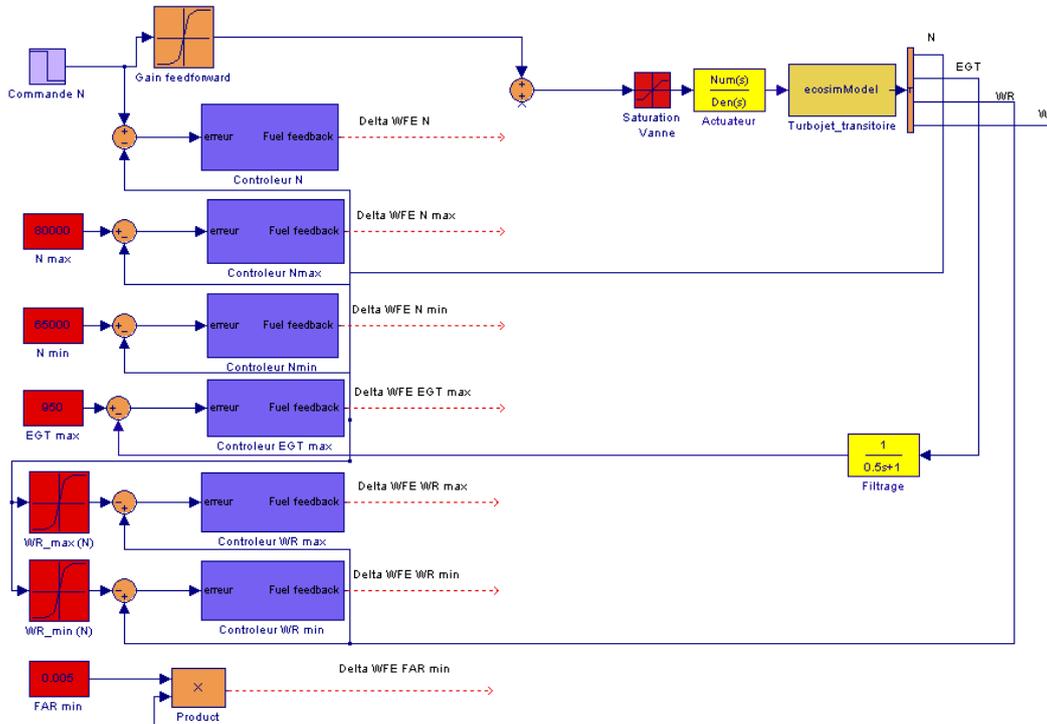


FIG. 3.23 – Prise en compte des limites du moteur

Chacune des sept limites est visible sur cette figure (blocs rouges). En ce qui concerne la vitesse maximum, la vitesse minimum et la température maximum, il s'agit d'une simple différence entre la valeur courante et la valeur limite³. Pour les limitations sur le débit réduit par contre, la limite dépend du point de fonctionnement. En effet, comme cela est visible sur la figure 3.6 page 61, la ligne de pompage ne correspond pas à une valeur de débit réduit fixée, mais dépend du régime moteur. C'est pourquoi l'information sur la vitesse de rotation arrive à ces deux blocs. Ensuite, la limite inférieure sur le débit de carburant dépend du débit, puisqu'elle consiste en fait en une borne inférieure sur le FAR. L'information sur la valeur du débit est donc menée à ce bloc. Enfin, la limite sur le débit de carburant maximal pouvant être vu comme une simple saturation de la vanne, c'est un bloc correspondant qui est ajouté. Cette borne est donc traitée différemment. Ainsi, il sort maintenant des sept blocs de contrôle sept valeurs de débit de carburant. Il convient donc de choisir quelle sortie va être ajoutée à la valeur feedforward avant commande de la vanne. Ceci est l'objet de la section suivante.

³Notons qu'un filtre passe-bas de constante de temps égale à une demi-seconde est placé entre le signal de température de sortie du moteur et l'exploitation de ce signal, comme nous en avons discuté dans la section 3.4.2.

3.5.4 Logique de sélection de la limitation active

Parmi toutes les sorties des blocs de contrôle, il convient de privilégier celle correspondant à la commande. Les autres sorties, associées aux bornes, ne seront activées que si le débit de carburant calculé par le bloc principal est tel qu'une limite serait franchie. Il faut donc comparer chaque Δ_{WFE} à celui provenant de la commande utilisateur. Il s'ensuit toute une logique de sélection. Celle-ci est représentée à la figure 3.24.

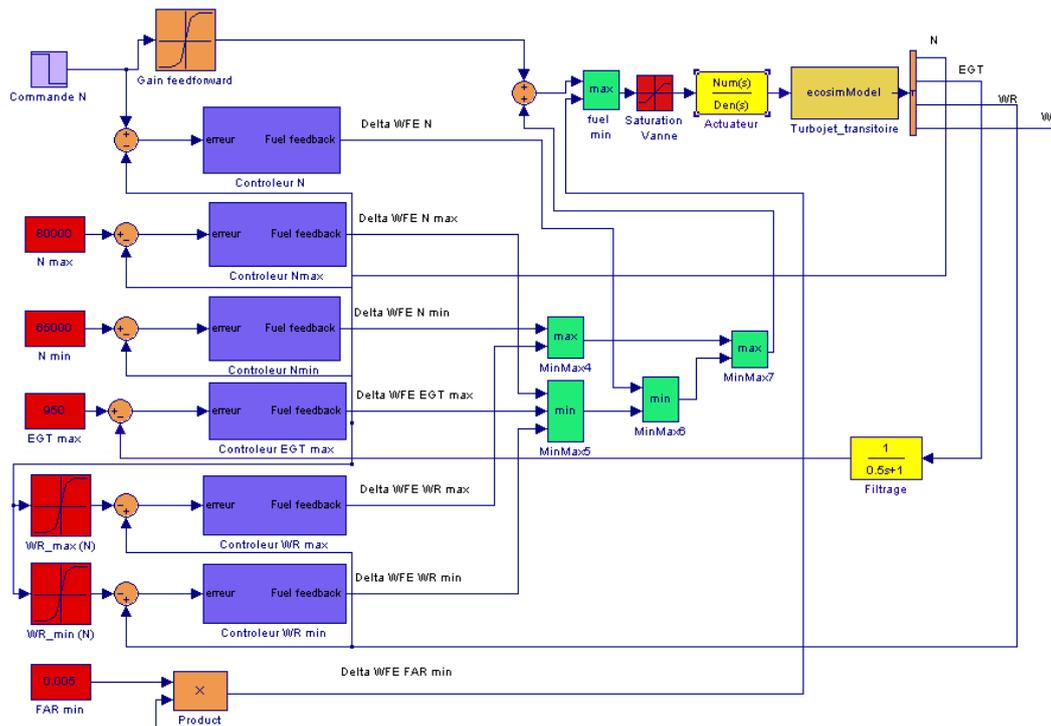


FIG. 3.24 – Logique de sélection

Une première sélection est opérée entre les débits minimaux, qui passent à travers une sélection de maximum. Ceux-ci sont les débits provenant de N_{min} et de q_{max}^{co} . S'il est aisé de comprendre que la quantité de carburant associée au régime minimum est une borne inférieure, il est moins facile de comprendre pourquoi la borne sur le débit réduit maximum l'est aussi. Ceci provient tout simplement de la réponse inverse associée à la dynamique du débit que nous avons pu découvrir précédemment. En effet, lors d'une décélération, le point de fonctionnement se rapproche de la ligne correspondant au débit réduit maximum. Par conséquent, il faut limiter par une borne inférieure le débit de carburant pour ne pas décélérer trop vite. La même remarque est à faire pour le débit réduit minimum qui consiste en une borne supérieure.

Ensuite, une sélection est opérée entre les bornes maximales, chaque valeur de la correction passant à travers une sélection de minimum. Nous disposons alors de deux bornes sur la correction : l'une inférieure et l'autre supérieure. Le débit associé à la commande utilisateur est alors comparé successivement à ces deux bornes. Il en ressort s'il est dans le domaine admissible. Dans le cas contraire, la correction imposée correspond à une limite. La sortie de ce bloc de sélection est ensuite ajoutée au débit feedforward. Il reste alors à prendre en compte les limites sur la valeur du débit total. En effet, à la différence des limites sélectionnées, les bornes sur la valeur totale du débit de carburant ne peuvent être appliquées que sur la somme du débit feedforward et de la correction, puisque c'est cette somme qui représente la

commande de carburant. Il s'ensuit alors une simple sélection entre les bornes minimum et maximum.

3.5.5 Ajout d'un dispositif anti-windup

L'introduction de limitations sur la quantité de carburant peut amener des problèmes au niveau du contrôleur si rien n'est fait. En effet, comme nous l'avons déjà dit, chacune des lois de contrôle comprendra un terme intégrateur du type

$$K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (3.29)$$

où $e(\tau)$ est le signal d'erreur et K_i le gain de l'intégrateur.

Ainsi, chaque bloc calcule une quantité de carburant qui mènerait à sa référence. Cette quantité est ensuite comparée aux autres et éventuellement sélectionnée. Prenons le cas du contrôleur de la commande utilisateur. Si la quantité de fuel calculée est telle qu'une limite serait excédée, elle n'est pas choisie. Ceci est équivalent à une saturation de l'actionneur. Ainsi, la boucle fermée est interrompue, le contrôle s'effectuant en boucle ouverte puisque la sortie de l'élément saturant n'est plus influencée par son entrée. Il s'ensuit que le terme intégrateur augmente alors fortement, l'erreur étant permanente (cfr expression 3.29), il s'agit du phénomène de windup. La conséquence ultime de ceci peut être l'instabilité. Cependant, dans le cas de turboréacteurs, vu leur importante stabilité, cela ne se produit pas. Par contre, après la fin de la saturation de l'actionneur, il faut un certain temps pour que le terme intégral diminue, ralentissant ainsi le système et dégradant fortement les performances. Un exemple comparatif est présenté à la figure 3.25. Il montre le comportement du système en boucle ouverte, en boucle sans limitation et avec limitation sans dispositif anti-windup. Le débit de carburant calculé par le contrôleur et le débit réellement injecté y sont également visibles.

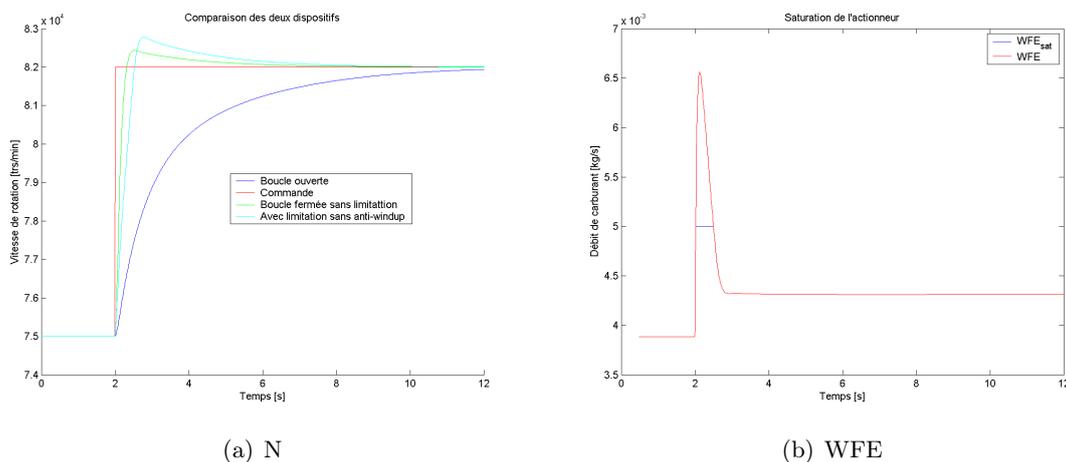


FIG. 3.25 – Comparaison de différents cas

Nous constatons bien ce qui a été dit. Lorsque la vanne sature lors de l'accélération, outre la montée en régime plus lente, le terme intégrateur croît et met ensuite un certain temps à diminuer, causant un overshoot et ralentissant la dynamique du système. Il convient donc d'ajouter un système anti-windup pour améliorer le comportement du système. Ce phénomène peut être évité en conservant le terme intégral à une valeur limitée de telle manière que le

contrôleur soit prêt à reprendre une activité normale dès la fin de la saturation. Il faut donc rajouter au contrôleur un terme qui empêche l'intégrateur d'accumuler l'erreur lorsque le signal de sortie calculé est différent de celui réellement amené au moteur. Ceci est réalisé pour un système Proportionnel Intégral (PI) grâce au système visible à la figure 3.26.

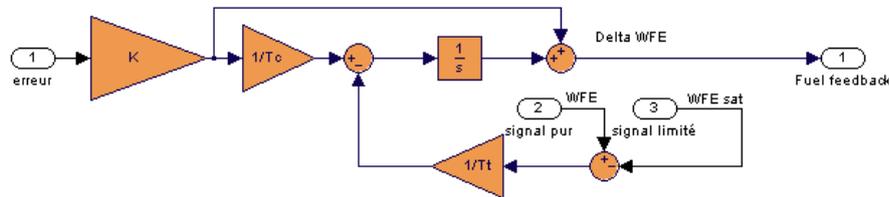


FIG. 3.26 – Dispositif anti-windup

Considérons WFE le signal pur, c'est-à-dire soumis à aucune limitation et WFE_{sat} le signal soumis à une borne. Lorsqu'il n'y a aucune saturation, $WFE = WFE_{sat}$ et le terme soustrait est nul. Par contre, lorsque la borne est active, $WFE - WFE_{sat}$ est différent de zéro. Cette erreur passe alors à travers un gain $\frac{1}{T_t}$ avant d'être soustraite au gain intégral. Cette configuration fonctionne quelle que soit la nature de la borne atteinte, inférieure ou supérieure. Il reste alors à choisir la valeur de la constante de temps T_t . Idéalement, celle-ci doit être telle que le contrôleur engendre, en-dehors de la saturation, une trajectoire identique à celle suivie par le système libre de toute limitation. Ainsi, la saturation aura pour seul effet de ralentir la montée en régime. Pour comprendre l'influence du paramètre de réglage, regardons la figure 3.27 qui présente les trajectoires suivies pour plusieurs valeurs de T_t .

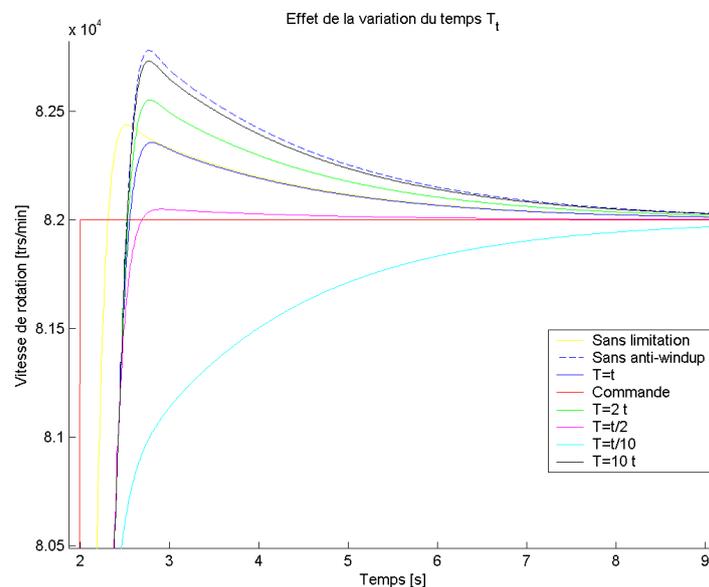


FIG. 3.27 – Influence de la constante de temps T_t

Nous y voyons que pour une certaine valeur t du paramètre, l'objectif est atteint. Par contre, si celle-ci augmente, l'ampleur du signal soustrait diminue et une partie de l'erreur continue donc à être intégrée. Pour T_t tendant vers l'infini, l'effet devient bien sûr équivalent à une absence de dispositif. A l'opposé, lorsque la constante de temps diminue, la différence peut

devenir négative et mener à un terme intégral de valeur opposée, ralentissant aussi la montée en régime. La valeur optimale t est donc une valeur intermédiaire qui permet de minimiser le temps de réponse. Le choix communément adopté pour la valeur du paramètre T_t est de l'égaliser à la constante T_c du terme intégral (cfr référence [17]). C'est par cette technique qu'a été choisie la valeur t qui semble donner les meilleurs résultats. Dans la suite, nous utiliserons systématiquement cette condition pour calculer la valeur de T_t .

Le raisonnement effectué ici est valable pour tous les blocs limitatifs, chacun de ceux-ci comprenant un intégrateur. Un dispositif anti-windup sera donc associé à chacun d'eux. Un contrôleur type a donc les bornes d'entrée présentées à la figure 3.28, c'est-à-dire trois bornes d'entrée (erreur de régulation, WFE , WFE_{sat}) et une borne de sortie (débit de carburant calculé).



FIG. 3.28 – Contrôleur type

Maintenant que nous avons posé les bases du contrôleur et que nous avons identifié la dynamique du moteur, nous sommes en mesure de passer au choix des lois de contrôle.

