

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Université Abou Bekr Belkaid
Tlemcen Algérie



جامعة أبي بكر بلقايد

تلمسان الجزائر

Ministère de l'Enseignement supérieur
et de la Recherche Scientifique



Faculté de technologie



Projet de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme de Master

en Génie Mécanique

Option : Maintenance Industrielle

THEME

*Etude & Simulation de l'entraînement réglé
de la turbine à gaz PGT-25.
La station de compression du gaz naturel W.EL BAYED*

Préparé par :

Kada Ahmed

Devant le jury composé de :

Président : Mr. KERBOUA B.

UAB Tlemcen

Encadreur: Mr. ZINAI A .

UAB Tlemcen

Examineurs : Mr. BELKAID M.

UAB Tlemcen

Juin 2015



DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à ma famille et à tous ceux qui sont chers.

En particulier mes parents qu'ils m'ont poussés et m'ont encouragé.

Sans oublier bien sûr mes frères, mes sœurs et tous mes amis sans exception

REMERCIEMENT

Je voudrais tout d'abord remercier vivement mes parents pour le grand soutien qu'ils m'ont apporté. Tout le personnel du Terminal Arrivée (GPDF) pour leur gentillesse, leur accueil et leur générosité envers moi depuis mon premier contact et durant toute la période du stage. Je remercie tout le personnel de département d'instrumentation et tous les professeurs de département génie mécanique pour toute la durée de formation.

Et bien sûr mon encadreur M^r ZINAI pour toute l'aide ainsi que les nombreux conseils qu'il m'a prodigué, le président de jury M^r KERBUA.B et les examinateurs : M^r. BELKAID M.

Mes remerciements s'adressent aussi à l'ensemble de mes amis et tous les étudiants qui m'ont soutenu moralement pour l'élaboration de ce travail.

Enfin, que tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin, trouvent l'expression de ma profonde gratitude pour leur soutien dont ils ont fait preuve à mon égard

ملخص

هذا العمل كان نتيجة تريض نهاية تكوين الموسم الدراسي 2015/2014 من أجل نيل شهادة ماستر في الهندسة الميكانيكية تخصص صيانة صناعية وذلك بالشركة الوطنية سوناطراك بالضبط بمحطة ضغط الغاز الطبيعي بولاية البيض حيث جرى هذا التريض في ظروف جد ممتازة، وأنا فخور للغاية بكل الأعمال التي قمت بها بمعية مهندسي وإطارات المحطة لأنها لم تكن بالأمر الهين. وقد كان هدفي مذكرتي هذه دراسة ميدانية حول مراقبة عمل ضغط الغاز الطبيعي من وصوله إلى المحطة إلى غاية توصيله إلى آخر محطة لبيعه وتصديره نحو كل من البرتغال، إسبانيا والمغرب الأقصى. واعتمدت في عملي على منهجية كانت مقترحة من طرف رئيس المحطة وطاقمه التقني والتي أساسها تشخيص المشاكل والعيوب التي قد يتعرض لها النظام وكيفية اتخاذ القرارات اللازمة والسليمة من أجل ضمان ديمومة عمل الضاغط (TURBOCOMPRESSEUR) وكذا كل المواد المستعملة من أنابيب وأجهزة صناعية...

RESUME

Ce travail est le résultat d'un travail de la fin de formation de l'année universitaire 2014/2015 dans la compagnie Sonatrach exactement à la station de compression du gaz naturel Située à wilaya d'EL BAYED, afin d'obtenir un diplôme de MASTER en génie mécanique option : maintenance industrielle. Ce travail a été fait dans de très bonnes conditions, et je suis très fier de tout le travail que j'ai fait avec l'ensemble des ingénieurs et des cadres de la station, car il n'est pas facile.

La cible de ce mémoire était une étude sur terrain concernant le suivi des travaux de la pression du gaz naturel de son arrivée à la station pour le connecter à la dernière station de la vente et l'exportation de tout le Portugal, l'Espagne et le Maroc.

J'ai adopté une méthodologie pratique a été proposée par le chef de la station et de mon équipe technique se focalisait sur le diagnostic des défauts et des problèmes qui pourraient être exposée au système et la façon de prendre les décisions nécessaires afin d'assurer la pérennité de l'œuvre du compresseur (turbocompresseur), ainsi que tous les matériaux utilisés de tuyaux et équipements industriels.j'ai effectué une simulation d'asservissement afin de réguler la vitesse des turbocompresseurs.

ABSTRACT

This work is the result of a practical internship of the end of training of the academic year 2014/2015 in the company Sonatrach exactly in the compression station of the natural gas situated in wilaya of LBAYED, to obtain a diploma of MASTER'S degree in mechanical engineering option: industrial maintenance. Where it was this internship (training course) in very good conditions, and I am very proud of all the work which I made with all the engineers and the frames of the station, because it is not easy.

The target of this report was a study of ground on the follow-up of the works of the pressure of the natural gas of its arrival to the station to connect it to the last station of the sale and the export of every Portugal, Spain and Morocco.

J' adopted a practical methodology was proposed by him.

NOMENCLATUR :

GN-5001-51A-N : la ligne principale du gaz de 48 pouces venant de HASSI-RMEL.

MOV : Vanne de passage du gaz.

I-07: logique de by-pass.

I-06: logique de démarrage de la Station de Compression.

I-03 : logique de l'arrivé du Racleur à la Gare d'Arrivé.

UA-5017 A/B : signal d'alarme de by-pass.

F-501, F-502, F-503 : Des filtres séparateurs.

TT : Transmetteur de température.

PT : Transmetteur pression.

FT : Transmetteur de débit.

SDV : Vanne d'arrêt.

BDV : Vanne de purge.

Y (sortie) : grandeur régulée exprimée en pression de refoulement du gaz désirée. [Bar].

M : mesure de la pression de sortie réelle. [Bar].

Yc : grandeur de consigne exprimée en pression et commandée par l'opérateur. [Bar].

C : consigne (relation entre C et Yc = relation entre M et Y).

Yr : signal électrique de commande sortant du correcteur.

Gr : grandeur de réglage exprimée en signal pneumatique.

D : perturbation (additive).

ε : écart entre consigne et mesure

P = pression en [bars].

V = volume massique en [m³ /kg].

k = exposant adiabatique ($k \approx 1.4$ pour l'air).

LP: Basse pression.

HP: haute pression.

NOMENCLATURE

$C_m(T_m)$ = couple mécanique.

W_f = débit de gaz. [kg/h].

N = vitesse du rotor BP. [tr/min].

T_{amb} = température ambiante. [$^{\circ}C$].

α_i = coefficient linéaire à identifier.

P_u = Par unité (per unit) = la valeur réelle / la valeur de base.

y = matrice colonne des n observations de y

x = matrice de n . ($k + 1$) éléments des n observations des variables explicatives (la dernière colonne est constituée de 1 qui sont les facteurs de ξ_0).

ξ = matrice colonne des ($k + 1$) coefficients à identifier ξ_j

ε = matrice des résidus de la relation suivante.

N_{HP} : vitesse de rotation de l'arbre HP. [tr/min].

p = Opérateur de LAPLACE.

T_a = Accélération du couple.

H = la constante d'inertie.

ω = la rotation d'arbre. [tr/min].

G_1, G_2, G_3 : Fonctions de transferts.

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie mécanique est sans conteste l'une des formes d'énergies les plus utilisées de nos jours. Depuis sa première application dans l'industrie, elle a marqué de façon considérable le mode de vie des hommes et elle est devenue l'une des sources d'énergie les plus courantes dans la vie quotidienne.

Ses domaines d'application sont nombreux et elle est préférée à beaucoup d'autres.

D'une part parce qu'elle est un peu polluante et aussi parce qu'elle s'est révélée être l'une des formes les plus faciles à produire.

Il existe en effet différents moyens de production de l'énergie mécanique, par exemple les centrales thermiques, hydroélectrique et même les centrale nucléaires.

Les turbomachines au niveau des centrales de production doivent alors adapter en permanence leur point de fonctionnement. Elles sont le plus souvent soumises à de fortes contraintes pour maintenir la fréquence à la valeur de consigne et les installations peuvent être sujettes à différents phénomènes: risque de survitesse par exemple au niveau des turbines lorsque la fréquence baisse, ou lorsqu'un des groupes de production tombe en panne. Les phénomènes de pompage ne sont pas non plus à exclure, le pompage étant le phénomène correspondant au cas d'ouverture limite des organes de commandes (vannes, soupapes..). Les turbomachines peuvent aussi tourner en dessous des valeurs permises lorsque la demande énergétique décroît par exemple, causant une augmentation de la fréquence.

Pour donc assurer la stabilité du système au niveau des installations, il faut songer à des dispositifs de régulation adéquats. Ces derniers doivent pouvoir commander de façon instantanée les turbomachines afin qu'elles répondent assez rapidement aux perturbations au sein du réseau. Ces systèmes de régulation doivent aussi garantir le fonctionnement des machines dans les limites permises. Sans risque de détérioration pour ces dernières. Ce travail est en général effectuée par des régulateurs de type PID (Proportionnel Intégral Dérivé).

L'obtention du modèle se fera grâce à la transcription de la turbine PGT-25, et la méthode de ROWEN qui permettra d'en tirer les équations représentatives. Le logiciel MATLAB-SIMULINK. sera utilisé par la suite pour les simulations afin d'illustrer le comportement de la turbine dans le réseau lors des perturbations.

Ce projet de fin d'étude est organisé de quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, une discussion générale sur les turbomachines a publié d'une façon globale le mot « turbo » ainsi que les différents types des machines tournantes.

Par la suite le deuxième chapitre se focalisait sur l'action de régulation analogique d'un système asservi dans la station de compression de gaz située à la région de LEBIOUTH SID CHIKH.

Nous définirons par la suite dans le troisième chapitre, le domaine de fonctionnement de la turbine étudiée, et les objectifs à atteindre.

Le quatrième chapitre consistera à la modélisation et à la simulation effectuée avec Matlab-Simulink. L'étude des résultats obtenus nous conduira alors au choix des paramètres les mieux adaptés pour le régulateur à installer sur notre modèle.



CHAPITRE 1

***Généralités sur
les turbomachines***

1.1. Introduction :

Le terme turbomachine est composé de MACHINE et du préfixe TURBO qui provient du latin *TURBINIS*, qui veut dire tourner ou en rotation. La turbomachine a été introduite en France en 1822 par l'ingénieur de mines CLAUDE BURDIN.

On appelle turbomachines, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues (rotors) munies d'aubes (ailettes) et tournant autour d'un axe (figure 1.1).

Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. Ce sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement. L'échange de l'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube. Sur l'intrados la pression est plus élevée que l'extrados..... [1].

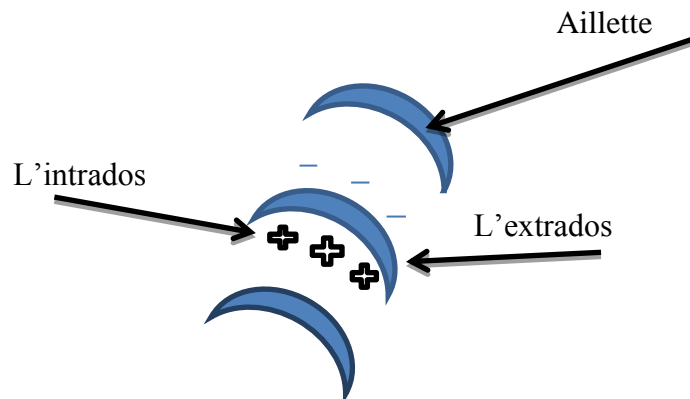


Figure 1.1 : Les ailettes d'une turbomachine

1.2. Turbomachines réceptrices:

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion) dont le couple est transmis au moyen d'un arbre. L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

On peut établir une distinction entre les turbines en considérant la nature du fluide moteur, on trouve les turbines :

1.2.1. Turbines hydrauliques : Une turbine hydraulique est une machine tournante qui génère une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement. Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir de chutes d'eau.

1.2.2. Turbines à vapeur : elle transforme l'énergie potentielle en énergie cinétique faite par l'intermédiaire de sa rotation. Elle transforme l'énergie cinétique en énergie mécanique en agissant sur les ailettes.

1.2.3. Turbines à gaz : est un moteur à combustion externe qui prend et comprime l'air atmosphérique. Sa propre compression augmente la pression énergétique de l'air. Cette puissance peut être convertie en énergie mécanique. L'énergie qui résulte est transmise par l'intermédiaire d'une machine réceptrice qui produit la puissance.

Nous nous focalisons sur les turbines à gaz, que nous allons détailler dans le point suivant, puisqu'ils vont faire l'objet de notre travail..... [2].

1.2.4. Définition et principes généraux de fonctionnement :

Une turbine à gaz (dénomination historique, abrégée en TG), appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire :

- Soit de l'énergie mécanique par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice
- Ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère.

La plupart des moteurs thermiques utilisent l'air ambiant comme carburant et lui font subir des transformations suivant trois phases principales qui se succèdent dans l'ordre :

*compression, afin d'élever sa pression et sa température avant de pénétrer dans la chambre de combustion où il est mélangé au carburant pour créer le mélange carburé qui sera enflammé, et fournira l'énergie thermique nécessaire à l'entraînement du compresseur par détente dans la turbine puis l'énergie cinétique ou mécanique demandée par l'application.

Le mot « gaz » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (longtemps la plus employée) fait référence au caractère gazeux des éléments entrant dans la combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.



Figure 1.2 : Turbine à gaz.

1.3. Quelques types de turbines à gaz :

Tout dépend de son entraînement on distingue :

1.3.1. Turbopompes :

Une turbopompe est une pompe à carburant ou à combustible entraînée par une turbine tournante à plusieurs milliers de tours par minute, qui met sous pression le carburant avant son injection dans la chambre de combustion d'un moteur-fusée à combustible liquides. Cet élément du moteur joue un rôle essentiel dans la performance du moteur-fusée car la poussée de celui-ci dépend de la pression du combustible arrivant dans la chambre de combustion.

La turbopompe permet d'atteindre pour les moteurs les plus performants des pressions élevées environ de 423 bars en sortie de pompe sur, la vitesse de rotation est de 100 000 tours par minute, le débit est de 4 tonnes par seconde et les températures extrêmes des ergols (des carburants) .

Lorsque la pression dans la chambre de combustion est inférieure à environ 20 bars, la turbopompe est remplacée par une simple mise sous pression des réservoirs d'ergols réalisée

par exemple à l'aide d'hélium stocké sous très haute pression. Au-delà de 20 bars, l'épaisseur des parois des réservoirs nécessaire pour résister à la pression engendre un poids excessif et les constructeurs ont recours aux turbopompes.



Figure 1.3 : Turbopompe.

1.3.2. Turboalternateurs :

Un turbo-alternateur est l'accouplement d'une turbine et d'un alternateur en vue de transformer la puissance mécanique d'un fluide en mouvement, puis en électricité.

Le fluide exploité peut être liquide, comme l'eau d'une rivière pour une centrale hydroélectrique, ou gazeux, comme la vapeur produite par une centrale nucléaire :

- Une énergie gazeuse sous pression fait tourner la turbine.
- La turbine fait tourner l'axe sur lequel est fixé le rotor de l'alternateur.
- L'interaction entre le rotor et le stator (bobines de fils de cuivre fixes) de l'alternateur crée le courant électrique..... [3].



Figure 1.4 : Turboalternateur.

1.3.3. Turbocompresseurs :

Le terme turbocompresseur (appelé couramment « turbo » dans le domaine automobile) a deux significations :

- un compresseur d'air à aube (centrifuge en général) entraîné par une turbine (à gaz en général) ;
- une turbine actionnée par les gaz d'échappement qui entraîne sur son axe un compresseur d'air d'admission d'un moteur à combustion interne comme un moteur à piston.

Le turbo désigne donc l'ensemble d'une TURBINE actionnée par les gaz d'échappement d'un moteur à pistons et dont le travail sert à entrainer sur son axe un COMPRESSEUR "centrifuge" qui va comprimer l'air d'admission du moteur. Ce dispositif représente une amélioration importante du moteur classique notamment sur l'augmentation de la puissance massique et du rendement, par une puissance supérieure à volume de cylindrée égale et à consommation égale. Afin de maximiser cet effet, il est nécessaire de refroidir l'air comprimé par un échangeur de type air/air ou air/eau (un intercooler en anglais) pour rendre à l'air d'admission sa densité "son volume massique" et donc son efficacité en tant que comburant gazeux additionné d'un brouillard de gazole injecté.

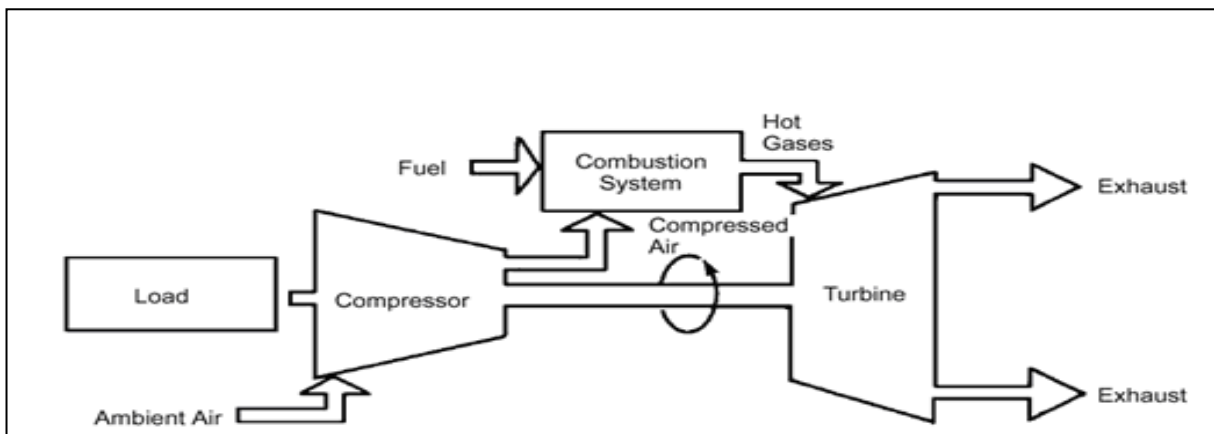


Figure 1.5 : Turbocompresseur.

1.5. Présentation de la station de compression SC3 de GPDF:

GPDF(Gazoduc Pedro Duran Farell) a été créé en 1996, sa fonction principale est d'assurer le transport du gaz naturel par canalisations à partir du Centre National de Dispatching de Gaz (C.N.D.G) qui se trouve à Hassi-R'mel vers l'Europe (Espagne et Portugal) à travers le Maroc, Il est mis en service le 13.11.1996, le tronçon algérien s'étend sur une longueur de 521 Km à partir du C.N.D.G (TERMINAL DEPART) jusqu'au Machraa-Ennouar (TERMINAL ARRIVÉ).

Le transport s'effectue par une pipe de 48 pouces ; Le tronçon ALGERIEN s'étend sur 521kms et traverse les Wilayas : Laghouat, El Bayadh et Naâma. Quatre postes de coupures et une station de compression située environ tous les 100 Kms longent ce gazoduc et sont prévus pour être des stations de compression SC3 lors d'une demande importante des clients. Des vannes de sectionnement sont installées sur la ligne afin d'isoler un tronçon en cas d'urgence ou de nécessité. Les salles de contrôle du terminal arrivé et de la station de compression surveillent les paramètres d'exploitation (Pression, Température et le Débit) du gazoduc.

De même, on retrouve deux bases de vie, une au terminal arrivée à MACHRAA- ENNOUAR et une autre a la station de compression SC3 ainsi q' un champ de vie à chaque poste de coupure..... [4].

