

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITÉ DE BOUMERDÈS



FACULTÉ DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE



Département Automatisation et Électrification des Procédés Industriels

Mémoire présenté pour l'obtention du diplôme de MAGISTER

Spécialité : *Génie électrique. Option :* *Automatique appliquée et traitement du signal.*

Présenté par :

Razika ZAMOUM

***APPLICATION DES TECHNIQUES ADAPTATIVES
AU PHENOMENE DE POMPAGE DANS LES
COMPRESSEURS CENTRIFUGES***

Soutenu publiquement le : 26/02/2003

Devant le jury composé de :

Président :	Moussa DIAF	M.C	Université de Tizi-ouzou
Rapporteur :	Ferhat LAAOUAD	M.C	Université de Boumerdès
Examineurs :	Mimoun ZELMAT	M.C	Université de Boumerdès
	Slimane AISSANI	M.C	Université de Boumerdès
	Abdelhay BENCHALLA	C.C	Université de Boumerdès

Boumerdès 2002

A ma fille Anaiss Camelia

Sommaire

Introduction Générale.....	1
<u>Chapitre I : Stabilité Aérodynamique Des Compresseurs Et</u>	
<i>Influence Des Réseaux Sur Le pompage.....</i>	4
<i>I-1 Introduction</i>	4
<i>I-2 Caractéristiques de compression.....</i>	5
<i>I-3 : Stabilité du point de fonctionnement :.....</i>	9
I-3-1 Point de fonctionnement	9
I-3-2 Configuration du système	10
I-3-3 Modélisation du circuit de compression	11
I-3-3-1 Conservation de la quantité de mouvement	12
I-3-3-2 Conservation de la masse.....	13
I-3-3-3 Conservation de l'énergie.....	13
I-3-3-4 Débit sortant	14
I-3-3-5 Résolution des équations d'état	14
<i>I-4 Cas pratiques d'instabilité à faible débit.....</i>	16
I-4-1 Instabilité des circuits résistifs.....	16
I-4-2 Instabilité des circuits capacitifs.....	17
I-4-3 Instabilité des compresseurs multi- étages.....	17
I-4-4 Instabilité des compresseurs en parallèle	18
I-4-5 Instabilité des compresseurs à pression intermédiaire	19
I-4-6 Autres instabilités aérodynamiques à petit débit	19
I-4-6-1 décrochage tournant d'étage.....	19
I-4-6-2 Instabilité des compresseurs à diffuseur lisse	19
<i>I-5 Influence des réseaux sur le pompage.....</i>	20
I-5-1 Détermination d'une zone critique des champs compresseur située	22
entre le pompage et la stabilité	22
I-5-2 Caractérisation d'une zone critique du champ compresseur située entre le.....	22
pompage et la stabilité.....	22
I-5-3 Exploitation du modèle avec une section d'ouverture de la vanne indépendante du	
temps	23
I-5-4 Exploitation du modèle avec une section d'ouverture de la vanne fonction du temps	25

I-6 Conclusion	27
 <u>Chapitre II : Phénomène de Pompage Et Systèmes De Protection..</u>	
II-1 Introduction.....	29
II-2 Cycle de pompage	30
II-3 Limite et ligne de pompage	31
II-3-1 Ligne de pompage et ligne de protection	31
II-3-2 Conséquences du pompage	32
II-4 Protection contre le pompage	33
II-3-1 Soupape d'anti-pompage	33
II-1-2 Action tout ou rien.....	34
II-3-3 Système de commande.....	34
II-3-4 Régimes transitoires	35
II-5 Systèmes actuels de régulation anti-pompage	36
II-5-1 Régulation avec compensation de la pression de refoulement P_r	37
II-5-2 Régulation avec compensation de ΔP_r et T_a	37
II-5-3 Régulation par introduction d'un coefficient multiplicateur	38
II-5-4 Régulation Anti Pompage avec parabole passant par l'origine.....	40
II-6 Conclusion.....	41
 <u>Chapitre III: Identification du Modèle Discret de l'Installation.....</u>	
III-1 But du travail	43
III-2 Méthodes des moindres carrés	44
III-2-1 Méthode des moindres carrés pondérés récurrents.....	47
III-2-2 Méthodes des moindres carrés simples récurrents	48
III-2-3 Méthode des moindres carrés généralisée récurrent (MCGR).....	50
III-3 Résultats de simulation	54
III-4 Analyse et synthèse.....	57
 <u>Chapitre IV: Commande adaptative.....</u>	
IV-1 Introduction.....	58
IV-2 Commande Adaptative Auto-Ajustable.....	59

IV-2-1	Commande Adaptative Auto-Ajustable Indirecte.....	59
IV-2-1-1	Représentation du Système	60
IV-2-1-2	Algorithme d'adaptation paramétrique.....	61
IV-2-1-3	Synthèse de la loi de commande	61
IV-2-2	Commande adaptative auto-ajustable directe	63
IV-2-2-1	Commande Auto-Ajustable à Erreur de Prédiction Minimale.....	63
IV-2-2-2	Commande auto-ajustable à erreur de prédiction minimale Pondérée.....	64
IV-2-3	Résultats de Simulations.....	65
IV-2-4	Analyse des résultats	72
IV-3	Commande adaptative à variance minimale.....	72
IV-3-1	Commande adaptative avec pondération de l'entrée	72
IV-3-1-1	Algorithme de commande.....	72
IV-3-1-2	Calcul de la loi de commande	73
IV-3-2	Commande Adaptative à Variance Minimale.....	73
IV-3-3	Résultats de simulation.....	75
IV-3-4	Analyse des résultats	80
IV-4	Commande adaptative à modèle de référence	80
IV-4-4	Commande linéaire par poursuite d'un modèle (LMFC).....	81
IV-4-5	Commande adaptative par poursuite d'un modèle (AMFC)	83
IV-4-6	Commande adaptative simplifiée (AMFCS)	85
IV-4-7	Résultats de simulation.....	86
IV-4-8	Analyse des résultats	87
IV-5	Conclusion.....	88
	Conclusion Générale.....	90
	Annexe 1.....	92
	Annexe2.....	93
	Annexe3.....	95
	Notation et Symbole.....	97
	Bibliographie.....	98

Introduction

Introduction Générale

Il y a encore quelques années, les gaz associés étaient évacués vers les torches étant donné que la structure de récupération de ces gaz n'était pas économiquement rentable. L'installation de stations de réinjection, comme c'est le cas à Hassi Messaoud avec l'avènement de certaines machines pouvant traiter des quantités énormes de gaz, nous permet non seulement de récupérer ces gaz mais aussi d'augmenter la production du brut. Cette technique de réinjection du gaz à haute pression permet de réinjecter les gaz dans les puits ou gisements et permet de donner un mélange gaz- brut à haute pression et fait croître les coefficients d'exploitation du gisement [61].

Les machines qui se sont avérées les plus indiquées sont les compresseurs. Néanmoins, ces machines sont soumises à un problème très important à savoir le **phénomène de pompage** qui est un état d'instabilité de fonctionnement entraînant des pulsations pouvant être dangereuses pour leur tenue mécanique provoquant l'inversion de la poussée axiale du rotor, des vibrations au niveau du compresseur et la rupture des ailettes suite à l'inversion du débit. Il est donc essentiel de maintenir le fonctionnement du compresseur en dehors de la zone d'instabilité [4].

Ce phénomène apparaît dans les zones de fonctionnement correspondant aux bas débits à l'aspiration et peut généralement avoir lieu à partir du moment où la courbe caractéristique « taux de compression – Débit » atteint son maximum.

La stabilité d'un point de fonctionnement est assurée par l'association de la caractéristique du compresseur et celle des réseaux d'aspiration et de refoulement en même temps. Une diminution du débit d'aspiration engendre une translation de la caractéristique du réseau vers une zone d'instabilité. Une augmentation du volume de refoulement peut entraîner une re-circulation du gaz dans le sens inverse de l'écoulement, ce qui peut créer des vibrations à l'intérieur du compresseur [9].

Pour prévenir ce phénomène, les compresseurs sont dotés de systèmes anti-pompage de régulation du débit à l'aspiration permettant de maintenir le compresseur dans un champs stable de fonctionnement en assurant, quel que soit le rapport de compression, un débit aspiré supérieur au débit correspondant au pompage en renvoyant à l'aspiration à l'aide d'une vanne de détente pilotée par un régulateur de débit, le gaz prélevé à son refoulement, ce qui provoque une grande baisse de production causée par l'ouverture permanente des vannes de recyclage.

Les solutions proposées jusqu'à présent, pour prévenir ce phénomène n'ont pas données des résultats encourageants, car ces systèmes présentent toujours un risque de passage en phase de pompage. En effet, les systèmes actuels de régulation anti -pompage présentent plusieurs inconvénients, à savoir :

- Le gaspillage du gaz à cause de l'ouverture permanente des vannes de recyclage.
- Un temps de réponse assez grand des régulateurs anti-pompage.

- Création de vibrations radiales du rotor pouvant provoquer la rupture de la butée et des ailettes.
- Fonctionnement dans certains cas du compresseur dans la zone de pompage même si les vannes de recyclage sont complètement ouvertes.

D'un autre côté, la masse molaire du gaz varie fréquemment provoquant ainsi la variation de la pression dans le temps.

Tout ceci exige des moyens spécifiques de protection anti-pompage capables de s'adapter à tout changement dans les caractéristiques du système.

L'apparition et le développement de nouvelles techniques dans le domaine de l'automatisation a provoqué des changements considérables dans la conception des systèmes de régulation. Afin de résoudre le problème du pompage et dans le souci d'améliorer les performances du système, nous avons fait appel à la commande adaptative, ce qui nous permettra de faire l'ajustement optimal du régulateur en fonction d'éventuels changements dans la dynamique en temps réel et de protéger le compresseur dans les zones de fonctionnement stables ou instables.

Ces nouvelles techniques peuvent dans certain cas prévenir le phénomène de pompage et donner une certaine approche de résolution du problème de l'ouverture permanente de la vanne de recyclage sous réserve d'intégration de nouveaux algorithmes qui assurent la régulation en temps réel, ce qui permet de récupérer la perte de production dans une certaine limite tout en assurant le fonctionnement de la machine et de protéger le compresseur de tous les dangers.

Actuellement en Algérie, plusieurs installations de traitement du pétrole et du gaz sont dotées de nouveaux systèmes tel que le DCS « Distributed Control System » (système faisant appel à la technologie des micro processeurs dans le but de répartir l'intelligence entre ses différents modules opérationnels) [3] et [61].

L'apparition des techniques adaptatives ainsi que l'introduction de ces algorithmes dans la conception du Software du DCS peuvent apporter une solution nouvelle à ce problème et fournir une protection du pompage plus fiable, du fait que le système DCS opère en temps réel et donne une haute vitesse de réponse aux signaux et aux commandes initiés par les utilisateurs [61].

Le but de notre étude est de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quel que soit le taux de compression, et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage. L'utilisation des techniques de la commande adaptative nous permettra d'assurer de meilleures performances en implantant un correcteur numérique permettant le décalage de la courbe du système vers celle du modèle de contrôle.

Dans *le premier chapitre*, nous présenterons en détail, l'instabilité aérodynamique des compresseurs et l'influence des réseaux d'aspiration et de refoulement sur ces derniers. Dans cette partie, nous présenterons d'abord les caractéristiques des différents types des compresseurs, la modélisation d'un circuit de compression ainsi que l'étude de la stabilité du point de fonctionnement assuré par l'association de la caractéristique du compresseur et celle du réseau en même temps. Nous montrerons aussi les cas pratiques d'instabilité à faible débit et l'influence des réseaux sur le pompage des compresseurs.

Le deuxième chapitre, sera consacré à l'étude du phénomène proprement dit du pompage. Nous présenterons aussi les moyens de protection anti- pompage qui interviennent en cas de diminution du débit consécutive à l'augmentation du rapport de pression. Ces systèmes permettent d'augmenter artificiellement le débit d'aspiration ou de diminuer le rapport de la pression pour empêcher le compresseur de descendre trop bas en débit engendrant plusieurs inconvénients .

Le troisième chapitre, sera consacré à l'identification de l'ensemble de compression par des méthodes d'identification en temps réel et ce, dans le but de déterminer les paramètres du système en fonction d'éventuels changements dans la dynamique de ce dernier. En effet, les méthodes des moindres carrés permettent d'identifier de manière récursive les paramètres du modèle.

Le dernier chapitre, sera consacré à la détermination des algorithmes adaptatifs permettant de contrôler le fonctionnement du compresseur et d'éviter le passage de ce dernier en phase du pompage .

Nous présenterons dans la première partie de ce chapitre, la commande auto-ajustable indirecte à placement de pôles et nous développerons l'approche directe de la commande auto-ajustable basée sur l'erreur de prédiction minimale ainsi que la pondération de la commande. Dans la deuxième partie, nous avons présenté la stratégie de commande à variance minimale, l'étude des méthodes d'analyse et de synthèse de la loi d'adaptation à modèle de référence, la commande linéaire par poursuite d'un modèle LMFC et la commande adaptative par poursuite d'un modèle AMFC ainsi que sa version simplifiée AMFCS .

Ce chapitre se terminera par une évaluation des performances apportées par l'application de cette commande au compresseur étudié.

Chapitre I

Chapitre I : Stabilité Aérodynamique Des Compresseurs Et Influence Des Réseaux Sur Le Pompage

I-1 Introduction

Le pompage est une instabilité aérodynamique d'ensemble du compresseur dans son environnement, lors du fonctionnement à petit débit. Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans le réseau d'aspiration, le compresseur trouve de nouvelles conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence.

Ces grandes fluctuations de débit portent le nom de pompage, en raison de la nature de ce phénomène en oscillations de relaxation.

Les compresseurs concernés par ce phénomène font partie de la famille des turbomachines, ou machines dites « aérodynamiques », comprenant les compresseurs axiaux, centrifuges et mixtes (hélico-centrifuges).

- **Compresseurs centrifuges** : ils ont l'avantage de donner de forts taux de compression. L'encombrement diamétral limite leur emploi à des débits relativement faibles, [29] et [30] .
- **Compresseurs axiaux** : ils sont utilisés pour véhiculer des débits élevés. Ils se caractérisent par un faible taux de compression par étage [58] et [59] .
- **Compresseurs hélico-centrifuges** : ils représentent un cas intermédiaire entre les machines centrifuges et axiales. Ils se caractérisent par un taux de compression moyen [58] .

Les compresseurs centrifuges sont les plus utilisés en industrie. Dans ces derniers, une bonne partie de l'élévation de pression est liée directement à la variation de vitesse d'entraînement dans la roue, le rôle du diffuseur étant de ralentir le gaz à la sortie de la roue pour récupérer de la pression supplémentaire, [31] et [32] .

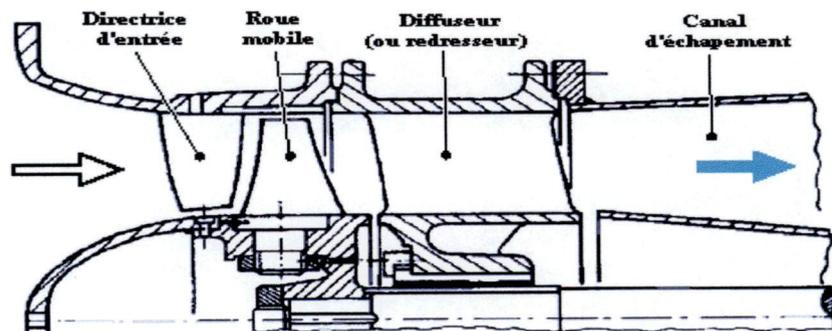


Figure I-1 : Coupe d'un compresseur à un étage

Une machine à fluide compressible comporte les éléments principaux suivants :

- **Les directrices d'entrée à plusieurs pales:** leur rôle est de donner au fluide la direction optimale pour son admission dans la roue.
- **La roue mobile (ou rotor) :** c'est un dispositif constitué de pales régulièrement réparties autour de son axe de rotation. Ces pales transmettent au fluide l'énergie mécanique apportée à la machine par un moteur. Une partie de cette énergie est transformée en pression. L'autre partie reste sous forme de vitesse (pression dynamique),
- **Le diffuseur:** son rôle est de transformer la pression dynamique en pression statique par la réduction de la vitesse du fluide [53] .

L'ensemble de ces trois organes forme ce qu'on appelle un étage de compression. Plusieurs étages peuvent être montés en série dans le cas d'une machine multicellulaire [30].

Les compresseurs peuvent avoir une ou plusieurs roues et fonctionnent en série avec des ailettes fixes alternées entre chaque paire de roues. Les machines avec une seule roue exécutent un simple étage de compression, ceux avec plusieurs roues exécutent autant d'étages de compression [57] .

I-2 Caractéristiques de compression

I-2-1 Caractéristique normale du compresseur

La courbe caractéristique de la compression d'une machine dynamique représentant la pression de refoulement (ou taux de compression) en fonction du débit, est fonction d'une série de paramètres tels que la pression d'aspiration, la vitesse de rotation, la nature du gaz comprimé etc ...

Sur la courbe caractéristique, on trace aussi le réseau des isovitesses, chacune étant graduée soit en puissance, soit en rendement, les points de même rendement étant reliés entre eux pour former les courbes d'isorendement (figure I-2). Ces courbes sont données pour un gaz précis, mais aussi pour une pression P_0 et une température T_0 du gaz à l'aspiration [4]

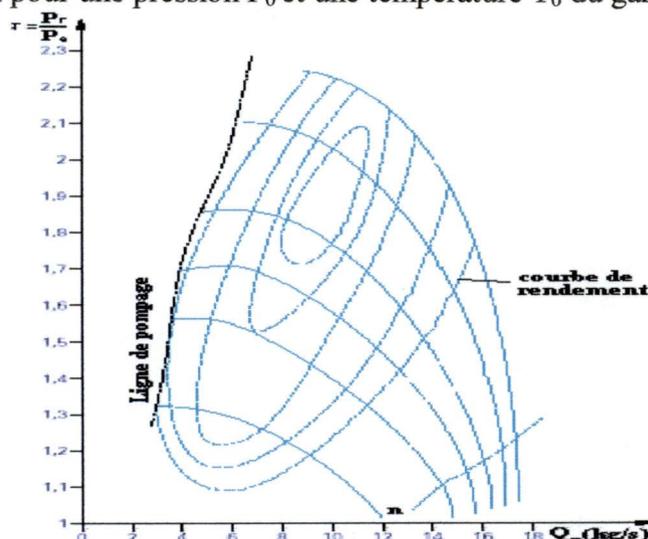


Figure I-2 Courbes d'isorendements d'un compresseur centrifuge monocellulaire

Pour que les courbes isovitesses soient utilisables de manière universelle, il convient de les tracer en conservant constantes, outre la nature du gaz, les valeurs T_0 et P_0 . Si la température et la pression d'aspiration varient, il convient de les ramener à des valeurs uniques par l'utilisation des grandeurs adimensionnelles :

- Coefficient de débit ;
- Coefficient de la hauteur ;
- Coefficient de pression ;
- **Coefficient de débit φ :**

$$\varphi = \frac{q_v}{S \cdot u_2} \quad \text{(I-1)}$$

avec :

q_v (m^3/s) : débit volumique aspiré ;

S (m^2) : surface annulaire des aubes (axiale) ou surface frontale de la roue (centrifuge) ;

U_2 (m/s) : vitesse périphérique ;

- **Coefficient de la hauteur ψ :**

$$\psi = \frac{\Delta H_p}{u_2^2} \quad \text{(I-2)}$$

ΔH_p (J/kg) : hauteur polytropique ;

ΔH_p peut être déduite des formules suivantes :

$$\Delta H_p = \Delta H_R \eta_p \quad \text{(I-3)}$$

ΔH_R (J/kg) : hauteur réelle.

η_p rendement polytropique.

$$\Delta H_p = \frac{W_p}{g} \quad \text{(I-4)}$$

g (m/s^2) : accélération de pesanteur ;

$$\text{avec : } \eta_p = \frac{W_p \text{ idéale}}{W_p \text{ réelle}} \quad \text{(I-5)}$$

η_p : rendement polytropique ;

Dans le domaine des compresseurs, on utilise le rendement polytropique qui est une grandeur propre à la machine, de préférence au rendement isentropique qui est fonction du rapport de pression .

- **Coefficient de la pression :**

$$\tau = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{(I-6)}$$

avec :

P_e (Pa) : pression d'entrée ;

P_s (Pa) : pression de sortie ;

Les courbes caractéristiques de performance utilisant ces coefficients deviennent plus faciles à manipuler.

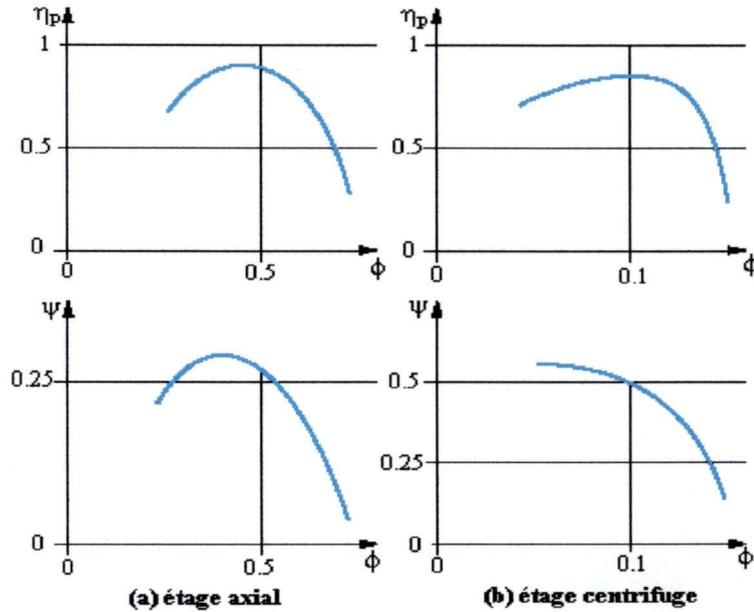


Figure I-3: Courbes de performances d'étages de compresseurs

La figure I-3 représente les caractéristiques pour le cas d'un compresseur centrifuge et axial mono-étage . Dans le cas des compresseurs comportant un dispositif de calage (compresseurs axiaux notamment), le coefficient de pression peut être utilisé pour étudier les caractéristiques de ces derniers.

La performance aérodynamique d'un compresseur comprend les courbes de rendement et de pression ainsi que le débit. Tous les compresseurs sont désignés généralement par une courbe de performance qui présente le taux de compression (pression de refoulement P_r / pression d'aspiration P_a), en fonction du débit aspiré pour un gaz donné.

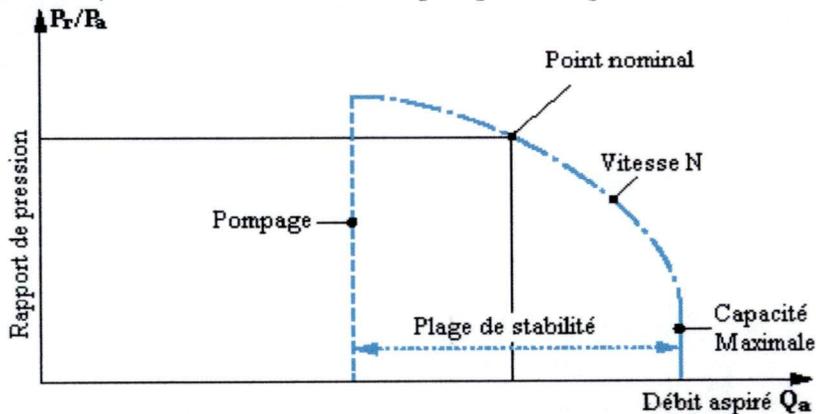


Figure I-4 :Caractéristique de compression d'un compresseur

Le rapport de pression est fonction de :

$$\frac{P_r}{P_a} = \frac{Q_a}{\sqrt{ZRT_a}} \quad (I-7)$$

- Avec Z : coefficient de compressibilité du gaz;
- R : constante thermodynamique des gaz ;
- T_a (K): température absolue d'aspiration ;

La plage de fonctionnement des compresseurs centrifuges est appelée aussi plage de stabilité. On cherche toujours à augmenter cette plage et à l'adapter à la demande de production.

En effet, dans l'industrie du pétrole et du gaz, cette plage est recherchée aussi large que possible pour que la machine puisse s'adapter facilement à la demande de production qui n'est pas toujours à 100% du débit nominal.

Cette plage est limitée :

- ◆ Vers les grands débits, par des pertes par frottement, dues aux grandes vitesses d'écoulement.
- ◆ Vers les petits débits, par les pertes par instabilités aérodynamiques tels que le pompage.

En allant vers les petits débits, les pertes par incidence font diminuer le rendement et la hauteur développée par le compresseur passe par un maximum, puis diminue. La figure I-5 montre la caractéristique complète de la machine, qui a été étendue aux débits négatifs.

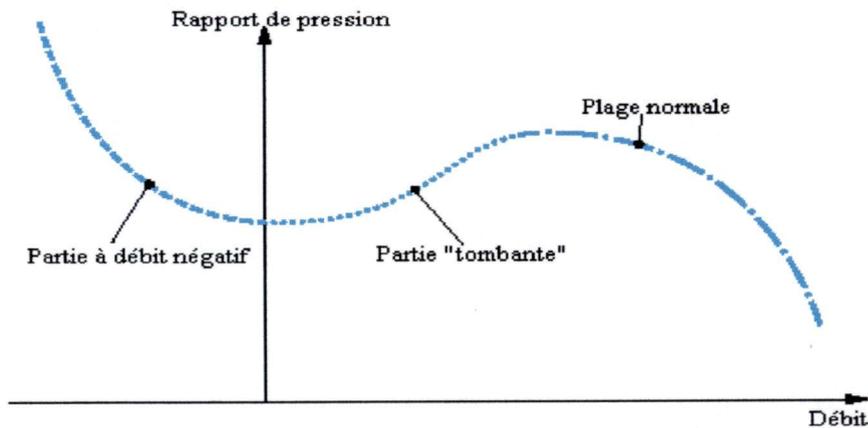


Figure I-5 : Caractéristique complète de compression

Généralement, lorsqu'on veut modéliser la partie complémentaire de la caractéristique ajoutée, on considère une courbe du troisième degré.

$$y = ax^3 + bx^2 + d \quad \text{(I-8)}$$

qui aura :

- un point d'inflexion entre $x = 0$ et x minimal de la caractéristique normale ;
- des tangentes horizontales en ces mêmes points, raison pour laquelle on n'a pas de terme en « cx » dans l'équation (I-8) ;
- une valeur $y = d$ pour $x = 0$, qui se calcule par les caractéristiques géométriques de la machine (équilibre radial sous l'action des forces centrifuges dans les roues, pour un compresseur centrifuge).

I-3 : Stabilité du point de fonctionnement :

I-3-1 Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement du compresseur se situe à l'intersection de sa caractéristique propre de compression et de celle du réseau (le circuit où les compresseurs refoulent) [4].

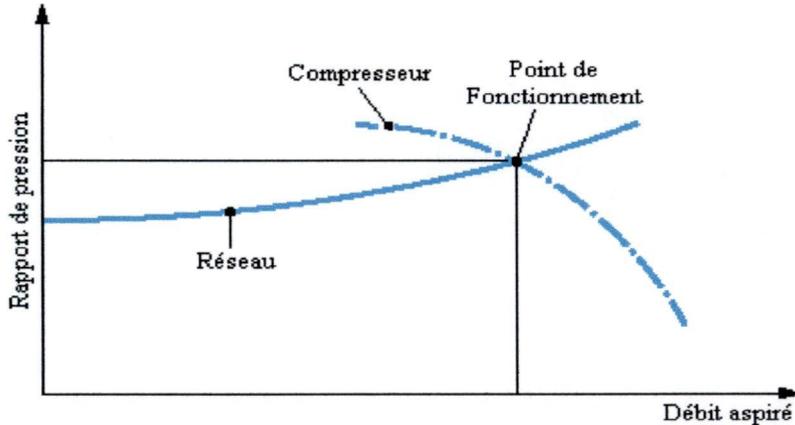


Figure I-6 : Point de fonctionnement d'un compresseur

Réellement le point de fonctionnement, c'est la pression imposée au compresseur par les réseaux amont et aval qui fixent le débit (figure I-6).

Les pressions d'aspiration P_a et de refoulement P_r dans chaque réseau sont en fonction du volume du réseau, de la masse du gaz ainsi que les conditions thermodynamiques du gaz. Cela s'obtient par intégration dans le temps des bilans massiques et énergétiques liés au fonctionnement (entrées et sorties de masse et d'enthalpie).

Pour augmenter le taux de compression dans un compresseur, il faut d'abord changer son débit d'aspiration en modifiant une grandeur de fonctionnement par injection du gaz de recyclage (figure I-7). Ensuite, les niveaux de pression des réseaux vont varier, par intégration de la quantité de gaz transférée.

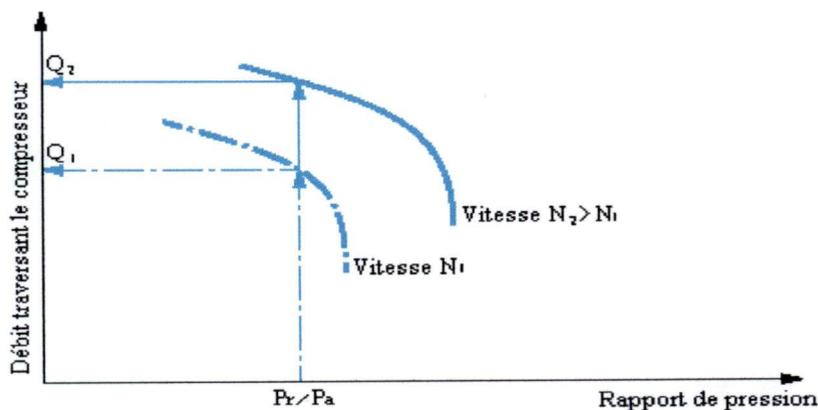


Figure I-7 Fonctionnement en régime transitoire

I-3-2 Configuration du système :

Pour démontrer que le pompage est bien une instabilité d'ensemble du compresseur dans ses réseaux, on va s'intéresser à la configuration de la figure (I-8) .

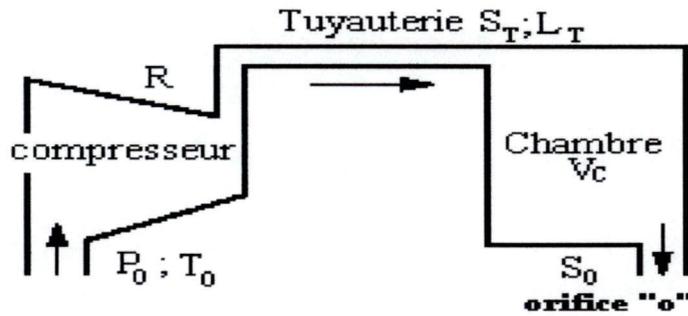


Figure I-8 : Schéma de Configuration du système

Le compresseur aspire à des conditions P_0, T_0 constantes et refoule dans le réseau de refoulement R à travers une tuyauterie (surface S_T , longueur L_T) où est concentrée l'énergie cinétique, dans une chambre de grand volume (V_c) où la vitesse est négligeable.

L'ensemble des pertes de charge est concentré à la sortie constituée par un orifice de surface S_0 qui permettra de ramener le fluide à la pression P_0 et une température T_0 .

Pour étudier la stabilité du régime de fonctionnement à l'intersection de la caractéristique du compresseur et de celle du réseau, nous effectuons sur le système une perturbation et l'on s'intéressera à l'évolution de la pression (P_c) dans la chambre, en fonction du débit Q_r refoulé par le compresseur.

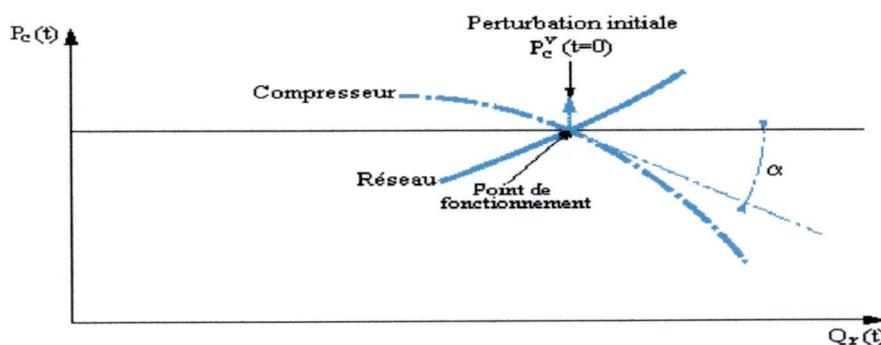


Figure I-9 : Caractéristique au point de fonctionnement d'un système perturbé

La figure (I-9), nous montre la caractéristique du compresseur et celle du réseau, le point de fonctionnement et la perturbation introduite sur la pression P_c .

Une fois le système perturbé, si ce dernier revient à son point de départ, le fonctionnement est stable. S'il s'en écarte, le fonctionnement est instable et il y a un pompage du compresseur.

I-3-3 Modélisation du circuit de compression

Chacune des grandeurs physiques en fonction du temps est découpée en une partie fixe, notée avec l'indice supérieur « F », correspondant au point de fonctionnement, et une partie variable, notée avec l'indice supérieur « V », correspondant à la réponse étudiée.

On a :

- $P_r(t) = P^F + P_r^V$ pression de refoulement du compresseur ;
- $T_r(t) = T^F + T_r^V$ température de refoulement ;
- $\rho_r(t) = \rho^F + \rho_r^V$ masse volumique au refoulement ;
- $Q_r(t) = Q^F + Q_r^V$ débit massique refoulé ;
- $U_r(t) = U^F + U_r^V$ vitesse du gaz dans la tuyauterie ;
- $P_c(t) = P^F + P_c^V$ pression dans la chambre ;
- $T_c(t) = T^F + T_c^V$ température dans la chambre ;
- $\rho_c(t) = \rho^F + \rho_c^V$ masse volumique dans la chambre ;
- $H_c(t) = H^F + H_c^V$ enthalpie dans la chambre ;
- $Q_s(t) = Q^F + Q_s^V$ débit sortant par l'orifice « o ».

Le but de la modélisation est d'exprimer toutes les variables rentrant dans le fonctionnement du compresseur en fonction de la variation du débit Q_r^V .

- **La pression de refoulement est donnée par :**

$$P_r^V = \alpha Q_r^V \tag{I-9}$$

Avec « α » pente de la caractéristique du réseau sur la figure (I-9).

- **La température de refoulement est donnée par :**

$$\frac{T_r}{T_a} = \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_p}} \tag{I-10}$$

Avec « γ » coefficient isentropique du gaz considéré,

- T_a : température d'aspiration ;
- T_r : température de refoulement ;
- P_a : pression d'aspiration ;
- P_r : pression de refoulement ;

En décomposant T_r dans l'équation (I-10) et en dérivant cette dernière, nous aurons :

$$T_r^V = \frac{T^F}{P^F} \frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_p} \cdot \alpha \cdot Q_r^V \tag{I-11}$$

En associant l'équation d'état thermodynamique du gaz :

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \quad (\text{I-12})$$

On obtient la masse volumique au refoulement, que l'on différencie, et que l'on reporte dans la relation (I-9), ce qui conduit à :

$$P_r^V = \alpha \cdot A \cdot Q_r^V$$

$$1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma \cdot \eta_p}$$

avec $A = \frac{\gamma \cdot \eta_p}{ZRT^F}$ (I-13)

I-3-3-1 Conservation de la quantité de mouvement

Toute l'énergie cinétique étant concentrée dans la tuyauterie de refoulement, donc l'équation de la variation de la quantité de mouvement est donnée par [4] :

$$\rho_r S_T L_T \frac{dU_T}{dt} = (P_r - P_c) S_T \quad (\text{I-14})$$

En décomposant cette équation en partie fixe et une autre variable puis en remplaçant par son expression (I-7), nous obtenons :

$$\frac{dU_T^V}{dt} = \frac{1}{L_T \rho_F} (\alpha \cdot Q_r^V - P_c^V) \quad (\text{I-15})$$

L'expression du débit dans la tuyauterie est :

$$Q_r = \rho_r \cdot S_T \cdot U_T \quad (\text{I-16})$$

En décomposant l'équation (I-14) en partie fixe et une autre variable, nous obtenons U_T^V par différenciation que l'on reporte dans l'équation (I-15)

$$\frac{dQ_r^V}{dt} = B(Q_r^V - p_c^V) \quad (\text{I-17})$$

Avec : $B = \frac{S_T}{L_T (1 - Q_{VOL}^F \cdot \alpha \cdot A)}$

Où Q_{vol}^F est le débit volumique refoulé :

$$Q_{vol}^F = S_T U_T^F = Q^F / \rho^F \quad (\text{I-18})$$

Dans l'équation (I-17), apparaît la variation de pression dans la chambre de refoulement.

I-3-3-2 Conservation de la masse

La variation de la pression P_c^v peut être obtenue aussi par le bilan de masse de gaz dans la chambre, où il rentre Q_r et d'où il sort Q_s [4]:

$$V_c d.\rho_c = (Q_r - Q_s)dt \quad (\text{I-19})$$

En remplaçant ρ_c par son expression donnée par l'équation (I-12), nous obtenons :

$$V_c \frac{d}{dt} \left(p_c^v - \frac{P^F}{T^F} T_c^v \right) = ZRT^F (Q_r^v - Q_s^v) \quad (\text{I-20})$$

Cette équation montre clairement la variation de température du gaz dans la chambre T_c^v .

I-3-3-3 Conservation de l'énergie

La variation de la température dans la chambre T_c^v s'obtient aussi par l'expression du bilan d'énergie. Pour effectuer cela, on devrait écrire un bilan d'enthalpie avec le débit Q_r entrant à la température T_r , et le débit Q_s sortant à la température T_c .

