

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en : Energétique
Domaine : Science et Technologie
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique
Thème

Simulation de l'écoulement du fluide dans un compresseur alternatif

Présenté Par :

- 1) Mr Bensaad Mohamed Mehdi
- 2) Mr Belghorzi Djawed

Devant le jury composé de :

Pr Benzenine Hamidou	Pr UAT.B.B (Ain Temouchent)	Président
Dr Dorbane Abdelhakim	M C A UAT.B.B (Ain Temouchent)	Examineur
Dr Guendouz Bouhelal	M C B UAT.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant

Année Universitaire 2025/2026

Remerciements

Avant tout, je remercie Allah le Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la volonté et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à mon encadrant, Monsieur Bouhelal Guendouz, pour son accompagnement, sa disponibilité, ses précieux conseils, son soutien constant et ses orientations pertinentes tout au long de la réalisation de ce mémoire. Ses compétences, son sérieux et son sens pédagogique ont grandement contribué à l'aboutissement de ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de mon profond respect et de ma reconnaissance.

J'adresse également mes remerciements aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail et de lui consacrer une partie de leur temps.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants du département qui ont contribué à ma formation et m'ont transmis leurs connaissances tout au long de mon cursus universitaire

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

À mon très cher père Nor El Dine, qui a toujours été pour moi un exemple de courage, de sagesse et de persévérance. Merci pour tes sacrifices, ton soutien indéfectible et tes précieux conseils qui m'ont accompagné tout au long de mon parcours.

À ma très chère mère Halima, dont l'amour, la tendresse, les prières et les encouragements constants ont été une source inestimable de force et de motivation. Que ce travail soit une expression de ma profonde gratitude et de mon immense affection.

À mon cher frère Anis, pour son soutien, sa présence et ses encouragements qui m'ont aidé à avancer avec confiance.

À mes chères sœurs Manel et Sanaa, pour leur affection, leur soutien moral et tous les moments de joie et de partage que nous avons vécus ensemble.

À mes chères tantes, pour leur bienveillance, leurs encouragements et leur soutien tout au long de mes études.

À toute ma famille, qui a toujours cru en moi et m'a soutenu dans les moments les plus difficiles.

Je vous dédie ce travail avec toute ma reconnaissance, mon respect et mon amour.

Que Dieu vous protège et vous accorde santé, bonheur et réussite.

Bensaad mohamed mehd

Dédicace

C'est avec une profonde gratitude que je dédie ce modeste travail :

À mon très cher père, Belghorzi Mohamed, pour son soutien constant, ses sacrifices, sa patience et les valeurs qu'il m'a transmises. Son exemple de détermination et de persévérance a toujours été une véritable source d'inspiration.

À ma très chère mère, Chikh Miloud Yamina, dont l'amour inconditionnel, les prières, la bienveillance et les encouragements m'ont donné la force de poursuivre mes objectifs. Je lui exprime toute ma reconnaissance et mon affection.

À ma chère sœur, Belghorzi Affef, qui m'a accompagné tout au long de ce parcours avec un soutien sans faille. Merci pour ton aide précieuse, tes encouragements permanents et les nombreuses nuits passées à mes côtés afin que je puisse mener ce travail à son terme.

À tous les membres de ma famille, pour leur confiance, leur soutien moral et leur présence dans les moments les plus importants de mon parcours.

Je vous adresse cette dédicace avec tout mon amour, mon respect et ma sincère gratitude.

Puisse Dieu vous préserver, vous accorder une excellente santé, une longue vie, le bonheur et la réussite.

Belghorzi Djawed.

Résumé

L'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de compression de gaz constitue un défi industriel majeur, en particulier dans les secteurs de la réfrigération et du stockage d'énergie. Ce mémoire se propose d'étudier les performances d'un compresseur volumétrique à piston.

Pour ce faire, un modèle thermodynamique 0D, intégrant les principales sources de pertes internes – thermiques, fluidiques et mécaniques – et couplé à une analyse de sensibilité paramétrique, a été développée.

Les résultats obtenus révèlent des tendances significatives, parmi lesquelles l'influence prépondérante de la longueur de la bielle sur la pression maximale dans le cylindre et sur le rendement volumétrique. Par ailleurs, le travail de compression par cycle, évalué sur l'ensemble des configurations simulées, s'avère être un indicateur pertinent de l'efficacité énergétique de la machine.

Ce travail contribue à une meilleure compréhension des couplages multiphysiques dans les compresseurs à piston et propose un outil prédictif simple d'usage pour guider les choix de conception. Les perspectives ouvertes par cette étude incluent une validation expérimentale ainsi que l'extension du modèle à d'autres architectures de compresseurs.

Mots-clés : *Compresseur à piston – Modélisation 0D – Analyse de sensibilité – Efficacité énergétique – Pertes internes.*

Abstract

The enhancement of energy efficiency in gas compression systems constitutes a major industrial challenge, particularly in the refrigeration and energy storage sectors. The present master's thesis is devoted to the study of the performance of a positive displacement piston compressor.

A 0D thermodynamic model, incorporating the principal sources of internal losses – namely thermal, fluidic and mechanical losses – and coupled with a parametric sensitivity analysis, was developed for this purpose.

The obtained results reveal significant trends, most notably the predominant influence of the connecting rod length on both the maximum in-cylinder pressure and the volumetric efficiency. Moreover, the compression work per cycle, evaluated across the various simulated configurations, proves to be a relevant indicator of the machine's overall energy efficiency.

This work contributes to a deeper understanding of the multiphysics couplings occurring in piston compressors and provides an accessible predictive tool to support design decisions. The perspectives arising from this study include experimental validation and the extension of the model to other compressor architectures.

Keywords: *Piston compressor – 0D modeling – Sensitivity analysis – Energy efficiency – Internal losses.*

الملخص

يُشكّل تحسين الكفاءة الطاقوية لأنظمة ضغط الغازات تحدياً صناعياً كبيراً، لا سيّما في مجالي التبريد وتخزين الطاقة. يهدف هذا البحث إلى دراسة أداء ضاغط حجمي مكبسي (من النوع الإزاحي الموجب).

ولتحقيق ذلك، تم تطوير نموذج ترموديناميكي صفري الأبعاد OD يدمج المصادر الرئيسية للفقد الداخلي – الحراري، المائي والميكانيكي – مع اقترانه بتحليل حساسية بارامتري.

كشفت النتائج المحصّلة عليها عن اتجاهات دالّة، من بينها التأثير البارز لطول ذراع التوصيل على الضغط الأقصى داخل الأسطوانة وعلى العائد الحجمي. كما أثبت عمل الانضغاط لكل دورة، الذي تم تقييمه عبر جميع التهيئات المحاكاة، أنه مؤشر ذو صلة بكفاءة الآلة الطاقوية.

يُسهّم هذا العمل في فهم أفضل للتزاوجات متعددة الفيزياء في الضواغط المكبسية، ويوفّر أداة تنبؤية سهلة الاستخدام لتوجيه خيارات التصميم. تشمل الآفاق التي تفتحها هذه الدراسة التحقق التجريبي، فضلاً عن توسيع النموذج ليشمل تهيئات أخرى للضواغط.

الكلمات المفتاحية: ضاغط مكبسي – نمذجة صفريّة الأبعاد – تحليل الحساسية – الكفاءة الطاقوية – الفقد الداخلي.

Table des matières

<i>Remerciements.....</i>	<i>I</i>
<i>Dédicace</i>	<i>II</i>
<i>Résumé</i>	<i>IV</i>
<i>Abstract.....</i>	<i>V</i>
<i>المخلص.....</i>	<i>VI</i>
<i>Table des matières.....</i>	<i>VII</i>
<i>Liste des figures</i>	<i>IX</i>
<i>Liste des tableaux.....</i>	<i>XI</i>
<i>Nomenclature.....</i>	<i>XII</i>
<i>Introduction générale... ..</i>	<i>XIII</i>

Chapitre I

Généralités sur les compresseurs

Introduction	01
I) Contexte générale	01
II) Définition d'un compresseur.....	02
III) Historique des compresseurs.....	02
III-1 Les origines des compresseurs	02
III-2 Apparition des compresseurs mécaniques	03
III-3 Développement industriel au XIX^e siècle	03
III-4 Apparition des compresseurs rotatifs.....	03
III-5 Les compresseurs modernes.....	03
IV) Classification générale des compresseurs.....	04
IV-1 Les compresseurs dynamiques	04
IV-2 Les compresseurs volumétriques	04
V) Définition du compresseur alternatif à piston.....	05
VI) Principe de fonctionnement	05
VII) Principaux composants d'un compresseur alternatif.....	07
VIII) Principe de fonctionnement des soupapes.....	07
IX) Les avantages et les inconvénients	08
IX-1 Avantages	08
IX-2 Inconvénients	08

X) Domaines d'application	09
XI) Les travaux des compresseurs à piston	10
Conclusion.....	16

Chapitre II

Modélisation d'un compresseur alternatif

Introduction	18
I) Les types de modélisation du compresseur alternatif	18
I-1 Le modèle 0D (Zéro-dimensionnel)	18
I-2 Le modèle 1D (Monodimensionnel)	19
I-3 Le modèle 2D (Bidimensionnel)	20
I-4 Le modèle 3D (Tridimensionnel - CFD).....	21
II) Formulations mathématiques du problème	22
II-1 Le changement de pression au cours du cycle de compression	22
II-2 Mouvement du piston	24
II-3 Volume instantané de la chambre de compression.....	25
II-4 Analyse des efforts mécaniques	26
II-5 Modélisation de la thermodynamique.....	27
II-5-1 Conservation de la masse.....	27
II-5-2 Conservation de l'énergie	28
II-6 Dynamique des soupapes	29
II-6-1 Aperçu historique sur la modélisation des soupapes.....	29
II-6-2 Considérations générales sur le fonctionnement des soupapes	29
II-6-3 Principe de fonctionnement des soupapes.....	31
II-6-4 Modélisation mathématique des soupapes	34
II-6-5 Équation du débit massique (Écoulement).....	36
III) Paramètres de performance	36
III-1 Le Rendement Volumétrique (η_v).....	36
III-2 Le Débit Massique ($\dot{m}$).....	38
III-3 Puissance P	39
IV) Equation d'état d'un gaz réels.....	39
V) Les fonctions d'état pour un gaz.....	41

Table des matières.....

VI) Analyse de la Chaleur Dégagée lors de la Compression	43
Conclusion.....	44

Chapitre III

Résultats et Discussion

Introduction	46
I) Description du problème de simulation	46
II) Méthode de programmation	48
III) Description de MATLAB	49
IV) Hypothèses du modèle	50
V) Résultats.....	51
V-1 Validation des résultats de simulation	51
V-2 Evolution de volume	52
V-3 Variation de la pression.....	53
V-4 Variation de la température.....	53
V-5 Evolution de cycle de compression	54
V-6 Evolution de la masse d'air dans le cylindre	55
V-7 Mouvement de la valve d'aspiration	56
V-8 Mouvement de la valve de refoulement.....	57
V-9 Influence de la vitesse de rotation sur les performances de système.....	58
V-10 Influence de la longueur de bielle sur les performances de système	60
V-11 Influence de la pression de sortie sur les performances de système	62
Conclusion.....	64
<i>Conclusion générale</i>	<i>66</i>
<i>Références.....</i>	<i>68</i>

Liste des figures

Figure I-01	Classification des compresseurs	05
Figure I-02	Compresseur à piston alternatif (vue en coupe).	06
Figure I-03	Schéma de principe d'un compresseur alternatif à piston.	06
Figure I-04	Vue en coupe de la chambre de compression et schéma des transferts thermiques entre le gaz (blanc), le liquide (vert) et la paroi [26].	11
Figure I-05	Le dispositif expérimental mis en œuvre pour le compresseur à piston liquide [22].	13
Figure I-06	Compresseur à piston liquide : (a) simple, (b) avec tubes de refroidissement internes [32].	15
Figure II-01	Principe du modèle 0D (à paramètres concentrés) appliqué à un cylindre de compresseur. [2]	19
Figure II-02	Principe de la discrétisation spatiale unidimensionnelle (1D) appliquée à une conduite de compresseur.	20
Figure II-03	Comparaison de la modélisation 2D et 3D appliqués à l'écoulement interne d'un cylindre de compresseur [2]	21
Figure II-04	Diagramme P-V du cycle de compression idéal [6]	22
Figure II-05	Diagramme P-V du cycle de compression réel [6]	23
Figure II-06	Diagramme géométrique du mécanisme bielle-manivelle. [3]	24
Figure II-07	Vue éclatée d'une soupape d'aspiration. [5]	30
Figure II-08	Composant principale d'une soupape de compresseur alternatif. [5]	32
Figure II-09	Forces appliquées sur un clapet d'aspiration. [5]	32
Figure II-10	Ouverture et fermeture des soupapes de refoulement.[5]	33
Figure II-11	Diagramme généralisé du facteur de compressibilité Z [6]	40
Figure III-01	Interface du logiciel MATLAB.	50
Figure III-02	Validation avec les résultats de Thierry DESTOOP [1].	51
Figure III-03	Évolution du volume instantané du cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.	52
Figure III-04	Variation de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.	53
Figure III-05	Évolution de la température de l'air dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.	54
Figure III-06	Diagramme indicateur Pression–Volume (P–V) du compresseur alternatif à piston.	55
Figure III-07	Variation de la masse d'air contenue dans le cylindre en fonction de	56

Liste des figures.....

	l'angle de vilebrequin.	
Figure III-08	Évolution de la levée (hauteur d'ouverture) de la soupape d'admission en fonction de l'angle de vilebrequin.	56
Figure III-09	Évolution de la levée (hauteur d'ouverture) de la soupape de refoulement en fonction de l'angle de vilebrequin.	57
Figure III-10	Influence de la vitesse de rotation sur l'efficacité, la pression maximale et le travail du système	59
Figure III-11	Influence de la longueur de la bielle L sur les performances du compresseur : (a) efficacité μ , (b) pression maximale P_{max} et (c) travail W.	61
Figure III-12	Influence de la pression d'aspiration P_s sur les performances du compresseur (a) efficacité μ , (b) pression maximale P_{max} et (c) travail W.	63

Liste des tableaux

Tableau III-01	Paramètres générale de simulation.	48
Tableau III-02	Influence de la vitesse de rotation sur le coefficient de transfert thermique (μ), la pression maximale (P_{max}) et le travail de compression (W).	58
Tableau III-03	Influence de la longueur de bielle sur le rendement volumétrique μ , la pression maximale (P_{max}) et le travail de compression (W).	60
Tableau III-04	Influence de la pression d'aspiration (P_s) sur le rendement volumétrique (μ), la pression maximale (P_{max}) et le travail (W).	62

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
P	Pression absolue	Pa
PA	Pression d'aspiration	Pa
PR	Pression de refoulement	Pa
PC	Pression dans le cylindre	Pa
T	Température absolue	K
V	Volume instantané	m ³
Vc	Volume mort	m ³
Vs	Volume balayé	m ³
v	Volume spécifique	m ³ /kg
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
ρ	Masse volumique	kg/m ³
D	Diamètre du cylindre	m
S	Course du piston	m
r	Rayon de la manivelle	m
L	Longueur de la bielle	m
λ	Rapport bielle-manivelle	-
x	Déplacement du piston	m
v _p	Vitesse du piston	m/s
a _p	Accélération du piston	m/s ²
θ	Angle du vilebrequin	rad
ω	Vitesse angulaire	rad/s
N	Vitesse de rotation	tr/min
Z	Facteur de compressibilité	-

Nomenclature.....

h	Enthalpie spécifique	J/kg
s	Entropie spécifique	J/(kg·K)
C_p	Capacité thermique à pression constante	J/(kg·K)
C_v	Capacité thermique à volume constant	J/(kg·K)
Q	Quantité de chaleur	J
W	Travail thermodynamique	J
η_v	Rendement volumétrique	-
η_m	Rendement mécanique	-
n	Exposant polytropique	-

Introduction générale

Introduction générale

Dans un contexte mondial marqué par la recherche constante d'efficacité énergétique et la réduction des émissions de gaz à effet de serre, les systèmes de compression de gaz occupent une place centrale dans de nombreux secteurs industriels. De l'industrie pétrochimique aux systèmes de réfrigération et de climatisation, en passant par le transport et le stockage de l'énergie, la performance des compresseurs impacte directement la rentabilité et l'empreinte environnementale des procédés.

