

BUREAU D'ÉTUDE DE COMMANDE AVANCÉE



Régulation d'une turbine à gaz

5 TRS – *Version du document 2008a*

Sommeliers : Pascal ACCO, Jean-Luc FRÉALLE, Wilfried GILBET & Samuel ROCHET

Avant propos

Le but de ce BE est de vous présenter une démarche industrielle de conception de système de commande. Le support est l'étude d'une commande d'une turbine à gaz avec une approche similaire à ce qui est réalisé dans l'industrie (Turboméca).

L'objectif principal de ce BE est de montrer que l'exploitation d'un modèle, même imparfait, permet à l'automaticien de concevoir et faire une mise au point préliminaire de son dispositif de commande bien avant d'avoir la possibilité d'intégrer les composants réels du système.

L'intérêt de cette démarche est multiple :

- mener des avant-projets détaillés afin d'arbitrer entre différentes solutions possibles, et ce alors que le système à commander n'existe qu'à l'état de papier ;
- valider, par rapport aux objectifs de performance, les spécifications des composants du système de commande avant de les approvisionner ;
- mettre au point les lois de commande et de lancer la réalisation du logiciel de régulation en anticipation de façon à réduire les délais et les coûts de développement ;
- limiter les essais d'intégration sur le système réel ;
- contribuer à la démarche qualité en limitant les mauvaises surprises quand le projet est déjà bien avancé.

Dans ce BE vous serez appelé à utiliser vos compétences théoriques (linéarisation, retour d'état, observateur, etc.) et à développer des compétences nouvelles (Kalman étendu, détection de panne, LMI, ...).

Couverture : image de l'*aeolipile*, la première turbine à gaz (vapeur) inventée au premier siècle par Héron d'Alexandrie.

Table des matières

1	Présentation du processus	5
1.1	La Turbine	5
1.2	Notations	6
1.3	Applications de la turbine	6
1.3.1	Co-génération	6
1.3.2	Turbopropulseur et turbomoteurs	6
1.3.3	Réacteur double-flux	7
2	Modélisation	9
2.1	Modélisation du générateur de gaz	9
2.1.1	Le doseur de carburant	9
2.1.2	L'arbre générateur de gaz	9
2.1.3	Les variables à contrôler	10
2.1.4	Modèle comportemental du générateur de gaz	10
2.2	Modélisation de la turbine libre	10
2.2.1	La turbine libre	10
2.2.2	Modèle comportemental de la turbine libre	12
3	Modèle d'étude du système complet	13
3.0.3	Linéarisation du modèle comportemental	13
3.1	Performances de la loi de commande	14
4	Données numériques	15
4.1	Les constantes	15
4.2	Les maillages ou tables	15
4.3	Utilisation des tables	16

Présentation du processus

1

Nous considérerons pour cette étude un groupe composé d'une turbine génératrice de gaz et d'une charge (alternateur pour la co-génération électrique ou rotors d'un hélicoptère). Avant de rentrer plus dans les détails des applications, nous allons présenter rapidement le principe de fonctionnement de la variante de turbine à gaz utilisée.

1.1 La Turbine

La turbine à gaz est un moteur thermique dont les carburants les plus courants sont le gasoil ou le gaz naturel. Contrairement au moteur à piston, la turbine est un moteur à combustion continue.

Son principe de fonctionnement se comprend avec l'aide des deux figures 1.1 et 1.2 :

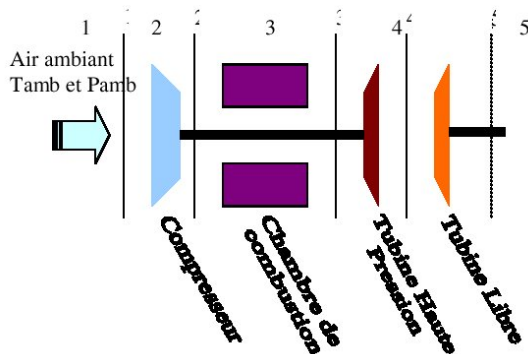


FIGURE 1.1 – Coupe longitudinale d'une turbine

- (1) : L'air à la pression (P_{amb}) et à la température (T_{amb}) ambiante entre dans la turbine.
- (1)-(2) : Cet air est tout d'abord comprimé par un compresseur. Sa pression et sa température augmentent lors de cette phase de compression.
- (2)-(3) : Une partie de cet air participe à la combustion du carburant, l'autre part dilue les gaz de combustion et refroidit les parois de la chambre de combustion. En sortie de chambre de combustion, les gaz

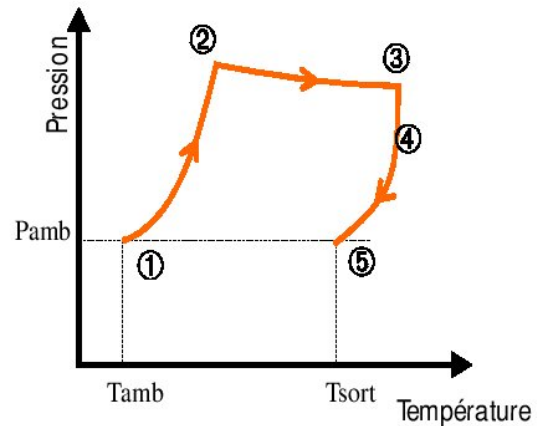


FIGURE 1.2 – Cycle thermodynamique

ont une forte énergie potentielle (température et pression).