3.6 Choix des lois de contrôle

3.6.1 Position du problème

La synthèse des lois de contrôle constitue le noeud du problème. En effet, ce sont elles qui vont déterminer le comportement en boucle fermée du système. Elles doivent donc permettre de répondre aux exigences d'un tel contrôleur. Celles-ci sont multiples.

Premièrement, elles doivent répondre à l'objectif principal de l'ajout d'une boucle fermée, à savoir diminuer les temps de réponse.

Deuxièmement, il est essentiel que la valeur de commande soit atteinte précisément. Autrement dit, il faut que l'erreur statique soit nulle. Cette valeur doit également être obtenue avec un minimum de dépassement.

Troisièmement, nous désirons que le moteur puisse fonctionner, lors de son parcours transitoire, à proximité des limites afin de tirer les performances maximales du moteur. Il est aussi crucial que ces bornes ne soient jamais dépassées.

Quatrièmement, le système bouclé doit pouvoir résister aux perturbations extérieures. Il devra par exemple être capable de résister à une perturbation de la charge en carburant, dans l'éventualité d'un dysfonctionnement du système d'alimentation.

Dernièrement, il devra être stable par rapport à l'apparition de bruit de mesure, indissociable du fonctionnement réel. L'exigence sera donc que les performances soient conservées ou du moins peu détériorées.

Cette section va s'organiser comme suit. Dans un premier temps, nous synthétiserons des lois de contrôle permettant de répondre aux quatre premiers objectifs posés. Ceci constituera la base de l'étude, bien qu'étant un cas idéal. Nous introduirons alors du bruit de mesure dans la suite et observerons l'incidence de celui-ci sur les performances du contrôleur. Nous l'adapterons alors si nécessaire pour conserver un niveau de performance satisfaisant.

3.6.2 La vitesse de rotation

Le contrôle de cette grandeur est très important puisqu'elle constitue l'image de la poussée, qui est à l'origine même de la nécessité d'une régulation. Il convient donc d'effectuer un design très précis et très performant sur la vitesse. Ainsi, il est nécessaire que cette régulation réponde aux exigences citées : la diminution du temps de réponse, une erreur statique nulle, un dépassement minimum et un rejet rapide des perturbations. En résumé, nous désirons synthétiser un contrôle optimal et robuste. Il est donc tout naturel de nous orienter vers une méthode de minimisation d'un indice de performance. Nous allons choisir l'indice ITAE ("Integral of Time multiplied by Absolute Error"), soit

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (3.30)$$

où t est le temps, T est un temps suffisamment long pour que le système approche une valeur stabilisée et $e(t)$ est l'erreur de régulation. Cet indice permet de pondérer l'erreur par le temps, ce qui donne un poids similaire à une erreur initiale importante et à une erreur plus faible mais tardive. Ce choix est basé sur les excellents résultats que fournit cet indice de performance, résultats présentés dans la référence [12].

Il reste alors à choisir la loi de contrôle. Etant donné l'exigence d'erreur statique nulle, il est normal d'utiliser un terme intégral. Ensuite, vu qu'un dépassement limité est requis, l'ajout d'un terme dérivateur est nécessaire. Il en résulte naturellement que la loi utilisée sera un PID. Nous utiliserons les deux formes canonique suivantes, en fonction de la variable de Laplace :

$$PID = K \left(1 + \frac{1}{T_c} \frac{1}{s} + K_d s \right) \quad (3.31)$$

$$PID = \frac{K_3 s^2 + K_1 s + K_2}{s} \quad (3.32)$$

Le passage de la forme 3.32 à la forme 3.31 est opéré grâce aux relations suivantes :

$$K = K_1 \quad T_c = \frac{K_1}{K_2} \quad K_d = \frac{K_3}{K_1} \quad (3.33)$$

Nous connaissons maintenant la loi utilisée ainsi que l'indice de performance. Nous allons donc pouvoir établir le design optimal pour la manoeuvre utilisée dans notre cas, à savoir des échelons de commande, selon la méthode préconisée dans la référence [12].

Soit la fonction de transfert du système à contrôler⁴ suivante :

$$G(s) = \frac{g}{\tau_n s + 1} \times \frac{1}{0.2s + 1} \quad (3.34)$$

pour laquelle nous utiliserons un gain g unitaire dans la suite pour simplifier la démarche. Celui-ci sera pris en réalité égal à la moyenne du gain sur la plage de fonctionnement, à savoir

⁴Système qui inclut la vanne de carburant et donc sa dynamique.

$g=5 \cdot 10^{-8}$. Ce gain varie en réalité entre $4.6 \cdot 10^{-8}$ et $5.4 \cdot 10^{-8}$. La décision de prendre une valeur moyenne peut sembler approximative. Il n'en est cependant rien, notre objectif étant de synthétiser un contrôleur robuste, dont l'influence de la méconnaissance des paramètres du système sur les performances sera très faible. Notre démarche se justifie donc, comme nous le prouverons par la suite, et il n'est pas nécessaire de procéder à du "gain scheduling". La constante de temps τ_n , quant à elle, sera prise égale à 1.639.

Il faut ensuite déterminer les gains K_1 , K_2 et K_3 de l'équation 3.32. Pour ce faire, écrivons la fonction de transfert du système en boucle fermée $T(s)$.

$$T(s) = \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)} = \frac{1}{0.2 \tau_n} \frac{K_3 s^2 + K_1 s + K_2}{s^3 + \left(\frac{\tau_n + 0.2 + K_3}{0.2 \tau_n}\right) s^2 + \left(\frac{K_1 + 1}{0.2 \tau_n}\right) s + \frac{K_2}{0.2 \tau_n}} \quad (3.35)$$

D'après la référence [12], les coefficients de l'équation caractéristique qui mènent à une minimisation de l'indice ITAE pour un échelon de commande sont les suivants :

$$s^3 + 1.75\omega_n s^2 + 2.15\omega_n^2 s + \omega_n^3 \quad (3.36)$$

Il nous est alors nécessaire de choisir une fréquence ω_n qui reflète la vitesse de réponse souhaitée du système bouclé. Pour ce faire, nous utilisons la formule suivante, approximative dans notre cas :

$$T_s = \frac{4}{\xi \omega_n} \quad (3.37)$$

où T_s est le temps d'établissement souhaité et ξ le pourcentage d'amortissement, inconnu. Nous choisissons $T_s = 0.625$ s et prenons $\xi = 0.8$. Ceci nous fournit une fréquence $\omega_n = 8$ rad/s.

Sur base de ceci, nous pouvons alors déterminer les gains K_1 , K_2 et K_3 par comparaison des équations 3.35 et 3.32, qui donne les relations ci-dessous.

$$K_1 = 0.2 \tau_n 2.15 \omega_n^2 - 1 \quad (3.38)$$

$$K_2 = 0.2 \tau_n \omega_n^3 \quad (3.39)$$

$$K_3 = 0.2 \tau_n 1.75 \omega_n - 0.2 - \tau_n \quad (3.40)$$

Nous obtenons alors le diagramme de Bode en boucle fermée présenté à la figure 3.29.

Nous voyons clairement sur le diagramme de Bode que la fréquence de résonance vaut 8 rad/s, soit la fréquence du compensateur. Le lieu des pôles, quant à lui, montre que les pôles les plus lents sont faiblement amortis. Il s'ensuit un dépassement non négligeable accompagné d'oscillations, comme le montre la figure 3.30.a.

Pour s'affranchir de ce défaut de design, il suffit paradoxalement d'augmenter le gain, de sorte que les pôles se déplacent vers des zones d'amortissement plus important sur le lieu inchangé. Nous obtenons alors le lieu des pôles et le diagramme de Bode en boucle fermée présenté à la figure 3.31 pour une multiplication par 4 du gain. Dorénavant, nous procéderons de la sorte systématiquement.

Le résultat de la modification est visible à la figure 3.30.b. Nous y voyons clairement que le dépassement a diminué, puisqu'il n'est plus maintenant que de 5 % au lieu de 10 %. Les

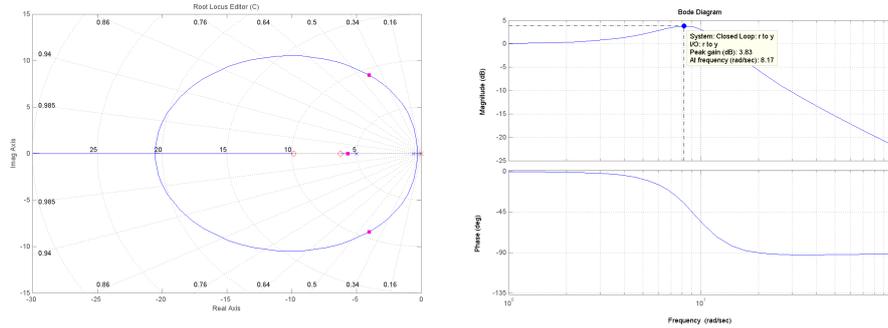


FIG. 3.29 – Lieu des pôles et diagramme de Bode en boucle fermée

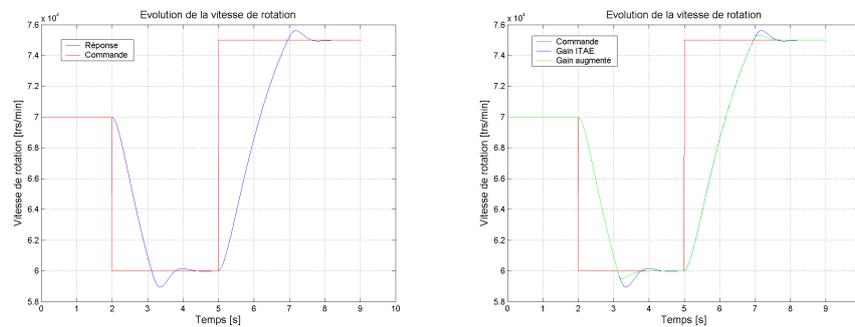


FIG. 3.30 – Manoeuvres transitoires

oscillations ont également disparu. En ce qui concerne le temps d'établissement, il est de 3 secondes pour une accélération de 60000 trs/min à 75000 trs/min, alors qu'il est de 7 secondes en boucle ouverte.

Le dépassement a été diminué, mais reste présent. Ceci ne provient cependant plus cette fois uniquement de la loi de contrôle. L'origine de ce dépassement est cette fois le phénomène de windup. En effet, il apparaît ici car la vanne reste trop longtemps saturée, comme le montre la figure 3.32.a. Pour résoudre ce problème, il suffit de diminuer la constante d'anti-windup. Après divers essais, nous sommes arrivés à la valeur de $T_c/1.6$. Les résultats sont visibles à la figure 3.32.b. Nous y voyons que le dépassement est à présent quasiment inexistant.

Pour terminer, afin de rendre compte de l'amélioration du temps de réponse du moteur, exigence principale, nous présentons la figure 3.33 qui compare les réponses en boucle ouverte et en boucle fermée.

S'il est évident de constater que le comportement en boucle fermée est très sensiblement accéléré, il est aussi très intéressant de remarquer que le système obtenu est très rapide et ne présente quasiment pas de dépassement. Ainsi, la loi synthétisée permet d'obtenir les avantages de la boucle fermée sans l'inconvénient précité.

Dans ce qui suit, nous allons tout d'abord étudier l'influence du choix de la fréquence ω_n du contrôleur. Nous vérifierons ensuite la robustesse de la loi de contrôle par rapport aux variations des paramètres du système. Pour terminer, nous testerons le rejet de perturbation.

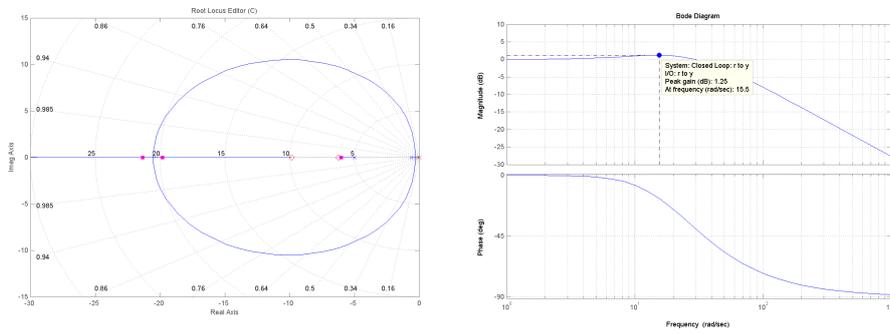


FIG. 3.31 – Lieu des pôles et diagramme de Bode en boucle fermée après rectification des gains

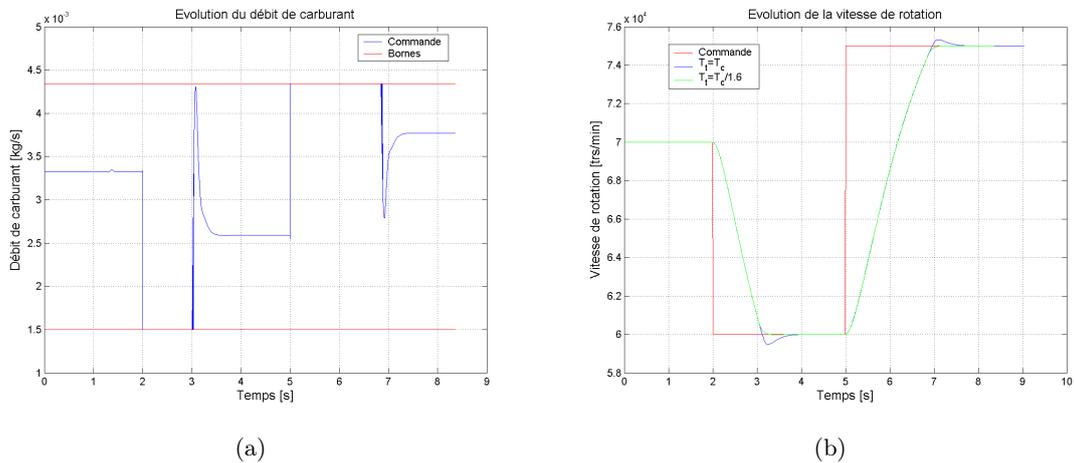


FIG. 3.32 – Adaptation de a constante du dispositif anti-windup

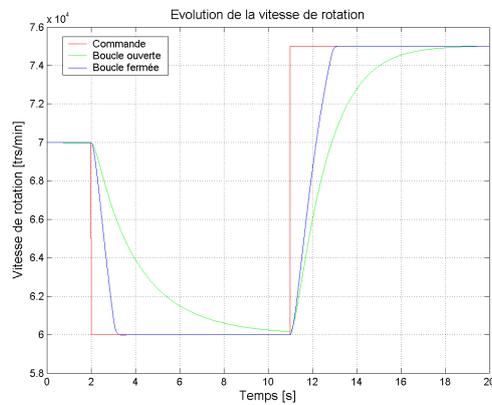


FIG. 3.33 – Comparaison entre les boucles ouverte et fermée

Influence du choix de ω_n

La fréquence ω_n exprime la rapidité de réponse et est donc liée au temps d'établissement⁵. Ainsi, plus la fréquence augmente, et plus il est à attendre que le système devienne rapide. Examinons le comportement de ce dernier pour quatre valeurs du paramètre à la figure 3.34.

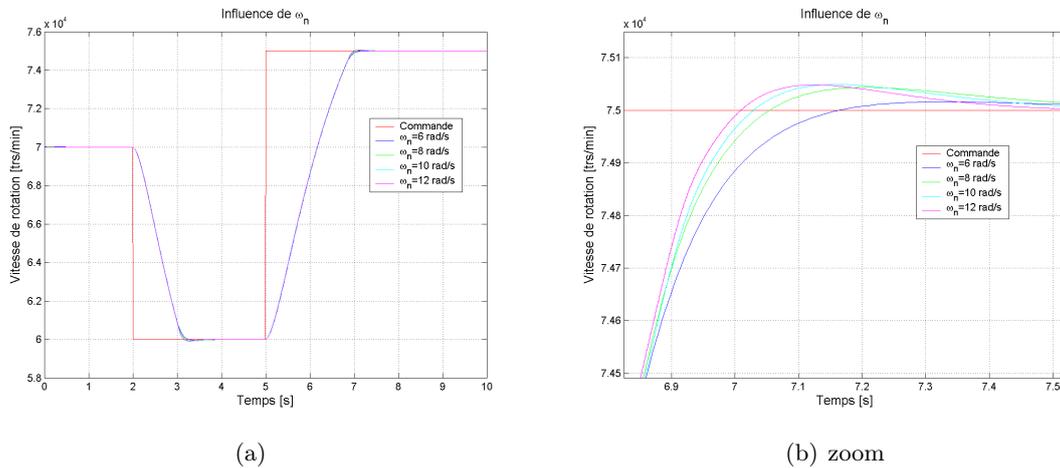


FIG. 3.34 – Influence de ω_n pour des valeurs de 6, 8, 10 et 12 rad/s

Nous voyons que la dynamique globale reste très sensiblement la même pour les quatre valeurs examinées. En effet, les vitesses de réponse sont presque constantes, malgré une amélioration logique avec l'augmentation de la fréquence du contrôleur. Il apparaît également du dépassement avec les fréquences les plus élevées. Si cela est logique, il peut néanmoins être écarté par l'adaptation de la constante du dispositif anti-windup et ne constitue donc pas un obstacle. Nous pouvons conclure que du fait de la technique de synthèse de la loi de contrôle, l'amélioration n'est pas sensible, l'exploitation de la gamme de débit de carburant étant déjà presque maximale. Ainsi, la dynamique reste limitée par l'effort de commande et la valeur choisie s'avère donc optimale.

