



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



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en

Filière : **Electronique**

Spécialité : **Instrumentation**

Présentée par : -Bekki Mohamed Nadhir

-Rachedi Oussama

Thème

**Modélisation et contrôle des phénomènes de
pompage dans un système de compresseur
centrifuge**

Devant le Jury :

Douara Abdelmalek	Président	M.C.B	Univ-Tissemsilt
Nail Bachir	Encadreur	M.C.B	Univ-Tissemsilt
Hamdani Mustapha	Examineur	M.C.B	Univ-Tissemsilt

Année universitaire : 2021-2022

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

Nous tenons à exprimer toute notre reconnaissance à notre encadreur Dr "Nail Bachir" . Nous le remercions de nous avoir encadré, de son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.

Nous adressons également nos sincères remerciements à nos chers parents, qui ont toujours été là pour nous, « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous nous avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. Nous sommes redevables d'une éducation dont nous sommes fières ». Nous prions Dieu de prolonger leur vie et de faire de mon père décédé l'un des habitants de votre paradis.

Nous remercions nos frères et sœurs pour leur soutien constant et leurs encouragements. Mes remerciements mutuels à mon collègue et moi-même pour avoir coopéré à la réalisation de ce travail.

Rachedi , Bekki

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail qui représente des longues années d'études, et que nous espérons qu'il soit à la hauteur de nos efforts à toutes nos familles.

D'abord nos chers pères et nos tendres mères qui ont toujours signé présent à chaque instant de notre vie, aussi à nos sœurs et frères.

Nous dédions aussi ce projet à nous-même et à tous ce qui nous est très chers et qui nous ont apporté une aide précieuse que nous ne serions jamais oubliés.

Rachedi , Bekki

المخلص

يعتبر قسم الضغط ذا أهمية قصوى في صناعة الغاز، ولزيادة إنتاجه من الضروري تحسين أداء ضاغط الطرد المركزي BCL 505 وحمايته من ظاهرة الاندفاع لضمان استقرار نظامه. يتطلب تحقيق الهدف المحدد تطبيق نماذج رياضية بارامترية واستخدام وحدة تحكم PID للحصول على نتائج المخارج «الضغط ودرجة الحرارة» المطلوبة.

Abstract

The pressure section is of paramount importance in the gas industry, and to increase its production it is necessary to improve the performance of the BCL 505 centrifugal compressor and its protection against the surge phenomenon to ensure the stability of its system. Achieving the underlined objective requires us to apply parametric mathematical models and to use a PID controller in order to obtain the results of the required “pressure, temperature” outputs.

Résumé

La section de pression est d'une importance primordiale dans l'industrie gazière, et pour augmenter la production de celle-ci, il faut améliorer les performances du compresseur centrifuge BCL 505 et sa protection contre le phénomène de pompage pour assurer la stabilité de son système.

Atteindre l'objectif souligné nous oblige à appliquer des modèles mathématiques paramétriques et à utiliser un régulateur PID afin d'obtenir les résultats des sorties «pression, température» requises.

Table des matières

Remerciement.....	2
Dédicaces	3
الملخص	4
Abstract	4
Résumé	4
Table des figures :	7
Introduction générale.....	1
Chapitre 01 Généralités sur les compresseurs centrifuges	3
1.1. Introduction	4
1.2. But de la compression	4
1.3. Type des compresseurs.....	4
1.4. Le compresseur centrifuge	6
1.5. Les composants essentiels du compresseur.....	7
1.6. Le fonctionnement d'un compresseur centrifuge.....	7
1.7. Les types de compresseur centrifuge	8
1.7.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical	8
1.7.2. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal	9
1.7.3. Compresseur avec corps en forme de cloche.....	11
1.8. Application de compresseur centrifuge	12
1.9. Avantages du compresseur centrifuge rotatif	13
1.10. Inconvénients du compresseur centrifuge rotatif.....	13
1.11. Phénomène de pompage dans le compresseur centrifuge	13
1.12. Zone de pompage de compresseur centrifuge	14
1.13. Conclusion.....	14
Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge	15

2.1.	Introduction	16
2.2.	Méthode basée sur la description des fractions matricielles	17
2.4.	Identification du modèle Hammerstein-Wiener	18
2.5.	Validation du modèle	20
•	AIC (Critères d'information).....	20
•	FPE (Erreur de prédiction finale).....	20
2.6.	Application et résultat	21
2.7.	Validation et modèle numérique	21
2.8.	Entrées , sorties et signaux d'erreur	24
Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations		29
3.1.	Introduction	30
3.2.	Régulateur PID	30
3.3	La discussion des résultats références de la figure 23 et 24.....	32
3.4	La discussion des résultats obtenus des figures 27 et 28.....	34
3.5.	Présentation du schéma de régulation	35
3.5	La discussion des résultats obtenus des figures 29 et 30.....	36
3.6	La discussion des résultats obtenus de la figure 32.....	36
3.7	Discutez les résultats obtenus des références et de sorties de la figure 33.....	37
5.8.	Conclusion.....	37
Conclusion générale		38
Références		40

Table des figures :

<i>Fig 1: Les catégories principales de compresseur.....</i>	<i>5</i>
<i>Fig 2: Un compresseur centrifuge.....</i>	<i>6</i>
<i>Fig 3: Les composants essentiels du compresseur.....</i>	<i>7</i>
<i>Fig 4: Le compresseur BCL.....</i>	<i>8</i>
<i>Fig 5 : Compresseur 2BCL.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig 6 : Compresseur DBCL.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig 7: Compresseur MCL.....</i>	<i>10</i>
<i>Fig 8: Compresseur 2MCL.....</i>	<i>10</i>
<i>Fig 9 : Le compresseur 3MCL.....</i>	<i>11</i>
<i>Fig 10 : Compresseur type BCL-VHP.....</i>	<i>11</i>
<i>Fig 11 : Compresseur type SR.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig 12 : zone de pompage.....</i>	<i>14</i>
<i>Fig 13 : Schéma fonctionnel d'un modèle Hammerstein-Wiener.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig 14 : Schéma de principe d'un turbocompresseur à gaz avec identification du modèle d'entrées/sortie.....</i>	<i>22</i>
<i>Fig 15 : Le turbocompresseur à gaz étudié, visualisation interne avec description détaillée de ses composants fondamentaux.....</i>	<i>23</i>
<i>Fig 16 : Sorties des signaux de mesure estimée de décharge Température.....</i>	<i>24</i>
<i>Fig 17 : Sorties des signaux/ de mesure estimée de décharge pression.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig 18 : Signal d'entrée de la température d'aspiration.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig 19 : Signal d'entrée de la pression d'aspiration.....</i>	<i>26</i>
<i>Fig 20 : Signal d'erreur de mesure / pression de refoulement estimée.....</i>	<i>26</i>
<i>Fig 21:Signal d'erreur de mesure / température de décharge.....</i>	<i>27</i>
<i>Fig 22: Carte Pôle-Zéro du modèle nominal et du modèle incertain du système turbo- compresseur.....</i>	<i>28</i>
<i>Fig 23: le signal de la température de référence.....</i>	<i>31</i>
<i>Fig 24: le signal de la pression de référence.....</i>	<i>31</i>
<i>Fig 25 : la vitesse de rotation.....</i>	<i>32</i>
<i>Fig 26: le signal de bruit de pompage.....</i>	<i>32</i>
<i>Fig 27: le signal d'erreur de la pression.....</i>	<i>33</i>
<i>Fig 28: le signal d'erreur de température.....</i>	<i>33</i>
<i>Fig 29: le signal de la pression avec défaut.....</i>	<i>34</i>

<i>Fig 30 : Le signal de la température avec défaut</i>	<i>34</i>
<i>Fig 31 : schéma de régulation.....</i>	<i>35</i>
<i>Fig 32 : le signal de la pression de référence et de sortie.....</i>	<i>36</i>
<i>Fig 33 : le signal la température de référence et de sortie.....</i>	<i>37</i>

Introduction générale

Actuellement l'Algérie se trouve en force de grands changements dans l'économie nationale. Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chimie et de la pétrochimie, etc.) ainsi que l'économie de l'énergie exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité, augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple les compresseurs. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leur principe de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz. Cette énergie permet au fluide de couler dans une conduite, de monter au niveau le plus élevé. Les compresseurs augmentent les énergies des gaz. [1]

L'un des types de ces derniers, Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. L'énergie nécessaire pour augmenter la pression de gaz est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge 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.

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. [2]

Notre but c'est d'assurer La stabilité d'un point de fonctionnement par l'association de la caractéristique du compresseur et celle des réseaux d'aspiration et de refoulement en même temps et de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Pour réaliser ce but et 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.

Pour cela nous avons réparti notre travail en trois chapitres

•**Dans le premier chapitre**, Nous parlerons du compresseur en général et de l'un de ses types dynamiques «compresseurs centrifuges» en particulier, en plus de nous concentrer sur le Phénomène de pompage auquel les compresseurs centrifuges sont confrontés.

•**Le deuxième chapitre**, sera consacré à l'obtention de modèles "approchés" de systèmes dynamiques basé sur des données d'entrée/sortie mesurées réelles.

•**le dernier chapitre**, consistera une série de calculs des performances du compresseur centrifuge **BCL 505** en fonction de la nature du gaz à comprimer, dont les conditions d'aspiration et refoulement « P, T » sont identiques.

La simulation réalisera au moyen d'un logiciel Matlab, puis les résultats obtenus transformeront en courbes en utilisant logiciel "Simulink".

Chapitre 01

Généralités sur les compresseurs centrifuges

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.1.Introduction

Les compresseurs dynamiques sont parfaits lorsque vous avez besoin de beaucoup de puissance. Les compresseurs dynamiques fonctionnent à pression constante [3], contrairement aux compresseurs volumétriques, qui fonctionnent à débit constant. Ils sont de conception axiale ou radiale et sont souvent appelés turbocompresseurs. Les conceptions radiales sont appelées compresseurs centrifuges.

Les compresseurs centrifuges en ligne occupent une part importante du marché. Que l'application soit en amont, à mi-parcours ou en aval.

Les compresseurs sont des appareils de transformation de l'énergie mécanique, le compresseur est une machine qui fait augmenter la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression. [4].

1.2. But de la compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Cette opération a pour but de

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres) [1]

1.3.Type des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique)
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif)
- les compresseurs d'air
- les compresseurs des gaz

On général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques, Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue on réduisant un

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

certain volume de gaz par action mécanique, Dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue. [5]

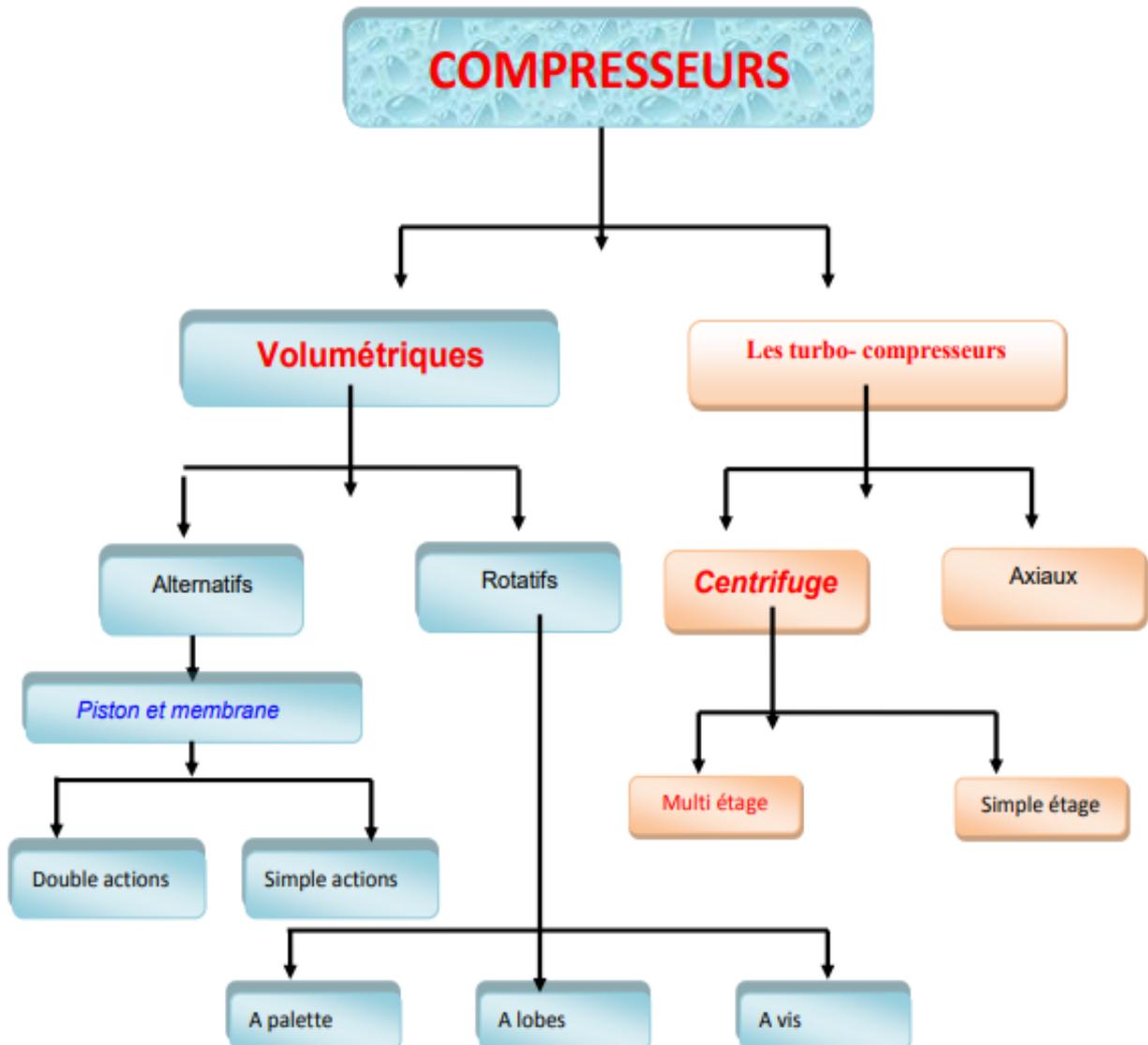


Fig 1: Les catégories principales de compresseur

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.4. Le compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz circule essentiellement dans la direction radiale. L'énergie nécessaire à l'augmentation de la pression du gaz est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge. Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs servant de canaux de circulation et forment un aubage. Des roues attachées à l'arbre fournissent l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est directement convertie en augmentation de pression dans les roues, le reste se trouve dans le stator, c'est-à-dire dans les diffuseurs.

Bien que la théorie des compresseur centrifuges soit connue avec plus ou moins de raffinement; depuis fort longtemps ce n'est qu'aux alentours 1945-1950 que leur utilisation industrielle à grande échelle commença. Actuellement le fait est établi que leur production excède celle des compresseurs alternatifs pour les raisons les suivantes:

- la taille des usines chimiques augmente continuellement d'où des volumes de gaz comprimé est de plus en plus importants; ce qui est à l'avantage des compresseurs centrifuges.

- Il faut généralement plusieurs compresseurs alternatifs pour remplacer un seul compresseur centrifuge.

- la compression se fait à sec sans huile dans le gaz.

- Les pulsations de pressions sont faibles d'où en principe des massifs de fondation moins onéreux.