Parmi les technologies disponibles, les compresseurs volumétriques se distinguent par leur capacité à fournir des rapports de compression élevés à des débits modérés, avec une efficacité souvent supérieure à celle des compresseurs dynamiques dans certaines gammes de pression. Les solutions actuelles (à pistons, à vis, à lobes, à spirales, etc.) ont fait l'objet d'optimisations continues, notamment en matière de profilés de lobes, de jeux fonctionnels et de matériaux de revêtement. Cependant, des verrous subsistent : la prédiction des pertes volumétriques et des échanges thermiques internes reste un défi pour les modèles numériques, tandis que l'usure et le vieillissement des composants, particulièrement dans des environnements sévères, limitent la fiabilité et la durée de vie des machines.

Dès lors, la question centrale qui oriente ce travail est celle de l'optimisation conjointe de la conception et du dimensionnement des compresseurs volumétriques, afin d'améliorer leur rendement global sans compromettre leur robustesse face à des régimes de fonctionnement variables et souvent sévères. Cette quête de performance ne saurait toutefois se réduire à une simple recherche paramétrique ; elle nécessite en amont une compréhension fine des couplages multi-physiques qui gouvernent le comportement de ces machines, où les phénomènes thermiques, mécaniques et fluidiques interagissent de manière complexe et non linéaire. C'est précisément à cette condition qu'il devient possible de proposer des modèles prédictifs d'une fidélité accrue, capables de rendre compte non seulement des performances nominales, mais aussi des dérives liées à l'usure, aux jeux fonctionnels ou aux fluctuations des conditions d'admission, et ainsi de fonder les décisions de conception sur une base scientifique plus solide.

Ce mémoire de master se propose d'apporter des éléments de réponse à ces interrogations en développant une approche numérique dédiée à la modélisation du comportement interne des compresseurs volumétriques. L'objectif principal consiste à caractériser finement les pertes énergétiques – qu'elles soient volumétriques, thermiques ou

Introduction générale.....

mécaniques – d'un compresseur alternatif à piston, en fonction de ses paramètres géométriques (alésage, course, rapport de compression) et de ses conditions opératoires (pression d'admission, vitesse de rotation, température). Pour ce faire, notre démarche s'appuie sur un modèle thermodynamique zéro-dimensionnel (0D), dont la simplicité structurelle autorise une exploration rapide et exhaustive de l'espace de conception, tout en offrant une interprétation physique claire des phénomènes couplés.

Afin de répondre à cette problématique, ce mémoire s'articule en trois parties principales. La première partie dresse un état de l'art détaillé des technologies de compression volumétrique. La seconde partie présente la modélisation numérique mise en œuvre. Enfin, la troisième partie est consacrée à l'analyse et la discussion des résultats obtenus, avant de dégager les perspectives de ce travail pour l'optimisation industrielle.

Chapitre I
Généralités sur les
compresseurs

Introduction

Les compresseurs occupent une place importante dans de nombreux domaines industriels [1]. Ils sont utilisés pour augmenter la pression d'un fluide compressible, généralement un gaz, afin de permettre son transport, son stockage ou son utilisation dans différents procédés. On les retrouve dans les installations pneumatiques, les systèmes de réfrigération, l'industrie pétrolière et gazière, les centrales énergétiques, ainsi que dans plusieurs procédés chimiques et mécaniques [2].

Parmi les différents types de compresseurs, le compresseur alternatif à piston reste l'un des plus utilisés lorsque l'on cherche à obtenir des pressions élevées avec des débits relativement modérés. Son fonctionnement repose sur le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre. Ce mouvement provoque une variation périodique du volume de la chambre de compression, entraînant successivement l'aspiration, la compression et le refoulement du gaz [3].

L'écoulement du fluide dans un compresseur alternatif est un phénomène complexe. Il est caractérisé par des variations rapides de pression, de température, de densité et de vitesse. Ces variations sont fortement liées au mouvement du piston, à l'ouverture et à la fermeture des clapets, ainsi qu'aux pertes de charge et aux effets thermiques. C'est pour cette raison que la simulation numérique constitue un outil important pour mieux comprendre le comportement du fluide à l'intérieur du compresseur [4].

Dans ce chapitre, on présente d'abord une définition générale des compresseurs, leur classification, puis le principe de fonctionnement du compresseur alternatif à piston. Ensuite, on décrit ses principaux composants, ses avantages, ses inconvénients et ses domaines d'application.

XII) Contexte générale

Les compresseurs alternatifs jouent un rôle crucial dans de nombreux domaines industriels tels que la réfrigération, la climatisation, le transport pneumatique, ainsi que dans les procédés chimiques et pétrochimiques. Leur fonction principale consiste à aspirer un fluide gazeux, à le comprimer et à le refouler à une pression plus élevée.

La compréhension détaillée des phénomènes d'écoulement internes au compresseur est essentielle pour améliorer ses performances, son rendement énergétique et sa fiabilité. Cependant, la complexité des écoulements transitoires, la présence de zones de recirculation, les pertes de charge et les échanges thermiques imposent une approche de modélisation et de simulation rigoureuse.

Malgré la large utilisation des compresseurs alternatifs, la conception et l'optimisation de ces machines reposent encore, dans bien des cas, sur des méthodes empiriques et des essais expérimentaux coûteux.

La principale difficulté réside dans la nature complexe de l'écoulement du fluide à l'intérieur du cylindre et des conduits d'aspiration/refoulement.

La problématique centrale de ce travail réside dans la compréhension et la prédiction du comportement aérodynamique et thermodynamique d'un compresseur alternatif. Il s'agit, d'une part, d'établir une modélisation numérique fiable de l'écoulement interne du fluide et, d'autre part, de quantifier l'impact des principaux paramètres géométriques et fonctionnels sur les performances globales de la machine, afin d'en dégager des voies d'optimisation

XIII) Définition d'un compresseur

Un compresseur est une machine destinée à augmenter la pression d'un fluide compressible en lui fournissant de l'énergie mécanique [5]. Le fluide aspiré à basse pression est comprimé à l'intérieur de la machine, puis refoulé à une pression plus élevée.

Le rôle principal du compresseur est donc de transformer l'énergie mécanique reçue de l'arbre moteur en énergie de pression du gaz. Cette transformation s'accompagne souvent d'une élévation de la température du fluide, en raison du travail de compression fourni au gaz [6].

Dans le cas d'un compresseur alternatif à piston, cette augmentation de pression est obtenue par la diminution du volume occupé par le gaz dans le cylindre.

XIV) Historique des compresseurs

Le compresseur est une machine destinée à augmenter la pression d'un gaz en réduisant son volume. Son développement est étroitement lié à l'évolution des besoins industriels, notamment dans les domaines de la métallurgie, de l'exploitation minière, de la production d'énergie et des systèmes pneumatiques [7]. Au fil des siècles, les compresseurs ont connu d'importantes améliorations technologiques permettant d'accroître leur efficacité et leur fiabilité.

XIV-1 Les origines des compresseurs

Les premiers dispositifs de compression remontent à l'Antiquité avec l'utilisation de soufflets manuels destinés à alimenter les forges en air [8]. Ces équipements rudimentaires permettaient d'augmenter l'intensité de la combustion en fournissant un débit d'air plus important aux foyers.

Au Moyen Âge, les soufflets furent progressivement améliorés et actionnés par des systèmes hydrauliques ou mécaniques afin d'obtenir des débits d'air plus élevés.

XIV-2 Apparition des compresseurs mécaniques

Avec la révolution industrielle au XVIII^e siècle, les besoins en énergie et en air comprimé augmentent considérablement. Les premiers compresseurs mécaniques à piston apparaissent alors et sont entraînés par des machines à vapeur.

Ces compresseurs fonctionnaient selon le principe du mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre, permettant l'aspiration puis la compression de l'air [9].

XIV-3 Développement industriel au XIX^e siècle

Au cours du XIX^e siècle, les compresseurs deviennent indispensables dans plusieurs secteurs industriels :

- Exploitation minière ;
- Construction de tunnels ;
- Sidérurgie ;
- Réseaux pneumatiques urbains.

Les progrès réalisés dans la fabrication des matériaux et des machines permettent d'augmenter les pressions de fonctionnement et d'améliorer les rendements énergétiques [10].

XIV-4 Apparition des compresseurs rotatifs

Au début du XX^e siècle apparaissent les premiers compresseurs rotatifs, offrant un débit plus régulier et un fonctionnement plus silencieux que les compresseurs à piston [11]. Les principales technologies développées sont :

- Compresseurs à vis ;
- Compresseurs à palettes ;
- Compresseurs Roots ;
- Compresseurs centrifuges.

Ces nouvelles conceptions répondent aux besoins croissants des industries modernes nécessitant de grandes quantités d'air comprimé.

XIV-5 Les compresseurs modernes

Depuis la seconde moitié du XX^e siècle, les progrès en électronique, en automatique et en science des matériaux ont permis le développement de compresseurs plus performants :

- Contrôle électronique de la vitesse ;
- Variateurs de fréquence ;
- Optimisation énergétique ;
- Réduction du bruit et des vibrations ;
- Surveillance numérique en temps réel.

Aujourd'hui, les compresseurs sont largement utilisés dans l'industrie, les transports, la réfrigération, la climatisation et les systèmes pneumatiques [12].

XV) Classification générale des compresseurs

Les compresseurs sont des machines thermodynamiques destinées à augmenter la pression d'un gaz en réduisant son volume ou en lui transmettant de l'énergie mécanique. Ils sont largement utilisés dans les secteurs industriels tels que la production d'air comprimé, la réfrigération, la climatisation, les procédés chimiques et les installations énergétiques. Selon leur principe de fonctionnement, les compresseurs sont généralement classés en deux grandes familles : **les compresseurs volumétriques** et **les compresseurs dynamiques**. Les compresseurs volumétriques réalisent la compression en emprisonnant une quantité déterminée de gaz dans une chambre dont le volume est progressivement réduit, ce qui entraîne une augmentation de sa pression [13].

XV-1 Les compresseurs dynamiques

Les compresseurs dynamiques augmentent la pression du gaz en lui communiquant d'abord une grande vitesse. L'énergie cinétique du fluide est ensuite transformée en énergie de pression.

- Les compresseurs centrifuges ;
- Les compresseurs axiaux ;
- Les turbocompresseurs.

Ces compresseurs sont généralement utilisés pour les grands débits et les pressions moyennes.

XV-2 Les compresseurs volumétriques

Les compresseurs volumétriques augmentent la pression du gaz en réduisant directement son volume dans une chambre fermée. Le fluide est emprisonné dans un volume donné, puis comprimé mécaniquement.

- Les compresseurs alternatifs à piston ;
- Les compresseurs à vis ;
- Les compresseurs à palettes ;
- Les compresseurs à lobes ;
- Les compresseurs scroll.

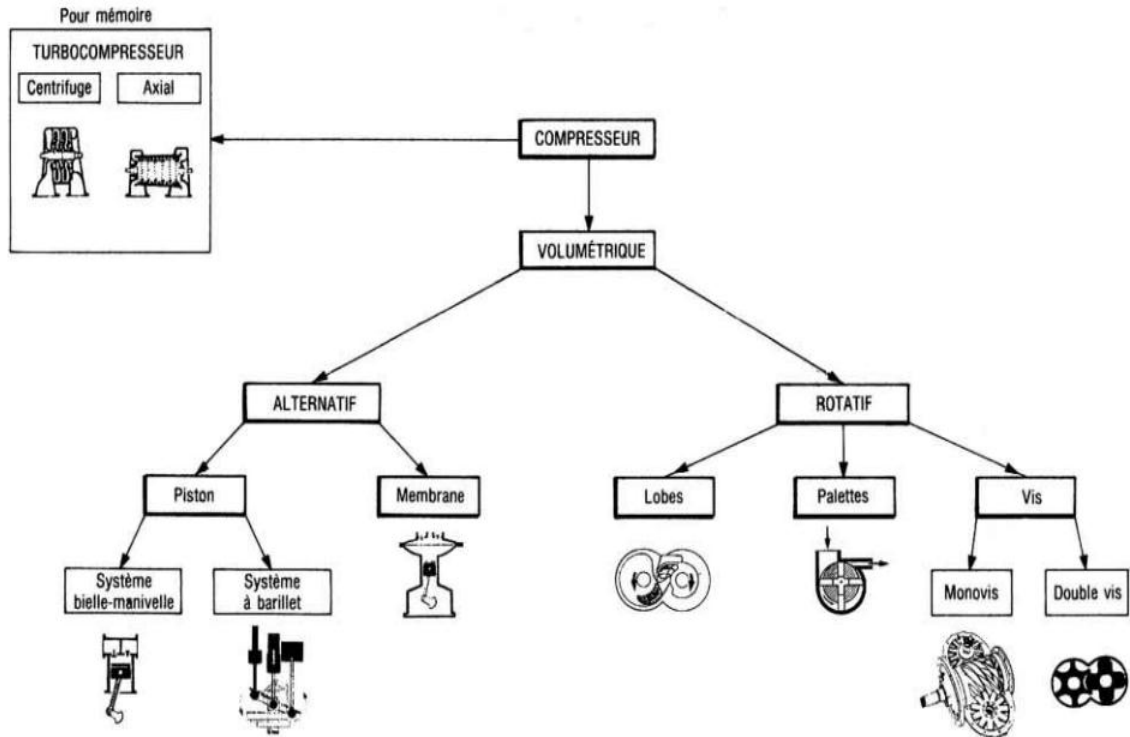


Figure I-01 : Classification des compresseurs. [14]

XVI) Définition du compresseur alternatif à piston

Un compresseur alternatif à piston est une machine volumétrique dans laquelle la compression du gaz est réalisée grâce au déplacement alternatif d'un piston dans un cylindre.