Robustesse face aux variations des paramètres du système

Pour étudier la robustesse du système en boucle fermée par rapport à une méconnaissance du système, nous allons agir sur le seul paramètre dynamique à notre disposition, c'est-à-dire l'inertie de l'attelage compresseur-turbine. Les résultats pour des valeurs de 75%, 100% et 125% de l'inertie supposée sont présentés à la figure 3.35.

Nous voyons que plus l'inertie est importante et plus le temps d'établissement augmente, conformément à l'intuition. Cependant, même si le temps d'établissement varie, le comportement reste identique. La connaissance précise du comportement du moteur n'est donc pas requise. Ceci montre que la méthode de design fournit de bons résultats tant du point de vue performances que robustesse.

Cette constatation est renforcée par l'observation que le comportement du système en boucle fermée est le même sur toute la plage observée, et ceci malgré le fait que le compensateur a été choisi sur base d'un gain constant entre la vitesse de rotation et le débit de carburant.

⁵Notons que celle-ci ne représente plus exactement la fréquence propre du système en boucle fermée dans la mesure où nous utilisons un gain majoré pour le design du contrôleur. Elle en reste cependant une image.

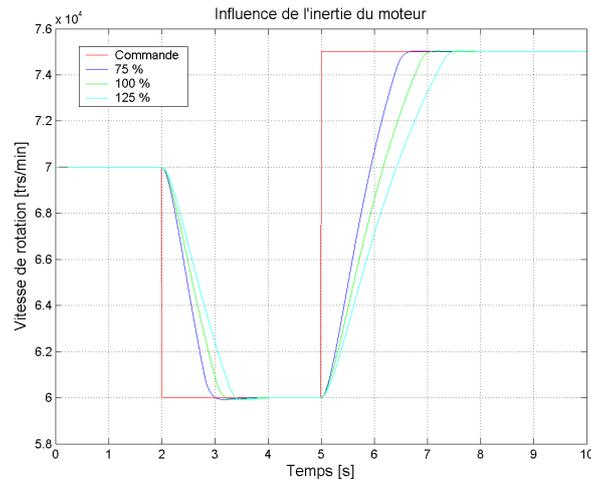


FIG. 3.35 – Influence de la dynamique propre du moteur

Cette double constatation consiste en une preuve qu'il n'est pas nécessaire de prendre en compte la variation des paramètres dans la plage de fonctionnement. Une pratique de "gain scheduling" s'avère donc inutile.

Rejet de perturbation

Avant de passer à la suite, il nous reste un point à examiner pour prouver définitivement la robustesse du contrôleur : le rejet de perturbation. Pour ce faire, nous allons introduire une perturbation de la charge en augmentant le débit de carburant de 0.5 g/s, ce qui constitue une perturbation très importante comparativement au débit maximal est 4.3 g/s. La figure 3.36 montre le comportement du moteur en boucle fermée et en boucle ouverte.

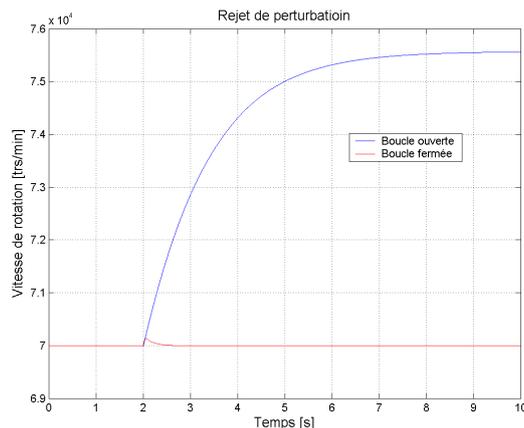


FIG. 3.36 – Rejet d'une perturbation de charge

Nous voyons sur cette figure un rejet rapide et une variation du régime moteur de 140 trs/min, soit une variation relative à celle en boucle ouverte de 2.5 %. Cette résistance est tout à fait satisfaisante et termine de montrer la robustesse du compensateur.

Cette étude du rejet de perturbation est très importante car elle prouve que le compensa-

teur est apte à garantir la stabilité du système face à un mauvais fonctionnement de la vanne de carburant. Or, comme nous l'avons déjà mentionné, celle-ci semble poser des problèmes de répétabilité, c'est-à-dire qu'il n'y a pas biunivocité entre la position de la manette des gaz et le carburant réellement injecté. Ce contrôleur devrait donc permettre de résister à cette nuisance. Aussi, la preuve est apportée que le système résistera au bruit engendré par les légères variations d'injection de carburant qui sont inévitables.

Nous pouvons donc conclure que le compensateur élaboré est suffisamment robuste que pour résister aux perturbations et aux erreurs de modélisation tout en conservant un niveau de performance élevé.

Pour terminer, il nous reste à discuter des valeurs limites de la vitesse de rotation. Nous l'avons expliqué, il existe une borne maximale et une borne minimale au régime moteur. Nous avons également dit qu'il était nécessaire d'inclure deux blocs limitatifs pour celles-ci. Cependant, au vu de la qualité de la dynamique du compensateur (i.e. la quasi absence de dépassement), il ne s'avère pas essentiel de placer de la dynamique au sein de ces blocs. En effet, deux bornes statiques placées en aval de la commande suffiront pour établir les limites. C'est donc de cette manière que nous procéderons dans la suite.

3.6.3 Le débit réduit

Abordons à présent la première limite dynamique. Les exigences sont ici quelque peu différentes. Le contrôle sur une limite doit être extrêmement rapide, particulièrement sur une grandeur telle que le débit réduit. La réponse de ce bloc limitatif ne doit, de plus, pas comporter d'erreur statique, pour éviter de dépasser la borne, ou de ne pas exploiter au maximum les performances du moteur. Dans le cas du débit réduit, nous allons voir que ces exigences peuvent être satisfaites à l'aide d'un compensateur moins complexe que le précédent. S'il est clair qu'un terme intégral est nécessaire pour annuler l'erreur statique, un terme dérivé ne l'est pas quant à lui. Nous allons donc montrer qu'un contrôleur PI répond aux demandes formulées.

Rappelons la forme de la fonction de transfert liant le débit réduit au débit de carburant :

$$G(s) = \frac{g_n}{g_q} \left[\frac{1 - \tau_q s}{1 + \tau_n s} \right] \quad (3.41)$$

Le contrôle du zéro dans le demi-plan complexe de droite passe par l'ajout d'un zéro dans le demi-plan de gauche pour y attirer le lieu des pôles, outre le pôle en zéro pour annuler l'erreur statique. Par un choix de gain ($g=32$) et de position du zéro correct ($z=-4.5$), nous obtenons la réponse indicielle présentée à la figure 3.37.

Elle montre un temps d'établissement très court de seulement 0.1 seconde et un très faible dépassement. De plus, elle ne présente pas de réponse inverse mais une montée presque monotone vers la valeur statique, ce qui garantit une activation très rapide de la limitation et sans enfreindre la frontière du domaine admissible. Cette loi de contrôle semble donc adaptée à l'objectif. C'est ce que nous allons vérifier à l'aide du modèle. Pour cela, nous imposons d'une part une limite supérieure au débit, bien qu'elle n'ait pas une grande signification physique, et d'autre part une ligne de pompage fictive. Pour cette dernière, nous présentons plusieurs formes : une arrondie centrée en 68000 trs/min, une beta-line, une cassure à 67500 trs/min et son inverse. Les résultats sont visibles à la figure 3.38. Chaque limitation active est indiquée par une couleur : noir pour la borne supérieure sur le débit de carburant, jaune pour la richesse minimale, turquoise pour le débit réduit maximum et mauve pour le débit réduit minimum.

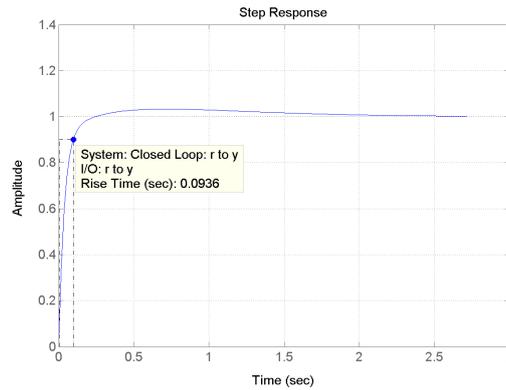


FIG. 3.37 – Réponse indicielle du bloc limitatif

Nous observons à la figure 3.38.a que le fonctionnement sans borne sur le débit réduit est limité par la vanne, au travers du débit maximal, et par le risque d’extinction au travers du FAR minimal que nous avons posé à 0.5 %.

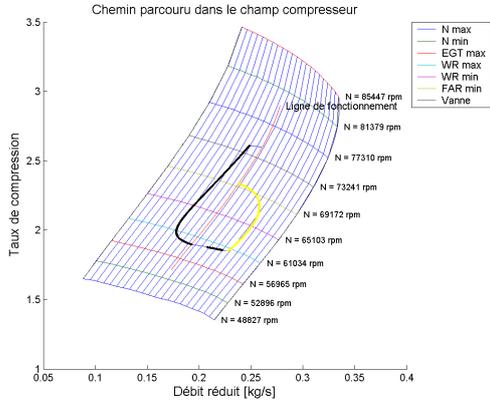
La figure 3.38.b prend en compte une limite supérieure sur le débit, comme toutes les suivantes. Elle montre le respect de la borne imposée et l’exploitation maximale des possibilités puisque la limite est longée tout au cours de la décélération, excepté au début où un léger dépassement est visible. Cette figure présente aussi une limitation réaliste de débit réduit minimal, à savoir la ligne de pompage. Le contournement de la zone dangereuse est frappant et effectué de manière optimale en l’approchant au maximum, avec la même constatation de léger dépassement. Le contrôleur semble donc répondre aux critères fixés.

La figure suivante montre le même enseignement que la limite supérieure, c’est-à-dire un suivi régulier de la limite imposée. Les figures 3.38.d et 3.38.e présentent ensuite un cas peu réaliste, la forme de la ligne de pompage étant peu physique, mais permet de montrer que le contrôleur adapte en permanence le débit de carburant à la limite en cours, et qu’il ne suit aucunement un chemin pré-tracé. Ces deux figures montrent également une limite du contrôleur : il ne peut pas anticiper la variation brutale de la borne. Ceci est parfaitement logique et ne constitue en rien un obstacle. En effet, nous voyons que l’adaptation du débit de carburant est suffisamment rapide pour que la frontière du domaine admissible soit peu dépassée. Ainsi, pour peu que la frontière ne soit pas excessivement saccadée, le contournement est respecté. Le bloc limitatif est donc parfaitement adapté à une exploitation maximale des performances du moteur en toute sécurité.

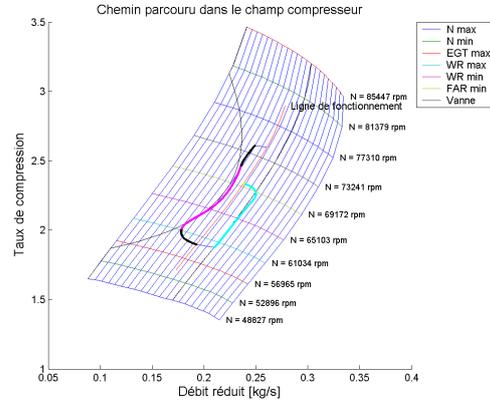
Pour terminer, la figure 3.38.f montre l’évolution du régime moteur au cours du temps. Nous y remarquons clairement les variations de pente correspondantes au contournement des zones dangereuses.

3.6.4 L’EGT

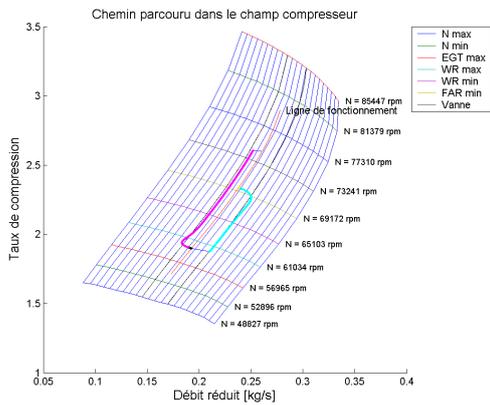
Passons maintenant au dernier bloc limitatif. Cette limite est délicate à respecter. En effet, alors qu’il s’agit d’une grandeur évoluant tout aussi rapidement que la précédente, sa mesure est fortement ralentie par le temps de réponse du thermocouple. Nous en avons déjà discuté, celui-ci peut être modélisé par un filtre passe-bas du premier ordre de constante de temps égale à 0.5 seconde. Or, l’évolution de la température lors d’une manoeuvre est beaucoup plus rapide (de l’ordre du centième de seconde) puisqu’elle est liée à la dynamique des gaz. Nous



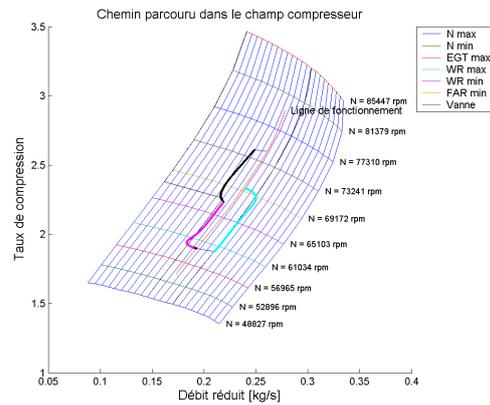
(a) Sans limite



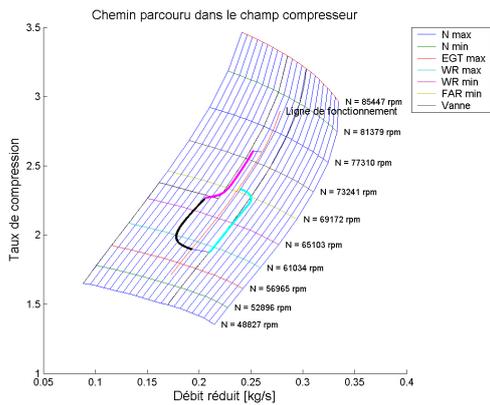
(b) Arrondi centré en 68000 trs/min



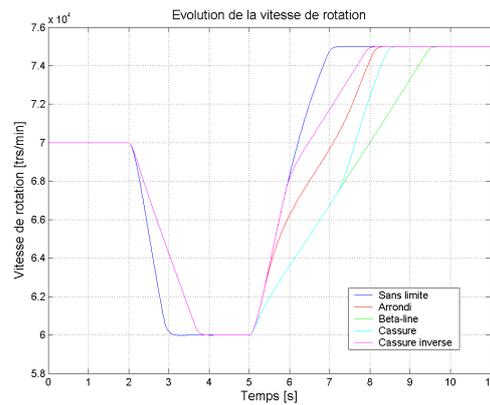
(c) Beta-line



(d) Cassure en 67500 trs/min



(e) Cassure inverse en 67500 trs/min



(f) Vitesse de rotation

FIG. 3.38 – Evolution du point de fonctionnement dans le champ compresseur

concevons donc qu'il s'agit d'un obstacle difficilement surmontable. C'est ce que nous allons montrer dans ce qui suit.

Rappelons la forme de la fonction de transfert liant la température au débit de carburant :

$$G(s) = \frac{g_n}{g_t} \left[\frac{1 + \tau_t s}{1 + \tau_n s} \right] \quad (3.42)$$

Nous devons ajouter un filtre entre la sortie du moteur et l'entrée du bloc limitatif de la forme suivante :

$$H(s) = \frac{1}{0.5s + 1} \quad (3.43)$$

Il est évident que ce filtre ralentit considérablement l'observation des variations de température, comme nous avons déjà pu le constater à la section 3.4.2. Pour espérer pouvoir contrôler la variation de température, un phénomène très rapide, il faut altérer l'influence de ce filtre. Pour ce faire, nous plaçons en série avec celui-ci un filtre de compensation de fonction de transfert suivante :

$$H_p(s) = \frac{0.5s + 1}{0.5\alpha s + 1} \quad (3.44)$$

avec $\alpha = 0.02$, qui permet d'obtenir un système physique, une action dérivée seule ne l'étant pas. Ceci revient donc à remplacer le pôle lent par un pôle plus rapide⁶. Ceci nous permet d'accélérer la dynamique, comme nous allons le montrer. Il reste alors à choisir la loi de contrôle. Comme précédemment, nous choisissons un régulateur PI pour les mêmes raisons. Nous choisissons de placer le zéro du contrôleur en -5 et appliquons un gain de 38. La réponse indicielle du système en boucle fermée est présentée à la figure 3.39.