- (3)-(4) : Ils sont détendus dans un premier étage de turbines (Turbine Haute Pression — THP) qui récupère la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur (monté sur le même axe mécanique). À l'issue de cette première détente, les gaz possèdent encore une très forte énergie (cinétique, thermique, pression).
- (4)-(5) : Ces gaz à haute énergie sont détendus une deuxième fois dans la turbine libre (TL) qui transforme cette énergie en énergie mécanique fournie sur l'axe de sortie.
- (5)-(1) : Les gaz possédant une faible énergie cinétique peuvent être dilués directement dans l'atmosphère ou leur énergie thermique non-négligeable peut servir, via un échangeur thermique, à produire de l'eau chaude ou de la vapeur. Les gaz retournent ainsi à leur état thermodynamique initial.

L'ensemble compresseur, chambre de combustion, turbine haute pression (THP) – entraînant le compresseur – est appelé générateur de gaz. Le deuxième étage de turbines est appelé turbine libre (TL) car son axe mécanique est indépendant du premier.

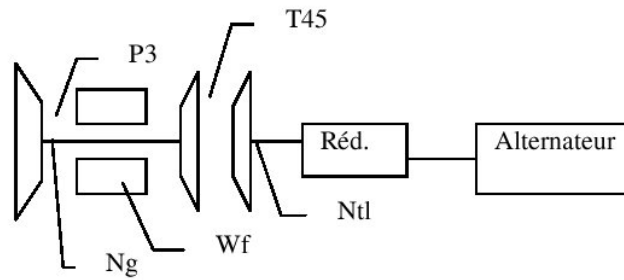


FIGURE 1.3 – Notations utilisées

1.2 Notations

Les quatre variables mesurées sur la turbine sont notées comme suit (cf. la figure 1.3) :

- N_g = vitesse de rotation de l'arbre du générateur de gaz ;
- N_{tl} = vitesse de rotation de l'axe de la turbine libre ;
- P_3 = pression en sortie du compresseur ;
- T_{45} = température interturbine (flux entre la THP et la TL).

Les 2 dernières grandeurs ne sont pas directement contrôlées mais sont surveillées car elles doivent rester bornées afin d'assurer la protection de la machine.

La grandeur de commande est le débit de carburant en entrée de la chambre de combustion, elle est notée W_F .

1.3 Applications de la turbine

1.3.1 Co-génération

Dans le cas de la cogénération de la figure 1.3, l'énergie mécanique est utilisée pour entraîner un alternateur et l'énergie thermique résiduelle des gaz peut être utilisée pour produire de l'eau chaude ou de la vapeur via un échangeur : on parle alors de cogénération.

La vitesse de rotation de la turbine libre doit être constante et telle que la fréquence de la tension générée soit 50Hz. De plus lorsque l'alternateur doit être couplé au réseau EDF, celui-ci doit générer un signal en phase lors de sa connection.

L'alternateur voit sa charge électrique varier en fonction de la consommation de courant. Le couple résistant sur le rotor de la turbine libre varie proportionnellement à la charge électrique au niveau du stator. La loi de commande doit

alors adapter la puissance des gaz du générateur pour maintenir la turbine libre à sa vitesse nominale constante.

La difficulté supplémentaire de ce genre d'application est de devoir changer de mode de fonctionnement en cours d'utilisation (passage d'un carburant gazoil au gaz naturel sans interruptions, se connecter ou déconnecter au réseau EDF, etc.).

1.3.2 Turbopropulseur et turbomoteurs

Dans les applications aéronautiques, elle est utilisée pour entraîner via un réducteur une hélice ou un rotor d'hélicoptère : on parle alors respectivement de turbopropulseur et de turbomoteur.

Le plus souvent la vitesse de rotation du rotor ou de l'hélice doit rester constante (comme dans le cas de la cogénération). On augmente la propulsion du rotor ou de l'hélice en augmentant l'angle d'incidence (appelé le *pas* du rotor) de chacune des pales. Le rotor déplace ainsi plus de masse d'air et génère plus de poussée par contre-réaction.

Par contre, le couple résistant sur la turbine libre augmente avec le pas du rotor : la régulation doit alors réagir pour adapter la puissance des gaz et maintenir la vitesse de rotation autour de sa valeur nominale.