Bien étendu les compresseurs centrifuges ont aussi quelques inconvénients par rapport à ceux alternatifs, leurs rendements, de l'ordre de 77% suivant les cas: Leur exploitation demande une main d'œuvre très qualifiée et capable de discerner, dans un but préventif les causes provoquant le changement de la machine en cours d'exploitation: par exemple, les causes possibles d'évolution du niveau des vibrations du rotor. Les contrôles et la surveillance systématique de ces machines, jouent un grand rôle dans leur fiabilité. Après permet de se familiariser avec les compresseurs centrifuges. Le compresseur centrifuge très utilisé en raffinage et dans les industries chimiques. [4]



Fig 2: Un compresseur centrifuge

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.5. Les composants essentiels du compresseur

- A- corps extérieur I- palier de butée
- B- diaphragmes L- labyrinthe
- C- arbre
- D- roues
- E- piston d'équilibrage
- F- collet du palier de butée
- G- rotor
- H- Paliers porteurs
- I- palier de butée
- L- labyrinthe

[6]

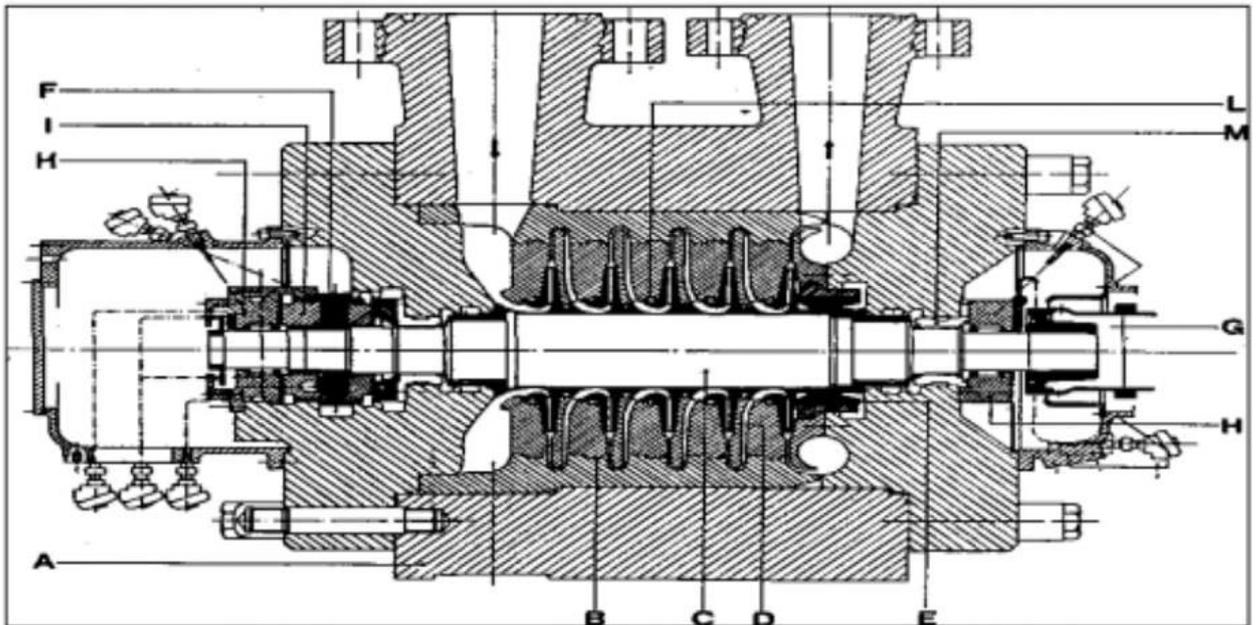


Fig 3: Les composants essentiels du compresseur

1.6. Le fonctionnement d'un compresseur centrifuge

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz. [5]

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.7. Les types de compresseur centrifuge

1.7.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical

Ces compresseurs sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à haute pression. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre le corps et le couvercle, ce dernier est rapporté à l'enveloppe par boulonnage qui facilite le montage et le démontage de l'ensemble aérodynamique. [7]

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé « barrel ». Ces compresseurs, généralement multi-étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 kg/cm²).

- ❖ Compresseurs BCL : Ce sont des compresseurs du type barrel prévoyant un seul étage de compression.

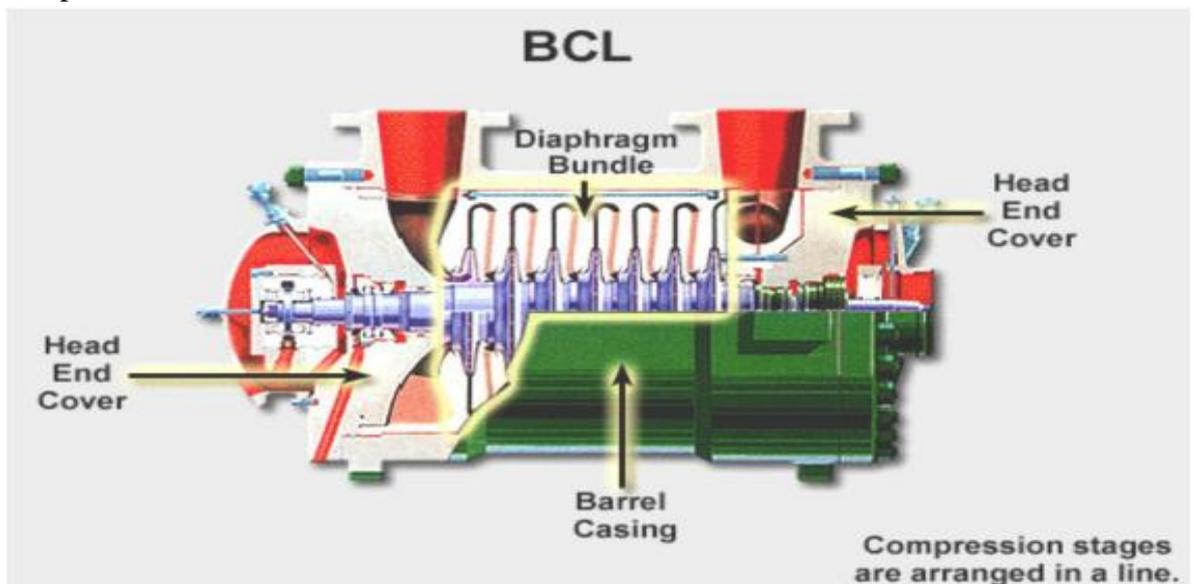


Fig 4: Le compresseur BCL

- ❖ Compresseurs 2BCL : Il s'agit de compresseurs de type barrel avec deux étages de compression en série dans un seul corps.

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

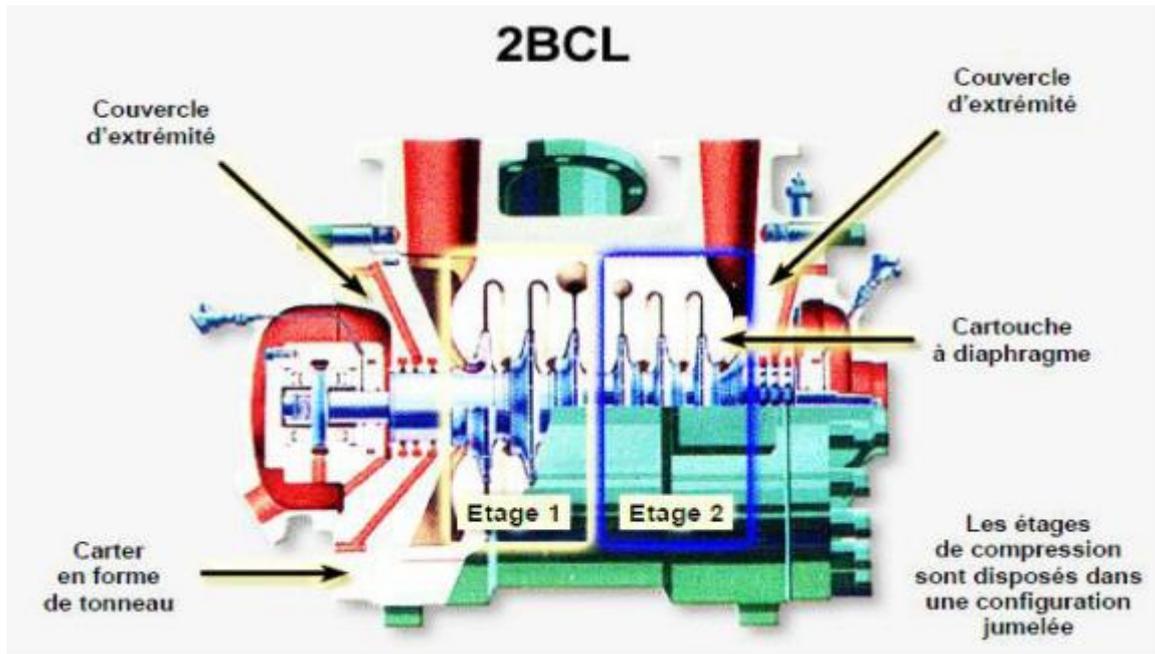


Fig 5 : Compresseur 2BCL

- ❖ Compresseurs DBCL : sont des compresseurs barrels à haute pression ; ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments à la place des boulons.

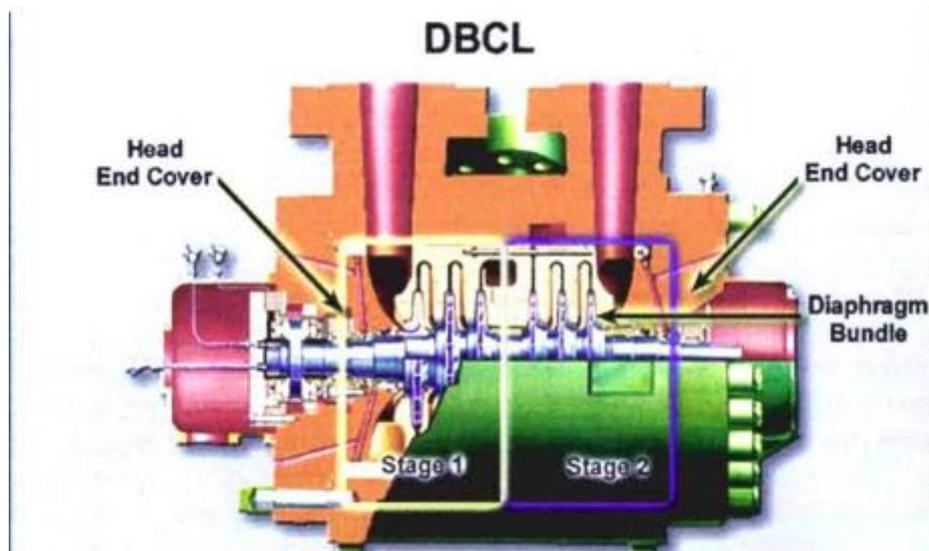


Fig 6 : Compresseur DBCL

1.7.2. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal

Ces compresseurs fonctionnent généralement à de basses pressions et débits importants. Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi corps unis sur le joint horizontal, les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celles intermédiaires, les tuyauteries d'huile de

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

graissage et tous les raccords du compresseur et le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permet une maintenance aisée.

L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm. Les tubulures en fonderie utilisent une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers.

Les compresseurs avec corps ouvert horizontalement sont indiqués par le signe MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre de section.

- ❖ Les compresseurs MCL : ce sont des compresseurs multi-étages et comprennent un étage de compression.

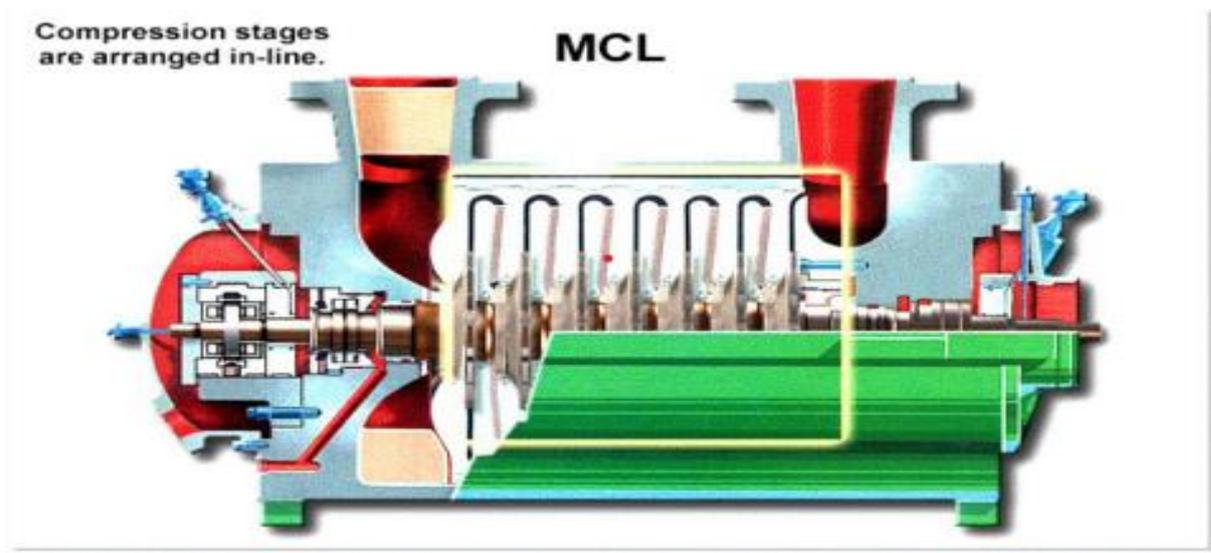


Fig 7: Compresseur MCL

- ❖ Les compresseurs 2MCL : Il s'agit de compresseur multi étagés groupant deux étages de compression en série avec une réfrigération intermédiaire dans la même machine.

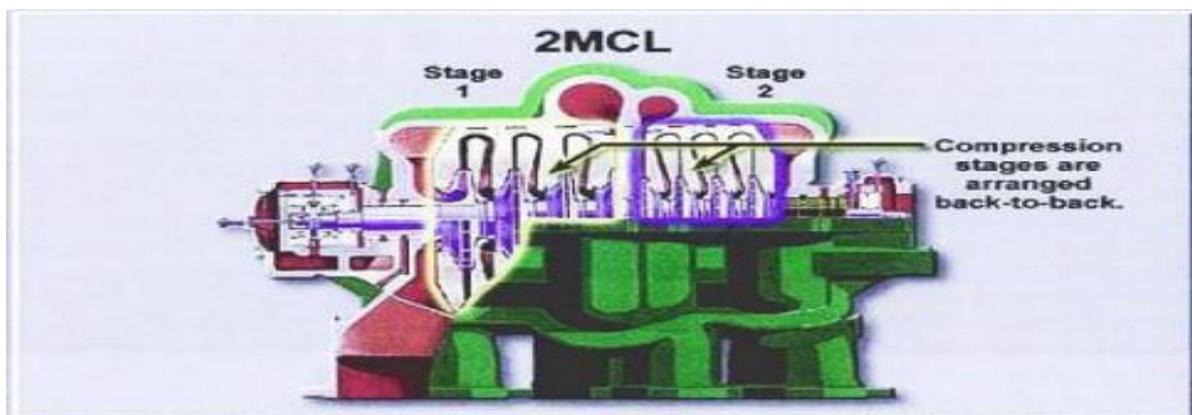


Fig 8: Compresseur 2MCL

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

- ❖ Les compresseurs 3MCL : Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de Compression réalisés dans un seul corps ; en général, ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différentes, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression.