Si l'on considère la chaleur spécifique à pression constante C_p autour du point de fonctionnement, et aucun échange de chaleur avec l'extérieur, il vient [4]:

$$\rho^F V_c \frac{dT_c^v}{dt} = T^F \left(1 + \frac{\alpha}{\rho^F} \frac{\gamma - 1}{\gamma \cdot \eta_\rho} \right) Q_r^v - Q^F T_c^v - T^F \cdot Q_s^v \quad (\text{I-21})$$

Nous remarquons que dans cette équation apparaissent d'autres variables (T_c et Q_r) en plus de P_c , ce qui rend le système difficile à résoudre ; pour pouvoir simplifier ce dernier, nous supposons que le comportement du gaz dans la chambre est adiabatique, c'est à dire, qu'il n'y a pas d'échange de chaleur ni de masse :

$$\frac{P_c}{\rho_c^v} = \text{constante} \quad (\text{I-22})$$

En décomposant l'équation (I-22) en partie fixe et une autre variable puis en la dérivant , le résultat sera associé à l'équation (I-12), ce qui donne :

$$T_c^v = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{T^F}{P^F} P_c^v \quad (\text{I-23})$$

En reportant ce résultat dans l'équation du bilan de masse (I-20), nous obtenons:

$$\frac{dP_c^v}{dt} = C(Q_r^v - Q_s^v) \quad (\text{I-24})$$

$$\text{Avec : } C = \frac{\gamma \cdot ZRT^F}{V_c}$$

I-3-3-4 Débit sortant

Quand le taux de compression du gaz est élevé, le débit deviendra sonique dans l'orifice de sortie. Les conditions au col sonique sont [4]:

$$p_s = p_c \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{I-25})$$

$$T_s = T_c \frac{2}{\gamma + 1} \quad (\text{I-26})$$

La vitesse du son est donnée par :

$$U_s = \sqrt{\gamma \cdot Z \cdot R \cdot T_s} \quad (\text{I-27})$$

L'expression du débit au col est:

$$Q_s = \frac{\rho_s}{ZRT_s} \sqrt{\gamma \cdot Z \cdot R \cdot T_s} S_c \quad (\text{I-28})$$

avec S_c : la surface au col qui est calculée pour les valeurs du point de fonctionnement ;

En remplaçant les équations (I-25), (I-26), (I-27) ainsi que (I-12) dans l'équation (I-28), nous obtenons :

$$Q_s = \frac{\rho_s}{\sqrt{RZT_c}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (\text{I-29})$$

En dérivant (I-29), nous obtenons :

$$Q_s^v = D \cdot P_c^v \quad (\text{I-30})$$

$$\text{avec : } D = \frac{Q^F}{p^F} \frac{3\gamma - 1}{2\gamma}$$

En reportant (I-30) dans (I-24), on aura :

$$\frac{dp_c^v}{dt} = C (Q_r^v - D p_c^v) \quad (\text{I-31})$$

I-3-3-5 Résolution des équations d'état

Les deux équations différentielles (I-17) et (I-31) constituent une équation d'état matricielle :

$$\begin{cases} \frac{dQ_r^v}{dt} = B(Q_r^v - p_c^v) & \text{avec } B = \frac{S_r}{L_T(1 - Q_{vol}^F \cdot \alpha \cdot A)} \text{ et } Q_{vol}^F = Q^F / \rho^F \\ \frac{dp_c^v}{dt} = C \cdot (Q_r^v - D p_c^v) & \text{avec } C = \frac{\gamma \cdot ZRT^F}{V_C} \text{ et } D = \frac{Q^F}{p^F} \frac{3\gamma - 1}{2\gamma} \end{cases} \quad (\text{I-32})$$

Ce qui donne sous forme d'état :

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} Q_r^V \\ p_C^V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha.B - B \\ C - CD \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_r^V \\ p_C^V \end{Bmatrix} = [M] \begin{Bmatrix} Q_r^V \\ p_C^V \end{Bmatrix} \quad (I-33)$$

Ceci représente un système de valeurs propres-vecteurs propres admettant pour solution :

$$\begin{Bmatrix} Q_r^V \\ p_C^V \end{Bmatrix} = K_1 \begin{Bmatrix} Q_r \\ p_C \end{Bmatrix}_1 e^{r_1(t-t_1)} + K_2 \begin{Bmatrix} Q_r \\ p_C \end{Bmatrix}_2 e^{r_2(t-t_2)} \quad (I-34)$$

avec r_1 et r_2 valeurs propres du système ;

$\begin{Bmatrix} Q_r \\ p_C \end{Bmatrix}_1$ et $\begin{Bmatrix} Q_r \\ p_C \end{Bmatrix}_2$ sont les vecteurs propres,

K_1 et K_2 : sont des coefficients en fonction de la perturbation et des conditions initiales.
 t_1 et t_2 sont les décalages temporels qui sont en fonction des conditions initiales.

Les valeurs propres r_1 et r_2 sont des solutions du déterminant nul de la matrice caractéristique ($[M] - r.[I]$) où $[I]$ est la matrice unité.

$$\det \begin{pmatrix} \alpha B - r & -B \\ C & -CD - r \end{pmatrix} = 0 \quad (I-35)$$

La solution est :

$$r = \frac{\alpha.B - CD \pm \sqrt{\Delta}}{2} \quad (I-36)$$

avec :

$$\Delta = (CD + \alpha.B)^2 - 4BC$$

où α est la pente de la caractéristique,

B est fonction de α (équation I-17)

C et D sont deux constantes positives (équations I-24 et I-30)

- Si Δ est négatif, on a une solution oscillatoire amortie du type :

$$r = \zeta + i.\omega \quad (I-37)$$

dont la pulsation propre ω est $\sqrt{-\Delta}$ et dont la stabilité est assurée (absence de pompage) si la partie réelle :

$$\zeta = (\alpha.B - CD)/2 \text{ est négative.}$$

- Si Δ est positif, on a un système apériodique qui est stable si la plus grande valeur propre $\zeta = (\alpha.B - CD)/2$ est négative.

A partir de cette étude, on peut dire que la stabilité d'un point de fonctionnement ne peut pas être étudiée sans considérer à la fois les caractéristiques du compresseur et celle du réseau. Dans ces conditions, on trouve mathématiquement des régimes stables et des régimes instables. Les propriétés obtenues sont généralisables à tout type de réseau. Notamment la caractéristique normale du compresseur (figure I-5) correspond à des instabilités (pompage), le point limite de stabilité étant très légèrement à gauche (mais très proche) du maximum de la courbe de rapport de pression. Au voisinage du maximum de cette caractéristique, un régime oscillatoire est possible sur une toute petite plage de débit. Sur la plus grande plage de la courbe, le régime est apériodique.

I-4 Cas pratiques d'instabilité à faible débit

La modification des conditions de fonctionnement dans les réseaux peut provoquer dans certains cas une instabilité du compresseur par modification de ses conditions de fonctionnement dans ses réseaux [4] .

I-4-1 Instabilité des circuits résistifs

Dans ce cas, on suppose un circuit résistif au refoulement caractérisé par des pertes de charges. La figure (I-10) nous montre les différentes phases de fonctionnement du compresseur sur un réseau résistif. En diminuant le débit d'aspiration, la caractéristique du réseau est progressivement croissante de (R_1 à R_2 puis vers R_3) où le pompage est inévitable, le compresseur décroche et pompe [50] .

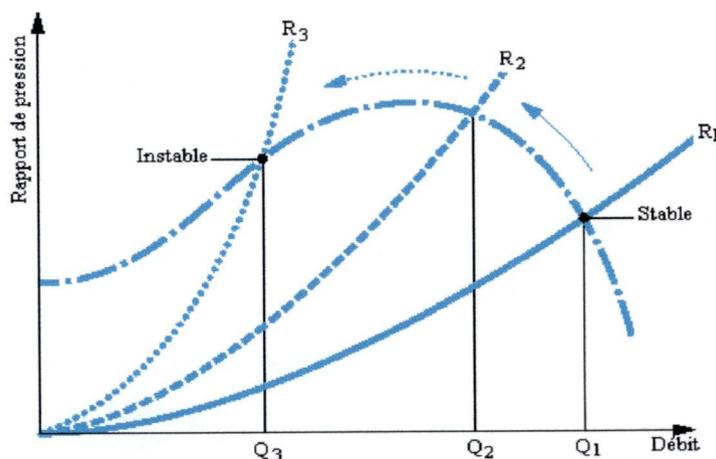


Figure I-10 : Déclenchement du pompage sur un réseau résistif

I-4-2 Instabilité des circuits capacitifs

L'utilisation d'un compresseur possédant un réseau de très grand volume à l'aspiration permet de garder le compresseur en fonctionnement stable pour une très grande période. En diminuant le régime de rotation de N_1 à N_2 , le débit diminue et si l'on veut aller loin, à la vitesse N_3 , le sommet de la caractéristique de compression est plus bas que le rapport de pression demandé par le réseau de refoulement, alors le compresseur ne sera plus capable de débiter, donc il décroche et pompe.

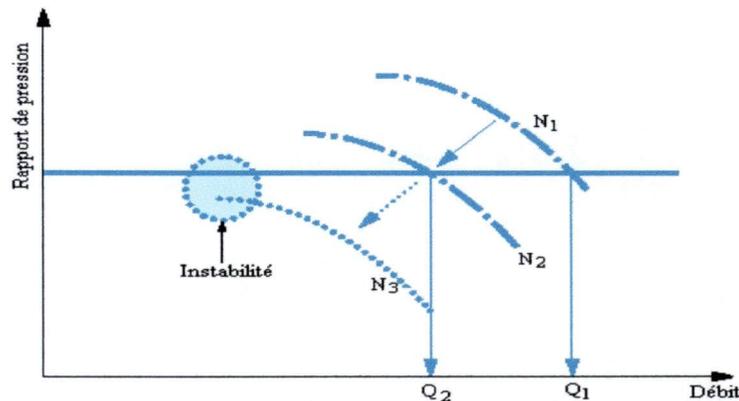


Figure I-11 : Déclenchement du pompage sur un réseau capacitif

I-4-3 Instabilité des compresseurs multi-étages

Dans le cas des compresseurs multi-étagés, une fois un étage de ce dernier rentre en pompage, c'est tout le compresseur qui pompera ensuite, généralement les étages les plus faibles au pompage sont ceux des extrémités, soit le premier, soit le dernier étage [61] et [59].

Si la vitesse de rotation est fixe, le débit volumique ne varie pas, alors les coefficients de débit et ceux de la hauteur sont constants.

A vitesse de rotation constante et à coefficient de débit supposé fixe, le débit volumique ne varie pas. Le coefficient de débit ϕ restant constant, le coefficient de hauteur du premier étage ψ l'est aussi sur la caractéristique de compression (figure I-12) et, par conséquent, la hauteur polytropique ($\Delta H_p = \psi \cdot U_2^2$) reste fixe.

U : vitesse périphérique ;

Cette hauteur est aussi exprimée par :

$$H_p = \frac{ZRT_1}{m} \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^m - 1 \right] \quad (I-38)$$

Avec : $m = \frac{\gamma - 1}{\gamma \cdot \eta_p}$

où γ : rapport entre les capacités thermiques et massiques .

η : rendement ;

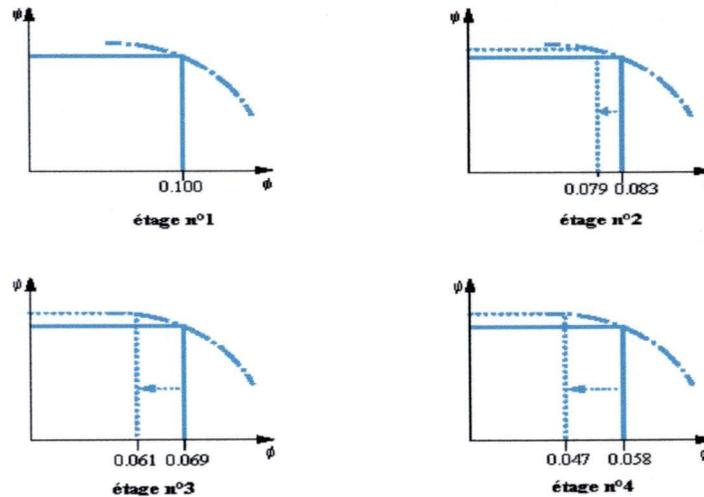


Figure I-12 Point de fonctionnement sur un compresseur multi-étagé

Si la masse molaire augmente, la constante thermodynamique diminue et le taux de compression $\frac{P_r}{P_a}$ en conséquence augmente, d'où le débit sortant du premier étage diminue, ce qui décale le point de fonctionnement du deuxième étage vers un plus petit coefficient du débit . Si la masse molaire augmente donc, c'est le dernier étage qui pompera le premier . Dans le cas contraire, c'est le premier qui limitera la plage de fonctionnement. Ce phénomène se répercute même sur les compresseurs axiaux .

I-4-4 Instabilité des compresseurs en parallèle

Si les deux compresseurs sont installés en parallèle et qui refoulent dans les mêmes réseaux, le débit comprimé se répartie donc entre ces deux machines en fonction de leur caractéristique de compression [4].

On aura donc :

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2Q_1 \quad (I-39)$$

En augmentant le régime de rotation de la deuxième machine par exemple, la pression de refoulement augmente de ΔP et la répartition du débit sera différente dont :

$$Q + \Delta Q = Q_3 + Q_4 \quad (I-40)$$

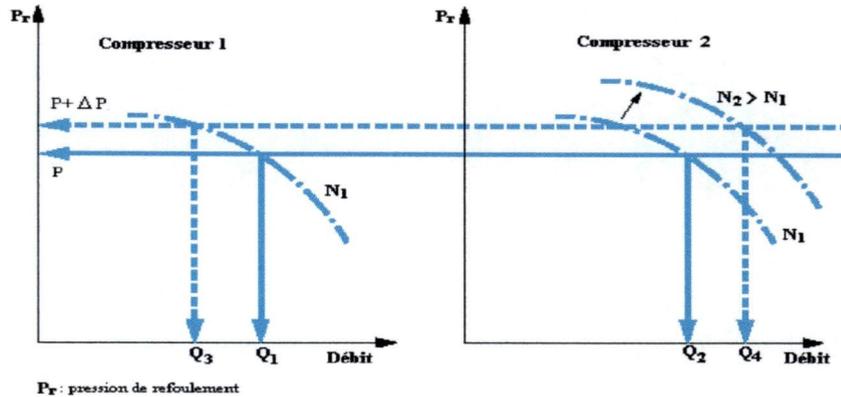


Figure I-13 Fonctionnement des compresseurs en parallèle

Sur la figure (I-13), nous remarquons que l'augmentation de la vitesse de rotation du deuxième compresseur a permis à ce dernier d'aspirer plus de débit, ce qui cause une diminution du débit aspiré par le premier compresseur donc : Le débit aspiré par le deuxième compresseur sera :

$$Q_4 = Q_2 + \Delta Q + (Q_1 - Q_3) \quad (\text{I-41})$$

I-4-5 Instabilité des compresseurs à pression intermédiaire

La pression intermédiaire correspond généralement à une injection du gaz dans les compresseurs. Si la pression intermédiaire augmente, donc le taux de compression de la première section de ce dernier augmente, ce qui peut provoquer le passage de cette section au pompage. Si cette pression diminue, donc c'est la deuxième section qui subit ce phénomène.

I-4-6 Autres instabilités aérodynamiques à petit débit

Il existe d'autres types d'instabilités aérodynamiques propres aux compresseurs dynamiques fonctionnant à petit débit. Ils ne mettent pas à priori en cause un couplage machine-réseau, comme le pompage, et ne sont donc pas à confondre avec le pompage .

I-4-6-1 décrochage tournant d'étage

A petit débit, il se produit un écoulement secondaire de recirculation du débit entre les canaux des aubes mobiles. Ce phénomène ne se produit pas globalement sur toute la rangée, mais, secteur par secteur, ce qui crée des poches de pression. La résultante de ces répartitions de pression est une force tournante sur le rotor ; elle provoque des vibrations radiales forcées du rotor [50]. Sur le plan aérodynamique, ce phénomène provoque une chute du rendement et du rapport de pression.

I-4-6-2 Instabilité des compresseurs à diffuseur lisse

Ce phénomène est typique des compresseurs centrifuges dépourvus d'aubes dans les diffuseurs. Lorsque le débit diminue, l'angle d'entrée dans le diffuseur diminue aussi. En

dessous d'un angle d'entrée critique, il se produit des décollements de la couche limite dans le diffuseur, qui, lorsqu'ils occupent localement toute la largeur du diffuseur, ils provoquent également l'apparition de poches de pression.

I-5 Influence des réseaux sur le pompage

Le choix des réseaux d'aspiration et de refoulement, comme mentionné auparavant est très important du point de vue du fonctionnement du compresseur. En effet, un bon choix de ces derniers permet de garder les compresseurs dans leurs zones de stabilité.

Dans la partie suivante, on montrera en effet l'influence de ces réseaux sur l'apparition du phénomène de pompage.

En effet, les compresseurs aspirent et refoulent dans les réseaux. A l'aspiration, le réseau d'aspiration est une turbine à gaz caractérisée par la pression atmosphérique, la température ambiante et les pertes de charge générées par le filtre à l'aspiration. Au refoulement c'est un circuit récepteur dans lequel le compresseur décharge le gaz comprimé. Les réseaux ont leurs propres caractéristiques de pression en fonction du débit d'aspiration. Leurs caractéristiques sont représentées en général sur le même graphe que celles des compresseurs.

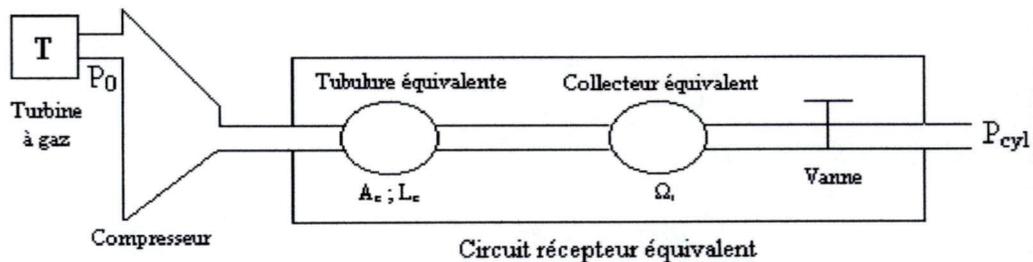


Figure I-14 : Schéma de l'ensemble compresseur-circuit récepteur- circuit d'aspiration

La figure I-14, représente le schéma de l'ensemble compresseur, réseaux d'aspiration et de refoulement.

Suivant l'évolution du réseau, le point de fonctionnement de l'installation peut subir d'importantes variations, donc les caractéristiques du compresseur doivent s'adapter à ces conditions.

Le choix des réseaux d'aspiration et de refoulement est très important car il permet de garder le compresseur dans sa zone de fonctionnement. En effet, le phénomène de pompage est dû généralement à une diminution du débit d'aspiration dans la turbine à gaz ou à une augmentation du volume du gaz refoulé dans le circuit récepteur.

Dans cette partie, on s'efforce à montrer l'influence des réseaux sur le phénomène du pompage.

Le point de fonctionnement M d'un compresseur s'obtient par l'intersection de sa courbe caractéristique avec celle du réseau. On s'efforce d'adapter le choix du compresseur de telle sorte que le point de fonctionnement soit le plus proche possible du point de rendement optimal de la machine.

Différents cas donnant la pression de refoulement P_r en fonction du débit massique Q_m sont illustrés sur la figure I-15 :

- La courbe A représente un circuit purement résistif de type vanne de détente ;
- La courbe B, à pression constante, peut être le cas d'une unité de réfrigération où l'équilibre liquide-vapeur d'un corps pur à température donnée se fait à pression constante ;
- La courbe C est une caractéristique d'un réseau quelconque, avec une capacité de grand volume.

D'une façon générale, les courbes caractéristiques d'un compresseur sont représentées en portant en abscisse le débit massique Q_m et en ordonnant le taux de compression $\tau = \frac{P_r}{P_a}$ pour une vitesse de rotation donnée. De plus, on a pour habitude de tracer le réseau des isovitesse, chacune étant graduée soit en puissance, soit en rendement, les points de même rendement étant reliés entre eux pour former les courbes d'isorendements

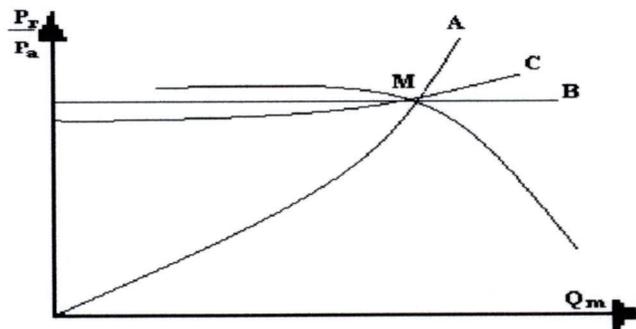


Figure I-15 : Fonctionnement d'un compresseur sur un réseau

On ne peut pas décrire les caractéristiques jusqu'à débit nul. En effet, lorsqu'on augmente la contre pression à l'aval de la machine, le débit se réduit ; on arrive ainsi progressivement à un maximum du taux de compression. Si on veut diminuer encore le débit, le fonctionnement devient instable. Des fluctuations de pression très importantes remontent dans la roue jusqu'à l'entrée du compresseur créant de très importantes oscillations. Les points limites de chaque isovitesse forment la ligne de pompage du compresseur.

Dans le cas d'un compresseur axial multicellulaire, on constate que lorsque l'on réduit le débit à vitesse de rotation constante, le premier étage atteint son maximum de pression alors que sur les autres étages, la pression continue à croître. De ce fait, le taux de compression globale continue à croître, le compresseur complet n'a pas atteint sa limite de pompage alors que le premier ou même les premiers étages sont à leur maximum de pression.

Plusieurs études ont été faites dans ce domaine pour choisir des réseaux possédant des caractéristiques permettant de minimiser le phénomène de pompage. L'une de ces études fait appel à des expériences expérimentales pour déterminer les paramètres fondamentaux qui influent sur la stabilité du circuit de compression tel que la capacité des réseaux de refoulement, la longueur et la surface de la tubulure ainsi que l'ouverture de la vanne qui joue le rôle d'une soupape [9].

I-5-1 Détermination d'une zone critique des champs compresseurs située entre le pompage et la stabilité

Le pompage est une instabilité de fonctionnement des compresseurs caractérisés par des oscillations périodiques qui peuvent aller jusqu'à l'inversion des débits. Ce phénomène, qui intervient dans la zone de faible débit et de fort taux de compression, est un des principaux facteurs limitatifs du domaine d'exploitation des compresseurs. Une étude expérimentale directe, conduisant en général à recourir à une procédure de calcul établie sur la base d'une modélisation analytique [9].

Le circuit récepteur est remplacé par un circuit équivalent constitué de 3 composants principaux :

- Un collecteur équivalent de volume Ω_r
- Une tubulure équivalente dans laquelle la vitesse et la pression sont uniformes.
- Une vanne qui représente les soupapes, dont l'ouverture peut être dépendante ou pas du temps.

Des considérations de thermodynamique et de mécanique des fluides, couplées à la prise en compte de facteurs d'irréversibilités sont utilisées pour exprimer une loi d'évolution des caractéristiques compressées jusqu'au débit négatif. La connaissance des pressions effectives permet d'accéder avec une bonne approximation à la température de fin de compression en appliquant la relation pression-température des transformations polytropiques .

I-5-2 Caractérisation d'une zone critique du champ compresseur située entre le pompage et la stabilité

Pour déterminer la nature et l'importance de l'instabilité, il convient de définir un indicateur quantifiable ou coefficient d'instabilité.

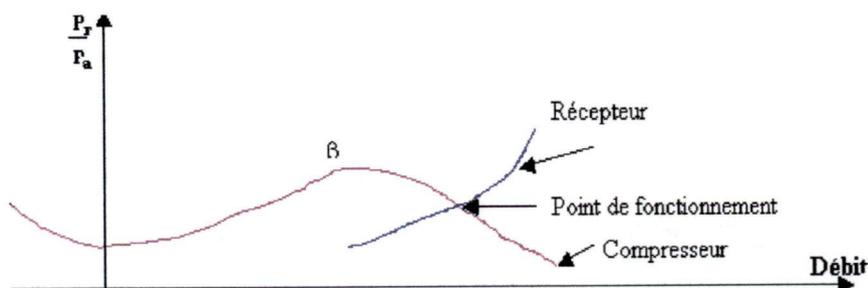


Figure I-16 : Fonctionnement stable du compresseur

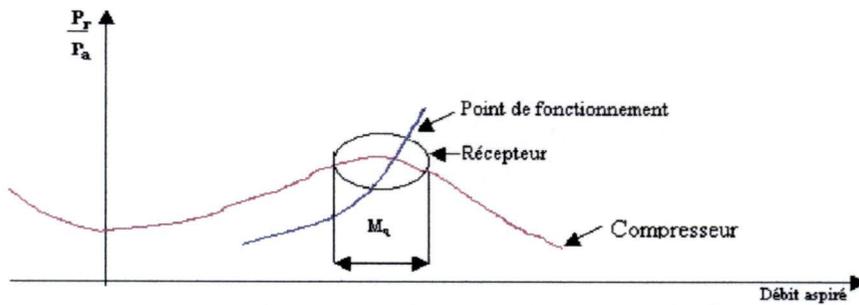


Figure I-17 : Fonctionnement partiellement instable

M_q , est la largeur des boucles de pompage.

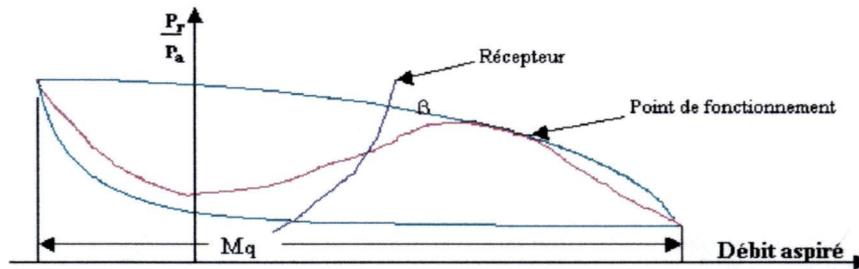


Figure I-18 : Fonctionnement instable (pompage)

Cette partie de l'étude propose une détermination des coefficients d'instabilité de l'ensemble « compresseur/circuit-récepteur » en considérant la largeur et la période de la boucle de pompage M_q (figures: I-16, I-17 et I-18) pour différentes géométries du circuit récepteur.

Les calculs sont effectués à partir d'une caractéristique du compresseur de forme classique extrapolée jusqu'aux débits négatifs. Pour traiter l'étude, trois types de fonctionnement de l'ensemble « compresseur/circuit- récepteur » peuvent être considérés :

- un fonctionnement stable: le point de fonctionnement se trouve à l'intersection des deux caractéristiques (figure I-16). Lorsque la caractéristique du récepteur coupe la caractéristique compresseur à droite du maximum β , le système est toujours stable.
- un fonctionnement partiellement instable : le débit oscille autour du point de croisement des caractéristiques sans atteindre un débit négatif (figure I-17).
- un fonctionnement totalement instable (figure I-18) : le point de fonctionnement se déplace sur une boucle qui passe par les débits négatifs (pompage).

La section A_v de la vanne détermine la position de la caractéristique du récepteur. Cette section est fixée à une valeur telles que les caractéristiques du récepteur et compresseur se croisent à droite du sommet β (figures: I-16,I-17 et I-18).

I-5-3 Exploitation du modèle avec une section d'ouverture de la vanne indépendante du temps

Les courbes des figures I-19 et I-20 illustrent l'influence sur M_q des grandeurs géométriques du circuit récepteur. La longueur L_c de la tubulure et sa section A_c sont

considérées simultanément dans l'expression $\mu = A_c/L_c$. Le volume Ω_r du collecteur est la deuxième grandeur géométrique clé [9].

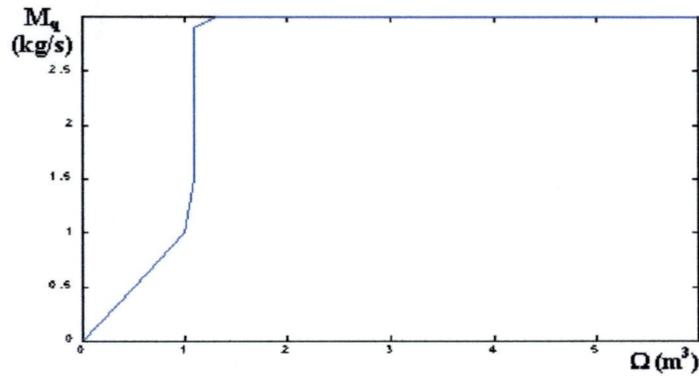


Figure I-19 :Influence de Ω_r sur M_q

Le fonctionnement peut être stable pour des caractéristiques du récepteur passant à gauche de la ligne donnée par le constructeur. En faisant varier L_c, Ω_r ou A_c il est possible d'évoluer d'un fonctionnement stable vers le pompage (c'est le cas lorsque Ω_r , et A_c , augmentent ou lorsque L_c diminue).

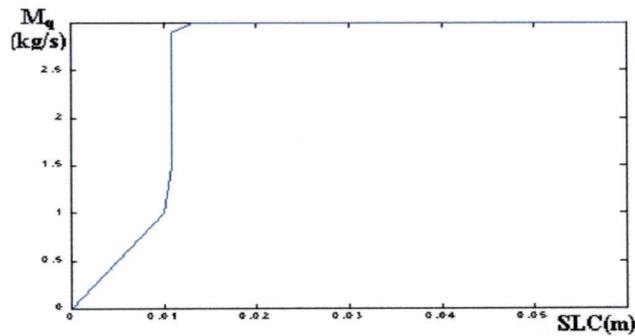


Figure I-20 :Influence de μ sur M_q

L'étude systématique de la largeur des instabilités est réalisée en faisant varier la section d'ouverture de la vanne tout en maintenant les autres paramètres constants.

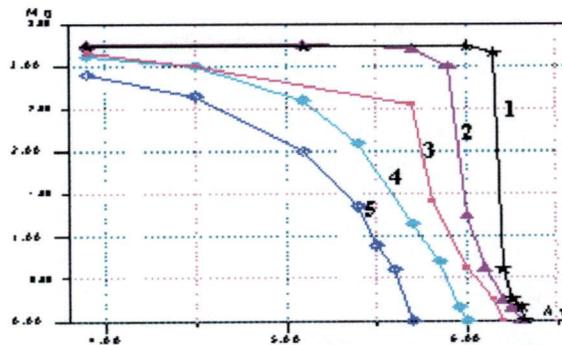


Figure I-21 : Influence de la section d'ouverture de la vanne sur le débit pour différentes valeurs de Ω_r

- Pour des volumes importants (courbes 1 et 2) de la figure I-21, il intervient un passage brutal de la stabilité au pompage, tandis que pour des volumes plus faibles (courbes 3, 4 et 5) il existe une zone de passage progressif de la stabilité au pompage avec une évolution de la largeur des instabilités de type parabolique.

De manière générale, les instabilités apparaissent pour des sections de la vanne plus importantes que pour le cas stationnaire (figures I-19 et I-20), traduisant le fait qu'un mode d'ouverture instationnaire est toujours néfaste pour la stabilité du système.

I-5-4 Exploitation du modèle avec une section d'ouverture de la vanne fonction du temps

La stabilité du système est analysée à partir de l'importance (M_q) de la fluctuation du débit des différentes boucles parcourues par le point de fonctionnement ainsi que la période des boucles d'instabilités [9]. (figure I-22).

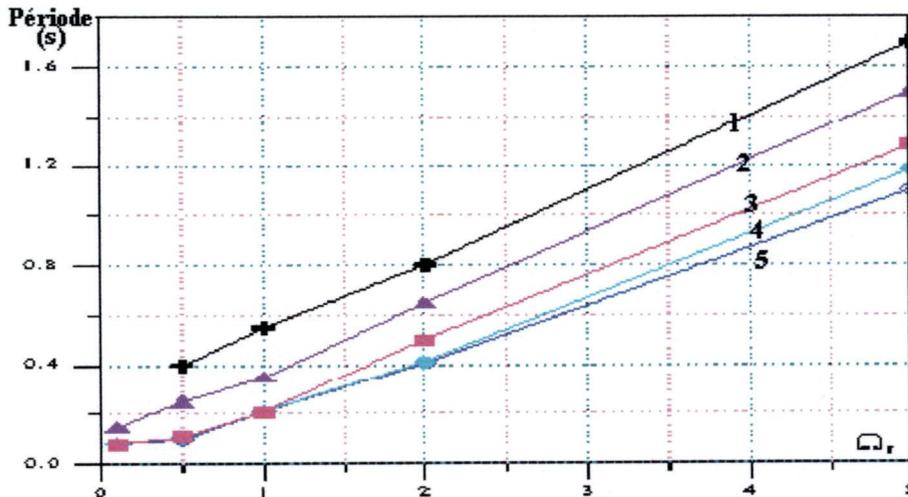


Figure I-22 : Variation de la période des boucles de pompage

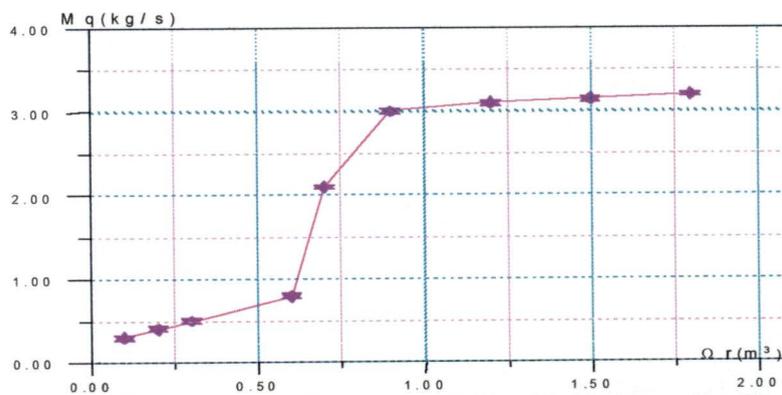


Figure I-23 : Influence du volume Ω_r sur la largeur des boucles

Les figures I-23 et I-24 indiquent que, comme pour le cas d'une section de la vanne constante, l'augmentation du volume Ω_r ou celle du rapport μ induit une tendance vers le pompage[9].

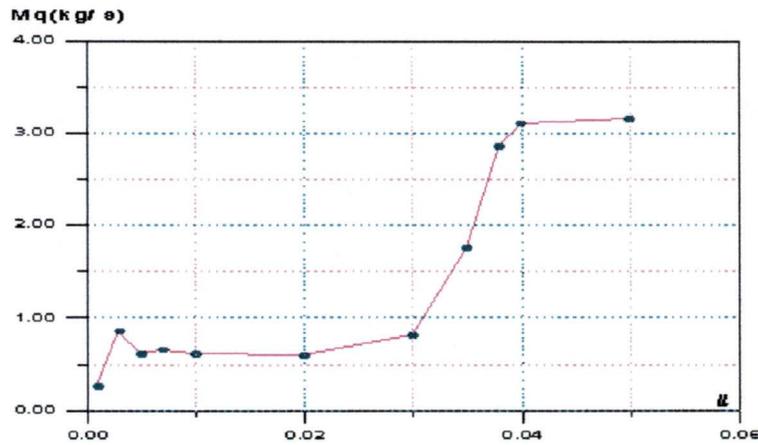


Figure I-24 : Influence du rapport μ sur la largeur des boucles

La figure I-25, relative à l'influence de la pulsation, fait apparaître un maximum d'instabilité situé pour la caractéristique étudiée (40 rad/s). De plus, la figure I-25 illustre une augmentation de la largeur des instabilités avec l'amplitude de la variation de la section d'ouverture de la vanne dans des proportions importantes (lorsque l'amplitude varie de 6.10^{-4} m^2 à 8.10^{-4} m^2 , la largeur des instabilités est triplée)(figure I-26).

Il convient par conséquent d'introduire, par rapport à la composante stationnaire, l'incidence de la pulsation et celle de l'amplitude de l'ouverture de la vanne pour la détermination complète des coefficients d'instabilité.

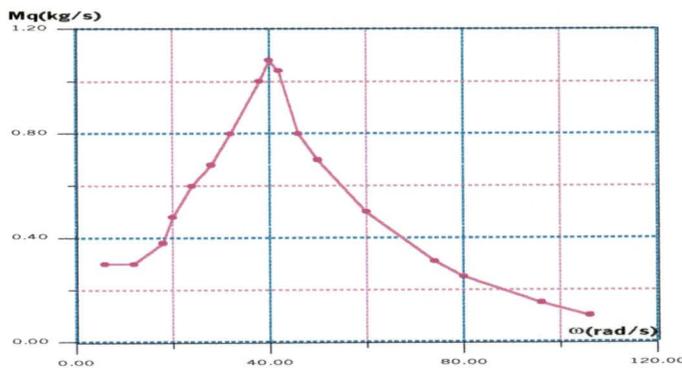


Figure I-25 : Influence de la pulsation ω sur la largeur des boucles

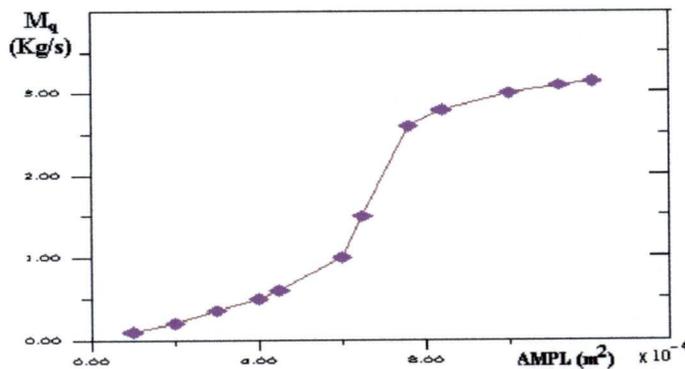


Figure I-26 : Influence de l'amplitude sur la largeur des boucles

- Influence de la pulsation ω

La largeur de la boucle d'instabilité est maximale pour la pulsation $\omega_p=40$ rd/s (figure I-25). Elle correspond à la pulsation de la boucle de la limite de la stabilité[4].

En définitive, à partir des figures précédentes, il apparaît que le mode de fonctionnement du compresseur étudié peut être établi avec précision quel que soit le circuit récepteur pour une courbe isovitesse donnée. Il convient ensuite de traiter tout le champs compresseur pour obtenir une information globale du décalage des lignes de pompage et d'instabilité telles que celles schématisées sur la figure I-27.