Une difficulté supplémentaire de ce type d'application est que l'inertie de la charge n'est pas constante (flexibilité des pales et des axes mécaniques). Le modèle de telles charges comprend de nombreux modes et notamment des modes souples (oscillatoires) qui mettent en danger la stabilité de la turbine.

1.3.3 Réacteur double-flux

La principale application est le réacteur double-flux (ou turbofan) schématisé par la figure 1.4.

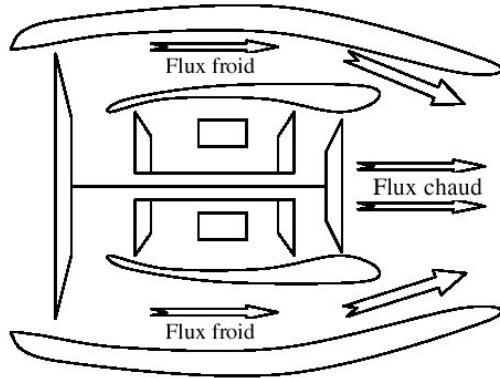


FIGURE 1.4 – Principe de la turbine double flux

Les gaz issus du générateur de gaz ne sont que partiellement détendus afin de fournir une énergie cinétique résiduelle contribuant à la propulsion par réaction (flux chaud). L'énergie mécanique récupérée sur la turbine basse pression sert à entraîner le *fan* qui accélère le flux d'air qui le traverse et lui confère de l'énergie cinétique. Une partie de ce flux alimente le générateur de gaz, L'autre partie (la plus importante) fournit la contribution principale à la poussée (flux froid).

Les turbines double flux possèdent deux mobiles mécaniques indépendants, montés sur des arbres coaxiaux : le compresseur et la THP d'une part, la TBP et le *fan* d'autre part. Les compresseurs et les turbines sont en général constitués d'un assemblage de plusieurs rotors intercalés par des éléments stators.

La poussée du réacteur varie alors directement avec la vitesse de rotation de la turbine libre (pas de variation de pas des *fans*). La loi de commande doit pouvoir poursuivre une consigne de vitesse de la turbine libre.

Comme dans tout problème de contrôle, la première question qui se pose est celle du modèle : sa structure, ses valeurs de paramètres, son domaine de validité...

Le modèle est écrit en séparant la partie générateur de gaz, présenté dans la section 2.1, de la partie turbine libre présentée dans la section 2.2. Le générateur de gaz est relié à la turbine libre par un col sonique qui accélère la vitesse d'écoulement jusqu'à la vitesse du son. Les perturbations de pression, qui se déplacent à la vitesse sonore, engendrées au niveau de la TL ne peuvent donc pas remonter jusqu'au générateur de gaz. On peut donc mettre en équations le générateur de gaz sans prendre en compte l'état de la turbine libre.

2.1 Modélisation du générateur de gaz

Nous modélisons sous forme de représentation d'état l'ensemble du *doseur de carburant*, de la chambre de combustion et de l'arbre du générateur de gaz reliant le compresseur (CP) et la turbine de détente haute pression (THP).

2.1.1 Le doseur de carburant

Le *doseur de carburant* comprend deux pompes et un échangeur thermique permettant de monter en pression et de chauffer le carburant afin de pouvoir en injecter une quantité maîtrisée W_f (en l/h) dans la chambre de combustion.

La consigne de débit W_f^* est envoyée à un moteur pas à pas qui actionne le doseur. La dynamique du doseur a été identifiée en boîte noire par un premier ordre de gain unitaire et de constante de temps t_{dos} .

En prenant W_f pour variable d'état, l'équation dynamique est la suivante :

$$t_{dos} \frac{dW_f}{dt} = -W_f + W_f^* \quad (2.1)$$

La vitesse de variation de consigne est limitée par le moteur pas à pas. On représentera

dans le modèle non-linéaire cette limitation par un effet *slew rate*

2.1.2 L'arbre générateur de gaz

L'état du générateur de gaz est représenté par la vitesse de rotation de l'arbre générateur (cf. figure 2.1). L'équation d'état s'obtient en

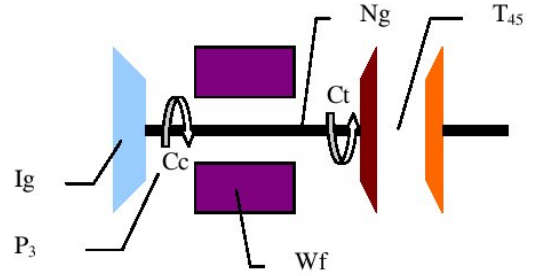


FIGURE 2.1 – Modélisation du générateur de gaz

isolant mécaniquement cet axe et en y appliquant le principe fondamental de la dynamique¹ :

$$I_g \dot{N}_g(t) = C_{thp}(t) - C_c(t) = C_g(t) \quad (2.2)$$

avec :

I_g — Inertie de l'arbre du générateur de gaz

C_g — Couple résistant servant à entraîner le compresseur

C_{thp} — Couple généré par la détente des gaz dans la THP

C_g — Couple résultant produisant l'accélération de l'arbre

Le couple résultant $C_g = C_{thp} - C_c$ dépend des points de fonctionnement courants du compresseur et de la turbine, et de la chambre de combustion. Chacun de ces éléments du cycle fait l'objet d'une *macro-modélisation* qui permet d'en déduire les caractéristiques principales.