La station SC3 est située à LABIODH SID CHEIKH (w. EL BAYADH), elle est une nouvelle station qui a été exploitée depuis le 15 février 2004 et conçue pour relancer le gaz de procédé jusqu'au la station suivante (TERMINAL ARRIVE) arrivant du C.N.D.G (TERMINAL DEPART).

Elle est composée de deux turbocompresseurs, deux turbos alternateurs, d'un bâtiment pompier incendie, de deux unités de traitement l'eau potable et d'eau usées, un bloc HSE, d'un stockage d'huile et des ateliers de maintenance....

Son objectif est de comprimer le gaz naturel de 49, 28 (bars) à 68,5 (bars) qui est proportionnel à l'augmentation du débit qui est $1,43 \cdot 10^6 \text{Nm}^3/\text{h}$ selon les exigences contractuelles des clients de la SONATRACH. Ce produit est traité par filtres à Tamis pour améliorer la qualité du gaz naturel par l'élimination des impuretés et les condensats :

La gestion administrative et technique du centre d'exploitation de la station.

La réalisation du plan de production et des programmes d'enlèvement.

Le suivi de maintenance et l'entretien des installations de la station.

La sécurité des installations de la station.

Et tout ça ne peut être fait qu'à l'aide des ressources humaines, qui sont le personnel de notre station de compression. Et qui est composé d'un chef de station, des ingénieurs, des techniciens, des cadres d'études techniques, des administrateurs, des chauffeurs et des infirmiers.... [5].

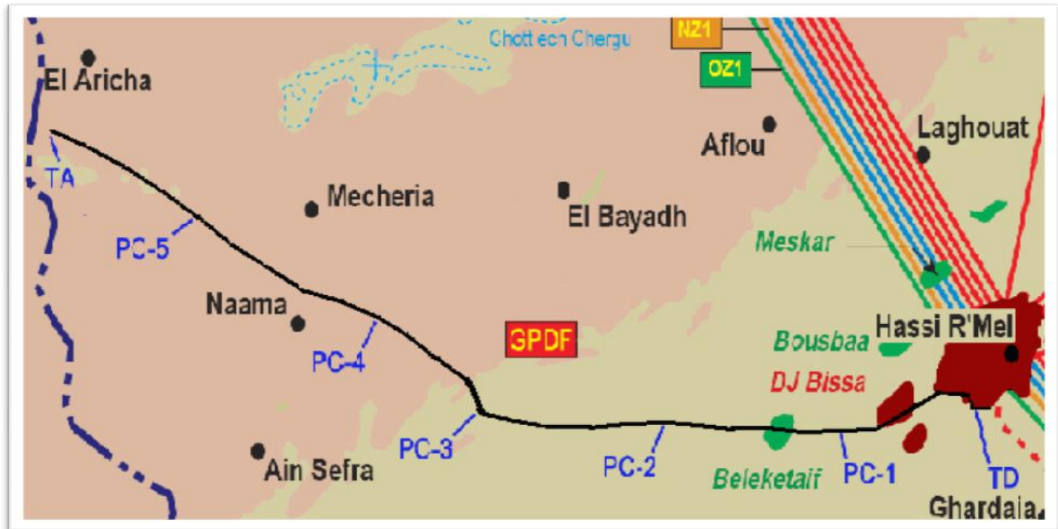


Figure 1.6 : Tronçon du projet algéro-européen GPDF.

1.6. System d'exploitation dans la station de compression SC3 :

Dans la station le gaz passe par plusieurs étapes (in to out) :

1.6.1. Filtres Séparateurs:

Durant le gazoduc on trouve dans chaque (PC) trois filtres séparateurs et des attentes sont prévues pour l'installation d'un quatrième filtre.

Les trois filtres existants, sont installés à l'entrée de la station de compression SC3 en exploitation normale deux sur trois fonctionnent et l'autre en stand-by.

Le but de ces filtres d'éliminer les impuretés liquides et solides qui pourraient endommager l'état interne du pipe et les turbocompresseurs.

1.6.2. Turbocompresseur:

La station SC3 comprend deux turbocompresseurs dont un en service et l'autre de secours, ils sont du type Nuovo pignone PGT 25 –PCL 801. Chaque turbocompresseur est installé dans un bâtiment individuel et équipé par des systèmes d'extinction, détection de gaz et de ventilation.

1.6.3. Section De Traitement De Gaz:

Le package de traitement du gaz se compose de 3 skid:

- **skid 1:** filtration et mesure.
- **skid 2:** réchauffage électrique, régulation de la pression et séchage.
- **Skid3:** réchauffage à gaz.

1.6.3.1- Skid 1de filtration et mesure:

Le système de traitement de gaz est alimenté par la ligne 4" provenant de la ligne principal 48" à l'entrée de station de compression.

La filtration est achevée par moyen d'un train de filtre inertiels et à cartouches avec un train de secours, le gaz filtré est en suit mesuré en débit et envoyé aux skid 2 et 3.

1.6.3.2- Skid 2de réchauffage électrique, régulation de la pression et séchage:

La ligne 3" sortant du skid 1 entre dans le réchauffeur électrique du skid 2. le gaz est ensuite dépressurisé et envoyé aux

- * turboalternateur comme gaz combustible et gaz de démarrage
- * turbocompresseur comme gaz réchauffé.
- * vannes motorisées comme gaz de motorisation.

Après la détente de pression, ce gaz sort du skid 2 vers le réseau gaz instrument.

1.6.3.3- Skid 3 de réchauffage à gaz:

Le réchauffeur à gaz est du type indirect à bain d'eau.

Le gaz provenant du skid 1 entre dans le réchauffeur à gaz est réchauffé puis sort vers le skid 2 et aussi entre une ligne de 1" provenant du réseau instrument et sort la ligne 1" des événements qui va vers le réseau.

1.6.4. Electricité:

La Station de Compression est autonome, capable de produire l'électricité nécessaire pour satisfaire ses besoins et les besoins de la Base de Vie, a cet effet deux Turboalternateurs de 2.5 MW de puissance ont été installés, dont un en service et l'autre de secours.

Chaque turboalternateur est connecté à un transformateur abaisseur (6000V /380V) .

Un groupe électrogène de secours d'une puissance de 320 KVA est prévue pour l'alimentation des auxiliaires vitaux de la station ainsi que l'alimentation des axillaires nécessaires pour le démarrage des turboalternateurs .

1.6.5. Autres Utilités:

- Section de stockage de l'huile.
- Section de stockage de gas-oil.
- Section de traitement et stockage d'eau (potable, usée).
- Section de traitement de l'air (service, instrument) .

1.7. Passage du gaz dans la station SC3:

La ligne du Gazoduc 48''-GN-5001-51A-N en provenance du poste de coupure N° 2, arrive à la Station de Compression N° 3. Une vanne MOV 5026 est installée fait le by-pass de la Station de Compression et du poste de coupure, cette vanne est normalement fermée en exploitation et elle s'ouvre seulement quand toute la Station de Compression est contournée. Cette vanne est actionnée par la logique I-07(logique de by-pass), soit localement, soit par le système DCS (Digital Control System). Deux signaux d'alarme indiquent que la Station est by-passée (UA-5017 A/B) sont envoyés à l'OCS et au Tableau local.

Dans le cas du démarrage de la station, En aval de ce by-pass il y a la dérivation de la ligne 48'' existante qui alimente les Filtres Séparateurs en gaz (F-501, F-502, F-503 et filtre futur). Sur cette ligne est installée la vanne MOV-5002 de type line break, normalement ouverte en exploitation, est se ferme en cas de baisse pression ou d'arrêt du Post de Coupure N° 3, actionnée par la logique I-07. Cette vanne se ferme aussi en cas de réception du racleur (logique I-03 l'arrivé du Racleur à la Gare d'Arrivé).

Egalement, sur la ligne 48'' existante sur la sortie filtration, il est installée la vanne MOV-5005 de type line break, normalement ouverte en exploitation, est se ferme en cas de baisse pression ou arrêt du Poste de Coupure N° 3, actionnée par la logique I-07. Cette vanne se ferme aussi en cas de lancement du racleur (logique I-04 le départ du Racleur de la Gare de Départ).

La température et la pression à l'entrée et à la sortie de la Station de Compression sont contrôlées par les instruments TT-5001, PT-5001 et TT-5002, PT-5002, et sont visualisées soit sur l'OCS, et sur le SCADA.En amont de la vanne MOV-5002 il y une dérivation d'une ligne 8'' vers le skid gaz existant, sur laquelle est installée la dérivation de la nouvelle ligne 4'' vers

les nouveaux skids de Traitement du Gaz (520-Z-01). Une dérivation de secours (16''), existante, pour la même utilisation, est installée en aval de la vanne SDV-5015 (refoulement des Turbocompresseurs) et de la vanne MOV-5005. Cette dérivation est pareille à celle précédente, avec une vanne de contrôle de la pression PCV-5001, qui réduit la pression de celle de refoulement des Turbocompresseurs à celle d'aspiration. Les vannes manuelles de cette ligne sont normalement fermées.

Un système existant (12'') pour la dépressurisation manuelle de la ligne à l'entrée (c'est à dire du Gazoduc) est installé en amont de la vanne MOV-5002 et de la vanne MOV-5005. Les vannes manuelles de cette ligne sont bloquées fermées.

A la Gare de Racler de départ est connectée la nouvelle ligne 48'' du refoulement des Turbocompresseurs (510-TC-01 A, 510-TC-01 B et 510-TC-01 N futur). Sur cette ligne est installée la vanne SDV-5015, normalement ouverte, est qui se ferme en cas d'arrêt de la Station de Compression. Cette vanne est actionnée par les logiques I-01, I-02, I-04, I-06, soit localement, soit de DCS. Juste en aval de la vanne SDV-5015, refoulement des Turbocompresseurs, il y a une nouvelle prédisposition pour des connexions futures de 48'' et 40'' avec autres Gazoducs.

Juste en amont et en aval des deux Gares de Racler d'arrivée et de départ il y a deux vannes (MOV-5001 et MOV-5004) existantes, normalement fermées, qui s'ouvrent seulement en cas de réception ou lancement du racler. Elles sont contrôlées par le DCS ou par le SCADA à travers les logiques I-03, I-04..... [6]

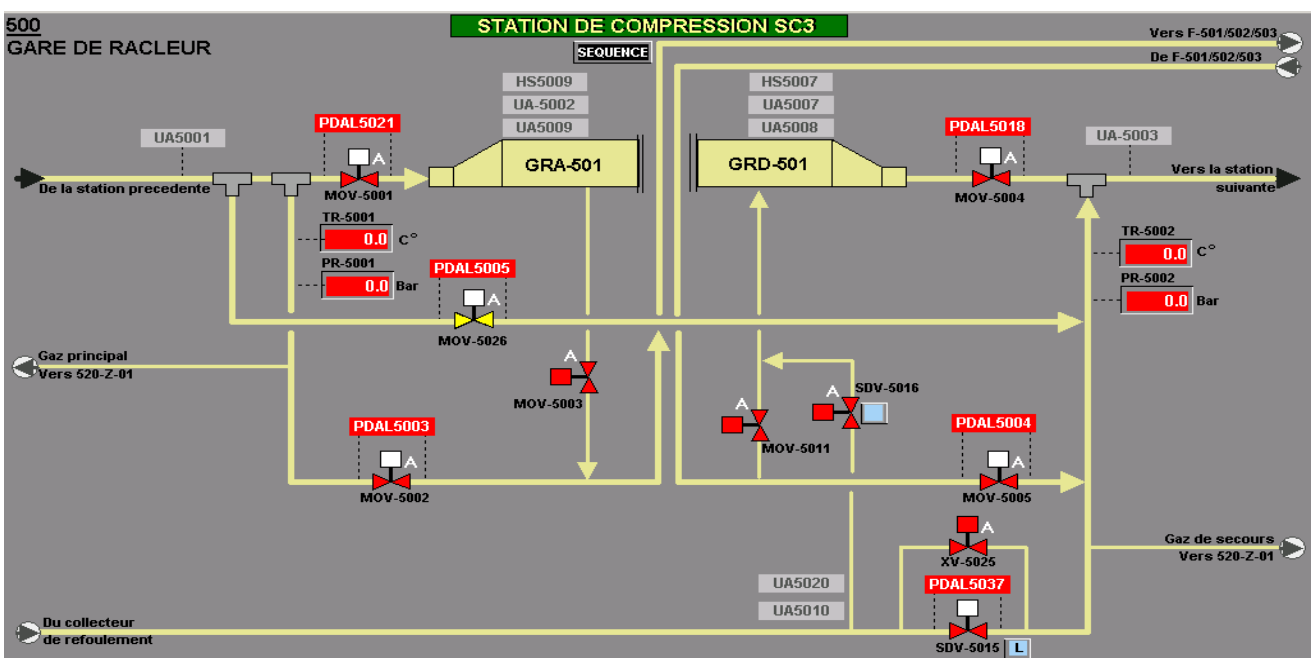


Figure 1.7. Passage du gaz.

A decorative border with intricate brown and gold scrollwork and floral patterns framing the text.

CHAPITRE 2

Généralités sur la régulation

2.1. Introduction:

La régulation est l'action de régler automatiquement une grandeur de telle sorte que celle-ci garde constamment sa valeur ou reste proche de la valeur désirée quelques soient les perturbations qui peuvent subvenir.

La régulation consiste à amener une grandeur physique X (pression, vitesse, débit, niveau, température,...) à une valeur fixe, appelée « consigne W ». On utilise pour cela un régulateur, composé d'un comparateur et d'un correcteur. Le comparateur déduit l'écart e entre la consigne W et la mesure X . Le correcteur génère une grandeur réglante Y dont le but sera d'annuler l'écart e . C'est cette grandeur réglante Y (exprimée en %) qui commande l'organe de modulation d'énergie (relais statique, vanne).

Le régulateur inséré dans une chaîne de commande, impose en contrainte d'exploitation au sous système de modulation d'énergie une grandeur réglante selon une loi de commande couramment appelée ALGORITHME.

Il existe quatre algorithmes de base qui sont :

- T.O.R (Tout Ou Rien).
- P proportionnel
- I Intégral
- D Dérivé.

La plupart des régulateurs de marques différentes comportent un algorithme identique, désigné par « PID » :

P : action proportionnelle.

I : action intégrale.

D : action dérivée.

P.I.D : sont des modules d'action.

En plus des autres régulateurs via :

- Régulateurs pneumatiques locaux.
- Régulateurs analogiques de tableau (pneumatiques ou électroniques).
- Régulateurs numériques de tableau.

- Régulateur SPLINT-RANGE.

2.2. Intérêts de la régulation dans l'industrie :

La régulation automatique permet de réaliser des opérations de contrôle des paramètres d'un procédé qui ne peuvent pas être confiées à l'opération, pour différentes raisons :

La précision (nécessairement limitée dans le cas d'une intervention humaine).

Les difficultés ou dans certains cas impossible d'effectuer des tâches de contrôle dans conditions d'environnement sévères (température élevée et bruit excessif à côté des turbines à gaz, chaudières, fours,....).

La complexité des procédés industriels : à partir de certain nombre de paramètres procédé la commande manuelle n'est plus envisageable.

La répétitivité de certaines tâches.

La recherche de performances élevées pour répondre aux exigences de qualité de produit demandées par les clients.

Le rôle d'un automaticien est de concevoir un Système de Régulation Automatique :

Stable : La grandeur de sortie doit converger vers une valeur finie si le signal d'entrée est aussi limitée

Précis : La grandeur à mesurer doit être la plus proche de celle désirée à l'état statique

Rapide : Il doit répondre rapidement à une excitation.

2.3. Paramètres d'une boucle de régulation :

2.3.1. Grandeur réglée : c'est la grandeur que l'on désire maintenir constante ou à laquelle on veut imposer une dépendance déterminée. Cette grandeur réglée peut être soit le paramètre réglé lui-même, soit l'image du paramètre réglé (par exemple la température étant l'image de la concentration).

2.3.2. Grandeur de consigne : c'est la grandeur fixée automatiquement ou manuellement par l'opérateur et à laquelle on veut maintenir la grandeur réglée.

2.3.3. Grandeur réglante : c'est la grandeur qui agit sur l'organe de régler afin de faire tendre l'écart vers zéros, c'est la sortie du régulateur.

2.3.4. Paramètre réglant : c'est le flux d'énergie ou de matière qui permet de modifier la grandeur réglée et qui doit avoir une grande influence (action) sur elle.

2.3.5. Grandeurs perturbatrices : ces des grandeurs qui ont une influence directe ou indirecte sur la grandeur réglée. Ces grandeurs sont généralement appelés variations de charge. [7].

2.3.6. Différents types de signaux :

Dans une boucle de régulation ou d'automatisme, les différents appareils sont reliés entre eux et les informations circulent le plus souvent:

- Soit sous forme de pression d'air: (0,2 à 1 bar)
- Soit sous forme de courant électrique continu : (4 à 20 mA).
- Soit sous forme d'information numérique: (0 ou 1).

Les signaux sont alors appelés respectivement signaux pneumatiques, électriques et numériques. Les signaux pneumatiques et électriques, qui sont des signaux continus, sont appelés analogiques. En numérique, les signaux sont émis à intervalles de temps réguliers (seconde ou fraction de seconde correspondant à la période de scrutation).

2.4. Régulateur :

2.4.1. Définition :

Le régulateur est l'organe de la boucle de régulation. C'est un appareil dont la fonction est de comparer la mesure de la grandeur à régler (signal venant du transmetteur) à la consigne imposée. S'il existe une différence entre elles (l'écart), il modifie le signal de commande qui est envoyé à la vanne automatique (ou à un organe de réglage) en fonction des actions dont il est pourvu. Cette modification du signal de commande de la vanne doit permettre de ramener la grandeur réglée à une valeur aussi proche que possible de la consigne.

Mais il est rare que ce soit la seule fonction requise par cet appareil. Il doit également :

-Assurer l'affichage de certaines grandeurs, comme la consigne, la mesure, le signal de sortie vers l'organe de réglage.

-Permettre d'autres configurations de réglage, comme la commande manuelle directe de la vanne par l'opérateur, ou l'imposition de la consigne par un autre régulateur ou par une sortie de calculateur.

Le régulateur peut parfois être situé dans l'unité. Mais en fait, il est presque toujours en salle de contrôle, à la portée de l'opérateur qui peut ainsi surveiller les indications fournies et imposer les valeurs des consignes.

2.4.2. Types de régulateur :

2.4.2.1. Régulateurs locaux pneumatiques :

Ils réunissent en général dans un même boîtier le capteur et le régulateur et assurent l'affichage des pressions correspondantes à la valeur des signaux pneumatiques. Les différents réglages se font à l'intérieur du coffret.