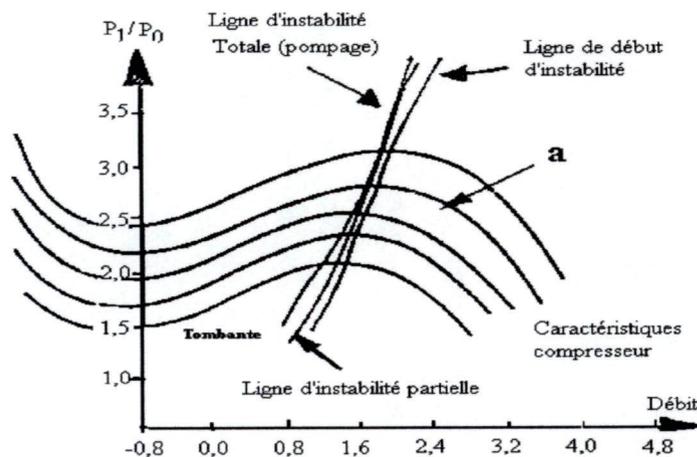


Figure I-27 : Lignes d'instabilité et de pompage calculées déduites des courbes précédentes

I-6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté d'abord dans la première partie, les caractéristiques des différents types des compresseurs, la modélisation d'un circuit de compression suivi de l'étude de la stabilité du point de fonctionnement.

En effet, la stabilité d'un point de fonctionnement est assurée par l'association de la caractéristique du compresseur et celle du réseau en même temps, ce qui nous donne des régimes stables et d'autres instables. Les propriétés obtenues sont généralisables à tout type de réseau dont la caractéristique normale du compresseur correspond à des régimes stables et celle tombante à des régimes instables (pompage), la limite de fonctionnement du compresseur au voisinage du maximum correspond à la phase transitoire

Le point limite de la stabilité étant légèrement à gauche (mais très proche) du maximum de la courbe de rapport de pression. Au voisinage du maximum de cette caractéristique, un régime oscillatoire est possible sur une toute petite plage du débit. Sur la plus grande plage de la courbe, le régime est apériodique.

Dans le cas, où les conditions de stabilité du compresseur ne sont pas respectées; le compresseur peut être soumis à plusieurs conséquences aérodynamiques, qui présentent un affaiblissement des caractéristiques de compression (rendement et hauteur). Sur le plan mécanique, elles créent des vibrations forcées du rotor à des fréquences qui gênent le bon fonctionnement et elles prennent naissance à des petits débits qui sont la cause du passage au pompage [20].

Dans ce chapitre, nous avons montré aussi les cas pratiques d'instabilité à faible débit. L'étude a été faite sur les circuits résistifs, les circuits capacitifs, les compresseurs multi-étages et les compresseurs en parallèle.

En effet, la modification des conditions de fonctionnement dans ces réseaux peut entraîner dans la majorité des cas, une instabilité du compresseur.

D'autres types d'instabilité aérodynamiques propres aux compresseurs dynamiques fonctionnant à petit débits ont été mis en évidence. Ces cas ne mettent pas à priori en cause un couplage machine-réseau, comme le pompage, et ne sont donc pas à confondre avec le pompage. Il s'agit du décrochage tournant d'étage dans les compresseurs multi-étages créant des poches de pression provoquant des vibrations radiales forcées du rotor et une chute de rendement et du rapport de pression. Ce phénomène se pose aussi pour les compresseurs à diffuseur lisse provoquant des décollements de la couche limite dans le diffuseur.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, on a montré l'influence des réseaux sur le pompage. L'étude présentée montre qu'il devient désormais possible d'obtenir par simulation numérique des informations plus précises sur les champs compresseurs et notamment sur la délimitation graduelle entre les fonctionnements stables et instables allant jusqu'au pompage.

L'influence et les variations des paramètres fondamentaux, les coefficients de correction d'instabilité, rassemblés en faisceaux de courbes constituent un outil d'exploitation aisé capable de nous informer très rapidement sur la réalité du fonctionnement d'un compresseur avec un circuit récepteur capacitif et résistif.

Le chapitre suivant est consacré au phénomène proprement dit du pompage et aux moyens de protection installés sur les compresseurs pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps.

Chapitre III

Chapitre II Phénomène de Pompage Et Systèmes De Protection

Le phénomène de pompage est un problème inhérent aux compresseurs centrifuges. c'est un état d'instabilité de fonctionnement entraînant une irrégularité dans les performances de ces derniers. Il se produit quand [20], [51]:

1. Le débit à l'aspiration est inférieur à un certain point appelé "point de pompage".
2. La vitesse du compresseur est réduite trop rapidement en dessous de la charge nette, alors que la hauteur n'a pas le temps de diminuer en rapport.
3. La puissance est coupée sur l'une des plusieurs machines en série, typiquement l'un des compresseurs utilisés sur une canalisation de gaz.
4. La vitesse est trop basse, en raison d'une puissance faible, insuffisante pour produire la hauteur du débit.

Du point de vue dynamique, la pression du récepteur du compresseur est supérieure à la pression de refoulement. Dans ce cas, le gaz tend à circuler en arrière, ensuite dans le bon sens quand la pression de refoulement est suffisamment basse pour s'inverser de nouveau. Le cycle va se reproduire de nouveau et donne lieu à un pompage d'amplitude dépendant des Caractéristiques du compresseur.

II-1 Description du phénomène

Considérons un compresseur fonctionnant sur un réseau et tournant à une vitesse constante. Chaque compresseur possède une courbe caractéristique liant le taux de compression au débit aspiré. Le fonctionnement ne se fait que sur la partie droite de cette courbe (figure II-1).

A gauche d'un point voisin du maximum (M), le fonctionnement du compresseur centrifuge est en état instable, il se produit alors des vibrations qui entraînent une usure très rapide du compresseur. C'est la zone de pompage. Donc on peut dire également qu'il y a un pompage, lorsque le rapport entre le débit de gaz qui traverse le compresseur diminue et la pression (ΔP) de l'étage augmente. Ce qui signifie donc, que pour une certaine augmentation de la pression du gaz, le pompage se produit quand le débit est inférieur à une limite dite « point de pompage ».

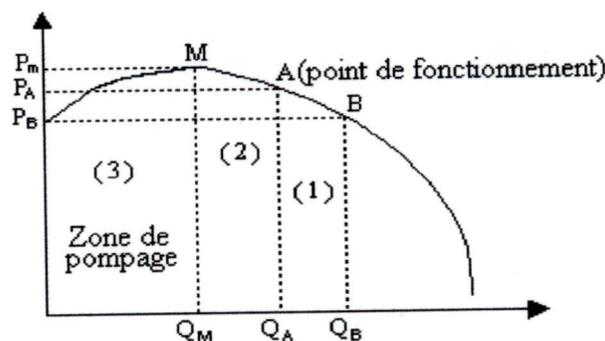


Figure II-1 Courbe de pompage

Pour protéger la machine et toute l'installation, on installe une boucle de recyclage de gaz reliant le refoulement à l'aspiration avec une vanne de détente pilotée par un régulateur de débit assurant les conditions de fonctionnement [44].

- Supposons que le compresseur fonctionne au point de fonctionnement (A) et refoule dans une capacité.

- Si on ferme progressivement la vanne de réglage, en s'arrangeant pour maintenir la pression d'aspiration constante, la pression de refoulement augmente jusqu'à une valeur maximale (P_M). Le débit dans ce cas diminuera jusqu'à la valeur (Q_M). Parallèlement à cette augmentation de pression de refoulement, une re-circulation de débit se crée dans la roue. Mais si on continue à fermer la vanne, le débit devient inférieur à Q_M , alors, la re-circulation s'effondre et le régime des vitesses de gaz est complètement perturbé à l'intérieur de la roue de telle sorte que celle-ci ne sera plus capable de développer la pression (P_M). A cet instant, la pression de refoulement sera inférieure à celle existante dans la capacité, il se produit alors un débit de retour de la capacité vers le compresseur.
- Au point P_B (débit nul) le compresseur développe une pression (P_B). Mais ce même compresseur peut débiter un débit Q_B pour une même (P_B);.
- Si le réglage de la vanne reste inchangée, un phénomène cyclique s'installe entre les zones (1), (2) et (3) : c'est le pompage.

En réalité le pompage peut se définir comme étant le fonctionnement instable d'un compresseur quand la pression différentielle qui lui est imposée par le système sur lequel il débite est supérieure à celle qu'il peut développer au point de fonctionnement considéré.

II-2 Cycle de pompage

Dans le cas du circuit résistif, correspondant à la figure (II-2), lorsqu'on réduit le débit du point A de la caractéristique (R_1) jusqu'au sommet B de la caractéristique (R_2), le fonctionnement reste stable.

Mais si on veut encore réduire ce débit jusqu'à la caractéristique (R_3), on constate que le régime oscillatoire n'a pas le temps d'apparaître, et que le débit diminue très rapidement, en régime transitoire instable [4].

Le point de fonctionnement vient se positionner en C sur la partie stable à débit négatif de la caractéristique du compresseur.

Le débit étant négatif, le gaz revient du réseau de refoulement sur celui de l'aspiration. La pression de refoulement baisse, tandis que celui de l'aspiration remonte, ce qui diminue le rapport de pression.

Au point D, on entre à nouveau dans la zone d'instabilité, ce qui fait que le débit va redevenir très rapidement positif au point E, sur le rapport de pression instantanée imposé par les réseaux.

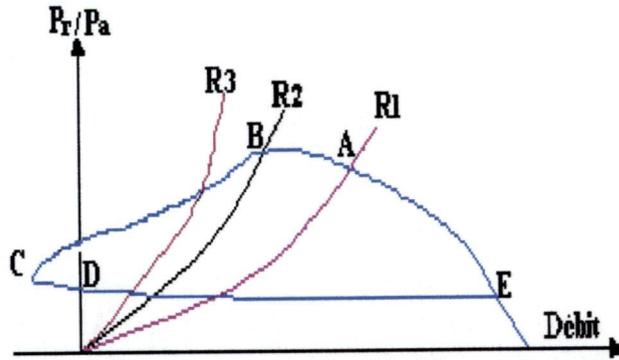


Figure II-2 : Cycle de pompage sur la caractéristique du compresseur

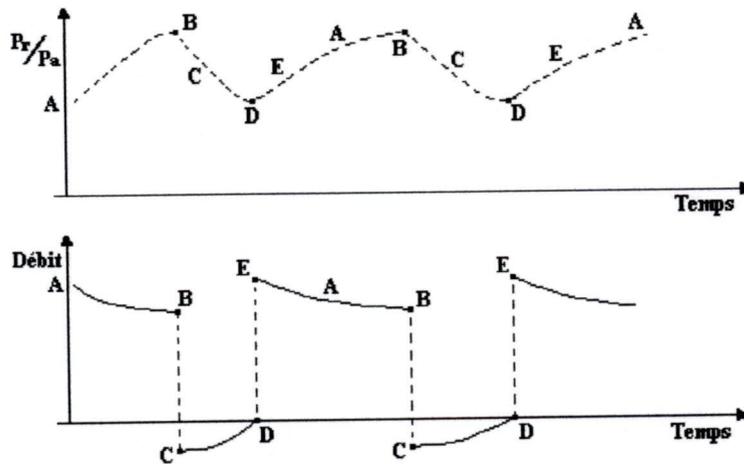


Figure II-3 : Cycle de pompage

Le point E étant à grand débit, les pressions d'aspiration et de refoulement vont revenir à des valeurs normales, c'est à dire on va revenir vers le point A. mais si on va se rapprocher du point B, on va refaire un nouveau cycle de pompage (figure II-3).

II-3 Limite et ligne de pompage

A fin de protéger le compresseur contre le pompage, il convient de définir une limite de pompage, en dessous de laquelle le fonctionnement ne sera pas autorisé.

II-3-1 Ligne de pompage et ligne de protection

L'étape essentielle consiste à bien caractériser le point où apparaîtra le pompage. L'extension des critères aérodynamiques à tout le champ de fonctionnement d'un compresseur à vitesse radiale conduit à une ligne de pompage. La ligne de pompage est une parabole d'équation [4]:

$$\tau = \frac{P_s}{P_a} = 1 + k.Q_m^2 \quad (II-1)$$

- k : coefficient de l'équation de la parabole ;
- P_s : pression de refoulement ;
- P_a : pression d'aspiration ;
- Q_m : débit massique ;

Les compresseurs axiaux et certains compresseurs centrifuges mono-étagés peuvent être équipés d'un dispositif de calage variable des aubes directrices ; ce qui permet d'adapter de façon optimale la caractéristique du compresseur au service demandé.

Dans ce cas, c'est un réseau de lignes de pompage qui existe pour chaque calage de ces distributeurs.

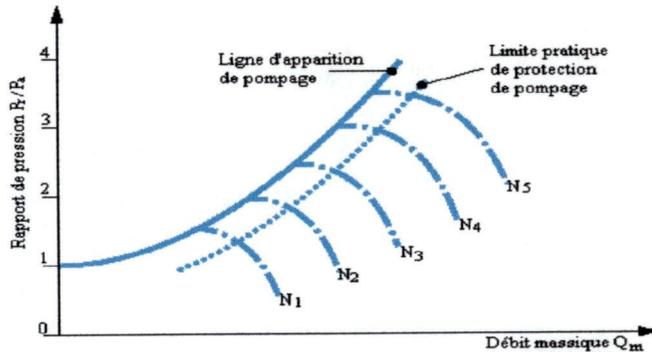


Figure II-5 : Ligne de pompage et limite de protection de pompage

Différents dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires. Une marge est nécessaire entre la ligne d'apparition du pompage et la limite pratique de pompage (figure II-5), cette dernière définissant le point de consigne de la protection [4].

II-3-2 Conséquences du pompage

Le pompage est très dangereux pour le compresseur et pour toute l'installation . Parmi les dommages mécaniques pouvant en résulter on peut citer :

1. Rupture d'ailettes suite à l'inversion du débit (sur les compresseurs axiaux notamment), l'inversion de débit lors d'un « coup de pompage » s'effectue en quelques centièmes de seconde . Les variations de charge sur les aubages sont assimilables à un choc. Le pompage est redouté dans les compresseurs axiaux, car il peut conduire à la destruction des aubes tournantes [28] .

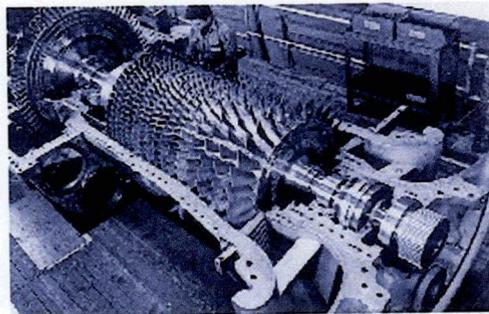


Figure II-6 : Rotor de compresseur axiale

2. Vibrations qui peuvent provoquer la rupture des aubes par fatigue. Dans les compresseurs centrifuges multi-étagés, les aubes sont de faible hauteur, longues et

reliées en tête par un flasque qui leur confère beaucoup de rigidité et de résistance. Un coup de pompage provoque une excitation radiale sur le rotor (figure II-6) et (figure II-7) qui répond sur son premier mode propre de flexion. Les amplitudes vibratoires au centre du rotor sont importantes et conduisent à la destruction des garnitures d'étanchéité internes [52] .



Figure II-7 : Roue bi-dimensionnelle de compresseur centrifuge

3. Charge excessive sur la butée provoquant la détérioration de celle-ci

II-4 Protection contre le pompage

Il arrive souvent que le domaine d'utilisation assigné à un compresseur ait une partie commune avec sa zone de pompage ; les systèmes de protection contre le pompage comportent au moins des vannes, des instruments de mesure et un système de commande.

En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation du rapport de pression, ce dispositif a pour but :

- ◆ Soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine.
- ◆ Soit de diminuer le rapport de pression.

II-4-1 Soupape d'anti-pompage

Si le compresseur est entraîné à vitesse variable par une turbine, pour maintenir la pression, on doit installer des soupapes à l'entrée de la turbine et un régulateur de pression disposé sur la conduite de refoulement du compresseur [51] et [64].

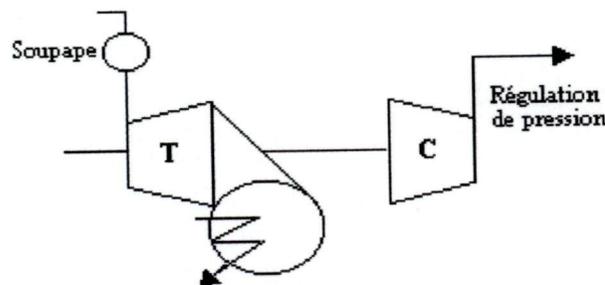


Figure II-8 : Soupape d'anti-pompage

La soupape doit s'ouvrir progressivement au fur et à mesure que le débit utile demandé décroît.

II-4-2 Action tout ou rien

Ce procédé est réalisé par l'installation d'une vanne tout ou rien qui s'ouvre lorsqu'on atteint la limite de pompage.

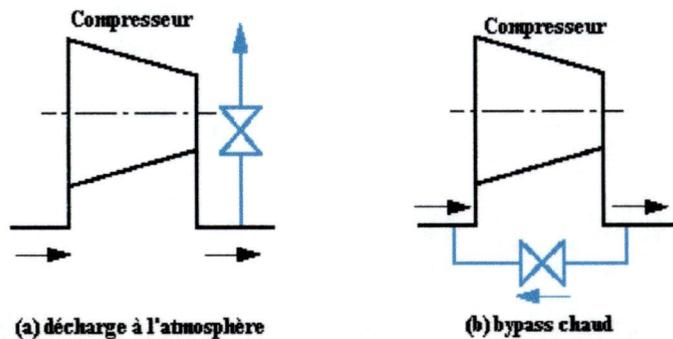


Figure II-9 : Protection d'anti-pompage par action tout ou rien

- ◆ Sur la figure II-9-a, le gaz est déchargé à l'atmosphère ; cela ne peut être utilisé que si ce gaz est non toxique et non inflammable.
- ◆ Sur la figure II-9-b, le gaz est renvoyé à l'aspiration par la vanne du retour de gaz « by-pass chaud », cette re-circulation du gaz ne peut être que de courte durée, car une partie de la puissance s'accumule dans la boucle sous forme de chaleur en élevant beaucoup le niveau de température par l'adjonction d'un refroidisseur, on évite ce problème.

II-4-3 Système de commande

Dans ce type d'installation, on retrouve des vannes régulatrices à la place des vannes tout ou rien qui permettent de renvoyer le gaz vers l'entrée d'aspiration du gaz. Le système de commande comportera donc un régulateur répondant aux techniques de l'automatique.

Pour les re-circulations, il faut réfrigérer le gaz pour assurer un service prolongé sans échauffement de la boucle et du compresseur. Pour cela, le circuit d'anti-pompage est généralement prélevé après le refroidisseur, installé au refoulement [4].

Le système de commande sur la figure II-10 comprend, en tireté noir, une instrumentation permettant de mesurer le débit traversant le compresseur, ainsi que les pressions d'aspiration et de refoulement. Compte tenu du rapport de pression mesuré, un débit autorisé est calculé d'après la courbe de limite de protection de pompage et cette valeur est donnée en consigne du régulateur d'anti-pompage. Celui-ci reçoit, en mesure le signal du débitmètre et pilote la vanne régulatrice de détente en tireté bleu.

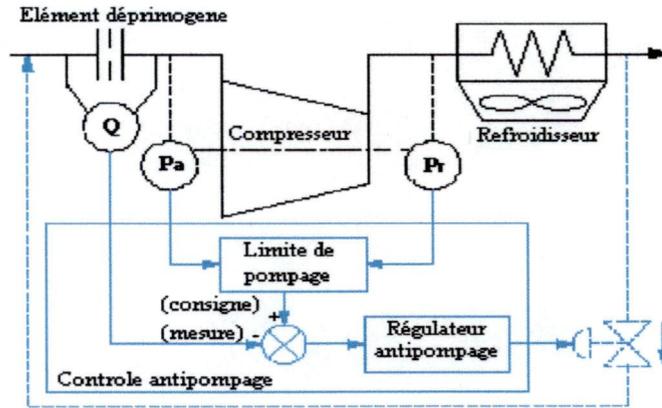


Figure II-10 : Protection d'anti-pompage par système de commande

Dans la zone de fonctionnement stable, la vanne reste fermée. Lorsque la limite de protection de pompage est atteinte, le régulateur entre en service et ramène le gaz à l'aspiration pour maintenir le débit à la valeur autorisée par le rapport de pression.

Le système doit avoir une réponse rapide, mais il y a lieu de savoir que les mesures de débit sont fortement bruitées, par la nature même de cette mesure qui envoie des turbulences. Donc la constante du temps doit être prise en compte dans le calcul de l'asservissement.

II-4-4 Régimes transitoires

Si les réseaux de gaz amont et aval des compresseurs de procédé sont de très grande capacité, les pressions sont lentement variables, donc tous les dispositifs de protection qu'on a étudié sont insuffisants en cas de régime transitoire rapide. Dans ce cas il faut installer des clapets anti-retour isolant le système du réseau de refoulement.

Le système de protection doit être le plus rapide possible et le diamètre de la vanne de re-circulation doit être adapté au débit du compresseur et au volume de gaz à ramener rapidement à l'aspiration, un autre élément plus important est la distance entre le compresseur et la vanne de re-circulation. Lorsque la vanne s'ouvre, une onde de choc est émise, et il faut attendre son arrivée sur la machine pour avoir un effet. Par conséquent la vanne ne doit pas être installée au milieu de la boucle de retour (figure II-11).

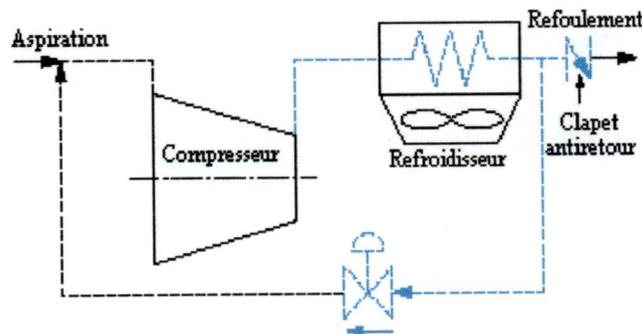


Figure II-11 : Limitation de volume du circuit par clapet anti-retour

Plusieurs éléments peuvent limiter la rapidité de la protection anti-pompage, donc il est nécessaire d'adopter des stratégies de commande incluant des moyens d'anticipation.

Lorsque le débit diminue, le niveau de pression augmente en traversant la ligne n°1 sur la figure (II-12).

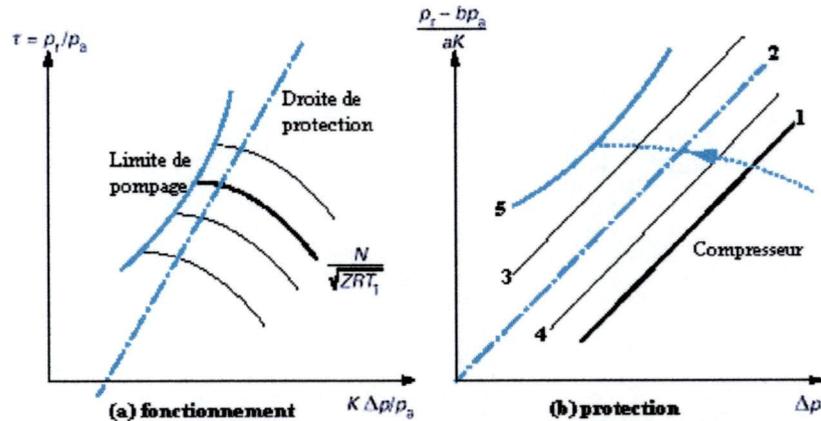


Figure II-12 : Stratégies de commande d'anti-pompage

La ligne n°2 est celle de la protection d'anti-pompage, correspondant à l'égalité de la mesure et de la consigne du régulateur de la boucle
Son équation est :

$$\frac{p_r}{p_a} = a.k. \frac{\Delta p}{p_a} + b \quad (II-2)$$

p_a : pression d'aspiration ;

p_r : pression de refoulement ;

Δp : pression différentielle mesurée au débitmètre ;

a, b : coefficients de la droite de protection ;

k : coefficient issu des caractéristiques du compresseur et de la débitmètrie ;

Si la descente en débit est très rapide, liée à un régime transitoire violent, la ligne n°2 risque d'être dépassée, en raison du temps de réponse de toute la boucle de régulation. Une sécurité sur la ligne n°3 ouvre rapidement la vanne de re-circulation à l'aide d'une électrovanne placée sur le servomoteur, de façon à ramener au plus vite la machine jusqu'à la ligne n°4.

II-5 Systèmes actuels de régulation anti-pompage

Le rôle de cette régulation est de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quel que soit le taux de compression, et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage. En effet la régulation est basée sur la mesure du débit traversant le compresseur, et dépend d'autres variables physiques de sorte que la régulation adoptée puisse satisfaire les conditions suivantes :

- La ligne de régulation doit être la plus proche possible de la ligne de la limite de pompage déplacée parallèlement d'une quantité établie par rapport à l'axe du débit.
- La ligne de régulation, lorsque les conditions du gaz aspiré varient ne doit pas s'approcher de la ligne de pompage relative aux conditions d'étude, plus de ce qui est nécessaire au bon fonctionnement du système anti-pompage.

- Le système doit protéger la machine dans toutes les conditions de fonctionnement, démarrage, arrêt, arrêt d'urgence...etc.

II-5-1 Régulation avec compensation de la pression de refoulement P_r

Toute régulation sera basée sur la mesure du débit traversant la machine ou sera fonction en ligne générale d'autres variables physiques, de sorte que la régulation adoptée puisse satisfaire les nécessités fondamentales ci-dessus.

Les installations basées sur la compensation de la pression de refoulement (P_r), se déterminent à partir de l'équation suivante [40] :

$$K = \frac{h}{P_r - P_a} \tag{II-3}$$

Où :

P_r - pression de refoulement ; P_a : pression d'aspiration ;

h - hauteur polytropique ;

et qui représente une solution pour la régulation anti-pompage qui se traduit par l'installation suivante :

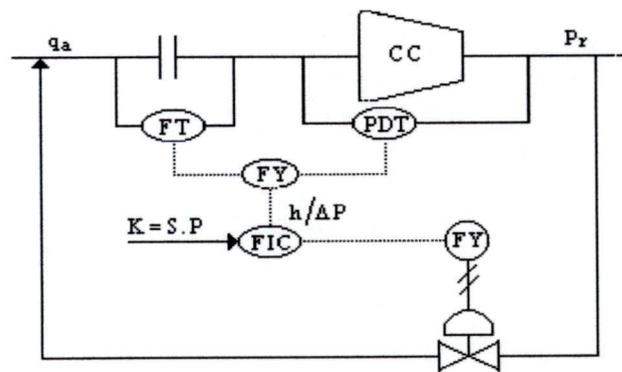


Figure (II-13) : Régulation anti-pompage avec compensation de ΔP

Sur ce type d'installation on trouve qu'il y a deux instruments installés sur site (transmetteurs différentiels 'h' et ΔP) permettent de collecter tous les renseignements nécessaires à la protection de la machine. Les deux signaux sont envoyés à un régulateur analogique ou numérique qui sert à comparer la mesure avec la consigne, pour donner l'erreur qui est l'entrée du correcteur [40] et [62].

Le régulateur, en agissant sur la vanne de recyclage, fait en sorte que la valeur de mesure reste toujours supérieur ou égale à la consigne.

II-5-2 Régulation avec compensation de ΔP et T_a

Revenons au cas précédent et on introduit la température d'aspiration du compresseur pour compenser l'effet de celle ci. Donc le paramètre anti-pompage devient [40]:

$$K = \frac{h}{\Delta P \cdot T_a} \tag{II-4}$$

h - hauteur polytropique ;
 T_a - température d'aspiration ;
 ΔP - différence de pression ;

De cette expression on peut remarquer que pour réaliser ce type de régulation, nous avons besoin de l'enregistrement de la température et un bloc numérique qui fait la division de deux grandeurs (figure II-14).

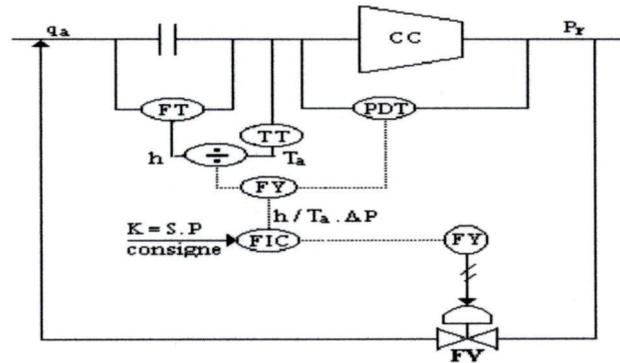


Figure II-14 : Schéma de régulation avec compensation de ΔP et T_a.

D'après les schémas précédents, la régulation avec compensation de la pression de refoulement est la plus utilisée car la connaissance du débit et la pression de refoulement suffit pour éviter le pompage en appliquant une réfrigération continue entre les étages du compresseur. L'influence de ces paramètres est considérable (le compresseur aspire le gaz avec une pression et une température presque constante).

II-5-3 Régulation par introduction d'un coefficient multiplicateur « a »

La courbe de pompage étant supposée connue. On remarque qu'elle a une forme voisine d'une parabole et l'on est conduit à choisir une courbe de protection parabolique aussi, située un peu à droite de la courbe de pompage et à concevoir la régulation pour empêcher le compresseur de fonctionner à gauche de la courbe de protection. Le choix d'une courbe de protection parabolique permet une instrumentation généralement simple. L'équation de la parabole de protection [23]:

$$y = a + b.x^2. \tag{II-5}$$

a- étant l'ordonnée à l'origine.

b- étant l'ouverture de la parabole.

On veut que la régulation fasse : $y < a + bx^2$.

$$\text{c.a.d: } \frac{P_r}{P_a} < a + bx^2 = a + b \frac{Q_a^2}{\gamma Z R T_a}. \tag{II-6}$$

Où:

Q_a - débit d'aspiration;

Z - facteur de compressibilité des gaz;

T_a- température d'aspiration;

R - constante thermodynamique du gaz

γ - rapport entre les capacités massiques (γ = C_p/C_v)

Pour obtenir Q_a , on place une plaque à orifice à l'admission du compresseur et Q_a est donnée par la loi de la plaque :

$$Q_a = K \sqrt{\frac{h_a}{\rho_a}} \text{ (débit volumique).} \quad (\text{II-7})$$

ρ_a ; masse volumique à l'admission

h_a (m) ; différentielle à la plaque.

On déduit donc :

$$Q_a^2 = K^2 \frac{h_a}{\rho_a} \text{ avec } \rho_a = \frac{P_a}{ZRT_a} ; \quad (\text{II-8})$$

Donc :

$$Q_a^2 = \frac{K^2 h_a ZRT_a}{P_a} . \quad (\text{II-9})$$

En portant (II-9) dans (II-6), on obtient:

$$\frac{P_r}{P_a} < a + \frac{bK^2 h_a}{P_a \gamma} \text{ ou } h_a > \frac{\gamma}{bK^2} (P_r - P_a) . \quad (\text{II-10})$$

Dans cette formule :

h_a - différentielle à la plaque.

γ - rapport des chaleurs spécifiques.

b - Ouverture de la parabole de protection

K - coefficient de la plaque.

a - ordonnée à l'origine de la parabole de protection.

P_a - pression amont.

P_r - pression aval.

Pratiquement, on utilise principalement deux valeurs de a :

$$a=1 \text{ d'où } h_a < \frac{\gamma}{bK^2} (P_r - P_a) . \quad (\text{II-11})$$

(c.a.d parabole dont le sommet est au point $\frac{P_r}{P_a} = 1$.)

$$a=0 \text{ d'où } h_a < \frac{\gamma}{bK^2} P_r . \quad (\text{II-12})$$

(c.a.d parabole ayant son sommet à l'origine)

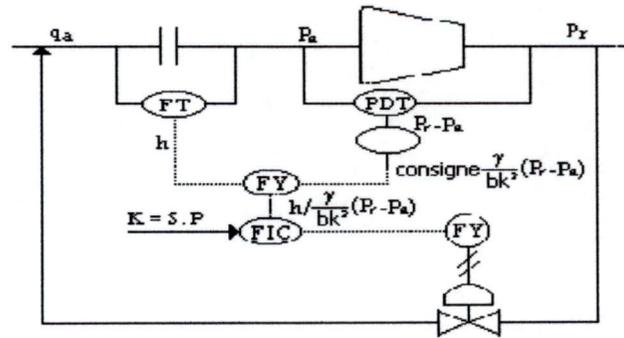


Figure II-15 : Régulation Anti Pompage

La vanne anti- pompage est montée en by-pass aval – amont sur le compresseur (figure II-15). En résumé, on peut dire que le pompage se produit quand le débit dans le compresseur est trop faible. La vanne anti- pompage recycle le gaz de l’amont à l’aval et augmente ainsi le débit dans le compresseur, ce qui empêche le pompage.

La plaque à orifice (diaphragme) doit mesurer le débit volumique total (amont + recyclé) entrant dans le compresseur. Donc la plaque doit être à l’admission, sinon le schéma sera modifié.

Si plusieurs gaz avec γ différents doivent être comprimés, on peut, soit régler γ à chaque chargement de gaz, soit choisir d’avance le plus grand des γ (question de sécurité). Le schéma le plus simple est obtenu avec une parabole ayant son sommet à l’origine (équation II-12).

II-5-4 Régulation Anti-Pompage avec parabole passant par l’origine

Si, de plus, P_r est constante, le schéma atteint la simplicité maximale (figure II-16). Le gaz s’échauffe par le passage dans le compresseur. Un échangeur est prévu au refoulement pour ramener la température à la même valeur qu’à l’entrée.

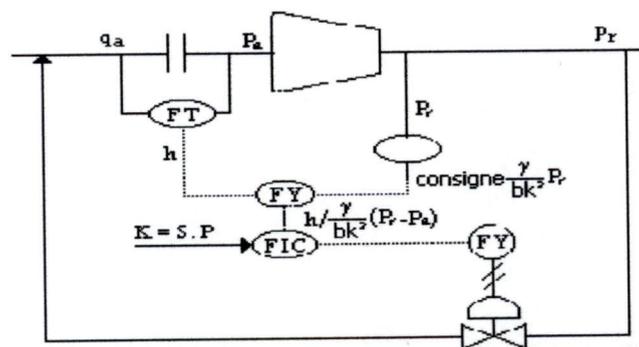


Figure II-16 : Régulation Anti-Pompage avec parabole passant par l’origine

Le gaz recyclé est pris après l’échangeur. On mesure P_r avant l’échangeur, sauf impossibilité. Le domaine de fonctionnement du compresseur est représenté sur la figure II-17

Ce domaine est limité par : l'horizontale AB, la courbe BC de vitesse maximale du compresseur, la courbe CDG d'ouverture maximale du compresseur. Et par l'axe des ordonnées. (la courbe CDG est généralement mal connue) [24].

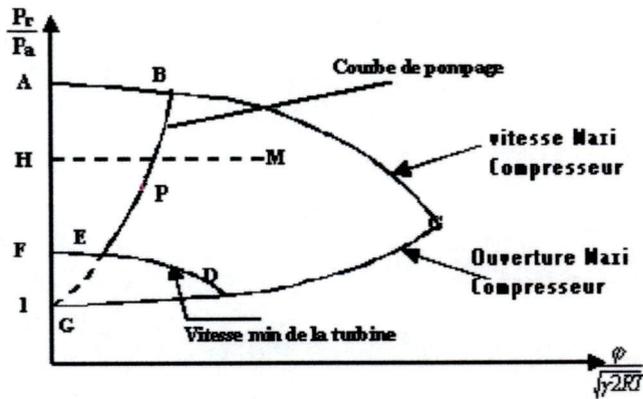


Figure II-17 : Zone de marche du compresseur

Si le point de fonctionnement se déplace de M en P, la puissance du compresseur décroît en même temps que le débit jusqu'à intersection de la courbe de protection (non représentée sur la figure). Si le débit décroît encore, la vanne anti-pompage s'ouvre de telle sorte que le débit à travers le compresseur ne décroît plus.

II-6 Conclusion

La première partie de ce chapitre, a été consacrée à l'étude du phénomène de pompage qui présente un danger pouvant endommager les compresseurs notamment les compresseurs centrifuges.

Si on ne tient pas compte des conditions de fonctionnement des machines ; les conséquences sont très importantes et peuvent engendrées :

- Des ruptures d'ailettes sur les compresseurs axiaux notamment ;
- Des vibrations radiales de très grand niveau, avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs centrifuge.

Dans la seconde partie, nous avons présenté les moyens de protection anti-pompage utilisés à l'échelle industrielle. Ces moyens interviennent en cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation du rapport de pression et ils ont pour but soit d'augmenter artificiellement le débit traversant le compresseur, soit de diminuer le rapport de pression.

Dans cette partie, on a donné une brève description des systèmes actuels de régulation.

Ces moyens spécifiques de protection sont installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps. Ces moyens sont d'autant plus complexes que l'on souhaite toujours la plus grande plage possible en débit pour le fonctionnement de la machine afin d'adapter de façon permanente, économique et souple, la production aux impositions de la consommation.

Les différents systèmes de protection contre le pompage empêchent le compresseur de descendre trop bas en débit. Ils limitent donc quelque peu la plage de fonctionnement de la

machine. Leur dimensionnement et leur réglage tient compte, bien sûr, de la performance aérodynamique du compresseur, des caractéristiques des réseaux amont et aval et de la nature du gaz. Ils doivent également protéger la machine lors des régimes transitoires rapides.

Mais, les installations qui existent actuellement présentent plusieurs inconvénients dont :

- Le gaspillage du gaz à cause de l'ouverture permanente des vannes de recyclage.
- Un temps de réponse assez grand des régulateurs anti-pompage.
- Création de vibrations radiales du rotor pouvant provoquer la rupture de la butée et des ailettes.
- Fonctionnement dans certains cas du compresseur dans la zone de pompage même si les vannes de recyclage sont complètement ouvertes.

D'un autre côté, la masse molaire du gaz varie entre l'été et l'hiver donc, les taux de pression varient dans le temps, cela exige des moyens de protection anti-pompage spécifiques capables de s'adapter à tout changement dans les caractéristiques du système [19].