Lorsque le piston se déplace dans un sens, le volume du cylindre augmente et une dépression se crée, ce qui permet l'aspiration du gaz. Lorsque le piston se déplace dans le sens inverse, le volume diminue, la pression augmente et le gaz est finalement refoulé vers la conduite de sortie.

Le fonctionnement du compresseur alternatif est donc basé sur un cycle périodique comprenant principalement trois phases : aspiration, compression et refoulement. Dans un cycle réel, une phase de détente du gaz résiduel contenu dans le volume mort est également présente [15].

XVII) Principe de fonctionnement

Le compresseur alternatif à piston fonctionne grâce à un mécanisme bielle-manivelle. Le mouvement de rotation du vilebrequin est transformé en mouvement alternatif du piston. Ce mouvement provoque une variation du volume de la chambre de compression.

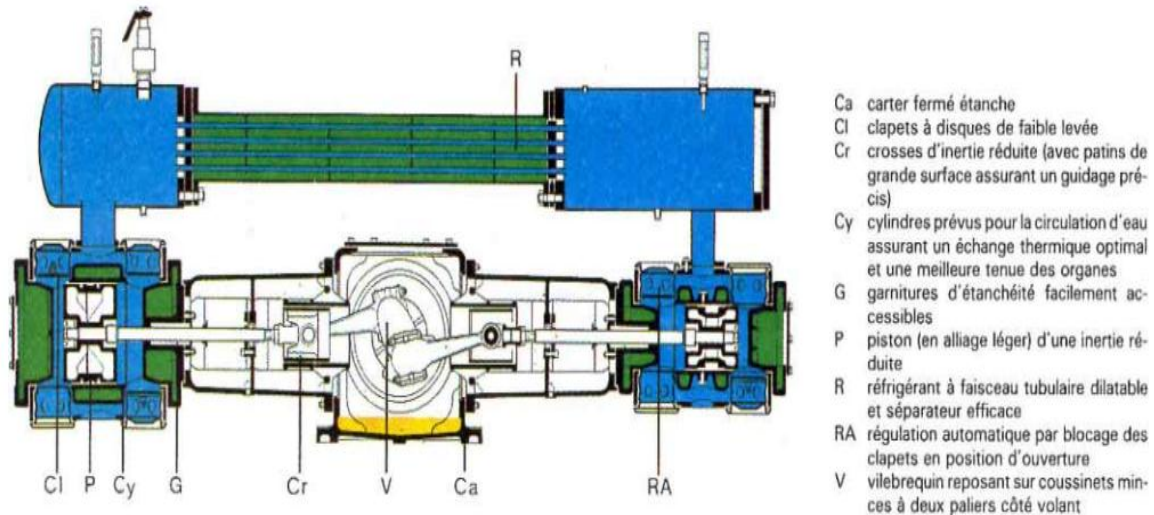


Figure I-02 : Compresseur à piston alternatif (vue en coupe). [16]

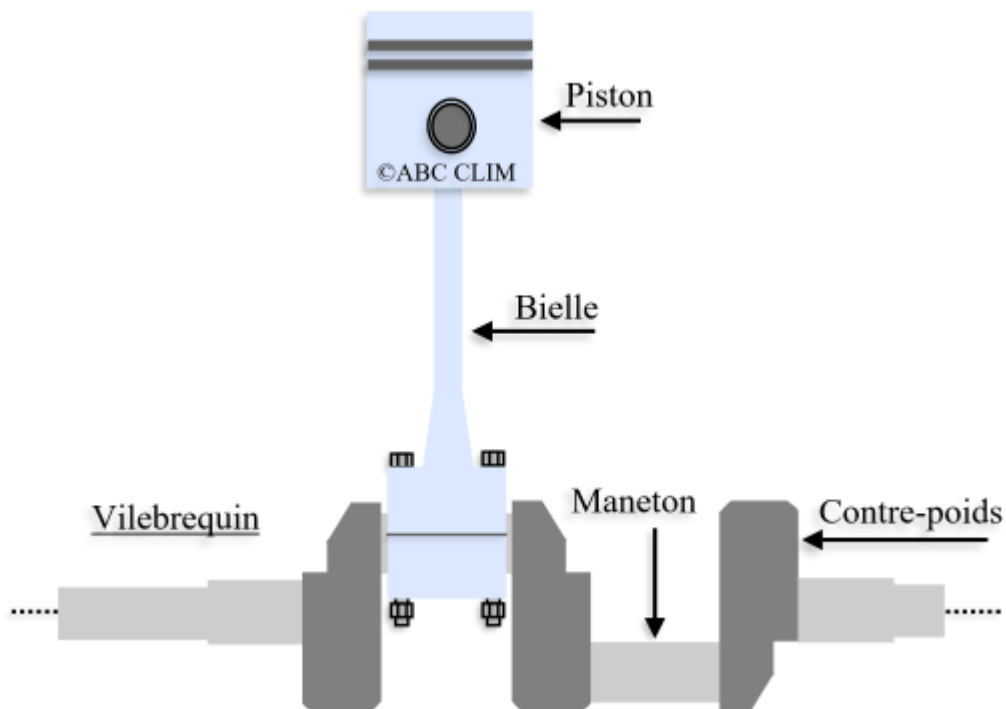


Figure I-03: Schéma de principe d'un compresseur alternatif à piston.

- **Phase d'aspiration :** pendant la phase d'aspiration, le piston s'éloigne de la culasse. Le volume du cylindre augmente, ce qui entraîne une diminution de la pression à l'intérieur de la chambre. Lorsque la pression dans le cylindre devient inférieure à la pression d'aspiration, le clapet d'entrée s'ouvre et le gaz pénètre dans le cylindre. Cette phase est généralement considérée comme quasi isobare, mais dans un compresseur réel, il existe des pertes de charge au niveau du clapet d'aspiration.
- **Phase de compression :** Lorsque le piston remonte vers la culasse, les clapets d'entrée et de sortie sont fermés. Le volume du gaz diminue progressivement, ce qui provoque

une augmentation de sa pression et de sa température. La compression peut être considérée comme polytropique dans le cas réel, car il existe des échanges thermiques entre le gaz et les parois du cylindre.

- **Phase de refoulement :** Lorsque la pression dans le cylindre devient supérieure à la pression de refoulement, le clapet de sortie s'ouvre. Le gaz comprimé est alors évacué vers la conduite de refoulement.
- **Détente du gaz résiduel :** À la fin du refoulement, une petite quantité de gaz reste emprisonnée dans le volume mort du cylindre. Lorsque le piston commence une nouvelle course d'aspiration, ce gaz se détend. La pression diminue jusqu'à ce que le clapet d'aspiration puisse s'ouvrir à nouveau. Cette phase influence directement le rendement volumétrique du compresseur.

XVIII) Principaux composants d'un compresseur alternatif

- a) **Le cylindre :** il représente la chambre dans laquelle le gaz est aspiré, comprimé puis refoulé. Il doit résister aux variations de pression et de température.
- b) **Le piston :** il se déplace alternativement dans le cylindre. Il assure la variation du volume de la chambre de compression. Son mouvement est responsable des phases d'aspiration et de compression.
- c) **La bielle et le vilebrequin :** le vilebrequin reçoit le mouvement de rotation du moteur. La bielle transmet ce mouvement au piston et le transforme en mouvement alternatif.
- d) **Les clapets d'aspiration et de refoulement :** les clapets permettent de contrôler automatiquement l'entrée et la sortie du gaz. Le clapet d'aspiration s'ouvre lorsque la pression dans le cylindre est inférieure à la pression d'entrée. Le clapet de refoulement s'ouvre lorsque la pression dans le cylindre dépasse la pression de sortie. Ces clapets influencent le débit massique, les pertes de charge et le rendement volumétrique.
- e) **Le volume mort :** le volume mort est le volume minimal restant dans le cylindre lorsque le piston atteint le point mort haut. Ce volume contient une quantité de gaz résiduel qui se détend au début du cycle suivant. L'augmentation du volume mort diminue généralement le rendement volumétrique du compresseur.

XIX) Principe de fonctionnement des soupapes

La dynamique des soupapes est un domaine d'étude essentiel dans l'analyse et la conception des compresseurs alternatifs à piston. Elle concerne l'étude du mouvement des soupapes d'admission et de refoulement sous l'effet des forces exercées par le fluide comprimé, des ressorts de rappel et des forces d'inertie. Le comportement dynamique des

soupapes influence directement les performances du compresseur, notamment son rendement volumétrique, sa consommation énergétique, son niveau sonore et sa fiabilité.

Dans un compresseur alternatif, les soupapes d'admission et de refoulement fonctionnent généralement de manière automatique sous l'effet des différences de pression entre le cylindre et les chambres d'aspiration ou de refoulement.

L'ouverture de la soupape d'admission se produit lorsque la pression dans le cylindre devient inférieure à celle du collecteur d'admission. À l'inverse, la soupape de refoulement s'ouvre lorsque la pression du cylindre dépasse celle du circuit de refoulement. Le mouvement de la soupape dépend principalement :

- Des forces de pression exercées par le fluide ;
- De la force de rappel du ressort ;
- De l'inertie de la soupape ;
- Des forces de frottement ;
- Des chocs sur les butées.

XX) Les avantages et les inconvénients

XX-1 Avantages

- Ils permettent d'obtenir des pressions élevées ;
- Ils possèdent un bon rendement pour les faibles et moyens débits ;
- Leur conception est relativement simple ;
- Ils peuvent fonctionner avec différents types de gaz ;
- Ils sont adaptés aux applications industrielles nécessitant une haute pression.

XX-2 Inconvénients

- Débit pulsé à cause du mouvement alternatif du piston ;
- Vibrations mécaniques importantes ;
- Bruit de fonctionnement ;
- Nécessité d'une maintenance régulière ;
- Echauffement du gaz pendant la compression ;
- Pertes au niveau des clapets et des segments du piston.
- Ces inconvénients justifient l'utilisation de la simulation numérique afin d'analyser et d'améliorer leur fonctionnement.

XXI) Domaines d'application

- **Production d'air comprimé** : il consiste à augmenter la pression de l'air atmosphérique à l'aide d'un compresseur afin de le rendre utilisable dans diverses applications industrielles. L'air comprimé est souvent considéré comme une source d'énergie indispensable dans les usines, les ateliers et les systèmes automatisés.
- **Réfrigération et Climatisation** : sont deux applications thermiques qui reposent sur le même principe physique : le transfert de chaleur d'un milieu à basse température vers un milieu à température plus élevée à l'aide d'un cycle frigorifique. Ces systèmes utilisent généralement un fluide frigorigène qui circule dans un circuit fermé composé d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur.
- **Industrie Pétrolière et Gazière** : L'industrie pétrolière et gazière constitue l'un des principaux domaines d'application des compresseurs. Dans ce secteur, les compresseurs sont utilisés pour augmenter la pression des gaz afin de faciliter leur transport, leur stockage et leur traitement tout au long de la chaîne de production, depuis l'extraction jusqu'à la distribution.
- **Transport de gaz** : est une opération essentielle dans l'industrie énergétique qui consiste à acheminer le gaz naturel ou d'autres gaz industriels depuis les sites de production jusqu'aux zones de consommation ou de stockage. Étant donné que le gaz occupe un volume important à pression atmosphérique, il doit être comprimé afin de réduire son volume et de faciliter son transport sur de longues distances.
- **Stations de compression** : sont des installations industrielles utilisées dans les réseaux de transport de gaz naturel pour maintenir la pression du gaz à un niveau suffisant tout au long de son acheminement. Elles constituent des éléments essentiels des gazoducs, permettant de compenser les pertes de pression qui se produisent lorsque le gaz circule sur de longues distances.
- Les **laboratoires de recherche, d'analyse et d'essais** utilisent fréquemment l'air comprimé et différents gaz comprimés pour alimenter des équipements scientifiques, réaliser des expériences et assurer le bon fonctionnement des instruments de mesure. Les compresseurs jouent donc un rôle important en fournissant un débit de gaz stable et une pression adaptée aux besoins des applications de laboratoire.
- **Applications médicales** : Le secteur médical constitue l'un des domaines où l'air comprimé et les gaz comprimés jouent un rôle essentiel. Les compresseurs sont utilisés pour produire et fournir un air propre, sec et exempt de contaminants afin d'assurer le fonctionnement sûr et efficace de nombreux équipements médicaux.

- **Systèmes pneumatiques** : sont des systèmes qui utilisent l'air comprimé comme source d'énergie pour transmettre des forces et réaliser des mouvements mécaniques. Ils sont largement employés dans l'industrie en raison de leur simplicité, de leur fiabilité et de leur faible coût d'exploitation.
- **procédés chimiques et pétrochimiques** : regroupent l'ensemble des opérations industrielles permettant de transformer les matières premières, telles que le pétrole, le gaz naturel et les produits chimiques de base, en produits à forte valeur ajoutée. Dans ces industries, les compresseurs jouent un rôle essentiel en assurant la compression, le transport et la circulation des gaz nécessaires aux différentes réactions et opérations de traitement.

Ils sont particulièrement adaptés aux applications nécessitant des pressions élevées et un contrôle précis du débit.

XXII) Les travaux des compresseurs à piston

H.O.Farmer et al. en 1947 [17] ont réalisé une étude sur le développement du compresseur à piston libre portable utilisé pour la compression d'air. Ils ont utilisé un moteur à pistons opposés à deux temps et à allumage par compression, dans lequel le piston du compresseur est directement relié au piston moteur, tandis qu'un piston de coussin (piston d'amortissement) assure la stabilité du système et le maintien d'une pression de compression constante. Les auteurs ont étudié les caractéristiques de vitesse des pistons pendant les courses aller-retour, le système d'injection de carburant, les méthodes de démarrage par ressort ou air comprimé, ainsi que les performances énergétiques du compresseur à l'aide de diagrammes indicateurs et de courbes de consommation spécifique de carburant. Ils ont obtenu que le compresseur à piston libre présente une bonne stabilité de fonctionnement, un contrôle efficace du débit d'air grâce au régulateur de carburant, ainsi qu'un rendement élevé de la section de combustion. Cette étude a également conduit au développement du générateur de gaz à piston libre, combinant un compresseur à piston libre et une turbine pour créer un nouveau type de machine motrice.

E. Navarro et al en 2013 [18] ont réalisé une étude comparative sur les performances de différents fluides frigorigènes utilisés dans les systèmes de climatisation automobile, notamment le R-1234yf, le R-134a et le R-290. Les auteurs ont utilisé un compresseur à piston ouvert fonctionnant sous différentes conditions de service afin d'évaluer le comportement thermodynamique de ces fluides. Les essais expérimentaux ont été effectués pour deux vitesses de rotation du compresseur, avec des températures d'évaporation comprises entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ et des températures de condensation variant de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

°C. L'étude a porté sur l'analyse systématique du rendement du compresseur, du rendement volumétrique, des pertes thermiques vers l'environnement ainsi que des propriétés du mélange huile-réfrigérant. Les résultats ont montré que le R-1234yf présente des propriétés thermodynamiques proches de celles du R-134a avec un faible potentiel de réchauffement global (GWP), tandis que le R-290 apparaît comme une alternative naturelle prometteuse pour les systèmes de climatisation automobile grâce à ses bonnes performances énergétiques et environnementales.