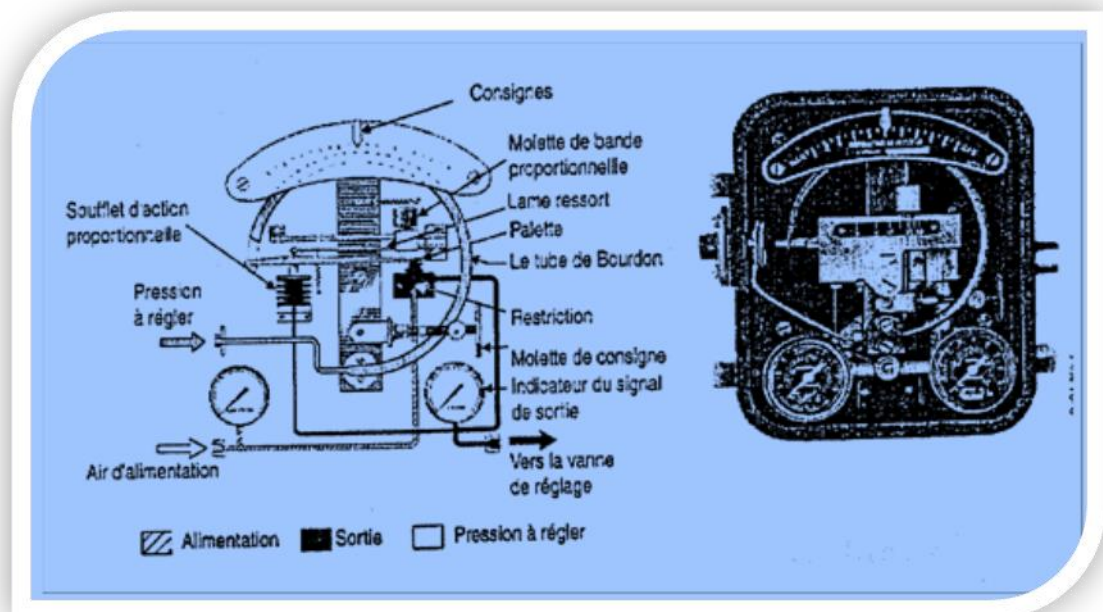


Figure 2.1 : Régulateur pneumatique de pression ou de température

2.4.2.2. Régulateurs analogiques de tableau :

Ils peuvent traiter des signaux pneumatiques ou électriques analogiques. Ils se composent essentiellement de trois parties :

- un tiroir assurant les fonctions du régulateur.
- Une face avant pour affichage des valeurs et modification des paramètres.

- Une alimentation d'énergie et une interface de réception / émission des signaux.

Le tiroir en général non visible, comporte les possibilités d'affichage des actions proportionnelle, intégrale et dérivée. La face avant correspond à l'interface opérateur et diffère suivant les constructeurs avec les fonctions suivantes :

***Affichage :**

- Valeur de la mesure
- Valeur de la consigne
- Valeur du signal de sortie vers vanne
- Mode de fonctionnement

***Molette de changement des valeurs des paramètres :**

- Consigne (en mode AUTO).
- Signal de vers vanne (en mode MANU)

***Molette de changement de mode :**

- Automatique : AUTO.
- Manuel : MANU.
- Cascade : consigne externe ou interne.

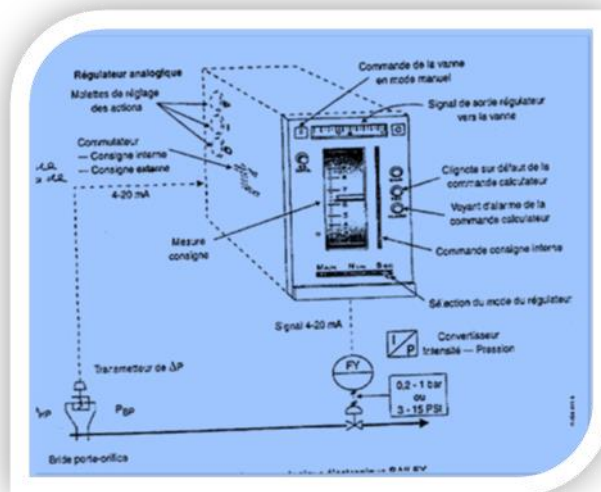


Figure 2.2 : Régulateur analogique électronique BAILEY

2.4.2.3. Régulateurs numériques de tableau :

Ils se présentent comme les régulateurs analogiques avec une face avant et tiroir. Les signaux sont manipulés en numérique par des programmes informatiques stockés sur les cartes électroniques du régulateur.

La face avant permet un affichage numérique des valeurs des signaux et parfois un affichage analogique de l'écart ou du signal de sortie. Des touches sensibles permettent les modifications des paramètres et des modes de fonctionnement.

La programmation du calculateur peut se faire soit à partir d'une face cachée sous la face avant, soit en branchant un terminal de configuration.

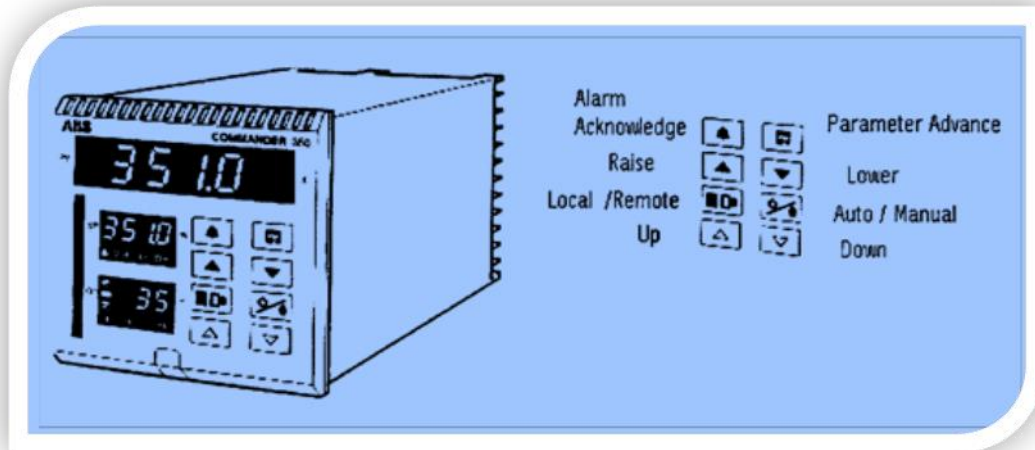


Figure 2.3 : Régulateur numérique de tableau.

L'utilisation des régulateurs numériques sont plus nombreuses que celles des analogiques grâce aux :

- Entrées multiples
- Nombreux modules numériques (addition, soustraction, racine carrée, rampe de consigne).
- Alarmes configurables sur tous les signaux, butées sur signal de sortie.
- Possibilité de mettre deux régulateurs en cascade l'un sur l'autre dans le même boîtier.
- Algorithmes variés : compensation prédictive, retard pur.

2.4.2.4. Régulateur SPLIT-RANGE :

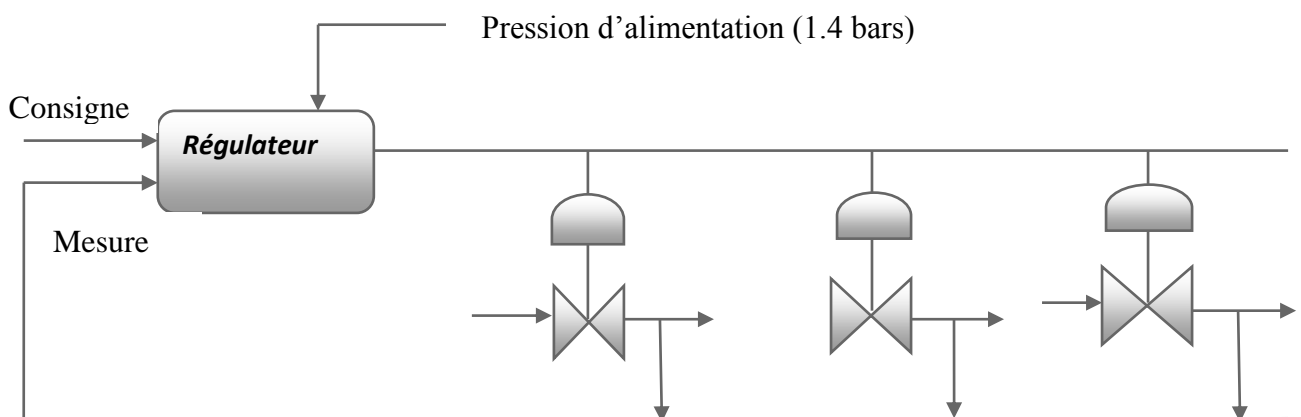


Figure 2.4 : Schéma du régulateur SPLIT-RANGE.

C'est un régulateur commande deux vannes ou plus ; il reçoit deux signaux : le signal de mesure de la sortie d'une part, et le signal de consigne (la salle de contrôle) d'autre part, son signal de sortie va attaquer les vannes régulatrices.

Dans le cas du complexe **GPDF**, il existe cinq rampes de livraison, trois rampes fonctionnent et deux autres réserves ; généralement la pression du gaz se diminue après la filtration, à ce moment la on est obligé de la remettre presque égale à 50 bars pour satisfaire le contrat des clients européens.

Alors les exploitants et les instrumentistes ont besoin de faire des régulations ce qu'on appelle « la régulation SPLIT RANGE »).

La sortie de chaque rampe va être transmise par un transmetteur du type FOX BORRO qui va envoyer cette valeur de sortie sous forme d'un signal pneumatique à la salle de contrôle.

La valeur de consigne est comprise entre 4 et 20 MA ce qui veut dire entre 3 et 15 PSI, dans ce cas la le signal envoyé de la salle de contrôle va être convertit d'un signal électrique en un signal pneumatique grâce à un convertisseur (I/P). Puis elle va être injectée dans un régulateur qui est alimenté par un SKID de séparation de pression.

2.5. Boucle de régulation :

Les mesures actuelles présentent une importance capitale dans une chaîne de régulation, utilisée par le moyen de signal de consigne entraînée par un régulateur afin de mettre en évidence un signal de réglage qui actionnera l'organe de régulation. Il est à noter que les échelles du signal de mesure et du signal de consigne se présentent de la même façon qui est la suivante :

- De 0.2 à 1 bar en pneumatique.
- De 4 à 20 milli ampères en électrique.

Pour obtenir une régulation satisfaisante, il ne suffit pas de connecter simplement le système à régler à un régulateur. Il s'agit plutôt d'ajuster aux mieux les paramètres de réglage du régulateur qui permettront d'obtenir une qualité de régulation optimale. Avant de traiter de ces paramètres et de leurs déterminations, il y a lieu de définir ce que l'on entend par qualité optimale de régulation. Régler les actions d'un régulateur, c'est d'abord être capable de choisir entre deux réglages celui qui est le meilleur. Il faut pour cela un critère objectif de qualité de réglage. En outre, il ne faut trop perturber le procédé pour optimiser une boucle.

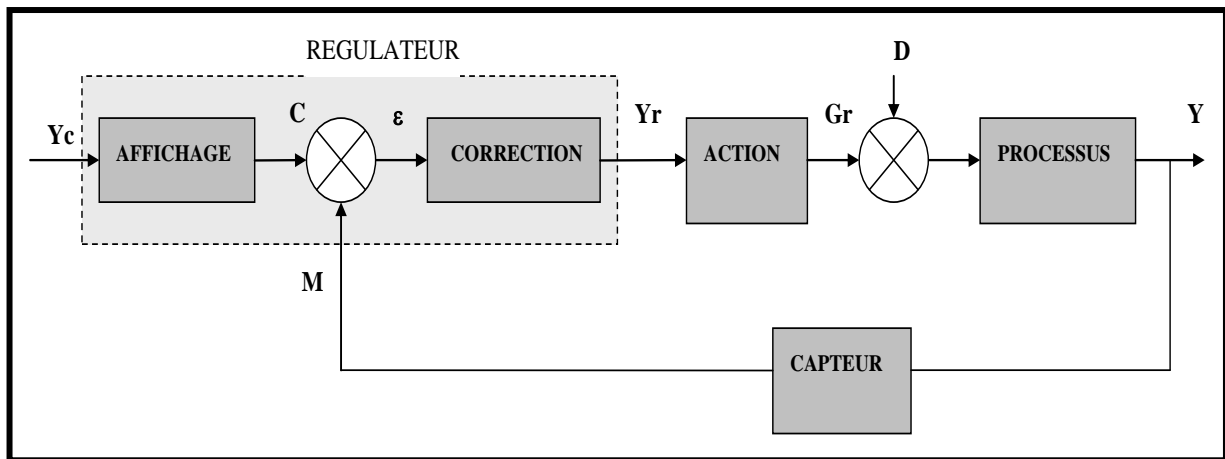


Figure 2.5 : Schéma de la boucle de régulation.

2.5.1. Capteurs de mesures :

Un capteur est l'élément d'un appareil de mesure servant à la prise d'informations relatives à la grandeur à mesurer.

Le capteur est l'élément capital et le premier maillon d'une chaîne de mesure. Il a pour rôle de saisir et de transformer la grandeur physique à mesurer, et le contenu de son information en une autre grandeur physique accessible aux sens humains ou aux maillons suivants de la chaîne d'acquisition.

Ce sont donc des organes sensibles, transformant la grandeur à mesurer en un signal électrique, pneumatique, hydraulique ou numérique, normalisé, représentatif de l'information originelle. Cette transformation nécessite généralement un apport d'énergie extérieure au système.

En règle générale, l'élément sensible du capteur est lié à un transducteur ou transducteur permettant la transformation du déplacement ou de la déformation de cet élément sensible en un signal ou une indication de mesure.

2.5.2. Transmetteur :

Il permet la transmission de la grandeur mesurée sous forme d'un signal standard. Actuellement les différents types de transmetteurs permettent de transmettre les grandeurs mesurée sous forme de courant 4:20 ma avec une alimentation de 24v.

2.5.3. Organes de commande (Actionneurs ou effecteurs) :

Tout comme les informations, les commandes peuvent être de nature différente :

- Portes logiques: mise en marche/arrêt des pompes, interrupteurs, moteurs...
- Portes analogiques: ouverture plus ou moins grande de vanne de réglage, puissance de chauffe...

Lorsque la commande est directement asservie à l'indication d'un capteur et ne nécessite pas l'intervention directe de l'homme, on peut, selon le cas parler d'automatisme ou de boucle de régulation.

2.5.4. Correcteur:

C'est l'organe qui permet la correction pour annuler si possible ou diminuer l'écart (erreur) entre la mesure et le point de consigne selon un algorithme de correction (P, PI, PID) qu'est dépend de la nature du procédé, puis élabore un signal de sortie (signal de commande) vers l'organe d'exécution (généralement une vanne) :

Y (sortie) : grandeur régulée exprimée en pression de refoulement du gaz désirée.

M : mesure de la pression de sortie réelle.

Yc : grandeur de consigne exprimée en pression et commandée par l'opérateur.

C : consigne (relation entre C et Yc = relation entre M et Y).

Yr : signal électrique de commande sortant du correcteur.

Gr : grandeur de réglage exprimée en signal pneumatique.

D : perturbation (additive).

ε : écart entre consigne et mesure

Régulation à action inverse : $\varepsilon = C - M$

Régulation à action directe : $\varepsilon = M - C$

D'autres éléments non indispensables à la régulation peuvent être utilisés dans une boucle de régulation assurant d'autres fonctions tels que :

- L'enregistreur : pour enregistrer l'évolution du paramètre à régler dans le temps.
- les alarmes : quand la variable dépasse un seuil déterminé.
- les sécurités : ces des capteurs tout au rien pour protéger le système.
- les convertisseurs : pour transformer un signal pneumatique en un signal électrique.

A decorative border with intricate brown and gold scrollwork and floral patterns framing the text.

CHAPITRE 3

Etude de l'entraînement de la TAG PGT-25

3.1. Présentation de la turbine à gaz PGT 25 :

3.1.1. Description de la turbine à gaz :

Type :nouveau pignon (Nuovo pignon PGT- 25).

Puissance nominale :42MW.

Température de flamme :1650°C.

Vitesse arbre LP (basse pression) :3600 tr/mn.

Vitesse arbre HP (haute pression) :10260 tr/mn.

Température des gaz d'échappement :450°C.

3.1.2. Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz PGT 25 est le même que celui de toutes les turbines à gaz : l'air est comprimé par un compresseur, réchauffé dans une chambre de combustion, puis se dilate dans une turbine, développant ainsi une puissance mécanique. Cette puissance est utilisée en partie pour l'entraînement du compresseur ; la puissance de l'arbre restante est disponible pour la commande d'une charge. Le cycle idéalisé d'une turbine à gaz est présenté à la figure 16 dans un diagramme de Clapeyron (P, V). Les réseaux de courbes du diagramme sont déduits de la loi de Poisson qui définit, dans le cas de changements d'états adiabatiques (pas d'échange de chaleur avec l'environnement), la relation suivante :

$$P.V^k = cte$$

P = pression en bars.

V = volume massique en [m³/kg].

k = exposant adiabatique (k ≈ 1.4 pour l'air).

[8]

3.1.2.1. Principaux éléments de la TAG PGT 25 :

* *Compresseur Basse Pression (LPC) :*

C'est un compresseur à écoulement axial de 5 étages, commandé par la turbine de puissance LP. Le compresseur développe un rapport de compression de 2.4 bar environ, ce qui signifie qu'avec une pression d'aspiration de 1 bar, la pression de refoulement du compresseur LP sera de 2.4 bars. La température due à la compression de l'air atteint environ 115°C. La vitesse du

rotor est de 3600 tr/mn, la puissance consommée est de 12.9 MW environ.

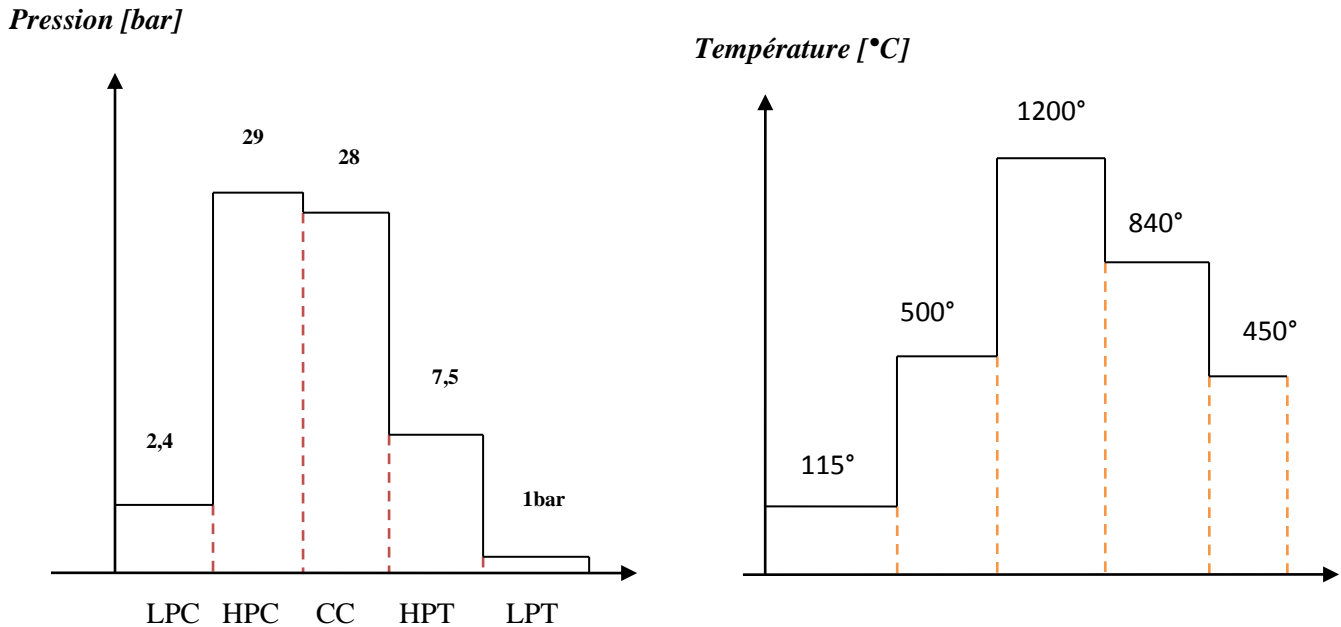


Figure 3.1 : Evolutions de la pression et de la température dans les différents éléments.