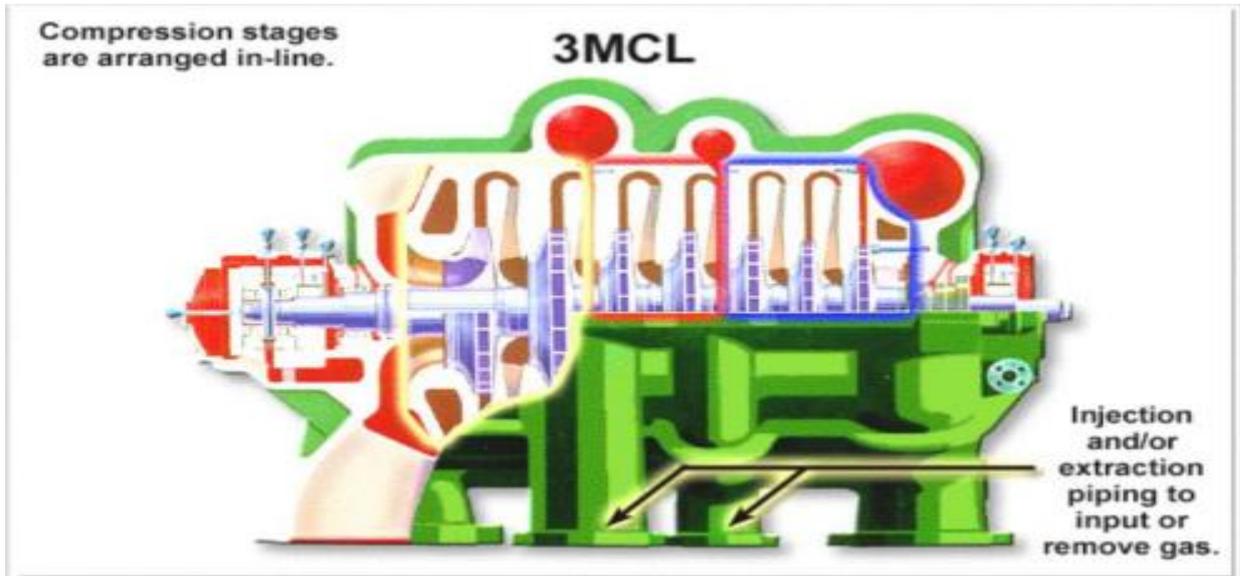


Fig 9 : Le compresseur 3MCL

1.7.3. Compresseur avec corps en forme de cloche

Les compresseur de type BCL-VHP (compresseur des canalisations) : Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux : comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc.

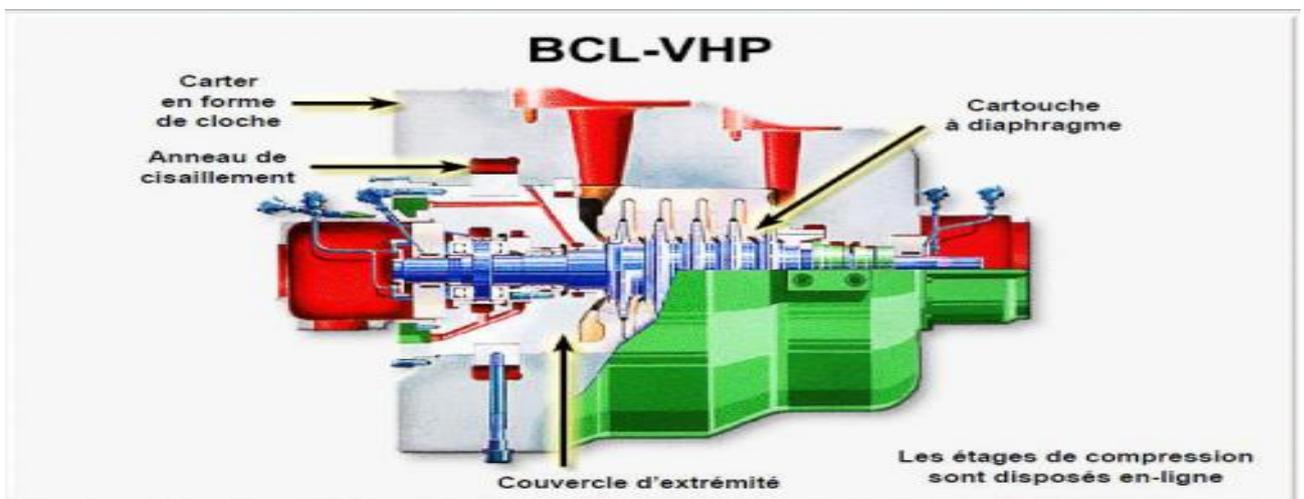


Fig 10 : Compresseur type BCL-VHP

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

Les compresseur de type SR (stage-réseau) : il s'agit de compresseur pour service à des pressions relativement basses. Leur caractéristique est d'avoir plusieurs arbres et roues relatives. L'aspiration se fait axiale et le refoulement est radial, généralement, utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques.

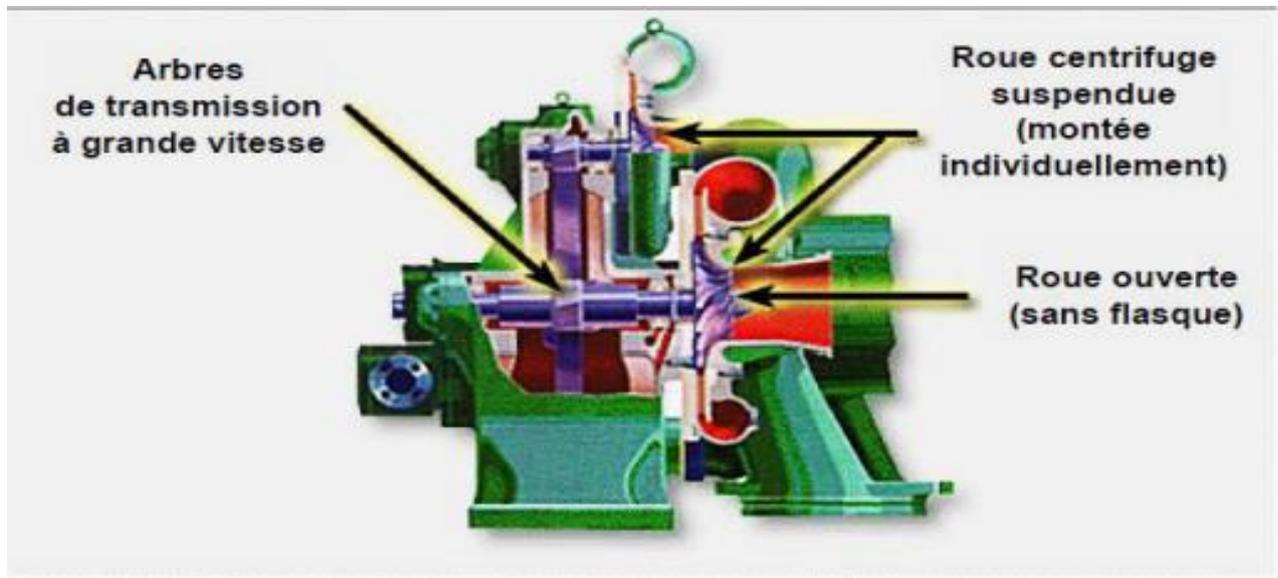


Fig 11 : Compresseur type SR

1.8. Application de compresseur centrifuge [8]

- ❖ Le compresseur centrifuge est utilisé :
 - Dans les gazoducs (pour déplacer le gaz naturel du gisement au consommateur).
 - dans les raffineries de pétrole et sur les sites de traitement de gaz naturel, pétrochimiques et chimiques.
 - sur les sites de séparation de l'air (pour fabriquer des produits gaziers).
 - dans les appareils de réfrigération de climatisation.
 - dans les appareils fournissant de l'air comprimé.
 - dans les turbines à gaz et les unités auxiliaires de puissance.
 - dans les systèmes de pressurisation à bord des avions (dans le but de maintenir une pression sécuritaire et confortable aux personnes).
 - dans les turbocompresseurs et les turbo chargeurs (qui servent à augmenter la puissance des moteurs à essence ou au diesel).
 - sur les sites d'exploitation des champs pétrolifères, (pour injecter des gaz dans le sous-sol dans le but d'augmenter le taux d'extraction).

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

1.9. Avantages du compresseur centrifuge rotatif [9]

- Faible poids, facile à fabriquer et à concevoir
- Idéal pour l'alimentation continue d'air comprimé comme unité de refroidissement
- Il est exempt d'huile dans la nature
- Les parties frottantes sont peu nombreuses
- Contrairement aux compresseurs d'air à déplacement positif, les compresseurs centrifuges ont un débit élevé.
- Relativement efficace en termes d'énergie
- Ils nécessitent peu d'entretien et sont très fiables.
- Par rapport aux compresseurs d'air à flux axial, les compresseurs centrifuges ont un rapport de pression élevé pour chaque étage.
- A peine besoin d'une fondation spéciale

1.10. Inconvénients du compresseur centrifuge rotatif

- Comme leur pression est limitée, le compresseur n'est pas idéal pour une compression vraiment élevée.
- Il rencontre le problème de l'étouffement, du décrochage et de la montée en puissance.
- Comme il fonctionne à grande vitesse, il a besoin d'un support vibratoire élégant.
- Il n'est pas favorable aux changements liés à la composition du gaz.

1.11. Phénomène de pompage dans le compresseur centrifuge

Dans les compresseurs centrifuges ou même axiaux à une vitesse de rotation bien déterminée, si on réduit suffisamment le débit d'aspiration, on atteint une zone de fonctionnement instable dite zone de pompage, dans laquelle, on obtient des oscillations fortes pouvant entraîner des risques importants. Dans ce cas, ce dernier ne peut plus pomper contre la hauteur de pression présente, alors on aurait un inversement du sens d'écoulement ce qui produit une chute de la hauteur de pression du point de vue physique. [10]

Le pompage est un phénomène fondamental propre aux compresseurs dynamiques. Ces machines sont caractérisées par le fait que la compression est obtenue par échange d'énergie dans le gaz mis en mouvement dans des rangées d'ailettes. Le pompage est cette 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 l'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. [10]

Chapitre 1 Généralités sur les compresseurs centrifuges

L'adaptation du compresseur à des conditions de fonctionnement variées doit être réalisée de manière à lui assurer dans tous les cas une marche stable, c'est-à-dire en dehors de la zone de pompage.

1.12. Zone de pompage de compresseur centrifuge

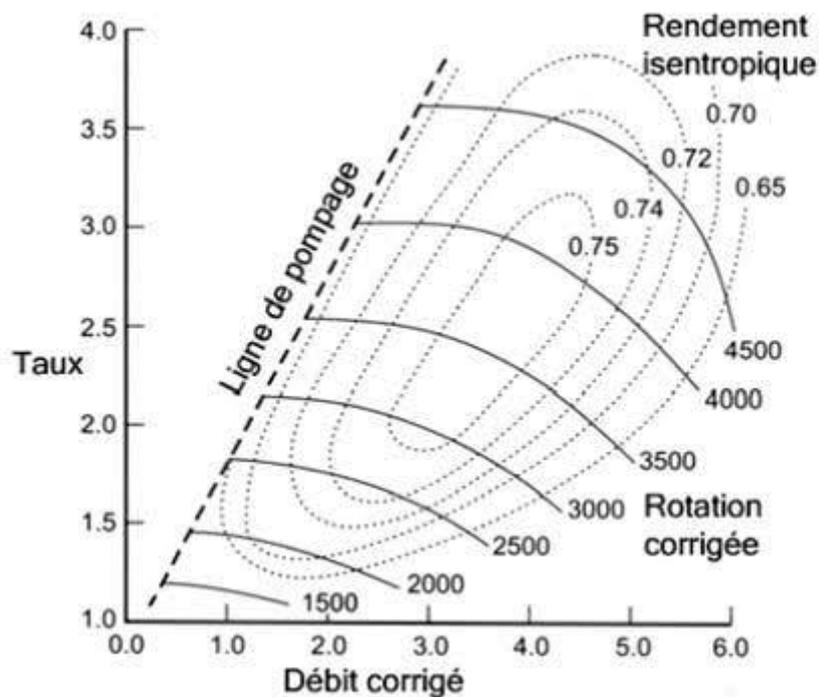


Fig 12 : zone de pompage

1.13. Conclusion

La configuration du compresseur centrifuge a été développée et utilisée bien avant les compresseurs axiaux, même dans le domaine de la propulsion. L'idée commune que ce type de compresseur volumineux ne peut pas être utilisé dans des applications aériennes n'est pas très précise. Le compresseur radial se distingue de son homologue axial par de plus forts taux de compression par étage, mais au prix d'un encombrement plus important.

La performance hors point de fonctionnement nominal est une caractéristique intéressante des compresseurs centrifuges. Soigneusement conçu, un compresseur centrifuge pourra fonctionner efficacement sur une plage de vitesses de rotation relativement large.

Chapitre 2

Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

2.1.Introduction

L'identification du système présentée dans ce mémoire se concentre sur le problème de l'obtention de modèles "approchés" de systèmes dynamiques basé sur des données d'entrée/sortie mesurées réelles. En effet, il existe de nombreux résultats qui ont été publiés ces dernières années sur la modélisation du turbo-compresseur à gaz et de la turbine à gaz tels que la modélisation de la turbine à gaz basée sur l'algorithme de 'clustering flou' via des données expérimentales [11], le contrôle et la modélisation des compresseurs centrifuges utilisés dans les systèmes de transport de gaz [12], la modélisation du compresseur centrifuge par la logique floue [13],

D'autre part, l'identification du système paramétrique basée sur la théorie de l'estimation est l'outil principal qui est utilisé dans ce mémoire, où l'objectif principal est de trouver un modèle approximatif qui représente l'ensemble du comportement des signaux d'entrées/sorties du turbo-compresseur à gaz étudié.

Un article récent a été publié sur les méthodes d'identification du système MIMO (Multi entrées multi sorties) utilisant la description des fractions matricielles gauche et droite, telles que la méthode optimale d'identification des variables instrumentales pour les modèles LMFD (Description de la fraction matricielle de gauche), [14], il existe de nombreuses recherches sur les théories qui se concentrent sur l'identification paramétrique des systèmes non linéaires, par exemple le modèle ARX non linéaire (autorégressif avec excitation exogène) et l'identification paramétrique basée sur le modèle de 'Hammerstein-Wiener', qui produit un modèle non linéaire qui sera utilisé dans cette étude comme exemple de comparaison, Quelques articles intéressants publiés dans ce domaine tels que l'identification des systèmes 'ARMAX Hammerstein' non linéaires, l'identification paramétrique des systèmes 'Hammerstein' parallèles, l'identification du système 'wiener Hammerstein' basée sur l'algorithme d'espace d'états non linéaire polynomial [15].