N.A.Kermani et al. en 2015 [19] ont réalisé une étude sur une technologie de compression de l'hydrogène utilisant un piston liquide, en se concentrant particulièrement sur les phénomènes de transfert thermique dans la chambre de compression. Ils ont développé un modèle thermodynamique simulant une course unique de compression, basé sur les bilans de masse et d'énergie de l'hydrogène, du liquide et des parois de la chambre à chaque pas de temps et à chaque nœud spatial, pour différents rapports de compression. Les auteurs ont étudié la quantité de chaleur extraite de l'hydrogène à travers l'interface liquide-gaz et les parois de la chambre, puis ont comparé les résultats au cas adiabatique.

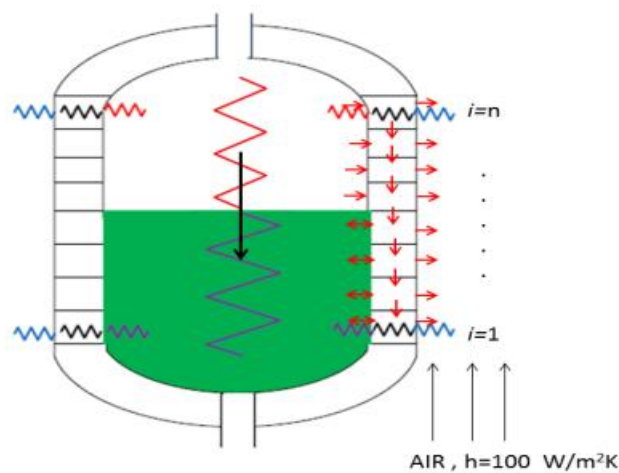


Figure I-04 : Vue en coupe de la chambre de compression et schéma des transferts thermiques entre le gaz (blanc), le liquide (vert) et la paroi [19].

Ils ont obtenu que la température de l'hydrogène diminue légèrement, entre 0,2 % et 0,4 % par rapport au cas adiabatique à 500 bars, en raison de la forte résistance thermique des parois et de la faible surface de contact à l'interface. L'analyse de sensibilité a également montré que l'augmentation des coefficients globaux de transfert thermique ainsi que l'augmentation du temps de compression contribuent significativement à la réduction de la température de l'hydrogène. Les résultats indiquent qu'une augmentation du coefficient global de transfert thermique à l'interface par un facteur de 10 000 ou au niveau des parois par

un facteur de 200 permet respectivement une réduction de 22 % et 33 % de la température de l'hydrogène à 500 bars pour une durée de compression de 3,5 secondes.

B.Yan et al. en 2015 [20] ont réalisé une étude expérimentale sur l'amélioration du transfert thermique dans un compresseur/détendeur à piston liquide à l'aide d'inserts poreux. Les auteurs ont étudié l'influence de différents milieux poreux sur les performances thermodynamiques lors des processus de compression et de détente des gaz. Ils ont utilisé un cas de référence sans insert ainsi que cinq configurations avec inserts poreux pour les essais de compression, comprenant trois inserts en ABS à plaques interrompues avec des espacements de 2,5 mm, 5 mm et 10 mm, et deux inserts en mousse d'aluminium avec 10 et 40 pores par pouce. Les inserts de 2,5 mm et 5 mm ont également été testés lors des expériences de détente. Les essais ont été réalisés pour un rapport de pression de 10 en compression et de 6 en détente. Les résultats ont montré que les inserts poreux améliorent considérablement les performances thermodynamiques grâce à l'augmentation de la surface d'échange thermique. En compression, ils ont obtenu une augmentation de la densité de puissance d'un facteur 39 à un rendement de 95 %, ainsi qu'une amélioration du rendement de 18 % pour une densité de puissance constante de 100 kW/m³. En détente, la densité de puissance a été multipliée par 3 à un rendement de 89 %, tandis que le rendement a augmenté de 7 % pour une densité de puissance constante de 150 kW/m³. Les auteurs ont conclu que l'association d'un piston liquide avec des milieux poreux constitue une solution efficace pour les applications nécessitant des rapports de compression élevés, une forte densité de puissance et de hauts rendements, notamment dans les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé (CAES) et les compresseurs de gaz naturel comprimé (GNC).

V. C. Patil en 2019 [21] a étudié expérimentalement le transfert thermique dans un compresseur à piston pour la compression de l'air. Un modèle analytique est présenté sur la base d'un circuit de résistances thermiques. Des expériences sont réalisées en utilisant des chambres de compression fabriquées à partir de différents matériaux, pour un rapport de compression compris entre 2,05 et 2,35, avec différents temps de course de compression. Il est observé que le taux de transfert thermique augmente lorsque le temps de course de compression est plus court (compression plus rapide). Cependant, un processus de compression plus rapide nécessite un travail de compression plus élevé et entraîne une température d'air plus importante. Une efficacité de compression isotherme comprise entre 84 % et 86 % est obtenue avec le piston liquide.



Figure I-05 : Le dispositif expérimental mis en œuvre pour le compresseur à piston liquide [21].

E.Silva et al en 2021 [22] ont réalisé une étude sur l'amélioration du rendement énergétique des compresseurs alternatifs hermétiques à travers l'optimisation de la trajectoire du piston. Les auteurs ont utilisé un modèle de simulation instationnaire globalisé (lumped) basé sur les équations de conservation de la masse et de l'énergie afin de déterminer la trajectoire du piston permettant d'obtenir le meilleur rendement thermodynamique, tout en négligeant les contraintes du mécanisme d'entraînement classique. La trajectoire optimale du piston (OPT) proposée est composée de quatre phases à vitesse constante, avec des durées plus courtes pour les phases de détente, d'aspiration et de refoulement, et une durée plus longue pour la phase de compression, comparativement à un compresseur conventionnel à mécanisme bielle-manivelle. Les résultats ont montré que cette trajectoire optimisée permet d'augmenter le rendement thermodynamique de 88,3 % à 92,1 % et le rendement volumétrique de 70,9 % à 72,0 %, principalement grâce à la réduction des pertes thermiques et des fuites. Les auteurs ont également évalué les performances du compresseur optimisé sous différentes conditions de fonctionnement et ont obtenu que le modèle optimisé reste plus performant et moins sensible aux variations du rapport de pression que le compresseur de référence.

H. Zhou et al en 2021 [23] ont réalisé une étude sur les mécanismes de transfert et de dissipation d'énergie dans un compresseur à piston liquide à liquide ionique destiné aux stations de ravitaillement en hydrogène. Les auteurs ont proposé une nouvelle méthode d'analyse énergétique afin de mieux comprendre les performances du compresseur. Ils ont utilisé un modèle mathématique prenant en compte les effets du transfert thermique, de

l'amortissement induit par un milieu poreux, de la compressibilité de l'huile hydraulique ainsi que des pertes par débordement (overflow). Dans la chambre de compression, un milieu poreux a été intégré afin d'améliorer le transfert thermique depuis l'huile hydraulique pendant le processus de compression. Les auteurs ont également étudié en détail les sept phases du cycle de fonctionnement du compresseur ainsi que son rendement énergétique global. Les résultats ont montré que les paramètres les plus influents sur le rendement énergétique sont l'efficacité du transfert thermique dans la chambre de compression et les pertes par débordement de l'huile hydraulique.

M.S.lin et al en 2022 [24] ont réalisé une étude sur l'utilisation d'un système à piston liquide pour la compression de l'hydrogène à très haute pression dans les stations de compression-stockage-distribution destinées aux véhicules à hydrogène. Ils ont utilisé une approche de dynamique des fluides numérique (CFD) basée sur la méthode Volume of Fluide (VOF) afin de simuler un écoulement diphasique compressible, tout en intégrant un modèle de gaz réel pour prendre en compte les effets de compressibilité de l'hydrogène à haute pression. L'étude s'est concentrée sur une étape intermédiaire de compression permettant d'augmenter la pression de l'hydrogène de 15 bars à 450 bars, correspondant à un rapport de compression de 30. Les auteurs ont étudié différents scénarios de compression en analysant les grandeurs thermodynamiques instantanées, les performances globales et les conditions aux limites thermiques. Ils ont obtenu qu'un rapport de compression élevé peut être atteint avec une densité de puissance d'environ 540 kW/m³, pour un coût énergétique de compression de 1,67 kWh/kg. Ils ont également proposé une solution innovante basée sur la convection forcée interne afin d'obtenir une compression quasi isotherme. L'installation d'un ventilateur à grande vitesse dans la chambre de compression, modélisé comme une source volumique de quantité de mouvement de 2500 N/m³, a permis d'améliorer le transfert thermique et de réduire de 25 % la consommation énergétique de compression.

N. Cerkovnik et al en 2023 [25] ont réalisé une étude proposant une nouvelle configuration de compresseur à piston liquide ainsi qu'une méthodologie d'optimisation visant à améliorer l'évacuation de la chaleur du gaz comprimé afin de réduire le travail mécanique de compression. Les auteurs ont utilisé un modèle 0D globalisé (lumped) pour résoudre les équations gouvernantes du système et ont développé une nouvelle corrélation du coefficient de transfert thermique afin d'évaluer le transfert de chaleur sensible entre le gaz comprimé et le liquide de refroidissement. Les résultats du modèle ont été validés à l'aide de données expérimentales, de résultats numériques issus de la littérature ainsi que de simulations CFD.

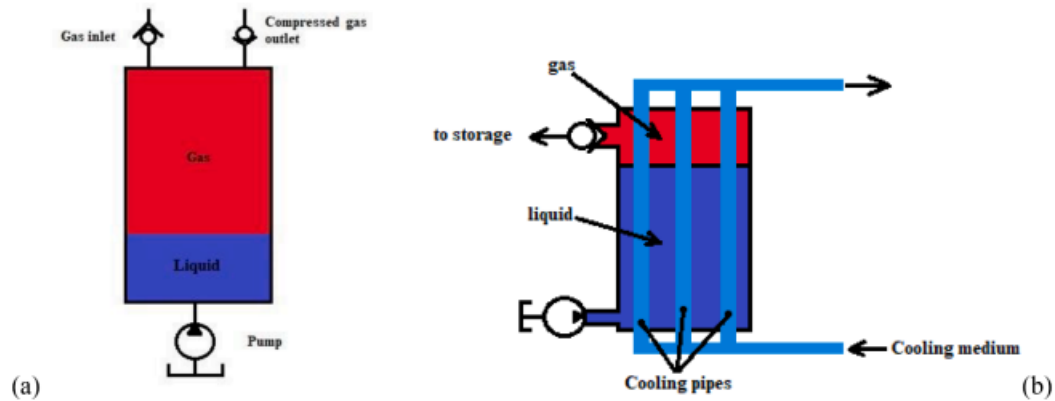


Figure I-06 : Compresseur à piston liquide : (a) simple, (b) avec tubes de refroidissement internes [25].

La configuration étudiée repose sur l'intégration d'un faisceau de tubes de refroidissement dans la chambre de compression, le fluide de refroidissement circulant à l'intérieur de ces tubes afin d'extraire efficacement la chaleur du gaz comprimé. Les auteurs ont réalisé une étude paramétrique portant sur le nombre de tubes, leur diamètre et la vitesse du piston liquide. Les résultats ont montré que le rendement global atteint une valeur maximale pour un diamètre spécifique des tubes, et que la meilleure performance est obtenue avec un nombre réduit de tubes de grand diamètre associé à une vitesse élevée du piston liquide.

Y.Guo et al en 2024 [26] ont réalisé une étude sur un compresseur ionique à piston liquide destiné à la compression de l'hydrogène à haute pression. Les auteurs ont étudié le phénomène de ballonnement du liquide (sloshing) à l'intérieur du compresseur, qui influence directement la consommation énergétique spécifique de la compression. Ils ont proposé un nouveau compresseur concentrique à deux pistons dotés d'une structure interne agissant comme une chicane (baffle), capable de modifier activement l'écoulement du fluide en ajustant la trajectoire des pistons. Une modélisation mathématique a été développée afin d'analyser l'influence des principaux paramètres géométriques et structuraux sur les performances thermo-hydrauliques du compresseur. Les auteurs ont ensuite utilisé la méthode de Taguchi ainsi que l'analyse de la variance (ANOVA) pour optimiser la conception structurelle du système. Les résultats ont montré que le rapport des diamètres entre le piston A et le piston B constitue le facteur le plus influent sur le débit massique d'hydrogène et sur la consommation énergétique spécifique. Avec la configuration optimale obtenue, ils ont atteint une consommation énergétique spécifique de 2328,49 kJ/kg, un débit massique d'hydrogène de 21,42 kg/h et une puissance consommée de 13,86 kW.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les généralités relatives aux compresseurs, en particulier les compresseurs alternatifs à piston. Leur fonctionnement repose sur la variation périodique du volume du cylindre provoquée par le mouvement du piston. Ce fonctionnement entraîne des phases successives d'aspiration, de compression, de refoulement et de détente du gaz résiduel.

L'étude de l'écoulement du fluide dans ce type de machine est complexe, car elle met en jeu des phénomènes instationnaires, compressibles et thermiques. Pour mieux comprendre ces phénomènes, il est nécessaire de formuler mathématiquement le problème. Cette formulation fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II
Modélisation d'un compresseur
alternatif

Introduction :

Les compresseurs alternatifs équipent un large éventail d'applications techniques, depuis les appareils électroménagers jusqu'aux grandes installations utilisées dans les raffineries et l'ingénierie gazière [27]. L'amélioration de leur rendement constitue un levier majeur pour réduire la consommation énergétique mondiale, d'autant que leur part dans la consommation électrique totale des États-Unis atteint près de 8 %. Pour optimiser leurs performances, il est essentiel de maîtriser les phénomènes internes qui les régissent, en particulier les transferts thermiques et l'aérodynamique des écoulements [28].

Le rendement global d'un compresseur se décompose en trois composantes : électrique, mécanique et thermodynamique [29]. C'est cette dernière qui présente la marge de progression la plus significative, avec des valeurs typiquement comprises entre 80 et 83 %.

Ce chapitre a pour objet l'étude et la modélisation du fonctionnement du compresseur à piston. Il propose une analyse détaillée de ses composants, de son principe de fonctionnement et du cycle thermodynamique associé. L'objectif poursuivi est double : comprendre les mécanismes physiques qui sous-tendent la mise en pression du gaz, et établir un modèle phénoménologique dont le comportement se rapproche le plus possible des conditions réelles d'opération.

VII) Les types de modélisation du compresseur alternatif :

Bien que la CFD tridimensionnelle offre la description la plus détaillée des phénomènes thermodynamiques, son coût numérique élevé en limite l'usage dans les phases de conception itérative. Pour pallier cet inconvénient, plusieurs modèles réduits ont été proposés. On distingue classiquement trois niveaux de modélisation : les modèles 0D quasi-statiques, fondés sur des bilans énergétiques globaux ; les modèles 1D ou 2D, qui intègrent une résolution spatiale partielle des équations d'Euler ; et les modèles 3D, qui s'appuient sur la résolution des équations de Navier-Stokes sur l'ensemble du domaine.