* *Compresseur Haute Pression (HPC) :*

C'est un compresseur à écoulement axial de 14 étages entraîné par la turbine HP. Ce compresseur développe un rapport de compression de 12, ce qui signifie qu'avec une pression d'aspiration de 2.4 bars, la pression de refoulement du compresseur HP sera de 29 bars. La température due à la compression de l'air atteint environ 500 C. La vitesse du rotor est de 10260 tr/mn, la puissance consommée est de 53 MW environ.

* *Chambre de combustion :*

C'est une chambre de combustion annulaire comportant trois cercles concentriques de brûleurs. Les deux cercles externes (A et B) ont chacun 30 brûleurs alors que le cercle intérieur (C) n'en possède que 15. Le cercle B est le cercle pilote et est toujours actif. Les cercles A et C peuvent fonctionner en cercle complet ou en demi-cercle (A/2, C/2). notre but est de réguler la température de flamme à une valeur faible plus au moins constante proche de 1650 °c.

Cette température doit être indépendante de la puissance délivrée par la turbine (dans sa plage d'utilisation courante 35-42MW). La plage de température de flamme étant ainsi limitée, un contrôle du carburant dans les brûleurs des cercles A et C est nécessaire. La chambre de combustion dispose ainsi de six configurations (de 30 à 75 brûleurs) variant en fonction de la puissance délivrée par la turbine. Chaque configuration couvre seulement un intervalle limité de fonctionnement de puissance. Pour une configuration donnée, l'augmentation ou la diminution du débit d'air par un système de purge permet un réglage supplémentaire de la température de flamme et une meilleure couverture du domaine de puissance. Pour chaque configuration de la chambre de combustion, une "fenêtre de la température de flamme" est définie. Pendant que la puissance change, la commande ajuste la purge de sorte que la température de flamme évolue entre les limites maximale et minimale.

Quand on atteint une des limites, on passe dans une autre configuration. La figure 14 représente les fenêtres de températures de flamme pour deux configurations successives de la chambre de combustion ainsi définies. Afin d'éviter des pressions dynamiques élevées et de s'assurer également que chaque cercle reste allumé, le contrôle de la température de flamme s'effectue indépendamment sur chaque cercle. Ce mode de fonctionnement explique en partie la forte non-linéarité du système lors des changements de configuration des brûleurs.

Remarque : Dans la suite, les configurations seront nommées par la lettre du cercle ou du demi-cercle en action. Étant donné que l'air s'écoule vers les ouvertures étroites de la chambre de combustion agissant comme des résistances, une perte de pression d'environ 1 bar a lieu. Ce qui signifie que la pression à la sortie de la chambre de combustion est d'environ 28 bars. La puissance fournie à la chambre de combustion sous forme d'énergie combustible est d'environ 102 MW.

Température de flamme (Tf)

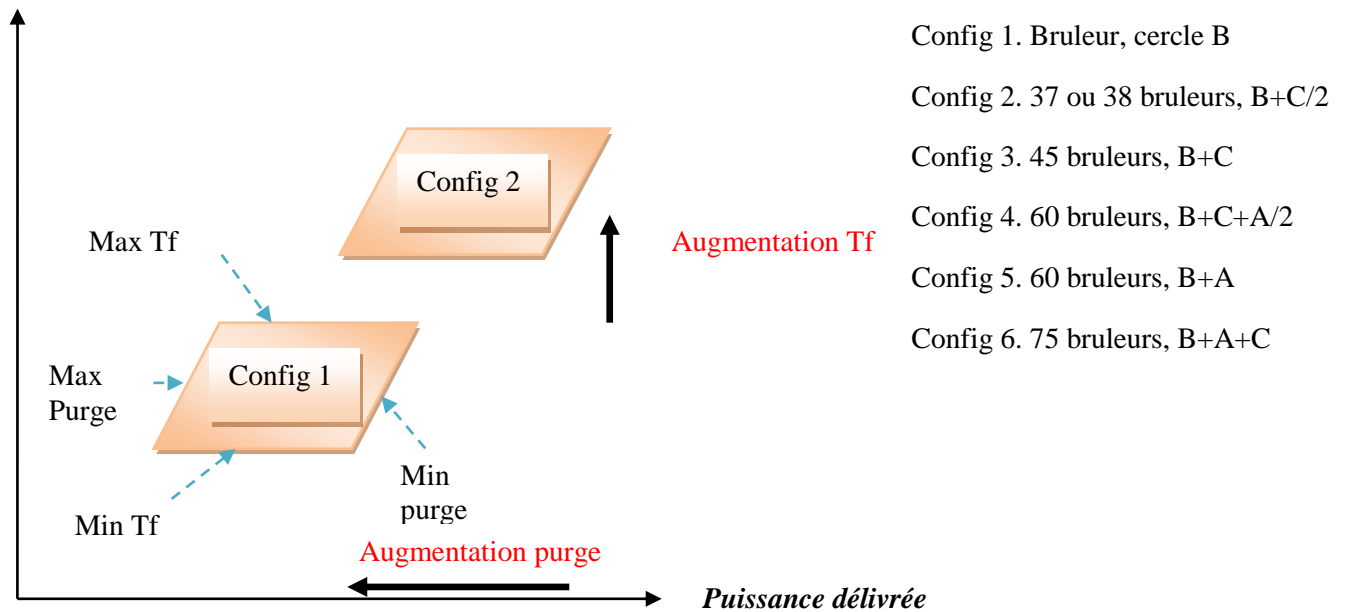


Figure 3.2 : Fenêtres de température de flamme.

* Turbine Haute Pression (HPT) :

C'est une turbine à deux étages utilisée pour entraîner le HPC. La HPT est l'une des parties les plus chaudes de la turbine à gaz car les gaz chauds provenant de la chambre de combustion passent par les injecteurs et les aubages de la turbine. L'air relativement frais, prélevé en sortie du compresseur HP, refroidit intensément ces parties chaudes. Les conditions à l'entrée sont une pression de 28 bars et une température de 1200°C. Les conditions à la sortie sont une pression d'environ 7.5 bars et une température d'environ 840°C. La vitesse du rotor est d'environ 10260 tr/mn, la puissance développée est de 53MW.

* Turbine Basse Pression (LPT) :

Elle est également dénommée turbine de puissance. Elle est utilisée pour commander le LPC et la charge. La LPT constitue également une partie chaude de la turbine à gaz, bien que moins chaude que la HPT. Les conditions à l'entrée de la LPT sont une pression de 7.5 bars et une température de 840 C. Les conditions de sortie sont une pression de 1 bar et une température d'éjection des gaz d'environ 450 C. La vitesse du rotor est de 3600 tr/mn, la puissance développée est de 55.9 MW, soit 12.9 MW pour entraîner le LPC et 43 MW pour la charge.

** Contrôle du carburant :*

La commande de carburant est fondée sur un système à commande numérique qui détermine la demande totale de carburant. Cette demande est séparée en trois demandes fondées sur le contrôle individuel de la température de flamme de chaque cercle. Les limites maximales et minimales de débit de carburant correspondent ainsi aux limites de la température de flamme.

La régulation qui détermine l'admission de gaz a une structure par substitution. Durant les transitoires de relance, cette dernière permet à la vitesse LP (qui constitue l'entrée principale de la régulation de combustible) d'être substituée par une série d'autres signaux. Ceux-ci correspondent à des boucles de limitation de grandeurs internes activées lors de différents événements.

Les grandeurs surveillées sont principalement :

- la vitesse et l'accélération de l'arbre haute vitesse,
- la température à l'entrée de la turbine basse pression,
- la température de flamme.
- le débit maximum de carburant.
- la pression et la température à l'entrée de la chambre de combustion.

Seul un régulateur ou limiteur peut être actif à tout moment. La figure 15 illustre le principe de la régulation du combustible avec ses dix boucles de régulation et son système de sélection des demandes de gaz respectives..... [9].

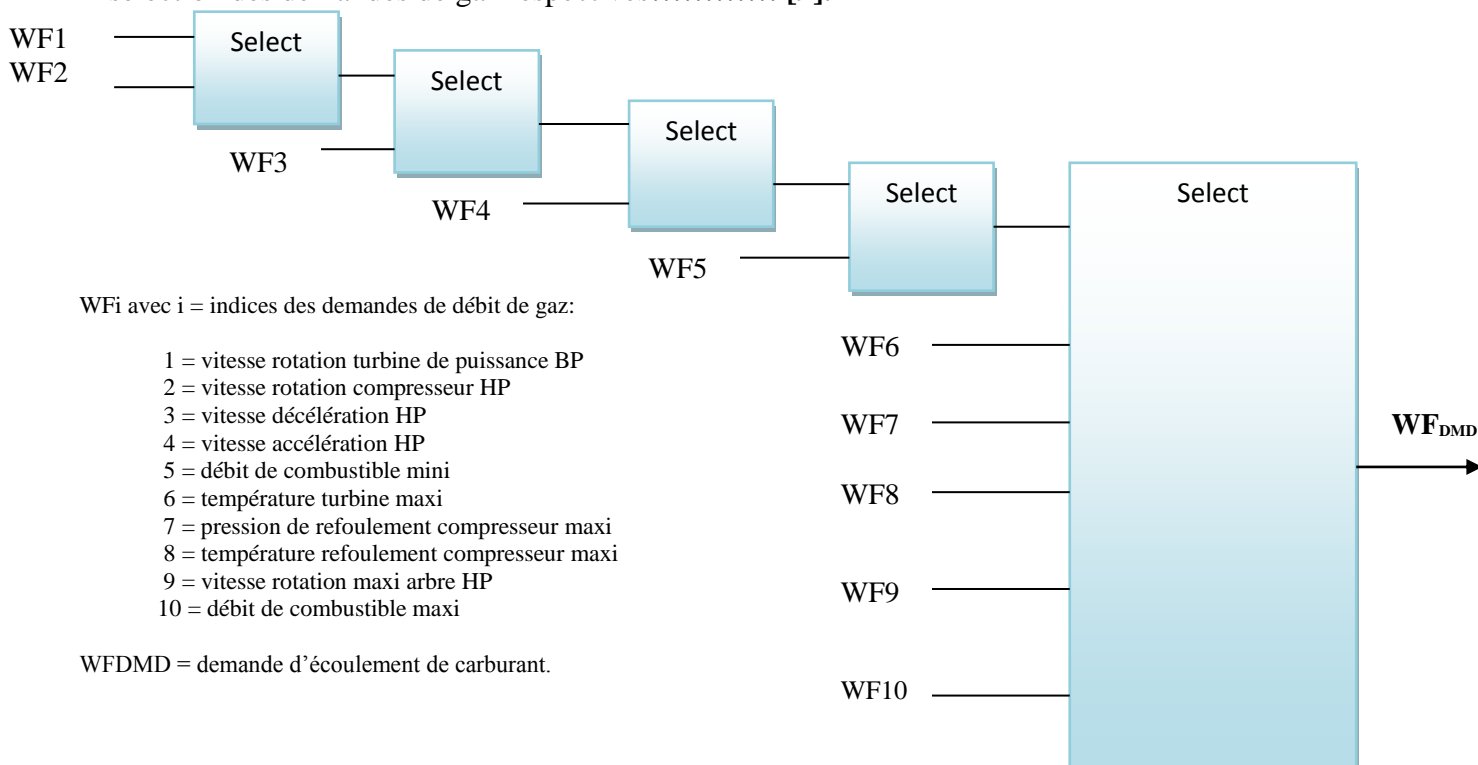


Figure 3.3 : Principe de la régulation de combustible.

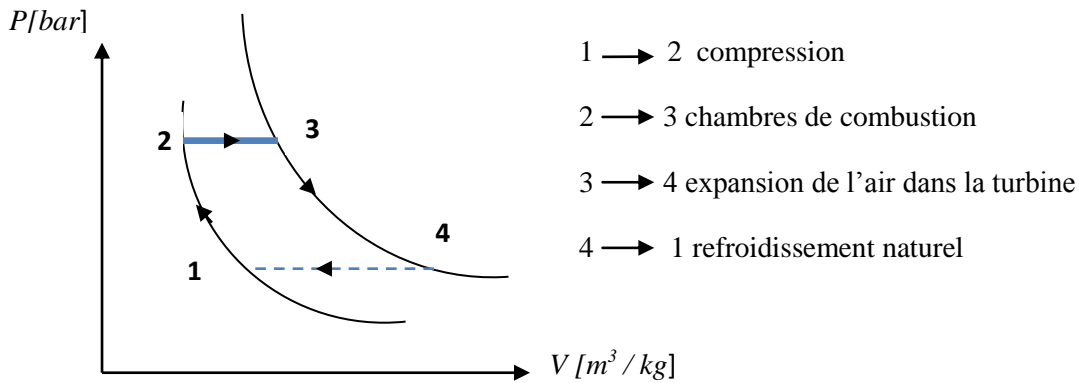


Figure 3.4 : Cycle idéalisé d'une turbine à gaz.

Le cycle ainsi décrit est dit ouvert, car la dernière étape relative au refroidissement s'effectue dans l'air. La turbine à gaz PGT 25 comprend deux grandes parties : le générateur de gaz et la turbine de puissance. Le générateur de gaz est de type à "bobine double", ce qui signifie qu'il possède deux rotors, le rotor Haute Pression et le rotor Basse Pression. Ce générateur est constitué d'un compresseur (à écoulement axial) basse pression (LPC), commandé par la turbine de puissance basse pression (LPT), un compresseur haute pression (HPC), commandé par la turbine haute pression (HPT), et une chambre de combustion annulaire. La turbine de puissance basse pression entraîne la compresseur axiale basse pression et la charge. Le schéma de la turbine est donné à la figure 3.5.

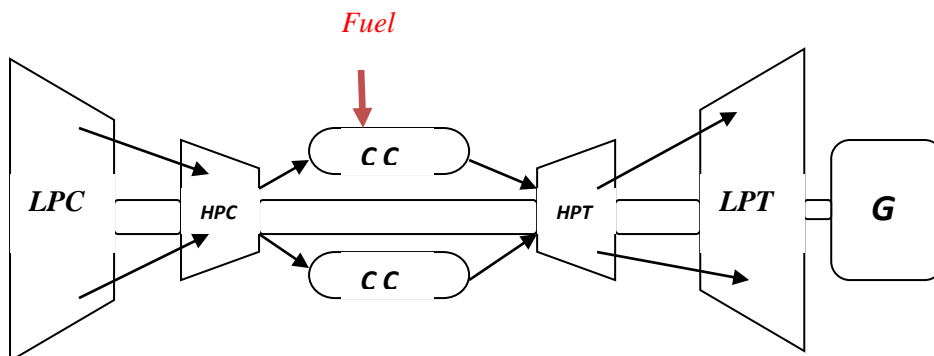


Figure 3.5 : Turbine à gaz avec générateur de gaz à bobine double.

LPC = compresseur basse pression.

HPC = compresseur haute pression.

CC = Chambre de Combustion.

LPT = turbine basse pression.

HPT = turbine haute pression.

G = Générateur de gaz.

Si on s'intéresse aux évolutions de la pression et de la température de l'air ou des gaz dans les différents éléments de cette turbine :

* pour la pression, l'action des deux compresseurs réunis confère un rapport de compression de l'ordre de 29, une perte de pression de 1 bar à lieu dans la chambre de combustion due à ses ouvertures étroites, puis la pression diminue dans la turbine HP pour revenir à des conditions normales au niveau de la turbine de puissance.

* pour la température à la sortie des différents éléments, la température atteint environ 1200 C° à la sortie de la chambre de combustion, ce qui signifie que les premiers étages de la turbine HP font partie des zones les plus chaudes de la TAG et la température d'éjection des gaz est de l'ordre de 450 C.

3.2. Chaîne de régulation existante :

Un capteur placé à la sortie de l'arbre de la turbine mesurera la fréquence de la sortie. Cette information sera renvoyée dans le régulateur (MARK 5). Un comparateur fera la différence entre la valeur lue par le capteur et la consigne fixée. En fonction de l'écart entre les deux valeurs, le régulateur PID dans le DCS délivrera un courant à la turbine de démarrage (moteur starter), laquelle autorisera une pression de gaz de réglage correspondante. Cette pression déterminera la course ailettes du turbocompresseur pour ramener la vitesse à une valeur pouvant éliminer l'écart constaté à la sortie du compresseur. La fréquence est ainsi constamment ramenée à la valeur de consigne de 50Hz..... **[10]**.

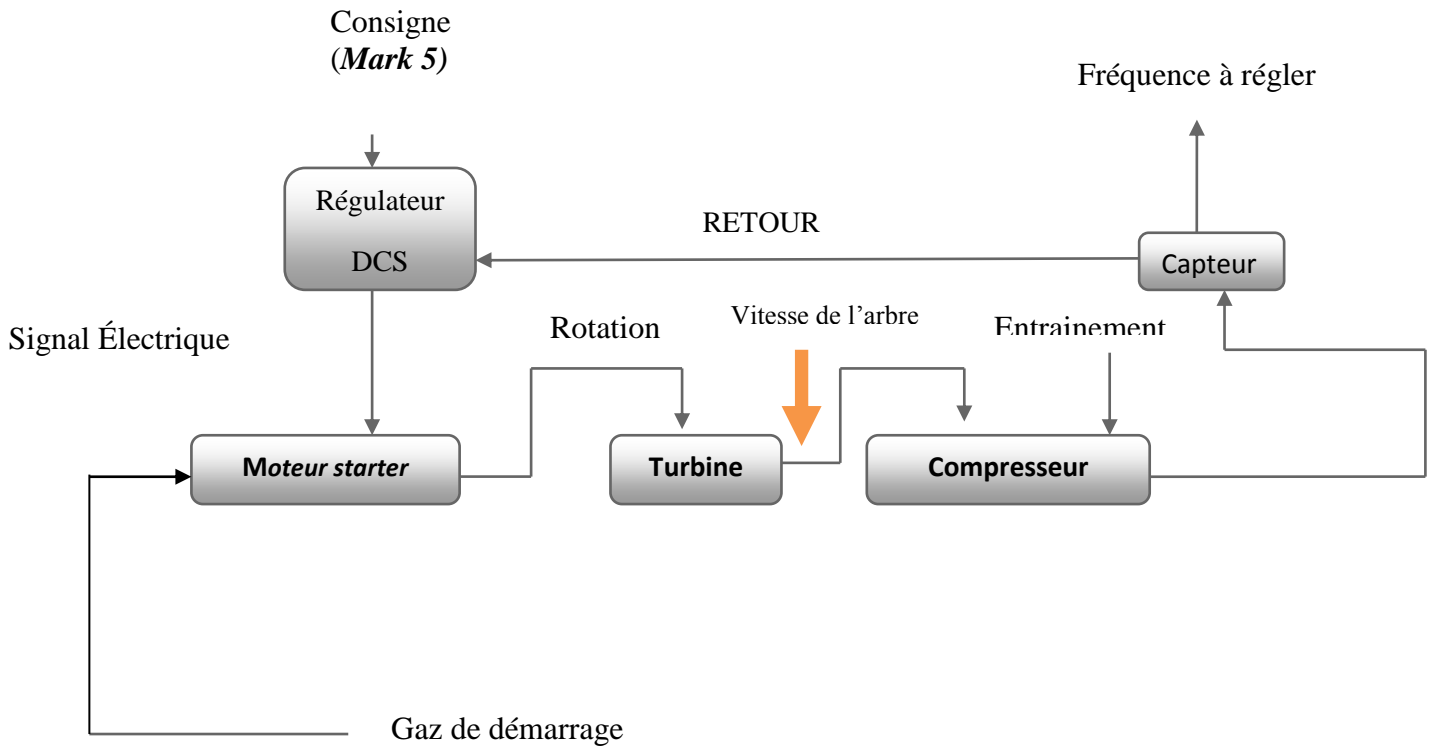


Figure 3.6 : Chaîne de régulation de vitesse.