Ce travail vise à identifier et modéliser le comportement du turbo-compresseur à gaz, qui est installé dans le gisement de gaz naturel de Hassi R'Mel situé au sud de l'Algérie. Le modèle paramétrique multivariable ARX utilisé est obtenu via l'estimateur des moindres carrés étendu basé sur la théorie de la description de la fraction matricielle gauche (LMFD) en utilisant des données expérimentales, ce modèle multivariable se compose de deux entrées, la température et la pression d'aspiration (T_1 , P_1) et deux sorties, la température et la pression de refoulement (T_2 , P_2). [16],

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

2.2.Méthode basée sur la description des fractions matricielles

Matrix Fraction Description (MFD) est une représentation d'une fonction de transfert matricielle d'un système multivariable sous la forme d'un rapport de deux matrices polynomiales. Une introduction aux polynômes matriciels et aux propriétés MFD sont donnés en [17] [18],

L'approche MFD est basée sur le fait que les matrices de fonction de transfert et un système MIMO qui peut être décrit par l'équation vectorielle peuvent être représentés comme le rapport de deux matrices polynomiales.

$$y[k] = G(q^{-1})u[k] + H(q^{-1})e[k] \quad (2.1)$$

Cependant, comme les matrices ne commutent pas en général, il est à noter qu'il existe deux représentations pour la matrice de la fonction de transfert $G(q^{-1})$ ou $H(q^{-1})$ comme un rapport de deux matrices polynomiales, qui sont :

- Description de la fraction de matrice droite (RMFD)
$$G(q^{-1}) = C(q^{-1})D^{-1}(q^{-1}) \quad (2.2)$$

- Description de la fraction de matrice gauche (LMFD)

$$G(q^{-1}) = A^{-1}(q^{-1})B(q^{-1}) \quad (2.3)$$

et $A^{-1}(q^{-1})$, $C(q^{-1})$ et $D(q^{-1})$ sont des polynômes matriciels, qui ont les structures suivantes :

$$\begin{cases} A(q^{-1}) = I_p + A_1q^{-1} + \dots + A_{na}q^{-na} \\ B(q^{-1}) = B_0 + B_1q^{-1} + \dots + B_{nb}q^{-nb} \\ C(q^{-1}) = C_0 + C_1q^{-1} + \dots + C_{nc}q^{-nc} \\ D(q^{-1}) = I_m + D_1q^{-1} + \dots + D_{nd}q^{-nd} \end{cases} \quad (2.4)$$

Et les coefficients matriciels ont les dimensions suivantes :

$$A_i \in R^{p \times p}, B_i \in R^{p \times m}, C_i \in R^{m \times p} \quad \text{Et} \quad D_i \in R^{m \times m}$$

2.3.Moindres carrés étendus basés sur le MFD gauche

Un modèle MIMO ARX (Autorégressif avec excitation exogène) est donné par :

$$A(q^{-1})y[k] = B(q^{-1})u[k] + e[k] \quad (2.5)$$

Qui peut être réécrit sous forme MFD gauche comme :

$$y[k] = A(q^{-1})^{-1}B(q^{-1})u[k] + A(q^{-1})^{-1}e[k] \quad (2.6)$$

Où $u[k] \in R^m$ et $B_i \in R^{p \times m}$ sont respectivement les vecteurs d'entrées et de sorties du système, Pendant que $e[k] \in R^p$ est un signal de bruit blanc et les matrices polynomiales $A^{-1}(q^{-1})$, $B(q^{-1})$

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

linéaire peut expliquer le type de non-linéarité de l'actionneur et d'autres effets qui peuvent être placés à l'entrée du modèle. Malgré leur simplicité, il a été prouvé que les modèles Hammerstein avaient la capacité de représenter une grande variété de systèmes non linéaires, par exemple, un réacteur chimique, un amplificateur de puissance... etc. La permutation linéaire et non linéaire dans le modèle de Hammerstein conduit aux modèles de Wiener. Sa structure est illustrée à la Fig. 13 (entourée de vert). Les modèles de Wiener se sont avérés adaptés pour caractériser et utiliser un modèle linéaire du comportement dynamique d'un système dans lequel le capteur a un caractère non linéaire. La combinaison d'un modèle de Hammerstein et d'un modèle de Wiener, développe un nouveau type de structure, Hammerstein-Wiener Fig. 13. Un modèle de type Wiener-Hammerstein peut également être obtenu sur le même principe mais en ordre inverse des modèles. Les modèles de Hammerstein-Wiener se sont avérés adaptés pour caractériser un système dans lequel l'actionneur et le capteur ont un caractère non linéaire. Elle a été appliquée avec succès à la modélisation de plusieurs systèmes et procédés industriels dont le turbo-compresseur qui fait l'objet de l'étude présentée dans ce travail.

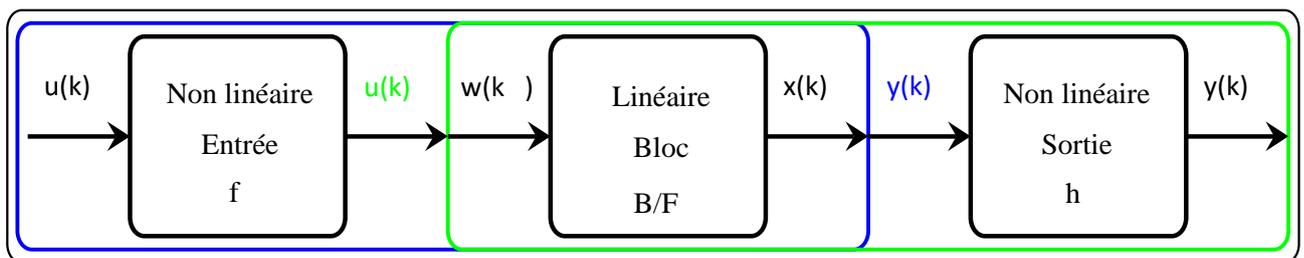


Fig 13 : Schéma fonctionnel d'un modèle Hammerstein-Wiener

Dans la figure 13, les données d'entrée $u(k)$ sont transformées par une fonction non linéaire qui donne $w(k) = f(u(k))$, $w(k)$ est de la même taille que $u(k)$ qui est transformée une fois de plus en une fonction linéaire $x(k) = \frac{B}{F} w(k)$ où est de la même taille que $y(k)$, B et F sont deux polynômes linéaires dans le modèle d'erreur de sortie, la matrice de la fonction de transfert est un bloc linéaire de n_y sorties et de n_u entrées contenant des entrées :

$$\frac{B_{jj}(z)}{F_{jj}(z)}, \text{ où } j=1,2, \dots, n_y \text{ et } i=1,2, \dots, n_u. \quad (2.12)$$

La sortie du système est obtenue par : $y(k) = h(x(k))$ qui a un comportement non linéaire. En outre $w(k)$ et $x(k)$ présenter les entrées/sorties des variables internes du bloc linéaire.

Le modèle Hammerstein-Wiener calcule la sortie y en trois étapes :

1. Calcule $w(k) = f(u(k))$ qui présente l'entrée non linéaire configurée. à partir des données d'entrée, il peut prendre de nombreuses formes de fonctions telles que la zone morte, la saturation, le réseau d'ondelettes, le réseau sigmoïde, la fonction linéaire par morceaux, un réseau personnalisé ou un polynôme unidimensionnel.

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

2. Calcule la sortie du bloc linéaire et utilise les conditions initiales basées sur le signal

$x(k) = \frac{B}{F}w(k)$, le bloc linéaire configuré en ajustant les ordres des polynômes numérateur B / dénominateur F.

3. Transforme la sortie du bloc linéaire $x(k)$ afin de calculer la sortie du modèle, en utilisant la fonction non linéaire h : $y(k) = h(x(k))$ Semblable à la non-linéarité d'entrée, la non-linéarité de sortie est une fonction statique. La non-linéarité de sortie peut être configurée de la même manière que la non-linéarité d'entrée. Alors que la non-linéarité de sortie peut être supprimée tel que $y(k) = x(k)$.

Le modèle obtenu avec le modèle de Hammerstein Wiener peut s'écrire sous la forme d'espace d'état non linéaire :

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) + Ke(k) \\ y(k) = Cx(k) + Du(k) + e(k) \end{cases} \quad (2.13)$$

2.5. Validation du modèle

Dans la littérature, de nombreux critères de validation importants peuvent être trouvés tels que :

- **AIC (Critères d'information)**

Le critère d'information d'Akaike pour un modèle estimé :

$$AIC = Ln(V) + \frac{2d}{N} \quad (2.14)$$

V est la fonction de perte, d est le nombre de paramètres estimés et N est le nombre d'échantillons dans l'ensemble de données d'estimation.

- **FPE (Erreur de prédiction finale)**

L'erreur de prédiction finale d'Akaike (FPE) est définie par :

$$FPE = V \left(\frac{1 + \frac{d}{N}}{1 - \frac{d}{N}} \right) \quad (2.15)$$

d et N sont les mêmes que dans l'équation. (14)

- **RMSE (Erreur quadratique moyenne normalisée)**

L'erreur quadratique moyenne normalisée qui est donnée par l'expression suivante :

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y - \hat{y})^2}{N}} \quad (2.16)$$

- **VAF (Comptabilisation des écarts)**

La comptabilité des écarts (VAF) est définie comme suit :

$$VAF = 100\% \left[1 - \frac{var(y - \hat{y})}{var(y)} \right] \quad (2.17)$$

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

Le meilleur ordre du système n correspondant aux minima d'AIC, FPE, RMSE et maximum de VAF.

2.6. Application et résultat

Le système à l'étude est un Turbo-compresseur à gaz qui est installé dans la station de pompage de gaz naturel de Hassi R'mel, il est composé de deux entrées T1 et P1 (température et pression d'aspiration) et de deux sorties T2 et P2 (température et pression de refoulement), la Fig. 14 montre le bloc-diagramme schématique des signaux d'entrées/sorties et de la turbine qui entraîne le compresseur étudié, et la description détaillée interne avec les composants fondamentaux sont présentés dans la Fig. 14. La taille des données réelles obtenues sur site et qui est utilisé pour l'identification est de 1208 échantillons prélevés sur une durée de 1208 heures, ces données sont obtenues par des mesures sur site basées sur de nombreuses expériences.

2.7. Validation et modèle numérique

L'identification paramétrique du modèle Left MIMO ARX est obtenue sur la base de la théorie de l'estimateur des moindres carrés étendus (LMFD_ARX) et (MFD), où le modèle qui a été sélectionné doit avoir un ordre pair (2, 4, 6...) car chaque bloc matriciel q a une dimension de 2×2 . Le tableau 1 présenté ci-dessous précise l'évolution des ordres n jusqu'à ce que le meilleur soit atteint. D'après les résultats présentés dans le tableau 1, on peut conclure que le meilleur modèle qui correspond aux minima des AIC, des FPE, des RMSE, du maximum des critères de validation VAF et de la fonction de perte minimale sans annulation Pôle/Zéro (comprime à gauche) est le modèle présenté dans le tableau 1 (ligne 5) qui a un ordre $n = 10$ avec un nombre de blocs $l = 5$. Et le deuxième modèle est présenté dans présenté (ligne 6), Le meilleur modèle est celui qui a un ordre $n = 12$ avec un nombre de blocs $l = 6$.

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

Tableau 1 Turbo-compressor System model orders with validations criteria respectively

		LMFD ARX					Hammerstein-Wiener						
l	N	Loss Fun	AIC	FPE	RMSE	VAF (%)	Loss Fun	AIC	FPE	RMSE	VAF (%)	Norm	Iterations
1	2	5.4385	1.7200	5.5826	1.7200	82.5000	8.1532	2.2610	9.5732	2.8534	56.7800	90.1462	20
2	4	1.9967	0.7445	2.1024	1.7200	85.9050	6.0217	2.1033	7.8760	1.7350	79.8000	53.0829	20
3	6	1.1045	0.1789	1.1923	1.7200	87.6550	4.1530	1.6401	5.1214	1.6531	81.1214	70.1324	20
4	8	1.0263	0.1319	1.1350	1.7200	87.7750	3.6337	1.6247	4.8489	1.4921	82.7300	85.4198	20
5	10	0.9927	0.1251	1.1242	1.7200	87.8050	1.6788	0.7503	2.1134	1.1786	85.4100	20.6605	20
6	12	0.9932	0.1420	1.1395	1.7200	87.0010	0.9541	0.3139	1.2984	0.9902	87.6550	16.1805	20

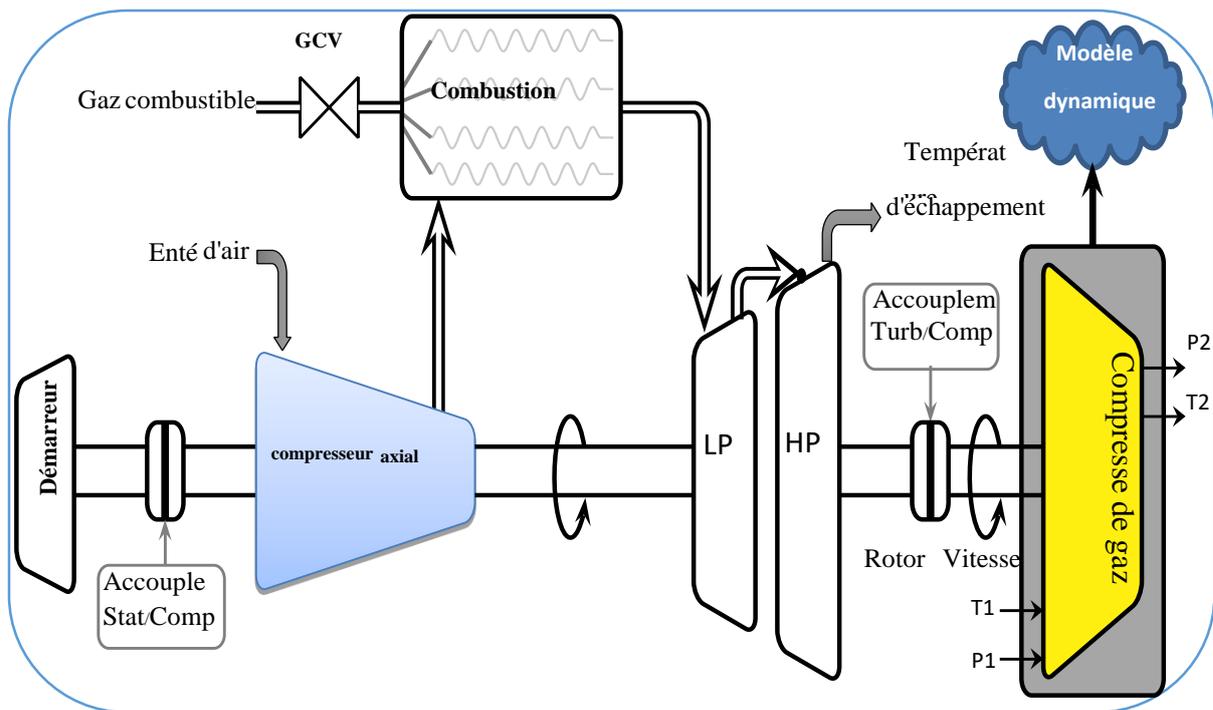


Fig 14 : Schéma de principe d'un turbocompresseur à gaz avec identification du modèle d'entrées/sortie

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

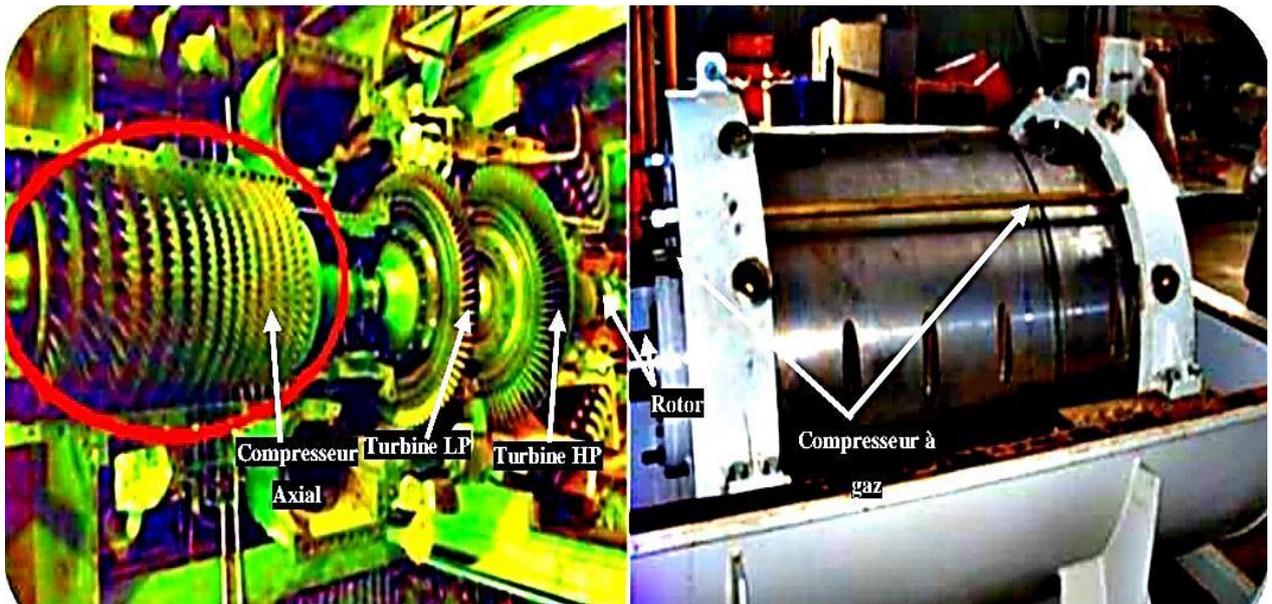


Fig 15 : Le turbocompresseur à gaz étudié, visualisation interne avec description détaillée de ses composants fondamentaux.