VII-1 Le modèle 0D (Zéro-dimensionnel) :

La modélisation 0D, également appelée modèle à paramètres concentrés, conduit à la quantification des grandeurs thermodynamiques en entrée et en sortie du composant [30]. Dans cette représentation simplifiée, le compresseur (ou le cylindre) est considéré comme un volume de contrôle unique où les propriétés du fluide (pression, température) sont supposées uniformes spatialement à chaque pas de temps.

Ce niveau de modélisation repose sur la résolution des équations de bilan de masse et d'énergie. Chaque élément apporte ou récupère de l'énergie au fluide afin de calculer les variations aérothermodynamiques. Bien que ce modèle soit le niveau de plus basse fidélité, il

reste l'outil le plus rapide et le plus utilisé pour obtenir une évaluation globale des performances du cycle de compression. [31]

En résumé, le modèle 0D est particulièrement adapté pour les phases de conception préliminaire et pour les simulations en temps réel, car il offre un excellent compromis entre simplicité mathématique et rapidité de calcul. [32]

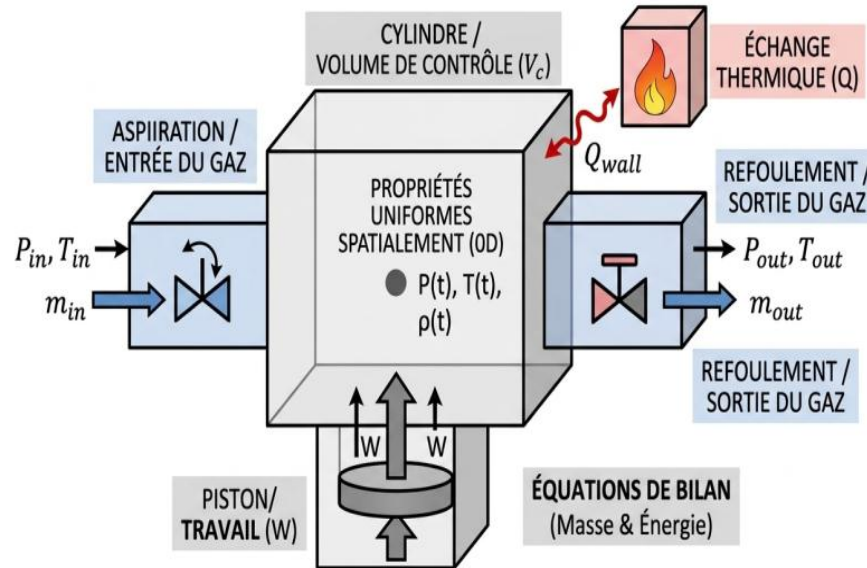


Figure II-01 : Principe du modèle 0D (à paramètres concentrés) appliqué à un cylindre de compresseur. [33]

La Figure II-01 illustre le concept de modélisation 0D appliqué à un cylindre de compresseur, où les propriétés à l'intérieur du volume de contrôle sont supposées spatialement uniformes. Il met en évidence les différents flux d'énergie et de masse, notamment l'aspiration du gaz, le travail du piston, le transfert thermique et le refoulement

VII-2 Le modèle 1D (Monodimensionnel)

La modélisation 1D permet de discrétiser l'évolution des quantités aérodynamiques selon un axe préférentiel. Pour un compresseur, cet axe correspond naturellement au sens de l'écoulement du fluide dans les conduits. Contrairement au modèle 0D, cette approche permet d'obtenir des informations supplémentaires en tenant compte de la variation spatiale des propriétés le long d'une seule dimension.

Ce modèle est principalement utilisé lors de la conception préliminaire afin d'obtenir l'interaction des composants entre eux. Selon Schobeiri et al. [34], le modèle 1D peut atteindre des niveaux de fidélité élevés (instationnaire) en résolvant les équations de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie) dépendantes du temps. Il est

particulièrement efficace pour simuler les phénomènes de pulsations de pression et les ondes acoustiques au sein des tubulures d'aspiration et de refoulement.

En résumé, le modèle 1D offre un compromis optimal entre le temps de calcul et la précision physique. Il permet de capturer des phénomènes longitudinaux complexes que le modèle 0D ne peut pas détecter, tout en restant beaucoup moins coûteux en ressources informatiques qu'une simulation 3D complète. [35]

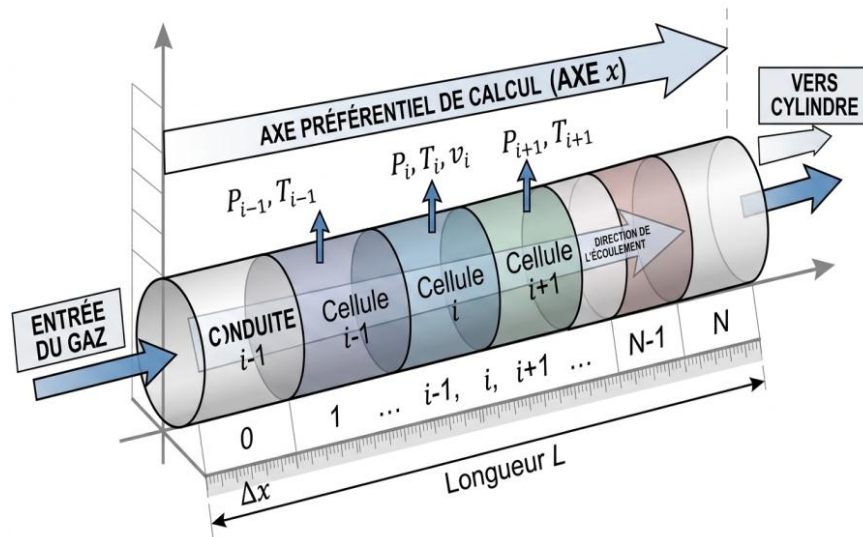


Figure II-02 : Principe de la discrétisation spatiale unidimensionnelle (1D) appliquée à une conduite de compresseur. [36]

La figure II-02 présente le modèle 1D où le cylindre est un volume de contrôle unique et uniforme. Il illustre les entrées/sorties de gaz ainsi que les échanges de travail mécanique et de chaleur. Cette méthode résout rapidement les bilans de masse et d'énergie pour évaluer le cycle de compression.

VII-3 Le modèle 2D (Bidimensionnel)

La modélisation 2D représente l'écoulement selon un plan spécifique de la machine. Contrairement au modèle 1D qui ne suit qu'un axe, le modèle 2D permet d'observer les variations des propriétés du fluide (vitesse, pression) sur une surface. Dans un compresseur, cela permet d'étudier plus finement le comportement du gaz dans des zones critiques.

Cette approche est souvent utilisée pour modéliser l'écoulement radial ou axial autour des soupapes (valves). Elle repose sur une discrétisation de la section étudiée en mailles bidimensionnelles. Elle permet de capturer des phénomènes que le 1D ignore, comme les gradients de vitesse transversaux et les premiers effets de courbure de l'écoulement au passage des orifices.

En résumé, le modèle 2D constitue une étape intermédiaire. Il offre une précision supérieure au modèle 1D pour l'étude locale des composants, tout en restant moins gourmand en ressources informatiques que la simulation 3D complète. [37]

VII-4 Le modèle 3D (Tridimensionnel - CFD)

La modélisation 3D permet une simulation avec un très haut niveau de fidélité. Elle repose sur la résolution des équations de Navier-Stokes sur un maillage volumique complexe. Contrairement aux modèles inférieurs, cette approche permet de capturer la physique locale de l'écoulement dans toutes les directions de l'espace.

Ce niveau de modélisation, souvent appelé CFD (Computational Fluid Dynamics), est essentiel pour analyser les phénomènes complexes tels que la turbulence, les zones de recirculation, et les interactions entre le fluide et les clapets (valves). Il permet de visualiser précisément comment le gaz se comporte à l'intérieur du cylindre et au passage des orifices de soupapes.

En résumé, bien que ce modèle nécessite des ressources computationnelles très importantes et un temps de calcul long, il reste l'outil indispensable pour l'optimisation locale des composants et pour une compréhension approfondie de l'aérodynamique interne du compresseur. [38]

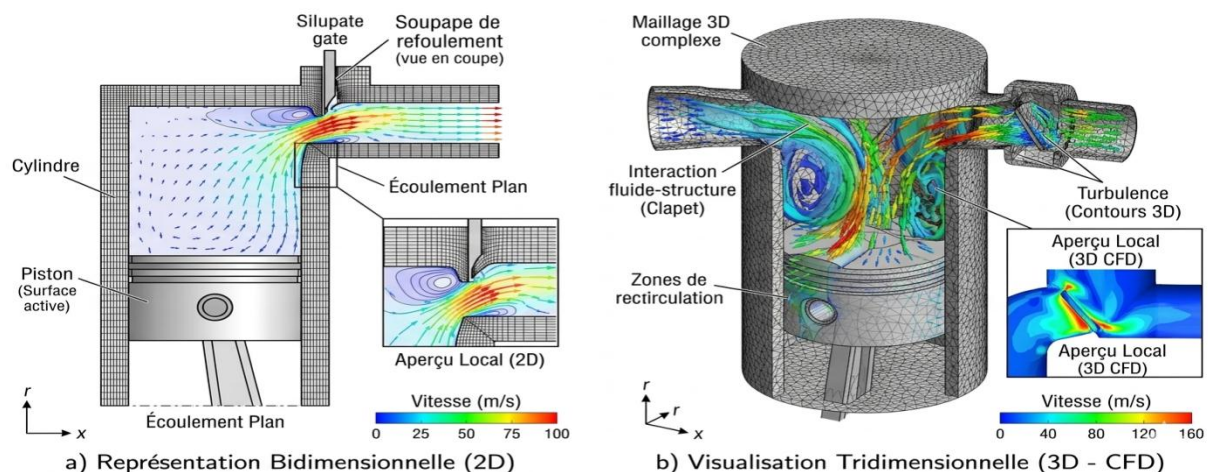


Figure II-03 : Comparaison de la modélisation 2D et 3D appliquées à l'écoulement interne d'un cylindre de compresseur [39]

La Figure III-03 compare les niveaux de modélisation géométrique 2D et 3D CFD pour l'écoulement interne d'un cylindre de compresseur. La représentation 2D (à gauche) étudie l'écoulement sur un plan spécifique afin d'analyser localement les vitesses et le comportement du gaz près des soupapes. La visualisation 3D CFD (à droite) utilise un maillage volumique

complexe pour capturer la physique réelle en trois dimensions, incluant la turbulence, les zones de recirculation et l'interaction fluide-structure.

VIII) Formulations mathématiques du problème :

VIII-1 Le changement de pression au cours du cycle de compression :

Le changement de pression à l'intérieur du cylindre est le moteur principal du fonctionnement du compresseur alternatif. Ce processus suit un cycle thermodynamique divisé en quatre phases distinctes, où la pression varie en fonction du mouvement du piston :

- ✓ **Phase d'aspiration ($P = P_{asp}$):** au cours de cette phase, le piston descend du Point Mort Haut (PMH) vers le Point Mort Bas (PMB). La pression interne chute légèrement en dessous de la pression de la ligne d'aspiration, ce qui crée un différentiel de pression permettant l'ouverture du clapet d'aspiration et l'entrée du gaz.
- ✓ **Phase de compression (P augmente) :** Une fois les clapets fermés, le piston remonte. Le volume diminue, ce qui entraîne une augmentation rapide de la pression du gaz. Selon la loi des gaz réels, cette montée en pression est accompagnée d'une élévation de la température.

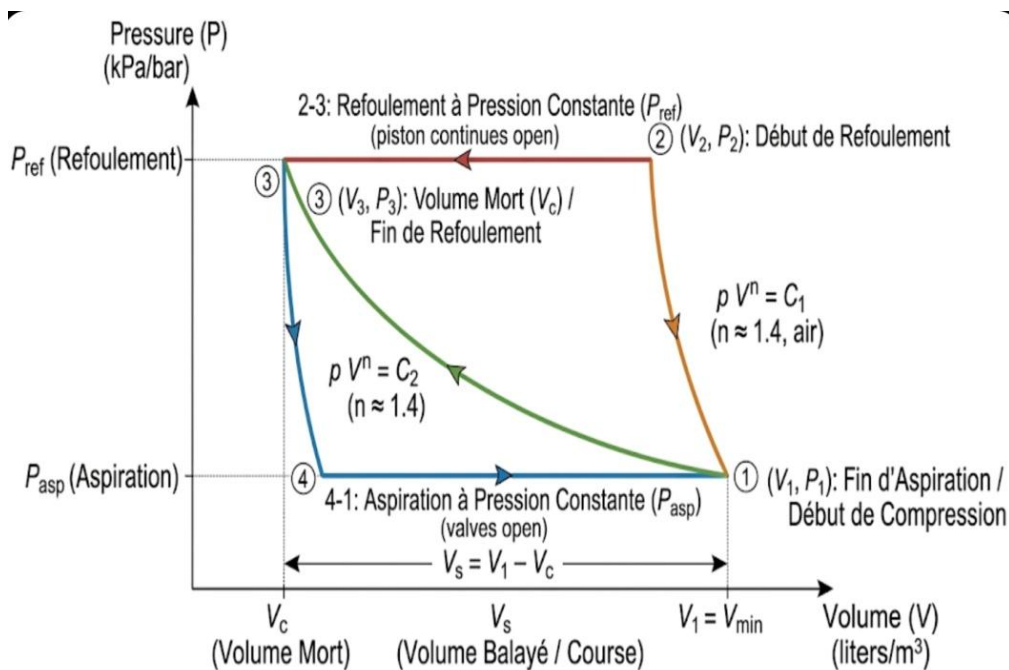


Figure II-04 : Diagramme P-V du cycle de compression idéal [40]

- ✓ **Phase de refoulement ($P = P_{ref}$):** Lorsque la pression interne dépasse la pression de la ligne de décharge (plus la force de ressort du clapet), le clapet de refoulement s'ouvre. Le gaz est expulsé à pression quasi constante P_{ref} vers le réservoir ou le système aval.

- ✓ **Phase de ré-expansion (P diminue) :** Après le refoulement, le gaz restant dans le **volume mort V_c** doit se détendre. La pression chute alors jusqu'à atteindre à nouveau le niveau de pression d'aspiration, permettant ainsi de recommencer un nouveau cycle.

La figure II-04 représente le cycle thermodynamique théorique d'un compresseur à piston alternatif. Il montre les quatre étapes principales : l'aspiration à pression constante (4-1), la compression, le refoulement (2-3) et la détente du gaz restant dans le volume mort V_c .

Le cycle réel s'écarte du modèle théorique en raison des irréversibilités physiques. Les principales différences observées sont :

- ✓ **Pertes de charge :** La pression d'aspiration réelle est inférieure à p_{asp} , et la pression de refoulement réelle est supérieure à p_{ref} pour vaincre la résistance des clapets.
- ✓ **Retard des clapets :** L'inertie mécanique et les forces de ressort provoquent un retard à l'ouverture et à la fermeture, arrondissant les angles du diagramme P-V.
- ✓ **Oscillations de pression :** Des fluctuations (vibrations) apparaissent au moment de l'ouverture des clapets due à la dynamique des fluides.
- ✓ **Échanges thermiques :** Contrairement au cycle idéal, des transferts de chaleur ont lieu entre le gaz et les parois du cylindre. [6].