Pour remédier à tous ces problèmes, il est nécessaire d'intégrer de nouvelles techniques de commande pouvant permettre de protéger le compresseur en temps réel. Pour cette raison on a fait appel dans notre étude à l'utilisation des techniques adaptatives en temps réel. Pour pouvoir intégrer ces algorithmes de commande, nous identifierons le procédé en temps réel par des algorithmes de moindre carré récursif.

Dans les deux chapitres qui suivent nous allons présenter en détail ces techniques d'identification et de commande adaptative.

Chapitre III

Chapitre III: Identification du Modèle Discret de l'Installation

III-1 But du travail

Le rôle de la régulation anti-pompage est de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quelque soit le taux de compression, et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage.

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires. Une marge est donc nécessaire entre la ligne d'apparition du pompage et la limite pratique de pompage.

Les systèmes de protection contre le pompage comportent au moins des vannes, des instruments de mesure et un système de commande. En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation du rapport de pression, ce dispositif a pour but :

- Soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine.
- Soit de diminuer le rapport de pression.

Les systèmes anti-pompage qui existent actuellement présentent plusieurs inconvénients pouvant entraîner le passage rapide du compresseur en phase de pompage suite à une petite perturbation dû à une diminution du gaz à l'aspiration ou une augmentation du gaz au refoulement ainsi qu'une variation de la vitesse de rotation des roues du compresseur.

Afin de résoudre le problème d'instabilité des compresseurs, l'utilisation des techniques de la commande adaptative nous permettra d'assurer de meilleures performances en implantant un correcteur numérique qui permet le décalage de la courbe du système vers la droite en s'approchant du modèle de contrôle.

Les paramètres du système sont variables dans le temps, donc une méthode d'identification classique ne permettra pas de déterminer ces paramètres en fonction de leur évolution dans le temps [6] et [18]. Ce qui nécessite de faire appel aux techniques d'identification par les méthodes des moindres carrés et l'introduction des filtres récursifs qui diminuent l'effet des perturbations sur le système. Pour identifier le système de compression, on appliquera les trois méthodes :

- Méthode de moindre carré simple récursive ;
- Méthode de moindre carré pondérée récursive ;
- Méthode de moindre carré généralisée récursive ;

Par la suite on donnera une conclusion.

III-2 Méthodes des moindres carrés

La méthode des moindres carrés est une technique alternative pour exécuter l'identification du système (figure III-1). Ceci est accompli par la supposition d'une forme discrète du modèle sur le système. En utilisant cette méthode, on estime les paramètres du modèle, qui minimisent au sens des moindres carrés, un critère en fonction d'une erreur liée à la différence entre la réponse réelle du système et la réponse du modèle [35] et [37].

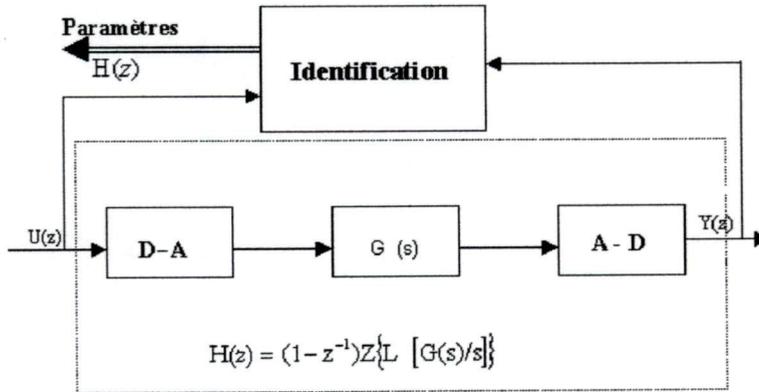


Figure III-1 :Représentation d'un système de commande

L'algorithme d'identification utilise les signaux d'entrée $\{u(k)\}$ et de sortie $\{y(k)\}$ pour estimer, puis mettre à jour les paramètres de la fonction de transfert $H(z)$; ces paramètres sont les coefficients des polynômes au dénominateur et au numérateur de l'expression de $H(z)$.

L'identification donne directement les paramètres de la fonction de transfert $H(z)$ du système échantillonné.

$$H(z) = \frac{Y(z)}{u(z)} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_{n-1} z^{-n+1}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots + a_n z^{-n}} \quad \text{(III-1)}$$

Dans le domaine temporel, cette fonction se transcrit :

$$(1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_n q^{-n})y(k) = (b_0 + b_1 q^{-1} + \dots + b_{n-1} q^{-n+1})u(k) \quad \text{(III-2)}$$

Et, finalement :

$$y(k) + a_1 y(k-1) + \dots + a_n y(k-n) = b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_{n-1} u(k-n+1) \quad \text{(III-3)}$$

En supposant que l'ordre n du système soit connu, la procédure d'identification doit fournir une estimation des coefficients.

a_i Tel que $i=1,2,\dots, n$ et b_j Tel que $j=0,1,\dots, n-1$

à partir des échantillons $u(0), u(1), \dots, u(k-1)$ et $y(0), y(1), \dots, y(k)$ mesures aux instants d'échantillonnage $0, 1, \dots, k$

$$y(k) = -a_1 y(k-1) - a_2 y(k-2) \dots - a_n y(k-n) + b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_{n-1} u(k-n+1) \quad (III-4)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} -y(k-1), -y(k-2), \dots, -y(k-n), u(k), u(k-1), \dots, u(k-n+1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \\ b_n \\ b_1 \\ \cdot \\ b_{n-1} \end{bmatrix} \quad (III-5)$$

Pour $k = 1, 2, \dots, 2n$

Si les mesures $u(-1), u(-2), \dots, u(-n)$ et les conditions initiales $y(-1), y(-2), \dots, y(-n)$ sont tous nuls, l'équation (III-5) sera de la forme :

$$\begin{bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \cdot \\ \cdot \\ y(n) \\ \cdot \\ \cdot \\ y(2n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -y(0) & 0 & \dots & 0 & u(0) & 0 & \dots & 0 \\ -y(1) & -y(0) & \dots & 0 & u(1) & u(0) & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ -y(n-1) & -y(n-2) & \dots & -y(0) & u(n-1) & u(n-2) & \dots & u(0) \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ -y(2n-2) & -y(2n-2) & \dots & -y(n) & u(2n-1) & u(2n-2) & \dots & u(n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \\ b_0 \\ b_1 \\ \cdot \\ b_{n-1} \end{bmatrix} \quad (III-6)$$

La sortie sera de la forme :

$$y(2n) = H(2n-1) \cdot \mathcal{G} \quad (III-7)$$

C'est un système de $N = 2n$ équations algébriques linéaire contenant $P = 2n$ inconnues $a_1, a_2, \dots, a_n, b_n, b_1, \dots, b_{n-1}$. Si le rang de la matrice carré $H(2n-1)$ vaut $2n$, il possède une solution unique.

Les échantillons $u(0), u(1), \dots, u(2n-1)$ et $y(0), y(1), \dots, y(2n)$ sont soumis à des erreurs de mesure : perturbation, bruit de mesure sur la grandeur de sortie etc..., plus des erreurs de modélisation.

Un filtrage de ces erreurs est nécessaire par un nombre N d'échantillons plus élevés. En rassemblant toutes les erreurs dans $\varepsilon(k)$; l'équation (III-5) devient :

$$y(k) = [-y(k-1), -y(k-2), \dots, -y(k-n), u(k), u(k-1), \dots, u(k-n+1)] \cdot \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \\ b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_{n-1} \end{bmatrix} + \varepsilon(k) \quad \text{(III-8)}$$

Pour le cas de plusieurs mesures l'équation (III-8) devient :

$$\begin{bmatrix} y(0) \\ y(1) \\ \vdots \\ y(n) \\ \vdots \\ y(2n) \\ \vdots \\ y(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -y(0) & 0 & \dots & 0 & u(0) & 0 & \dots & 0 \\ -y(1) & -y(0) & \dots & 0 & u(1) & u(0) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ -y(n-1) & -y(n-2) & \dots & -y(0) & u(n-1) & u(n-2) & \dots & u(0) \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ -y(2n-1) & -y(2n-2) & \dots & -y(n) & u(2n-1) & u(2n-2) & \dots & u(n) \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ -y(k-1) & -y(k-2) & \dots & -y(k-n) & u(k-1) & u(k-2) & \dots & u(k-n) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \\ b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_{n-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon(1) \\ \varepsilon(2) \\ \vdots \\ \varepsilon(n) \\ \vdots \\ \varepsilon(2n) \\ \vdots \\ \varepsilon(k) \end{bmatrix} \quad \text{(III-9)}$$

D'où :

$$y(k) = h(k-1)\mathcal{G} + \varepsilon(k) \quad \text{(III-10)}$$

\mathcal{G} est le vecteur des paramètres inconnus : $\mathcal{G}^t = [a_1, a_2, \dots, a_{na}, b_0, b_1, \dots, b_{nb}]$

Les méthodes des moindres carrés sont basées sur le principe de considérer l'erreur de sortie $\varepsilon(k)$ comme un bruit de mesure entre la sortie réelle et la sortie prédite [48] et [56]. L'avantage de ces méthodes est la simplicité de l'implantation et la résolution en temps réel

La matrice de pondération $W(k+1)$ intervenant dans le critère $J(\mathcal{G})$ est définie positive diagonale.

$$W_{k+1} = \begin{bmatrix} w(k) & 0 \\ 0 & w(k+1) \end{bmatrix} \quad \text{(III-17)}$$

III-2-2 Méthodes des moindres carrés simples récurrents

Soit la régression linéaire : $Y(k) = H(k).\mathcal{G}(k) + \varepsilon(k)$ (III-18)

d'où on a $\hat{\mathcal{G}}(k) = [H^T(k).H(k)]^{-1} H^T(k).Y(k)$ (III-19)

soit le nombre de mesure $k = 1,2,\dots,2n$ et $N = 2n$

Le vecteur des paramètres $\hat{\mathcal{G}}$ devient :

$$\hat{\mathcal{G}}_{MCS}(N) = (H_N^T.H_N)^{-1}H_N^T.Y_N \quad \text{(III-20)}$$

tel que $Y_N^T = [y(1),y(2),\dots,y(n),y(n+1),\dots,y(n+N)]$ (III-21)

$$H_N = \begin{bmatrix} H(1) \\ H(2) \\ \vdots \\ H(k) \\ \vdots \\ H(n+N) \end{bmatrix} \quad \text{(III-22)}$$

et $H(k) = [-y(k-1),-y(k-2),\dots,-y(k-n),U(k),\dots,U(K-n)]$ (III-23)

l'erreur est: $E_N = Y_N - H_N.\hat{\mathcal{G}}_{MCS}$ (III-24)

Cette méthode des moindres carrés nécessite un besoin de stockage de toutes les données du système et d'inverser la matrice $(H_N^T.H_N)$, qui alourdit la mémoire [54]. Pour résoudre ce problème, on introduit l'estimateur par les moindres carrés récursifs, qui exige seulement le stockage des données précédentes pour obtenir la nouvelle estimation.

Soit une nouvelle observation $Y(k+1)$ disponible à l'instant $(N+1)$ avec cette nouvelle mesure de régression linéaire, la sortie devient :

$$Y(k+1) = H(k+1).g(k+1) + \varepsilon(k+1) \quad \text{(III-25)}$$

Le vecteur des paramètres estimé qui minimise $J(g) = \|\varepsilon(k+1)\|^2$ (III-26)

S'écrit :

$$\hat{g}(k+1) = [H^T(k+1).H(k+1)]^{-1}.H^T(k+1).Y(k+1) \quad \text{(III-27)}$$

Tel que :

$$Y_{k+1} = \begin{bmatrix} y(k) \\ y(k+1) \end{bmatrix} \quad \text{(III-28)}$$

et $H_{k+1} = \begin{bmatrix} H(k) \\ H(k+1) \end{bmatrix}$ (III-29)

$$H(k+1) = [-y(k-1), -y(k-2), \dots, -y(k-n), u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-n)] \quad \text{(III-30)}$$

$$\varepsilon_{k+1} = \begin{bmatrix} \varepsilon(k) \\ \varepsilon(k+1) \end{bmatrix} \quad \text{(III-31)}$$

donc pour $k = N$

$$Y_{N+1} = \begin{bmatrix} Y_N \\ y(N+1) \end{bmatrix} \text{ et } H_{N+1} = \begin{bmatrix} H_N \\ H(N+1) \end{bmatrix} \quad \text{(III-32)}$$

à partir des équations (III-28) , (III-29) et (III-32) on peut écrire :

$$\begin{aligned} \hat{g}_{MCS}(N+1) &= \left[\begin{bmatrix} H_N \\ H(N+1) \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} H_N \\ H(N+1) \end{bmatrix} \right]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} H_N \\ H(N+1) \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} Y_N \\ Y(N+1) \end{bmatrix} \\ &= [H_N^T.H_N + H^T(N+1).H(N+1)]^{-1} [H_N^T.Y_N + H^T(N+1).Y(N+1)] \quad \text{(III-33)} \end{aligned}$$

Soit :

$$a_{N+1} = [1 + H(N+1)(H_N^T.H_N)^{-1}H^T(N+1)] \quad \text{(III-34)}$$

En résulte [5], [7] :

$$\hat{g}_{MCS}(N+1) = \hat{g}_{MCS}(N) - (H_N^T.H_N)^{-1}.H^T(N+1) * a_{N+1}^{-1} [y(N+1) - H(N+1).\hat{g}_{MCS}(N)] \quad \text{(III-35)}$$

D'ou :

$$e(N+1) = y(N+1) - H(N+1).\hat{g}_{MCS}(N) \quad \text{(III-36)}$$

Soit P_N un gain d'adaptation dont sa valeur initiale est positive tel que :

$$P_N = (H_N^T \cdot H_N)^{-1} \tag{III-37}$$

Posant :

$$K_{N+1} = P_N \cdot H_{N+1}^T \cdot a_{N+1}^{-1} \tag{III-38}$$

d'ou [5], [7] : $\hat{\mathcal{G}}_{MCS}(N+1) = \hat{\mathcal{G}}_{MCS}(N) + K(N+1)e(N+1)$ (III-39)

à partir des équations précédentes : $P_{N+1} = P_N - H_{N+1}^T \cdot a_{N+1}^{-1}$ (III-40)

A partir des équations (III-34) et (III-40) on a :

$$P_{N+1}^{-1} - P_N^{-1} = H_{N+1}^T H_{N+1} \tag{III-41}$$

De cette forme on tire que $P_{N+1}^{-1} - P_N^{-1}$ est une matrice définie positive, donc, la structure de récurrence (MCSR) nous donne un gain d'adaptation P_N tend vers zéro, ce qui représente un inconvénient de cette méthode.

D'après la proposition, le gain d'adaptation est généralisé par [5] :

$$P_{N+1}^{-1} = \lambda_1 P_N^{-1} + \lambda_2 H_{N+1}^T H_{N+1} \tag{III-42}$$

tel que $\lambda_1 \in [0.95 \ 0.99]$ et $\lambda_2 = 1$

Le lemme d'inversion matricielle (III-42) conduit à :

$$P_{N+1} = (1/\lambda_1) \left[P_N - \frac{P_N \cdot H_{N+1}^T \cdot H_{N+1} \cdot P_N}{(\lambda_1/\lambda_2) + H_{N+1} \cdot P_N \cdot H_{N+1}^T} \right] \tag{III-43}$$

Le choix du facteur $\lambda_1 < 1$ permet d'introduire une pondération de plus en plus faible sur les anciennes données.

D'après [5], ce choix est bien adapté pour l'identification des paramètres lentement variables.

III-2-3 Méthode des moindres carrés généralisée récurrent (MCG).

Soit le système de structure suivante dans laquelle on introduit un bruit blanc $b(k)$ (figure III-2).

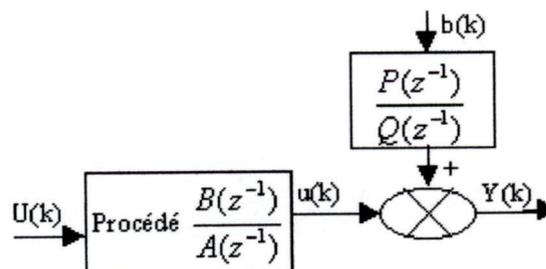


Figure III-2 : Influence du bruit sur la structure du système

Donc le procédé et le bruit sont modélisés par :

$$Y(k) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}U(k) + \frac{P(z^{-1})}{Q(z^{-1})}b(k) ; \quad \text{(III-44)}$$

$$A(z^{-1})Y(k) = B(z^{-1})U(k) + \frac{A(z^{-1})P(z^{-1})}{Q(z^{-1})}b(k) . \quad \text{(III-45)}$$

d'où :

$$A(z^{-1})Y(k) = B(z^{-1})U(k) + e(k) ; \quad \text{(III-46)}$$

tel que :

$$e(k) = \frac{A(z^{-1})P(z^{-1})}{Q(z^{-1})}b(k) . \quad \text{(III-47)}$$

On pose alors :

$$F(z^{-1})e(k) = b(k) ; \quad \text{(III-48)}$$

avec :

$$F(z^{-1}) = \frac{Q(z^{-1})}{A(z^{-1})P(z^{-1})}b(k) ; \quad \text{(III-49)}$$

$$F(z^{-1}) = 1 + f_1z^{-1} + \dots + f_qz^{-q} . \quad \text{(III-50)}$$

on obtient alors :

$$A(z^{-1})F(z^{-1})Y(k) = B(z^{-1})F(z^{-1})U(k) + b(k) ; \quad \text{(III-51)}$$

qui peut s'écrire :

$$A(z^{-1})Y^*(k) = B(z^{-1})U^*(k) + b(k) . \quad \text{(III-52)}$$

$Y^*(k)$ et $U^*(k)$ sont les données $Y(k)$ et $U(k)$ filtrées par $F(z^{-1})$.

Le filtre $F(z^{-1})$ est déterminé par :

$$F(z^{-1})e(k) = b(k) . \quad \text{(III-53)}$$

On peut l'écrire sous la forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} e(N) \\ e(N-1) \\ \vdots \\ e(q+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -e(N-1) & \dots & -e(N-q) \\ - \\ - \\ - \\ -e(q+1) & \dots & -e(1) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b(N) \\ \vdots \\ b(q+1) \end{bmatrix} \quad \text{(III-54)}$$

$e(N), \dots, e(q+1)$ et $b(N), \dots, b(q+1)$ supposées connues.

f_i supposées connues. D'où la solution au sens des moindres carrés de :

$$E_N = X_E \cdot f + B_N \quad \text{(III-55)}$$

$$\hat{f} = (X_E^T \cdot X_E)^{-1} X_E^T \cdot E_N \quad \text{(III-56)}$$

Donc, si on connaît les erreurs « e », on peut calculer f_i cependant les $e(k)$ ne peuvent être mesurés [5],[7].

On estime $e(k)$ à l'aide de :

$$\hat{e}(k) = y - X \cdot \hat{\theta} \quad \text{(III-57)}$$

\hat{g} est obtenu par la méthode des moindres carrés simples. Puisque ce \hat{g} obtenu est biaisé (Inconvénient des moindres carrés simples), alors \hat{E} est aussi biaisé, donc on procède par itération.

Le biais d'une estimation (MCS) représente un inconvénient majeur de cette méthode qui est résolue par la méthode des moindres carrés généralisées qui consiste à appliquer un filtre (polynôme $F(z^{-1})$ aux entrées $[u(k), y(k)]$.

$$Y^*(k) = F(z^{-1})Y(k) \text{ et } U^*(k) = F(z^{-1})U(k) \quad \text{(III-58)}$$

On estime les coefficients de $A(z^{-1})$ et $B(z^{-1})$ par la méthode des (MCS), puis on applique de nouveaux les moindres carrés simples (MCS) sur les relations de filtrage pour estimer les coefficients de $F(z^{-1})$.

Pour construire les prochaines données filtrées, la méthode récurrente permet l'estimation des paramètres du filtre.

Donc, si on connaît les erreurs « E », on peut calculer f . Cependant les $e(k)$ peuvent être mesurés, on estime $e(k)$ à l'aide de :

$$\hat{e}(k) = Y - H \cdot \hat{\theta} \quad \text{(III-59)}$$

obtenue à l'aide des (MCS), mais \hat{g} est biaisé, donc également « E », alors, on procède par itération. Enfin on procède par itération pour développer le modèle récurrent de la méthode MCG.

L'objectif de cette étude est la détermination des paramètres du système en boucle ouverte par les trois méthodes citées auparavant. Les résultats de calcul sont donnés en Annexe 1. Pour identifier ce système de compression, on s'est intéressé aux trois méthodes précédentes. En premier lieu, on a pris comme grandeur de sortie, la hauteur polytropique qui est le travail développé par le compresseur rapporté à l'unité du poids et comme grandeur d'entrée, le débit d'aspiration. En deuxième lieu, on a pris comme grandeur de sortie, le taux de compression qui est le rapport de la pression de refoulement et de la pression d'aspiration et comme grandeur d'entrée, on a pris toujours le débit d'aspiration.

Les résultats de simulation de l'identification récursive du système sont illustrés par les figures (III-3), (III-4), (III-5), (III-6), (III-7) et (III-8).

III-3 Résultats de simulation

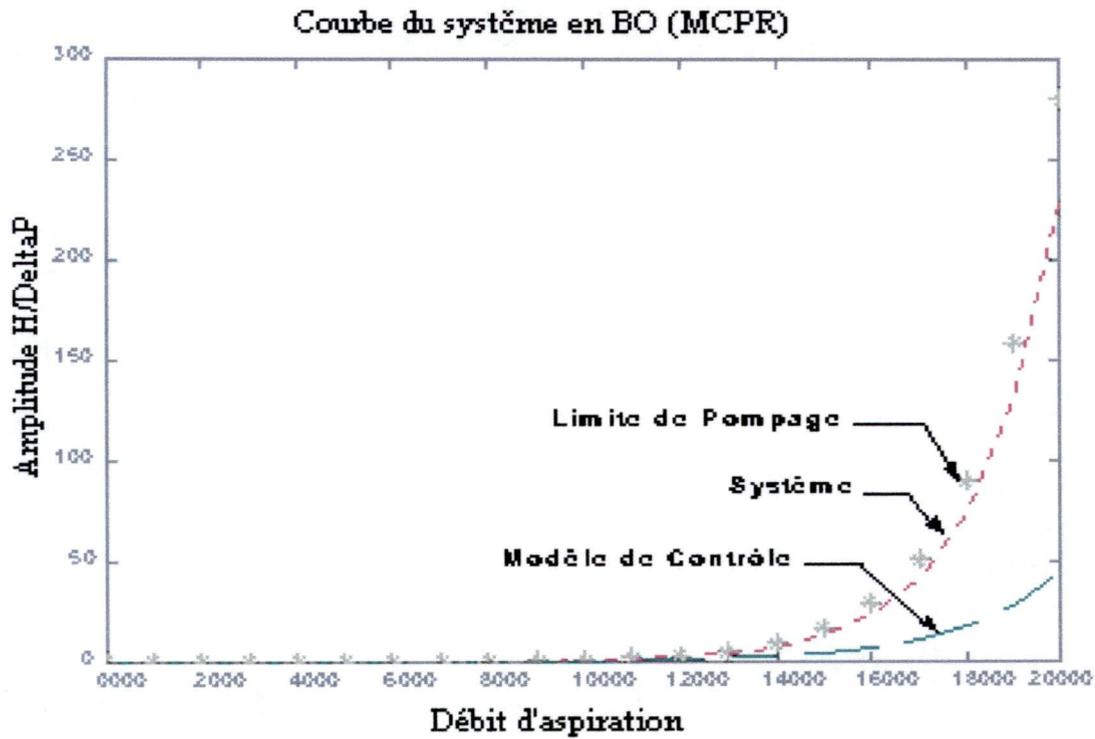


Figure III-3 : Influence de la hauteur polytropique sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés pondérés récurives.

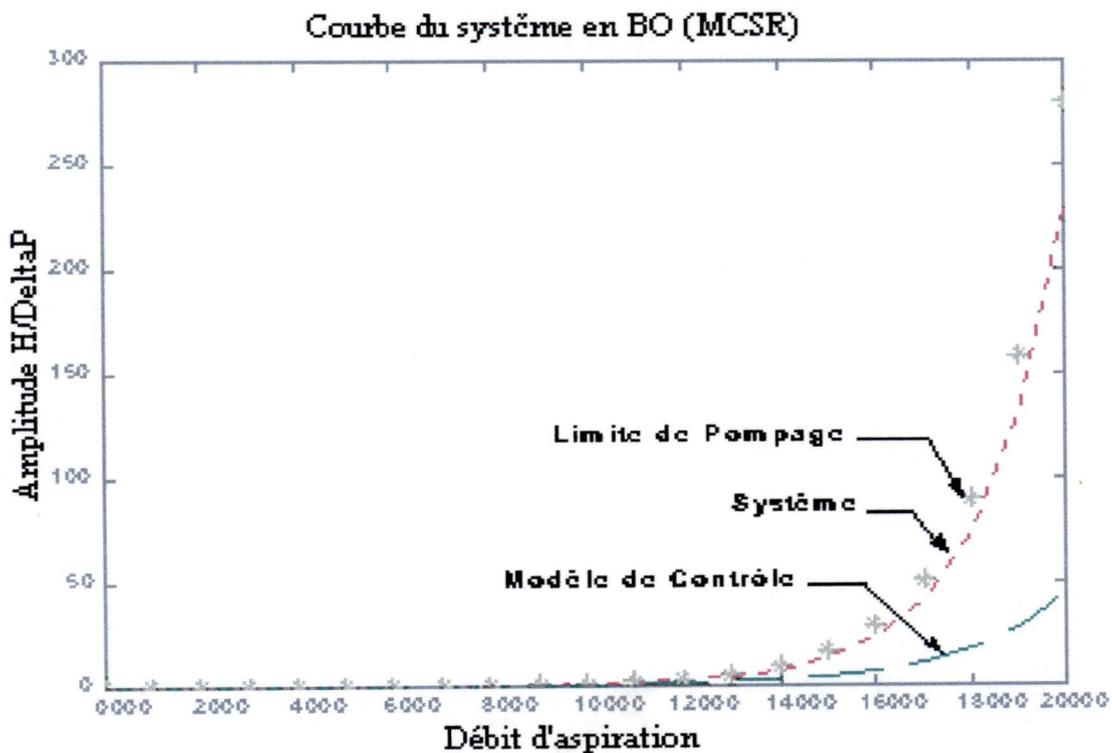


Figure III-4 : Influence de la hauteur polytropique sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés simples récurives.

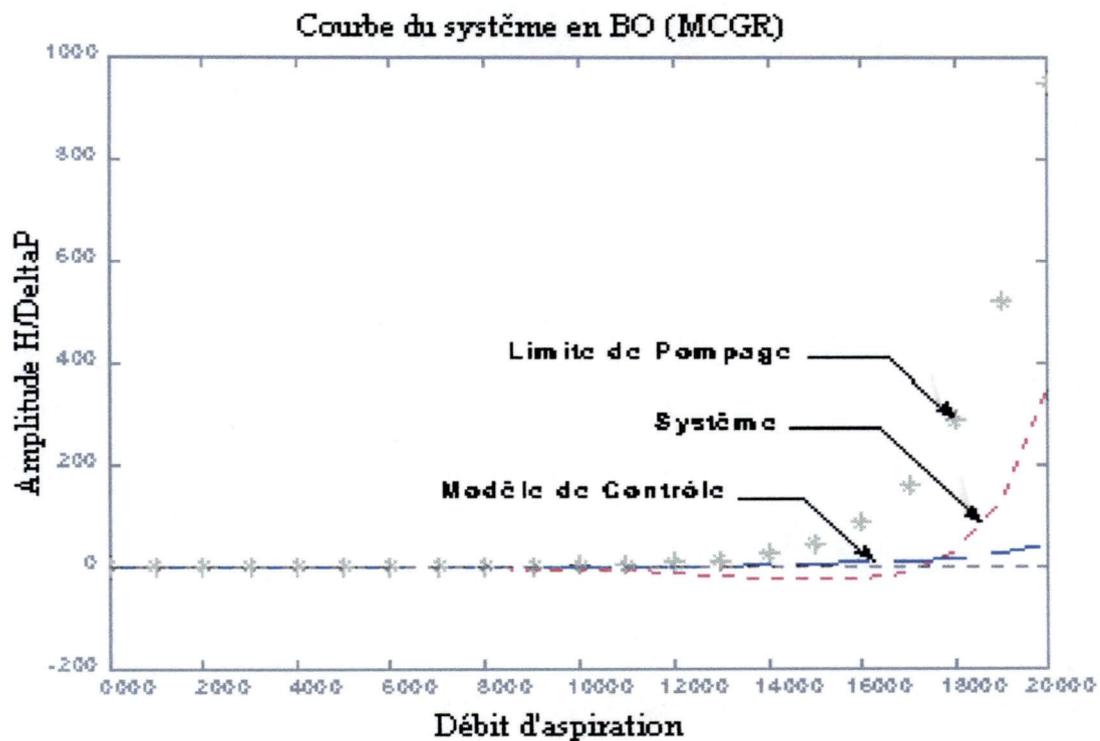


Figure III-5 : Influence de la hauteur polytropique sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés généralisés récursives.

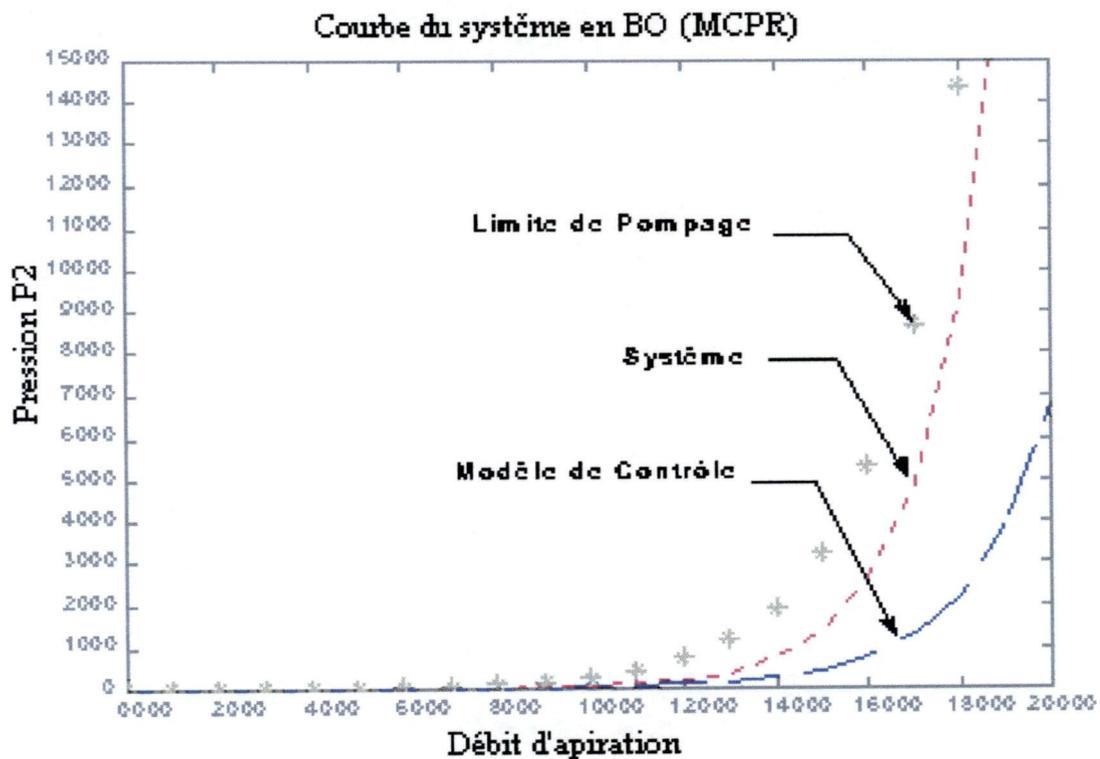


Figure III-6 : Influence du taux de compression sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés pondérés récursives.

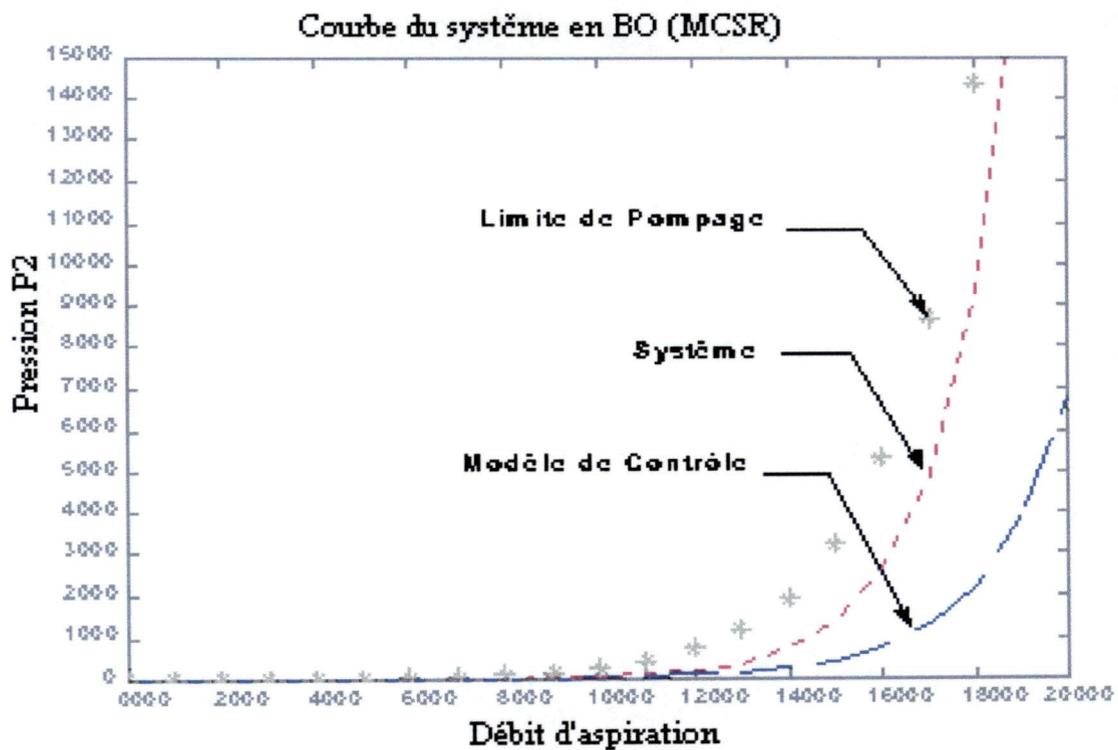


Figure III-7 : Influence du taux de compression sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés simples récursives.

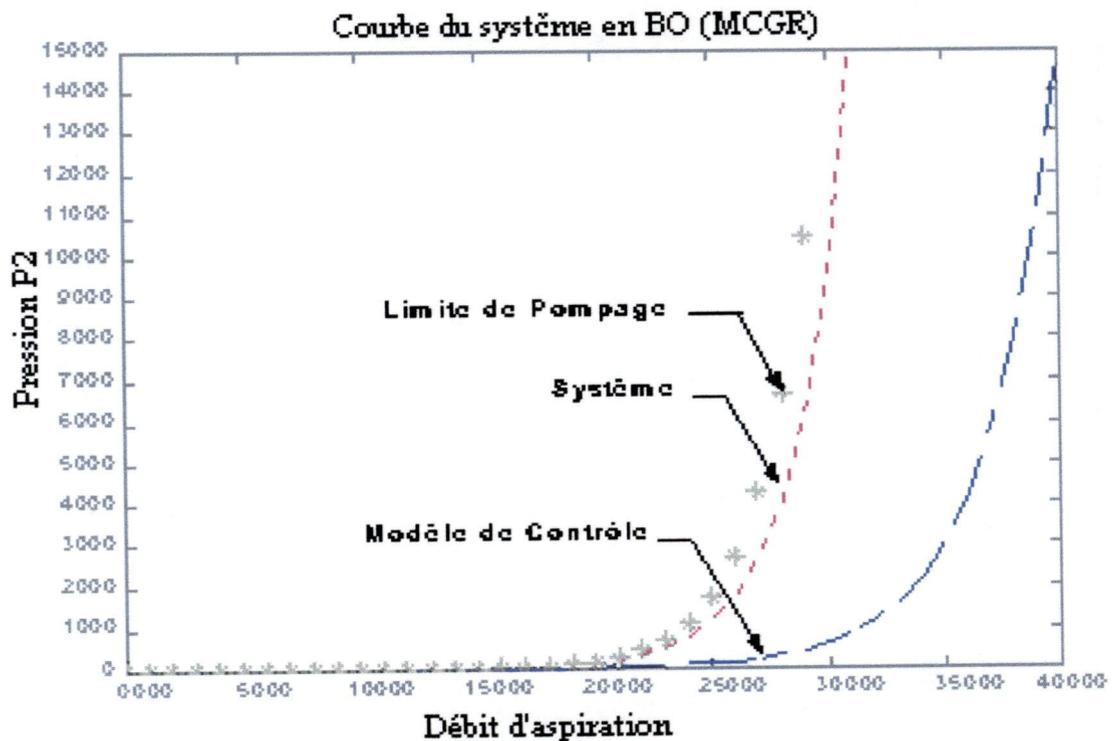


Figure III-8 : Influence du taux de compression sur le système en utilisant l'identification par la méthode des moindres carrés Généralisés récursives.

III-4 Analyse et synthèse

Les figures (III-3), (III-4) et (III-5), montrent l'évolution de la sortie du système représentée par la hauteur polytropique. On remarque que la courbe du système est très proche de la limite de pompage, une simple diminution du débit d'aspiration peut basculer le système en phase de pompage en un temps très court (cas d'identification par MCSR et MCPR).

Dans ce cas, le système est partiellement instable (sur la limite d'instabilité).

Sur la figure (III-5), le système est loin de la limite de pompage mais elle présente un minimum qui est dangereux pour le compresseur, c'est à dire qu'on pourrait avoir un passage brutal en phase de pompage, ce qui risque même de détériorer la butée du compresseur.

Les figures (III-6), (III-7) et (III-8), montrent l'évolution de la sortie du système représentée par le taux de compression en boucle ouverte. L'identification par MCSR et MCPR, dans ce cas, nous donne un système dont la courbe est éloignée de la limite de pompage. Cependant, l'identification par MCGR, donne un système situé presque sur la limite de la stabilité. De plus, la courbe du système est très proche de la limite de pompage, ce qui nécessite l'implantation d'un correcteur numérique qui permet le décalage de la courbe du système vers la droite (en approchant du modèle de contrôle). Dans les systèmes de régulation qui existent actuellement dans l'industrie, ce décalage est réalisé par l'introduction d'un coefficient multiplicateur dans le système de commande.