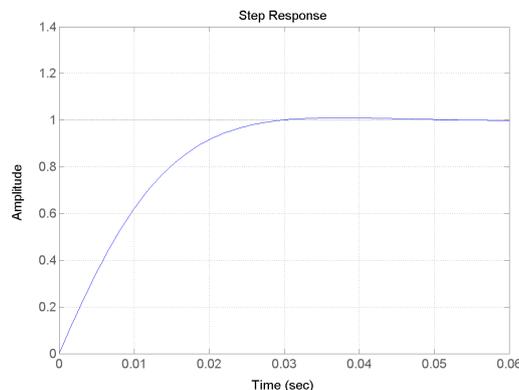


FIG. 3.39 – Réponse indicielle du bloc de contrôle de l'EGT

Nous constatons que le pic de réponse qui existait en boucle ouverte est supprimé. Ceci est important car un pic aurait été un obstacle majeur pour un contrôle rapide. En effet, celui-ci aurait empêché l'activation au moment opportun du bloc et par conséquent le dépassement de la borne sur la température. L'allure de la réponse indicielle est donc favorable. De plus, nous voyons que, grâce au filtre ajouté, la réponse est très rapide, ce qui est très positif pour un

⁶Ceci n'est pas tout à fait vrai. En réalité, son influence est diminuée mais pas supprimée. Aussi, il ne faut pas voir cet artifice comme une compensation pôle/zéro pure et simple, les paramètres du filtre pouvant être mal modélisés sans porter à de graves conséquences.

contrôle correct d'un phénomène lié à la dynamique des gaz. Observons à présent les résultats. Ceux-ci sont exposés à la figure 3.40.

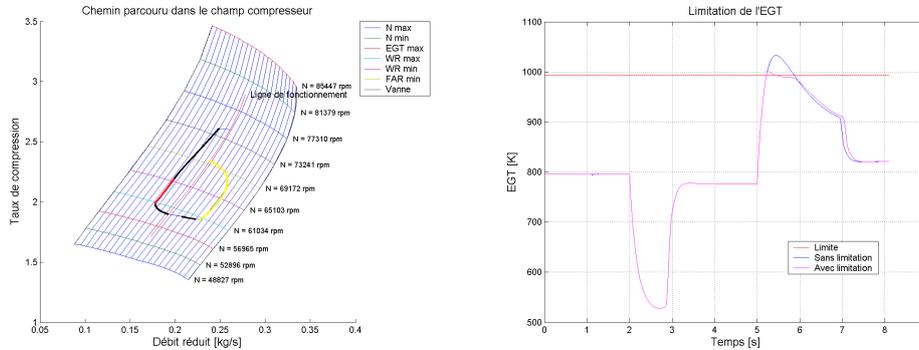


FIG. 3.40 – Limitation de l'EGT

Nous constatons bien une limitation de la température au niveau de l'évolution temporelle de celle-ci. Même s'il reste un dépassement, le système peut être prémuni d'un franchissement de la borne par un simple coefficient de sécurité sur la valeur limite imposée. Ce contrôleur répond donc aux exigences.

Nous voici arrivés au bout de l'élaboration du contrôleur. Celui-ci remplit très bien les quatre premières exigences, à savoir une diminution du temps de réponse, une absence d'erreur statique, un dépassement très faible, une exploitation limite du moteur en sécurité et un bon rejet de perturbation. Cependant, avant de pouvoir être utilisé en pratique, il convient de tester le contrôleur face au bruit de mesure, indissociable d'une application réelle. Nous allons nous y attacher dans la suite.

3.7 Introduction de restrictions expérimentales

Avant d'en terminer avec ce contrôleur, il nous reste à vérifier la dernière exigence, soit la robustesse face au bruit de mesure. Ensuite, nous approfondirons la question de l'actuateur qui amènera une restriction sévère, comme nous le verrons.

3.7.1 Bruit de mesure

Evaluation du bruit

La première étape de cette vérification passe par l'évaluation du bruit de mesure. Pour ce faire, nous allons observer le comportement des grandeurs d'intérêt lors d'un palier à vitesse constante du moteur⁷, soit 62500 trs/min. La figure 3.41 présente les mesures de la vitesse de rotation et du débit réduit lors de ce palier.

La figure 3.41.a montre clairement le bruit de mesure mais aussi une variation du régime de rotation due à la difficulté d'un contrôle manuel précis. Celle-ci n'entre pas en compte et nous considérons donc comme amplitude maximale de la perturbation une valeur de 20 trs/min. Nous appliquerons alors un bruit blanc à une fréquence de 10 Hz.

⁷Pour l'EGT, nous avons pris un palier de 67500 trs/min, bien que plus court, car le palier de 62500 trs/min n'ayant pas été effectué à vitesse sensiblement constante, le bruit de mesure de l'EGT était si faible qu'il était masqué par la fluctuation de la mesure.

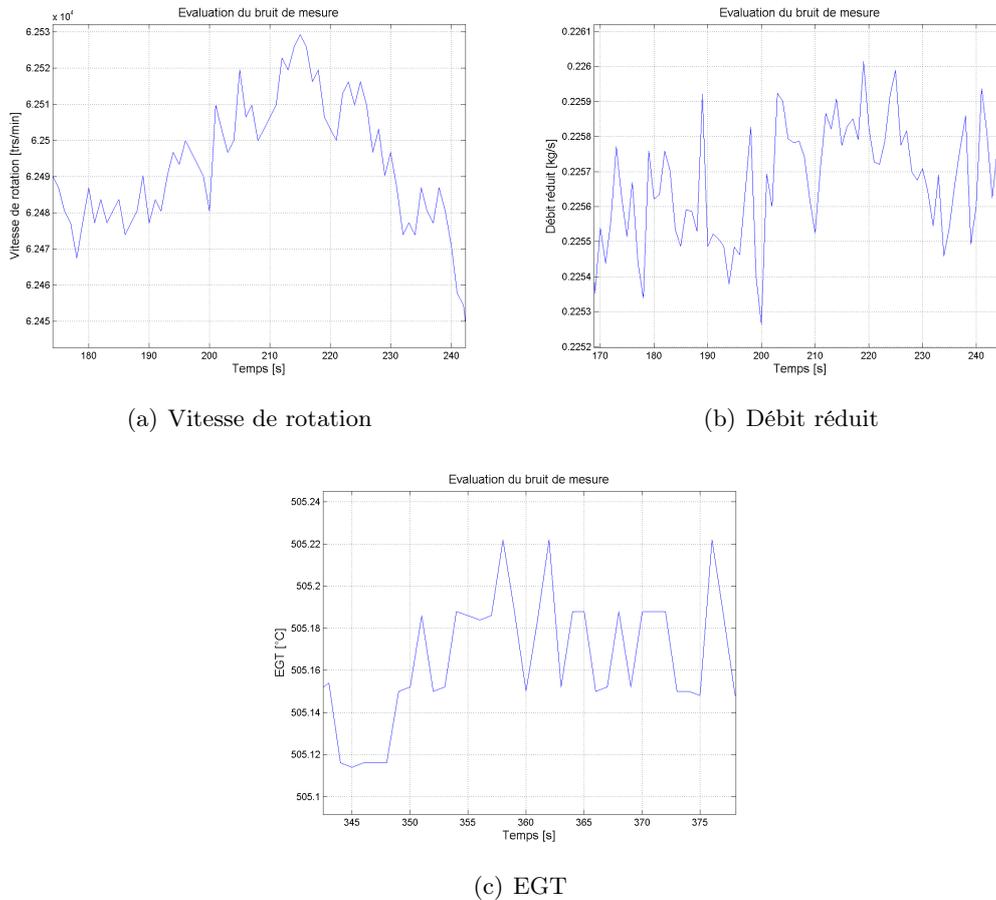


FIG. 3.41 – Evaluation du bruit de mesure

La figure 3.41.b, quant à elle, est basée sur la mesure de la pression de sortie, avec laquelle a été corrélé le débit réduit. Cette mesure montre un bruit limité, de sorte que l'amplitude maximale de la perturbation par rapport à la moyenne est d'environ $5 \cdot 10^{-4}$ kg/s, ce qui reste très faible. Dans la suite, pour garantir une sécurité face à cette évaluation, nous choisirons une amplitude maximale de $2 \cdot 10^{-3}$ kg/s. Ce bruit sera simulé par un bruit blanc de fréquence égale à 100 Hz.

Enfin, la figure 3.41.c montre une fluctuation de la température d'environ 0.15 degré, soit un bruit très réduit. Ceci provient plus que probablement de la faible vitesse de réponse. Nous appliquerons, pour simuler cette mesure, un bruit blanc de fréquence égale à 2 Hz.

Influence du bruit sur le contrôle

Si nous nous attendons à une influence très limitée de la qualité de la mesure de la vitesse de rotation sur le contrôleur, sur base des vérifications opérées précédemment, il reste à démontrer qu'il en est de même pour le débit réduit, la richesse minimale du mélange ainsi que la température.

Essayons tout d'abord d'évaluer la difficulté de limitation sur le débit réduit en présence de bruit. Lors d'une manoeuvre en l'absence d'imprécision de mesure, nous avons vu que la limite est suivie de près, le point de fonctionnement la longeant. Ainsi, si la mesure est bruitée,

la limitation va imposer un débit de carburant variant rapidement, au rythme du bruit pour approcher au maximum le point de fonctionnement de la frontière du domaine admissible. La figure 3.42 présente le chemin parcouru dans le champ compresseur et le débit de carburant.

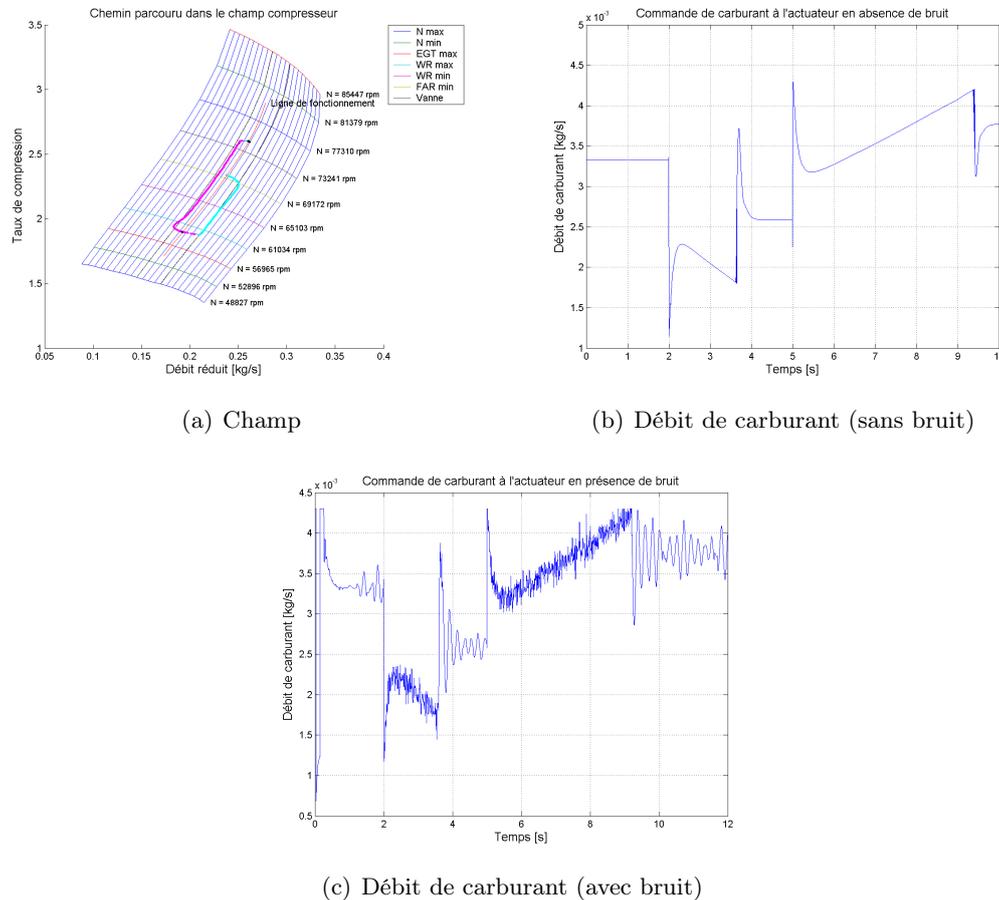


FIG. 3.42 – Limite sur le débit réduit en présence de bruit de mesure

Nous constatons que la trajectoire suivie par le point de fonctionnement est irrégulière, comme l'explique la remarque faite ci-dessus. La figure 3.42.c confirme nos dires en montrant une évolution du débit de carburant lors des manoeuvres qui tente de contrebalancer le bruit, par comparaison avec la figure 3.42.b qui consiste en un mouvement assez fluide. Il en résulte un comportement impossible à suivre pour l'actuateur. Ce comportement ne se retrouve par contre plus de manière aussi importante lorsque la limite sur le débit réduit n'est plus active, lorsque le bloc de contrôle de la vitesse est actif. Il est souhaitable d'éviter ce type de comportement pour l'actuateur. Un filtrage se montre donc inévitable.

Notre but est d'éviter les mouvements saccadés de l'actuateur. Pour ce faire, il faut effectuer un filtrage du débit réduit, seule grandeur dont le bruit a une réelle influence. En effet, nous avons vu que le bruit sur la vitesse de rotation n'engendrait que des oscillations lentes. Celles-ci pourront être évitées par une adaptation de la loi de contrôle, comme nous le montrerons. Quant à la température, il est évident, vu la figure 3.41.c, qu'elle ne pose pas de problème. Pour ce qui est du débit réduit, nous appliquons un filtre du second ordre, de pourcentage d'amortissement égal à 70 % et de fréquence propre égale à 20 rad/s, ce qui permet d'éliminer une partie non négligeable du bruit sans pénaliser trop lourdement le contrôle des limites. La

forme d'un tel filtre est rappelé par l'expression suivante :

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.45)$$

Cependant, le contrôle de cette limite est malgré tout moins rapide, puisque le phénomène de variation brutale du débit lors d'une manoeuvre est maintenant caché. Il convient donc, pour limiter le dépassement des bornes, fait inévitable, d'ajouter de la dynamique à l'action feedforward, de sorte que l'application de carburant ne soit pas instantanée, bien que rapide. Nous choisissons une filtre du second ordre de fréquence caractéristique égale à 10 rad/s et de pourcentage d'amortissement égal à 90 %.

Enfin, comme nous l'avons déjà mentionné, les oscillations observées à la figure 3.42.c lors de l'activité du bloc de régulation de la vitesse peuvent être évitées par une modification de la loi de contrôle. En effet, celles-ci proviennent de la réactivité trop importante du contrôleur, suite à un gain trop élevé. Pour surmonter cet inconvénient, il suffit de synthétiser une nouvelle loi de contrôle basée sur la même méthode, avec cette fois une fréquence caractéristique de 3 rad/s et une amplification du gain de 1.5. Les résultats obtenus dans ces conditions sont présentés à la figure 3.43.

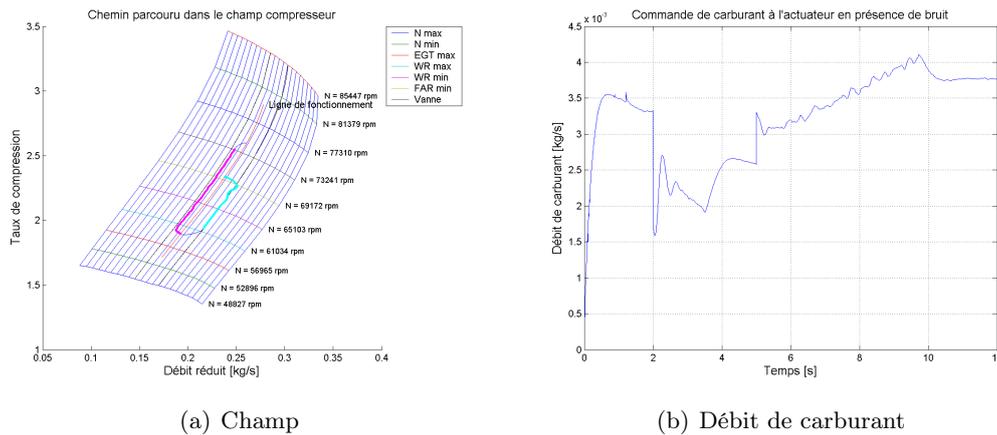


FIG. 3.43 – Limite sur le débit réduit en présence de bruit de mesure

Nous constatons que le respect des limites est toujours effectif, même s'il existe un léger dépassement suite au filtrage. Celui-ci est cependant limité par la dynamique introduite dans l'action feedforward. Quant à la demande effectuée à l'actuateur, la figure 3.43.b montre que celle-ci reste perturbée du fait de la présence de bruit, mais est raisonnable, les mouvements étant suffisamment lents pour que l'actuateur puisse les suivre. Notons finalement que ce système fonctionne également pour la richesse du mélange.