L'étude de comparaison entre les deux modèles, le modèle linéaire et le modèle non linéaire sur la base des critères de validation conduit aux résultats présentés dans le tableau 1. D'après les Fig. 16, 17, 20 et 21, on peut voir clairement que les deux modèles sont approximativement égaux, en raison de l'effet d'absence des phénomènes de non-linéarité dans les données acquises. Ainsi, le modèle linéaire est préférable au modèle non linéaire, et le modèle d'ordre inférieur ($n=10$) est plus adapté au modèle d'ordre supérieur ($n=12$),

Le modèle sélectionné du système de turbocompresseur à gaz étudié à partir de l'étude comparative est un modèle linéaire qui est présenté sous forme canonique observable par bloc d'espace d'état, il est donné comme suit :

$$A = \begin{pmatrix} Z & Z & Z & Z & -A_5 \\ I & Z & Z & Z & -A_4 \\ Z & I & Z & Z & -A_3 \\ Z & Z & I & Z & -A_2 \\ Z & Z & Z & I & -A_1 \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} B_5 \\ B_4 \\ B_3 \\ B_2 \\ B_1 \end{pmatrix}, C^T = \begin{pmatrix} Z \\ Z \\ Z \\ Z \\ I' \end{pmatrix}, D = Z \quad I = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad Z = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

Donner :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0152 & 0.0185 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0389 & 0.0436 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0666 & 0.0696 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0881 & 0.1080 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0959 & 0.0784 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0508 & 0.0701 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -0.0171 & 0.0319 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0.1294 & 0.0158 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -0.0052 & 0.0145 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0.0699 & 0.0038 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0.0245 & 0.0262 \\ 0.0686 & 0.0045 \\ 0.0219 & 0.0425 \\ 0.0199 & 0.0710 \\ 0.0820 & 0.2317 \\ 0.1615 & 0.1233 \\ 0.1762 & 0.0941 \\ 0.3274 & 0.1871 \\ 0.0857 & 0.2576 \\ -0.0801 & -0.0413 \end{pmatrix}$$

$$C^T = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

2.8. Entrées, sorties et signaux d'erreur

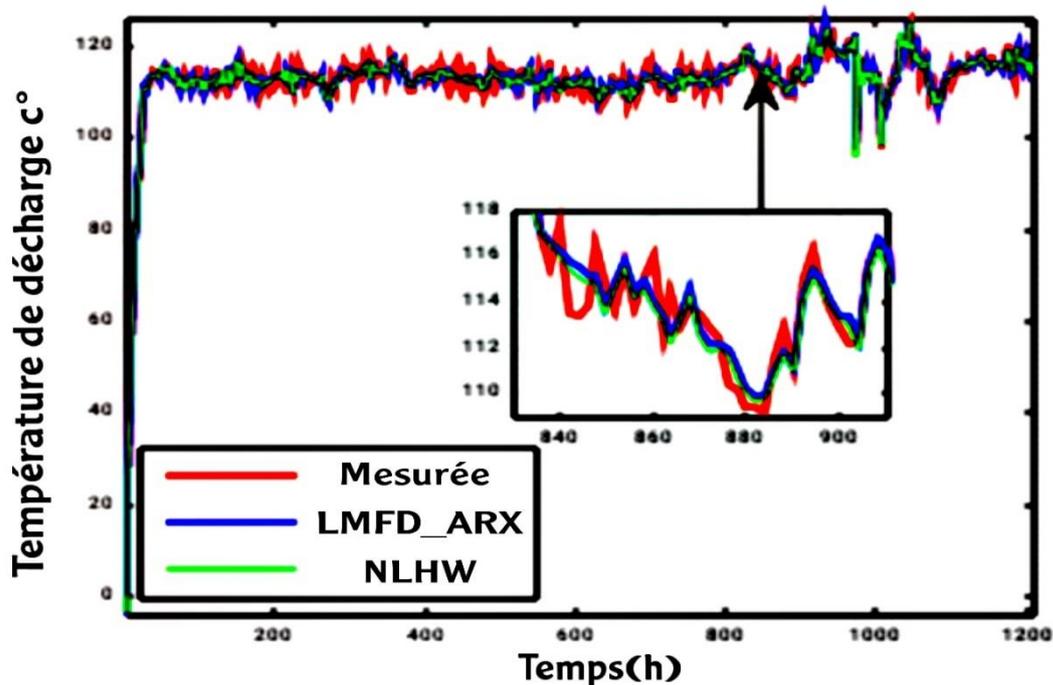


Fig 16 : Sorties des signaux de mesure estimée de décharge Température

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

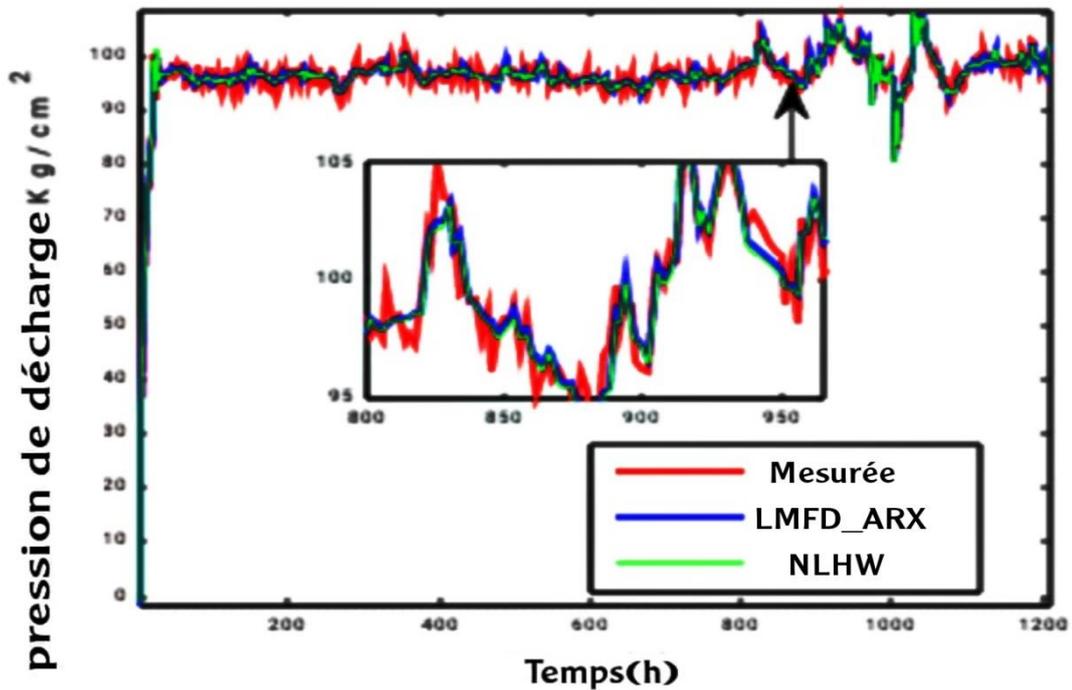


Fig 17 : Sorties des signaux/ de mesure estimée de décharge pression

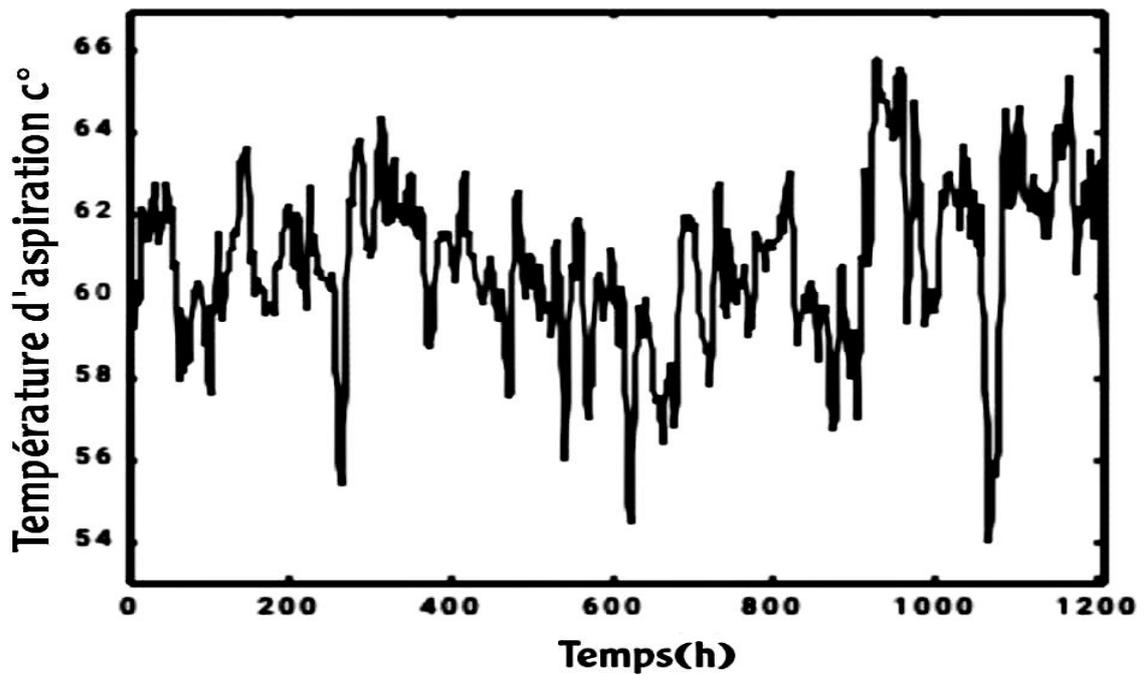


Fig 18 : Signal d'entrée de la température d'aspiration

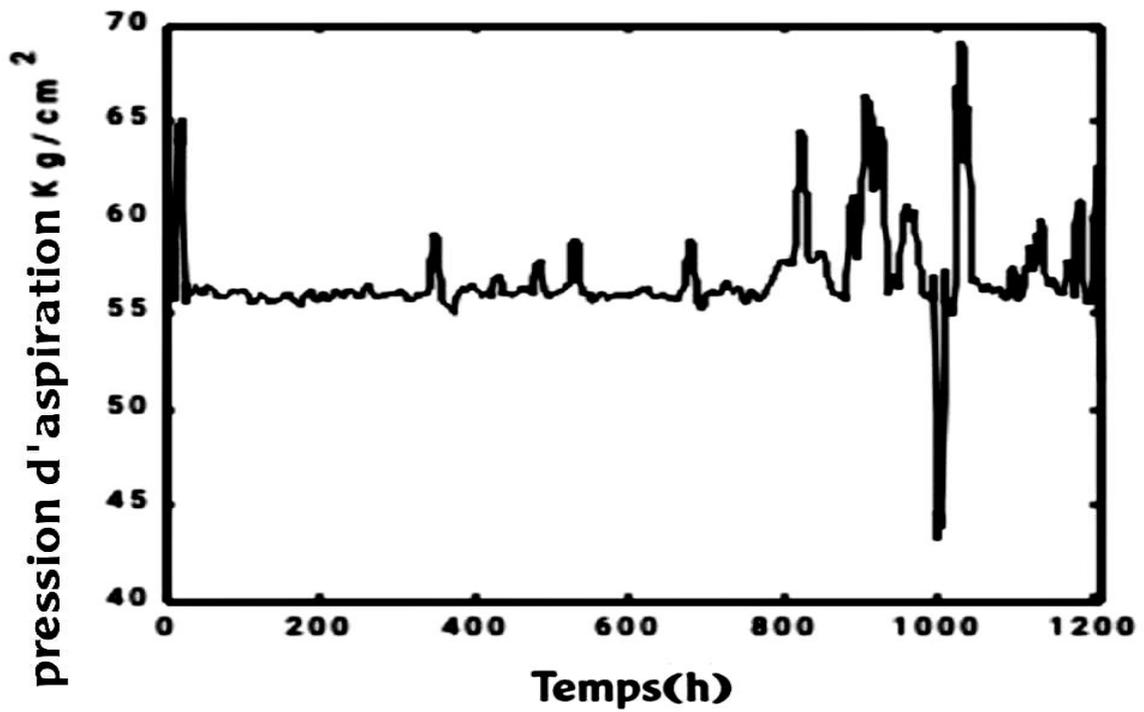


Fig 19 : Signal d'entrée de la pression d'aspiration

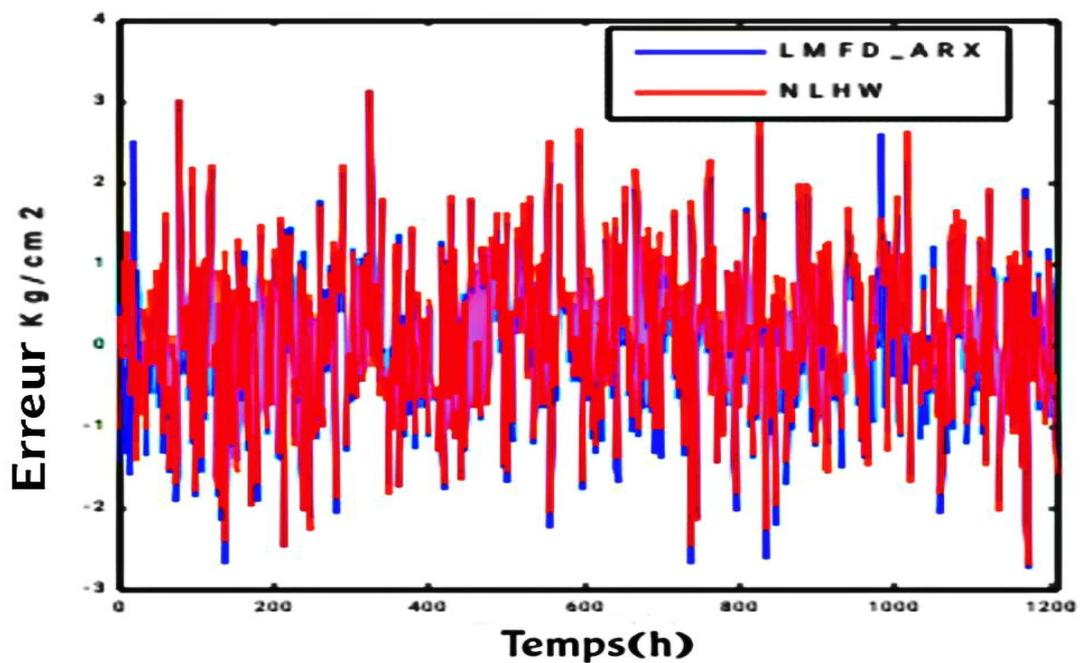


Fig 20 : Signal d'erreur de mesure / pression de refoulement estimée

Chapitre 2 Modélisation paramétrique à base données réelles de compresseur centrifuge