Le *macro-modèle* tend à évaluer tous les paramètres d'un système en utilisant les lois fondamentales de la physique. Dans le cas des fluides thermodynamiques, le *macro-modèle* doit représenter l'état du gaz en tous points du système et aboutir à une simulation par éléments finis du système.

1. On note $\dot{x}(t)$ la dérivée temporelle de x

Le macro-modèle permet de définir le cycle thermodynamique de la turbine et donc la dépendance entre le couple résultant C_g et les grandeurs N_g et W_f . Les thermodynamiciens peuvent ainsi calculer, pour une gamme de débits de carburant W_f et une gamme de vitesses N_g , la valeur de C_g et d'autre variables telles que P_3 et T_{45} .

On obtient ainsi un maillage, représenté dans la figure 2.2, qui permet d'approcher les valeurs de la fonction $C_g(W_f, N_g)$.

Lorsque $C_g > 0$ on est en phase d'accélération et inversement. Une trajectoire typique d'un cycle accélération/décélération est représentée sur la figure 2.2 en ligne discontinue : on part d'un état d'équilibre (couple nul), on augmente le débit carburant, ce qui induit un couple résultant positif et donc l'augmentation de la vitesse jusqu'à ce qu'un nouvel équilibre s'installe à une vitesse N_g supérieure.

L'équation dynamique de l'arbre générateur est donc non-linéaire :

$$I_g \dot{N}_g(t) = C_g(W_f, N_g) \quad (2.3)$$

2.1.3 Les variables à contrôler

La pression P_3 à la sortie du compresseur et la température des gaz T_{45} entre la THP et la TL sont des grandeurs qu'il faudra surveiller afin d'éviter la destruction de la turbine. Ces grandeurs dépendent aussi des variables d'état N_g et W_f et sont données par les maillages issus des macro-modèles. Les maillages $P_3(W_f, N_g)$ et $T_{45}(W_f, N_g)$ sont représentés sur la figure 2.3.

2.1.4 Modèle comportemental du générateur de gaz

La simulation de macro-modèles est souvent très longue. De plus la quantité de données générée est si grande qu'il est difficile d'en interpréter les résultats. On construit alors un *modèle comportemental* capable de représenter l'évolution des grandeurs les plus significatives du système avec le maximum de précision possible. Ce type de modèle permet de tester rapidement les lois de commandes en écourtant le temps de simulation et en délivrant une information synthétique.

Dans notre cas, le modèle comportemental est bâti avec l'outil *Simulink* en exploitant les maillages ($C_g(W_f, N_g)$, $T_{45}(W_f, N_g)$ et $P_3(W_f, N_g)$)

sous forme de tables d'interpolation à deux dimensions². On parle alors de *modèles tabulés*.

Une première modélisation non linéaire tabulée est alors proposée en figure 2.4. La vitesse N_G est calculée grâce à l'équation 2.3 en prenant pour couple résultant la valeur lue dans la table 2D contenant le maillage de C_g . Remarquez la prise en compte de la dynamique du capteur de température par un système du 1^{er} ordre de constante de temps t_{th} correspondant à celle des thermocouples de mesure.

2.2 Modélisation de la turbine libre

Les gaz à très haute énergie issus du générateur de gaz sont détendus dans une turbine dite libre car indépendante de l'arbre générateur de gaz. Le couple récupérés sur cet axe est transmis à la charge utile : alternateur, propulseur, rotor d'hélicoptère, *fans*, roues motrices.

Dans le cas du réacteur double-flux, de certains propulseurs et des roues motrices, la vitesse de rotation N_{tl} de la TL peut varier et doit suivre une valeur de consigne (vitesse d'un train, puissance du réacteur, etc.).

Dans le cas des alternateurs, de rotors et propulseurs à pas variables, la vitesse de rotation N_{tl} de la TL doit être maintenue proche d'une valeur nominale N_{tl}^{nom} . Nous limitons cette étude à ce dernier cas où N_{tl} doit rester constante autour de N_{tl}^{nom} .

2.2.1 La turbine libre

De manière identique au générateur de gaz, on isole mécaniquement l'axe de la turbine libre et on applique le principe fondamental de la mécanique :

$$I_{tot} \dot{N}_{tl} = C_{tl} - C_{charge} \quad (2.4)$$

avec :

I_{tot} Inertie totale de la turbine libre $I_{tot} = I_{tl} + I_c$. Comprenant son inertie propre I_{tl} et l'inertie résultante I_c de la charge (alternateur, réducteur, rotor).