Notre système est un modèle du deuxième ordre de la forme :

$$c(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} \quad (\text{III-67})$$

A partir de ces résultats, on remarque que la courbe du système est très proche de celle de la limite du pompage. En conclusion une toute petite perturbation pourra faire basculer le système en pompage.

Notre système est réellement non linéaire, les paramètres sont variables dans le temps. Une commande classique ne permettra pas d'éviter le phénomène de pompage dans la majorité des cas. Ce qui nécessite l'introduction de techniques adaptatives pour assurer une meilleure régulation en temps réel et de déterminer les paramètres du régulateur ce qui permet d'ajuster celles du système pour aboutir aux performances désirées.

Chapitre IV :Commande adaptative

IV-1 Introduction

L'analyse des résultats nous a montré que notre système est à la limite de stabilité c'est à dire que la courbe du système est très proche de la courbe de pompage. Comme mentionné auparavant, dans les systèmes actuels de régulation anti-pompage, le décalage de la courbe du système par rapport à la courbe de pompage dans le but d'éviter le pompage du compresseur se fait à l'aide de l'introduction d'un coefficient multiplicatif dans l'installation, ce qui peut engendrer plusieurs inconvénients tel que le passage en phase de pompage qui est dû à la non prise en charge de toutes les valeurs de ce coefficient.

Afin de résoudre ce problème et dans le souci d'améliorer les performances du système, l'utilisation d'une commande qui permettra de faire l'ajustement optimal du régulateur en fonction d'éventuels changements dans la dynamique du système s'avère nécessaire. Ceci peut être obtenu par la commande adaptative. Ce qui nous permettra d'assurer de meilleures performances en implantant un correcteur numérique qui permet le décalage de la courbe du système vers la droite en s'approchant du modèle de contrôle.

Lorsque le système à commander est non linéaire et que les paramètres de son modèle de connaissance varient dans de grandes proportions, la commande adaptative est une alternative intéressante qui permet de déterminer les paramètres de réglage en temps réel.

En 1958 Kalman proposa pour la première fois un algorithme auto-ajustable de commande. L'extension et l'implémentation de cet algorithme a été étudiée par Aström [1] et Aström & Wittenmark [2]. Depuis, plusieurs extensions sont apparues, telles que celles à placement de pôles et de zéros.

Dans ce chapitre, on s'intéressera à la commande adaptative auto ajustable, à variance minimale et à modèle de référence et ce, dans le but de faire un choix sur la commande à proposer pour résoudre le phénomène du pompage.

La première partie de ce chapitre, est consacrée à l'étude de la commande adaptative auto-ajustable STR (Self Turning Regulator).

Le régulateur auto-ajustable est basé sur l'estimation en temps réel des paramètres des systèmes ou ceux du régulateur. La commande est calculée en utilisant les paramètres estimés. C'est ce qu'on appelle **le principe de l'équivalence certaine** [34].

On distingue deux approches de commande auto-ajustable, la commande adaptative **indirecte** et **directe**.

Les schémas indirects comportent deux étapes à chaque période d'échantillonnage. Dans une première phase, on identifie de manière récursive les paramètres du modèle, puis en deuxième phase, on calcule les paramètres du régulateur à partir des paramètres du système.

Les schémas directs ne comportent qu'une seule étape à chaque période d'échantillonnage. Les paramètres du régulateur sont directement identifiés de manière récursive. Dans ce cas, on identifie en fait implicitement le système mais reparamétrisé en terme de prédicteur.

La commande adaptative directe est plus adaptée au cas des systèmes à *minimum de phase* [1]. Le temps de calcul d'une telle commande est très réduit, par contre la connaissance à priori sur le système pour le mettre en œuvre est importante. La commande adaptative indirecte permet de traiter le cas des systèmes à *non minimum de phase* [35].

Dans la deuxième partie de ce chapitre, on s'intéressera à l'étude de la commande adaptative à variance minimale. Cette commande a été introduite par Astrom et Wittenmark. Les objectifs de cette commande dans un environnement stochastique seront liés à la minimisation de l'effet d'une perturbation agissant sur le système. Pour pouvoir maintenir les grandeurs de sortie du système, on doit réduire leurs variations par le critère de la variation de la sortie.

La commande adaptative à variance minimale représente une extension de la méthode de poursuite et régulation à objectif indépendant.

En dernière partie, on s'intéressera, au développement des techniques adaptatives à modèle de référence (MRAS). Les systèmes adaptatifs à modèle de référence MRAS (Model Reference Adaptive Systems) sont très utilisés dans de larges domaines, pour résoudre une variété importante de problèmes rencontrés en commande, identification et estimation d'état. Le caractère dual de ces méthodes permet leur utilisation suivant la structure spécifiée, dans différentes applications. Nous distinguons deux façons d'adapter le système ajustable, afin d'assurer une minimisation de l'erreur généralisée ou de sortie, entre le système ajustable et le modèle de référence. L'adaptation paramétrique se base sur l'ajustement des paramètres de la structure choisie; tandis que le signal de synthèse est une manière de transformer l'ajustement en un signal d'entrée qui attaque le bloc ajustable.

Le problème majeur dans la synthèse des systèmes (MRAS) est la conception du mécanisme d'adaptation. Plusieurs recherches ont été développées pour synthétiser de tels mécanismes, afin d'assurer une stabilité asymptotique.

La commande par poursuite d'un modèle linéaire LMFC (Linear Model Following Control) est très adaptée à la structure parallèle-parallèle. La satisfaction des conditions d'Erzenberger est une condition nécessaire pour l'existence du contrôleur linéaire assurant la poursuite parfaite du modèle de référence. Dans le cas des systèmes à paramètres inconnus ou variables dans le temps, l'utilisation d'une loi d'adaptation s'avère nécessaire. Nous aboutissons à la commande à modèle de référence MRAC (Model Reference Adaptive Control).

Le choix d'un modèle de représentation adéquat capable d'assurer le bon fonctionnement du compresseur permet d'élaborer des algorithmes pour la commande de ce dernier, c'est la raison pour laquelle on a fait appel aux techniques adaptatives.

IV-2 Commande Adaptative Auto-Ajustable

IV-2-1 Commande Adaptative Auto-Ajustable Indirecte

Dans les systèmes adaptatifs, les paramètres du régulateur sont ajustés pendant chaque période d'échantillonnage, donc les paramètres du régulateur suivent les changements

dans le système. Le régulateur est appelé auto-ajustable du fait qu'il ajuste le contrôleur aux performances désirées [2].

Les régulateurs auto-ajustables indirectes se basent essentiellement sur l'estimation des paramètres du système. Les paramètres du régulateur sont calculés indirectement, via un estimateur appelé auto-ajustable indirecte (Self Tuning Control) [21]; les étapes de cet algorithme sont les suivantes :

Etape1 : Estimation des paramètres du système.

Etape2 : Calcul des paramètres du régulateur à partir des paramètres estimés.

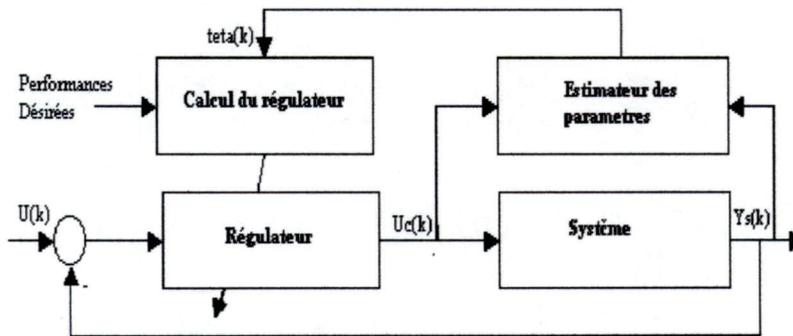


Figure IV-1 : Structure générale de la commande adaptative auto - ajustable Indirecte

IV-2-1-1 Représentation du Système

La première étape de la synthèse d'une loi de commande est la modélisation ou l'identification du système à commander. Le modèle doit être capable de représenter les différentes dynamiques du système.

Dans un environnement déterministe, nous considérons le modèle linéaire discrétisé du système caractérisé par la fonction de transfert échantillonné [35].

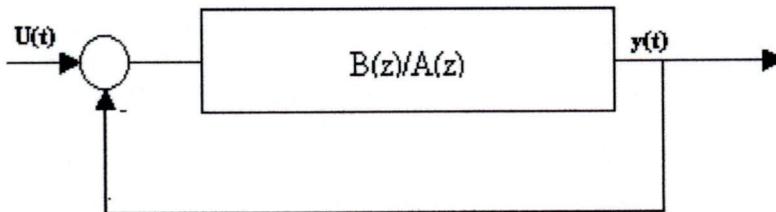


Figure IV-2 : Système échantillonné en BF

$$G(z^{-1}) = B(z^{-1})/A(z^{-1}) \dots\dots\dots (IV-1)$$

Ce qui conduit à une description dans le domaine temporel du comportement entrée/sortie sous la forme d'une équation récurrente.

$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})U(k) \dots\dots\dots (IV-2)$$

IV-2-1-2 Algorithme d'adaptation paramétrique

L'algorithme d'adaptation utilisé dans notre étude est celui des moindres carrés récurrents MCR. La structure du modèle est donnée par la relation (IV-2), le modèle prédictif est défini par la relation (IV-5). l'Objectif de cet algorithme est d'estimer un vecteur des paramètres $\hat{\theta}[k]$ à chaque instant d'échantillonnage k. le critère à minimiser est donné par :

$$J(k) = \sum_{i=1}^k (y_s(i) - \theta^T(k) H(i-1))^2 \lambda^{k-i}, \lambda < 1 \quad (IV-3)$$

Les solutions récursives de cette équation sont données par :

$$P_{N+1} = (1/\lambda_1)P_N - P_N \cdot H_{N+1}^T \cdot H_{N+1} \cdot P_N / ((\lambda_1/\lambda_2 + H_{N+1} \cdot P_N \cdot H_{N+1}^T)) \quad (IV-4)$$

tel que :

$$P_N = (H_N^T \cdot H_N)^{-1} \quad (IV-5)$$

$$\hat{\theta}_{N+1} = \theta_N + K_{N+1} \cdot E_{N+1} \quad (IV-6)$$

tel que :

$$K_{N+1} = P_N \cdot H_{N+1}^T \cdot a_{N+1}^{-1} \quad (IV-7)$$

$$a_{N+1} = 1 + H_{N+1} \cdot P_N \cdot H_{N+1}^T \quad (IV-8)$$

Où λ_1 et λ_2 sont des séquences de pondération, elles sont choisies de façon à empêcher le gain de tendre vers zéro [35], tel que $\lambda_1 \in [0.95 \quad 0.99]$ et $\lambda_2 = 1$.

IV-2-1-3 Synthèse de la loi de commande

La conception d'un régulateur auto-ajustable est basée sur le placement des pôles du système en boucle fermée. Dans cette méthode, le régulateur utilisé est un régulateur numérique adaptatif comme l'indique schématiquement la figure (IV-3) [6] et [35] :

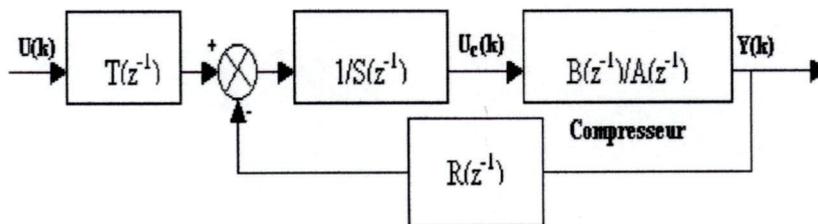


Figure IV-3: Structure d'un régulateur numérique à placement de pôles

D'après la figure (IV-3) l'expression de la loi de commande du procédé est donnée par :

$$S(z^{-1})U_c(k) = T(z^{-1})U(k) - R(z^{-1}) \cdot y_s(k) \quad (IV-9)$$

ou $R(z^{-1})$, $T(z^{-1})$ et $S(z^{-1})$ sont des polynômes en z^{-1} du régulateur donnée par:

$$R(z^{-1}) = r_0 + r_1 \cdot z^{-1} \quad \text{(IV-10)}$$

$$S(z^{-1}) = 1 + S_1 z^{-1} \quad \text{(IV-11)}$$

$$T(z^{-1}) = R(z^{-1}) \quad \text{(IV-12)}$$

La fonction de transfert échantillonnée du système en boucle fermée s'exprime par:

$$H(z^{-1}) = B(z^{-1}) \cdot T(z^{-1}) / (A(z^{-1}) \cdot S(z^{-1}) + B(z^{-1}) \cdot R(z^{-1})) \quad \text{(IV-13)}$$

Soit $P(z^{-1})$ un polynôme qui définit les pôles désirés du système en boucle fermée :

$$P(z^{-1}) = 1 + p_1 \cdot z^{-1} + p_2 \cdot z^{-2} = A(z^{-1}) \cdot S(z^{-1}) + B(z^{-1}) \cdot R(z^{-1}) \quad \text{(IV-14)}$$

Le calcul des paramètres du régulateur se fait en résolvant l'équation diophantine suivante:

$$\begin{aligned} P(z^{-1}) = 1 + p_1 \cdot z^{-1} + p_2 \cdot z^{-2} &= A(z^{-1}) \cdot S(z^{-1}) + B(z^{-1}) \cdot R(z^{-1}) = \\ &(1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2})(1 - z^{-1})(1 + S_1 z^{-1}) + \\ &(b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2})(r_0 + r_1 z^{-1} + r_2 z^{-2}) \end{aligned} \quad \text{(IV-15)}$$

Il reste donc à spécifier le polynôme $P(z^{-1})$. Pour définir $P(z^{-1})$, nous considérons un modèle continu du deuxième ordre.

Les calculs des paramètres du régulateur PID numérique peuvent être utilisés dans la plupart des cas pour l'ajustement des régulateurs PID continus [35].

Considérons la fonction de transfert du régulateur PID continu [38], [43].

$$H_{PID}(s) = K \left[1 + \frac{1}{T_i S} + \frac{T_d s}{1 + \frac{T_d s}{N}} \right], \quad \text{(IV-16)} \quad \text{[35]}$$

Ce régulateur est caractérisé par quatre paramètres de réglage :

K = gain proportionnel ;

T_i = action intégrale ;

T_d = action dérivée ;

T_d/N = filtrage de l'action dérivée ;

$$K = \left| \frac{r_0 S_1 - r_1 - (2 + S_1)r_2}{(1 + S_1)^2} \right|, T_i = \left| T_e \cdot \frac{K(1 + S_1)}{r_0 + r_1 + r_2} \right|, T_d = \left| T_e \cdot \frac{S_1^2 r_0 - S_1 r_1 + r_2}{K(1 + S_1)^3} \right|, \frac{T_d}{N} = \frac{-S_1 T_e}{1 + S_1} \quad \text{(IV-17)}$$

T_e : période d'échantillonnage

Une fois les paramètres du régulateur sont définis, l'expression de la loi de commande sera de la forme :

$$U_c(k) = U_c(k-1) + r_0[U(k) - y_s(k)] + r_1[U(k-1) - y_s(k-1)] \quad \text{(IV-18)}$$

IV-2-2 Commande adaptative auto-ajustable directe

Le schéma de cette commande est basé sur l'idée d'éviter de séparer l'étape d'identification de celle de la commande, dont les paramètres du régulateur sont incorporés dans l'étape d'identification. Dans cette commande, les paramètres du régulateur apparaissent dans l'équation du prédicteur, en éliminant la deuxième étape de la commande auto-ajustable indirecte [16] et [17].

IV-2-2-1 Commande Auto-Ajustable à Erreur de Prédiction Minimale

Dans le cas de cette commande les performances désirées du système peuvent être obtenues en annulant une erreur de poursuite ainsi que la stabilité du système en boucle fermée. Les contraintes de cette commande sont définies par [34].

$$C_R(z^{-1})(y_m(k+1) - y_s(k+1)) = e(k+1) \quad \text{(IV-19)}$$

$$C_R(z^{-1}) = 1 + C_1 z^{-1} \quad \text{(IV-20)}$$

$$\lim_{k \rightarrow \infty} e(k+1) = 0 \quad \text{(IV-21)}$$

En minimisant le critère quadratique on obtient la loi de commande pour ce système : [34]

$$I(k+1) = e^2(k+1) = (C_R(z^{-1})(y_m(k+1) - y_s(k+1)))^2 \quad \text{(IV-22)}$$

$$\frac{dI(k+1)}{dU_C(k)} \Big|_{U_C(k)=U_{C,optim}} = 0 \quad \text{(IV-23)}$$

L'équation (IV-22) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$C_R(z^{-1})y_m(k+1) = -r_0 y_s(k) - r_1 y_s(k-1) + r_2 U_C(k) + r_3 u_C(k-1) \quad \text{(IV-24)}$$

L'équation (IV-24) peut s'écrire sous la forme:

$$C_R(z^{-1})y_m(k+1) = \theta^T(k)H(k) \quad \text{(IV-25)}$$

Tel que :

$$\theta(k) = [r_0 \ r_1 \ r_2 \ r_3]^T \text{ et } H(k) = [-y_s(k-1) \ -y_s(k-2) \ U_C(k-1) \ U_C(k-2)]^T \quad \text{(IV-26)}$$

Les paramètres du vecteur $\theta[k]$, sont déterminés par l'algorithme des moindres carrés. La loi de commande qui minimise le critère (IV-24) est donnée par :

$$U_C(k) = (1/r_2)[C_R(z^{-1})y_m(k+1) + r_0 y_s(k) + r_1 y_s(k-1) - r_3 U_C(k-1)] \quad \text{(IV-27)}$$

Le schéma de cette commande assurant la poursuite et la régulation à objectifs indépendants est donné par [8].

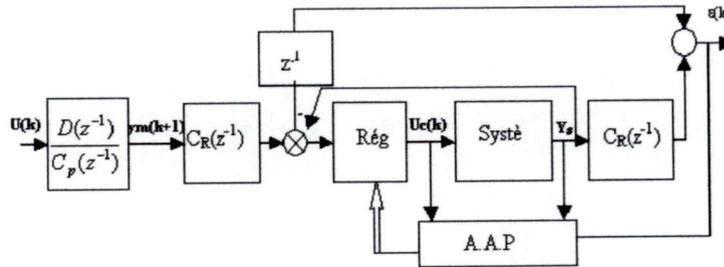


Figure IV-4 : Schéma de commande à erreur de prédiction minimale assurant la poursuite et la régulation à objectifs indépendants.

IV-2-2-2 Commande auto-ajustable à erreur de prédiction minimale Pondérée.

Ce type de commande est une extension à la commande avec poursuite et régulation à objectifs indépendants [35]. Cette technique de commande a pour objectifs de faire un compromis entre l'énergie dépensée de l'algorithme de commande et l'obtention d'une erreur de poursuite de la référence nulle, en réalisant la stabilité du système en boucle fermée [34] ; cette technique permet :

- De réduire l'énergie de la commande $U[k]$.
- De traiter plusieurs types de systèmes.

L'algorithme de cette commande est obtenu en introduisant un coefficient de pondération sur l'entrée:

$$I(k+1) = e^2(k+1) = (C_R(z^{-1})(y_m(k+1) - y_s(k+1)))^2 + \lambda r_2 U_C^2(k) \quad \text{(IV-28)}$$

avec $\lambda, r_2 > 0$

Donc la commande du système devient :

$$U_C(k) = (1/(r_2 + \lambda)) [C_R(z^{-1})y_m(k+1) + r_0 y_s(k) + r_1 y_s(k-1) - r_3 U_C(k-1)] \quad \text{(IV-23)}$$

Le calcul de cette commande doit se faire en deux étapes : $\lambda=0, \lambda \ll 1$ [35]

Dans une première étape, on calcule la commande pour $\lambda=0$ et en deuxième étape, on introduit la pondération $\lambda \ll 1$ et on vérifie le système s'il est stable en boucle fermée si non on change λ .

Dans cette partie de ce chapitre, nous avons déterminé les paramètres du régulateur STR par les différentes méthodes de commande auto-ajustable indirecte (résultats de calcul en annexe 3) puis on a déterminé les fonctions de transfert du compresseur ajusté, du modèle de contrôle et celle de la limite de pompage par les trois méthodes d'identification (MCSR, MCPR et MCGR) et on a déterminé aussi leurs réponses indicelles qui sont illustrées sur les courbes de simulation. En deuxième lieu, on a étudié les méthodes auto-ajustable directs, puis on a déterminé les algorithmes de commande pour chaque méthode (voir résultats de calcul en annexe 3).

Les figures (IV-5), (IV-6), (IV-7), (IV-8), (IV-9) et (IV-10) représentent les résultats de simulation de la commande auto-ajustable indirecte.

Les figures (IV-11), (IV-12), (IV-13),(IV-14),(IV-15),(IV-16),(IV-17), (IV-18) représentent les résultats de simulation de la commande auto-ajustable directe.

IV-2-3 Résultats de Simulations

Courbe du système en BF (MCSR)

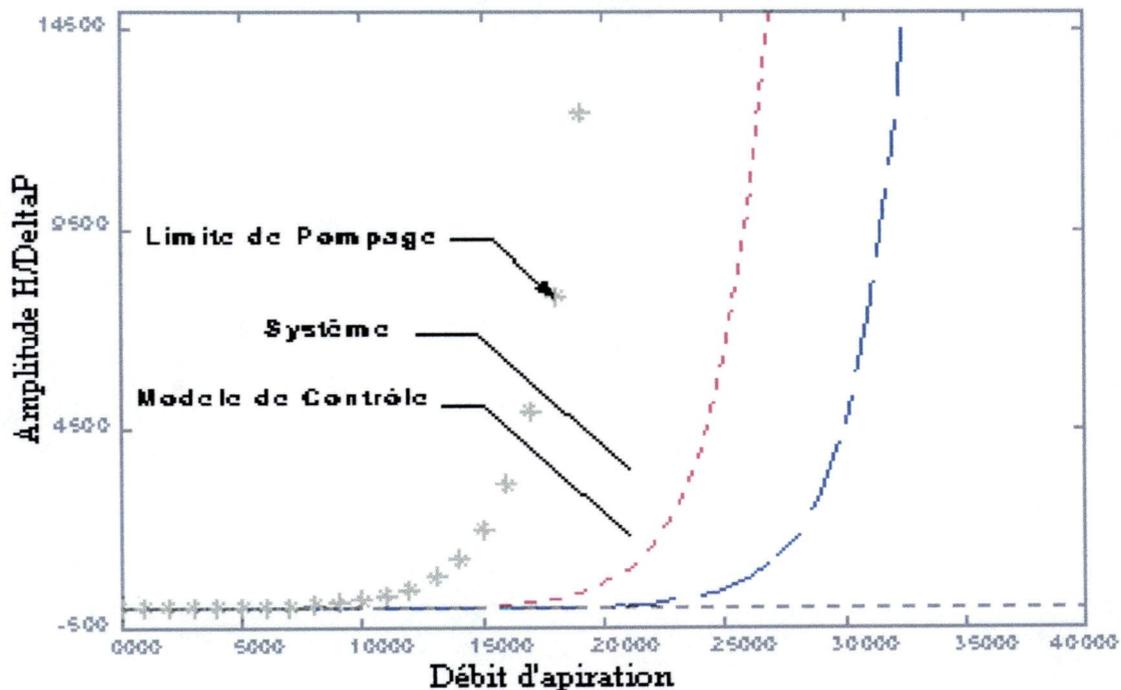


Figure IV-5 : Commande Auto ajustable Indirecte Du Système en B.F. (Identification Par MCSR) Courbe du système en BF (MCPR)

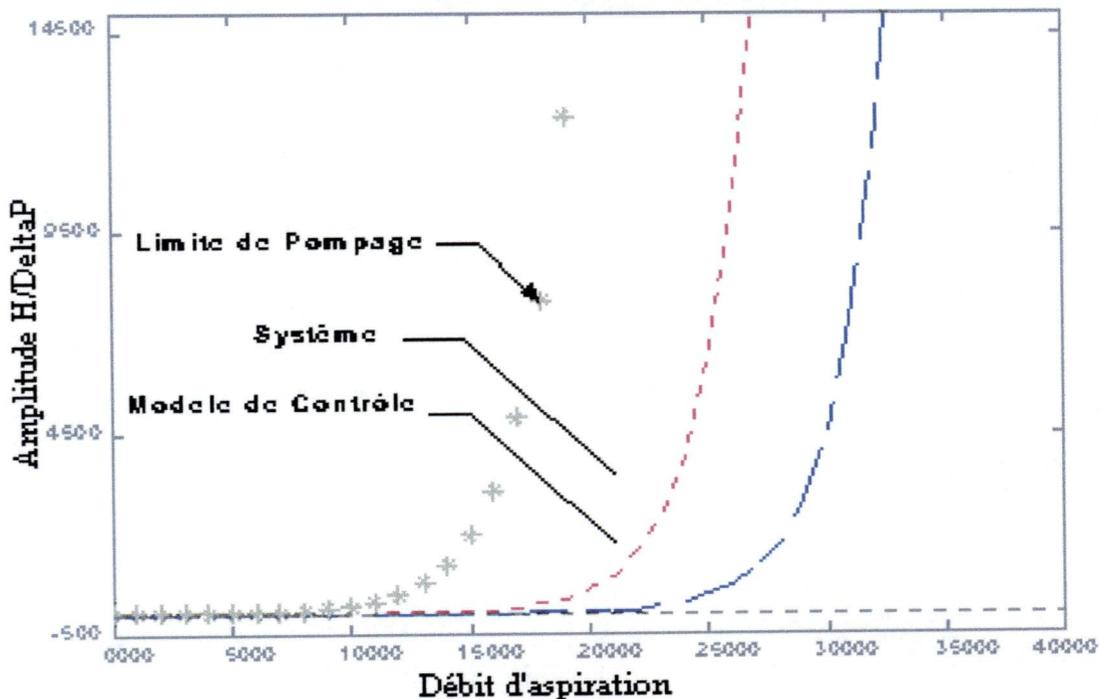
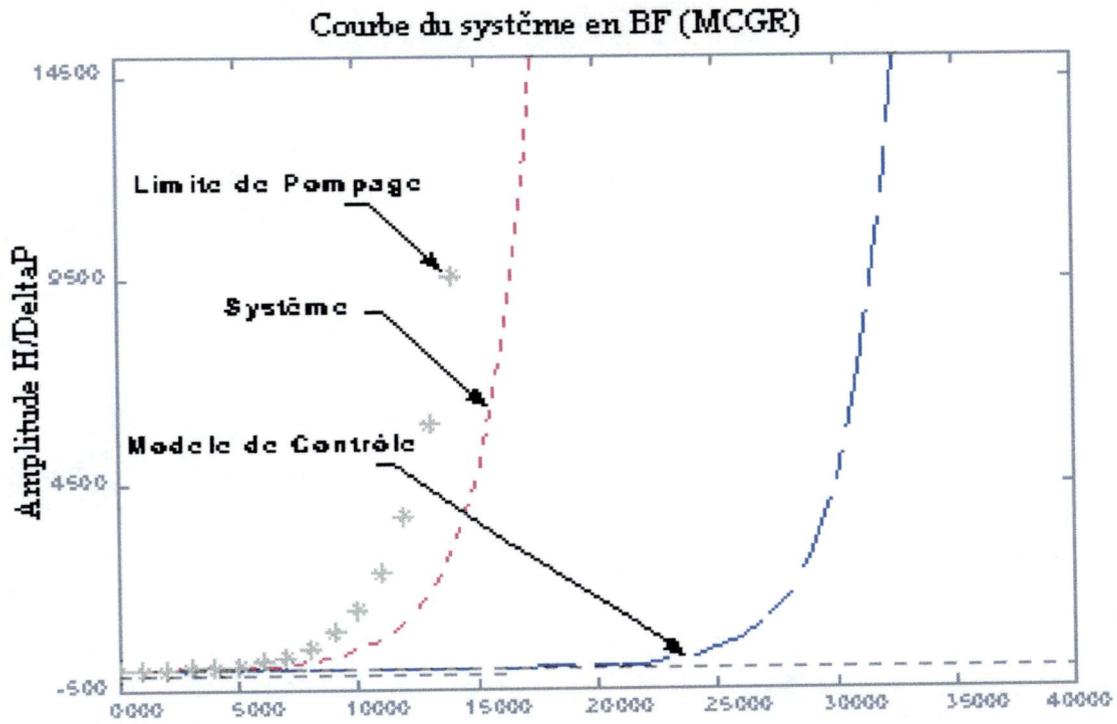
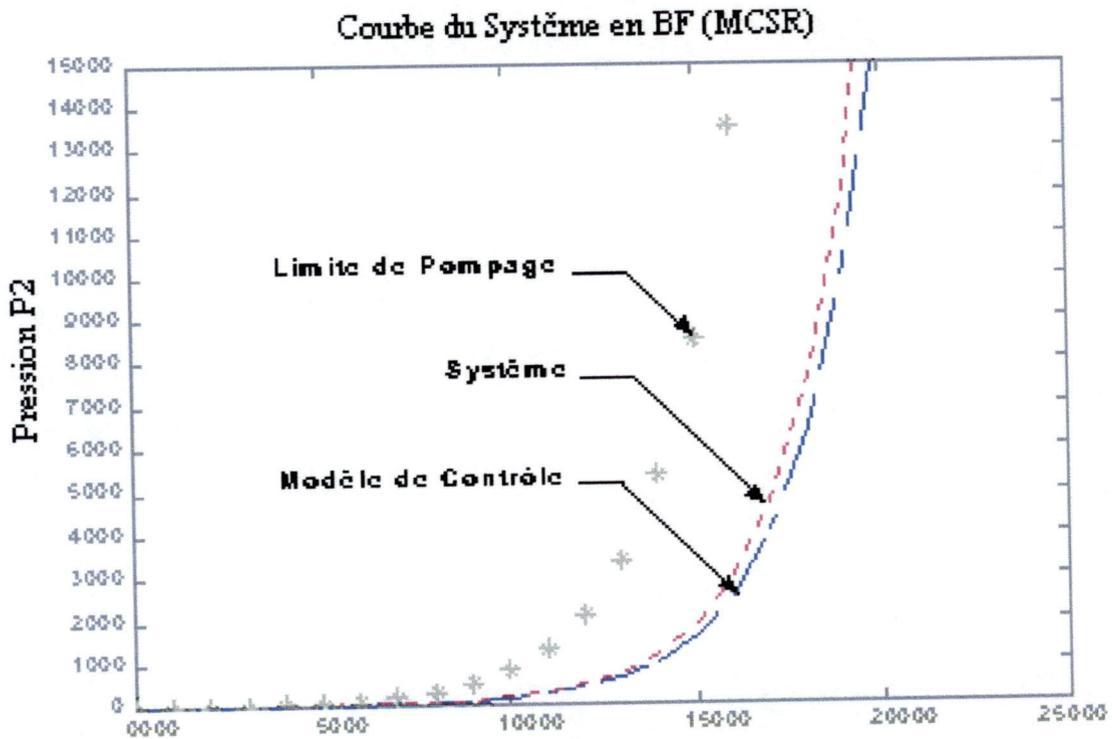


Figure IV-6 : Commande Auto ajustable Indirecte Du Système en B.F. (Identification Par MCPR)



**Figure IV-7 : Commande Auto ajustable Indirecte Du Système en B.F.
(Identification Par moindres MCGR)**



**Figure IV-8 : Commande Auto-ajustable Indirecte Du Système en B.F.
(Identification Par MCSR)**

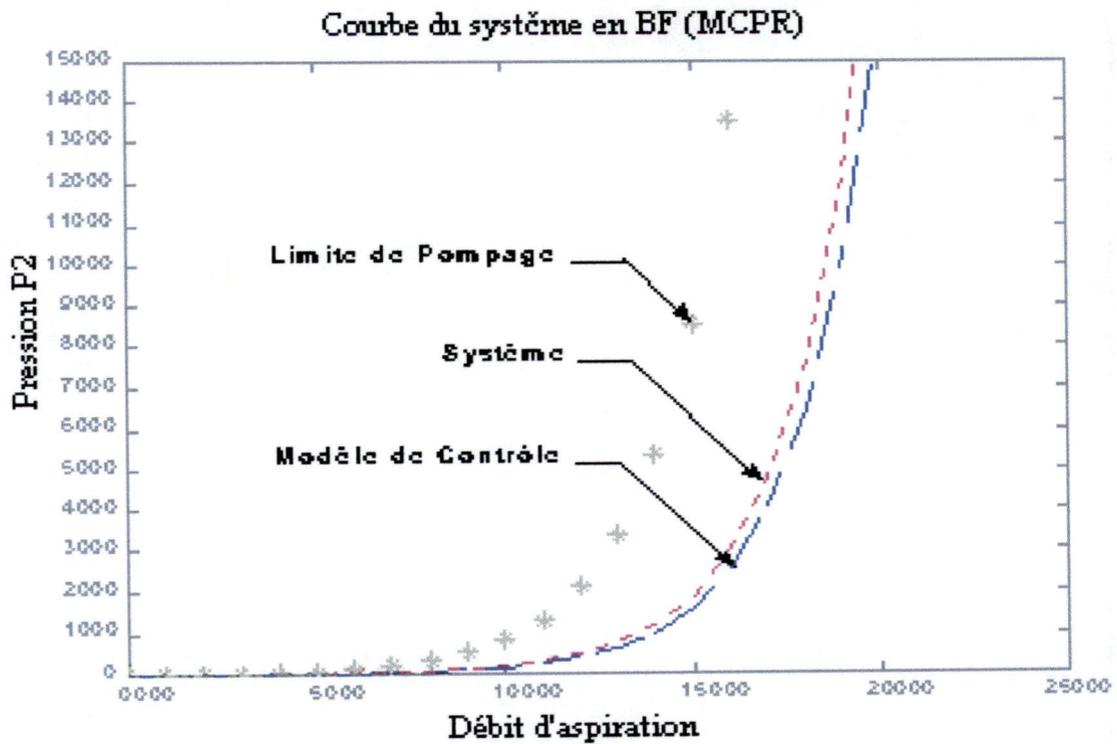


Figure IV-9 : Commande Auto-ajustable Indirecte Du Système en B.F. (Identification Par MCPR)

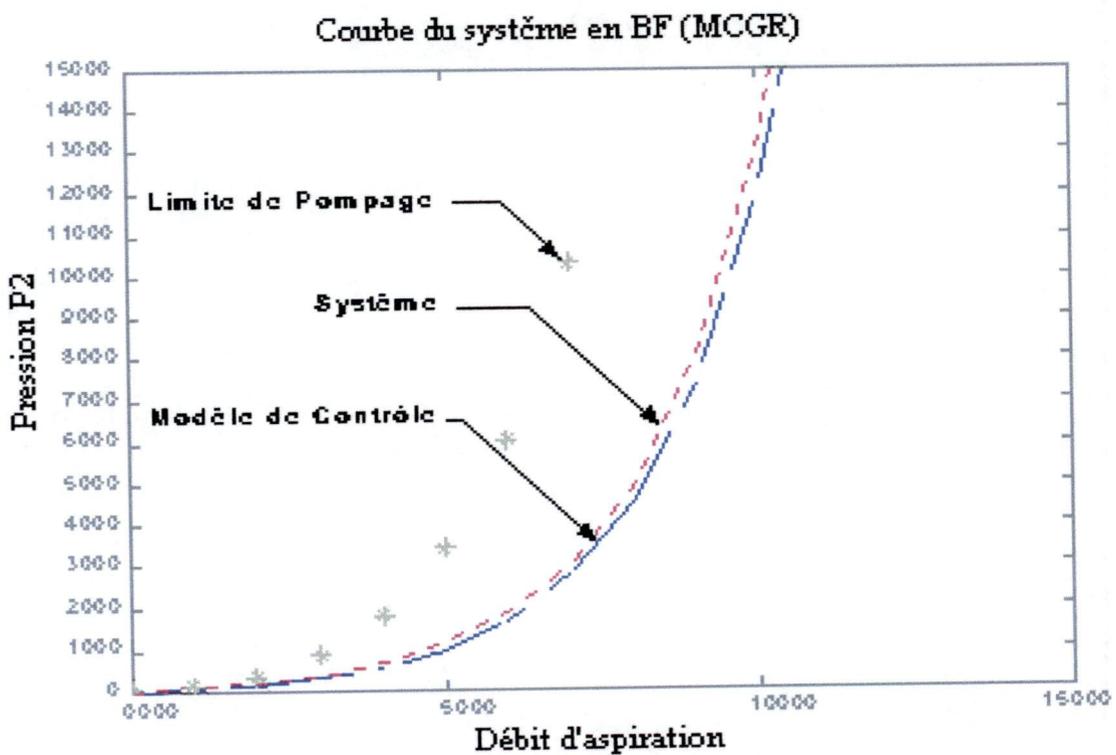


Figure IV-10 : Commande Auto-ajustable Indirecte Du Système en B.F. (Identification Par MCGR)