3.3. Système de contrôle DCS (Digital Control System):

Le système de contrôle de la station devra gérer tous les paramètres de fonctionnement de la station et des systèmes auxiliaires, en excluant les aspects liés à la sécurité, en particulier aura les fonctions suivantes:

- ❖ Acquisitions des alarmes
- ❖ Démarrage/arrêt normal des turbocompresseurs
- ❖ Acquisition et transmission vers SCADA des signaux d'état des turbocompresseurs et des vannes de station
- ❖ Acquisition, enregistrement et transmission vers SCADA des données d'exploitation de la station
- ❖ Calcul du débit à la sortie station
- ❖ Transmission vers UCP des signaux de reset du réglage de vitesse
- ❖ Réception des commandes/données de SCADA.

3.3.1. Description du système ESD (Electro Statique Décharge):

L'ESD est constitué par un logiciel indépendant dédié à gérer tous les signaux et commandes relatés à la sécurité des opérations:

- * Détermination de l'état de la station.
- * Arrêt en cas de non disponibilité de la station
- * Succession d'arrêt d'urgence de station et transmission des alarmes relatées
- * Commande d'arrêt d'urgence des turbocompresseurs.
- * Ouverture/fermeture des vannes d'isolement station et dépressurisation.
- * Ouverture/fermeture des vannes entrée/sortie du poste de coupure.
- * Succession de lancement/réception racleur.

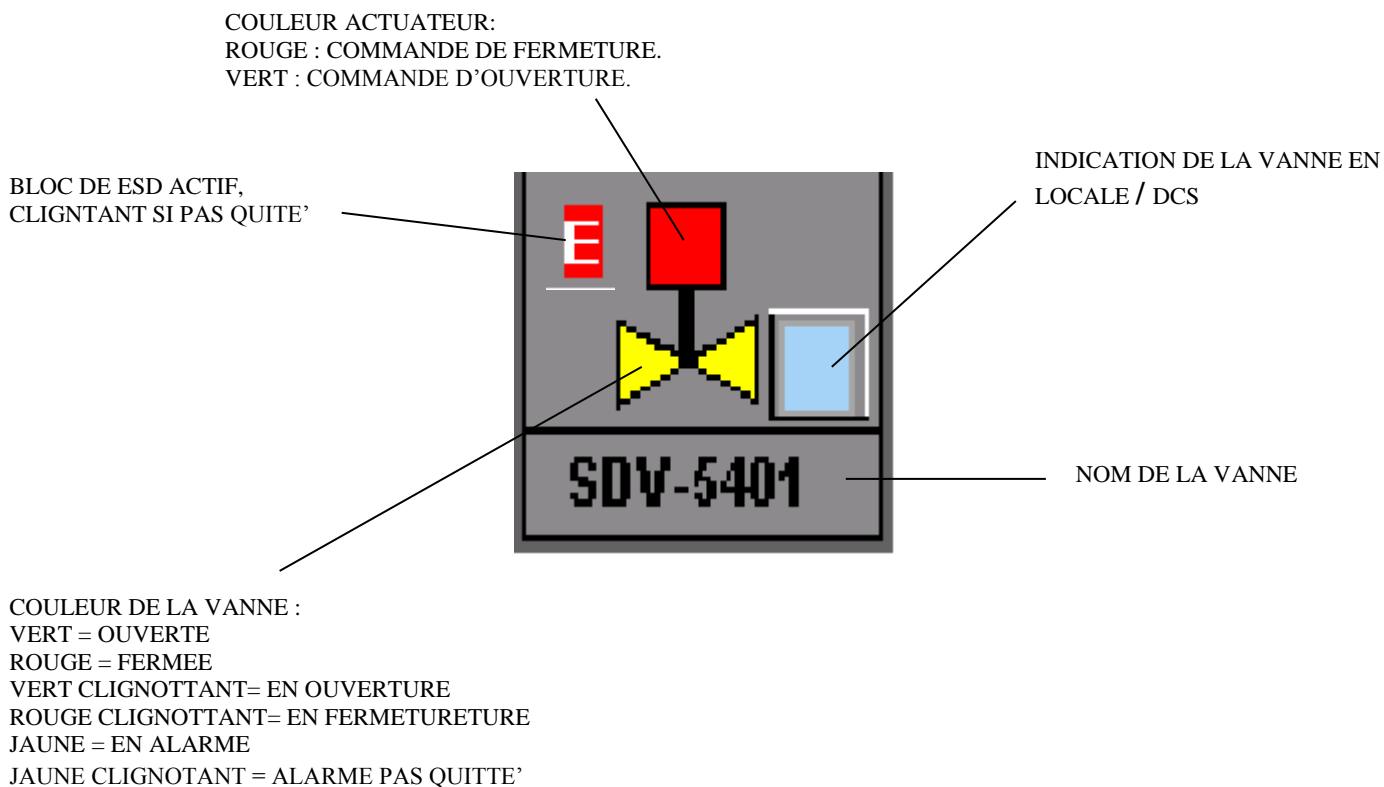
3.3.2. Couleurs des pipes et des équipements de la station de compression :

COULEURS DES PIPES ET DES EQUIPEMENTS	
NOIR	EAUX HUILEUSES et USEES
ORANGE (SYSTEM RED11)	CIRCUITS INCENDIE
WHITE	AIR COMPRI ME'
(SYSTEM YELLOW 3)	GAZ NATURAL/FUEL GAZ
ORANGE FONCE (SYSTEM RED 7)	HUILE LUBRIFIANTE
(SYSTEM BROWN 8)	GASOIL

3.3.3. Contrôle des Vannes (SDV/BDV/XV/MOV) :

Le contrôle prévoit les fonctions suivantes :

- Modalité LOCAL : La vanne entre en modalité LOCAL quand le contrôle local est établi avec le sélecteur prévu. Le DCS relève l'état LOCAL du sélecteur et établit la modalité LOCAL sur la vanne. Quand la vanne est en LOCAL ne peut pas être contrôlé par DCS. La fermeture/ouverture de la vanne ne détermine aucune alarme.
- Modalité REMOTE : Où est prévue, la modalité REMOTE est établie avec sélecteur disposé en proximité de la vanne. La modalité REMOTE donne la possibilité à la vanne d'être commandée par les logiques automatiques prévues ou s'il y a la possibilité d'être commandée par un opérateur.
- Modalité MANUAL : Si cette modalité est prévue, la vanne est contrôlée par les commandes de l'opérateur du DCS. L'opérateur du DCS peut établir la commande OUVRE/FERME de la vanne à travers une commande sélectionnée par l'opérateur du DCS.
- Modalité AUTO : Où est prévue la modalité AUTO, la vanne est disposée à effectuer les logiques automatiques prévues.
- ALARMES : En général sont prévus les alarmes suivantes :
 - Alarmes temporisées d'absence d'exécution et commande de FERME/OUVRE (disposé au début avec $t=20s$)
 - Alarme de fin de course inconséquente.
 - Alarme de fermeture / ouverture vanne anormal (en modalité MANUAL ou AUTO mais non actionné par DCS).
 - Alarme présence de Bloc Urgence.



[11]

Figure 3.7 : Contrôle de la vanne SDV par le DCS.

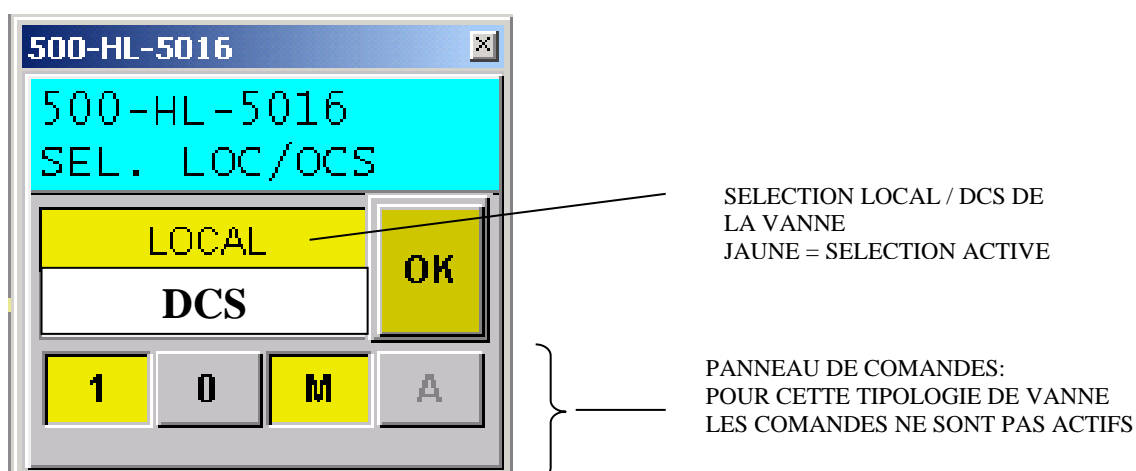


Figure 3.8 : Sélecteur dans le système de contrôle.

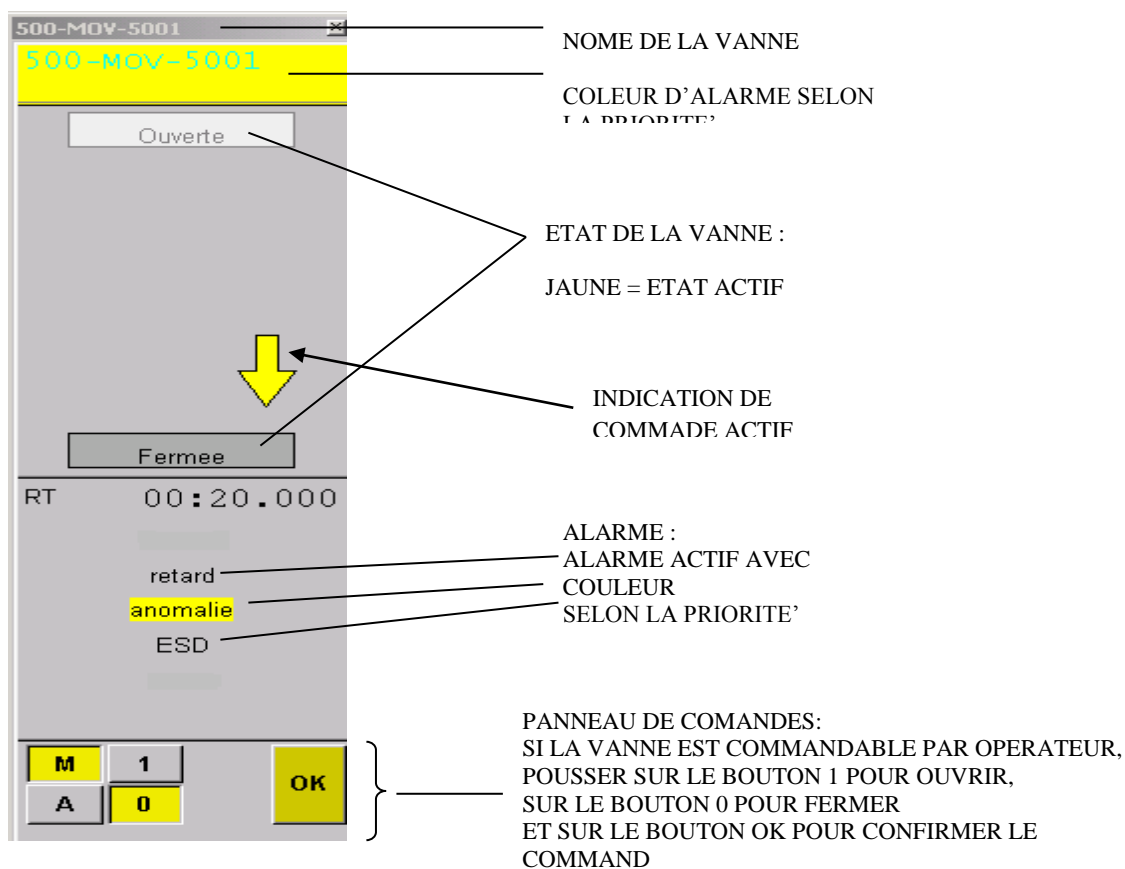


Figure 3.9 : Le contrôle des alarmes.

3.4. Description du processus :

Pour les opérations de démarrage du Turbocompresseur a été prévue la logique I-06 (le démarrage de la Station de Compression). Cette logique fait automatiquement les actions suivantes :

- Vérifie que les logiques d'arrêt de la Station ont été ramenées à zéro.
- Vérifie que l'Air Instrument est disponible.
- Vérifie que la vanne SDV-5220 du Package de Traitement du Gaz est ouverte.
- Vérifie que la vanne SDV-5280 de Traitement du Gaz est ouverte.

- Vérifie que la vanne BDV-5114 de l'Accumulateur du Gaz de Motorisation des Vannes (Haute Pression) est fermée.
- Vérifie que la Station est pressurisée (en cas d'arrêt pressurisé). Autrement (en cas du premier démarrage ou d'arrêt dépressurisé), ouvre les vannes XV-5025 et XV-5127 et ferme les vannes BDV-5116, BDV-5110 et BDV-5113.
- Ensuite, Dans le DCS s'allume une indication de Station Pressurisée Prête pour le Démarrage et c'est l'opérateur qui doit sélectionner lequel des deux Turbocompresseurs faire démarrer : l'Unité A ou l'Unité B. Une fois la détermination est faite, la logique I-06 continue la procédure de :
- Vérifier que les lignes d'aspiration et de refoulement du Compresseur choisi sont pressurisées (en cas d'arrêt pressurisé). Autrement (en cas du premier démarrage ou d'arrêt dépressurisé), ouvre la vanne XV-5115 A ou B et ferme la vanne BDV-5102 A ou B.
- Ensuite ouvre les vannes XV-5107 A ou B et XV-5108 A ou B du Gaz de Démarrage et du Gaz Combustible.

Après toutes ces opérations, le Système de Contrôle du Turbocompresseur s'active, commence et termine la séquence de démarrage de la Turbine à Gaz. Une fois démarrée la Turbine à Gaz, le MARK 5 attend le consentement (autorisation) au démarrage du Compresseur. La logique I-06 ouvre les vannes SDV-5105 A ou B et SDV-5104 A ou B (aspiration et refoulement du Compresseur) et donne au MARK V le signal de confirmation. Le Compresseur démarre et, à la vitesse prévue (de consigne), le contrôle passe à l'opérateur :

L'opérateur augmente manuellement (du DCS), dans quelque second, la vitesse de la turbine jusqu'à 5200 tr/mn par la commande manuelle (HIC-51102 ou HIC-51202), en contrôlant la pression d'aspiration.

Puis augmente encore manuellement (du DCS) la vitesse jusqu'au 100 % (HIC-51102 ou HIC-51202), en évaluant la tendance des pressions d'aspiration et de refoulement.

Vérifie que la pression d'aspiration se maintient constante à la vitesse normale d'exploitation prévue.

Passé le contrôle en mode « AUTO ».

Vérifie les conditions de fonctionnement normal.

3.5. Régulation des turbocompresseurs :

Une fois le Turbocompresseur démarré (c'est à dire démarrage de la Station de Compression), l'opérateur peut surveiller, de la Salle de Contrôle, tous les équipements et peut intervenir si un ou des problèmes surgissent.

Le contrôle se fait en surveillant les pressions d'aspiration et de refoulement et le débit de la station de compression. Si les valeurs des variables de fonctionnement change, le Système de contrôle de station DCS agit de façon à maintenir les valeurs correctes de fonctionnement du Turbocompresseur en exploitation.

Le DCS contrôle les valeurs de la pression d'aspiration et de refoulement de la station .Les valeurs sont transmises par les instruments PT-5101 et PT-5102, le premier sur le collecteur principal 48''-GN-5100101-C391-B d'aspiration des Compresseurs, le second sur le collecteur principale 48''-GN-5100403-C391-B de refoulement.

Ces valeurs sont envoyées aux régulateurs PIC-5101 et PIC-5102 du DCS, qui envoient deux signaux à la fonction FY-5102. Cette fonction fait passer le signal le plus bas vers le système de contrôle du Turbocompresseur en exploitation, qui régule la vitesse de la Turbine à Gaz selon l'indication reçue en agissant sur l'ouverture de la vanne du Gaz Combustible. La pression d'aspiration est le plus importante pour la régulation, tandis que celle au refoulement est conçue comme protection des Unités.

3.5.1. Régulation de la Pression d'Aspiration :

Le régulateur de la pression d'aspiration règle la pression d'aspiration à une valeur de consigne fixée localement. La pression ne doit pas être inférieure à cette valeur (action directe).

Si la pression d'aspiration est supérieure a la valeur de consigne, le signal de sortie du contrôleur est maximum : 100 % (correspondante à la pression de 49,3 bar).

Au contraire, si la pression d'aspiration est inférieure a la valeur de consigne, le signal envoyé à la fonction PY-5102 est modulé selon la différence entre la valeur fixée et celle mesurée, plus la différence est petite, le signal est faible, 100 % à la vitesse d'exploitation normale (correspondante à la pression de 49,3 bar) et 0 % à la vitesse minimale du Compresseur (correspondante à la pression limitée de 46,0 bar).

Le régulateur de vitesse du DCS est muni d'un commutateur « AUTO/MANUEL ». En position « MANUEL », le signal de sortie du contrôleur est réglable de 0% (correspondant à la vitesse

minimale du Compresseur) à 100 % (correspondant à la vitesse maximale du Compresseur), indépendamment des valeurs de la consigne et de la mesure de pression.

Par le sélecteur local/à distance HS-5102, on peut achever le contrôle de la station de compression (vitesse du Turbocompresseur en exploitation) soit par la fonction PY-5102, soit du SCADA par le contrôleur PIC-5102 S.

3.5.2. Régulation de la Pression de Refoulement :

Le régulateur règle la pression de refoulement à une valeur de consigne affichée localement. La pression ne doit pas être supérieure à cette valeur.

Si la pression de refoulement est inférieure à la valeur de consigne, le signal de sortie du régulateur est maximum : 100 % (correspondant à la pression de consigne (de 70,0 bar).

Au contraire, si la pression de refoulement est supérieure à la valeur de consigne, le signal envoyé à la fonction PY-5102 est modulé selon la différence entre la valeur consigne et celle mesurée, plus la différence est grande, plus le signal est faible, 100 % à la vitesse d'exploitation normale (correspondante à la pression de consigne de 68,5 bar) et 0 % à la vitesse minimale du Compresseur (correspondante à la pression limite de 73,0 bar).

Le régulateur de vitesse du DCS est muni d'un commutateur « AUTO/MANUEL ». En position « MANUEL », le signal de sortie du contrôleur est réglable de 0 % (correspondant à la vitesse minimale du Compresseur) à 100 % (correspondant à la vitesse d'exploitation normale), indépendamment des valeurs de consigne et mesure de pression.

3.6. Contrôle PID :

La fonction PID du contrôle est réalisée avec l'administration de l'élément standard CCU (Continuous Controller Universal) de la librairie AC800F. Le contrôle prévoit les fonctions suivantes:

- Modalité MANUAL : L'output du PID est contrôlé par l'opérateur DCS qui établit la valeur désirée. Le PID entre en modalité MANUAL quand l'opérateur DCS sélectionne MANUAL de l'état AUTO.

- Modalité AUTO : La modalité AUTO est établie par l'opérateur DCS avec opportune sélection. La modalité AUTO est sélectionnée seulement en absence d'alarmes. La vanne suit la fonction prévue par le contrôleur PID.