C_{tl} Couple moteur récupéré par la détente des gaz issus du générateur de gaz.

² lookup tables chez les saxons

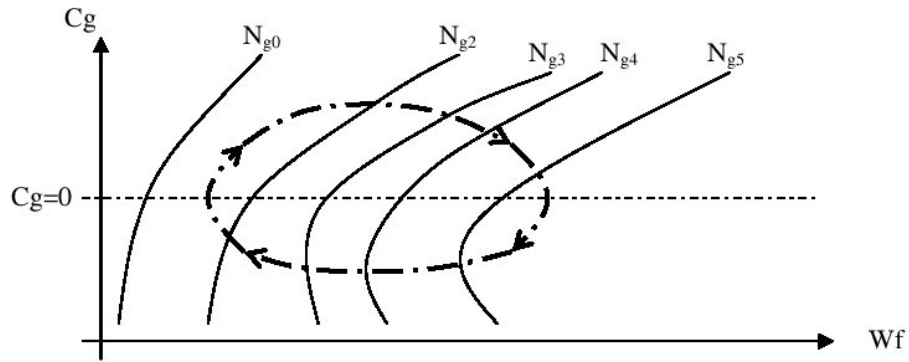


FIGURE 2.2 – Tracé du couple à l'équilibre en fonction de N_g et du débit carburant W_f . Les lignes de balayage à N_g constant sont appelées isovitesses. La courbe $C_g = 0$ correspond à l'équilibre mécanique de l'arbre : la totalité du couple fourni par la turbine est utilisé pour entraîner le compresseur.

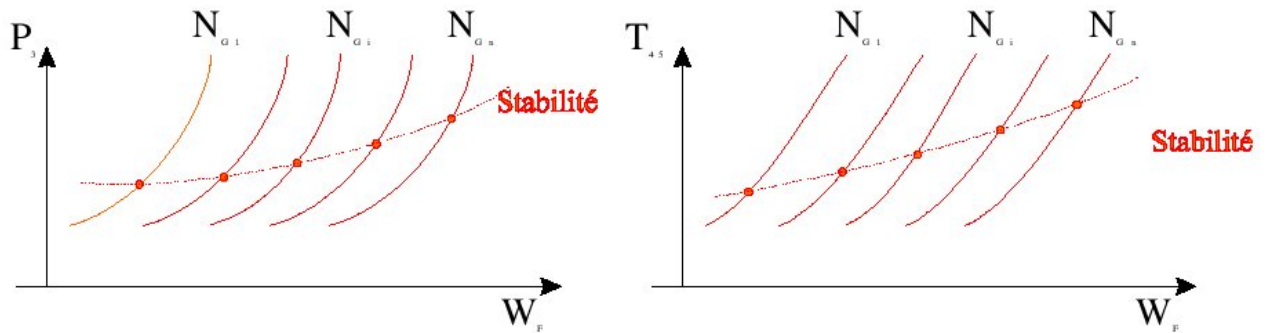


FIGURE 2.3 – Tracé de la pression compresseur (a) et de la température inter-turbine (b) en fonction de N_g (en isovitesses) et du débit carburant W_f . La courbe de stabilité correspond à l'équilibre des couples $C_g = 0$