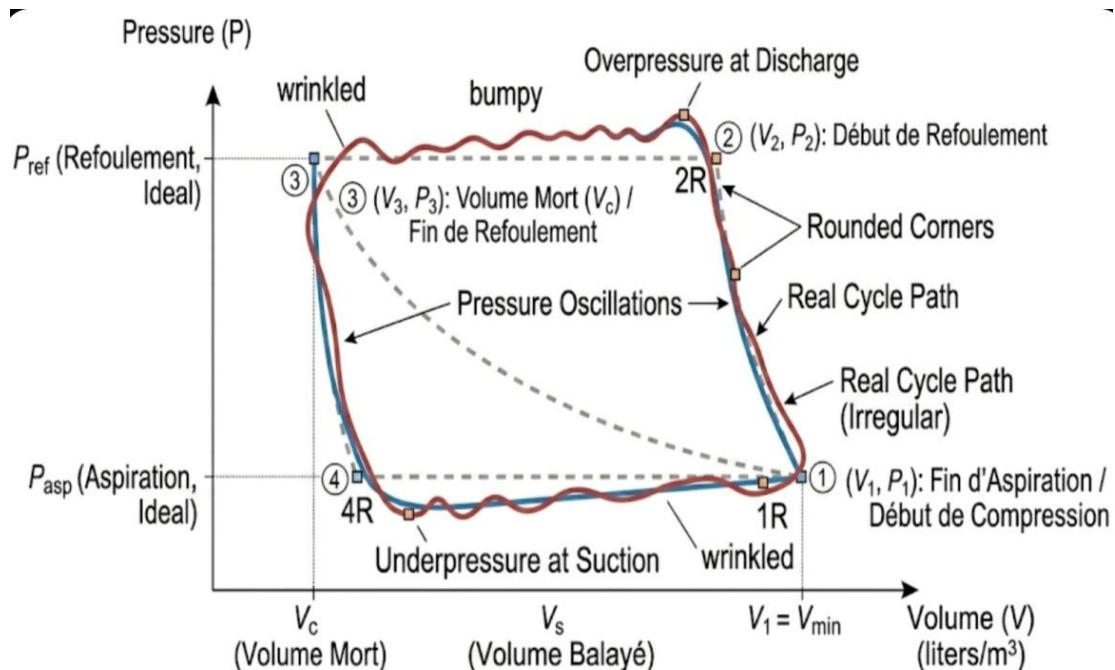


Figure II-05 : Diagramme P-V du cycle de compression réel [41]

La figure II-05 représente la différence entre le cycle thermodynamique idéal et le cycle réel d'un compresseur. Il met en évidence les pertes réelles causées par les oscillations de pression (vibrations des clapets) et les échanges thermiques avec les parois du cylindre.

VIII-2 Mouvement du piston

Le mouvement rectiligne alternatif du piston provient du mouvement circulaire continu du vilebrequin (et réciproquement), grâce à un système composé de :

- ✓ Le vilebrequin : tourne sur lui-même.
- ✓ La bielle : relie le piston au vilebrequin
- ✓ Le piston : coulis dans le cylindre.

Le Figure II-06 présente le diagramme géométrique d'un mécanisme bielle-manivelle assurant la transformation du mouvement rotatif du vilebrequin en mouvement linéaire alternatif du piston. Il montre la position du piston depuis le point mort haut (PMH) jusqu'au point mort bas (PMB) en fonction de l'angle de rotation θ .

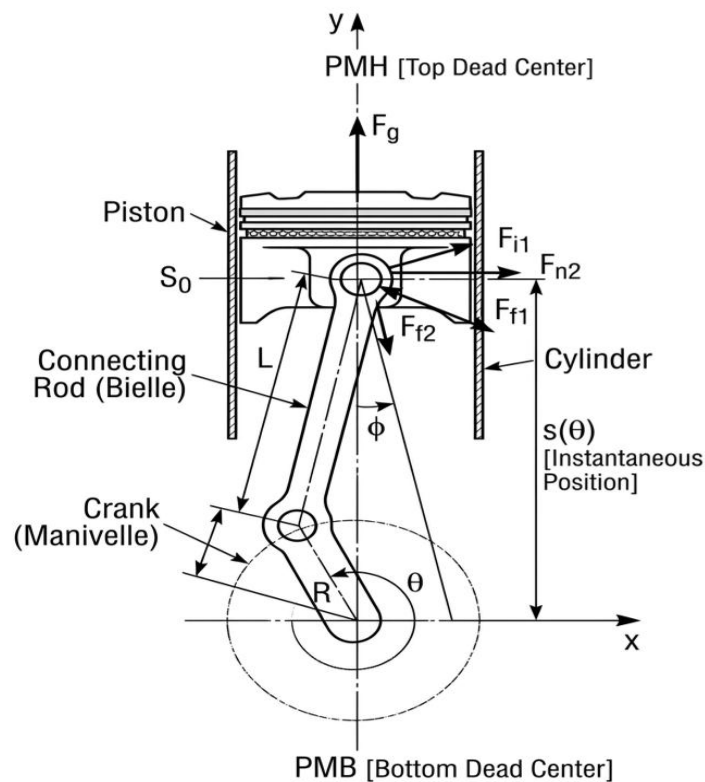


Figure II-06: Diagramme géométrique du mécanisme bielle-manivelle. [42]

L'angle de rotation du vilebrequin est noté θ . Par convention, $\theta = 0^\circ$ correspond au point mort haut (PMH), c'est-à-dire la position la plus haute du piston. On conséquence, les principaux paramètres géométriques sont définis comme suit :

r : Rayon de la manivelle correspondant la moitié de la course ($S/2$).

L : Longueur de la bielle. (Connecting Rod)

λ : Rapport bielle-manivelle ($\lambda = L/r$).

θ : Angle de rotation du vilebrequin (Crank angle), mesure à partir du **PMH**.

ϕ : Angle d'obliquité de la bielle.

La position instantanée du piston $s(\theta)$, définie comme la distance entre l'axe du vilebrequin et l'axe du pied de bielle, est déterminée par la loi des cosinus dans le triangle formé par le mécanisme [43]:

$$s(\theta) = r \cdot \cos(\theta) + \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta)} \quad (\text{II-01})$$

Le déplacement du piston $x(\theta)$, calculé à partir du Point Mort Haut (PMH), est l'expression la plus critique pour le calcul du volume instantané :

$$x(\theta) = r + L - s(\theta) \quad (\text{II-02})$$

En substituant $s(\theta)$, nous obtenons la forme finale :

$$x(\theta) = r \cdot \left[1 - \cos(\theta) + \lambda \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\sin(\theta)}{\lambda} \right)^2} \right) \right] \quad (\text{II-03})$$

La vitesse du piston est obtenue par la dérivation de l'équation du déplacement par rapport au temps. L'expression analytique de la vitesse instantanée du piston est donnée par [43]:

$$v(\theta) = \frac{dx(\theta)}{dt} = \varpi \cdot r \cdot \sin(\theta) \left[1 + \frac{r \cdot \cos(\theta)}{\sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta)}} \right] \quad (\text{II-04})$$

Où : ϖ est la vitesse angulaire du vilebrequin calculer par :

$$\varpi = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{II-05})$$

N est la vitesse par tr/min.

L'équation II-04 montre que la vitesse n'est pas purement sinusoïdale en raison de la géométrie du mécanisme bielle-manivelle et de l'obliquité de la bielle.

L'accélération est la dérivée seconde du déplacement. Elle est indispensable pour l'étude dynamique et le calcul des forces d'inertie [44] :

$$a(\theta) = \frac{dv(\theta)}{dt} = r\varpi^2 \left[\cos(\theta) + \frac{r^2 \cdot \cos^2 \theta + L^2 \cdot \cos(2\theta)}{(L^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta))^{3/2}} \right] \quad (\text{II-06})$$

VIII-3 Volume instantané de la chambre de compression :

En considérant la paroi du cylindre, le couvercle du cylindre et la face d'extrémité du piston comme limites du volume de contrôle qu'il varie de façon cyclique. Le volume instantané se déduit directement de la position du piston. Il est défini par la somme du volume mort (qui définit le volume minimal du cylindre) et du volume balayé [45]. En conséquence, il dépend directement de l'angle du vilebrequin et de la géométrie bielle-manivelle :

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \cdot x(\theta) \quad (\text{II-07})$$

Avec :

V_c : le volume mort (Clearance volume).

D : l'alésage du cylindre (Diamètre intérieur du cylindre).

VIII-4 Analyse des efforts mécaniques :

Dans un compresseur, les efforts mécaniques sur le piston sont un mélange complexe de forces dues à la pression du gaz et de forces liées au mouvement. Les comprendre est essentiel pour concevoir des machines fiables et efficaces. On peut les décomposer en deux grandes familles, qui s'additionnent ou se soustraient en permanence.

✓ *La force de pression du gaz (charge statique)*

C'est la force principale, directement liée au travail de compression du gaz. Elle est le résultat de la différence de pression entre les deux faces du piston, multipliée par les surfaces correspondantes. On la calcule par la formule générale :

$$F_p = p_i \cdot A_i - p_e \cdot A_e \quad (\text{II-08})$$

Où : p_i, p_e sont les pressions coté culasse et coté vilebrequin respectivement et A_i et A_e sont leur surface correspondants. Ces efforts alternent entre compression (qui tend à fléchir la tige) et traction (qui tend à l'étirer) à chaque cycle.

✓ *La force d'inertie (charge dynamique)*

Elle est générée par le mouvement de va-et-vient du piston et des pièces qui lui sont liées (tige, croisillon, une partie de la bielle).

À chaque demi-tour du vilebrequin, le piston est accéléré puis décéléré. Cette force d'inertie est proportionnelle à la masse des pièces en mouvement alternatif et à leur accélération. L'accélération variant fortement avec la vitesse de rotation, la force d'inertie est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation du compresseur.

Elle devient prépondérante dans les machines à haute vitesse. À basse vitesse ou avec de faibles rapports de compression, on peut souvent la négliger lors du dimensionnement.

Cependant, dans les conditions réelles de fonctionnement, le piston n'est pas soumis uniquement aux forces de pression et d'inertie. D'autres sollicitations viennent perturber le système, notamment [46] :

✓ *Force de frottement F_f* : Résulte du mouvement relatif entre le piston et le cylindre.

✓ *Effort dans la bielle F_b* : L'effort dans la bielle correspond à la force transmise entre le piston et le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Cette force résulte de la

combinaison de la force des gaz et des forces d'inertie générées par le mouvement alternatif du piston.

- ✓ **Effort latéral sur le piston F_L** : En raison de l'obliquité de la bielle, la force appliquée au piston n'est pas exclusivement dirigée selon l'axe du cylindre. Une composante latérale apparaît et s'exerce sur la jupe du piston, provoquant des frottements contre la paroi du cylindre ainsi qu'une usure progressive des surfaces en contact.
- ✓ **Réaction du cylindre R_C** : La paroi du cylindre exerce une réaction mécanique sur le piston afin d'équilibrer l'effort latéral généré par l'obliquité de la bielle. Cette réaction contribue à maintenir le guidage correct du piston durant son mouvement.

Des réactions mécaniques apparaissent au niveau des différentes articulations du mécanisme, notamment au niveau de l'axe du piston, du pied de bielle et du maneton du vilebrequin. Ces efforts assurent la transmission des charges entre les différents composants du système.

Les efforts transmis par la bielle au vilebrequin génèrent un couple mécanique. Ce couple joue un rôle essentiel dans la conversion du mouvement alternatif du piston en mouvement rotatif et intervient directement dans l'évaluation de la puissance du compresseur.

VIII-5 Modélisation de la thermodynamique :

Dans le but de développer un modèle thermodynamique différentiel pour les grandeurs d'état que sont la pression, la température et la masse, les hypothèses suivantes sont formulées:

- ✓ À tout instant, les propriétés du gaz sont réparties de manière homogène dans l'ensemble de la cellule de compression.
- ✓ Les termes d'énergie potentielle et cinétique du gaz sont considérés comme négligeables.
- ✓ Le gaz est traité comme un gaz parfait.
- ✓ La vitesse angulaire du vilebrequin est supposée invariante dans le temps.

VIII-5-1 Conservation de la masse :

Le principe de conservation de la masse stipule que, pour un système fermé, la masse de gaz contenue dans le cylindre demeure constante au cours du temps, indépendamment des variations de volume liées aux phases de compression et de détente. Pour un système ouvert, en revanche, la variation de masse est donnée par le bilan entrée-sortie : elle est égale à la masse d'air admise pendant l'aspiration, diminuée de la masse d'air évacuée pendant le

refoulement. Ainsi, la variation de masse dans le cylindre s'exprime comme la différence entre la masse aspirée et la masse refoulée.

$$\frac{dm_c}{dt} = m_a - m_r \quad (\text{II-09})$$

Avec : m_c , m_a , m_r sont respectivement la masse de gaz enfermée dans le cylindre, la masse aspirée et la masse refoulée.

VIII-5-2 Conservation de l'énergie :

L'analyse énergétique des régimes instationnaires sert de fondement aux modèles 0D. Celle-ci est établie à partir du premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes ouverts.

$$\frac{dU_c}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} + m_a \cdot h_a - m_r \cdot h_r \quad (\text{II-10})$$

Où : U_c est l'énergie interne de fluide, h_a et h_r sont respectivement l'enthalpie d'aspiration et de refoulement. dQ/dt est la quantité de chaleur échangée avec la paroi.

Au sein du cylindre, les échanges thermiques dQ/dt entre le gaz et les parois peuvent s'effectuer par conduction, convection ou rayonnement. La faible température du gaz (inférieure à 180 °C) et les petites surfaces d'échange nous permettent d'écarter le rayonnement. La conduction est également négligée, la conductivité des gaz étant très inférieure à celle des parois solides. Le transfert convectif constitue donc le mécanisme prédominant. Il se décline en convection naturelle, active essentiellement près des points morts (vitesse du piston quasi nulle), et en convection forcée, qui domine durant le reste du cycle. Cette dernière présentant un coefficient d'échange pariétal très supérieur aux autres modes, Avec ces hypothèses, la loi de convection à la paroi s'écrit :

$$\frac{dQ}{dt} = H_c \cdot A_c \cdot (T_c - T_p) \quad (\text{II-11})$$

Avec : T_p est la température de la paroi, H_c est le coefficient de transfert de chaleur à la paroi calculer par :

$$H_c = 0,6 \cdot \frac{k}{D_p} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (\text{II-12})$$

Où : D_p , k , Re et Pr sont respectivement le diamètre du piston, la conductivité thermique du gaz, le nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds.

La surface d'échange A_c est la somme de la surface du piston, de la surface du fond de cylindre et de la surface de la paroi interne du cylindre, qui est une fonction de la position du piston :

$$A_c = 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \right] + \pi \cdot D_p \cdot x(\theta) \quad (\text{II-13})$$

Le travail échangé par un piston dW/dt est l'énergie mécanique résultant de son mouvement alternatif dans le cylindre. Sa valeur se détermine soit en multipliant la force exercée par la distance parcourue, soit, dans une approche plus globale, en calculant l'intégrale de la pression en fonction de la variation de volume du fluide.

$$\frac{dW}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (\text{II-14})$$

Avec : p_c et V_c sont respectivement la pression et le volume instantané du gaz dans le cylindre.