Nous venons de démontrer que la dernière exigence pour le contrôle du moteur est remplie, c'est-à-dire la résistance face au bruit, et ce avec une perte modérée de performance au niveau du respect des limitations et temps de réponse (cfr figure 3.44). La dynamique reste cependant très proche de celle du PID original, et prouve la robustesse de la technique de design. En ce qui concerne le rejet de perturbation, il reste très bon malgré une dégradation, puisque la perturbation relative est maintenant de 10 % au lieu de 2.5 % anciennement. Ce contrôleur semble néanmoins idéal pour l'exploitation d'un turboréacteur. Nous allons à présent voir que cette constatation doit être pondérée par une condition restrictive.

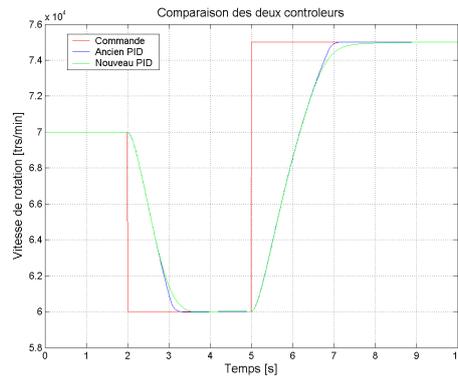


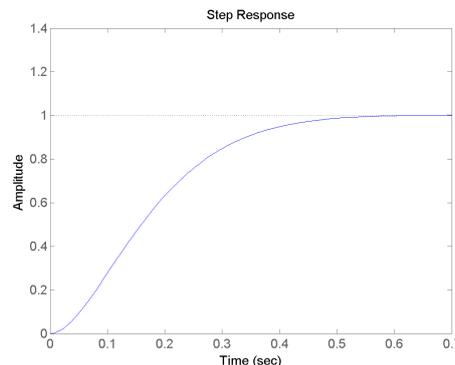
FIG. 3.44 – Comparaison du nouveau PID à l'ancien

3.7.2 Dynamique de l'actuateur

Jusqu'à présent, nous n'avons, certes, pas oublié de considérer l'actuateur, mais nous ne l'avons pas examiné en détail. Or, il est clair qu'il constitue un élément clé dans la boucle de contrôle. Il est donc temps de procéder à cette analyse. Nous avons pour le moment inclus une dynamique du premier ordre pour tenir compte de l'actuation. Cependant, un corps tel que le dispositif d'actuation dont bénéficie le moteur présente une dynamique du deuxième ordre, caractérisant l'existence d'une inertie. Nous avons constaté, lors de l'analyse de l'injection de carburant, que cette dynamique était très rapide et ne présentait pas de dépassement. Une fonction de transfert du type suivant peut alors convenir :

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.46)$$

où ξ est le pourcentage d'amortissement et ω_n la fréquence propre du système. Le choix des paramètres $\xi = 0.9$ et $\omega_n = 10$ rad/s permet de rendre compte de la dynamique observée. La réponse indicielle d'une telle fonction est présentée à la figure 3.45.

FIG. 3.45 – Réponse indicielle d'une fonction du deuxième ordre ($\xi = 0.9$ et $\omega_n = 10$ rad/s)

Cependant, cette modélisation modifie le lieu des pôles puisqu'elle introduit deux pôles complexes conjugués. Ceci entraîne l'apparition de deux asymptotes qui partent de ces derniers. Celles-ci peuvent s'avérer catastrophiques pour la dynamique en boucle fermée. En effet, si à faible gain, les pôles de l'actuateur restent proches d'un taux d'amortissement de 90 %,

lorsque le gain augmente, ceux-ci se déplacent vers des amortissements nettement moindres. Autrement dit, lorsque la dynamique de la boucle fermée est trop rapide, la force d'inertie de la vanne de carburant devient supérieure à la force d'amortissement et il apparaît un dépassement de l'actuateur par rapport à la position souhaitée. Celui-ci constitue une limitation importante puisqu'il condamne la boucle de contrôle à rester suffisamment lente pour éviter un dépassement trop important, à l'origine d'oscillations dégradant complètement la gestion du régime moteur. Ceci implique l'impossibilité d'utiliser un contrôleur aussi rapide que celui élaboré.

Ceci ne détruit cependant pas la technique utilisée pour synthétiser les lois de contrôle et l'application de blocs limitatifs. En aucun cas l'étude menée n'est remise en question. La raison pour laquelle nous introduisons cette restriction aussi tardivement est qu'elle aurait nui à la généralité de nos propos pour une limitation qui n'est pas insurmontable. En effet, nous aurions dû utiliser un contrôleur nettement moins rapide qui n'aurait pas permis une exploration aussi profonde des techniques d'élaboration d'un système de contrôle d'un turboréacteur. De plus, si cette restriction est présente dans notre cas, elle pourrait être supprimée à l'avenir. En effet, la condition sine qua non pour utiliser un contrôleur aussi rapide et pouvoir appliquer avec intérêt les techniques de limitation, est que l'actuateur ne présente pas de dépassement, ce qui est le cas pour une fonction du premier ordre. Ainsi, il suffirait de remplacer le système d'actuation actuel par une vanne motorisée indépendante appliquant la consigne de manière rapide et sans dépassement, à l'aide de son contrôleur interne.

Ne disposant pas de ce type de dispositif à l'heure actuelle, nous devons nous résoudre à utiliser un contrôleur nettement moins rapide, qui ne sera plus basé sur la méthode ITAE. Voici qui termine cette étude théorique de synthèse d'un système de contrôle. Il convient à présent de passer à l'application pratique d'un système de contrôle. Il s'agit de l'objet du dernier chapitre.

Chapitre 4

Application du contrôleur au banc d'essai

Nous entamons le dernier chapitre de ce travail, qui va nous permettre de présenter l'application réelle au moteur du fruit de notre étude. Ce chapitre ne constitue cependant pas une suite directe du précédent. En effet, nous allons voir que des restrictions imposées par le banc d'essai vont empêcher l'usage de la méthode de synthèse de loi de régulation exposée dans le chapitre précédent, outre l'inconvénient de l'inertie de la vanne. Dès lors, les limitations diverses ne seront pas utilisées, non seulement parce que leur application ne se justifie plus pour un contrôle plus lent, mais aussi parce que le temps fut un luxe dont nous n'avons pu bénéficier à notre guise.

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord présenter le dispositif de contrôle, tant du point de vue software que hardware. Ensuite, nous détaillerons le cheminement de nos essais, en présentant les observations et les enseignements de chacun.

4.1 Présentation et mise en oeuvre du système de contrôle du banc d'essai

Le moteur est actuellement commandé par la manette des gaz actionnable manuellement. Celle-ci est liée à un potentiomètre jouant le rôle de capteur d'angle, et qui transmet alors une tension de consigne au servo-moteur, qui répercute la commande à la vanne propre du moteur sous la forme d'une position souhaitée. Pour espérer commander un système, l'évidence même veut qu'un signal puisse lui être envoyé. Pour ce faire, une sortie analogique (0-10 V) de la carte d'acquisition a été reliée à un interrupteur inséré entre le potentiomètre et le servo-moteur de sorte qu'il soit possible d'envoyer un signal à ce dernier par un mouvement manuel du throttle ou par une tension de consigne émanant de la carte temps réelle du PC. Ensuite, la grandeur de référence, soit la vitesse de rotation, étant déjà rapatriée, les signaux entrée-sortie du contrôleur sont à disposition.

L'étape suivante est l'implémentation d'un contrôleur PID avec une action feedforward. La totalité de celle-ci se trouve à l'annexe D. Nous allons en présenter les points importants. Le programme Labview consiste en une séquence d'encadrés, chacun ayant une fonction.

Le premier établit simplement le pas de temps, sur base de ce que l'utilisateur désire. Celui-ci est alors stocké en variable locale.

Le deuxième encadré calcule ensuite la différence entre la consigne de vitesse et la vitesse courante, soit l'erreur de régulation. Cette erreur est également stockée en variable locale.

L'encadré suivant permet d'obtenir le terme proportionnel. Il calcule donc de manière discrète la relation suivante :

$$Pe(t) = Pe(t_i) \quad (4.1)$$

Comme les autres, ce résultat devient une variable locale.

Ensuite, nous arrivons au calcul du terme dérivé. Celui-ci se calcule de manière continue par la relation suivante :

$$D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.2)$$

De manière discrète, la dérivée de l'erreur est calculée par différence entre l'erreur au temps t_i et celle au temps précédent t_{i-1} , qui est ensuite divisée par le pas de temps. En résumé, le terme dérivé est obtenu de la manière suivante :

$$D \frac{e(t_i) - e(t_{i-1})}{dT} \quad (4.3)$$

L'encadré suivant permet de calculer l'action feedforward. Celui-ci consiste en une simple multiplication de la vitesse de référence par un gain dépendant de cette dernière. Ce gain correspond au facteur par lequel il faut multiplier la vitesse de rotation pour obtenir le débit de carburant en régime stationnaire. La relation entre ces deux grandeurs est présentée à la figure 4.1.

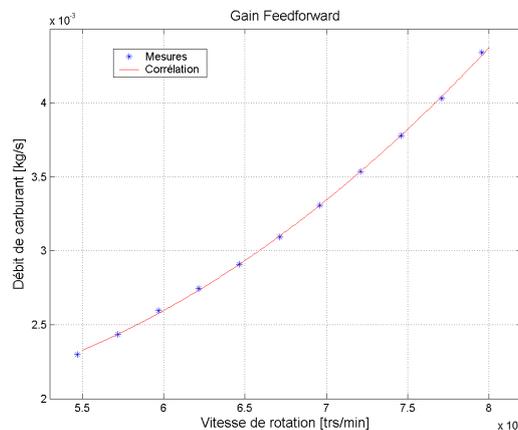
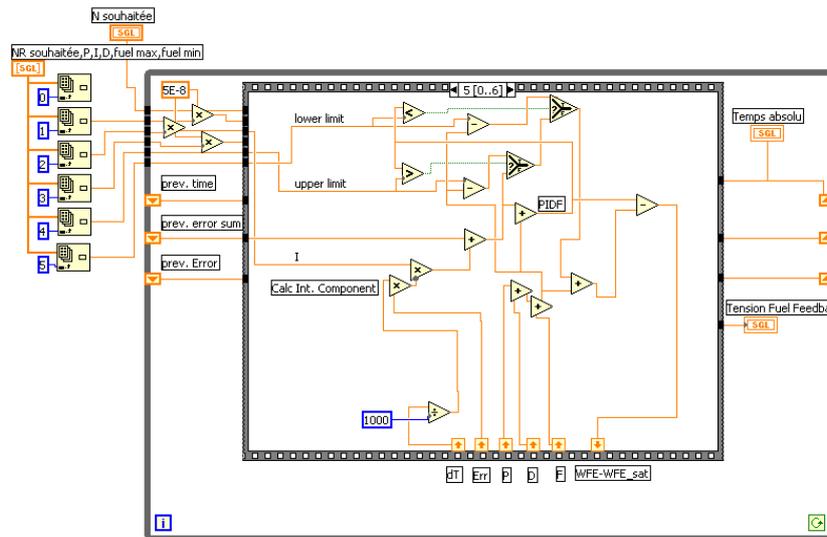


FIG. 4.1 – Gain feedforward

La suite consiste à calculer la différence entre le débit de carburant souhaité et le débit limite, inférieur ou supérieur. L'encadré est présenté à la figure 4.2 pour plus de clarté.

Le premier calcul effectué consiste à évaluer le terme intégral. Celui-ci consiste toujours en une discrétisation du calcul continu, comme le montre la relation 4.4

$$I \int e(t) dt = I e(t_i) dT + \sum_{n=0}^{i-1} I e_n dT \quad (4.4)$$

FIG. 4.2 – Calcul de $q_{m,f} - q_{m,f}^{sat}$

Ce terme est alors ajouté aux termes P, D et F. Le résultat est donc le débit de carburant que souhaite injecter le contrôleur. Avant qu'il en soit ainsi, il convient de le comparer aux débits limites imposés. C'est ce qui est fait, le signal étant écrêté si nécessaire. Le débit ainsi limité est alors soustrait du débit souhaité puis stocké en variable locale.

Le dernier encadré consiste en un calcul identique au précédent, si ce n'est que l'éventuelle saturation est prise en compte. Le schéma est présenté à la figure 4.3.

En effet, conformément à notre étude théorique, nous soustrayons au terme intégral la valeur écrêtée du signal de carburant multipliée par $\frac{1}{T_i}$. La suite du calcul est alors identique au cas précédent. Pour terminer, une fois le débit à injecter obtenu, il reste à convertir celui-ci en tension à envoyer au servo-moteur. Pour ce faire, nous appliquons un gain au débit de carburant calculé. Ce gain a été obtenu par des essais en régime stationnaire entre 55000 trs/min et 77500 trs/min. La relation entre le débit de carburant et la tension à appliquer est montrée à la figure 4.4.

Bien que la courbe utilisée approche assez bien les points de mesure, il existe tout de même une certaine dispersion. Ceci constitue une imprécision dans la commande qui aura pour conséquence de détériorer le comportement de la boucle fermée.

Outre ce fait, nous pouvons aussi remarquer à la figure 4.4 que la gamme de tension est très faible, puisque la différence de tension n'est que de 160 mV entre le régime le plus haut et le régime le plus faible. Ceci va sans conteste dégrader la précision de la régulation. En effet, la carte possède une résolution de 16 bits sur 10V, soit une précision de 0.15 mV, ce qui revient à 21 trs/min. Si ceci est raisonnable, ce n'est plus le cas lorsque le bruit de commande est pris en compte. En effet, alors que le signal envoyé par la carte d'acquisition est de qualité, le signal arrivant au servo-moteur est fortement bruité, comme le montre la figure 4.5 pour les deux positions extrêmes de la vanne.

Si le filtre naturel que représentent le servo-moteur et la vanne au travers de l'impossibilité de suivre un signal aussi rapide va pondérer cette déficience, cette figure nous laisse penser que la commande restera néanmoins bruitée, pénalisant ainsi la précision. Une nouvelle limitation

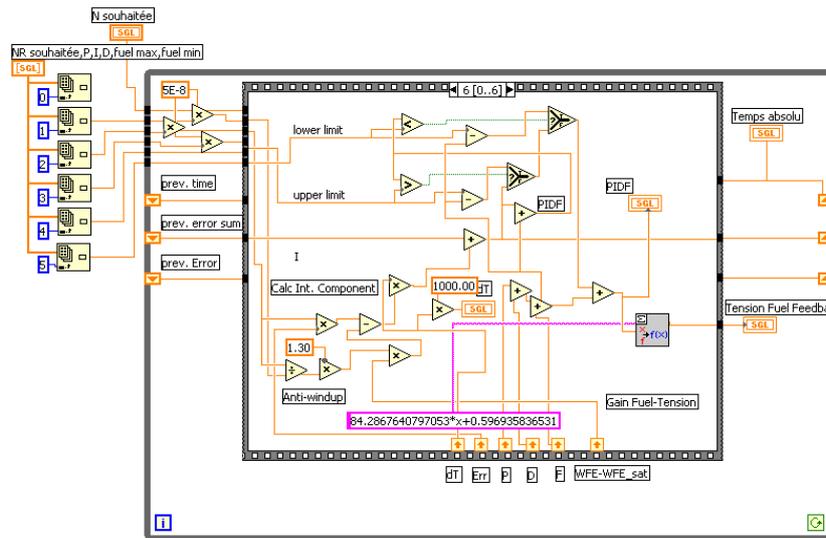


FIG. 4.3 – Calcul du débit à injecter

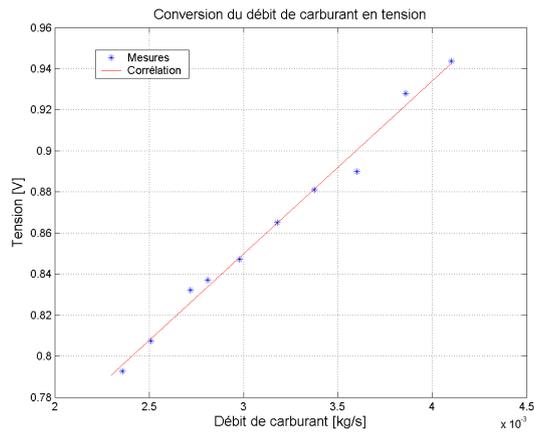


FIG. 4.4 – Conversion du débit de commande en tension

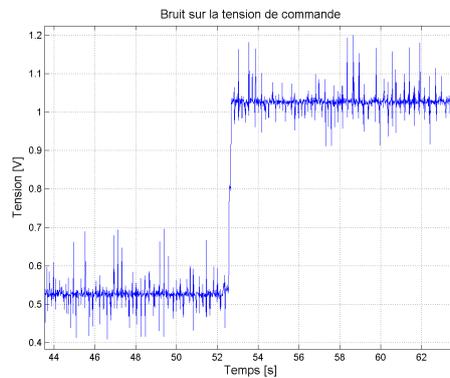


FIG. 4.5 – Bruit de commande

à l'optimalité du contrôle apparaît donc.