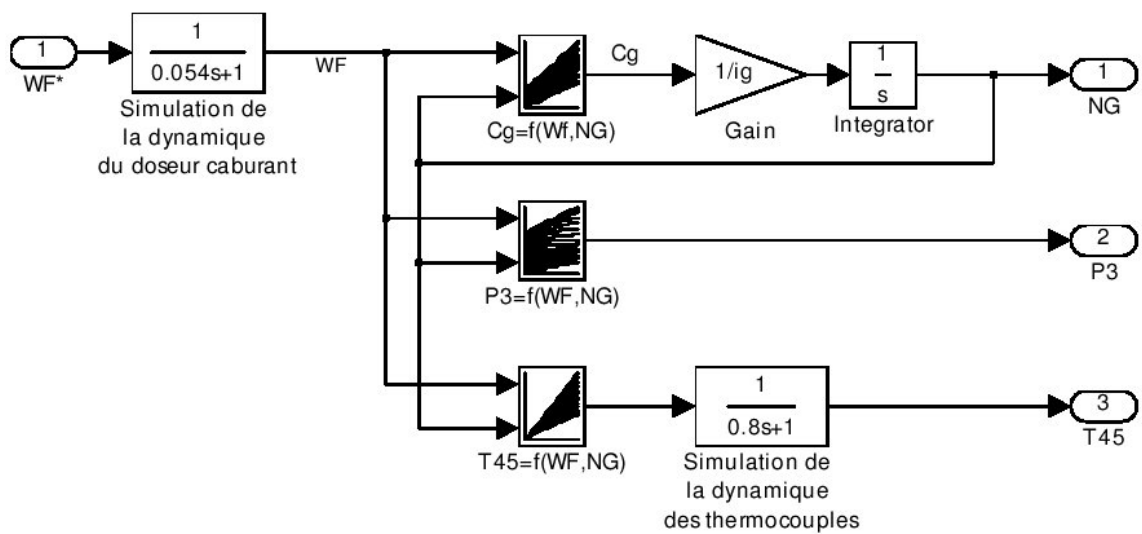


FIGURE 2.4 – Modélisation non linéaire par tabulation

C_{charge} Couple résistant dû à la charge. Dans le cas d'un alternateur, ce couple est proportionnel à la puissance électrique consommée. Dans le cas d'hélices ou de rotors, ce couple est la résultante des traînées des pales du rotor variant avec le pas d'incidence.

Les macro-modèles de la turbine libre permettent d'exprimer la relation entre le couple C_{tl} récupéré par la détente des gaz et les grandeurs W_f , N_g et N_{tl} .

En choisissant la variable d'état N_{tl} on obtient l'équation dynamique :

$$I_{tot} \dot{N}_{tl} = C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl}) - C_{charge} \quad (2.5)$$

2.2.2 Modèle comportemental de la turbine libre

Le maillage $C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl})$ n'est pas calculé directement sous cette forme 3D. Un premier maillage 2D $C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl}^{nom})$ donne le couple pour la vitesse N_{tl} fixée à sa valeur nominale. Les variations du couple TL en fonctions des écarts $\Delta N_{tl} = N_{tl} - N_{tl}^{nom}$ sont données par la fonction $\frac{dC_{tl}}{dN_{tl}}(N_g)$.

L'équation dynamique peut s'exprimer avec ces deux maillages :

$$I_{tot} \dot{N}_{tl} = C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl}^{nom}) + \frac{dC_{tl}}{dN_{tl}}(N_g) \Delta N_{tl} - C_{charge} \quad (2.6)$$

On peut donc construire le modèle comportemental *simulink* à l'aide de tables 2D et 1D.

Modèle d'étude du système complet

3

On représente le système complet à l'aide du vecteur d'état $X = [W_f \ N_g \ N_{tl}]^T$. Le système comporte une entrée de commande W_f^* et une entrée de perturbation non maîtrisée C_{charge} ¹.

Le modèle comportemental du système est obtenu avec les relations 2.1, 2.3 et 2.5 :

$$\begin{aligned} \dot{X} &= f(X) + g(W_f^*) + h(C_{charge}) \quad (3.1) \\ \equiv \begin{cases} t_{dos} \dot{W}_f &= -W_f & + W_f^* \\ I_g \dot{N}_g &= C_g(W_f, N_g) \\ I_{tot} \dot{N}_{tl} &= C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl}) & - C_{charge} \end{cases} \end{aligned}$$

Ce modèle comportemental est inexploitable en l'état pour le calcul d'une loi de commande car les fonctions de couples C_g et C_{tl} ne sont pas exprimées analytiquement.

Il est donc nécessaire d'obtenir une expression mathématique du modèle comportemental suffisamment simple pour permettre l'étude de la loi de commande : un *modèle d'étude*.

Dans notre cas, on peut extraire une expression analytique des maillages (ou tables) par régression polynomiale. La méthode la plus prisée, que nous allons appliquer, est évidemment la régression linéaire.

3.0.3 Linéarisation du modèle comportemental

La linéarisation s'opère autour d'un point de fonctionnement X_0 qu'il faut définir au préalable. Une méthode brute consisterait à linéariser autour de tout triplet X de l'espace d'état. Dans l'optique d'une loi de commande adaptée en fonction du point de fonctionnement, il est important de limiter le nombre de points de linéarisation.

Nous choisissons de linéariser le système uniquement autour du régime statique de la turbine $\dot{X} = 0$. On définit ainsi un nombre restreint de

1. Le couple de charge C_{charge} ne peut être choisi par le calculateur. Par contre la perturbation de couple peut être mesurée et parfois même anticipée. Nous considérons dans cette étude que l'amplitude de la perturbation n'est pas mesurée

modèles linéaires valides sur toute la courbe statique et pour des dynamiques transitoires relativement faibles.

Points statiques

Il faut définir l'ensemble des points statiques $X_0 = [W_f^0 \ N_g^0 \ N_{tl}^0]$ autour desquels les modèles seront linéarisés. Comme nous limitons l'étude aux applications telles que $N_{tl} \approx N_{tl}^{nom}$, l'état du régime statique N_{tl}^0 est fixé à la valeur $N_{tl}^0 = N_{tl}^{nom}$. Pour un couple de charge C_{charge}^0 donné, la loi de commande imposera, en régime statique, un débit de consigne W_f^{*0} tel que l'équilibre $\dot{X}_0 = 0$ sera observé avec une vitesse $N_{tl} = N_{tl}^{nom}$.