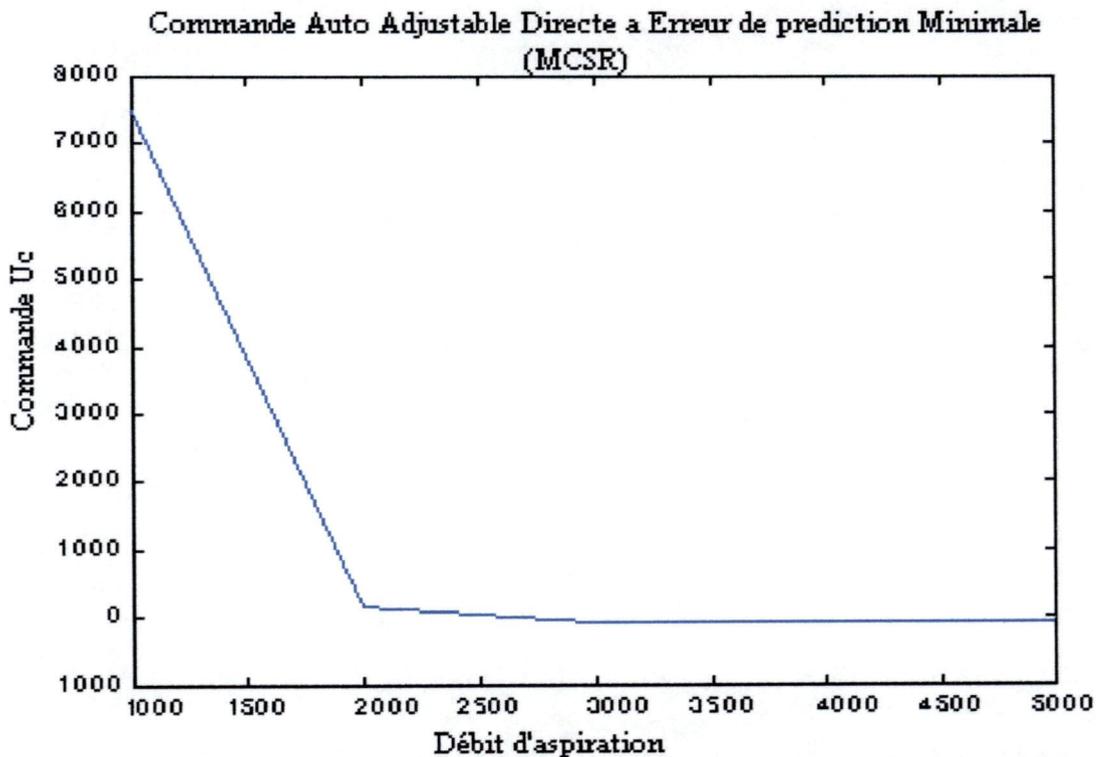


Figure IV-11 : Commande Auto-Ajustable directe à Erreur de Prédiction Minimale (Identification par MCSR cas, de la hauteur Polytropique)

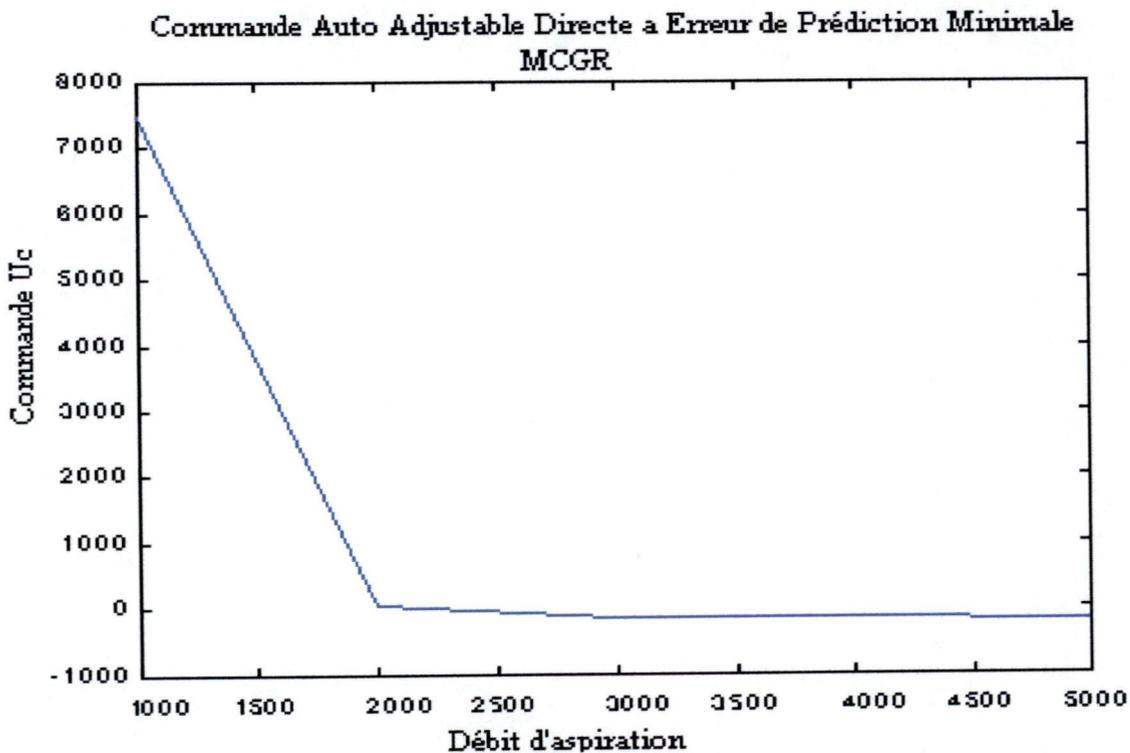


Figure IV-12 : Commande Auto-Ajustable directe à Erreur de Prédiction Minimale (Identification par MCGR cas, de la hauteur Polytropique)

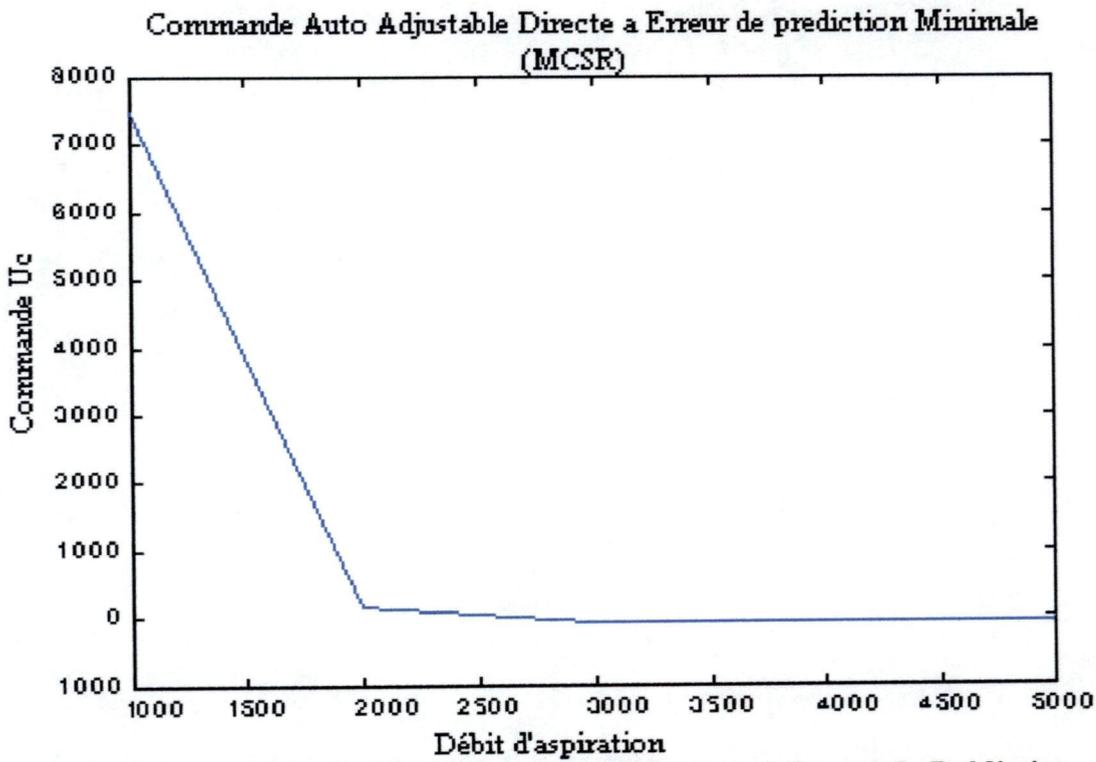


Figure IV-13 : Commande Auto-Ajustable directe à Erreur de Prédiction Minimale (Identification par MCSR cas, du taux de compression)

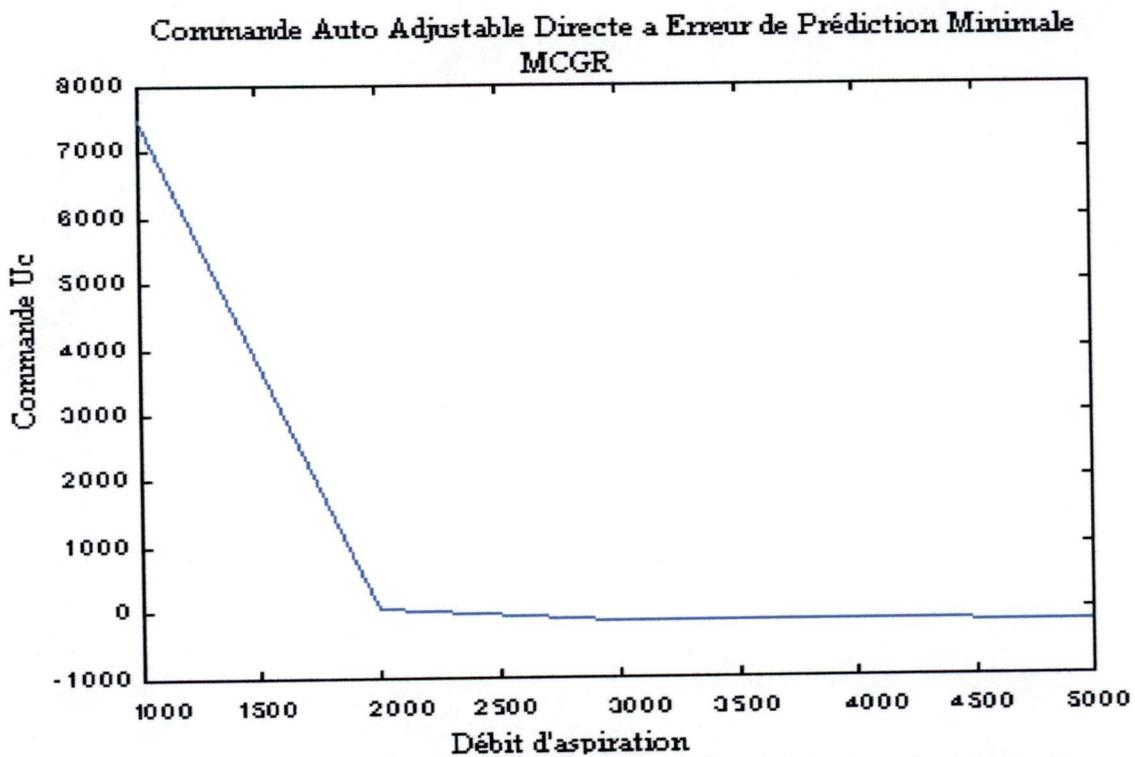


Figure IV-14 : Commande Auto-Ajustable directe à Erreur de Prédiction Minimale (Identification par MCGR cas, du taux de compression)

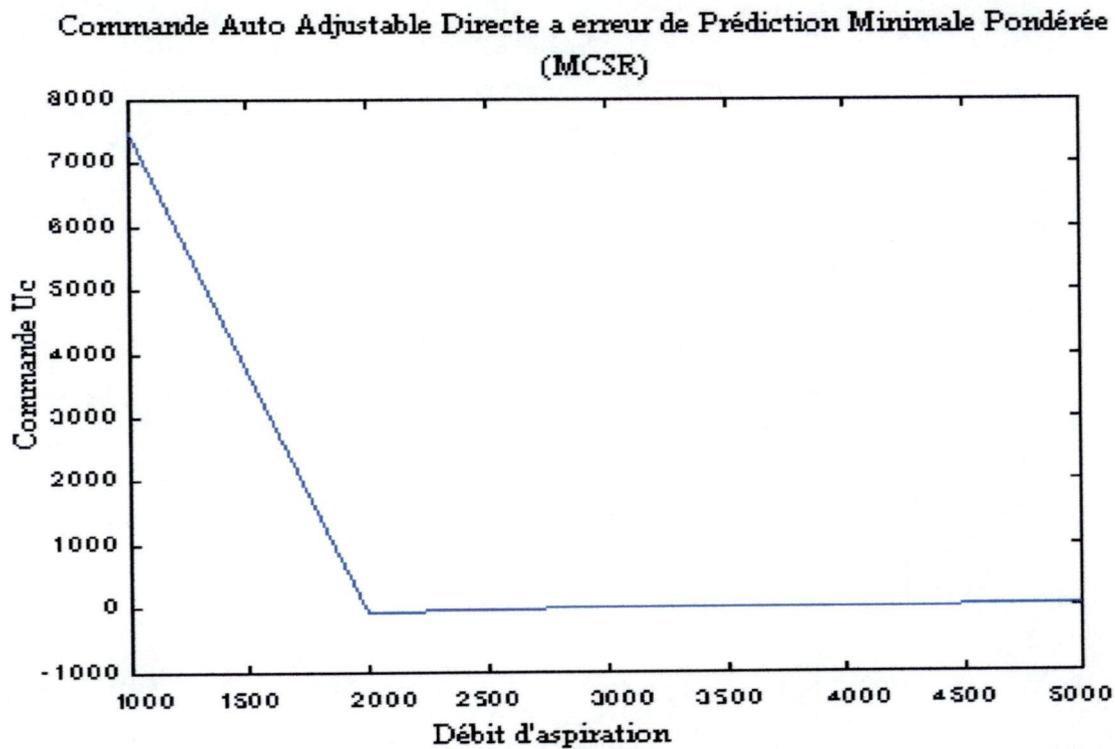


Figure IV-15 :Commande auto-ajustable directe à erreur de prédiction minimale Pondérée (Identification par MCSR cas, de la hauteur Polytropique)

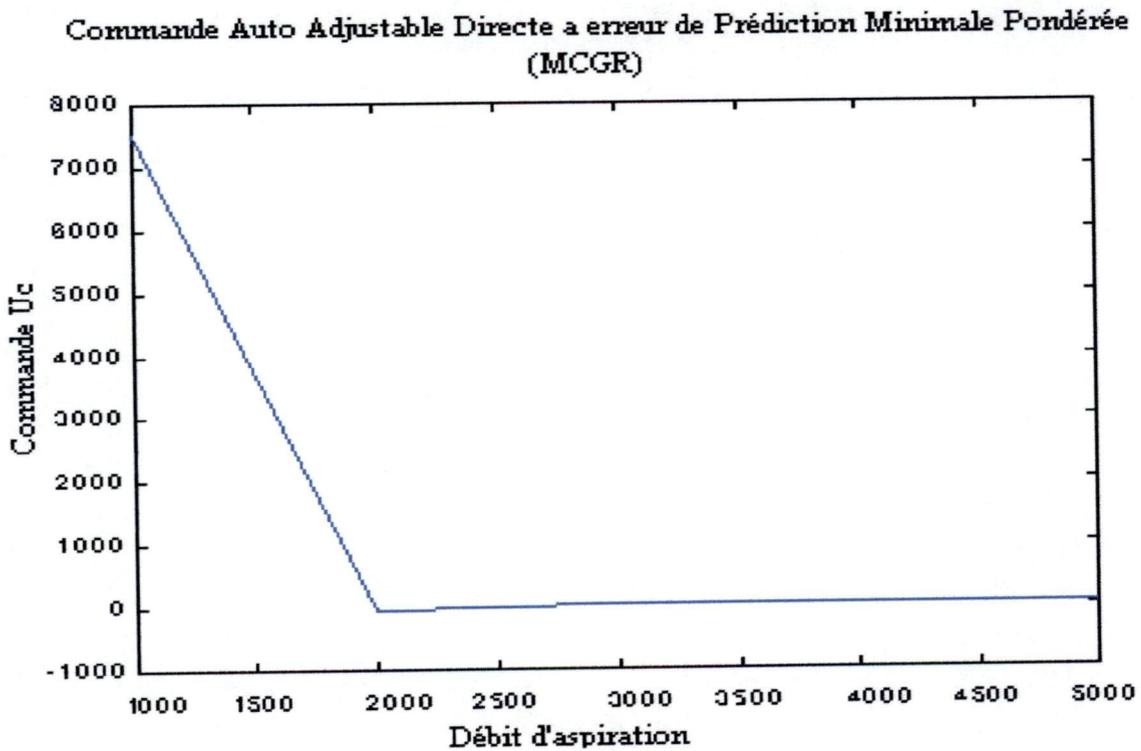


Figure IV-16 :Commande auto-ajustable directe à erreur de prédiction minimale Pondérée (Identification par MCGR cas, de la hauteur Polytropique)

Chapitre IV

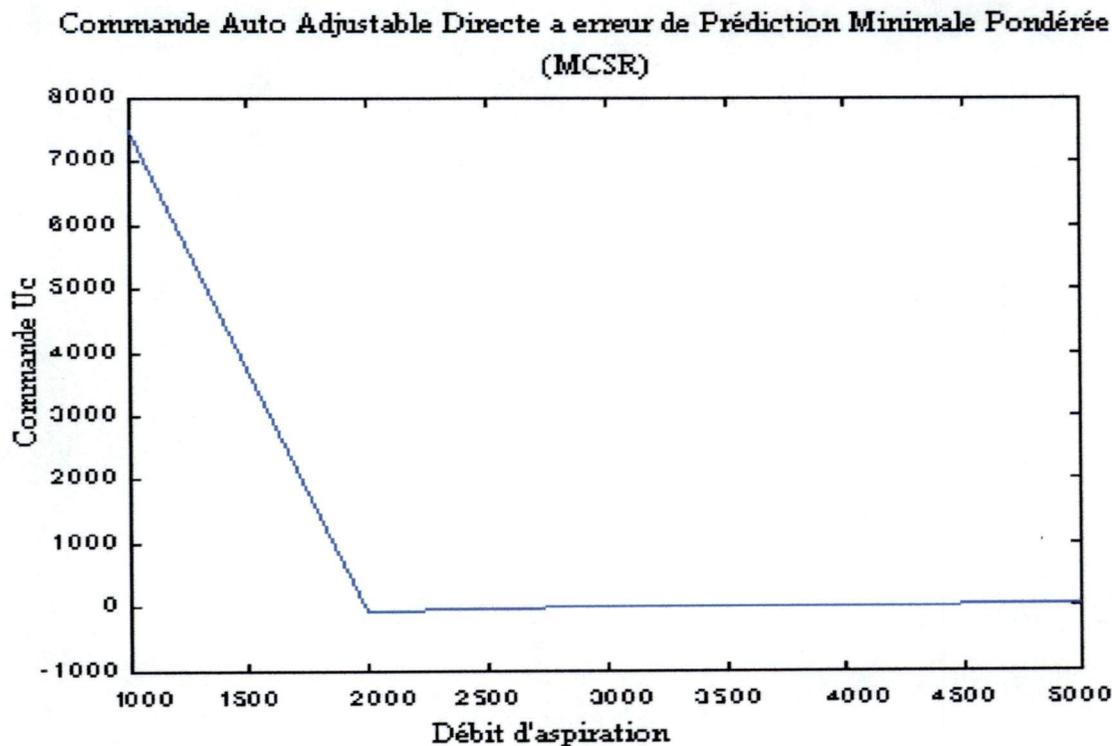


Figure IV-17 :Commande auto-ajustable directe à erreur de prédiction minimale Pondérée (Identification par MCSR cas, du taux de compression)

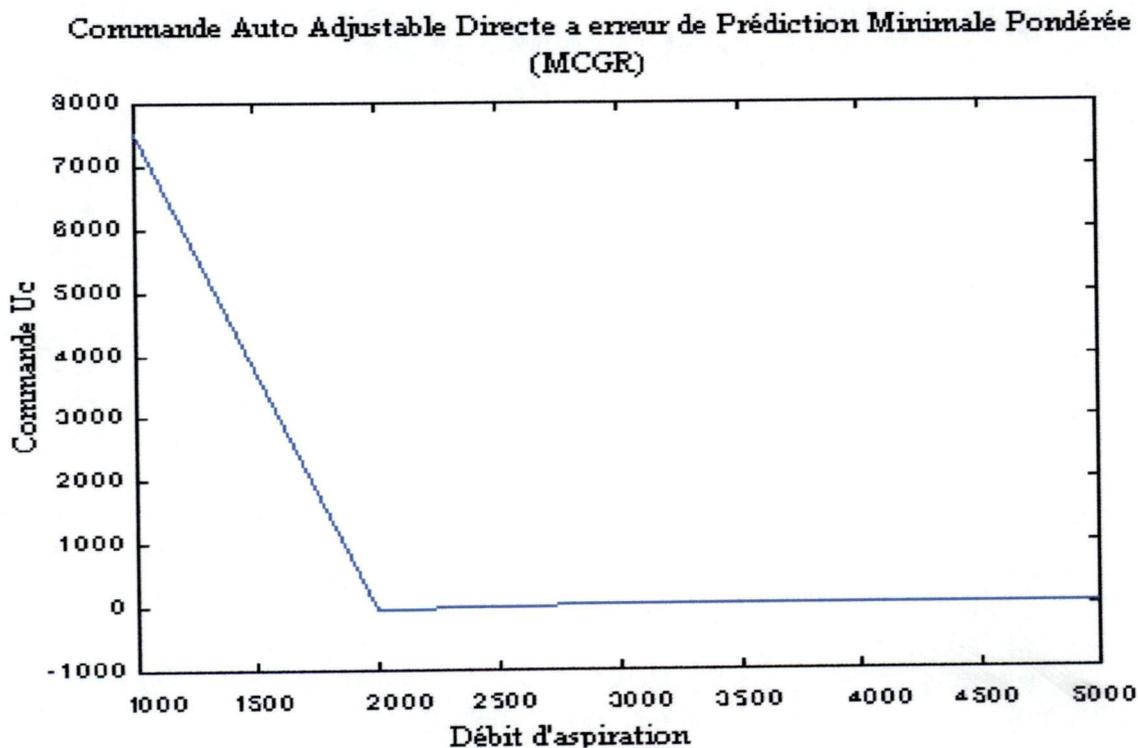


Figure IV-18 :Commande auto-ajustable directe à erreur de prédiction minimale Pondérée (Identification par MCGR cas, du taux de compression)

On introduit un polynôme de pondération $Q(z^{-1})$ de manière à pondérer l'énergie de commande .Il s'écrit sous la forme :

$$Q(z^{-1}) = \frac{\lambda(1-z^{-1})}{1+\alpha} \quad \lambda > 0; \quad -1 < \alpha \leq 0 \quad \text{(IV-31)}$$

Sans le précompensateur $T(z^{-1})$, la fonction du transfert en BF entre $y^*(t+1)$ et $y(t)$, s'écrit :

$$H_{BF} = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})S(z^{-1}) + A(z^{-1})Q(z^{-1}) + B(z^{-1})R(z^{-1})} = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})Q(z^{-1}) + B(z^{-1})P(z^{-1})} \quad \text{(IV-32)}$$

Dans une première étape, on calcule $R(z^{-1})$ par la méthode de la commande à objectifs indépendants même si le système est à phase non minimale . $R(z^{-1})$ et $S(z^{-1})$ sont solutions de :

$$A(z^{-1})S(z^{-1}) + R(z^{-1}) = P(z^{-1}) \quad \text{(IV-33)}$$

IV-3-1-2 Calcul de la loi de commande

De manière analogue au cas de poursuite et régulation à objectifs indépendants, on calcule les polynômes $R(z^{-1}), S(z^{-1})$.

L'équation du régulateur peut être obtenue en minimisant le critère suivant :

$$J(t+1) = [P(z^{-1})[y(t+1) - y^*(t+1)] + Q(z^{-1})u(t)]^2 \quad \text{(IV-34)}$$

et la loi de commande s'écrit :

$$D(z^{-1})(S(z^{-1}) + Q(z^{-1}))u(t) + R(z^{-1})y(t) = P(z^{-1})y^*(t+1) \\ ((1+S_2.z^{-1})+\lambda(1-z^{-1})/(1+\alpha)).(1-z^{-1}).u(t)+(R_1+(R_2.z^{-1}).y(t)= \\ (1 + P_2.z^{-1} + P_3.z^{-2})y^*(t+1) \quad \text{(IV-35)}$$

IV-3-2 Commande Adaptative à Variance Minimale

On cherche toujours à conduire les processus industriels, de façon à avoir un produit fini à qualité constante. Mais vu les perturbations agissant sur le système, on ne peut pas maintenir ces grandeurs de sortie constantes, on ne peut réduire que leurs variations et ceci au sens des moindres carrés. Le critère le plus adapté et le plus fonctionnel que nous allons considérer est la variance de la sortie, les objectifs de cette commande dans un environnement stochastique seront liés à la minimisation de l'effet de la perturbation. sur la poursuite d'une trajectoire ou sur les variations de la sortie dans le cas de la régulation [46],[34].

Algorithme de commande

Dans le cas d'un environnement stochastique, le procédé et la perturbation sont décrits par l'équation :

IV-2-4 Analyse des résultats

Les figures IV-5, IV-6, IV-7, IV-8, IV-9 et IV-10 montrent clairement que la commande auto-ajustable indirecte, donne de bons résultats. Le régulateur STR nous a permis de déplacer la courbe du système vers la droite en s'éloignant de la limite de pompage et en s'approchant de la ligne de contrôle, ainsi à chaque fois que le système s'approche de la limite de pompage, le régulateur STR le déplace en temps réel, vers la droite dans un temps très court.

Les résultats de simulation de la commande auto-ajustable directe basée sur la minimisation de l'erreur de prédiction minimale de la sortie sont illustrés par les figures (IV-11 à IV-14). Ces dernières montrent que l'erreur de sortie considérée est décroissante, dont cette dernière risque d'être négative ce qui nécessite l'intervention de la vanne de recyclage pour éviter le phénomène de pompage. La commande « U_c » s'approche de l'erreur nulle, alors à n'importe quel moment le système pourrait donc basculer en phase de pompage suite à un effet d'une petite perturbation.

Les résultats de simulation de la commande auto-ajustable directe basée sur la minimisation de l'erreur de prédiction pondérée de la sortie P_r/P_a sont illustrés par les figures (IV-15 à IV-18). Les résultats illustrés par les figures précédentes présentent de meilleures performances avec un temps de réponse très court. La sortie du compresseur suit rapidement la consigne désirée dans un temps très court en évitant le phénomène de pompage.

IV-3 Commande adaptative à variance minimale

IV-3-1 Commande adaptative avec pondération de l'entrée

Il s'agit de l'extension de la méthode de poursuite et régulation à objectifs indépendants aux modèles échantillonnés de procédé ayant un polynôme $B(z^{-1})$ avec des zéros stables ou instables. Cette extension s'obtient par la pondération de l'énergie de commande et le résultat du calcul par la méthode de poursuite et régulation à objectifs indépendants. L'effet de cette pondération se traduit par la modification du polynôme $S(z^{-1})$ du régulateur, ce qui a comme conséquence la non – simplification des zéros du procédé mais aussi une modification par rapport aux spécification des pôles en boucle fermée [5],[11],[12] .

IV-3-1-1 Algorithme de commande

On considère le modèle paramétrique linéaire perturbé suivant [18]:

$$A(z^{-1})y(t) = z^{-(d+1)}B(z^{-1})u(t) \tag{IV-30}$$

La structure du système en boucle fermée est comme suit :

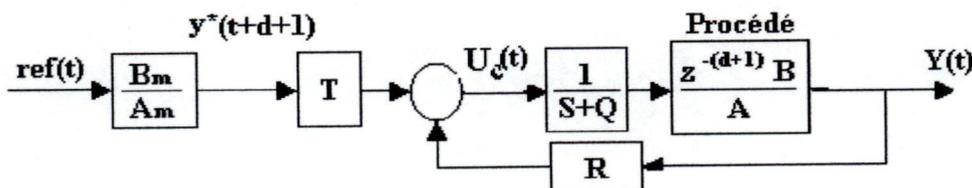


Figure IV-19 : Système de régulation adaptative avec pondération de l'entrée

$$A(z^{-1})y(t) = B(z^{-1})u(t) + C(z^{-1})e(t) \quad (IV-36)$$

Où $e(t)$ est une séquence de variation aléatoire indépendante normale de moyenne nulle et variance finie avec:

$$C(z^{-1}) = 1 + C_1z^{-1} + C_2z^{-2} + C_3z^{-3} + \dots + C_{nc}z^{-nc} \quad (IV-37)$$

La structure du système en BF se présente comme suite :

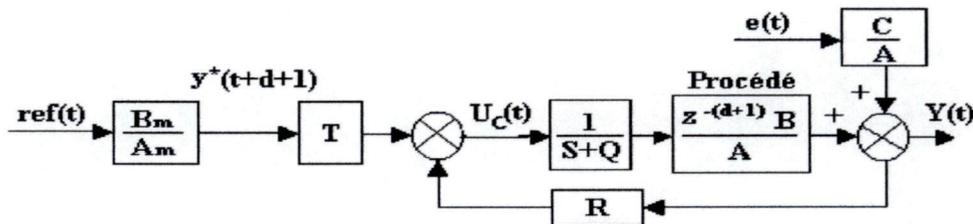


Figure (IV-20) : Principe du régulateur à variance minimale.

Dans cette partie de ce chapitre, nous avons déterminé les paramètres du régulateur STR, puis on a effectué une modification du polynôme $S(z^{-1})$ du régulateur par l'introduction d'un polynôme de pondération $Q(z^{-1})$ de manière à pondérer l'énergie de commande, puis on a déterminé les réponses indicielles du procédé, du modèle de contrôle et celle de la limite de pompage par les trois méthodes d'identification (MCSR, MCPR et MCGR) ; ces dernières sont illustrées sur les courbes de simulation .

Les figures (IV-21), (IV-22), (IV-23), (IV-24) et (IV-25) représentent les résultats de simulation de la commande adaptative avec pondération de l'entrée par les trois méthodes d'identification (MCSR,MCPR et MCGR).

Les figures (IV-26), (IV-27), (IV-28),(IV-29) et (IV-30) représentent les résultats de simulation de la commande adaptative à variance minimale par les trois méthodes d'identification (MCSR,MCPR et MCGR).

IV-3-3 Résultats de simulation

Les paramètres du système obtenus par la méthode des moindres carrés sont :

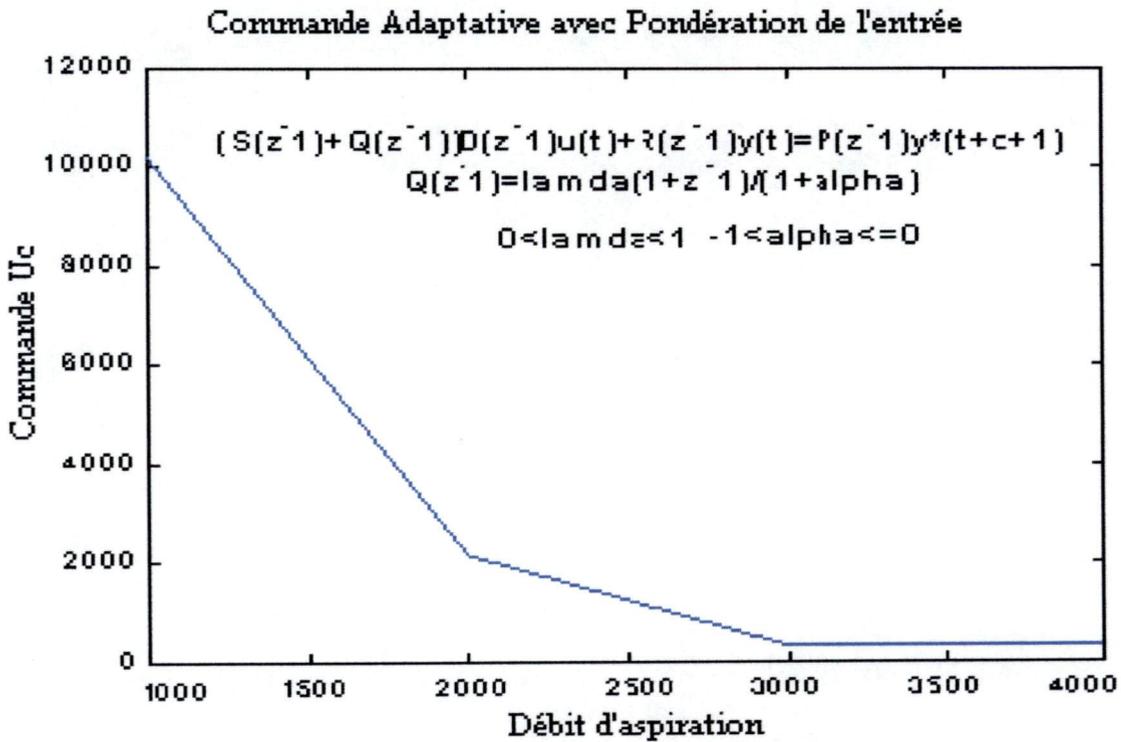


Figure IV- 21 : Commande adaptative avec pondération de l'entrée

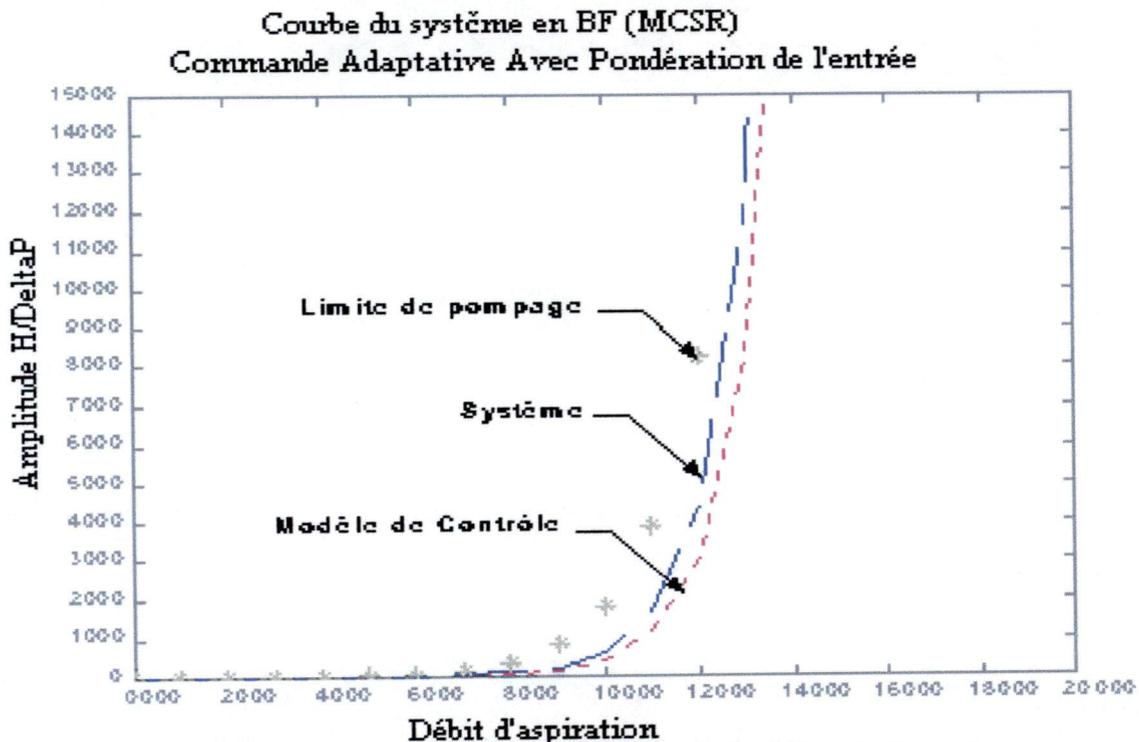


Figure IV-22 : Commande adaptative avec pondération de l'entrée (cas d'identification par MCSR)

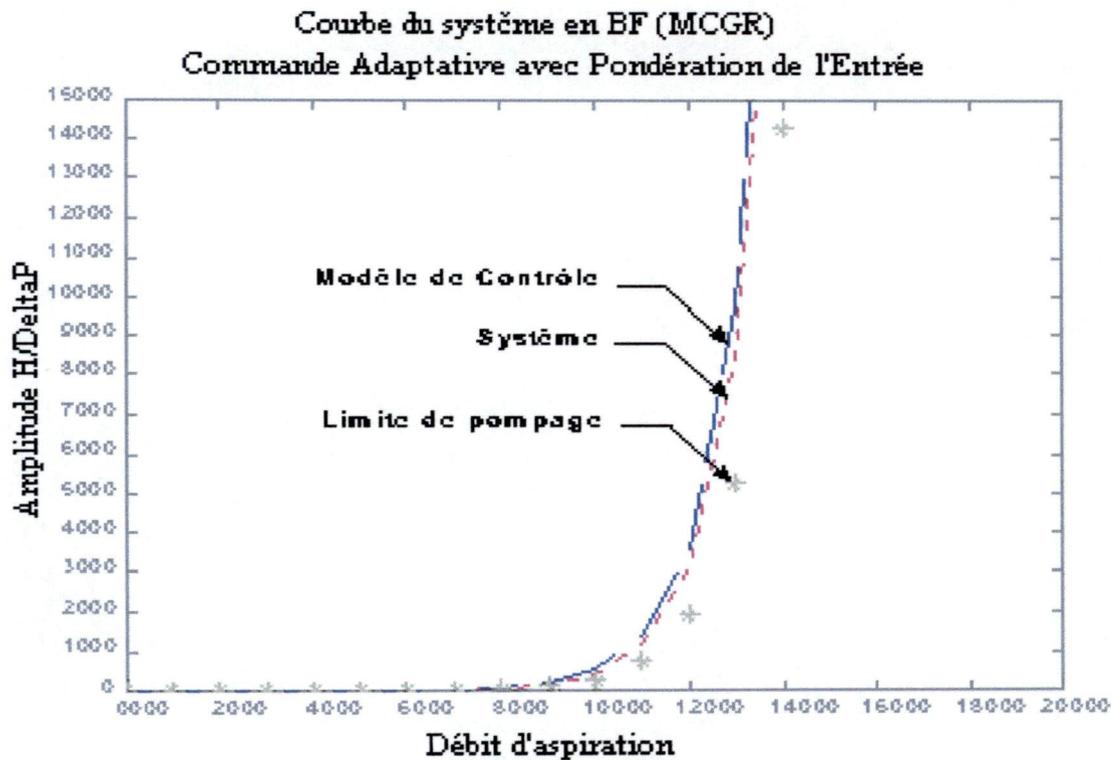


Figure IV-23 : Commande adaptative avec pondération de l'entrée
 (cas d'identification par MCGR)