- Modalité SETPOINT INTERIEUR/EXTERIEUR : La modalité AUTO / Set point INTERIEUR/EXTERIEUR est établi par l'opérateur DCS avec opportune sélection. Quand le régulateur est unique, le set point est forcé intérieur et on ne peut pas le sélectionner extérieur. Chaque fois qu'il est établi la modalité MANUAL le set point est éventuellement porté de nouveau INTERIEUR.

- ALARMES : En général sont prévus les alarmes suivantes :
Alarme faute signal Mesure PID et Output.

Alarme de haute, très haute, basse et très basse mesure.

En général les alarmes de bas et de haut sont configurées avec priorité 2 et la couleur est le jaune, pour les alarmes de très haut et de très bas la priorité est la 1 et la couleur est le rouge.

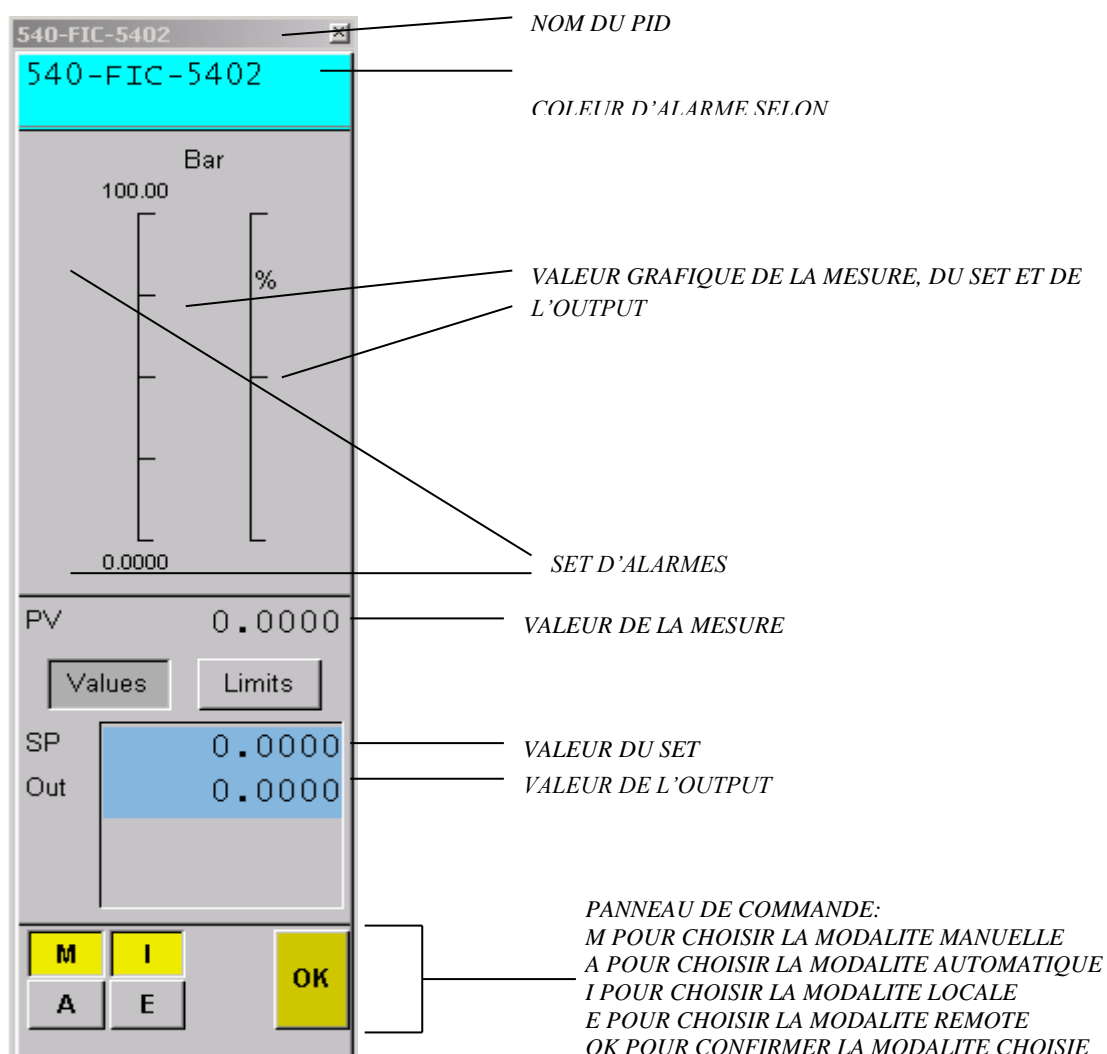
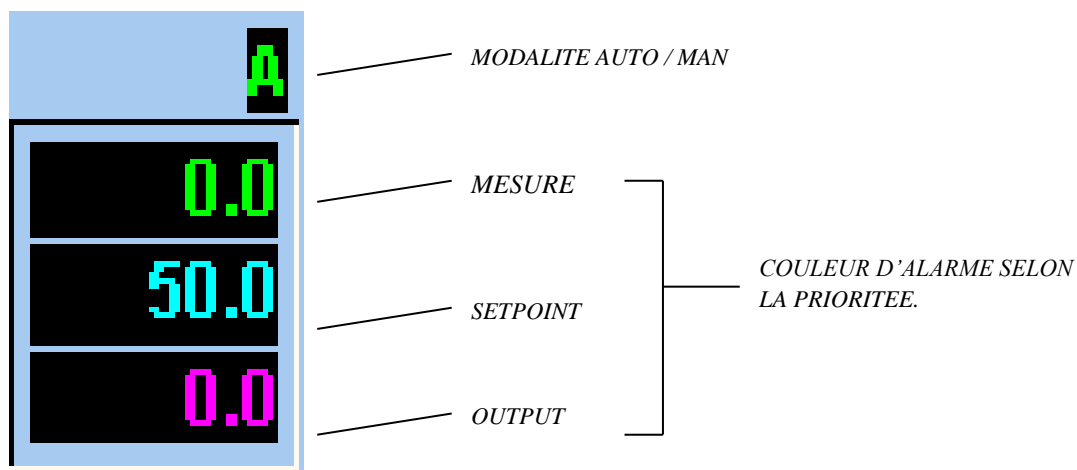


Figure 3.10 : L'interface du PID dans le DCS.

A decorative border in shades of brown and gold, featuring intricate scrollwork and floral motifs that frame the central text.

CHAPITRE 4

Modélisation de la TAG PGT-25

4.1. Etude statique de la rotation de l'arbre :

La première étape a consisté à établir un modèle linéarisé autour du point de fonctionnement nominal en vitesse sur la base de la méthode de Rowen. Ces équations fournissent le couple de la turbine et la température d'éjection du gaz en fonction de la vitesse de rotation LP, du débit de gaz et de la température ambiante.

4.1.1. Méthode de ROWEN :

4.1.1.1. Expression du couple mécanique :

L'expression statique du couple mécanique fourni par la turbine est recherchée sous la même forme que celle proposée par Rowen , à laquelle est ajoutée une dépendance à la température ambiante.

$$C_m = \alpha_1 . W_f + \alpha_2 . N + \alpha_3 . T_{amb} + \alpha_4 \quad [E_{4.1}]$$

Avec :

C_m = couple mécanique en [pu] (1pu = 117146N m).

W_f = débit de gaz en [pu] (1pu = 8690kg/h).

N = vitesse du rotor BP en [pu] (1pu = 3600tr/mn).

T_{amb} = température ambiante en [°c].

α_i = coefficient linéaire à identifier ($i \in [1, 4]$).

Pu = Par unité (per unit) = la valeur réelle / la valeur de base.

L'identification des différents coefficients α_i est réalisée en faisant varier le débit de gaz et le couple mécanique fourni par la turbine. La température ambiante est imposée pour toute la durée de la simulation. En changeant la puissance générée, le couple mécanique et le débit de gaz vont varier alors que la vitesse de rotation va rester constante ($N=3600tr/mn$) en régime

permanent. La figure 4.1 donne les variations relevées du couple mécanique exprimé en [pu] en fonction du débit de gaz (W_f) exprimé en [kg/h] pour différentes températures ambiantes.

Les variations observées sont assez linéaires et il apparaît que la participation de la température ambiante sur l'évolution du couple est dérisoire. A noter que la température ambiante joue sur le couple maximal délivrable par la turbine.

Pour identifier les autres coefficients, l'utilisation d'une méthode linéaire de régression multiple s'appuyant sur la méthode d'analyse de régression linéaire, car il est difficile de faire varier chaque paramètre indépendamment..... [13].

Pour faire varier la vitesse de rotation LP de la TAG, il faut travailler en îloté. Les variations de vitesse de rotation ont également été obtenues par ajustement du statistisme.

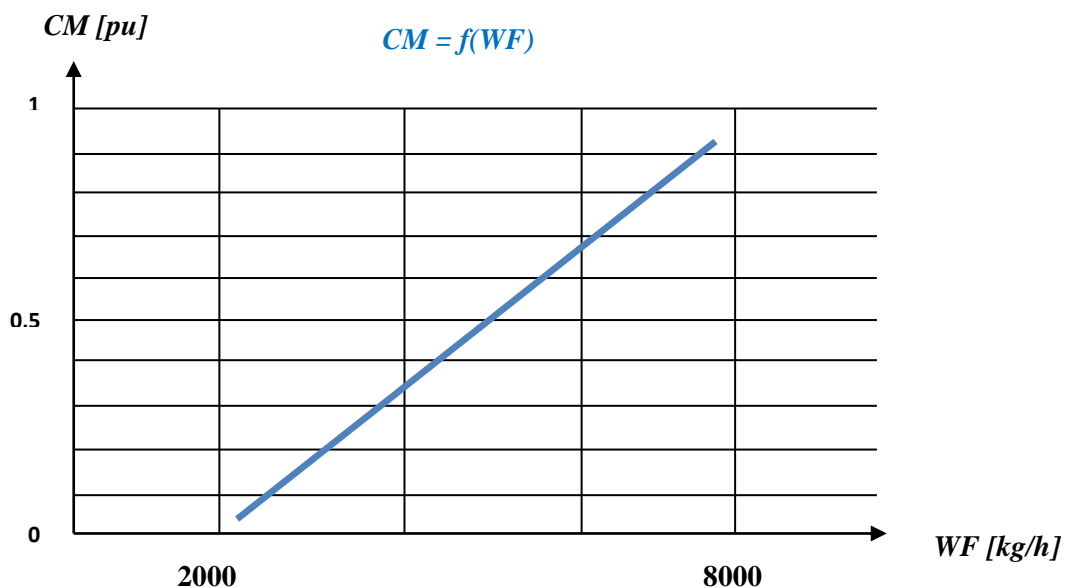


Figure 4.1 : Variations du couple en fonction du débit de gaz.

La valeur de la température ambiante peut être modifiée avant chaque simulation (Variations entre -4°c et 25°c).

Le coefficient α_1 fut également redéterminé par la méthode des moindres carrés. Ceci a permis de vérifier les résultats obtenus.

4.1.1.2. Méthode d'analyse de régression linéaire appliquée à l'équation du couple :

Cette méthode permet d'établir une relation linéaire sur la base de « n » observations entre une variable aléatoire y désignée au préalable et appelée "variable dépendante" et k variables aléatoires indépendantes x_j appelées « variables explicatives ».

La relation linéaire cherchée est :

$$y = \sum_{j=1}^k \xi_j \cdot x_j + \xi_0 \dots\dots\dots [E4.2]$$

Cette équation se traduit par l'équation matricielle :

$$\mathcal{Y} = \mathcal{X} \cdot \xi + \varepsilon \dots\dots\dots [E4.3]$$

avec :

y = matrice colonne des n observations de y

x = matrice de n. (k + 1) éléments des n observations des variables explicatives (la dernière colonne est constituée de 1 qui sont les facteurs de ξ₀).

ξ = matrice colonne des (k + 1) coefficients à identifier ξ_j

ε = matrice des résidus de la relation suivante.

La méthode des moindres carrés qui sert à estimer les valeurs ξ_j consiste à minimiser ε^T .ε,

cela conduit à :

$$\xi = (\mathcal{X}^T \cdot \mathcal{X})^{-1} \cdot \mathcal{X}^T \cdot \mathcal{Y} \dots\dots\dots [E4.4]$$

L'indice ^T signifie que ce sont des matrices transposées.

La simulation a permis de construire les matrices x et y à partir d'un échantillon de 12 simulations convenablement choisies :

$$x = \begin{pmatrix} 2174 & 3600 & -4 & 1 \\ 7823 & 3600 & -4 & 1 \\ 7841 & 3600 & 0 & 1 \\ 4851 & 3600 & 20 & 1 \\ 6361 & 3629 & 0 & 1 \\ 6275 & 3629 & 20 & 1 \\ 7690 & 3550 & -4 & 1 \\ 8691 & 3780 & -4 & 1 \\ 2626 & 3600 & 5 & 1 \\ 3428 & 3600 & 5 & 1 \\ 4974 & 3600 & 5 & 1 \\ 6353 & 3600 & -4 & 1 \end{pmatrix} \quad y = \begin{pmatrix} 2831 \\ 106718,6 \\ 106718,59 \\ 53335,3 \\ 79307,8 \\ 79307,8 \\ 106735,235 \\ 106735,235 \\ 13446,545 \\ 26728,18 \\ 53335,1798 \\ 79998,6 \end{pmatrix}$$

La première colonne de x correspond aux variations du débit de gaz W_f en [kg/h], la deuxième à la vitesse de rotation N en [tr/mn] et la troisième à la température ambiante T_{amb} en [°c]. La matrice y est constituée des valeurs correspondantes du couple C_m en [N.m]. On peut alors en déduire la matrice

$$\xi = (x^t \cdot x)^{-1} \cdot x^t \cdot y$$

$$\xi = \begin{pmatrix} 18,21 \\ -80,19 \\ 104,87 \\ 252698,15 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,002 \text{ pu} \\ -0,022 \text{ pu} \\ 0,06 \text{ } ^\circ\text{c} \\ 2,15 \text{ pu} \end{pmatrix}$$

D'où l'expression du couple en [pu] :

$$C_m = 0.002W_f - 0.022N + 0.06T_{amb} + 2.15$$

La détermination des différents coefficients par cette méthode a donné les coefficients suivants :

$$\alpha_1 = 0.002 \text{ pu}$$

$$\alpha_2 = -0.022 \text{ pu}$$

$$\alpha_3 = 0.06 \text{ } ^\circ\text{c}$$

$$\alpha_4 = 2.15 \text{ pu}$$

Une comparaison des résultats du couple calculé avec ces coefficients et celui donné par les simulations (supposé et considéré comme étant la réalité) est présentée à la figure 4.2 pour un échantillon de 18 observations.

Un test mathématique, qui discute de la validité et du sens de la formule, a été réalisé sur l'équation ainsi établie et s'est révélé très concluant. Les résultats obtenus sont donc satisfaisants (précision de l'ordre de 5%) et de manière générale, plus précis que ceux trouvés par l'équation générale de Rowen définie pour des turbines à un seul arbre (formule donnée par Rowen:

$$C_m = 0.002W_f - 0.02N + 2.01, \text{ grandeurs exprimées en [pu].}$$

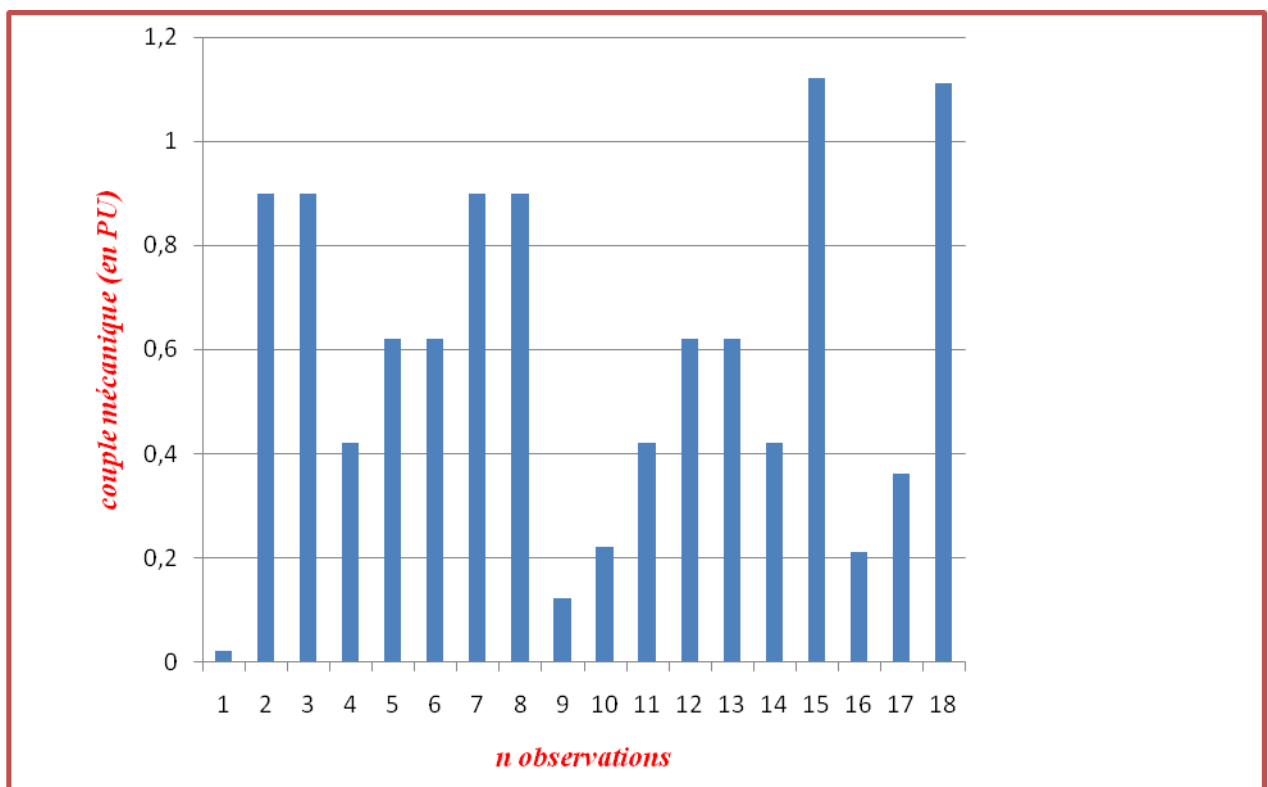


Figure 4.2 : Comparaison des résultats de l'équation statique du couple.

4.1.1.3. Expression de la température d'éjection des gaz :

Pour l'expression de la température d'éjection des gaz, on a une expression linéaire sous la même forme que l'équation [E₁]. Une approche similaire est donc entreprise pour la détermination des coefficients. Cependant, l'évolution de la température de sortie en fonction du débit de gaz à vitesse LP constante et à température ambiante donnée se révèle assez éloignée de la linéarité. La figure 4.3 présente l'évolution de ces courbes ainsi relevées.