Les deux autres états du régime statique W_f^0 et N_g^0 sont liés entre-eux et dépendent aussi de la perturbation de charge utile C_{charge} . D'une part, la charge utile fixe le couple C_{tl} nécessaire sur la TL pour rester à vitesse N_{tl} constante autour de la vitesse nominale N_{tl}^{nom} . Ce couple C_{tl} dépend de l'énergie des gaz ($\propto N_g$ et $\propto W_f$ ²). D'autre part, l'équilibre de l'arbre générateur impose une relation entre l'énergie de la combustion ($\propto W_f$) et le couple résistant ($\propto N_g$), ce qui lie entre-eux N_g^0 et W_f^0 .

L'équilibre statique $\dot{X}_0 = 0$ lie donc avec 3 relations les variables W_f^{*0} , W_f^0 , N_g^0 , C_{charge}^0 et le régime statique $N_{tl}^0 = N_{tl}^{nom}$ imposé par l'application. Il suffit alors de fixer une des variables libres pour identifier totalement le point statique X_0 . Dans une optique d'adaptation des gains de la commande au point de fonctionnement, on choisi de désigner le point statique par la valeur de N_g^0 car celle-ci est directement mesurée de manière fiable.

Linéarisation

On peut linéariser les équations autour du point statique $(X_0, W_f^{*0}, C_{charge}^0)$ par les changements de variables $X(t) = \Delta X(t) + X_0$, $W_f^*(t) =$

2. Le signe $\propto x$ désigne ici « croissant avec x » et non « proportionnel à x »

$\Delta W_f^*(t) + W_f^{*0}$ et $C_{charge}(t) = \Delta C_{charge}(t) + C_{charge}^0$.

On obtient le modèle d'écarts linéaire suivant :

$$\begin{aligned} \Delta \dot{X} = & \left. \frac{\partial f}{\partial X} \right|_{X=X_0} \cdot \Delta X \\ & + \left. \frac{\partial g}{\partial W_f^*} \right|_{W_f^*=W_f^{*0}} \cdot \Delta W_f^* \\ & + \left. \frac{\partial h}{\partial C_{charge}} \right|_{C_{charge}=C_{charge}^0} \cdot \Delta C_{charge} \\ & + f(X_0) + g(W_f^{*0}) + h(C_{charge}^0) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Le point de linéarisation se situant sur le régime statique, les termes $f(X_0) + g(W_f^{*0}) + h(C_{charge}^0)$ s'annulent sur cet équilibre. Le modèle linéaire devient :

$$\begin{aligned} \Delta \dot{X} = & J_f|_{X_0} \cdot \Delta X \\ & + \left. \frac{\partial g}{\partial W_f^*} \right|_{W_f^{*0}} \cdot \Delta W_f^* \\ & + \left. \frac{\partial h}{\partial C_{charge}} \right|_{C_{charge}^0} \cdot \Delta C_{charge} \end{aligned} \quad (3.3)$$

où $J_f|_{X_0}$ est la jacobienne³ de f calculée au point X_0 .

3.1 Performances de la loi de commande

Vous allez concevoir une première loi de commande dont le but est la simple régulation de la turbine autour d'un point de fonctionnement. La seconde itération consistera à apporter deux performances nouvelles : la stabilité du système sur toute la gamme de fonctionnement et la détection des pannes franches d'un capteur.

Performances de la loi de commande

La loi de commande doit assurer un asservissement de la vitesse de la turbine libre N_{tl} autour de sa valeur nominale N_{tl}^{nom} . L'erreur statique doit être nulle malgré les variations de la charge utile C_{charge} .

La seule variable de commande est la consigne de débit de carburant W_f^* . Le calculateur travaille à une fréquence d'échantillonnage de 20ms

³. matrice des dérivées partielles d'une l'application f de dimension

et dispose à cette période des mesures de N_g , P_3 , T_{45} et N_{tl} . Il est possible dans la plupart des applications d'estimer la valeur du couple résistant C_{charge} . Nous cherchons cependant à ne pas l'induire dans la loi de commande et à la considérer comme une réelle perturbation.

La loi de commande sera testée et validée sur le modèle comportemental de la turbine. La stabilité du système doit être démontrée. En dernier lieu, la dynamique du système sera optimisée.

Protection de la turbine

De plus il faut garantir l'intégrité du système en évitant les 3 problèmes majeurs suivants :

- l'extinction de la chambre de combustion apparaît lorsque le débit de carburant est trop faible, il est alors difficile de réamorcer la combustion et la turbine devient alors inutilisable jusqu'à un arrêt complet ;
- la sur-température au niveau de la THP (T_{45}) peut faire fondre les pales de celle-ci et détruire complètement le système ;
- le *pompage* ou décrochage aérodynamique des pales du compresseur apparaît lorsque la vitesse de rotation N_g des pales du compresseur est trop rapide (en fonction de la pression P_3), il s'en suit de très fortes vibrations (environ 20 Hz) qui peuvent être destructrices.