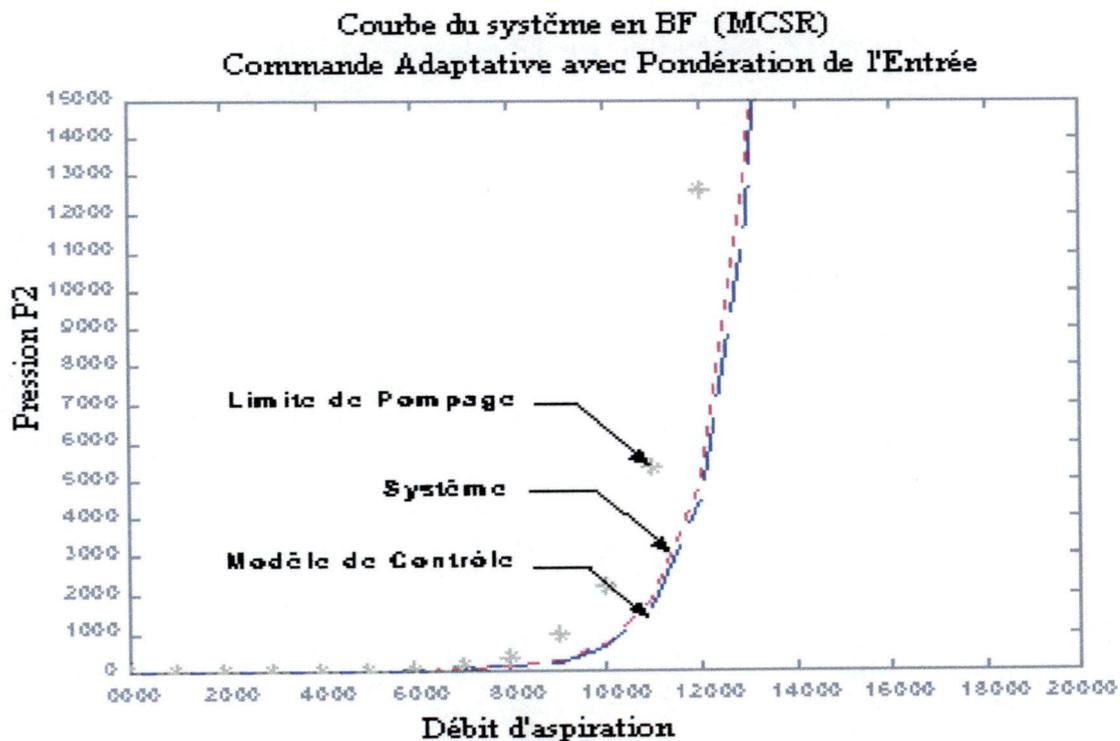


Figure IV-24 : Commande adaptative avec pondération de l'entrée
 (cas d'identification par MCSR)

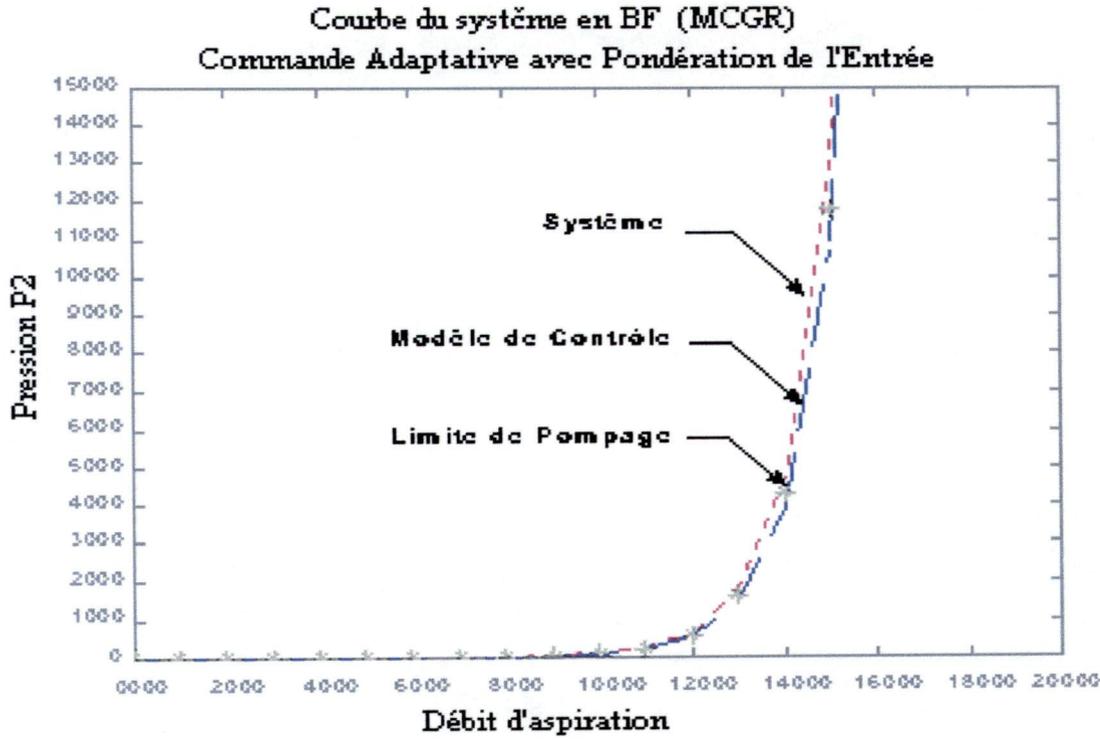


Figure IV-25 : Commande adaptative avec pondération de l'entrée (cas d'identification par MCGR)

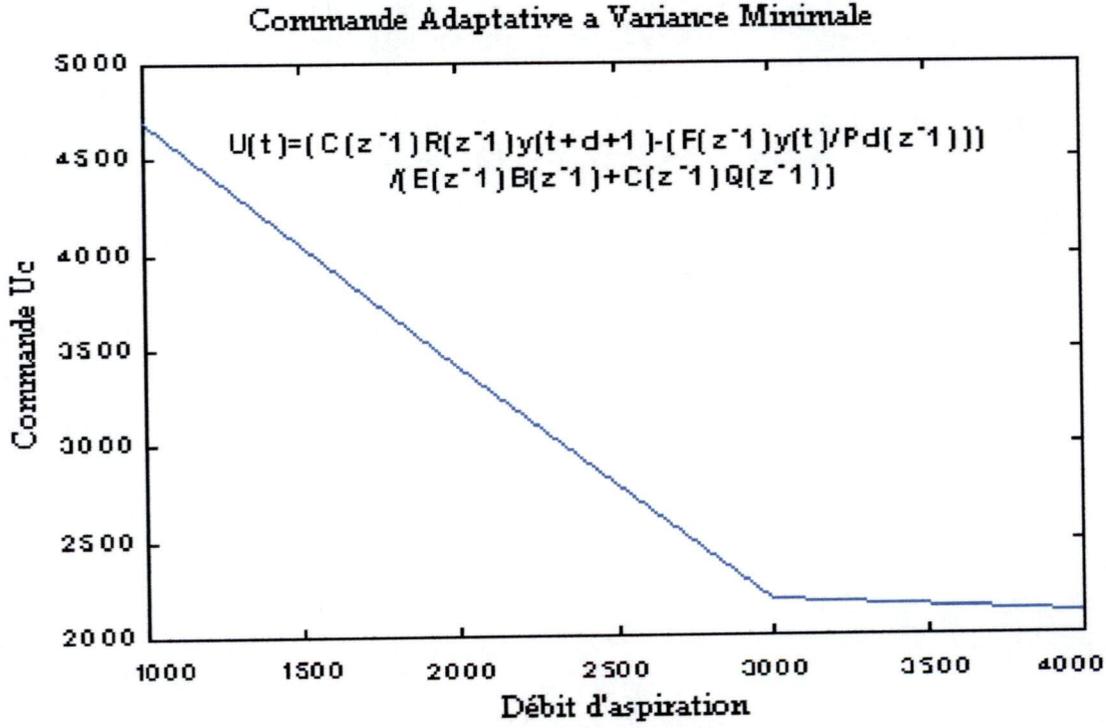


Figure IV-26 : Commande à variance minimale

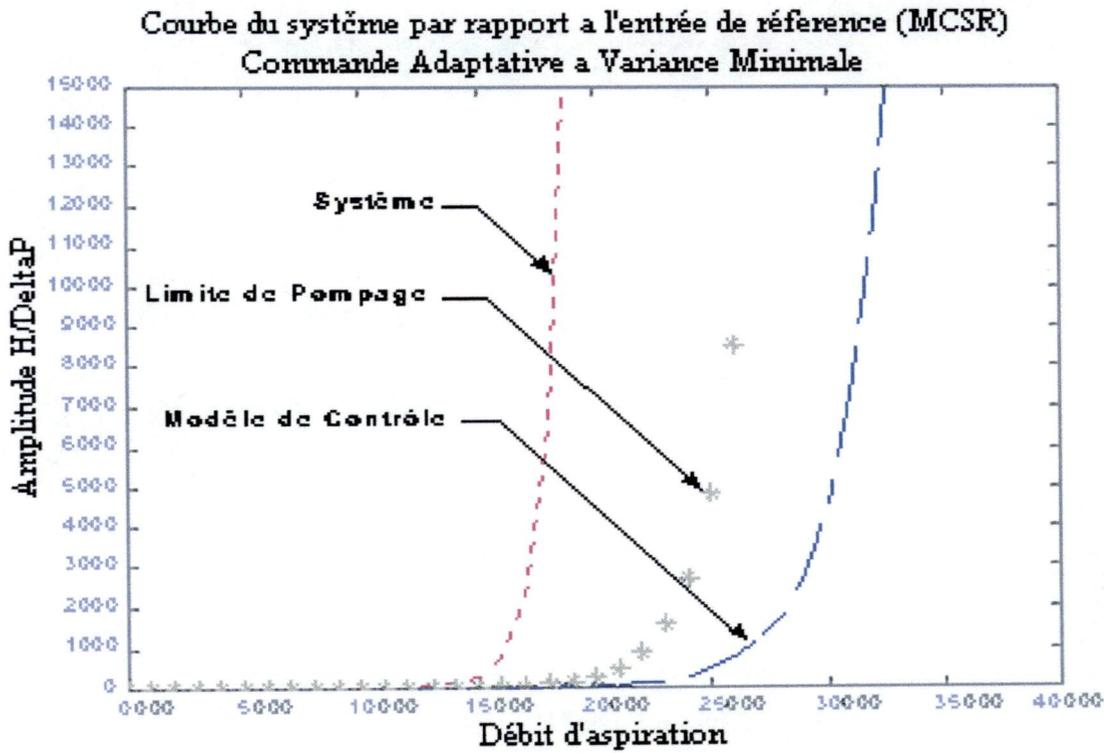


Figure IV-27 : Commande adaptative à variance minimale (cas d'identification par MCSR)

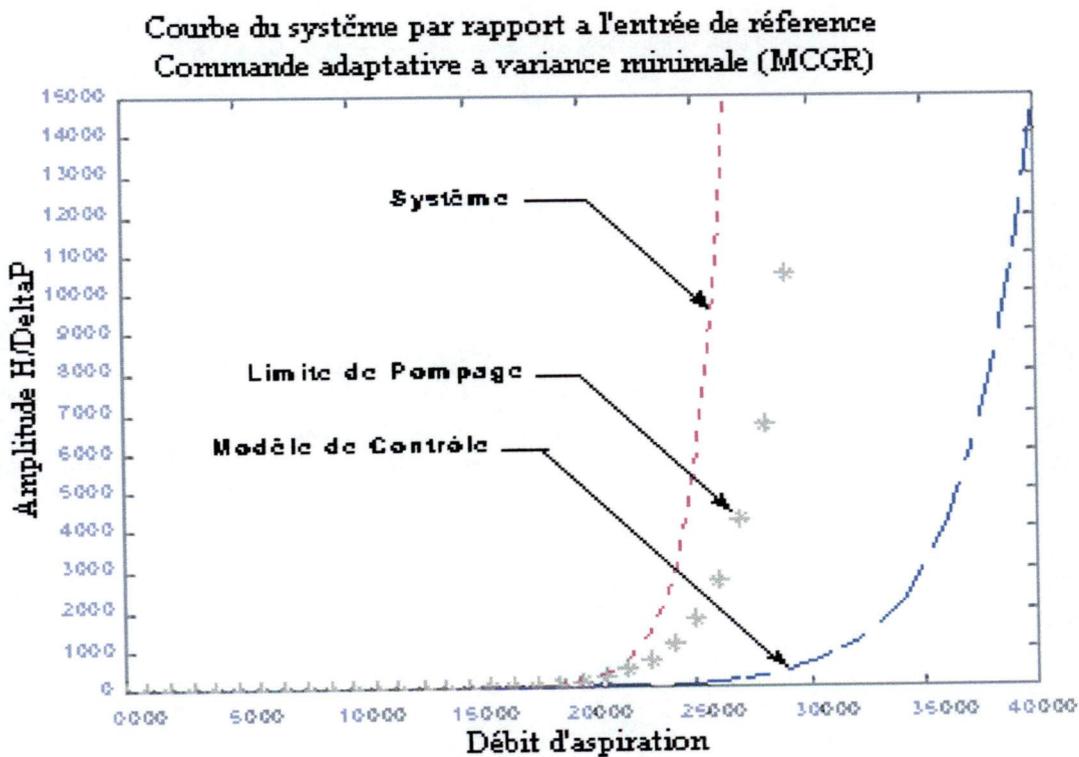


Figure IV-28 : Commande adaptative à variance minimale (cas d'identification par MCGR)

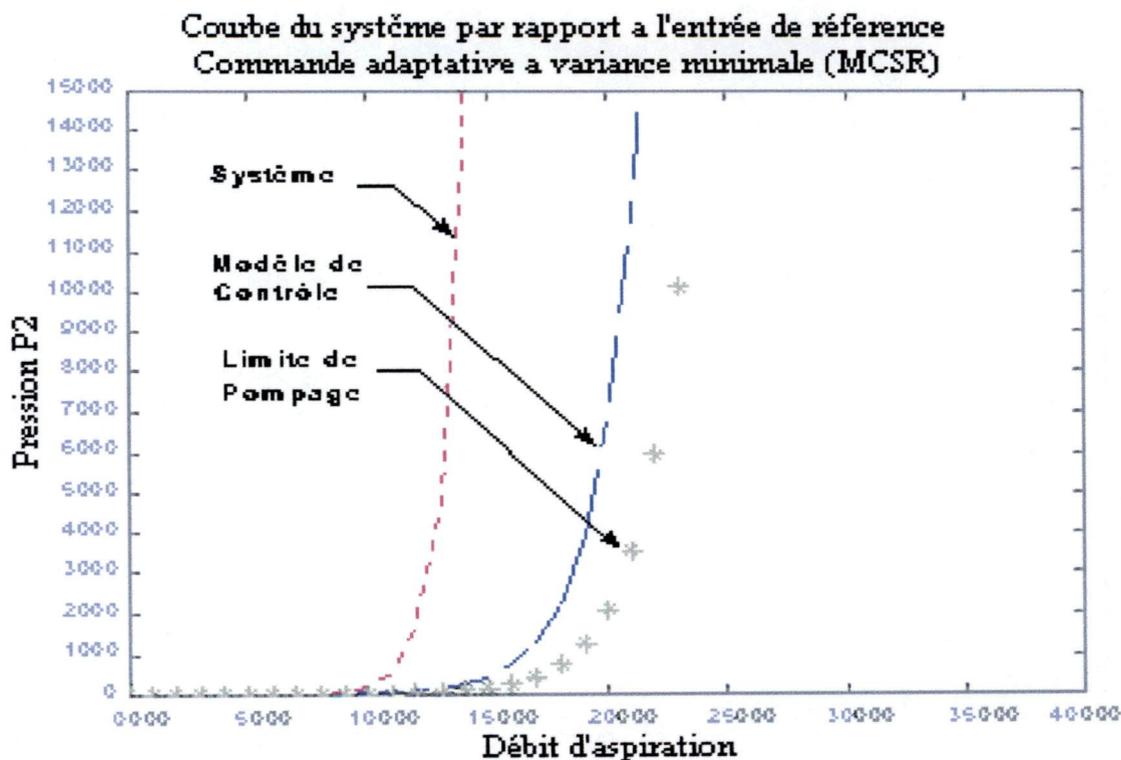


Figure IV-29 : Commande adaptative à variance minimale (cas d'identification par MCSR)

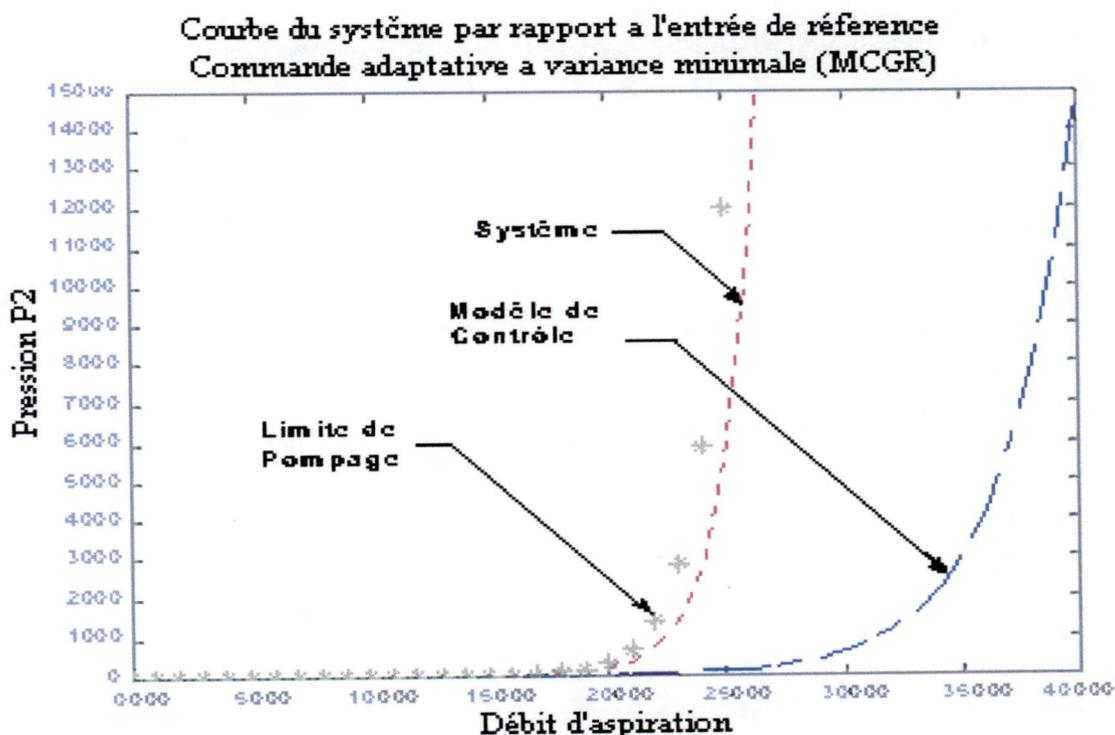


Figure IV-30 : Commande adaptative à variance minimale (cas d'identification par MCGR)

IV-3-4 Analyse des résultats

Cette technique se traduit par une modification du polynôme $S(z^{-1})$ du régulateur par la pondération λ [10] et [49], ce qui a par conséquence, la non simplification des zéros du système avec une modification des pôles du système par rapport aux spécifications des pôles désirés.

La figure (IV-21), nous donne des informations sur l'évolution de la sortie du compresseur par rapport à l'entrée qui est toujours décroissante dont la dernière nous assure une commande du compresseur « U_c » décroissante et qui s'approche du zéro.

Les figures (IV-22) et (IV-24), nous montrent que la commande pourra nous donner de bons résultats et atteindre les objectifs de la régulation anti-pompage dans un temps très court (cas d'identification par MCSR). Par contre les figures (IV-23) et (IV-25), montrent que le pompage est inévitable puisque la courbe du système passera complètement à droite de la courbe de pompage après un temps court (cas d'identification par MCGR).

Nous pouvons dire que le choix de la pondération λ est très important quand on applique cette méthode à un système par MCSR ou MCGR; une très légère variation du paramètre λ pourra faire basculer le système en phase de pompage.

Cette méthode, nous montre bien son efficacité si le système à commander possède des paramètres fixes dans le temps, ce qui ne nécessite pas la variation de λ . En résumé cette méthode permet :

- De réduire l'énergie de commande avec un seul paramètre de réglage λ .
- De traiter certains types de procédés ayant des modèles échantillonnés avec des zéros instables à condition d'avoir les pôles du système stables.

IV-4 Commande adaptative à modèle de référence

Nous nous intéressons dans cette partie, à développer les techniques adaptatives à modèle de référence. Ces techniques sont des outils puissants pour l'analyse de la convergence et de la synthèse des lois d'adaptation de ces structures ajustables [14],[15], [33] et [42].

Nous distinguons trois principales structures :

1. MRAS parallèle ;
2. MRAS série ;
3. MRAS série-parallèle ;

La structure MRAS parallèle est la plus utilisée ; elle est définie par le schéma suivant :

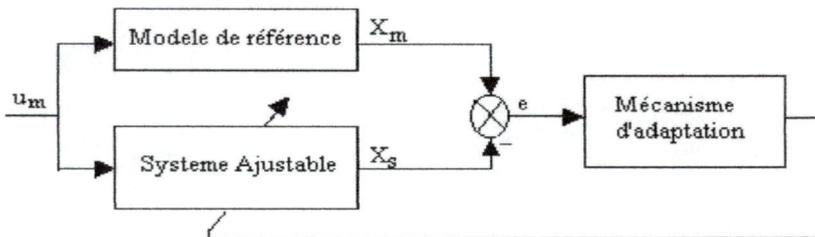


Figure IV-31 : Structure parallèle du MRAS

Avant de synthétiser les lois d'adaptation, certaines hypothèses de bases doivent être posées [33]:

1. Le modèle de référence doit être un système linéaire invariant dans le temps ;
2. Le modèle de référence et le système ajustable ont la même dimension ;
3. Durant le processus d'adaptation, les paramètres du système ajustable dépendent seulement du mécanisme d'adaptation ;

Cette ensemble d'hypothèses constitue le cas idéal et permet un traitement analytique direct du MRAS.

Les équations du modèle de référence et ceux du système ajustable se mettent sous la forme d'état suivante [26] et [36] :

$$\frac{dx_m}{dt} = A_m \cdot x_m + B_m \cdot u_m \quad \text{(IV-38)}$$

$$\frac{dx_s}{dt} = A \cdot x_s + B \cdot u_m \quad \text{(IV-39)}$$

Où :

x_m et x_s : Vecteurs d'état de dimension n.

u_m : Vecteur d'entrée de dimension m.

A_m et A : Matrices carrées de dimension (nxn).

B_m et B : Matrice de dimension (nxm).

Le modèle de référence est choisi stable et complètement contrôlable. Le système ajustable est choisi sous la forme d'un modèle linéaire variable dans le temps.

Le vecteur d'état de l'erreur généralisée est défini par [33] :

$$e = x_m - x_s \quad \text{(IV-40)}$$

L'objectif de la synthèse du MRAS est de trouver une loi d'adaptation paramétrique qui permet d'ajuster les matrices A et B tel que :

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0, \lim_{t \rightarrow \infty} A(e, t) = A_m \text{ et } \lim_{t \rightarrow \infty} B(e, t) = B_m \quad \text{(IV-41)}$$

IV-4-4 Commande linéaire par poursuite d'un modèle (LMFC)

Dans cette partie, nous nous intéressons à développer un contrôleur qui assure une poursuite parfaite d'un modèle de référence. La figure (IV-34) illustre la structure d'un tel contrôleur.

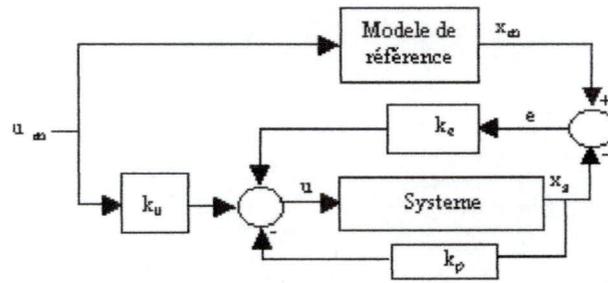


Figure IV-34 : Commande linéaire par poursuite d'un modèle

L'objectif de ce contrôleur est de minimiser l'erreur d'état e. La loi de commande est donnée par :

$$u = -k_p x_s + k_e e + k_u u_m \tag{IV-42}$$

Le système à commander est défini par :

$$\frac{dx_s}{dt} = A_s \cdot x_s + B_s u_m \tag{IV-43}$$

Où k_p , k_e et k_u sont des matrices de dimensions appropriées. Les paires (A_s, B_s) et (A_m, B_m) sont stabilisables.

Pour assurer une poursuite parfaite, la dynamique de l'erreur doit être imposée [34]. En utilisant les relations (IV-38), (IV-43), (IV-40) et (IV-42), cette dynamique sera définie par :

$$\frac{de}{dt} = (A_m - B_s \cdot K_e) e + (A_m - A_s + B_s \cdot K_p) \cdot x_s + (B_m - B_s \cdot K_u) \cdot u_m \tag{IV-44}$$

Ainsi, il suffit d'imposer la condition suivante :

$$(A_m - A_s + B_s \cdot K_p) \cdot x_s + (B_m - B_s \cdot K_u) \cdot u_m = 0 \tag{IV-45}$$

Dans le cas où x_s et u_m sont indépendants, nous avons :

$$\begin{cases} B_s K_p = A_s - A_m \\ B_s K_u = B_m \end{cases} \tag{IV-46}$$

La dynamique de l'erreur est définie par la matrice $[A_m - B_s \cdot K_e]$, qui doit être une matrice d'Hurwitz. Des équations (IV-46) nous aboutissons à :

$$\begin{cases} K_p = B_s^+ (A_s - A_m) \\ K_u = B_s^+ B_m \end{cases} \tag{IV-47}$$

$B_s^+ = (B_s^t \cdot B_s)^{-1} \cdot B_s^t$: La pseudo inverse de B_s .

En utilisant les expressions de K_p et de K_u dans (IV-46), nous aboutissons à :

$$\begin{cases} (I - B_s \cdot B_s^+)(A_s - A_m) = 0 \\ (I - B_s \cdot B_s^+)B_m = 0 \end{cases} \quad \text{(IV-48)}$$

Ces conditions sont connues sous le nom de conditions d'Ezenberger . Une fois ces conditions sont satisfaites, la poursuite du modèle défini par (IV-43) à la référence X_m est assurée.

IV-4-5 Commande adaptative par poursuite d'un modèle (AMFC)

Dans le cas où les paramètres du système sont inconnus ou variables dans le temps, la commande linéaire par poursuite d'un modèle n'est plus applicable. Nous utilisons alors la commande adaptative . L'élaboration d'une telle loi, peut se faire de deux manières [34] :

1. Adaptation paramétrique (Figure IV-35) ;
2. Adaptation par signal de synthèse (Figure IV-36) ;

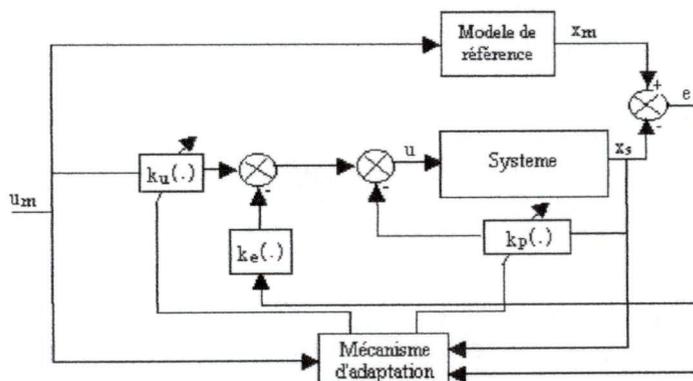


Figure VI-35 : MRAS parallèle avec adaptation paramétrique.

Dans le cas de l'adaptation paramétrique, l'entrée du système est exprimée par:

$$u = -k_p(e,t)x_s + k_u(e,t)u + k_e e \quad \text{(IV-49)}$$

Où $k_p(e,t)$ et $k_u(e,t)$ sont des matrices variables dans le temps dépendantes de e et k_e une matrice constante.

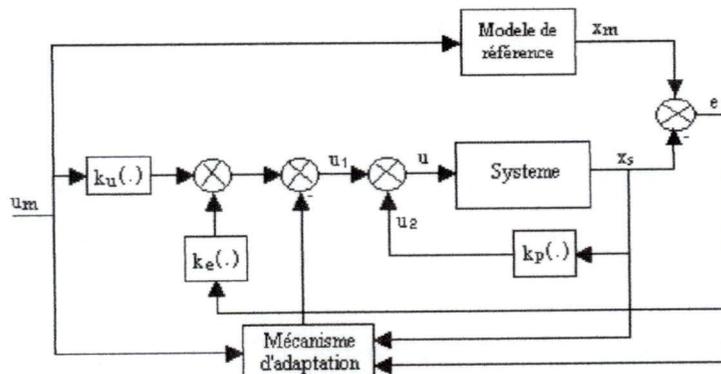


Figure IV-36 : MRAS parallèle avec adaptation par signal de synthèse.

$k_p(e, t)$ et $k_u(e, t)$ peuvent être exprimées par [33] :

$$k_p(e, t) = k_p - \Delta k_p(e, t) \text{ et } k_u(e, t) = k_u + \Delta k_u(e, t) \quad (\text{IV-50})$$

Où k_p et k_u sont des matrices constantes, déterminées à partir du LMFC.

Avec cette décomposition, on peut écrire :

$$u = u_1 + u_2 \quad (\text{IV-51})$$

$$\text{Où : } \begin{cases} u_1 = -k_p x_s + k_u u_m + k_e e \\ u_2 = \Delta k_p(e, t) x_s + \Delta k_u(e, t) u_m \end{cases} \quad (\text{IV-52})$$

L'entrée u_1 du système représente la commande linéaire, l'entrée u_2 est la contribution de la commande adaptative. Cette technique est connue sous le nom de l'adaptation par signal de synthèse. Nous constatons que les deux techniques sont équivalentes.

Pour synthétiser la loi d'adaptation, il suffit de transformer la structure de la figure (VI-31), sous forme de celle de la figure (IV-34). En utilisant les équations (IV-43), (IV-48) et (IV-50) nous trouvons :

$$\frac{dx_s}{dt} = (A_s - B_s k_p + B_s \Delta k_p(e, t)) x_s + B_s (k_u + \Delta k_u(e, t)) u_m + B_s k_e e \quad (\text{IV-53})$$

En comparant cette équation avec celle du système ajustable nous trouvons :

$$\begin{cases} A(e, t) = A_s - B_s k_p + B_s \Delta k_p(e, t) \\ B(e, t) = B_s - (k_u + \Delta k_u(e, t)) \end{cases} \quad (\text{IV-54})$$

L'équation (IV-53) devient alors :

$$\frac{dx_s}{dt} = A(e, t) x_s + B(e, t) u_m + B_s k_e e \quad (\text{IV-55})$$

La stabilité asymptotique du système est assurée si la matrice de transfert du bloc linéaire [33] :

$$H(s) = D(sI - A_m + B_s k_e)^{-1} \quad (\text{IV-56})$$

$$\frac{de}{dt} = (A_m - B_s k_e) e + (A_m - A_s + B_s (k_p - \Delta k_p(e, t))) x_s + (B_m - B_s (k_u + \Delta k_u(e, t))) u_m \quad (\text{IV-57})$$

La poursuite est parfaite si la condition suivante est vérifiée:

$$\begin{cases} B_s k_p^0 = A_s - A_m \\ B_s k_u^0 = B_m \end{cases} \quad (\text{IV-58})$$

Tel que :

$$k_p^0 = k_p + \Delta k_p(e, t) \tag{IV-59}$$

$$k_u^0 = k_u + \Delta k_u(e, t) \tag{IV-60}$$

IV-4-6 Commande adaptative simplifiée (AMFCS)

La synthèse de la commande adaptative par poursuite d'un modèle AMFC, nécessite la disponibilité d'un modèle de connaissance linéaire, vérifiant les conditions d'Erzenberger, pour le calcul de k_u et k_p . Nous cherchons dans cette partie à développer un contrôleur avec le minimum d'information sur le système. C'est un contrôleur dans lequel, la commande provient totalement du mécanisme d'adaptation et ne suppose aucune implémentation préalable d'un contrôleur non adaptatif. La structure d'un tel contrôleur est illustrée dans la figure (VI-37) :

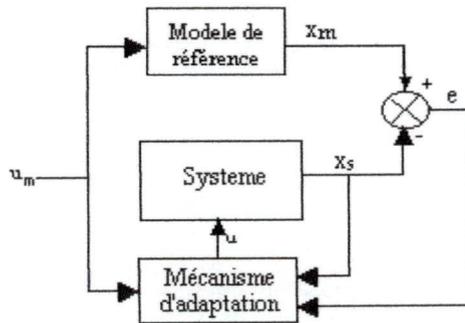


Figure IV-37 : Structure du AMFCS

Ce contrôleur peut être déduit directement du AMFC, par imposition de l'hypothèse suivante :

$$k_e = k_p = k_u = 0 \tag{IV-61}$$

La synthèse d'un tel contrôleur est similaire à la précédente, en utilisant l'outil des systèmes adaptatifs à modèle de référence. La commande définie par (IV-53) et (IV-44) devient :

$$u = \Delta k_p(e, t)x_s + \Delta k_u(e, t)u_m \tag{IV-62}$$

La dynamique de l'erreur est alors définie par :

$$\frac{de}{dt} = A_m e + (A_m - A_s - B_s \Delta k_p(e, t))x_s + (B_m - B_s \Delta k_u(e, t))u_m \tag{IV-63}$$

Le système ajustable est :

$$\frac{dx}{dt} = A(e, t)x_s + B(e, t)u_m \tag{IV-64}$$

avec :

$$\begin{cases} A(e, t) = A_s + B_s \Delta k_p(e, t) \\ B(e, t) = B_s \Delta k_u(e, t) \end{cases} \tag{IV-65}$$

La loi d'adaptation est déterminée à partir des équations (IV-41), (IV-65), et (IV-62). Dans cette partie de ce chapitre, nous avons essayé de minimiser l'erreur entre le système à ajuster et le modèle de référence, puis la détermination d'un algorithme de commande en mémorisant les données obtenues dans les étapes précédentes.

Les figures (IV-38), (IV-39), (IV-40), représentent les résultats de simulation de la commande adaptative avec modèle de référence.

IV-4-7 Résultats de simulation

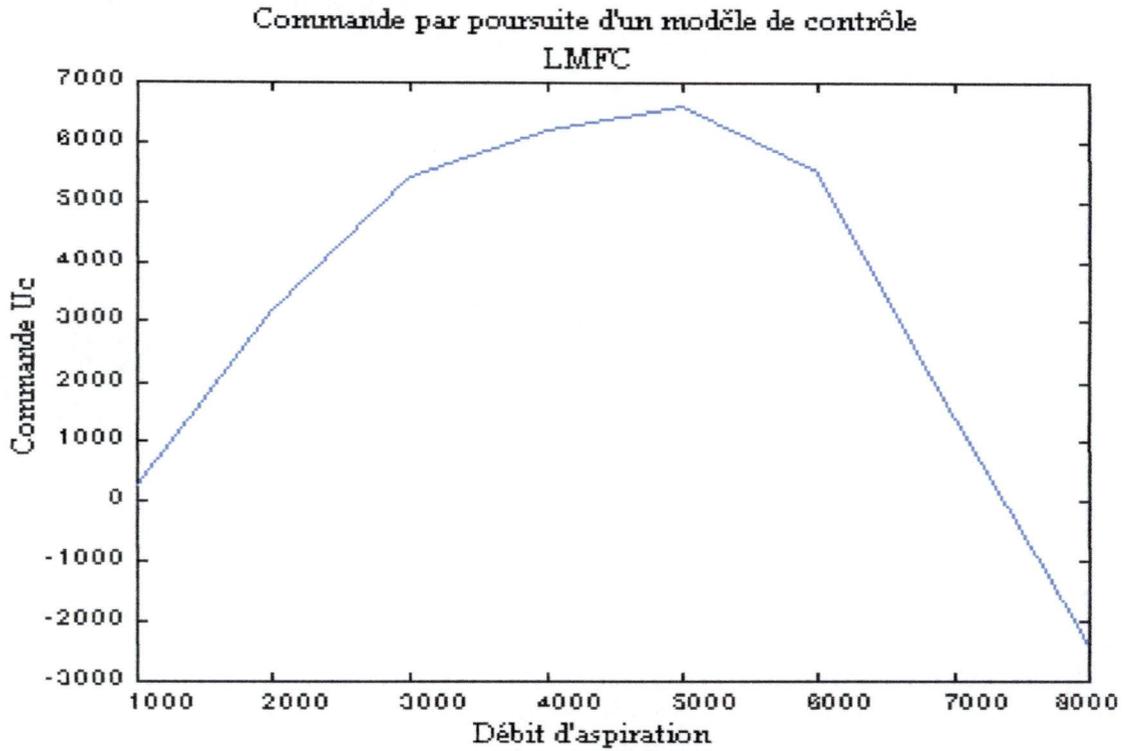


Figure IV-38 : Commande par poursuite d'un modèle de référence.

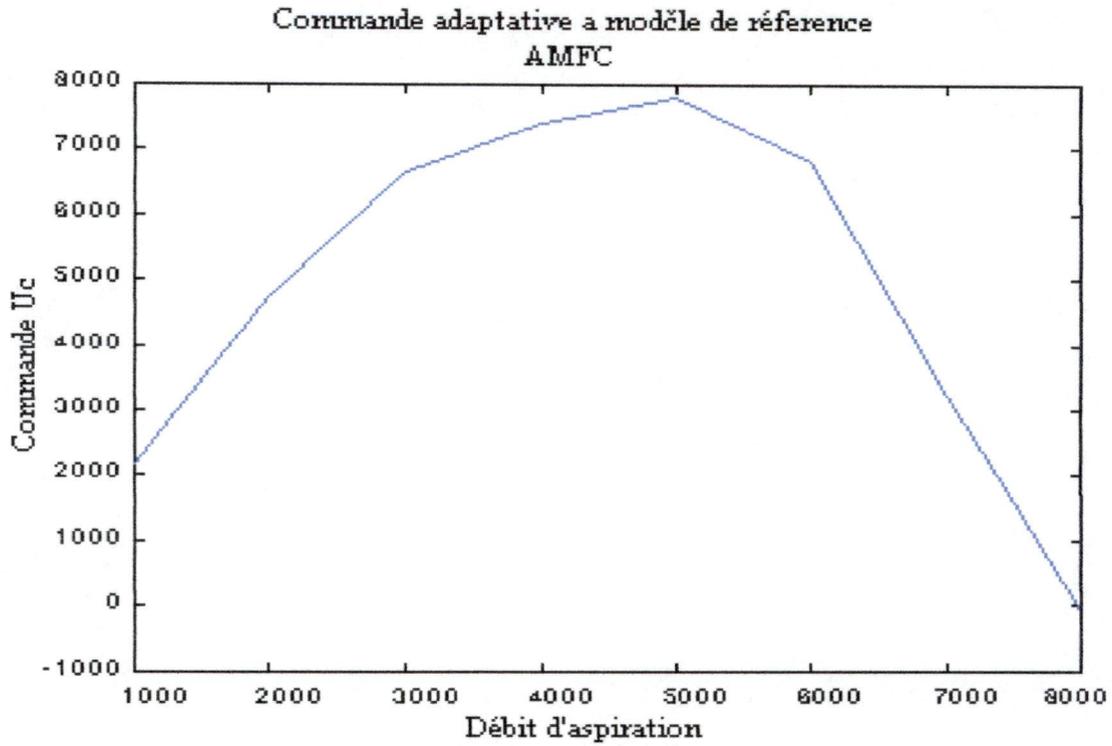


Figure IV-39 : Commande adaptative à modčle de rčference.