Afin d'augmenter la gamme de tension de commande, nous avons tenté d'utiliser un circuit assurant une division de celle-ci par un certain gain avant son application au servo-moteur. Cependant, il s'est avéré que ce gain variait fortement et de façon aléatoire lors de mouvements rapides. Le circuit de gain était alors alimenté par une pile de 9 V. Le remplacement de celle-ci par une alimentation stable de 10 V a amélioré le comportement du circuit mais sans convaincre. Nous avons donc décidé de ne pas l'utiliser. C'est malgré tout vers cette solution d'augmentation de la gamme qu'il faut se diriger dans l'avenir, ainsi que la réduction du bruit dont est victime le signal entre l'interrupteur introduit et l'application au servo-moteur.

La description du dispositif de contrôle étant terminée, nous allons passer à l'application proprement dite au banc d'essai. Gardons néanmoins à l'esprit les imprécisions entrevues lors de cette présentation.

4.2 Test du contrôleur

Toutes les bases d'une application du contrôle au moteur étant posées, nous voici en mesure de présenter les essais effectués. Ceux-ci ont été réalisés par séquences de test et d'analyse. Chacune d'elles nous a permis de tirer des enseignements et d'améliorer les lois de contrôle successives. C'est dans cet esprit que nous allons détailler le parcours suivi.

Dans le chapitre précédent, nous avons envisagé une méthode de synthèse de loi de contrôle qui s'avérait assez performante. Nous avons tout d'abord essayé une telle loi sur le moteur. Cependant, malgré le choix de celle-ci en vue d'obtenir un comportement non oscillant, malgré l'inertie de l'actuateur, cet essai fut un échec. Nous avons assisté à une alternance de saturations par borne supérieure et inférieure, menant à des oscillations marquées du régime moteur autour de la consigne. Nous avons alors abandonné ce type de design pour nous orienter vers une méthode plus traditionnelle, basée sur l'utilisation simultanée de la Sisotool de MATLAB et du modèle élaboré au cours du chapitre 2. L'échec de cette tentative ne s'explique cependant pas par la caractéristique inertielle de la vanne d'alimentation. Nous allons y revenir après ce qui suit.

Nous nous sommes ensuite tournés vers un contrôleur caractérisé par une dynamique plus lente, tout en restant rapide. Celui-ci présentait cependant l'inconvénient d'un dépassement important (près de 20%). Ce dernier a été toléré pour la simple raison que notre objectif était de synthétiser une loi de contrôle possédant de faibles gains mais gardant une vitesse de réponse élevée. Nous pensions en effet que les gains élevés de la loi précédente étaient à l'origine de l'échec, en référence à l'étude menée à la section 3.7.1 au sujet de l'influence du bruit de mesure. Ceci était possible étant donné que le contrôleur ne disposait pas de filtrage du bruit présenté dans cette étude. La nouvelle loi possédait donc les gains suivants : $P=2.2285$, $I=2.72$ et $D=0.3392$ au lieu de $(P,I,D)=(12.73,19.85,0.96)$ pour la loi basée sur l'indice ITAE. La réponse indiciaire pour une manoeuvre d'accélération simulée est présentée à la figure 4.6.a et la réponse indiciaire réelle à la figure 4.6.b.

Nous observons une série d'oscillations persistantes au banc d'essai, alors que celles-ci ne devraient pas être si importantes. De plus, nous pouvons remarquer sur la figure 4.6.b que la courbe est hachée, comme lors d'une discrétisation trop importante. C'est en effet ce que nous avons constaté après examen des mesures, qui nous ont enseigné un taux de rafraîchissement des mesures de seulement 4 Hz. Or l'essai effectué le fut à une fréquence de

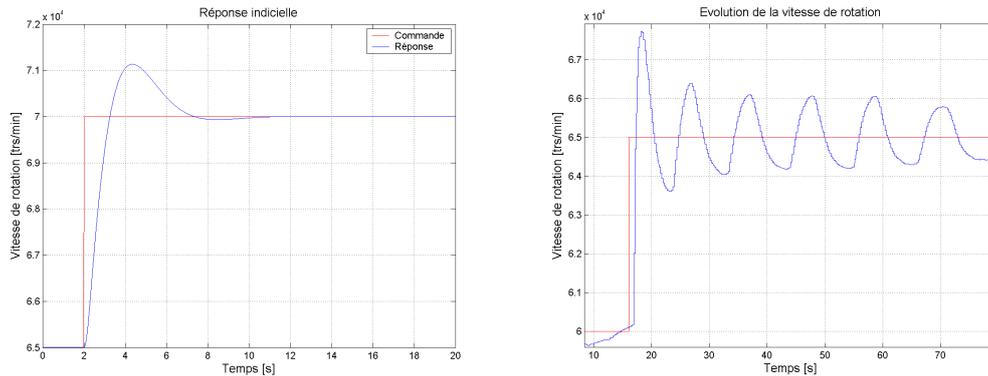


FIG. 4.6 – Réponses indicielles simulée et testée

commande de 67 Hz. Les oscillations observées s'expliquent donc par le fait que le contrôleur, ayant la vue de l'évolution de la variable masquée pendant un temps supérieur à sa période de rafraîchissement propre, s'emballe et impose des consignes de tension trop importantes. Il s'ensuit que le contrôleur se rapproche de l'instabilité, suite à l'introduction d'un phénomène similaire à un retard pur. La vérification de nos dires est visible à la figure 4.7 qui compare, pour une même loi de contrôle (plus "lente" que la précédente), les réponses indicielles pour une espacement temporel entre chaque commande de 15 ms et de 250 ms.

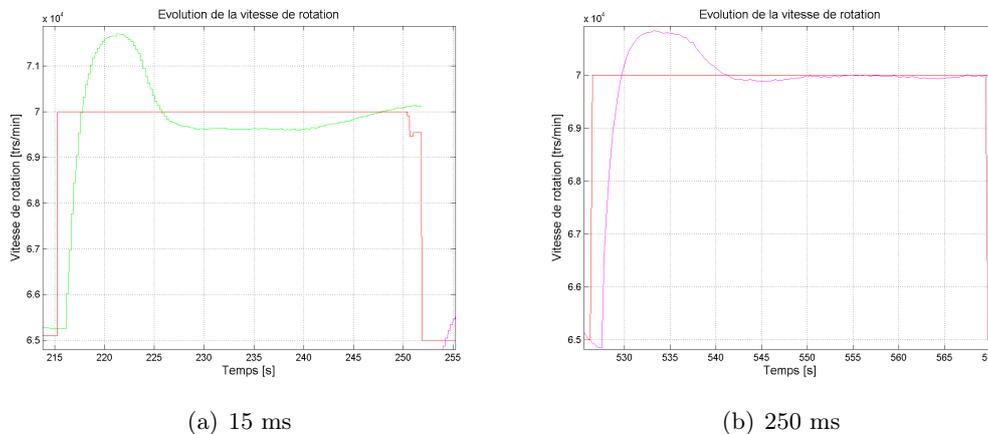


FIG. 4.7 – Influence du taux de rafraîchissement de la commande

Nous voyons un dépassement de 34% dans le premier cas et de 16% dans l'autre. Ceci justifie donc nos dires. Comme nous l'avons mentionné, cette loi de contrôle entraîne des temps de réponse plus longs. C'est pourtant vers cette solution qu'il faut orienter la suite. Nous avons évoqué la comparaison entre la différence de taux de rafraîchissement entre la commande et la réponse et un retard pur. Or, l'effet d'un retard pur est, dans le langage de Bode, de soustraire de la phase au système. Il s'ensuit une marge de phase réduite à gain du contrôleur constant, et donc un glissement du comportement en boucle fermée vers l'instabilité. Pour s'en écarter, il est donc nécessaire de réduire le gain global de la loi, et par conséquent ralentir sensiblement la dynamique en boucle fermée, c'est-à-dire diminuer la bande passante du système. Ceci est valable même si la commande et la réponse sont acquises à une même fréquence, puisque ce qui importe est la vitesse à laquelle le contrôleur peut détecter les effets

de son action. Ceci constitue une énorme limitation puisque cela nous impose de travailler avec des temps de réponse limités, impliquant une dynamique plus lente et un rejet de perturbation affaibli. Ainsi, cette restriction va engendrer des transitoires de faible qualité. Nous verrons dans la suite s'il en est de même pour le maintien de la consigne.

Cette constatation est encore renforcée par le fait suivant. Nous venons de découvrir que la réactualisation des mesures et de la commande est effectuée toutes les 250 ms. Mais le problème ne s'arrête pas là. Il est encore renforcé par le fait qu'entre le moment où le calculateur établit une consigne à exercer et le moment où celle-ci est appliquée, il y a une itération, soit 250 ms de plus. Il s'agit là d'un vrai retard pur. La figure 4.8 illustre nos propos en présentant le décalage entre la tension calculée par le PID et celle reçue par le servo-moteur.

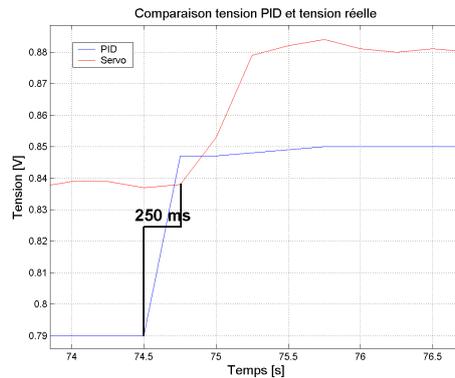


FIG. 4.8 – Retard de 250 ms entre la décision et l'application du PID

Les gains de la loi proposée ci-dessus sont les suivants : $(P,I,D)=(0.5957,0.903,0.055883)$. Ce contrôleur entraîne un temps d'établissement de l'ordre de 14 secondes et un overshoot de 16 %, soit 800 trs/min pour un passage de 65000 trs/min à 70000 trs/min. Ceci reste important et présente un inconvénient de cette loi. Nous avons ensuite procédé à un essai d'une loi similaire par la position des zéros du PID, avec simplement une division générale des gains par 6. Notre objectif était cette fois de réduire le dépassement, tout en sachant que la dynamique du système allait en pâtir. La figure 4.9 compare les réponses du moteur avec les deux dernières lois de contrôle pour un échelon de commande (a. pour les gains les plus élevés et b. pour les plus faibles). Notons aussi la figure 4.10.b qui présente accessoirement une comparaison du comportement prédit par le modèle à celui réellement observé. De fortes similitudes ont été observées et donnent foi en le modèle.

Si le dépassement est effectivement diminué (3%), le temps de réponse est par contre fortement augmenté. Il faut en effet près de 25 secondes au nouveau contrôleur pour faire passer le régime moteur de 65000 trs/min à 69500 trs/min, alors qu'il n'en faut que 3 pour la loi dont les paramètres ont été fournis ci-dessus. Il s'en suivra aussi un rejet de perturbation très faible. Ceci est illustré par la figure 4.10.a qui compare les deux lois au niveau du rejet d'une perturbation de charge, résultats obtenus par simulation.

Nous voyons clairement que la première loi de contrôle (a.) est plus performante. La figure 4.10.a montre aussi une loi c. qui, bien que se situant au niveau de la loi a. concernant l'amplitude de la perturbation, est très en-dessous au niveau du temps de rejet. Cette loi c. est dérivée de la loi a. avec une simple division du seul gain P par 6.

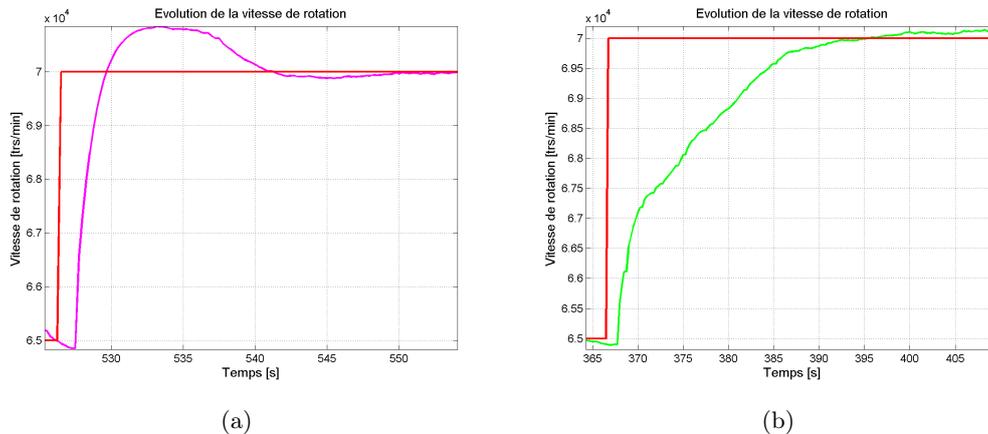


FIG. 4.9 – Comparaison des deux lois de contrôle

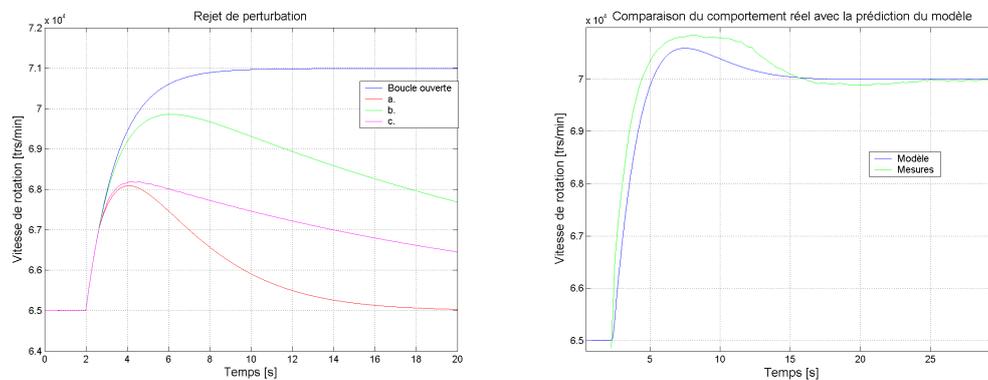


FIG. 4.10 – Comparaison des deux lois de contrôle au niveau rejet de perturbation

Ces observations tendraient à nous faire choisir la loi a. En effet, si le dépassement est un inconvénient, il reste cependant inférieur à un mauvais rejet de perturbation. Ceci est particulièrement vrai pour le SR30. Cette remarque est justifiée par une observation résultant des essais. Nous avons noté une tendance du servo-moteur à gripper lors de manoeuvres trop lentes de celui-ci, par manque d'élan, et ceci pour des positions bien particulières de la vanne. Nous pensons que la plage de vitesses utilisée (60000 à 75000 trs/min) pour les tests du contrôleur ne comprenait pas de telle position¹. Nous nous sommes aperçus qu'il n'en était rien lors des essais. La figure 4.11 va nous permettre d'appuyer notre remarque.

La figure 4.11.a présente l'évolution de la vitesse de rotation pour un échelon de 60000 à 65000 trs/min avec la loi de contrôle b. La figure 4.11.a quant à elle, montre le débit de carburant que calcule le PID (en rouge) et le débit de carburant effectivement injecté dans le moteur (en bleu). Les deux courbes ne se situent pas au même niveau mais nous en reparlerons plus tard. Ce qu'il est important de visualiser ici est l'allure des courbes. Nous constatons à la figure 4.11.a une cassure dans l'évolution de la vitesse de rotation, qui est indiquée par une flèche. Au même moment, nous voyons sur la figure 4.11.b que le débit de carburant augmente soudainement alors que l'évolution de la commande est plus douce. Nous expliquons ceci

¹Cette vérification était assez grossière puisqu'effectuée par actuation manuelle accompagnée d'une simple surveillance visuelle.