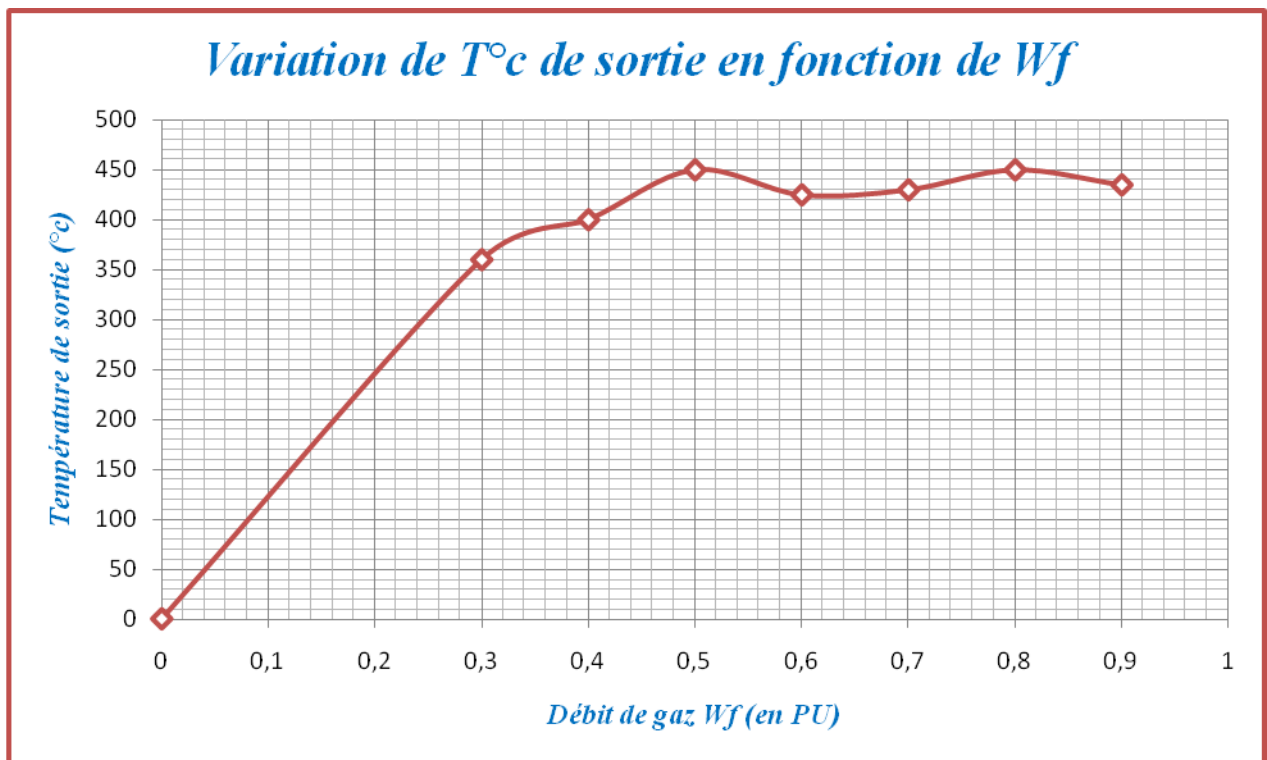


Figure 4.3 : Variations de la température de sortie des gaz en fonction du débit de gaz.

La température de flamme est maintenue à une valeur relativement faible et pratiquement constante (proche de 1650°C). La température de sortie est donc fortement tributaire de la configuration des brûleurs de la chambre de combustion et les discontinuités observées correspondent à des changements de configurations. Par conséquent, pour notre cas, la méthode retenue consiste à dégager une allure moyenne de l'évolution de la température de sortie T_x en fonction de la puissance délivrée par la turbine. On corrige ensuite cette courbe en fonction de

la température ambiante, car T_x présente une dépendance à T_{amb} .

La figure 4.4 précise la démarche de l'approximation où apparaît sur cette représentation la configuration de la chambre de combustion (B+C, B+A, ...) et les incidences qui en résultent sur la température de sortie. La détermination de T_x est donc déduite directement à partir de la valeur du couple mécanique. Même si la température ambiante influence très peu la valeur du couple mécanique, il n'en est pas de même pour T_x qui présente une dépendance à T_{amb} . Pour rendre compte de cette influence, il convient de multiplier la valeur de T_x trouvée par l'approximation, notée T_{x1} , par un coefficient α_T (dépendant de T_{amb}). D'où la valeur de la température d'éjection des gaz :

$$T_x = \alpha_T \cdot T_{x1} \quad [E4.5]$$

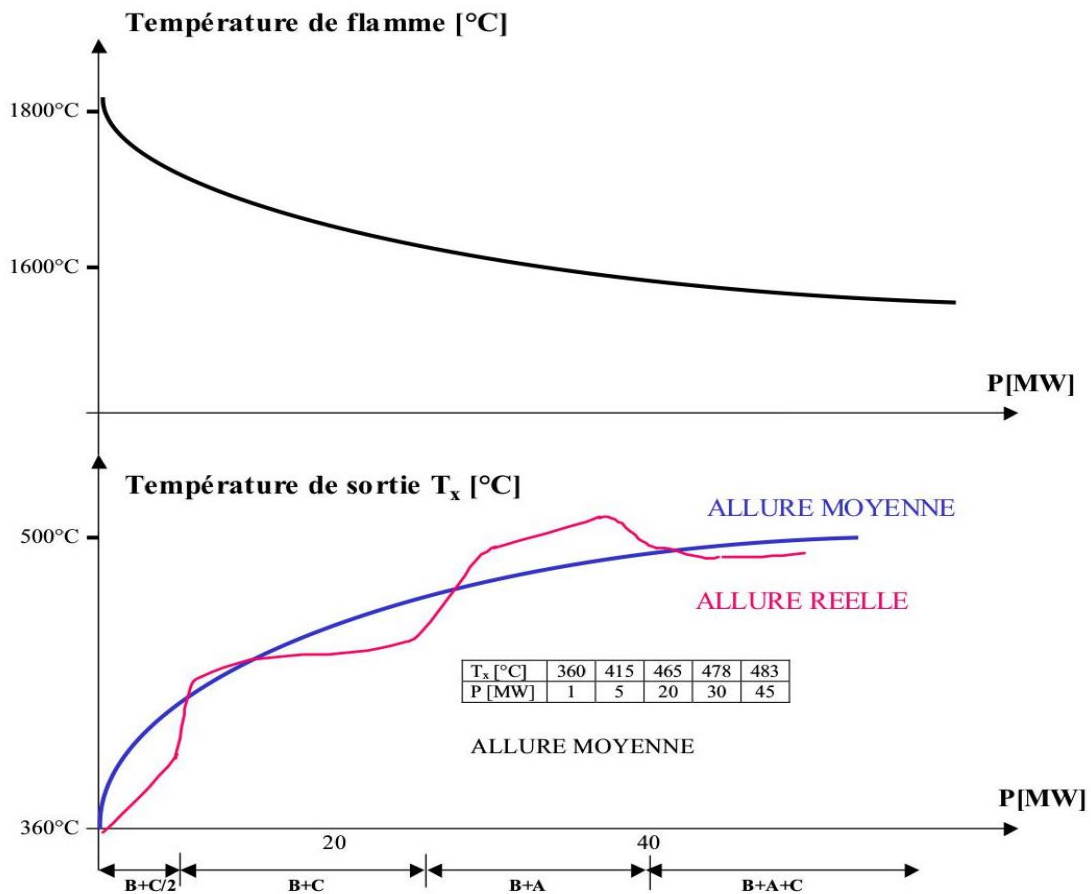


Figure 4.4 : Détermination de la température de sortie.

4.1.6. Expression du débit d'air :

Dans le cas des turbines à plusieurs arbres, Rowen a défini une troisième équation statique, qui s'ajoute à celle du couple et à celle de la température de sortie. Cette équation lie le débit d'air W_X , à la température ambiante T_{amb} et au débit de gaz WF . Elle se présente sous la forme de l'équation [E6]. Les simulations effectuées avec le Customer Model, en observant le débit d'air à l'entrée de la turbine LP, ont montré de fortes similitudes avec l'évolution décrite par la formule de Rowen. L'équation [E6] peut donc être considérée comme correcte pour notre cas, d'autant plus que le débit d'air est une sortie facultative de notre modèle permettant de simuler un fonctionnement en cycle combiné :

$$W_X = \frac{519}{273 + T_{amb}} \cdot \sqrt{WF} \dots\dots\dots [E4.6]$$

4.1.1.4. Expression de la vitesse HP :

La dernière équation identifiée est celle de la vitesse de l'arbre HP en vue de la mise en place de la régulation. Il faut noter que l'arbre HP est un arbre possédant une très faible inertie. Sa vitesse varie dans de grande proportion en fonction de la puissance délivrée par la turbine (usuellement de 8300 à 10200 tr/mn). L'équation est recherchée dans un premier temps sous la forme de l'équation [E8] avec simplement une dépendance au débit de gaz :

$$N_{HP1} = \beta_1 \cdot WF + \beta_2 \dots\dots\dots [E5.7]$$

Avec :

N_{HP1} = vitesse de rotation de l'arbre HP en [pu]

W_f = débit de gaz en [pu]

β_i = coefficient à identifier ($i \in [1, 2]$)

Une analyse des coefficients par la méthode des moindres carrés, en prenant 5 observations avec une température ambiante de -4°C , a fourni les résultats suivants :

$\beta_1 = 0.2166$ pu et $\beta_2 = 0.7628$ pu.

Comme pour la température de sortie des gaz, la vitesse HP présente une dépendance vis-à-vis de la température ambiante, cette dépendance est mise en évidence sur la figure 4.5.

Le coefficient β_T , qui corrige la vitesse HP en fonction de la température ambiante, est déduit par simulation. Au final, l'expression générale de la vitesse HP (N_{HP}) est donnée par :

$$N_{HP} = \beta_T \cdot N_{HP1} \quad [E4.8]$$

Avec $\beta_T = 1.0054 + 0.00135T_{amb}$

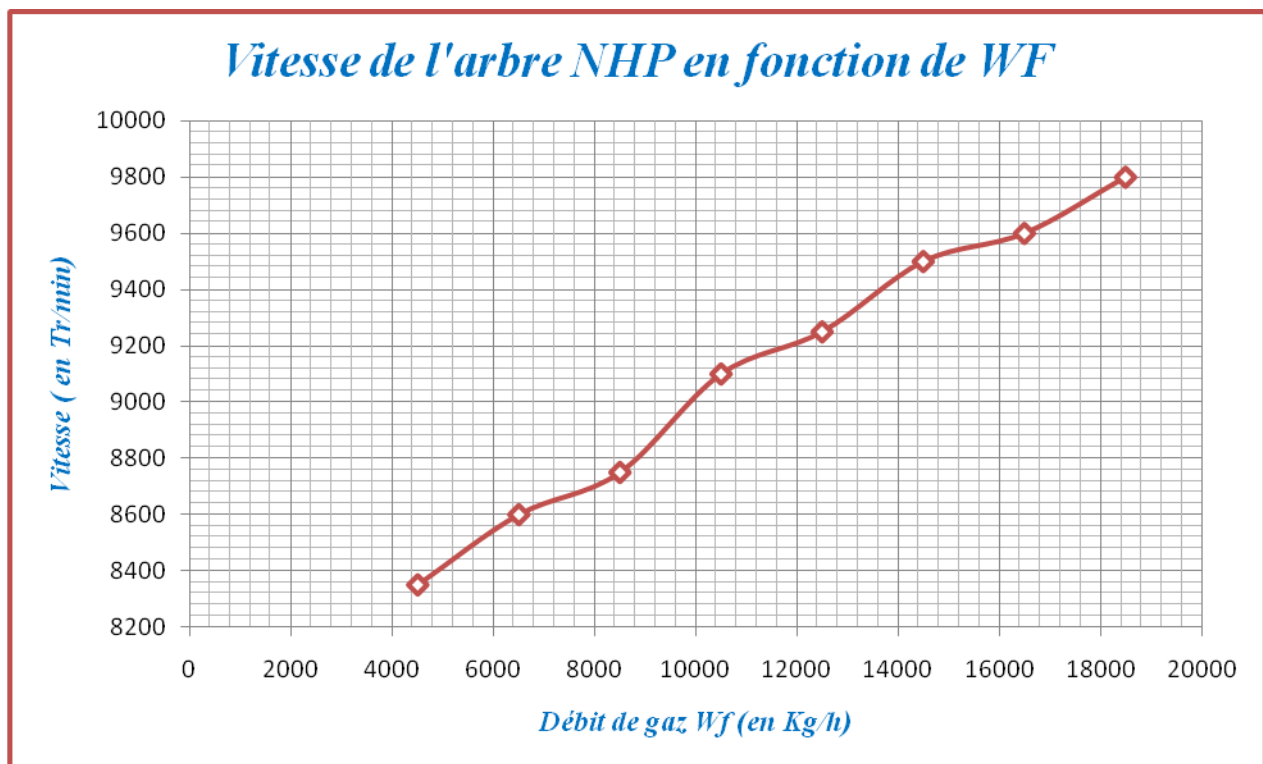


Figure 4.5 : Evolution de la vitesse de rotation HP en fonction du débit de gaz.

4.2. Conclusion sur l'identification statique :

L'identification statique a donc été menée en grande partie en s'inspirant des travaux dirigés par Rowen sur les modélisations simplifiées des turbines à gaz. Les équations ainsi établies semblent reproduire assez fidèlement la réalité même si des écarts apparaissent au niveau de la température de sortie, ce qui est un moindre mal étant donné que cette température de sortie ne joue pas un rôle prépondérant dans le fonctionnement de la TAG aux températures d'usage

habituelles. A ce niveau de l'étude, la méthode de ROWEN a permis de vérifier les résultats prévus. A présent, le comportement statique de la TAG semble maîtrisé. Il faut maintenant identifier son comportement dynamique par recherche des différentes fonctions de transfert.

4.3. Etude dynamique de la rotation de l'arbre :

Le contrôle de vitesse de rotation est fondamental pour toutes les unités de génération.

Dans le cas des turbines à gaz, la vanne de contrôle de pression est réglée avec une pente caractéristique d'environ 5% pour assurer une opération correcte en parallèle avec d'autres unités.

Un changement de charge est traduit en un changement de couple électromagnétique (T_{em}) de sortie du générateur. Selon la loi de la quantité de mouvement, la différence entre couples est responsable des variations de vitesse : [14]

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_m - T_{em} \text{ (en PU)}$$

Nous appliquons la transformée de LAPLACE on obtient :

$$J \cdot P \omega(P) = T_m(P) - T_{em}(P)$$

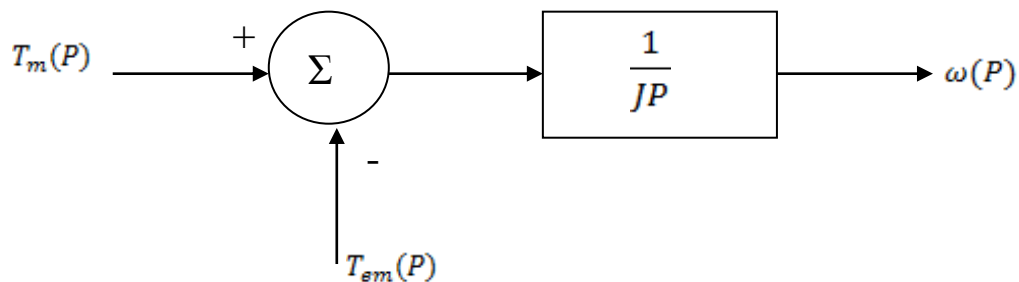


Figure 4.6 : Relation entre la vitesse de l'arbre et le couple mécanique.

Avec :

p = Opérateur de LAPLACE.

T_m = Couple mécanique (PU)

T_{em} = Couple électromagnétique. (PU)

T_a = Accélération du couple. (PU)

$J =$ la constante d'inertie. (MW-sec / MVA)
 $\omega =$ la rotation d'arbre. (PU)

4.3.1. Identification fréquentiel :

L'analyse fréquentielle est entreprise en insérant sur le réseau test, donné en figure 4.7, une charge au noeud N T R A N S qui évolue de manière sinusoïdale en fonction du temps autour d'un niveau moyen de puissance. En îlotant la partie de réseau avec la TAG. On peut faire évoluer la fréquence et, en observant les variables (W_{fDMD} , C_M et N_{HP}), il est aisé de tracer les différents lieux de Bode afin d'en extraire les fonctions de transfert traduisant le comportement dynamique de cette TAG PGT 25.

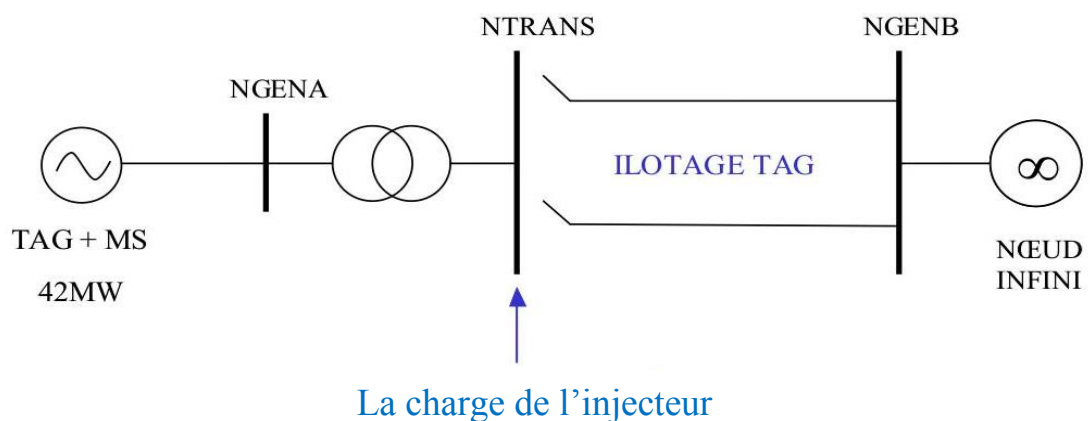


Figure 4.7 : Présentation du réseau et de la méthode d'étude dynamique.

4.3.2. Choix du point de fonctionnement :

Les premiers essais ont été réalisés avec une charge de 40MW, puis une charge de 30MW, présentant toutes les deux des variations sinususoïdales de 1MW d'amplitude et de fréquences variables. Travailler avec des amplitudes plus importantes n'aurait pas de sens, car l'étude vise à obtenir un modèle linéarisé autour d'un point de fonctionnement (théorie des petits signaux). Si, avec ses deux charges d'un domaine de puissance différent, les allures des variations du débit de gaz et du couple se rapprochent d'une sinusoïde, il n'en est pas de même pour la vitesse de l'arbre HP et la température de sortie. En effet, les changements de configuration de la chambre de combustion, engendrés par la variation sinusoïdale de charge, perturbent

fortement ces deux variables. Il est donc difficile d'exploiter les résultats obtenus.

La zone de stabilité est mise en évidence sur la figure 4.8. Elle se situe autour de 38MW, valeur autour de laquelle des variations sinusoïdales de 1MW n'engendrent pas de changements de configuration au niveau de la chambre de combustion. Les différents lieux de Bode relevés dans cette zone sont beaucoup plus exploitables. En effet, l'ensemble des signaux observés présente des variations sinusoïdales sur un domaine fréquentiel plus étendu. Une analyse est donc possible mais le domaine d'étude reste relativement restreint ($0.1\text{rd/s} < \omega < 20\text{rd/s}$), domaine imposé par les limites de simulation. De plus, la précision des résultats peut être remise en cause tant dans l'élaboration du lieu de Bode que dans son approximation.