VIII-6 Dynamique des soupapes

VIII-6-1 Aperçu historique sur la modélisation des soupapes

La dynamique des soupapes auto-actionnées des compresseurs a été examinée pour la première fois de manière systématique par Costagliola. [47] Bien que son modèle supposait un comportement stable de l'élément d'étanchéité (c'est-à-dire qu'il ne tenait pas compte du phénomène de vibration ou flutter), il a fourni une base fondamentale sur laquelle la majorité des modèles ultérieurs ont été construits.

Les développements scientifiques jusqu'en 1972 ont été passés en revue par MacLaren [48], puis plus tard et avec beaucoup plus de détails par Toubert [49]. Par la suite, Bukac [50] a tenté de présenter l'ensemble du domaine de la dynamique des soupapes et de la simulation d'écoulement de manière compacte. Cependant, son travail est considéré comme une vue d'ensemble car il manque d'arguments sur le choix de certaines formules et traite le calcul de l'écoulement de manière inconsistante (en utilisant simultanément un changement polytropique et un critère de blocage isentropique).

Enfin, Habing [51] a présenté une vision moderne de ce domaine, en incluant des mesures expérimentales pour vérifier et valider les théories de simulation utilisées. [4]

VIII-6-2 Considérations générales sur le fonctionnement des soupapes :

Conceptuellement, l'influence des soupapes sur les performances et la fiabilité du compresseur peut être analysée selon trois axes fondamentaux :

1. **Aspect Mécanique (Dynamique des soupapes) :** Il prend en compte les processus d'ouverture et de fermeture, le mouvement de l'ensemble (masse-ressort) de l'élément d'étanchéité, ainsi que les phénomènes d'impact au sein de la soupape.

2. **Aspect Écoulement (Aérodynamique)** : Il décrit les relations entre le débit massique traversant la soupape et l'état thermodynamique du gaz dans le cylindre et les conduits.
3. **Aspect Couplage (Interaction Système)** : Il s'agit de l'interaction entre l'action de la soupape et la dynamique des fluides en amont (aspiration) et en aval (refoulement).

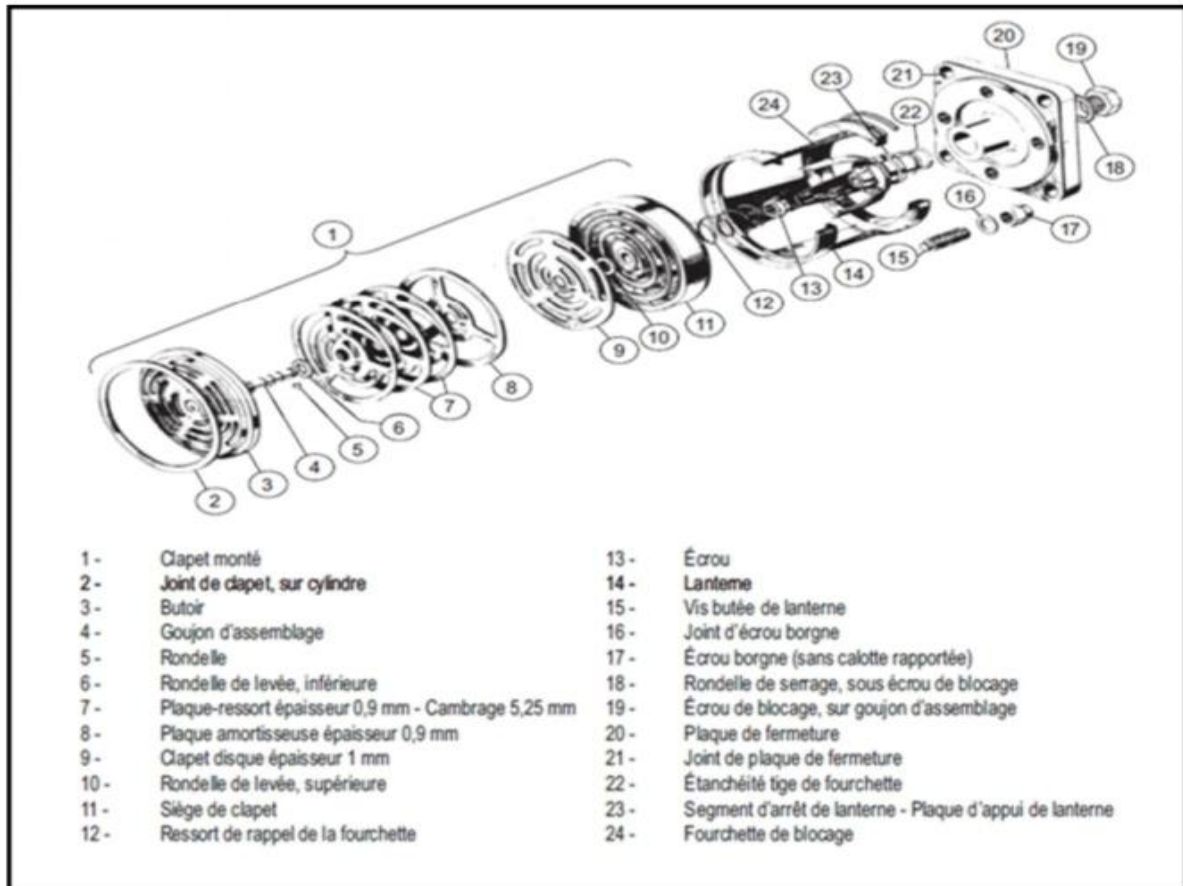


Figure II-07 : Vue éclatée d'une soupape d'aspiration. [52]

Il est important de noter que si les deux premiers aspects peuvent être étudiés de manière isolée, le couplage constitue un phénomène global nécessitant une analyse intégrée du cylindre, des soupapes et de la tuyauterie associée. Traditionnellement, les modèles à paramètres concentrés ont été largement utilisés afin de simplifier la modélisation et de réduire le coût computationnel des simulations. Cependant, l'amélioration de la précision des prédictions nécessite l'emploi de modèles plus détaillés, capables de représenter avec une meilleure fidélité les interactions entre l'écoulement du fluide et la dynamique des soupapes [53]

Les composants internes d'une soupape de compresseur (qu'il s'agisse d'une soupape d'admission, de refoulement ou de sécurité) dépendent de sa fonction, mais elles reposent toutes sur un principe de base : réguler ou limiter le débit et la pression de l'air.

La figure II-07 montre tous les composants internes de la soupape d'un compresseur séparés les uns des autres et alignés sur un même axe pour expliquer leur ordre d'assemblage et leur positionnement exact (comme le siège, les ressorts, les bagues d'étanchéité et les vis).

VIII-6-3 Principe de fonctionnement des soupapes :

Les soupapes constituent les composants les plus critiques des compresseurs alternatifs. Les progrès réalisés ces dernières années dans leur conception, notamment en termes de géométrie et de matériaux, ont permis d'atteindre des durées de vie supérieures à une année, même dans des conditions de fonctionnement sévères.

Pour répondre aux exigences de performance, plusieurs types de soupapes sont utilisés dans les compresseurs alternatifs, notamment les soupapes à disques, les soupapes à anneaux concentriques et les clapets à lamelles. Le choix du type dépend principalement de la vitesse de fonctionnement, de la nature du gaz et des niveaux de pression requis.

Les soupapes empêchent le retour du gaz vers les zones de basse pression. Elles sont placées dans le cylindre et maintenues par une lanterne, elle-même fixée par un chapeau de soupape, également appelé couvercle de soupape.

Les clapets fonctionnent à des fréquences élevées (de 5 à 20 Hz), avec des temps d'ouverture très courts, souvent inférieurs à 10 ms.

Le clapet est en outre soumis à de nombreuses contraintes, parmi lesquelles :

- La différence de pression qu'il doit supporter lorsqu'il est fermé ;
- Les chocs liés à l'ouverture et à la fermeture ;
- Les phénomènes d'adhérence entre le clapet et son siège, notamment en présence d'huile ;
- L'effet érosif des particules liquides piégées entre le siège et le clapet ;
- Les dépôts carbonneux résultant du craquage thermique de l'huile.

La description précise du mécanisme de compression dans un compresseur alternatif nécessite que l'on représente son "cycle" de fonctionnement. Toutefois, il apparaît nécessaire d'explicitier auparavant le fonctionnement des soupapes d'admission et de refoulement. [54]

Généralement, les éléments constitutifs d'une soupape type sont :

- Un (ou plusieurs) clapet(s) susceptible(s) d'être soulevé(s) ou appliqué(s) sur son (leur) siège solidaire du cylindre,

- Un (ou plusieurs) ressort(s) s'appuyant sur le (ou les) clapet(s). Le sens d'action du ressort est tel qu'il tend toujours à plaquer le clapet sur son siège,
- Un système permettant de guider le clapet lors de son soulèvement.[5]

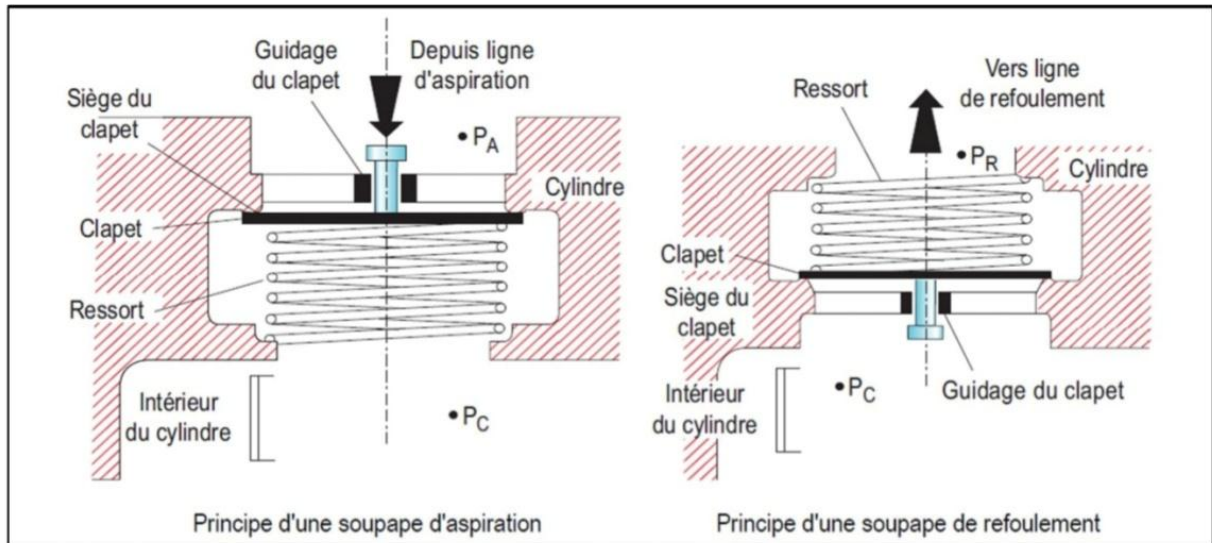


Figure II-08 : Composant principale d'une soupape de compresseur alternatif. [55]

La figure II-08 représente le principe de fonctionnement des soupapes d'un compresseur alternatif. La vue de gauche correspond à la soupape d'aspiration, et celle de droite à la soupape de refoulement. Ces illustrations mettent en évidence le rôle combiné du clapet et du ressort : le clapet s'ouvre ou se ferme sous l'effet de la différence de pression, tandis que le ressort assure son rappel, permettant ainsi de contrôler les phases d'admission et de refoulement du gaz dans le cylindre.

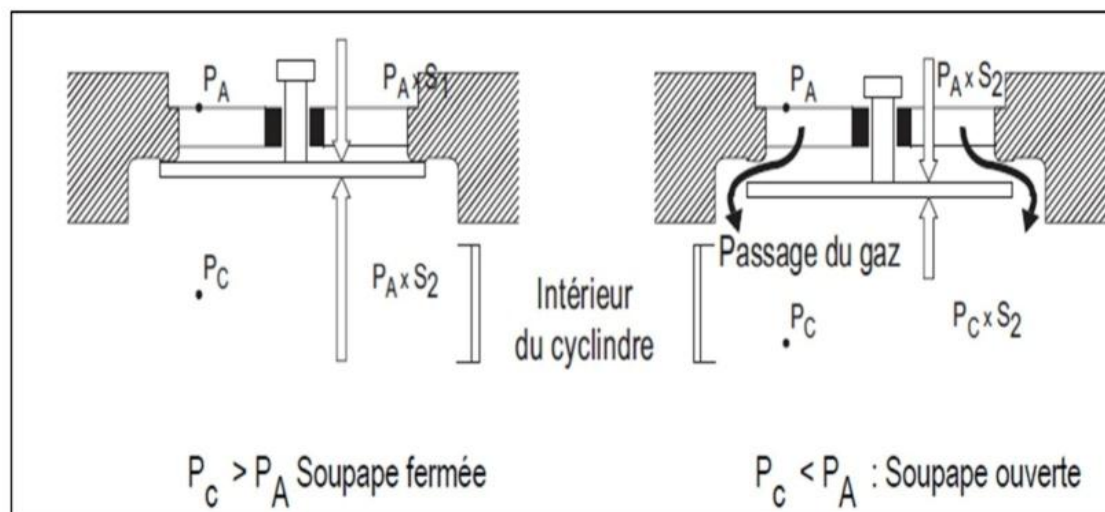


Figure II-09 : Forces appliquées sur un clapet d'aspiration. [56]

Le clapet de la soupape d'aspiration est soumis à un ensemble de forces, parmi lesquelles on distingue :

- La pression qui règne dans le cylindre p_c
- La pression qui règne dans la tubulure d'aspiration p_A
- La force due à l'action du ressort F_R

Dans la plupart des cas, l'action du ressort est négligeable devant les forces de pression, sauf lors de régime à très basses pressions. [57]

La figure II-09 présente le bilan des forces s'exerçant sur le clapet d'une soupape d'aspiration, à savoir la force de pression d'aspiration par le haut, la force de pression du cylindre par le bas, et la force de rappel du ressort qui ramène le clapet vers son siège. Elle illustre également que les surfaces d'action ne sont pas identiques : la surface inférieure S_2 est environ 10 % plus grande que la surface supérieure S_1 , en raison de la portée du clapet sur ses sièges. Sur une soupape d'aspiration :

- Lorsque p_c est supérieur à p_A le clapet est appliqué sur son siège et tout passage de gaz de l'intérieur du cylindre vers la tubulure d'aspiration est interdit,
- Lorsque p_c est inférieur à p_A le clapet est soulevé et il permet le passage du gaz depuis la bride d'aspiration jusque vers l'intérieur du cylindre. [58]

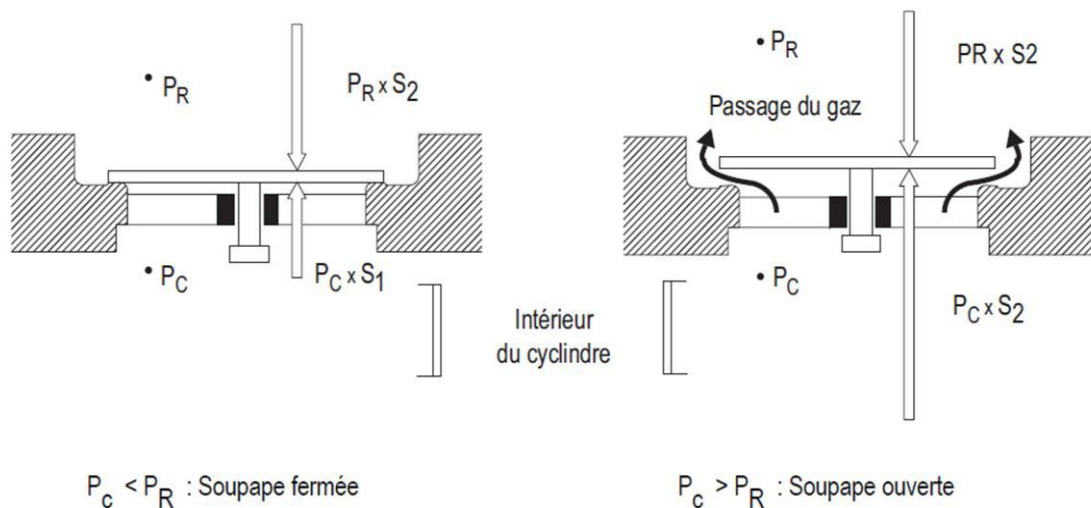


Figure II-10 : Ouverture et fermeture des soupapes de refoulement. [59]

Par un raisonnement analogue à celui développé pour les soupapes d'aspiration et en appelant p_R la pression qui règne dans la tubulure de refoulement, on arrive aux résultats illustrés par la figure II-10.