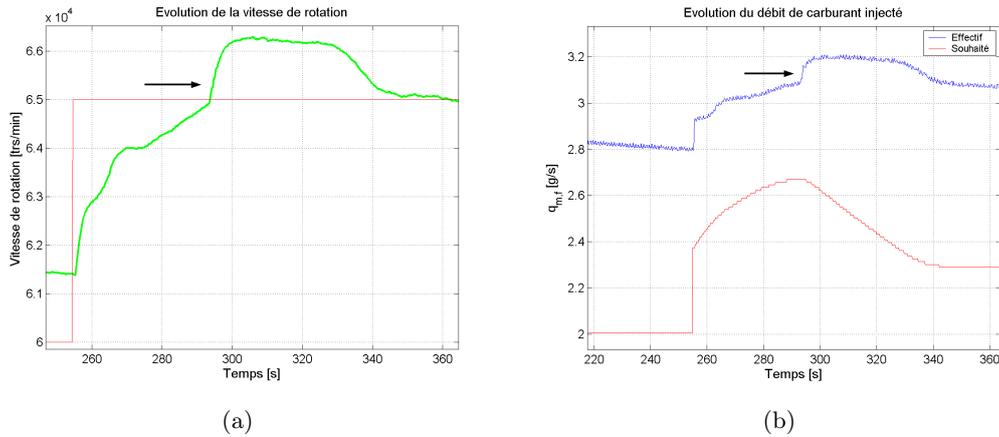


FIG. 4.11 – Grippage du servo-moteur

par l'apparition d'un blocage du servo-moteur qui entraîne une augmentation de la tension que le contrôleur veut envoyer. Ensuite, une fois que la tension, et donc la force appliquée, deviennent suffisantes, le blocage est surmonté et l'élan du servo-moteur produit l'injection d'une quantité de carburant supérieure au niveau initialement demandé, ce qui engendre un dépassement. Ainsi, il existe tout le long de la plage d'utilisation de tels grippages, d'intensités différentes, qui provoquent des mouvements non souhaités et dégradent donc le comportement transitoire du système. Il s'agit là encore d'un obstacle de taille à un contrôle précis et à un transitoire de qualité. Nous comprenons alors qu'il est important de disposer d'un rejet de perturbation performant pour contrer le plus vite possible de tels phénomènes. C'est pourquoi nous choisirons la loi a. malgré le dépassement qui lui est associé. Ceci permettra de répondre plus vite à de tels inconvénients sans pour autant les éviter.

Pour illustrer ce rejet de perturbation, nous avons procédé à une ouverture de la tuyère aussi brutale que possible. La figure 4.12 présente le résultat.

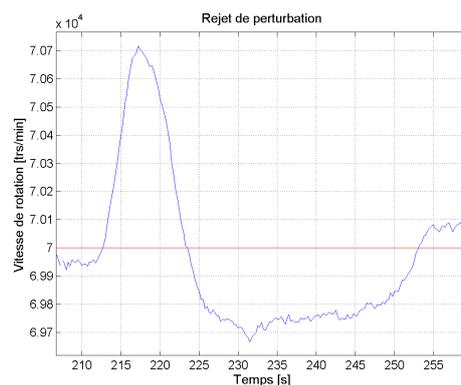


FIG. 4.12 – Rejet de perturbation

Suite à l'ouverture de la tuyère, la vitesse d'éjection des gaz diminue et, la tuyère étant adaptée (i.e. $p_9 = p_{amb}$), la pression totale en sortie de la turbine diminue, provoquant une accélération de l'attelage. En boucle ouverte, une augmentation de la section jusqu'à son maximum amène le moteur d'une vitesse de 70000 trs/min à une autre de 70922 trs/min. En

boucle fermée par contre, le régime est monté² jusqu'à 70720 trs/min avant de retourner vers le régime objectif après oscillation. Si le temps de réaction pour repasser sous la barre des 70000 trs/min est acceptable, le temps d'établissement reste élevé puisqu'il est d'environ 40 secondes. Le rejet de perturbation est donc visible mais reste peu performant, notamment à cause des multiples obstacles précités.

Nous conserverons néanmoins cette loi de contrôle. En effet, vu les déficiences du système d'actuation, il existe un compromis classique et assez restrictif auquel nous devons nous soumettre. Nous savons qu'il est nécessaire que le contrôleur ne soit pas trop rapide, auquel cas il s'approcherait de l'instabilité, étant donné la présence d'un retard pur dans la boucle de contrôle. Ainsi, pour limiter le dépassement et les oscillations, nous devons limiter les gains. Malheureusement, ceci nuit au rejet de perturbation qui lui aussi devient lent et moins efficace qu'il n'aurait pu l'être. C'est sur base de ces exigences que nous avons choisi la loi présentée et dont nous allons maintenant détailler la synthèse par la méthode du lieu des pôles.

Tout d'abord, il convient de présenter de manière théorique très brève le PID. Celui-ci consiste à rajouter un pôle à l'origine et deux zéros. Les paramètres sont donc la position de ces deux zéros et le gain qui dicte la localisation des pôles sur le lieu. Utilisons le formalisme suivant :

$$PID = K \left(1 + \frac{1}{T_c} \frac{1}{s} + K_d s \right) \quad (4.5)$$

Les paramètres K_d et T_c caractérisent la localisation des zéros du contrôleur et peuvent être exprimés de la manière suivante :

$$K_d = \frac{-1}{z_1 + z_2} \quad \text{et} \quad T_c = \frac{4K_d}{1 - K_d^2(z_1 - z_2)^2} \quad (4.6)$$

avec z_1 et z_2 les deux zéros. Si nous retournons maintenant au formalisme PID utilisé pour la programmation Labview, nous obtenons, après simplification, les relations suivantes :

$$P = K \quad (4.7)$$

$$I = \frac{K}{T_c} = \frac{-K}{4(z_1 + z_2)} [1 - (z_1 + z_2)^2(z_1 - z_2)^2] \quad (4.8)$$

$$D = KK_d = \frac{-K}{z_1 + z_2} \quad (4.9)$$

Le terme dérivé pouvant être assimilé à de l'amortissement, celui-ci diminue le dépassement. Il convient donc de lui assigner une valeur suffisante pour contrôler ce dernier. Ainsi, il faudrait des zéros de faible valeur absolue. Cependant, ceci détériorerait fort logiquement le terme intégral et donc le rejet de perturbation ainsi que la vitesse de réponse. En effet, regardons la figure 4.13.

Celle-ci présente l'allure de l'évolution du terme intégral avec la position des zéros. Nous voyons que pour un zéro z_2 choisi de faible valeur absolue pour assurer un terme dérivé suffisant, le terme intégral augmente avec l'éloignement du deuxième zéro de l'axe imaginaire. Ceci montre mathématiquement le compromis physique entre la stabilité et la vitesse de réponse³.

²Cette différence est à tempérer d'après le fait que le passage d'une section à l'autre n'a pas été instantané.

³Il faut voir ceci comme une matérialisation imprécise des différents termes, mais captant les principes de base.

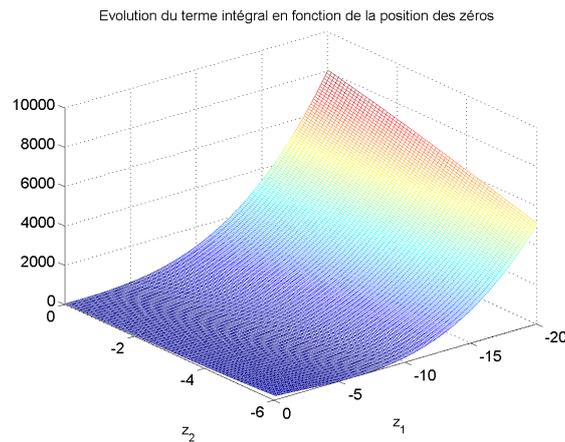


FIG. 4.13 – Allure du terme intégral en fonction de la position des zéros

C'est selon ce compromis que nous avons procédé pour déterminer les paramètres adaptés au moteur, et qui caractérisent la loi choisie précédemment. Les zéros sont les suivants : $z_1 = -8.83$ et $z_2 = -1.83$. Nous avons ensuite ajusté la position des pôles par l'imposition d'un gain de 0.903. Celui-ci a été choisi pour assurer une dynamique satisfaisante sans pénaliser la stabilité. Le lieu des pôles final est présenté à la figure 4.14.

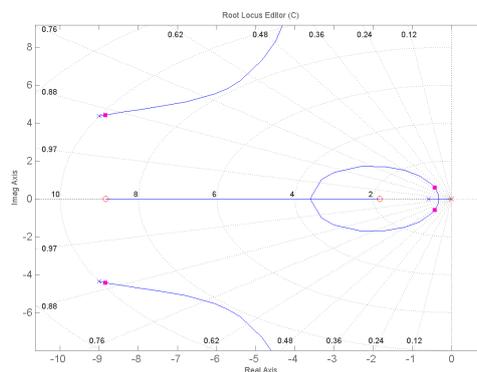


FIG. 4.14 – Lieu des pôles du système choisi

Nous sommes conscients que la loi choisie n'est pas optimale d'un point de vue théorique. Cependant, comme nous l'avons vu, le dispositif du banc d'essai comprend plusieurs obstacles qui empêchent cette optimalité. Il était dès lors nécessaire de synthétiser une loi de contrôle adaptée à ces restrictions, sans espérer la performance absolue. Dans la suite, ce sont ces paramètres qui seront retenus.

Avant de terminer, il nous reste à aborder un dernier problème rencontré au cours des essais. Nous l'avons déjà évoqué, il existe une différence entre la tension de commande et la tension réellement appliquée au servo-moteur. Nous avons déjà remarqué un écart en intensité et la présence de bruit. Nous allons y rajouter la comparaison des évolutions. Celle-ci est illustrée par la figure 4.15.

Alors que la commande montre des variations assez importantes, la tension moyenne du comparateur du système d'actuation présente une évolution lente. Nous n'avons malheureusement

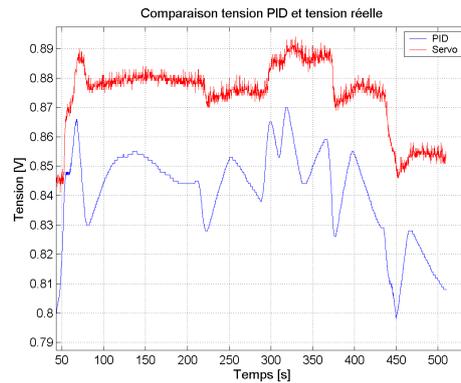


FIG. 4.15 – Comparaison du signal de commande et du signal reçu par le servo-moteur

ment pas pu en extraire la cause. Nous avons tout d'abord pensé à une inadaptation des gains du servo-moteur lui-même mais, vu les échelles de temps, il ne peut en être question. Cette constatation pose cependant une fois de plus un problème pour un contrôle optimal.

Au cours de cette présentation, nous avons évoqué une série d'obstacles à une commande transitoire de qualité. Cependant, outre la présence d'un bruit de commande et le couple gamme du signal et résolution de la carte d'acquisition, le contrôle en fonctionnement établi doit rester raisonnable. En effet, la résolution de la carte permet une précision d'environ 20 trs/min. Il faut encore ajouter le bruit du signal à cela. Un résultat d'essai est présenté à la figure 4.16 et montre le maintien d'une consigne de 70000 trs/min.

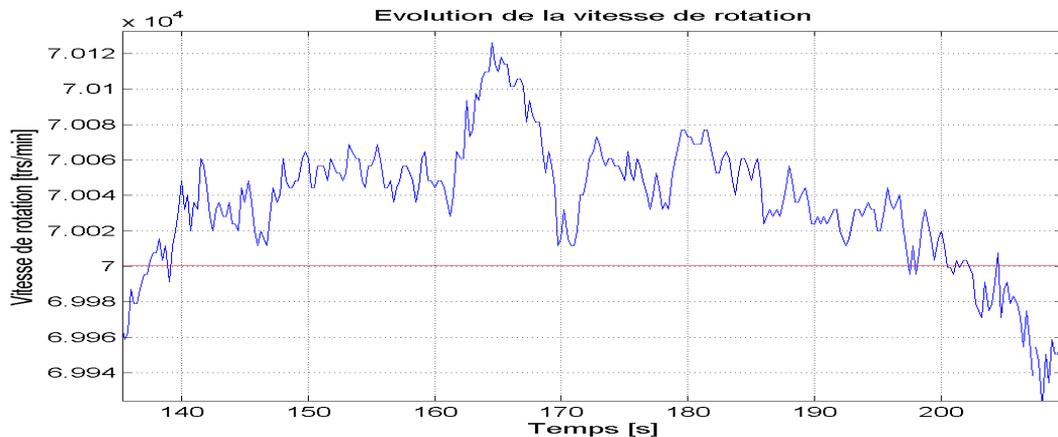


FIG. 4.16 – Suivi de consigne

S'il existe une excursion au-delà de 100 trs/min d'erreur, la moyenne reste de 50 trs/min. Ceci consiste en une performance acceptable et permet de considérer que le suivi de consigne est assuré, malgré les restrictions connues.

4.3 Conclusion

En résumé, nous venons de voir qu'il est possible de contrôler le moteur, mais qu'il est très difficile d'en extraire la quintessence. En effet, divers obstacles ont été observés et présentés, chacun d'eux s'opposant à un transitoire correct. Par contre, nous avons vu que le suivi de

consigne était raisonnable et permettait une utilisation du contrôleur pour des prises de mesure en stabilisé.

Chapitre 5

Conclusions et perspectives

Un travail de fin d'études constitue une expérience enrichissante et valorisante. L'opportunité nous a été donnée d'appliquer, dans le cadre d'un projet concret, le fruit de l'enseignement dont nous avons bénéficié. L'esprit de synthèse et la capacité à gérer plusieurs domaines d'activités que nous avons acquis au cours des années ont été testés au travers d'objectifs riches et variés.

Le premier d'entre eux était une étape technique consistant en une mise à jour du banc d'essai en vue de lui conférer un dispositif de mesures fiables de la poussée développée par le moteur. L'idée retenue a nécessité l'élaboration de certaines pièces et la modification d'autres existantes. Cette entreprise fut importante tant du point de vue apprentissage technique, qu'échange humain. Nous nous sommes enrichis dans ce domaine au contact de mécaniciens confirmés. Il a résulté de cette étape un dispositif de mesures dont la valeur a été prouvée au cours de sa validation.

Notre deuxième objectif était la modélisation du SR30 dans la perspective d'une utilisation de celui-ci en transitoire. Malgré la relative simplicité d'un modèle thermodynamique, nous avons souhaité réaliser un travail précis et complet en introduisant la plupart des phénomènes existants. Le modèle général créé, il s'en est suivi l'adaptation de celui-ci au moteur étudié. Un manque s'est alors présenté : l'absence d'une mesure précise du débit d'air. Nous nous sommes alors orientés vers une utilisation du dispositif de mesure de la poussée nouvellement élaboré pour en déduire le débit d'air traversant le moteur. Cependant, les valeurs obtenues pour ce dernier incluent une imprécision au travers de la méconnaissance du profil de pression en sortie du moteur. Une amélioration sensible dans la détermination de cette grandeur pourrait être obtenue par le remplacement du capteur de pression existant par un tube de Pitot.

Lors de la procédure de recalage du modèle entier qui s'en est suivie, une constatation surprenante s'est présentée concernant la turbine. Les hypothèses de blocage et de rendement constant, anciennement utilisées, ont été mises en doute par les mesures. De ceci résulte une perspective intéressante qui consisterait en une modélisation précise de la turbine en vue d'en extraire les caractéristiques de débit et de rendement, comme cela fut réalisé dans le passé pour le compresseur. Cette modélisation permettrait de lever le doute.

La validation opérée par la suite a permis de démontrer la qualité de prédiction du modèle en régime stationnaire. L'extension au comportement transitoire a alors pu être envisagée. Le modèle a montré une évolution similaire et relativement précise concernant la constante de temps liée au régime, moins concernant le débit et la température. L'application de ce modèle à une étude destinée à l'élaboration d'un contrôleur resta néanmoins réaliste.

Le troisième objectif a alors pu être abordé. Celui-ci consistait en un développement d'un contrôleur adapté au moteur. Ce dernier objectif a été, par la force des choses, scindé en deux parties : une étude théorique et approfondie d'un contrôleur et la mise en place d'un système de régulation au banc d'essai. Cette première partie fut menée dans la perspective de synthétiser un contrôleur répondant aux exigences de diminution du temps de réponse, de robustesse et de respect des limites physiques du moteur. Les résultats furent très bons, tant du point de vue robustesse que rapidité et respect des bornes imposées, et ce malgré l'introduction de bruit de mesure. La prise en compte de la dynamique réelle de l'actuateur, par contre, a montré une restriction importante. Cette dernière constitue un obstacle de taille à l'application de la théorie présentée au banc d'essai, mais le remplacement du système d'actuation actuel par une vanne motorisée permettrait, nous en sommes convaincus, de mettre en pratique l'étude théorique réalisée, et mènerait vers de nombreux horizons en matière de contrôle. Cependant, dans ce travail, nous avons dû poursuivre avec le dispositif en l'état, et gérer la fuite du temps. C'est pourquoi nous nous sommes orientés vers une application d'un contrôleur moins élaboré.

Celui-ci a cependant permis de montrer les multiples restrictions que présente le banc d'essai dans sa configuration actuelle. Une première constatation fut l'importance du bruit dont est affligé le signal de commande. Ensuite, la gamme de tension correspondant à la plage de régime utilisée s'est avérée faible. La combinaison de ces inconvénients résulte en une incapacité à garantir le respect de la consigne à moins de 50 trs/min. Une amélioration du système électrique serait utile, en vue de diminuer le bruit, d'augmenter la gamme accessible et d'assurer une correspondance précise entre le signal généré par le contrôleur et la tension reçue par le servo-moteur. Nous avons aussi remarqué une fréquence d'acquisition des mesures de 4 Hz. Celle-ci constitue un obstacle de taille puisqu'elle limite la bande passante du contrôleur, et donc le temps de réponse. La poursuite du contrôle du SR30 passe inévitablement par la résolution de ce problème. Celui-ci entraîne, outre la lenteur du contrôleur, une limite du rejet de perturbation. Or, il est important, dans ce cas-ci, suite aux divers grippages du couple constitué par le servo-moteur et la vanne qui ont été observés. Le remplacement du système actuel représente donc une nécessité.