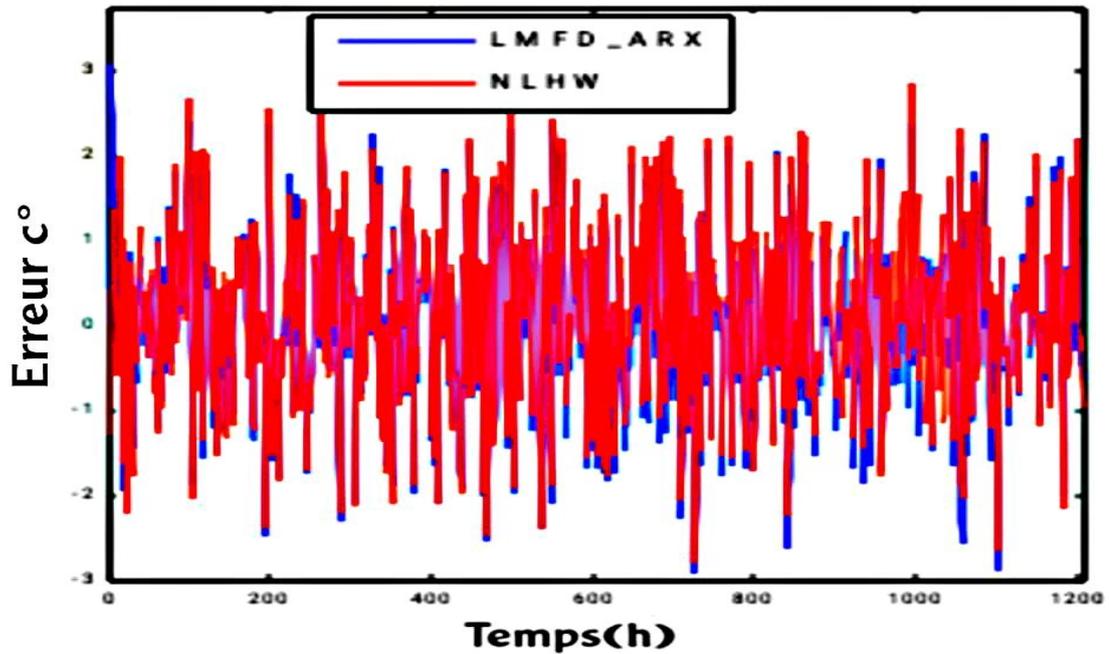


Fig 21:Signal d'erreur de mesure / température de décharge

A travers les signaux de sortie mesurés et estimés représentés sur les Fig. 16 et 17, on peut voir clairement que la pression de refoulement estimée P2 suit la mesure tout au long du temps de mesure, de 0 kg/cm² à 100 kg/cm² pendant 40 heures. La même chose est obtenue pour la température de décharge estimée T2 qui suit le signal mesuré, de 0 °C jusqu'à 120 °C pendant 50 heures. La Fig. 18 représente l'entrée de signal T1, où la variation de la température d'aspiration est indiquée de 58 °C à 65 °C, et la Fig. 19 représente la variation de la pression d'aspiration (P1) de 55 kg/cm² à 68 kg/cm². La validation du signal d'erreurs de sortie illustrée dans les Fig. 20 et 21, il est clair que l'erreur de signal de la pression de refoulement est bornée entre $\pm 2,5$ kg/cm², et converge lorsque le temps atteint son maximum, l'erreur de signal de la température de refoulement est bornée entre $\pm 2,5$ °C, où elle converge.

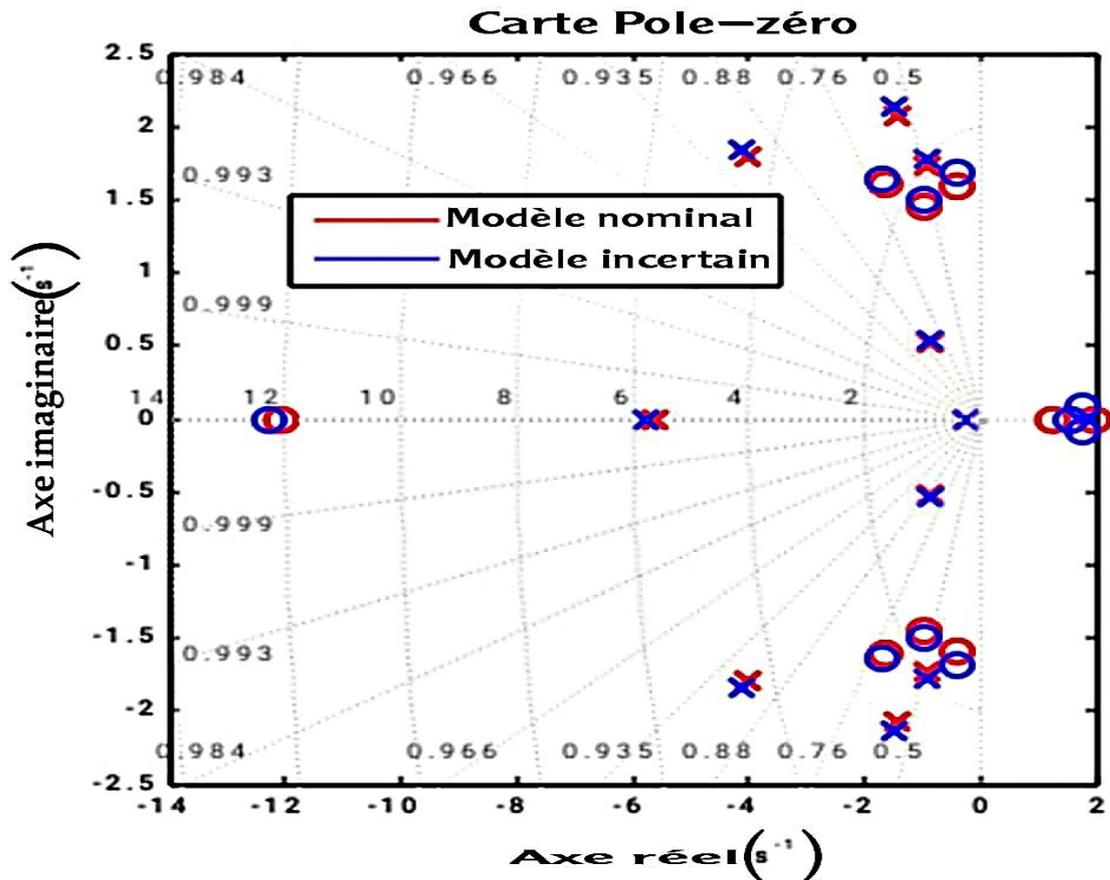


Fig 22: Carte Pôle-Zéro du modèle nominal et du modèle incertain du système turbo-compresseur

2.9. Conclusion

En Automatique, la modélisation et l'identification d'un système dynamique complexe sont des étapes importantes pour la simulation il est souvent nécessaire de décrire le comportement d'un système par un modèle mathématique. En effet, ce modèle peut servir en prédiction (afin de déterminer les sorties à des instants futurs), pour la synthèse d'une loi de commande, afin de réguler le système ou de le stabiliser, ainsi différentes méthodes ont été utilisées pour l'identification des modèles linéaires [3].

Cependant, la plupart des systèmes réels montrent un comportement dynamique non-linéaire et différentes structures non-linéaires ont été proposées dans la littérature pour décrire les systèmes non-linéaires.

Chapitre 3

**Application numérique sur le
compresseur BLC 505, Résultats et
interprétations**

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

3.1.Introduction

Un contrôle raisonnable de la compréhension de ces systèmes est nécessaire pour améliorer leur productivité et réduire leur coût d'exploitation. Dans ce cas, l'une des faiblesses de ces systèmes est déterminée par les problèmes de stabilité dynamique interne dus au fameux phénomène de pompage. Pour cette raison, considéré comme une excellente cible d'application et d'examen pour confirmer l'efficacité du contrôleur proposé. Le compresseur de gaz centrifuge étudié dans cette étude est le BCL 505, installé dans le plus grand gisement de gaz pour la compression de gaz naturel dans le sud de l'Algérie. La modélisation du comportement de fonctionnement du système de compresseur étudié a été faite à base des données réelles où le système a deux références « la pression (P1) et la température (T1) » et deux sorties de décharge pression (P2) et température (T2) .La simulation est réalisée au moyen d'un logiciel Matlab, puis les résultats obtenus sont transformés en courbes en utilisant le logiciel "Simulink"

3.2.Régulateur PID

Régulateur PID (Proportionnel, Intégral, Dérivé) système d'auto régulation (boucle fermée), qui cherche à réduire l'erreur entre la consigne et la mesure. [19]

Le but de la régulation est de maintenir à une valeur désirée (GRANDEUR DE REFERENCE), une grandeur physique (GRANDEUR REGLEE) comme la température, l'humidité relative, la pression... soumise à des perturbations en mesurant sa valeur. Après comparaison entre grandeur réglée et grandeur de référence, il en résulte un écart de réglage. En fonction de cet écart, le régulateur forme un signal de commande (GRANDEUR DE REGLAGE) qui va faire varier la puissance de réglage par l'intermédiaire d'un actionneur (ORGANE DE REGLAGE). [19]

Le régulateur PID classique relie directement le signal de commande $u(t)$ au signal d'écart $e(t)$. Sa description temporelle est la suivante :

$$u(t) = K_p + \left(e(t) + \frac{1}{T_i} + \int_0^1 e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.1)$$

avec l'écart défini comme suit :

$$e(t) = w(t) - y(t) \quad (3.2)$$

Sa fonction de transfert s'écrit :

$$G_c(s) \equiv \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + sT_d \right) \quad (3.3)$$

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

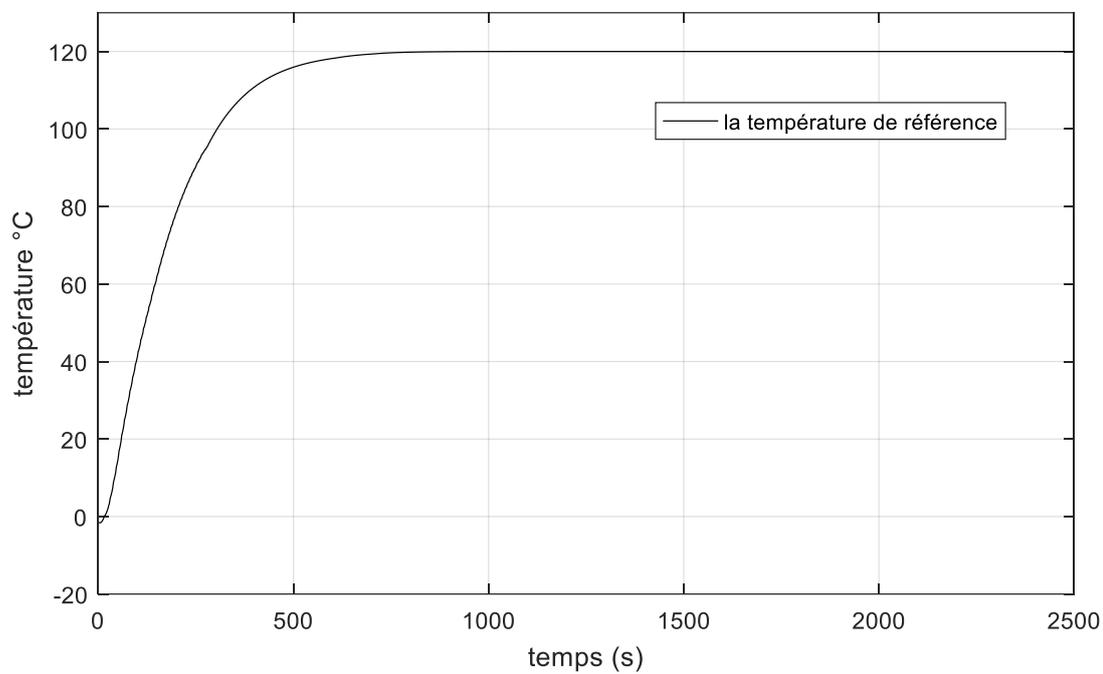


Fig 23: le signal de la température de référence

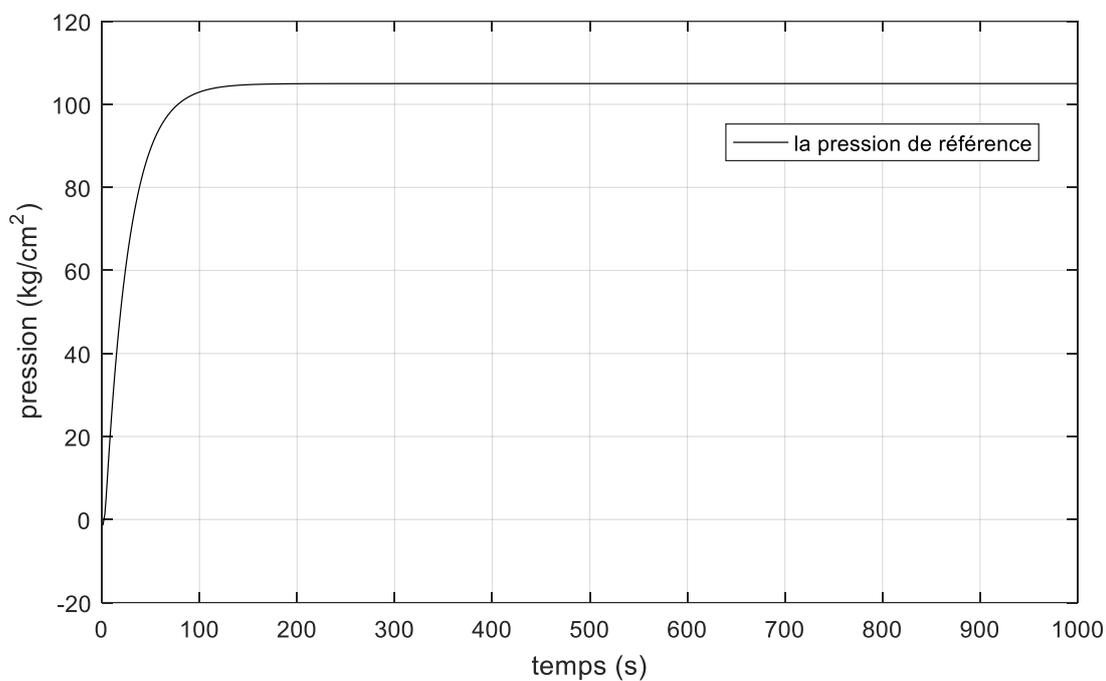


Fig 24: le signal de la pression de référence

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

3.3 La discussion des résultats références des figure 23 et 24

Les figures « 23 et 24 » représente les variations des références d'entrés qui sont la température d'entrée et la pression d'entrée a base des données réelles en fonction du temps.