Pour éviter ces phénomènes, on limite la valeur du débit de carburant de consigne W_f^{*brut} donnée par la loi de commande. La consigne limitée W_f^* est ensuite envoyée au doseur de carburant. Les limites sont les suivantes :

Extinction : on impose un débit minimal nommé W_f^{min} de 60l/h.

Sur-température : on limite la vitesse de variation de la consigne de carburant avec un effet *slew rate* $\dot{W}_{f,max} = 100 \frac{l/h}{s}$.

Pompage : on impose un débit de carburant maximum $W_f^{max}(P_3)$ en fonction du point de fonctionnement aérodynamique du compresseur P_3 .

Données numériques

4

Les données numériques de la turbine se trouvent dans le fichier `donnees_turbine_v2007a.mat`.

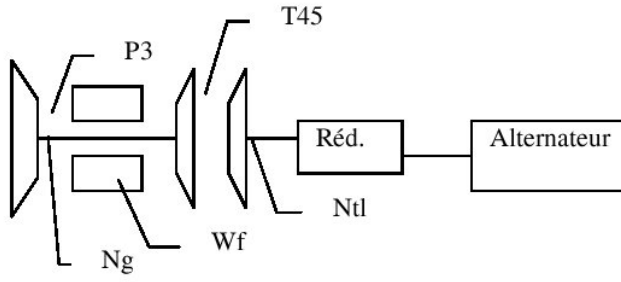


FIGURE 4.1 – Notations utilisées

4.1 Les constantes

Nom	Var.	Unités	Valeur	Incert.	Nom	Var.	Unités	Valeur	Incert.
ig	I_g	$Kg.m^2$	0.0860	0,1%	ntl	N_{tl}^{nom}	tr/min	22800	—
itl	I_{tl}	$Kg.m^2$	0.0557	0,1%	tth	t_{th}	s	0.8	10%
ic	I_c	$Kg.m^2$	0,195	0,1%	tdos	t_{dos}	s	0.054	10%
wfmin	W_f^{min}	l/h	70	—	dwfmaxdt	$\dot{W}_{f_{max}}$	$\frac{l/h}{s}$	100	—

4.2 Les maillages ou tables

Les fonctions tabulées ($C_g(W_f, N_g)$ par exemple) sont représentées par des matrices dont le nom est précédé de la lettre “t” (`tcg` par ex.). Les valeurs de W_f pour lesquelles sont calculées les lignes de la table `tcg` sont stockées dans un vecteur d’index nommé `isowf`. De même `isong` contient les valeurs de N_g pour lesquelles sont calculées chaque colonne de `tcg`.

Nom	Fonction	Unités	Min	Max	Incertitude	Index x	Index y
tcg	$C_g(W_f, N_g)$	$m.daN$	-24.2	39.8	10%	isong	isowf
tp3	$P_3(W_f, N_g)$	bar	1.74	6.18	5%	isong	isowf
tt4	$T_{45}(W_f, N_g)$	$^{\circ}C$	153	1847	5%	isong	isowf
tctl100	$C_{tl}(W_f, N_g, N_{tl}^{nom})$	$m.daN$	-2.2	49.6	5%	isong	isowf

Nom	Fonction	Unités	Min	Max	Incertitude	Index
tdctldntl	$\frac{\partial C_{tl}}{\partial N_{tl}}(N_g)$	$\frac{m.daN}{tr/min}$	-1.9e-3	-0.5e-3	5%	isong
ywfp3	$W_f^{*max}(P_3)$	l/h	197.9	548.1	—	xwfp3

4.3 Utilisation des tables

```

global isong isowf tcg tp3 tt4 tctl100 tdctldntl xwfp3 ywfp3
f_cg ;
load donnees_turbine_v2007a ;
%% Toutes les constantes et tables sont importées

%% Definition de fonctions de lecture
f_cg = @(ng,wf) interp2(isong ,isowf ,tcg ,ng,wf); % fonction inline cg(ng,wf)
f_wfmax = @(p3) interp1(xwfp3,ywfp3,p3); % fonction inline wfmax(P3)

%% Exemples de lecture

% Debit Wf à ne pas dépasser pour une pression P3= 3,3 Bar
% à cause de la limite de pompage
wf_lim_ambient = interp1(xwfp3,ywfp3,3.3) % lecture directe 1D

wf_lim_ambient = f_wfmax(3.3) % pareil mais avec une fonction inline

% Couple Cg (Wf,Ng) à la limite du pompage (pour 3.3 bar) avec NG=25000 tr/min
cg_lim_pomp=interp2(isong ,isowf ,tcg ,25000,wf_lim_ambient) % lecture directe 2D
cg_lim_pomp=f_cg(25000,wf_lim_ambient) %avec la fonction inline
cg_lim_pomp=f_cg(25000,f_wfmax(3.3)) %avec fonctions inline imbriquées

```