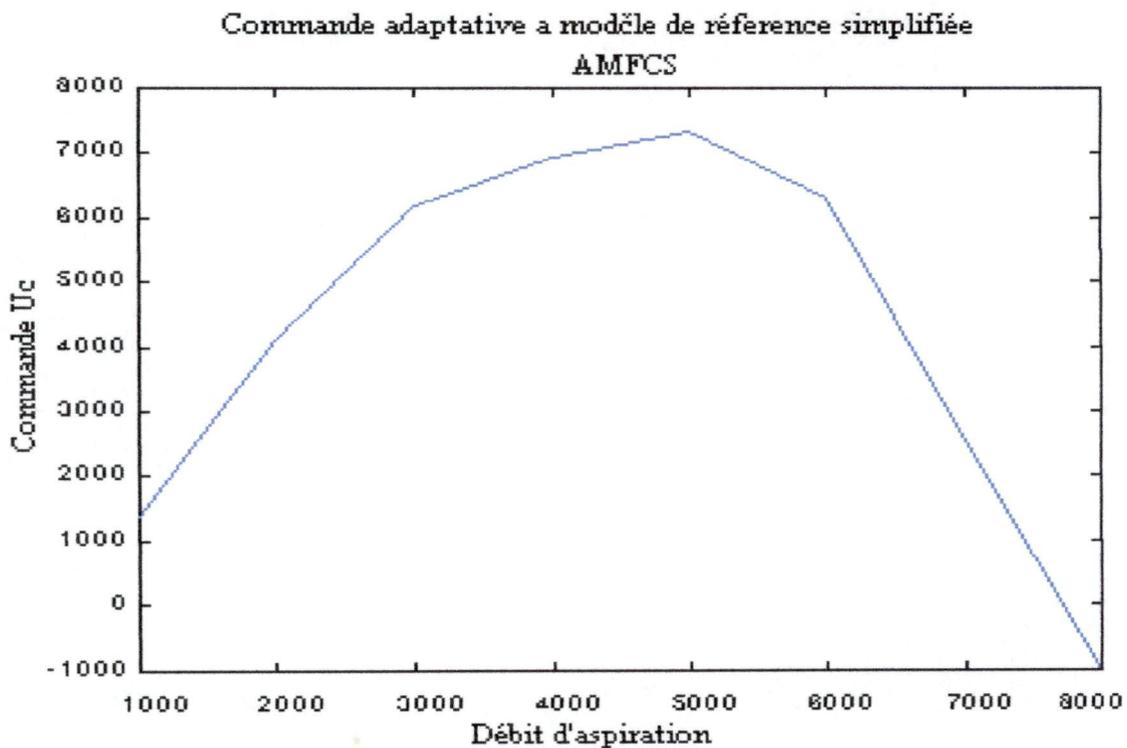


Figure IV-40 : Commande adaptative à modčle de rčference simplifiče.

IV-4-8 Analyse des rčsultats

Dans les rčsultats illustrés par les figures IV-38, IV-39 et IV-40, on constate que la commande à modčle de rčference, donne dans tous les cas de bons rčsultats car la commande

est croissante ce qui nécessite une grande énergie de commande au démarrage, puis décroissante après un temps très court.

La figure (IV-38), montre que la commande est décroissante après l'étape de démarrage. L'objectif du contrôleur LMFC est de minimiser l'erreur entre le système et le modèle de référence, alors la méthode n'est pas adéquate dans le cas où les paramètres du système sont variables dans le temps.

La figure (IV-39) est le résultat de la commande adaptative par poursuite d'un modèle de référence. La loi de commande dans cette dernière est croissante puis décroissante après un temps très court ce qui nécessitera une faible énergie pour le fonctionnement du compresseur après l'étape de démarrage.

La figure (IV-40), représente la forme simplifiée de la commande adaptative par poursuite d'un modèle de référence. La commande utilisée pour commander le compresseur est faible après la séquence de démarrage.

IV-5 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, la commande auto-ajustable indirecte à placement de pôles est présentée tout en développant l'approche basé sur l'erreur de prédiction minimale, ainsi que la pondération de la commande .

La première structure de commande (STR), présente de très bonnes performances. Cependant, elle nécessite un temps de calcul très lourd pour la résolution de l'équation de Diophantine. Pour surmonter ce problème, la commande est calculée directement en fonction des paramètres estimés en supposant que l'erreur de poursuite est nulle en régime permanent, c'est l'approche direct de la commande auto-ajustable. Cette technique de commande offre de très bons résultats, sous réserve du choix d'une bonne pondération.

La mise en œuvre de la commande auto-ajustable, consiste finalement à modifier les coefficients du régulateur en fonction de l'évolution des paramètres du système, et elle permet aussi de maintenir le critère de performance à un niveau optimale.

La deuxième partie porte sur la stratégie de commande à variance minimale. Elle peut s'appliquer seulement pour la commande de systèmes à zéros asymptotiquement stables (systèmes à minimum de phase). Les résultats obtenus montrent que la commande du compresseur « Uc » est toujours positive ce qui garantit un débit d'aspiration toujours supérieur au débit de refoulement et évite le phénomène de pompage, ainsi le débit de refoulement après un temps très court suit le débit d'aspiration (consigne) sans passer au phénomène de pompage en séquence de démarrage sous réserve d'un bon choix de la pondération λ .

La dernière partie de ce chapitre, est consacré à trois méthodes de synthèse de loi d'adaptation à modèle de référence, la commande linéaire par poursuite d'un modèle LMFC, la commande adaptative par poursuite d'un modèle AMFC ainsi que sa version simplifiée AMFCS.

La commande linéaire par poursuite d'un modèle (LMFC) montre son efficacité dans le cas où les paramètres ne subissent pas des variations. Dans le cas contraire cette méthode

n'est plus adéquate, car le système est variable dans le temps, alors cette méthode ne pourra pas satisfaire les besoins de cette commande pour éviter le phénomène de pompage.

Nous remarquons dans les trois types de commande à modèle de référence, que la commande est croissante au démarrage pour ensuite devenir décroissante ce qui nécessite une faible énergie pour faire fonctionner le compresseur après l'étape du démarrage.

En résumé, la commande adaptative auto-ajustable nous a permis de réaliser de bonnes performances du système. Elle offre une robustesse vis-à-vis des entrées de consigne et de perturbation en présence des variations paramétriques. Les algorithmes de la commande adaptative auto-ajustable peuvent être implémentés sur les installations de compression du gaz, et assurent une meilleure sécurité anti-pompage du compresseur.

Conclusion

Conclusion Générale

Au terme de ce travail, nous ne pouvons nous empêcher de rappeler les questions fondamentales auxquelles nous avons tenté de mettre en évidence. Plus précisément, nous avons visé les problèmes liés à la commande des machines industrielles complexes en prenant comme exemple le compresseur ; un système d'autant plus complexe par sa structure physique comme par sa conduite.

Nous avons toutefois essayé de suivre le changement de direction entrepris dans le développement de la théorie de commande et de ses applications, en proposant d'étudier les possibilités d'application de nouvelles approches à la conduite du compresseur, et d'évaluer par voie de conséquence leurs apports sur les plans théorique et pratique.

Les compresseurs, comme mentionné auparavant, sont soumis à un problème très important qui est le phénomène de pompage. C'est un état d'instabilité de fonctionnement entraînant des pulsations pouvant être très dangereuses pour leur tenue mécanique et qui provoquent l'inversion de la poussée axiale du rotor, des vibrations au niveau du compresseur et la rupture des ailettes suite à l'inversion du débit.

Les systèmes actuels de protection des compresseurs présentent plusieurs inconvénients, tel que :

- Le gaspillage du gaz à cause de l'ouverture permanente des vannes de recyclage.
- Un temps de réponse assez grand des régulateurs anti-pompage.
- Création de vibrations radiales du rotor pouvant provoquer la rupture de la butée et des ailettes [31].
- Fonctionnement dans certains cas du compresseur dans la zone de pompage même si les vannes de recyclage sont complètement ouvertes.

D'un autre côté, la masse molaire du gaz varie fréquemment provoquant la variation de la pression dans le temps. Tout ceci exige des moyens spécifiques de protection anti-pompage capables de s'adapter à tout changement dans les caractéristiques du système.

L'apparition et le développement de nouvelles techniques dans le domaine de l'automatisation a provoqué des changements considérables dans la conception des systèmes de régulation. Afin de résoudre le problème du pompage et dans le souci d'améliorer les performances du système, nous avons fait appel à la commande adaptative, ce qui nous permettra de faire l'ajustement optimal du régulateur en fonction d'éventuels changements dans la dynamique du système en temps réel et de protéger le compresseur dans les zones de fonctionnement stables ou instables.

Ces nouvelles techniques peuvent dans certain cas prévenir le phénomène de pompage et donner une certaine approche de résolution du problème de l'ouverture permanente de la vanne de recyclage sous réserve d'intégration de nouveaux algorithmes qui assurent la régulation en temps réel, ceci permettra de récupérer la perte de production dans une certaine limite tout en assurant le fonctionnement de la machine et de protéger le compresseur de tous les dangers.

Le but de notre étude a été de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quelque soit le taux de compression et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage.

L'utilisation des techniques de la commande adaptative nous a permis d'assurer de meilleures performances en implémentant un correcteur numérique provoquant le décalage de la courbe du système vers celle du modèle de contrôle, ce qui permet d'éviter le pompage du compresseur.

Cette commande offre une robustesse vis à vis des entrées de consigne et de perturbation en présence des variations paramétrique. Les algorithmes de la commande adaptative développés dans ce travail, peuvent être implémentés sur les installations de compression du gaz et assurer une meilleure sécurité anti-pompage du compresseur.

Tous les résultats rapportés dans ce travail proviennent de simulation ; or, en pratique , il existent de nombreux phénomènes qui accentuent significativement les différences entre processus simulés et processus réels. Il convient finalement de reconnaître que certaines questions restent toujours posées devant le manque de garanties solide et d'essais dans les situations réelles, qui empêchent évidemment une application massive et directe en milieu industriel.

Ce travail a fait l'objet d'une communication à :

- Séminaire National sur l'automatisation et l'électrification des procédés industriels, Du 07 au 08 décembre 1999, université de Boumerdes, Algérie.

Annexes

Données du Fournisseur

1) Limite de pompage:

Qasp(m ₃ /h)	P ₂ (Bar) *10 ³	H _p (m)	Q _R (Bar)	P ₁ (Bar)*10 ³
7500	56	3702,8	4898,13	26,67
8000	64	4213,15	5572,48	26,67
9000	83	5332,5	7053,3	26,77
9500	91	5941,54	7858,27	26,76
10000	98	6583,99	8707,28	26,85
11000	108	7966,11	10535,92	26,67
12000	116	9481,87	12539,21	26,67
13000	124	11126,7	14715,65	26,96
13500	128	12000	15945,88	26,95
13500	128	12000	15945,88	26,95

2) Données De la ligne de contrôle:

Proposée à 5%

Qasp(m ₃ /h)	P ₂ (Bar) *10 ³	H _p (m)	P ₁ (Bar)*10 ³
7500	47,89	3517,66	26,67
8000	54,73	4002,493	26,67
9000	70,94	5065,875	26,77
9500	77,79	5644,463	26,76
10000	83,92	6254,791	26,85
11000	92,48	7567,805	26,67
12000	99,32	9007,777	26,67
13000	106,03	10570,37	26,96
13500	109,58	11400	26,95
13500	109,58	11400	26,95

3) Données du fonctionnement:

Qasp(m ₃ /h)	P ₂ (Bar) *10 ³	H _p (m)	P ₁ (Bar)*10 ³
8626	51,67	2673,09	27,34
9200	57,72	3024,16	26,72
10350	71,7	3850,16	25,7
10925	78,22	4289,09	25,56
11500	85,29	4752,32	25,96
12650	95,54	5750,18	26,21
13800	99,83	6845,23	25,5
14950	106,8	8032,93	25,8
15525	112,26	8663,23	26,26
15525	112,26	8663,23	26,26

RESULTATS D'IDENTIFICATION

1) Influence de la hauteur polytropique :

1-1) l'Identification par moindre carré simple récurrent:

1-1-1) Modèle du système:

$u=[8626 \ 9200 \ 10350 \ 10925 \ 11500 \ 12650 \ 13800 \ 14950 \ 15525];$

$y=[109.87 \ 98.13 \ 83.70 \ 81.45 \ 80.10 \ 82.94 \ 92.09 \ 99.17 \ 100.74];$

$Tmcs =[-0.4568 \ -0.0648 \ 0.0056 \ -0.0022]; A =1.0000 \ -0.4568 \ -0.0648 ; B = 0.0056 \ -0.0022$

1-1-2) Modèle de contrôle :

$Tmcs =[-0.4148 \ -0.0227 \ 0.0099 \ -0.0036]; A = 1.0000 \ -0.4148 \ -0.0227; B = 0.0099 \ -0.0036$

1-1-3) Modèle de la limite de pompage :

$Tmcs =[-0.4568 \ -0.0643 \ 0.0074 \ -0.0030]; A =1.0000 \ -0.4568 \ -0.0643; B = 0.0074 \ -0.0030$

1-2) l'Identification par moindre carré pondéré récurrents:

1-2-1) Modèle du système:

$Tmcs =[-0.4568 \ -0.0648 \ 0.0056 \ -0.0022]; A = 1.0000 \ -0.4568 \ -0.0648; B =0.0056 \ -0.0022$

1-2-2) Modèle de contrôle :

$Tmcs =[-0.4148 \ -0.0227 \ 0.0099 \ -0.0036]; A =1.0000 \ -0.4148 \ -0.0227; B =0.0099 \ -0.0036$

1-2-3) Modèle de la limite de pompage :

$Tmcs =[-0.4568 \ -0.0643 \ 0.0074 \ -0.0030]; A = .0000 \ -0.4568 \ -0.0643; B =0.0074 \ -0.0030$

1-3) l'Identification par moindre carré généralisé récurrent:

1-3-1) Modèle du système :

$Tmcs =[-1.0006 \ 0.2963 \ -0.0013 \ 0.0039]; f_q = 0.9436 ; A =1.0000 \ -1.006 \ 0.2963 ;$

1-3-2) Modèle de contrôle :

$Tmcs =[-1.0014 \ 0.3517 \ -0.0030 \ 0.0080]; f_q = 0.9491; A =1.0000 \ -1.0014 \ 0.3517;$

$B =-0.0030 \ 0.0080$

1-3-3) Modèle de la limite de pompage :

$Tmcs =[-1.0010 \ 0.2969 \ -0.0018 \ 0.0051]; f_q =1.0518 ; A = 1.0000 \ -1.0010 \ 0.2969$

$B = -0.0018 \ 0.0051$

2) Influence du taux de compression:

2-1) l'Identification par moindre carré simple récurrent:

2-1-1) Modèle du système :

$u=[8626 \ 9200 \ 10350 \ 10925 \ 11500 \ 12650 \ 13800 \ 14950 \ 15525];$

$y=[1.89 \ 2.16 \ 2.79 \ 3.06 \ 3.29 \ 3.65 \ 3.92 \ 4.14 \ 4.28 \ 4.28];$

$T_{mcs} = [0.0780 \ -0.4640 \ 0.1030 \ 0.0107]$; $A = 1.0000 \ 0.0780 \ -0.4640$; $B = 0.1030 \ 0.0107$

2-1-2) Modèle de contrôle :

$T_{mcs} = [0.0760 \ -0.3480 \ 0.1070 \ 0.0110]$; $A = 1.0000 \ 0.0760 \ -0.3480$; $B = 0.1070 \ 0.0110$

2-1-3) Modèle de la limite de pompage :

$T_{mcs} = [0.0106 \ -0.2550 \ 0.2000 \ 0.8000]$; $A = 1.0000 \ 0.0106 \ -0.2550$; $B = 0.2000 \ 0.8000$

2-2) l'Identification par moindres carrés pondérés récurrents:

2-2-1) Modèle du système :

$T_{mcs} = [0.0780 \ -0.4640 \ 0.1030 \ 0.0107]$; $A = 1.0000 \ 0.0780 \ -0.4640$; $B = 0.1030 \ 0.0107$

2-2-2) Modèle de contrôle :

$T_{mcs} = [0.0760 \ -0.3480 \ 0.1070 \ 0.0110]$; $A = 1.0000 \ 0.0760 \ -0.3480$; $B = 0.1070 \ 0.0110$

2-2-3) Modèle de la limite de pompage :

$T_{mcs} = [0.0106 \ -0.2550 \ 0.2000 \ 0.8000]$; $A = 1.0000 \ 0.0106 \ -0.2550$; $B = 0.2000 \ 0.8000$

2-3) l'Identification par moindres carrés généralisés récurrents:

2-3-1) Modèle du système :

$T_{mcs} = [1.0020 \ -0.6118 \ 0.0120 \ 0.0158]$; $f_q = 1.0567$; $A = 1.0000 \ 1.0020 \ -0.6118$

$B = 0.0120 \ 0.0158$

2-3-2) Modèle de contrôle :

$T_{mcs} = [1.0084 \ -0.4330 \ 0.0104 \ 0.0156]$; $f_q = -0.6963$; $A = 1.0000 \ 1.0084 \ -0.4330$

$B = 0.0104 \ 0.0156$

2-3-3) Modèle de la limite de pompage :

$T_{mcs} = [0.1003 \ -0.6550 \ 0.0100 \ 0.0145]$; $A = 1.0000 \ 1.0030 \ -0.6550$; $B = 0.0100 \ 0.0145$

RESULTATS D'IDENTIFICATION

1) Calcul des Paramètres du Régulateur par rapport à la hauteur polytropique

1-1) En utilisant les résultats des moindres carrés simple récurrents

1-1-1) Modèle du système : pole désiré $p_1 = -0.4148$; pole désiré $p_2 = -0.0227$

$A = 1.0000 \quad -0.4568 \quad -0.0648$; $B = 0.0056 \quad -0.0022$; $R = 272.0355 \quad -92.4149$; $S = 1.0000 \quad -0.4814$

$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227$; $k = 63.2458$; $T_i = 0.0048$; $T_d = 0.2480$; $T_{dn} = 0.4641$

$$H_{PID} = 63.2458 * \left(1 + \left(\frac{1}{0.0048 * s}\right) + \left(\frac{0.248 * s}{1 + 0.4641 * s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{1.52 - 1.15z^{-1} + 0.2033z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

1-1-2) Modèle de pompage

$A = 1.0000 \quad -0.4568 \quad -0.0643$; $B = 0.0074 \quad -0.00299$; $R = 207.2259 \quad -68.8511$; $S = 1.0000 \quad -0.4915$

$$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227; H_p(z^{-1}) = \frac{15.33 - 5.7159z^{-1} + 0.206z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

1-2) En utilisant les résultats des moindres carrés pondéré récurrent

1-2-1) Modèle du système

$A = 1.0000 \quad -0.4568 \quad -0.0648$; $B = 0.0056 \quad -0.0022$; $R = 272.0355 \quad -92.4149$; $S = 1.0000 \quad -0.4814$

$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227$; $k = 63.2458$; $T_i = 0.0048$; $T_d = 0.2480$; $T_{dn} = 0.4641$

$$H_{PID} = 63.2458 * \left(1 + \left(\frac{1}{0.0048 * s}\right) + \left(\frac{0.248 * s}{1 + 0.4641 * s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{1.52 - 1.15z^{-1} + 0.2033z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

1-2-2) Modèle de pompage

$A = 1.0000 \quad -0.4568 \quad -0.0643$; $B = 0.0074 \quad -0.00299$; $R = 207.2259 \quad -68.8511$; $S = 1.0000 \quad -0.4915$

$$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227; H_p(z^{-1}) = \frac{15.33 - 5.7159z^{-1} + 0.206z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

1-3) En utilisant les résultats des moindres carrés Généralisée récurrent

1-3-1) Modèle du système

$A = 1.0000 \quad -1.0006 \quad 0.2963$; $B = -0.0013 \quad 0.0039$; $R = -725 \quad -4.744$; $S = 1.0000 \quad 2.5283$

$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227$; $k = 133.6655$; $T_i = 1.0842e+003$; $T_d = 0.5619$; $T_{dn} = 0.3583$

$$H_{PID} = 133.6 * \left(1 + \left(\frac{1}{1.08.10^3.s}\right) + \left(\frac{0.56.s}{1 - 0.35.s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{-0.94 + 1.91z^{-1} - 0.02z^{-2}}{1 - 0.42z^{-1} - 0.023z^{-2}}$$

1-3-2) Modèle de pompage

$A = 1.0000 \quad -1.0010 \quad 0.2969$; $B = -0.0018 \quad 0.0051$; $R = 571.8649 \quad 553.6768$; $S = 1.0000 \quad 2.6156$

$$P = 1.0000 \quad -0.4148 \quad -0.0227; H_p(z^{-1}) = \frac{-1.029 + 1.92z^{-1} + 2.82z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

2) Calcul des Paramètres du Régulateur par rapport au taux de compression P_2/P_1

2-1) En utilisant les résultats des moindres carrés simple récurrents

2-1-1) Modèle du système

A = 1.0000 0.0780 -0.4640; B = 0.1030 0.0107; R = 3.9093 5.5715; S = 1.0000 0.1045

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227; k = 3.5886; Ti = 0.9525; Td = 0.5245 ; Tdn = 0.0473

$$H_{PID} = 3.5886 * \left(1 + \left(\frac{1}{0.9525 * s}\right) + \left(\frac{0.5245 * s}{1 + 0.0473 * s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{0.402 + 0.6155z^{-1} + 0.059z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

2-1-2) Modèle de pompage

A = 1 0.01 -0.255; B = 0.2 0.8; R = 4.34 0.151; S = 1.0000 0.4059; P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

2-1-3) Modèle de contrôle

A = 1.0000 0.0760 -0.3480; B = 0.1070 0.0110; R = 3.7902 4.2559; S = 1.0000 0.1037

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

2-2) En utilisant les résultats des moindres carrés pondéré récurrent**2-2-1) Modèle du système**

A = 1.0000 0.0780 -0.4640; B = 0.1030 0.0107; R = 3.9093 5.5715; S = 1.0000 0.1045

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227; k = 3.5886; Ti = 0.9525; Td = 0.5245 ; Tdn = 0.0473

$$H_{PID} = 3.58 * \left(1 + \left(\frac{1}{0.95 * s}\right) + \left(\frac{0.52 * s}{1 + 0.05 * s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{0.402 + 0.6155z^{-1} + 0.059z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

2-2-2) Modèle de pompage

A = 1.0000 0.0106 -0.2550; B = 0.2000 0.8000; R = 4.34 0.151; S = 1.0000 0.4059

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

2-2-3) Modèle de contrôle

A = 1.0000 0.0760 -0.3480; B = 0.1070 0.0110; R = 3.7902 4.2559; S = 1.0000 0.1037

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

2-3) En utilisant les résultats des moindres carrés Généralisée récurrent**2-3-1) Modèle du système**

A = 1.0000 1.0020 -0.6118; B = 0.0120 0.0158; R = 856.67 1562.05; S = 1.0000 9.8691

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227; k = 43.8742; Ti = 1.4092e+006; Td = 0.8547; Tdn = 0.4540

$$H_{PID} = 43.87 * \left(1 + \left(\frac{1}{1.409 * 10^6 * s}\right) + \left(\frac{0.8547 * s}{1 + 0.454 * s}\right)\right); H_s(z^{-1}) = \frac{24.68 + 32.28z^{-1} + 10.198z^{-2}}{1 - 0.4148z^{-1} - 0.0227z^{-2}}$$

2-3-2) Modèle de pompage

A = 1.0000 1.0030 -0.6550; B = 0.0100 0.0145; R = 46.35 6682; S = 1.0000 -46.7679

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

2-3-3) Modèle de contrôle

A = 1.0000 1.0084 -0.4330; B = 0.0104 0.0156; R = 1444.44 795.5; S = 1.0000 -6.9249

P = 1.0000 -0.4148 -0.0227

Notations & symboles

Notations et symboles			Notations et symboles		
Symbole	Unité	Désignation	Symbol e	Unité	Désignation
q_v	m^3/s	débit volumique aspiré	A_C	m^2	Surface de la tubulure
S	m^2	surface annulaire	L_C	m	Longueur de la tubulure
U_2	m/s	vitesse périphérique	Ω_r	m^3	Volume du collecteur
ΔH_P	J/kg	hauteur polytropique	M_q		largeur des boucles de pompage
ΔH_R	J/kg	hauteur réelle	ω		la pulsation
η_P		rendement polytropique	Δp		pression différentielle
τ		taux de compression	h_a	J/kg	différentielle à la plaque
P_a	Pa	pression d'entrée (aspiration)	FL		coefficient de forme de la vanne
P_r	Pa	pression de sortie (refoulement)	Q_{ma}		débit massique à l'aspiration
Q_a	m^3/s	débit d'entrée (aspiration)	Q_{mr}		débit massique au refoulement
Q_r	m^3/s	débit de sortie (refoulement)	T_r	Kelven	T^0 interne à l'entrée du deuxième étage
Z		coefficient de compressibilité du gaz;	h_r	$J/kg/K$	hauteur polytropique au refoulement
R	$J.kg.K$	constante thermodynamique des gaz	h_a	$J/kg/K$	hauteur polytropique à l'aspiration
T_a	K	température d'aspiration	ϕ		invariant de débit
ρ	kg/m^3	masse volumique du gaz	ψ		invariant de pression ou de hauteur
U	M/s	vitesse du gaz dans la tuyauterie	U_s	m/s	vitesse du son
P_c	Pa	pression dans la chambre	S_c	m^2	surface au col de la tuyauterie
T_c	K	température dans la chambre	N	rad/s	vitesse rotorique du compresseur
H_c	J/kg	enthalpie dans la chambre	H_T	J/kg	différentielle totale
Q_0	m^3/s	débit sortant de l'orifice			
S_T	m^2	Surface de la tuyauterie			
γ		rapport entre les chaleurs spécifiques			
Q_{vol}^F	m^3/s	débit volumique refoulé			
V_C	m^3	Volume dans la chambre			
t_i	s	Temps de décalage			

Bibliographie

- [1] : Astrom K.J. «Commade adaptative », edition Wisley, 1990
- [2] : Astrom K.J. and Wittenmark «adaptative control », edition Wisley ,1989
- [3] : Azuma S. «What's DCS?» Tas Team, JGC corporation/Sonatrach Algeria, 1998.
- [4] : Bidard R.« Pompage des compresseurs centrifuge et axiaux »,Centre d'études supérieures de mécanique des fluides ,1993.
- [5] : Bonzigue J.P «Etude comparative des différents algorithmes de commande adaptative », thèse D.E.A , LAAS du CNRS, 1991.
- [6] : Borne P., Dauphin G. Richard J.P., Rotella F. Zambettakis I.«Modélisation et identification des processus», Technip, 1992.
- [7] : Borne P., Dauphin G. Richard J.P., Rotella F. Zambettakis I.«Analyse et régulation des processus industriels», Technip, 1993.
- [8] : Chalam V.V.«adaptative control systems: techniques and applications», Marcel Dekker, 1987
- [9] : Chesse P., Hetet J.F., J.P. Frayret « Détermination d'une zone critique des champs compresseur située entre le pompage et la stabilité », laboratoire (CNRS URA Nantes),1998.
- [10] : Clarke D.W. and Mohtadi C. et Tuffs P.S. «Generalized predictive control –part I The basic algorithm », Automatica, Vol 23,N°2, PP137-148, 1987
- [11] : Clarke D.W. and Mohtadi C. et Tuffs P.S. «Generalized predictive control –part II Extensions and interpretations », Automatica, Vol 23,N°2, PP149-160, 1987
- [12] : Clarke D.W.,B.A.D.Phil and P.J.Gawthrop «Self-tuning control » PROC.IEE, Vol 126,N° 6, June 1979
- [13] : Clarkson Petter M. «Optimal and adaptive signal processing », CRC Press, 1993.
- [14] : Djebara K. «Commande adaptative avec modèle de référence », Rapport de stage au LAAS du CNRS, 1991.
- [15] : Djebara K.«Partial state model reference adaptative control of rapid thermal processor » International journal of adaptative control and signal processing, Vol 7, PP45-61, 1993
- [16] : Dugard L.« Contribution à l'étude de la commande adaptative»,Canari,1986.
- [17] : Favier G.«Self tuning long range predictive controllers », automatic Control World Congress, Vol 10, PP 83-90,1987.
- [18] : Foulard C. et Gentil S. «Commande et régulation par calculateur numérique », Eddition Eyrolles ,1984.
- [19] : Frelin M. «Caractéristiques des fluides », traité sciences fondamentales, 1998.
- [20] : Friberg Jean, Jean Marie Merigoux « Ventilateur, soufflantes,compresseur », Technique

de l'ingénieur

- [21] : Gawthrop P.J. et B.A.D.Phil «Some interpretations of the self-tuning controller », PROC.IEE, Vol 124,N° 10, Octobre 1977
- [22] : Géa Jean «Optimisation et contrôle »,Cépadués, 1993
- [23] : Gevers M. , Gangli «Parametrizations in control, estimation and filtering problems», Spring-Verlag ,1993.
- [24] : Goerge H.«Instrumentation industrielle Tome 1», Eyrolles ,1994
- [25] : Gosse J. «Mécanique des fluides» traité sciences fondamentales, Vol AF5, 1996.
- [26] : Guenfaf L. «Etude de différentes stratégies de commande adaptative »,thèse de magister E.N.P, 1995.
- [27] : Guy Grellet, Guy Clerc «Actionneurs électriques », Eyrolles, Paris, 1997.
- [28] : Howard B. Bradley«Petroleum engineering handbook», Society of Petroleum Engineering Richardson,Tx,USA, 1992
- [29] : Ikoku Chiu « Naturel gas production engineering », Tohn willeyet, 1984.
- [30] : Jean Marie Mériçou «Ventilateurs – Compresseurs, notions fondamentales »,technique Ingénieur, 1998.
- [31] : Jean Marie Mériçou «Ventilateurs – Compresseurs, aspect technologique »,technique Ingénieur, 1998.
- [32] : Judet de la combe A.«Manuel des turbo-machines », NEU, 1978
- [33] : Landau Ioré.D. «Les systèmes adaptatifs avec modèle »AFCET automatique, revue mensuelle N°, 1971.
- [34] : Landau et Daugard «Commande adaptative aspects pratiques et théorique», Masson,1986
- [35] : Landau Ioré.D. «Identification et commande des systèmes »,Hermes, 1988.
- [36] : Landau I.D. et M.M'saad «Adaptive control », IFAC, International Symposium ADCHEM, Octobre 1991.
- [37] : Landau I.D. «Identification et commande des systèmes », Hermes ,1991
- [38] : Landau and Voda A.A.«A method for the auto-calibration of PID controllers » automatica PP41-53 1995.
- [39] : Longchamp Roland «Commande Numérique des systèmes dynamiques », Presses Polytechnique et Universitaires Romandes ,1995.
- [40] : Mahda «Conception d'un nouveau système anti pompage dans un compresseur centrifuge», INHC, 1997.

- [41] : Michaut François «Méthode adaptatives pour le signal», Hermes, 1992.
- [42] : M.M'saad et Samaan M. «further evaluation of partial state model reference adaptive design»International Journal of Adaptive control and processing, Vol4,PP133-148, 1990
- [43] : M.M'saad et Dugard «PID Adaptive control of non isothermal continuous stirred tank reactor » IFAC, International Symposium ADCHEM, Octobre 1991.
- [44] : Mondoloni J. , Pugnet J. et Desbois R.« Antipompage et fiabilité des compresseurs centrifuges », Cettim P 163-177, 1993.
- [45] : M'Sirdi N.K.«Modélisation, analyse et commande de processus : application à la commande de systèmes robotisés », Université de Versailles St Quentin (UVSQ), 1993.
- [46] : Nadjim k. « Commande adaptative des processus industriels », Masson ,1982
- [48] : Nadjim k, Mouratet G. « Optimisation et commande des systèmes » Masson1988
- [49] : Ouassima Akhrif «Analyse et synthèse de commande adaptative », etsmtl.ca ,1993
- [50] : Pampreen R. « Pompage et décrochage tournant des compresseurs », Norwich Vermont P360, 1993.
- [51] : Pichot Pierre « Compressor application engineering », Gulf Publishing Company, 1986
- [52] : Pignone N. « Turbocompresseur », Doc., 1998
- [53] : Pugnet J. «équilibre des rotors rigides et flexibles», traité génie mécanique, 1997.
- [54] : Richalet Adressa Jacques «Pratique de l'identification », Hermes, 1991.
- [55] : Richalet Adressa Jacques «Pratique de la commande prédictive», Hermes, 1993.
- [56] : Roland, Longchamp « Commande Numérique de systèmes dynamique », Presses Polytechnique et universitaire romandes , 1995
- [57] : Sanjay Kumer «Gas production engineering »,Gulf Publishing Company, 1987.
- [58] : Sedille M. «Ventilation soufflante et compresseur centrifuge et axial», Masson, 1980.
- [59] : Sedille M. «Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux», Masson, 1973.
- [60] : Sinha N. K. , Rao G. P. «Identification of continuous-time systems, methodology and computer implementation »,1991.
- [61] : Tas Team « FCS Control », JGC Corporation / Sonatrach Algeria, 1998.
- [62] : Total Train Control « Antisurge Controller »,RUA, Decembre 1996
- [63] : Tzafestas S.G. « Identification of continuous-Time Systems », Kluwer Academic Publishers, 1991.
- [64] : Vincent-Genod J.«Fundamentals of pipeline engineering », Technip 1984 PP108-120.

Abstract

The phenomenon of surge is a state of instability of operating system involving the pulsations being able to be dangerous for the compressor resistance and which cause the axial reversing thrust of the rotor, the vibrations and the break of the wings of the compressor due to the inversion of the flow of gas. It is thus essential to maintain the operating of the compressor apart from the zone of instability.

This phenomenon appears in the operating zones which corresponds to the low flow aspiration and can generally be the moment when the characteristic curve "ratio of compression - Flow" reaches its maximum.

To prevent this phenomenon, the compressors are equipped with systems anti-surge of regulation of the flow of aspiration making it possible to maintain the compressor in fields stable state of operating what ever the ratio of compression, an aspiration flow higher than the flow corresponding to surge while returning to the aspiration using a valve of relaxation controlled by a regulator of flow, the gas taken at its repression, which causes a great fall of production caused by the permanent opening of the recycling valves.

The new techniques can in certain case prevent the phenomenon of surge and gives a certain approach of resolution to the problem of the permanent opening of the recycling valve subject to new algorithms which ensure the regulation in real time.

In our study, we have presented in detail the aerodynamic instability of the compressors and the influence of the networks on them, the phenomenon of surge which can damage the compressors as well as the systems of regulation which exist in the industry to avoid the problem. The third chapter is devoted to the identification of the whole of compression and to determine the model of the system by new techniques of identification and finally in the last chapter we have determined the adaptive algorithms which make it possible to control operation and to avoid the passage of compressor in the phase of surge .

ملخص

ظاهرة الضخ حالة غير مستقرة للعملية التي تؤدي إلى خلق تدببات بإمكانها أن تكون خطيرة بالنسبة للعمل

الميكانيكي للمضخات كما يؤثر على اتجاه الضغط المستقيم , وتدابير آلات الضغط أضف إلى ذلك انقطاعات الأجنحة , اذن من هذا نستخلص انه يوجد وضع آلية الضخ (compresseur) خارج منطقة العمل

وهذه الظاهرة تكون ضمن منطقة العمليات المؤدية إلى اسفل بداية التهوية و يمكن عموماً ان تكون في حالة ما اذا وجد اتجاه معدل الضغط الأولي

من اجل التنبؤ لهذه الظاهرة المضخات مزودات بنظام مضاد للضخ لتعديل عملية التهوية مما تسمح إلى التحكم في المضخات في مجال مستقر للعملية , ومهما يكن تطور الضخ في كمية التهوية القصوى يستلزم أن نضمن كمية التهوية أقوى من الضخ الناتجة وهذا عن طريق آلية التحكم لكمية الغاز المضخ يؤدي إلى اكبر انخفاض للإنتاج بسبب الانتفاخ التام لآلية التحكم .

التقنيات الجديدة تستطيع في بعض الحالات ان تتنبأ بظاهرة الضخ وتعطي بعض الحلول التي تمكننا من الفتح المؤقت للمضخة مع التخفيض والانسجام مع البرنامج الجديد الذي يضمن التحكم في الوقت الحقيقي . في هذه الدراسة الخاصة نقدم التفاصيل غير المستقرة للمضخات وهذه الأخيرة تتأثر بفعل المجمع .

ظاهرة الضخ تستطيع أن تعطل المضخات و كذلك نظام التسوية الذي يوجد على السلم الصناعي لتفادي العطب .

و الفصل الثالث يتضمن وصف محتوى المضخات و تشخيص نظام نوعية التنظيم على أساس تقنيات جديدة للتشخيص .

في الأخير استنتجنا أن البرمجة المتماشية تسمح لنا بمراقبة العملية وهذا لتفادي أي عطب يمكن أن يصيب آلة الضخ .