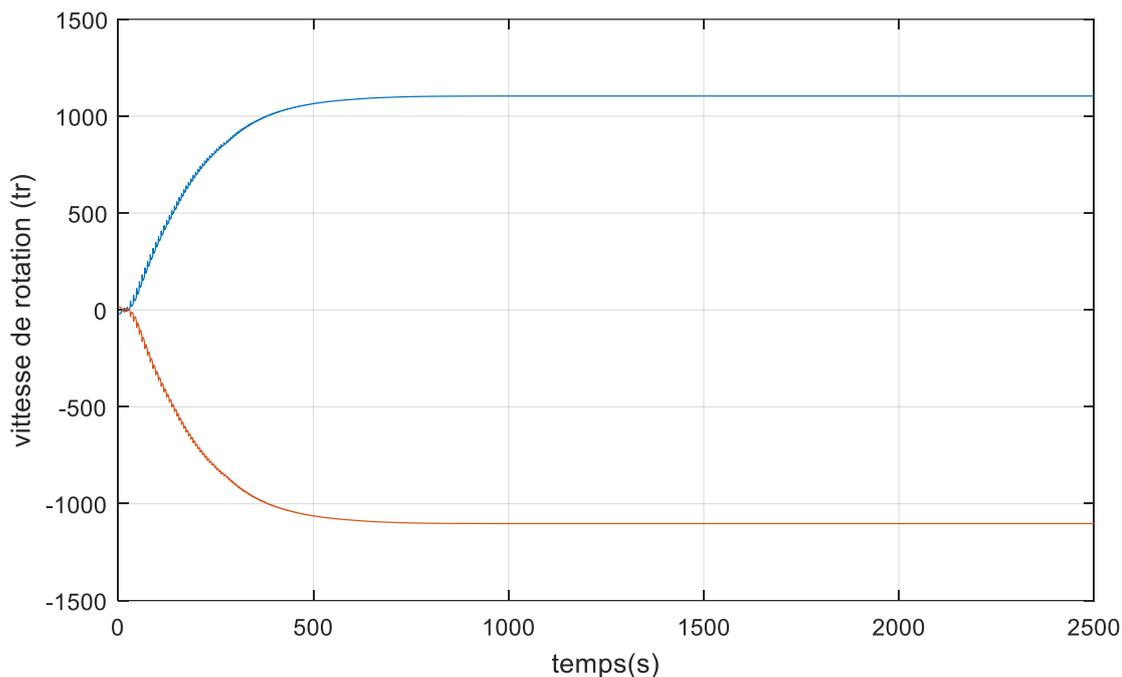


Fig 25 : la vitesse de rotation

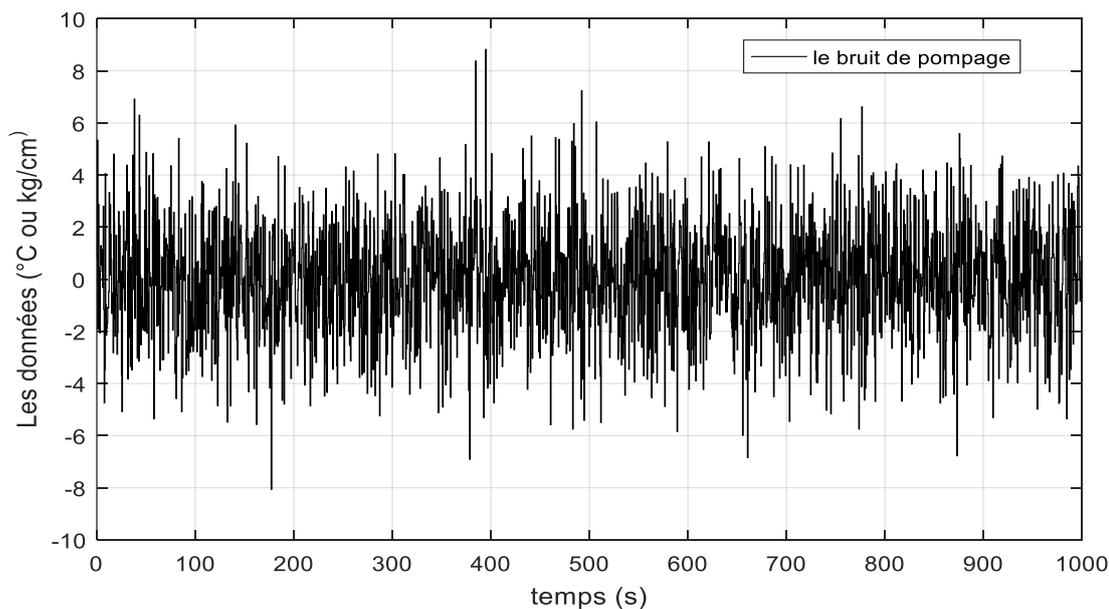


Fig 26: le signal de bruit de pompage

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

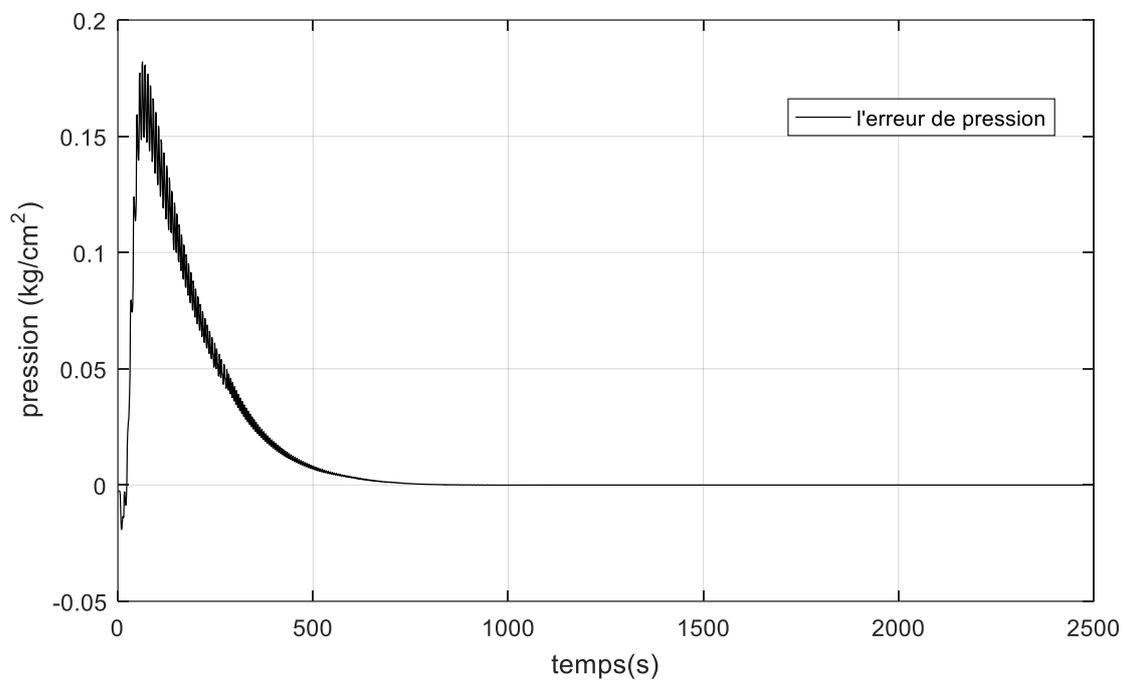


Fig 27: le signal d'erreur de la pression

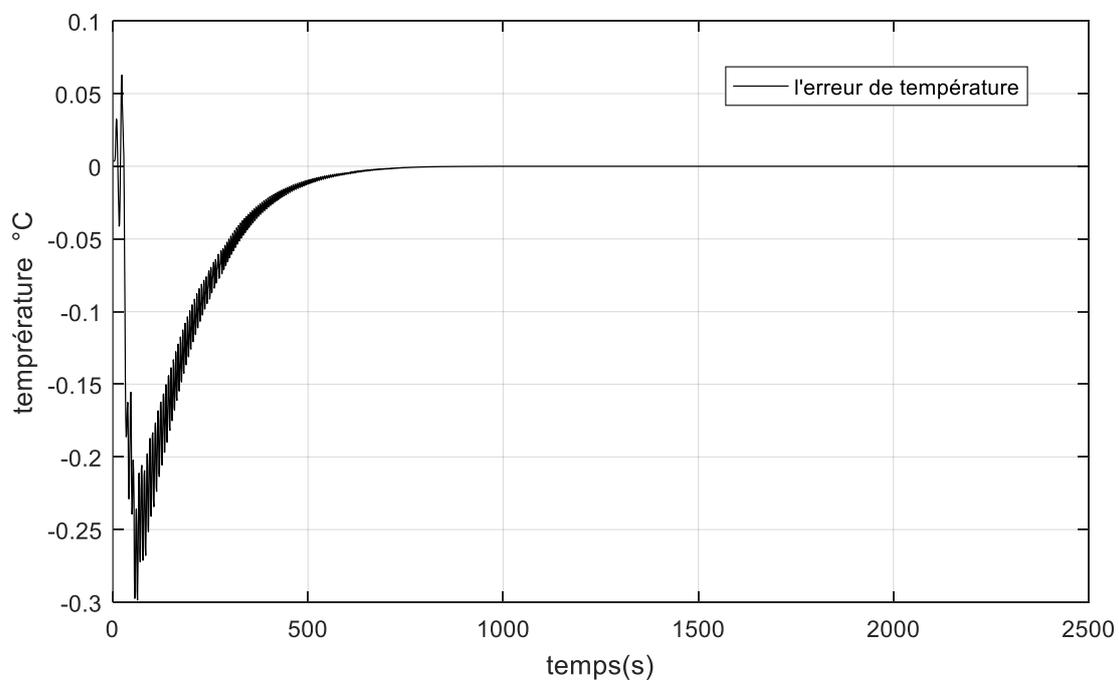


Fig 28: le signal d'erreur de température

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

3.4 La discussion des résultats obtenus des figures 27 et 28

Les figures 27 et 28 représentent le signal de l'erreur de pression et température en fonction du temps. Ces variations exprime la déférence entre les données réelles des références « T1/P1 » et les résultats des sorties « T2/P2 ».

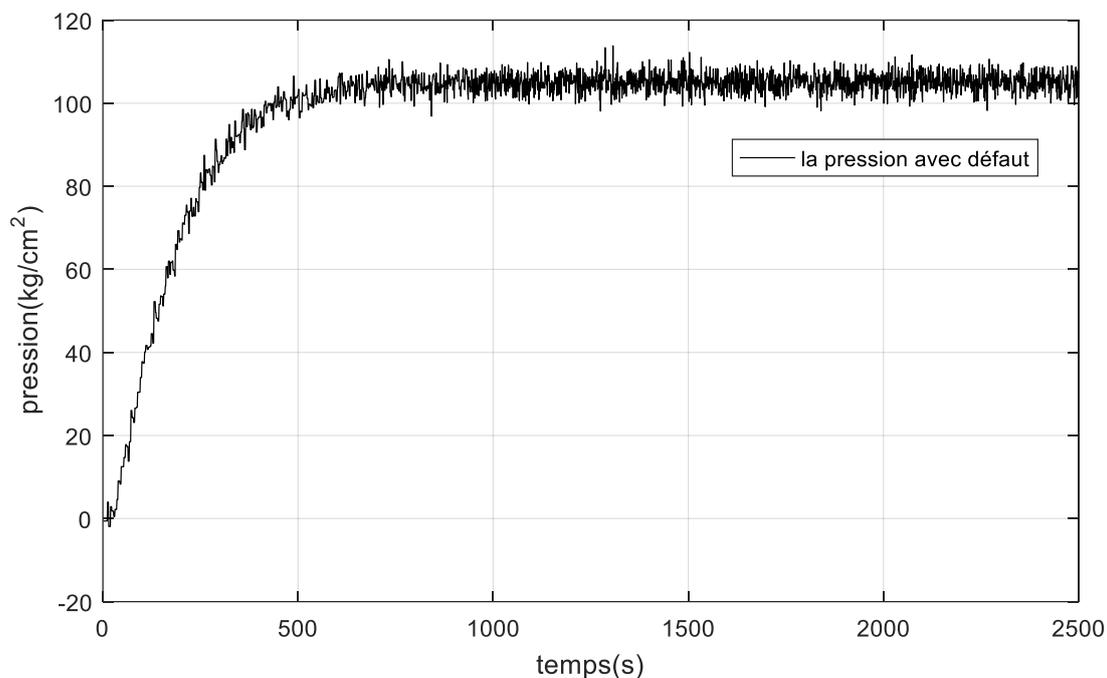


Fig 29: le signal de la pression avec défaut

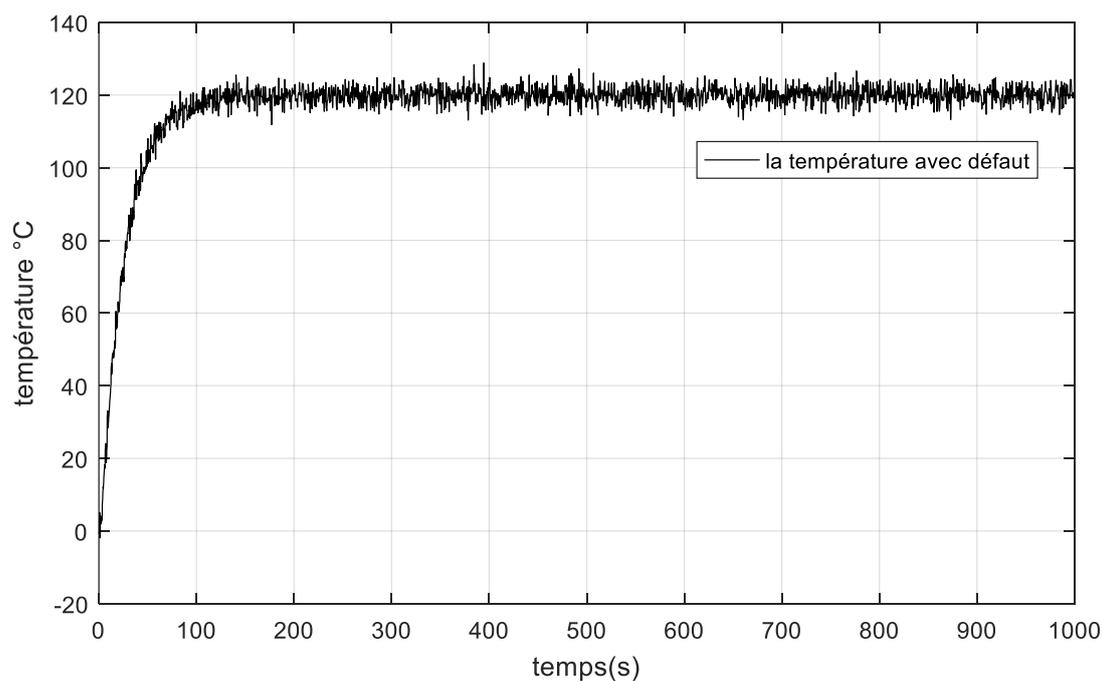


Fig 30 : Le signal de la température avec défaut

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

3.5. Présentation du schéma de régulation

Le problème de pompage qui entrave le fonctionnement du compresseur centrifuge BCL 505 nous a fait essayer de simuler le compresseur sur logiciel « Simulink » en donnant des instructions au contrôleur PID pour se débarrasser du bruit de pompage représenté sur la figure 26, pour obtenir des sorties similaires aux données de références indiqués dans les figures 23 et 24 et cela est illustré dans les figures suivantes 29 et 30.