Les perspectives pour le SR30 sont donc nombreuses, tant du point de vue modélisation que contrôle. L'introduction d'un tube de Pitot et la modélisation précise de la carte de performances de la turbine permettraient de compléter la modélisation, et de disposer, pour le futur, d'un outil de simulation encore plus performant hors de la ligne de fonctionnement. Peut-être serait-il alors possible d'envisager l'utilisation de ce modèle au banc d'essai dans une perspective de "model-based control". L'avenir du SR30 dans le domaine du contrôle pourrait être d'une richesse exceptionnelle. En effet, une fois la mise en place d'une vanne motorisée, l'amélioration du dispositif électrique et la résolution du problème d'acquisition des mesures effectuées, le banc d'essai représenterait un outil précieux. Il permettrait l'application de la théorie présentée dans ce travail. Mais aussi, il serait autorisé, dans le futur, d'envisager un contrôle multi-variables en ajoutant la section de la tuyère, qui dispose elle aussi d'un actuateur. Dans ce cadre, pourquoi ne pas essayer d'imposer un parcours à rendement maximum ? Les possibilités sont multiples.

Il est donc clair que les perspectives sont nombreuses et exaltantes. Le banc d'essai est à l'aube d'une nouvelle entreprise dans le domaine du contrôle. Nous espérons que ce travail, qui fut l'aboutissement d'une étape de notre vie, et une étude motivée autour d'un domaine passionnant, constituera, en toute humilité, une base intéressante dans ce domaine et inspirera en vue d'applications futures.

Bibliographie

- [1] RD. BLEVINS, *Formulas for natural frequency and mode shape*, éd. Van Nostrand Reinhold, Canada, 1979.
- [2] C. MASSONET, S. CESCOTTO, *Mécanique des matériaux*, éd. De Boeck & Larcier, Paris, Bruxelles, 2001.
- [3] A. CHEVALIER, *Guide du dessinateur industriel*, éd Hachette Technique, Paris, 2003.
- [4] PY. Hanquet, *Mise en oeuvre d'un système d'acquisition de mesures pour un banc d'essai de turboréacteur*, Travail de fin d'études présenté en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil électricien-mécanicien tendance aérospatiale, 1998.

Modélisation du SR-30

- [5] O. LEONARD, *Propulsion Aérospatiale, Notes de cours ULg*, 2004
- [6] PP. WALSH, P. FLETCHER, *Gas Turbine Performance*, Blackwell Science, 1998.
- [7] JF. SIMON, *Développement d'un modèle physique de turboréacteur civil en fonctionnement sain et dégradé*, Travail de fin d'études présenté en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil électricien-mécanicien tendance aérospatiale, 2001.
- [8] B. VERTESSSEN, *Etude et conception d'un distributeur à géométrie variable*, Travail de fin d'études présenté en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil électricien-mécanicien tendance aérospatiale, 2002
- [9] A. MIGNON, *Etude, dimensionnement et essai d'une tuyère à géométrie variable pour un turboréacteur*, Travail de fin d'études présenté en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil électricien-mécanicien tendance aérospatiale, 1999.
- [10] O. IDELCIK, *Memento des pertes de charge*, Eyrolles, 1960.

Contrôle du SR-30

- [11] R. SEPULCHRE, *Analyse des systèmes et introduction à leur synthèse, Notes de cours ULg*, 2003
- [12] R.C. DORF, R.H. BISHOP, *Modern Control Systems (8th edition)*, Addison-Wesley, 1998.

- [13] S. PETTERSSON, M. RUBENSSON, B. EGARDT, *Model-Based Control for the OBIDICOTE project*, Chalmers University of Technology, 2000.
- [14] A. KREINER, K. LIETZAU, *The Use of Onboard Real-Time Models for Jet Engine Control*, *Notes de cours ULg*, in VKI Lecture Series 03-01, 2003.
- [15] H.A. SPANG, H. BROWN, *Control of Jet Engines*, Control Engineering Practice 7 pp. 10431059, Elsevier, 1999.
- [16] M.F. HEIDMANN, *Analysis of Effect of Variations in Primary Variables on Time Constant and Turbine-Inlet-Temperature Overshoot of Turbojet Engine*, Technical Note 2182, NACA, 1950.
- [17] *Nonlinear Control and Servo Systems*, Lecture 7,
www.control.lth.se/~kursolinlundlec07_2005eight.pdf

Annexes

Annexe A

Plans du banc d'essai

Annexe B

Mesures au banc d'essai

Annexe C

Modélisation du SR-30 sur EcosimPro

Annexe D

Implémentation du PID

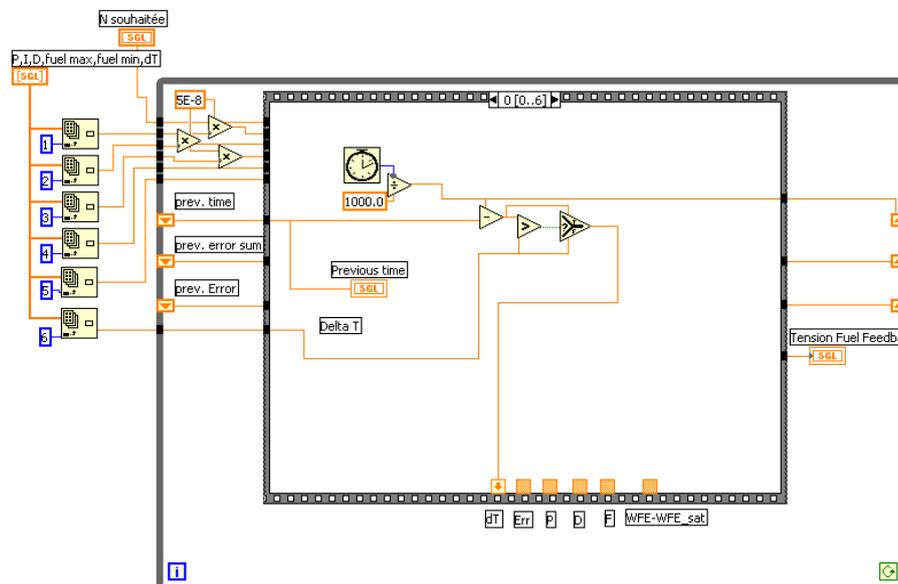


FIG. D.1 – Calcul du pas de temps

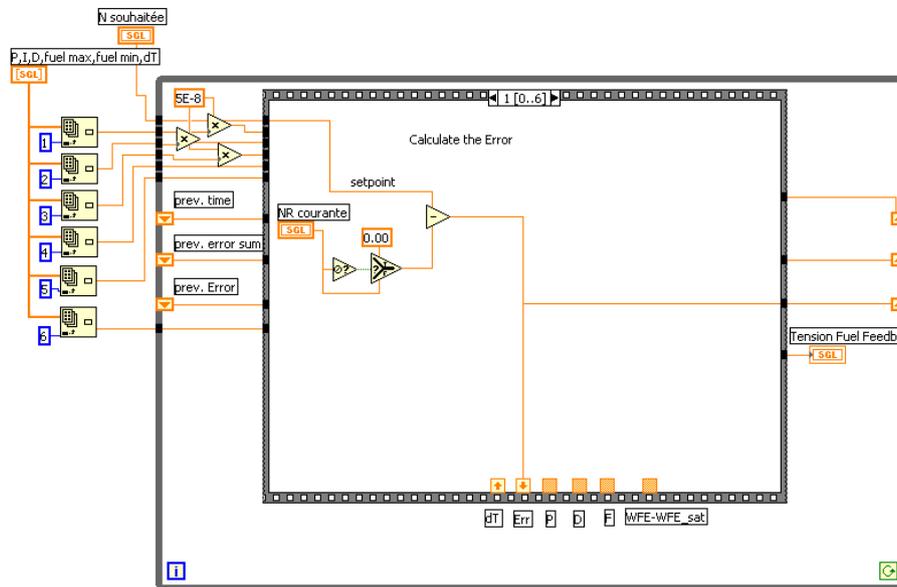


FIG. D.2 – Calcul de l'erreur

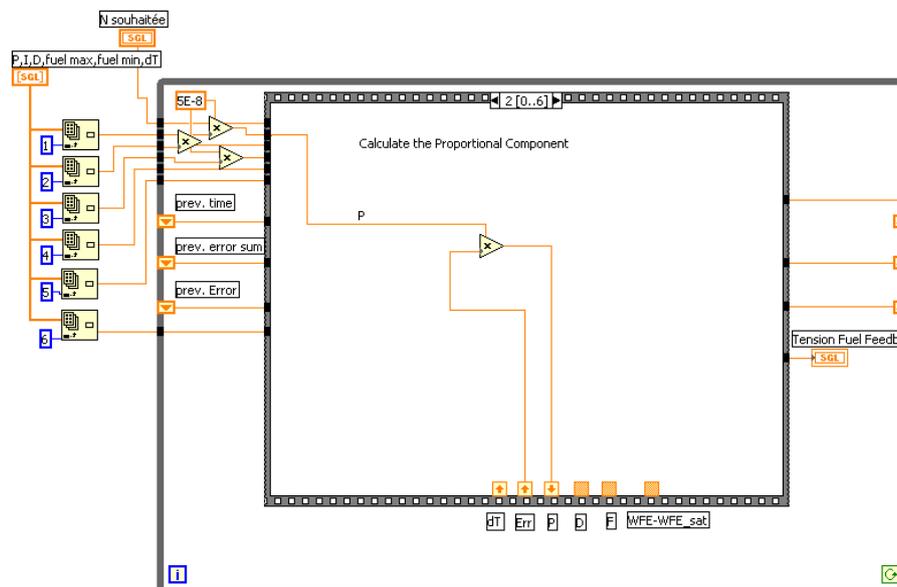


FIG. D.3 – Action proportionnelle

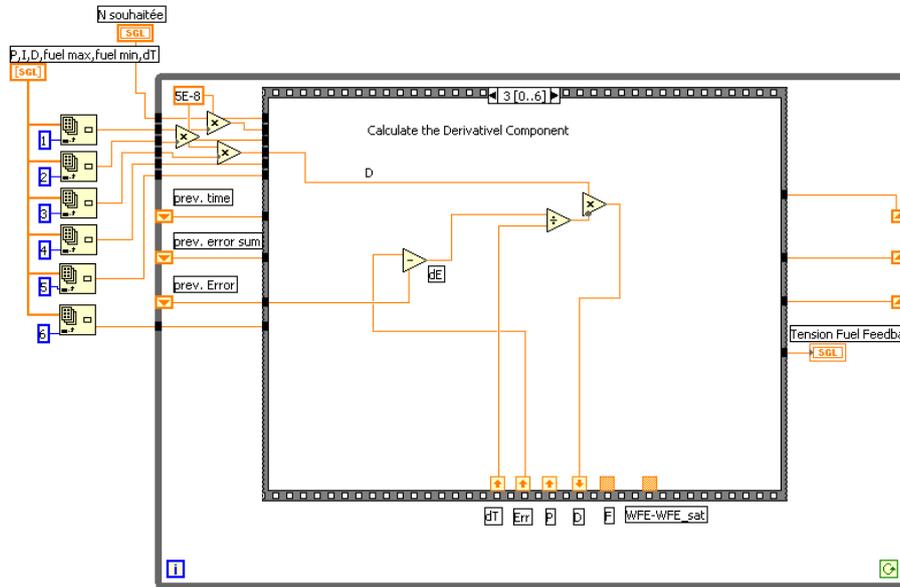


FIG. D.4 – Action dérivée

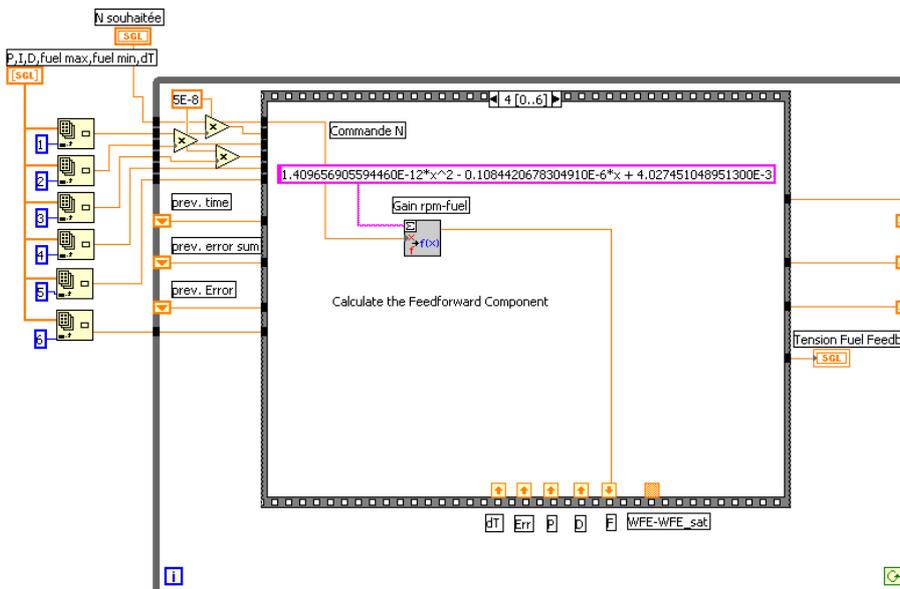


FIG. D.5 – Action feedforward

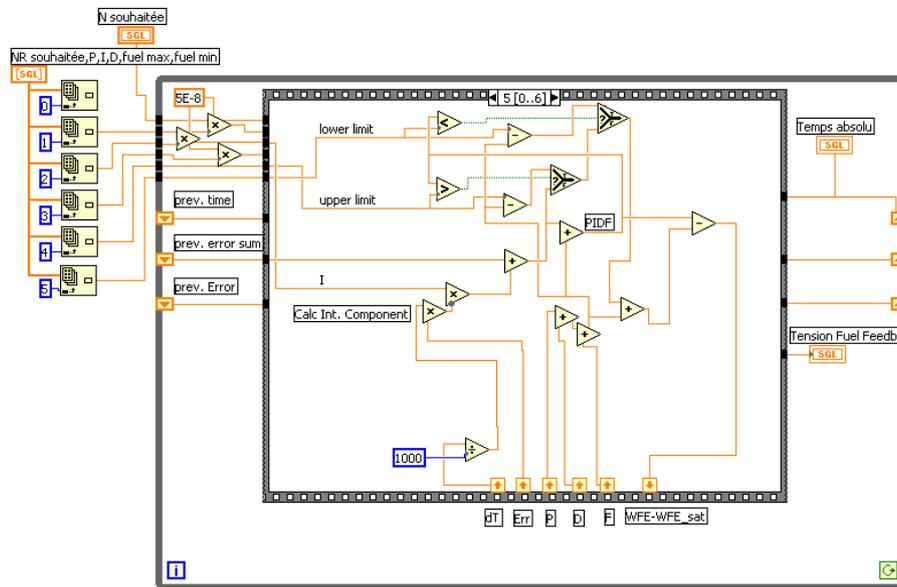


FIG. D.6 – Anti wind-up

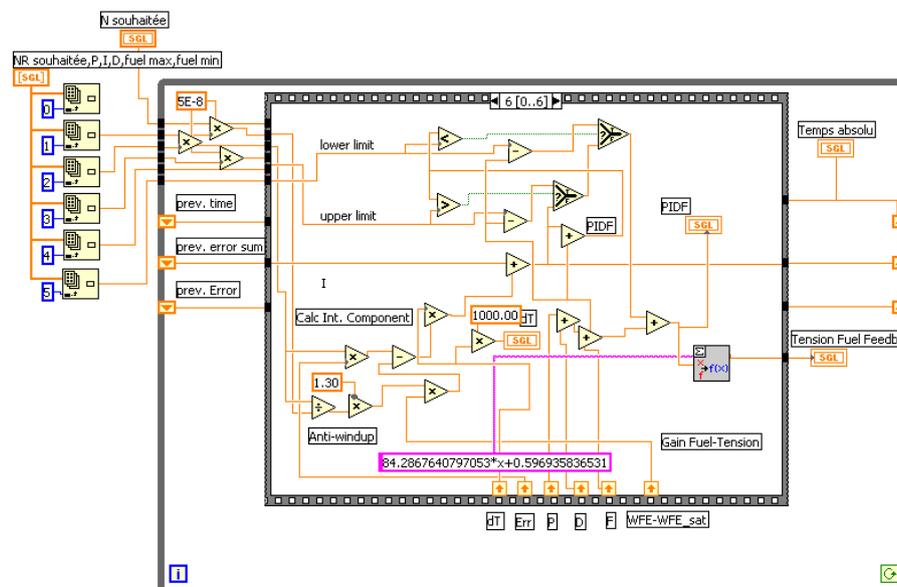


FIG. D.7 – Action intégrale et sommation