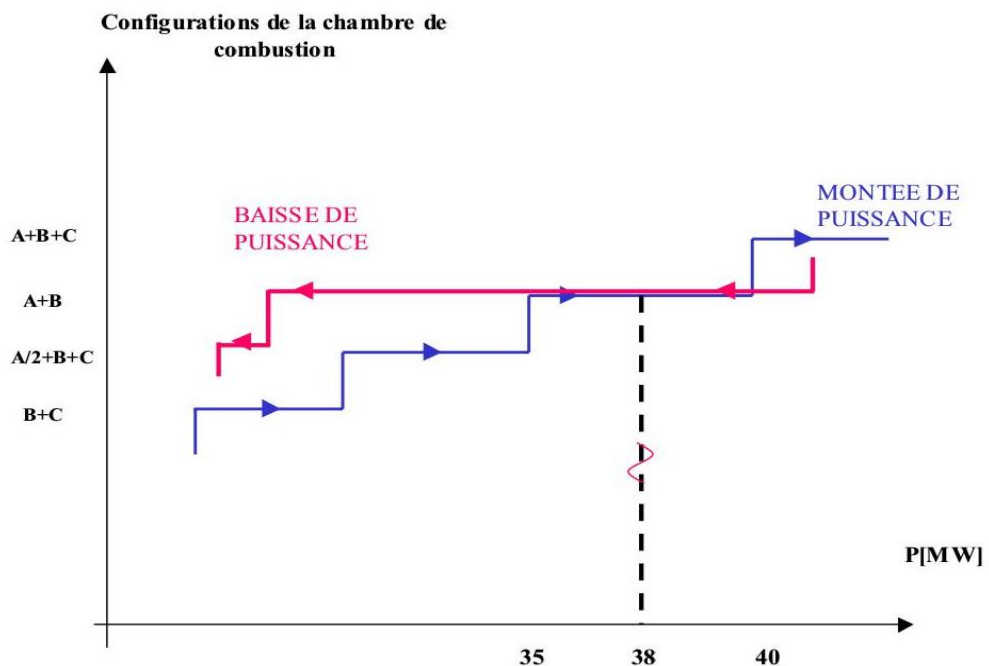


Figure 4.8 : Configurations de la chambre de combustion et choix du point de fonctionnement.

4.3.3. Présentation simplifiée du processus :

Le schéma fonctionnel du processus est présenté à la figure 4.9. Sur ce schéma apparaissent les fonctions de transfert du système à identifier (G_1 , G_2 , G_3).

- Le bloc 1 (fonction de transfert G_1) traduit la dynamique du système d'alimentation de gaz entre la demande de débit de gaz ($W_{fDM D}$) et le débit de gaz en temps réel (W_f).
- Le bloc 2 (fonction de transfert G_2) concentre toute la dynamique du générateur de gaz qui regroupe entre autre toute la partie "Haute Pression" de la machine.
- Dans le bloc 3, on retrouve les équations statiques de Rowen avec comme entrée principale le débit de gaz (W_f).
- Le bloc 4 (fonction de transfert G_3) synthétise la dynamique de la vitesse de rotation HP

(N_{HP}) par rapport au débit de gaz. Ceci en vue de la mise en place d'une régulation d'accélération (Γ_{HP}) et de décélération de cette vitesse de l'arbre HP.

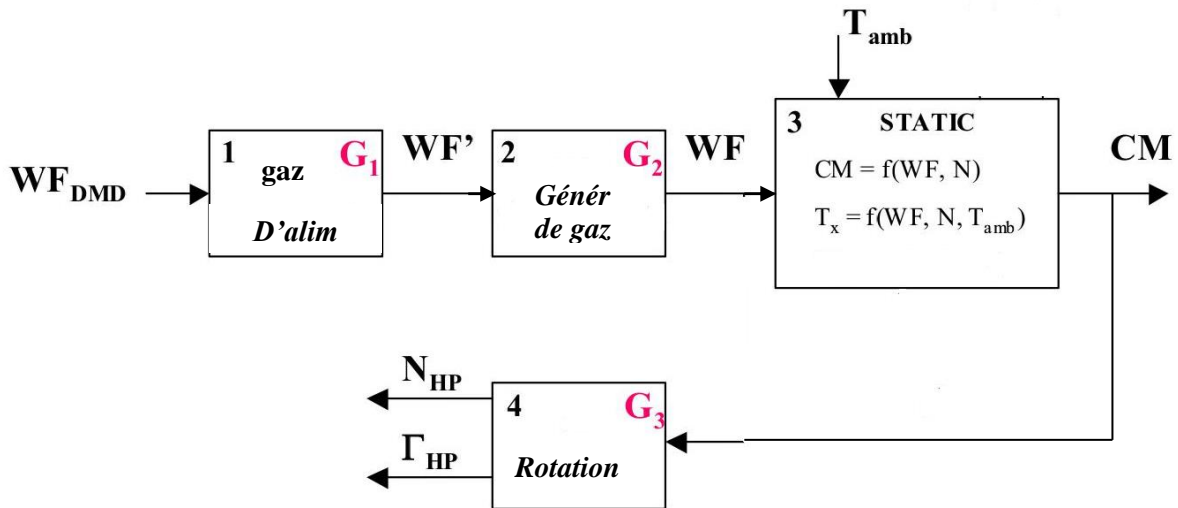


Figure 4.9 : Schéma fonctionnel du processus.

4.3.4. Etude dynamique du couple en fonction du débit de gaz :

L'identification dynamique, effectuée avec le point de fonctionnement défini, a fourni la fonction de transfert suivante :

$$\frac{C_m(P)}{Wf_{DMD}} = K_{cm} \cdot \frac{1}{1 + 0,5P} = G_1$$

Le gain K_{CM} est le gain statique issu de l'équation de Rowen. Le lieu de Bode, relevé dans "la C_m/Wf_{DMD} (en db) lité", est proposé à la figure 4.10, où apparaît également le lieu approximé.

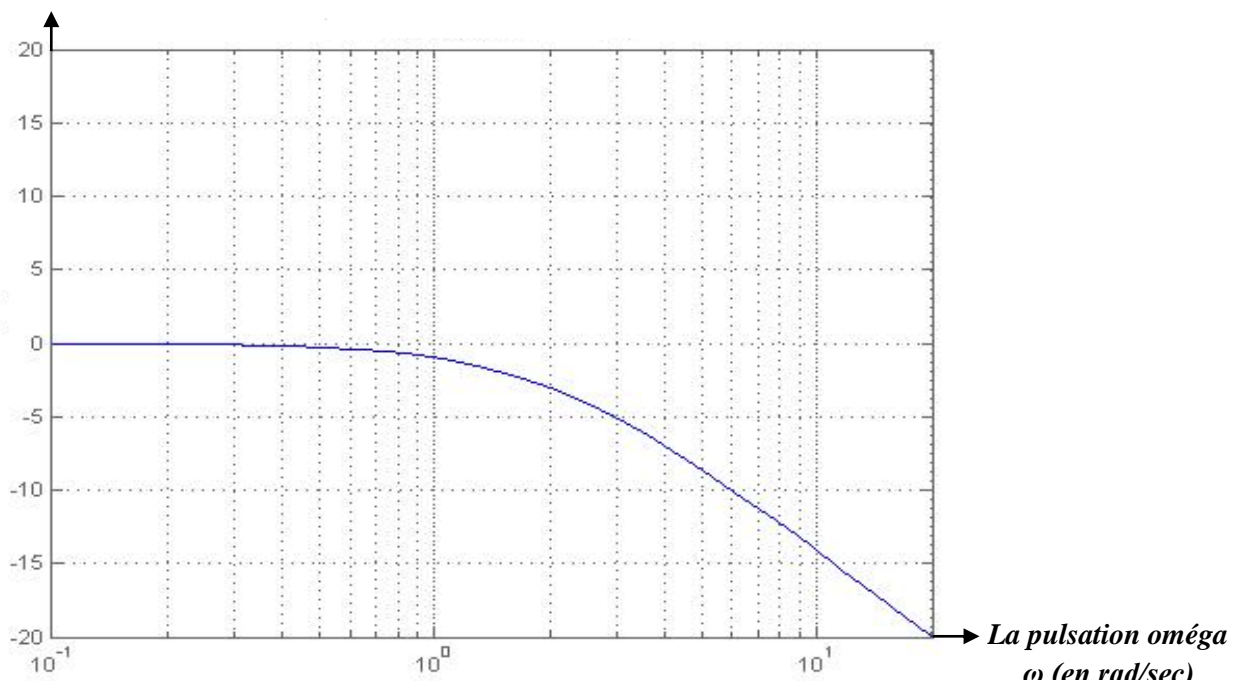


Figure 4.10 : Lieux de Bode de C_m / Wf_{DMD} relevé et approximé dans la zone de fonctionnement autour de 38MW.

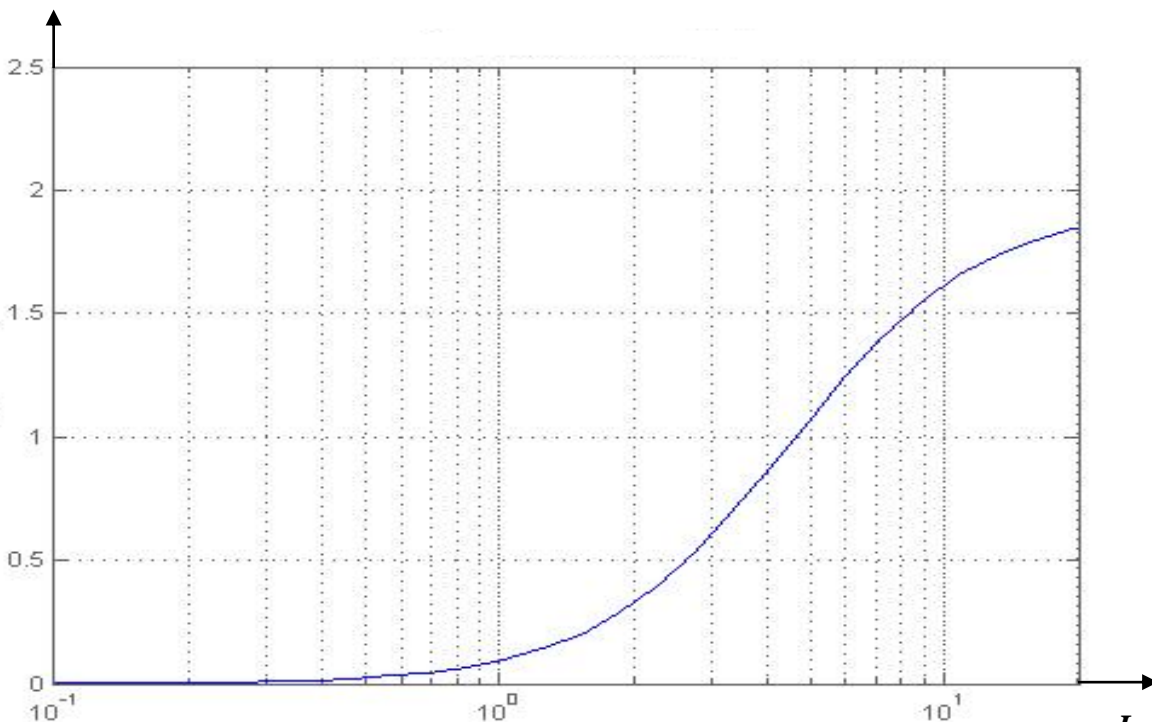
La fonction de transfert du couple s'identifie donc à un premier ordre avec une constante de temps du même ordre de grandeur que celle annoncée par Rowen. Cette constante de temps traduit la dynamique du système d'alimentation de gaz, c'est à dire la constante de temps entre la demande de débit de gaz et le débit de gaz en temps réel. L'influence du générateur de gaz semble anodine et n'est pas clairement mise en évidence sur le lieu de Bode de la figure 4.11.

Par contre, la fonction de transfert du générateur de gaz apparaît d'une manière plus significative sur d'autres lieux de Bode tracés à des niveaux de puissance déferents (les particularités de la chambre de combustion influencent peu l'allure du couple qui reste correctement sinusoïdale sur une plage de puissance étendue). La figure 33 présente le lieu de Bode de la fonction de transfert pour un point de fonctionnement autour de 20MW. On retrouve un mode dominant identique au lieu précédent mais il faut ajouter une fonction de transfert G_2 qui se présente sous la forme d'un zéro et d'un pôle de valeurs proches, ce qui explique en partie les difficultés d'observation :

La forme de cette fonction de transfert identifiée du générateur de gaz, qui regroupe toute la partie HP de la machine, est la même que celle proposée par Rowen, même si les valeurs du pôle et du zéro sont plus faibles dans notre cas.

$$G_2 = \frac{1 + 0,25P}{1 + 0,2P}$$

C_m/Wf_{DMD} (en db)



La pulsation oméga
 ω (rad/sec)

Figure 4.11 : Lieux de Bode de C_m/Wf_{DMD} relevé et approximé dans la zone de fonctionnement autour de 20MW.

Le lieu de Bode, relevé dans 'la zone de stabilité', est proposé à la figure 4.12, où apparaît également le lieu approximé.

On retrouve bien le pôle du système de gaz dans la fonction de transfert de la vitesse HP (G1) et le pole et le zéro du générateur de gaz (G2), ce qui concorde avec la modélisation envisagée. Cette dynamique de la vitesse de rotation HP est recherchée en vue de la mise en place d'un contrôle de l'accélération et de la décélération de cet arbre. Ce qui explique pourquoi la fonction de transfert sera plutôt exprimée sous la forme suivante :

$$G_3 = K'_{NHP} \cdot \frac{(1 + 4,5P)(1 + P)P}{(1 + 8P)(1 + 0,2P)(1 + 0,09P)}$$

*La vitesse de l'arbre
HP (tr/min)*

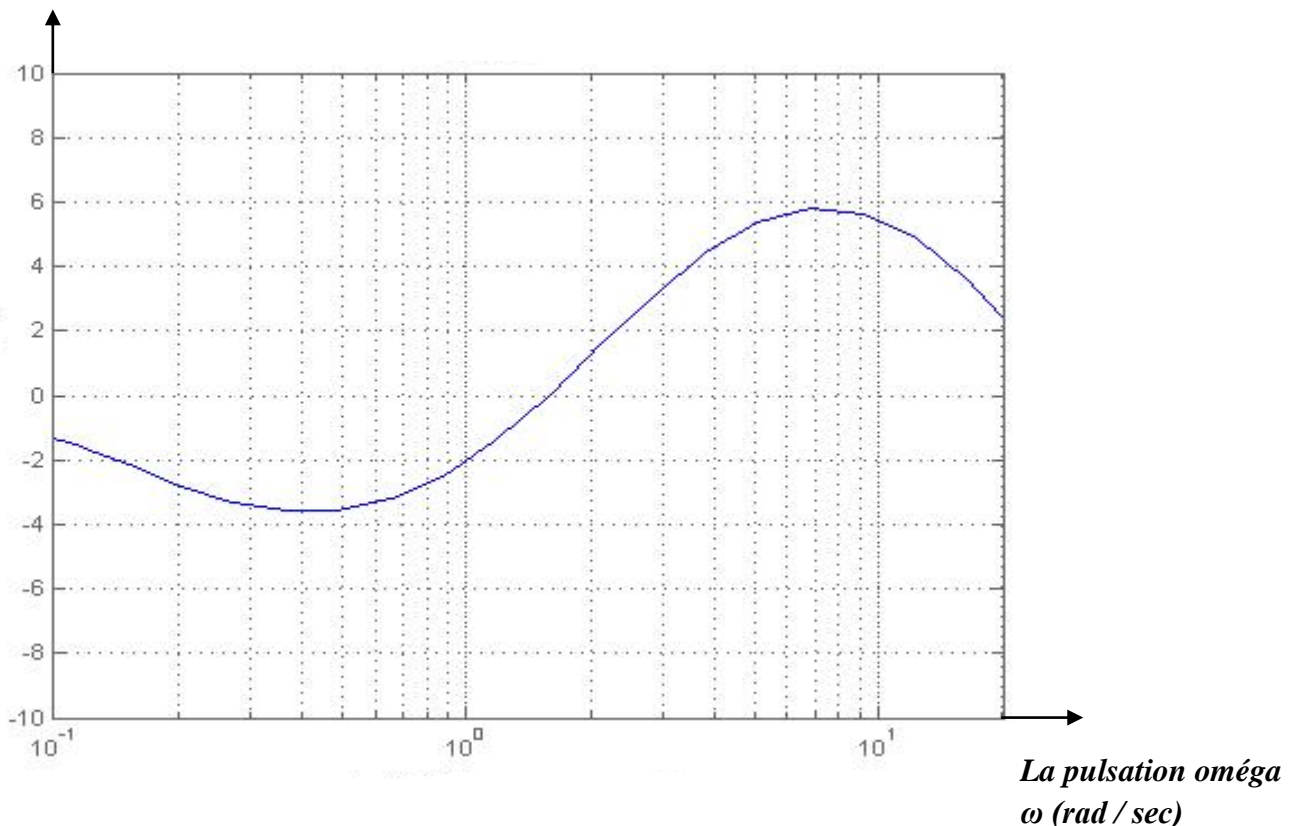


Figure 4.12 : Lieu de Bode relevé et approximé dans la zone de stabilité pour la vitesse HP.

4.4. Conclusion sur l'identification dynamique :

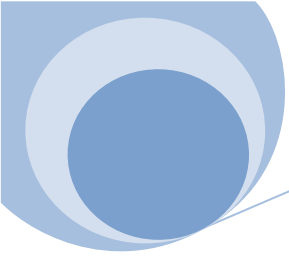
La cohérence de la dynamique ainsi identifiée a été testée et validée avec Matlab simulink et pour des raisons de temps, seuls les lieux de Bode des amplitudes ont été tracés pour les différentes variables. Avec les problèmes de non linéarités dus aux particularités de la TAG PGT 25, le domaine d'étude fréquentiel relativement restreint, l'approximation des lieux surtout pour un seul niveau de puissance autour de 38MW, l'identification dynamique ne peut se révéler d'une précision et d'une validité absolue.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce projet de fin d'étude est de développer des modèles simplifiées des sources d'énergies que l'on rencontre dans l'industrie.

Mon travail dans ce projet de fin d'étude était relatif à l'étude et à la régulation de la turbine à gaz PGT-25 en s'appuyant sur la méthode de ROWEN. Les simulations réalisées avec ce dernier sont considérées comme étant équivalentes à des enregistrements réels, mais les temps de simulation sont conséquents.. Les résultats obtenus se sont avérés satisfaisants, car le modèle établi reproduit assez fidèlement les principaux comportements de la TAG avec des temps de simulation conforme à l'outil utilisé.

Cette étude de régulation m'a offerte plusieurs avantages de connaitre les dispositifs responsables du fonctionnement nominal d'une turbine, comme elle nous a permis d'améliorer notre processus afin de bien réagir, en minimisant le maximum des perturbations qui attaquent le système.



BEBLIOGRAPHIE

- [1] GUY DE LIVOTS, Bordas, Paris 1979, régulation des générateurs de vapeur et des centrales thermiques.
- [2] PAUL DESROCHERS, RICHARD SONNTAG, 2005, Scan-machines : Thermodynamique appliquée / www.siemens.com/energy.
- [3] MAMOUD LINSSANE, 2 septembre 2007, PDF notion sur les turbomachines.
- [4] Stage pratique au terminale arrivée MEKMEN BEN-AMMAR W.NAAMA, Avril 2011.
- [5] Stage pratique à la station de compression Lebioudh Sid Chikh W.LBAYED, mars 2015.
- [6] ABB LUMUS GLOBAL spa (GPDF).Manuel d'exploitation, 2004.
- [7] GROUPEMENT «INSTITUT ALGERIEN DU PETROLE IAP de SKIKDA, 28 avril 2010.
- [8] Documentation fournie par la société ABB spa, 2004.
- [9] VINCENT ROGEZ, décembre 2004, PDF modélisation simplifiée des sources de production (université d'ARTOIS). Faculté des sciences.
- [10] Simulation pratique à la station de compression SC3, mars 2015.
- [11] L'interface du système DCS partie contrôle des vannes, MARK 5, mars 2015.
- [12] L'interface du système DCS partie régulation de vitesse des TC, MARK 5, mars 2015
- [13] (Thèse Doctorat modélisation d'une turbine à gaz).Centre national de recherche technologique de LILE, 17 Décembre 2004.

[14] Service BEAMS – ELEC-H-512 PDF régulation de la machine synchrone, 2005.