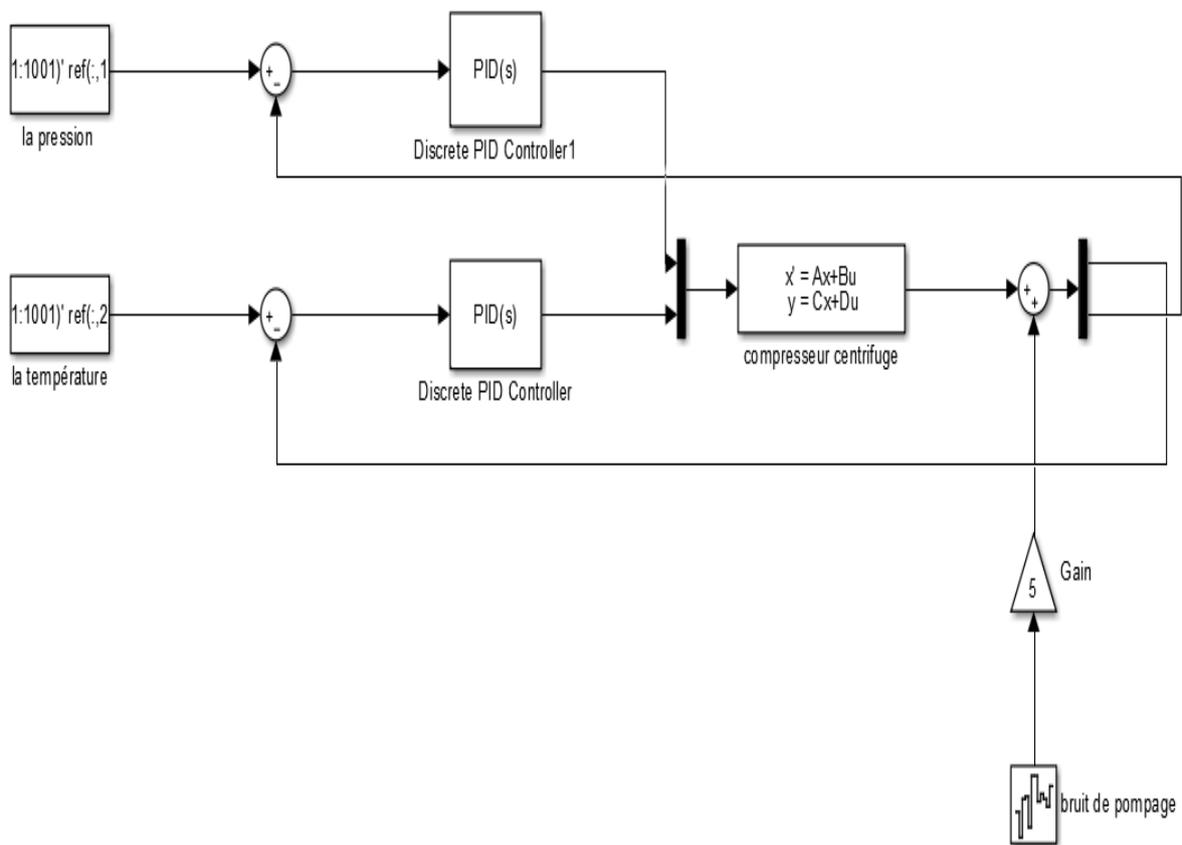


Fig 31 : schéma de régulation

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

3.5 La discussion des résultats obtenus des figures 29 et 30

Les figures 29 et 30 représentent le signal de pression et de température avec défaut en fonction du temps.

La pression et la température de sortie mesurées ne coïncident pas avec ses références requises, un débit irrégulier, avec des oscillations dans les sorties.

Le système a continué à fonctionner en présence des symptômes ci-dessus du phénomène de pompage, Les symptômes précédents ont commencé à se développer en défauts de danger.

Ces variations exprime les résultats des sorties « T2/P2 » sans contrôle et régulation.

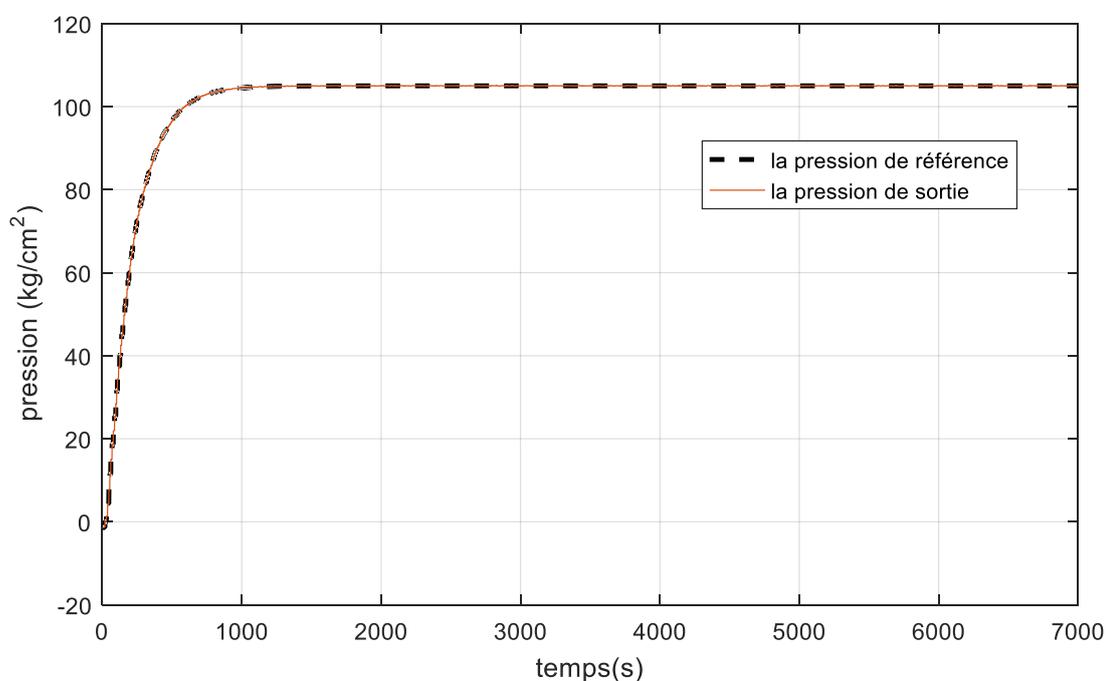


Fig 32 : le signal de la pression de référence et de sortie

3.6 La discussion des résultats obtenus de la figure 32

La figure 32 contient deux courbes congruentes « la courbe de pression de référence et de sortie » en fonction du temps.

Nous concluons que les courbes correspondent en raison de la régulation pression que nous avons faite par le PID où nous avons éliminé le problème principale « le phénomène de pompage » qui gêne le fonctionnement du compresseur centrifuge BCL 505.

Chapitre 3 Application numérique sur le compresseur BLC 505, Résultats et interprétations

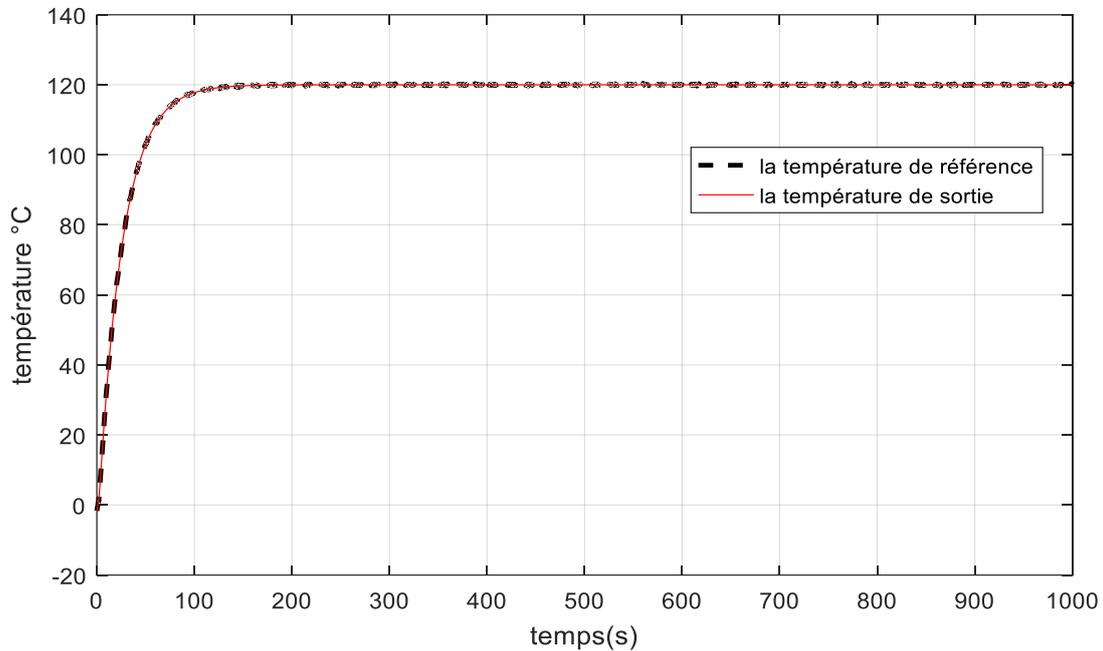


Fig 33 : le signal la température de référence et de sortie

3.7 Discutez les résultats obtenus des références et de sorties de la figure 33

La figure 33 contient deux courbes congruentes « la courbe de température de référence et la courbe de température de sortie » en fonction du temps.

Nous concluons que les courbes correspondent en raison de la régulation température que nous avons faite par le PID où nous avons éliminé le problème principale « le bruit de pompage » qui gêne le fonctionnement du compresseur centrifuge BCL 505.

3.6. Conclusion

Entre L'Aspiration et le Refoulement, y a un stade de transition qui détermine l'efficacité du système afin que nous obtenions la température et la pression souhaitée, tandis que le problème de pompage entrave sa stabilité.

Pour éliminer ce phénomène de pompage, il suffit d'ajouter un régulateur PID au compresseur centrifuge BCL 505, qui permet de réguler la stabilisation du système de fonctionnement.

Les résultats obtenus en sortie «P2-T2» qui sont identiques aux données de références «P1-T1» avec l'utilisation de régulateur PID ont approuvé que ce dernier est une unité de contrôle efficace peut faire une limite au bruit de pompage qui est resté présent en l'absence du PID.

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons traité un sujet très important lié à la production de gaz, car nous avons essayé d'améliorer les performances du compresseur BCL 505 en appliquant des modèles mathématiques et en ajoutant un PID afin de créer une stabilité dans le système.

Un compresseur centrifuge BCL 505 est un type spécialisé de compresseur qui utilise la force centrifuge afin d'augmenter la pression de gaz, cette augmentation est gênée par un problème de pompage qui est l'une des principales causes d'instabilité dynamique limitant le fonctionnement des compresseurs centrifuges et il s'agit d'une oscillation axisymétrique du débit à travers le compresseur et se caractérise par un cycle limite dans la caractéristique du compresseur. Cet événement force le flux à revenir vers l'entrée du compresseur et lance le cycle de limite de surtension qui affecte l'ensemble du système. Les surtensions peuvent causer des dommages structurels importants à la machine en raison des vibrations violentes et des charges thermiques élevées qui accompagnent généralement l'instabilité. De plus, toute instabilité de débit ou excitation périodique dans un système de compression centrifuge peut réduire considérablement la marge de surtension du compresseur. [20]

Généralement les fonctions de transfert des procédés industriels sont difficiles ou parfois impossible à déterminer par un calcul. En pratique, il est difficile de connaître à l'avance la fonction de transfert, les études théoriques qui préciseraient cette fonction sont souvent complexes ou bien inachevées. Il sera nécessaire d'avoir recours à l'identification (réponse indicielle). Cette réponse est représentée par la variation de la grandeur de sortie (qui est ici la pression de refoulement) en fonction du temps, lors de la variation de la grandeur d'entrée (débit d'aspiration). Pour identifier l'objet, on a fait l'expérience dans l'unité et on a enregistré les réponses indicelles.

Il existe plusieurs classifications des modèles, chaque type de modèle étant destiné à une application particulière. Dans notre cas nous avons un modèle dynamique du système à régler, les modèles dynamiques sont spécifiés aux modèles mathématiques d'un système physique, ils sont principalement utilisés dans l'analyse de comportement du système. Ils sont appelés aussi modèles de commande, qui décrivent ainsi la relation entre les variations de la commande et les variations de la sortie.

L'identification consiste à déterminer dans le cas général, Les paramètres du modèle (identification paramétrique), réponses temporelles ou fréquentielles (identification non paramétrique). [21]

Les régulateurs les plus utilisés dans l'industrie sont les contrôleurs PID pour l'ouverture de la vanne de recyclage. Le contrôleur a besoin de connaître le point de fonctionnement actuel du système, puis de le comparer à la ligne de protection contre le pompage.

L'asservissement par PID est aujourd'hui l'un des asservissements les plus utilisés et ce pour plusieurs raisons. Premièrement, il est très simple à mettre en place et s'avère efficace pour la plupart des systèmes réels. De plus, le calcul des coefficients laisse le choix entre plusieurs méthodes de difficulté croissante.

D'une part, une méthode expérimentale et très facile à mettre en place permet d'obtenir rapidement des coefficients corrects pour des systèmes ne nécessitant pas de très grandes précisions dans l'asservissement.

D'autre part, des méthodes mathématiques avancées offrent des techniques pour obtenir les coefficients idéaux pour un système en particulier. Ainsi, la mise en place d'un asservissement PID peut-être à la fois rapide et efficace et permettre une optimisation des coefficients pour les systèmes les plus avancés. [22].

Références

- [1] F. Mohamed, «Etude de la boue de forage et dimensionnement de la,» tizi-ouzou, 2019.
- [2] F. Mohamed, «Dimensionnement d'un centre de stockage et de distribution de carburants NAFTAL,» Université Mouloud Mammeri, tizi-ouzou, 2017.
- [3] «atlascopco,» 07 04 2022. [En ligne]. Available: <https://www.atlascopco.com/fr-dz/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors>.
- [4] *Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH.*
- [5] «Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge – Projet de fin d'etudes,» [En ligne]. Available: <https://www.rapport-gratuit.com/principe-de-fonctionnement-dun-compresseur-centrifuge/>. [Accès le 2022 05 2022].
- [6] m. ferrouk, «Dimensionnement d'un centre de stockage et de distribution de carburants NAFTAL,» Université Mouloud Mammeri , tizi-ouzou, 2019.
- [7] b. +. belhabib, «Etude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL 606-3/A,» 25/06/2018.
- [8] Pld, «techno science,» 02 2022. [En ligne]. Available: <https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Compresseur-centrifuge-page-2.html>. [Accès le 11 04 2022].
- [9] «lfgloan.com,» 21 03 2019. [En ligne]. Available: <https://www.lfgloan.com/compresseur-centrifuge-rotatif-avantages-et-inconvenients/>. [Accès le 13 04 2021].
- [10] O. salim, *Etude et régulation du phénomène de pompage*, TIZI-OUZOU, 2009.
- [11] B. Abdelhafid, H. Ahmed et G. and Mouloud, «Gas turbine modellingbased on fuzzy clustering algorithm using experimental data,» *Applied Artificial Intelligence Taylor & Francis*, 2016.
- [12] A. Hafaifa, M. Guemana et R. and Belhadeif, «Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control,» *Systems Science & Control Engineering*, pp. 632-641.
- [13] H. Ahmed, L. Kouider et L. Ferhat, «Robust Fuzzy Fault Detection and Isolation Approach Applied to Surge in Centrifugal Compressor Modeling and Control,» *Fuzzy Information and Engineering*, vol. 02, pp. 49-73, 2010.
- [14] A. Mohamed et H. Kamel, «Extending the SRIV Identification Algorithm to MIMO LMFDF Models,» *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 04, pp. 135-142, 2009.

- [15] D. Feng et C. Tongwen, «Identification of Hammerstein nonlinear ARMAX systems,» *Automatica*, vol. 41, pp. 1479-1489, 2005.
- [16] L. Ljung, *System identification: Theory for the user*, 1999.
- [17] T. Kailath et W. and Li, *Linear systems*, Prentice Hall, 1980.
- [18] L. Shieh et Y. and Tsay, *Transformation of a class of multivariable control systems to Block companion forms*, 1982.
- [19] A. Hadad, «optimization des coefficients du régulateur PID par Essaim de particule d'un processus,» 2013.
- [20] i. Hashem, J.-M. Mohammad Reza, S. karim, R. amin et M. ali, «Constrained nonlinear model predictive control for centrifugal compressor system surge including piping acoustic using closed coupled valve,» *Systems Science & Control Engineering*, vol. 5, n° %11, pp. 342-349, 2017.
- [21] s. Ouldamer, *Etude et régulation du phénomène de pompage dans le*, TIZI-OUZOU, 2009.
- [22] «cours asservissement PID,» 2022. [En ligne]. Available: asservissement_PID.odt. [Accès le 01 06 2022].