- Lorsque p_c est inférieur à p_R , le clapet est appliqué contre son siège et le gaz ne peut pas traverser le clapet (Figure II-10 à gauche).
- Lorsque p_c devient supérieur à p_R , le clapet est soulevé et le passage du gaz depuis le cylindre vers la bride de refoulement est alors possible (Figure II-10 à droite).

VIII-6-4 Modélisation mathématique des soupapes

Le fonctionnement d'une soupape automatique repose sur l'interaction entre l'élément d'étanchéité mobile, le siège, le ressort et le limiteur de course. Pour la modélisation, le cycle de fonctionnement d'une soupape peut être divisé en plusieurs étapes clés :

- 1. Soupape en état fermé :** L'élément d'étanchéité repose sur son siège.
- 2. L'événement d'ouverture :** Il commence lorsque la force de pression surmonte les forces de maintien (force du ressort, force d'adhérence due au film d'huile "stiction", et différence de pression sur les surfaces inégales). Le moment précis où le clapet quitte son siège est celui où le bilan des forces remplit la condition d'ouverture suivante :

$$p_i \cdot A_i - p_e \cdot A_e > F_{sc} + F_{adh} \quad (\text{II-15})$$

Où : p_i, A_i sont la pressions et surface de la plaque en amont, p_e, A_e sont la pressions et surfaces de la plaque en aval. F_{adh} est la force d'adhérence (stiction), due à la viscosité du film d'huile entre le clapet et son siège. F_{sc} est la force exercée par un ressort à l'état statique, souvent appelée force de rappel. C'est une force mécanique générée lorsqu'un ressort est étiré ou comprimé. Elle s'oppose toujours à la déformation et cherche à ramener le ressort à sa longueur initiale. Dans la majorité des cas, cette force est proportionnelle à la déformation du ressort. Elle se calcule grâce à la loi de Hooke :

$$F_{sc} = -k \cdot h_0 \quad (\text{II-16})$$

Avec :

k : la constante de raideur du ressort (en N/m), qui indique à quel point le ressort est dur ou souple.

h_0 : La compression du ressort, nécessaire pour maintenir la plaque du clapet sur son siège, est calculée comme la différence entre la longueur à l'état statique et la longueur à vide.

Le signe moins (-) : indique que la force s'oppose au sens du déplacement.

- 3. Mouvement de l'élément (Plate) :** Entre le siège et le limiteur de course, l'élément est soumis à la force du ressort, à la force de traînée du gaz et au frottement fluide. Le

clapet est considéré comme un système "Masse-Ressort-Amortisseur" [60]. Son mouvement est régi par la deuxième loi de Newton [61]:

$$m_p \cdot \ddot{h} = F_d + F_r + F_s \quad (\text{II-17})$$

Où : m_p : est la masse effective du clapet. $\ddot{h}$: Accélération du clapet, F_s : la force du ressort calculer par la loi de Hooke :

$$F_{sc} = -k \cdot h \quad (\text{II-18})$$

h : désigne la variation de longueur du ressort (allongement ou compression), exprimée en mètres (m). Elle est obtenue par la différence entre la longueur instantanée et la longueur libre (à vide).

F_r est la force de frottement amortissement ou de friction exercée sur la plaque de clapet qui se déplaçant dans le liquide ou le gaz. Cette force de traînée est généralement une fonction complexe de la vitesse du corps. Cependant, pour un corps se déplaçant en ligne droite à des vitesses modérées à travers un fluide tel que l'air, la force de frottement peut souvent être approximée par :

$$F_r = -C_v \cdot \dot{h} \quad (\text{II-19})$$

Où : $\dot{h}$ est la vitesse instantanée du clapet (m/s) et C_v le coefficient d'amortissement visqueux (en $N \cdot s/m$), représentant les pertes d'énergie dues aux frottements et à la résistance du fluide lors du mouvement du clapet.

De la même manière que la friction, la force de traînée F_d s'oppose systématiquement au déplacement d'un objet dans un fluide. En revanche, contrairement au frottement classique, elle est proportionnelle à une fonction de l'écart de pression mesuré entre l'amont et l'aval de l'objet. Cette fonction est complexe : elle dépend de la forme, de la taille de l'objet, de la différence de pression, et des propriétés du fluide. Mathématiquement, cette relation s'exprime par : la constante de raideur du ressort (en N/m), qui indique à quel point le ressort est dur ou souple.

$$F_d = -C_d \cdot A_p \cdot (p_i - p_e) \quad (\text{II-20})$$

Où : C_d est le coefficient de trainée. A_p surface effective de la plaque du clapet et $p_i - p_e$ la différence de pression entre l'amant et l'aval de la plaque.

4. **Impact sur le limiteur de course** : des rebonds successifs peuvent se produire avant que l'élément ne se stabilise.
5. **Soupape en état pleinement ouvert** : Le gaz s'écoule avec un débit maximal.
6. **L'événement de détachement** : Lorsque la force du ressort devient supérieure aux forces qui maintiennent la soupape ouverte, l'élément commence à redescendre.
7. **Mouvement de retour** : L'élément se déplace du limiteur vers le siège (soumis aux mêmes forces que l'étape 3).
8. **Impact sur le siège** : Des rebonds peuvent également se produire avant la fermeture complète.
9. **Retour à l'état fermé.**

Pour décrire le comportement des soupapes dans un compresseur alternatif, on utilise deux types de modèles : un modèle dynamique (mouvement) et un modèle thermodynamique (écoulement). [62]

VIII-6-5 Équation du débit massique (Écoulement)

L'équation de Saint-Venant-Wantzel permet de calculer le débit massique $\dot{m}$ d'un fluide compressible s'écoulant isentropiquement à travers le clapet ou la tuyère de sortie. Elle lie ce débit à la pression totale en aval et en amont, la section d'écoulement et la température d'entrée selon la formule suivant [63]:

$$\dot{m} = \alpha \cdot A_{vg} \cdot p_u \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot T_u} \cdot \left[\Pi^{2/\gamma} - \Pi^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (\text{II-21})$$

Où : α est le coefficient de décharge (caractérise les pertes de charge), A_{vg} Section géométrique de passage et Π est le rapport de pression (P_d/P_u). γ l'indice adiabatique du gaz et R la constante universelle des gaz parfaits. p_u et T_u sont respectivement la pression de stagnation et la température de gaz en amont de la soupape ainsi que p_d et la pression en aval.

IX) Paramètres de performance :

L'évaluation de la fiabilité d'un compresseur fait appel à des paramètres multiples, qu'ils soient thermodynamiques, mécaniques, opérationnels ou structurels. Les indicateurs clés sont les suivants :

IX-1 Le Rendement Volumétrique (η_v) :

Le rendement volumétrique est un paramètre de performance crucial qui définit l'efficacité du remplissage du cylindre d'un compresseur alternatif. Il représente le rapport

entre le volume de gaz réellement aspiré par le compresseur pendant un cycle et le volume balayé par le piston. Le rendement volumétrique est exprimé par la relation suivante :

$$\eta_v = \frac{V_{r\acute{e}el}}{V_s} \quad (\text{II-22})$$

Avec $V_{r\acute{e}el}$ le volume réel du gaz aspiré à la condition d'entrée, et V_s et le volume balayé par le compresseur calculer par :

$$V_s = \frac{\pi \cdot D_p^2}{2} \cdot r \quad (\text{II-23})$$

Cette relation montre que le volume balayé dépend directement du diamètre du cylindre et de la course du piston. Une augmentation du diamètre entraîne une augmentation quadratique du volume balayé, tandis qu'une augmentation de la course produit une augmentation proportionnelle de ce volume.

Cependant, le volume réellement aspiré est généralement inférieur au volume balayé théorique en raison de l'existence du volume mort, des pertes de charge dans les soupapes et des phénomènes de réexpansion du gaz résiduel. C'est pourquoi le rendement volumétrique est introduit afin de quantifier l'écart entre le volume théorique et le volume effectivement admis dans le cylindre. [64]

Pour évaluer les performances d'un compresseur volumétrique en régime idéal, deux grandeurs sans dimension permettent de caractériser ce fonctionnement :

- **Le rapport de pression τ_p** : il s'agit du rapport entre la pression en sortie du compresseur (refoulement) et la pression à l'entrée (aspiration). Plus ce rapport est élevé, plus la compression est importante, mais plus les pertes liées au volume mort s'accroissent.
- **Le rapport de clairance τ_c** : il exprime la fraction du volume mort qui correspond au volume balayé (l'espace résiduel dans le cylindre lorsque le piston est en position extrême). Un volume mort important pénalise l'aspiration car le gaz qu'il contient doit d'abord se détendre avant que la soupape d'admission puisse s'ouvrir.

En supposant un cycle idéal sans fuites ni échanges thermiques, le rendement volumétrique s'écrit alors :

$$\eta_v = 1 - \tau_c \left[(\tau_p)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad (\text{II-24})$$

La formule montre clairement que le rendement diminue à la fois lorsque le rapport de pression augmente et lorsque le volume mort est important. Concrètement, si τ_p devient trop

grand ou si τ_c est trop élevé, le rendement peut même s'annuler : le compresseur n'aspire alors plus aucun gaz frais, car tout le volume balayé est occupé par la détente du gaz résiduel.

D'après l'approche de Çengel [65] appliquée à un cycle réel, le rendement volumique est affecté par un certain nombre de paramètres défavorables, notamment :

- **Le volume mort V_c** : Plus le volume mort est grand, plus la détente du gaz piégé est longue, ce qui diminue d'autant le volume effectivement balayé lors de l'aspiration suivante et pénalise donc l'admission de gaz neuf.
- **Le Rapport de Pression τ_p** : Si la pression de refoulement augmente, le gaz résiduel doit subir une plus grande expansion, ce qui diminue considérablement η_v .
- **Le comportement d'un gaz réel** : Dans le cas des gaz réels, la déviation par rapport au comportement idéal se traduit par une modification de la masse volumique du fluide, ce qui affecte directement la masse de gaz effectivement admise lors de l'aspiration.
- **Pertes de charge** : La résistance offerte par les clapets d'aspiration provoque une chute de pression, réduisant la quantité de gaz entrant dans le cylindre.

IX-2 Le Débit Massique ($\dot{m}$)

Le débit massique est la quantité de masse de gaz traversant une section donnée du compresseur par unité de temps. Contrairement au débit volumétrique, le débit massique reste une mesure plus fiable de la capacité du compresseur car il ne dépend pas directement des variations de pression et de température. [66]. Le débit massique est défini par la relation :

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (\text{II-25})$$

Où :

ρ : La masse volumique du gaz (kg/m^3).

$\dot{V}$: Le débit volumétrique (m^3/s).

v : Le volume massique (m^3/kg).

Pour un compresseur alternatif, le débit massique réel peut être exprimé en fonction du rendement volumétrique η_v à partir de la formule suivante :

$$\dot{m} = \eta_v \cdot \rho_{asp} \cdot V_s \cdot \frac{N}{60} \quad (\text{II-26})$$

Où :

ρ_{asp} : Densité du gaz à l'aspiration.

V_s : Volume balayé (Stroke volume).

N : Vitesse de rotation du compresseur (tr/min).

Le débit massique dépend de la section efficace d'ouverture des clapets. Une ouverture incomplète ou un retard dans le mouvement du clapet (dû à l'inertie ou aux forces de ressort) crée une restriction (perte de charge) qui diminue la densité du gaz à l'entrée du cylindre, réduisant ainsi le débit massique global du système. [66]

IX-3 Puissance P :

La puissance est l'énergie consommée par le compresseur par unité de temps pour élever la pression du gaz. En thermodynamique, on distingue trois niveaux de puissance essentiels pour évaluer l'efficacité de la machine :

➤ Puissance Indiquée P_{ind} :

C'est la puissance calculée directement à partir du cycle réel (diagramme P-V réel). Elle représente le travail transféré au gaz à l'intérieur du cylindre.

$$P_{ind} = \dot{W}_{ind} = \text{Aire du cycle réel} \cdot \frac{N}{60} \quad (\text{II-27})$$

➤ Puissance Isentropique (P_{is}):

C'est la puissance théorique minimale requise pour comprimer le gaz sans aucun transfert de chaleur ni frottement (cas idéal). Elle sert de référence pour calculer le rendement global. Pour un gaz réel la puissance dépend fortement de la variation d'enthalpie réelle, laquelle est influencée par le facteur de compressibilité Z . L'équation devient [67] :

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot Z \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\frac{n}{n-1} \right] \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{II-28})$$

➤ Puissance Effective (P_{eff}) :

C'est la puissance totale que le moteur doit fournir à l'arbre du compresseur. Elle inclut la puissance indiquée plus les pertes mécaniques (frottements des segments, des paliers, etc.).

$$P_{eff} = \frac{P_{ind}}{\eta_m} \quad (\text{II-29})$$

Où η_m est le rendement mécanique.

X) Equation d'état d'un gaz réels :

Dans les applications industrielles des compresseurs alternatifs, les gaz sont souvent soumis à des pressions élevées. Dans ces conditions, la loi des gaz parfaits ($Pv = RT$) devient imprécise. Un gaz est dit "réel" lorsque :

- Les forces intermoléculaires (attraction et répulsion) ne sont plus négligeables.

- Le volume des molécules occupe une fraction significative du volume total.[6]

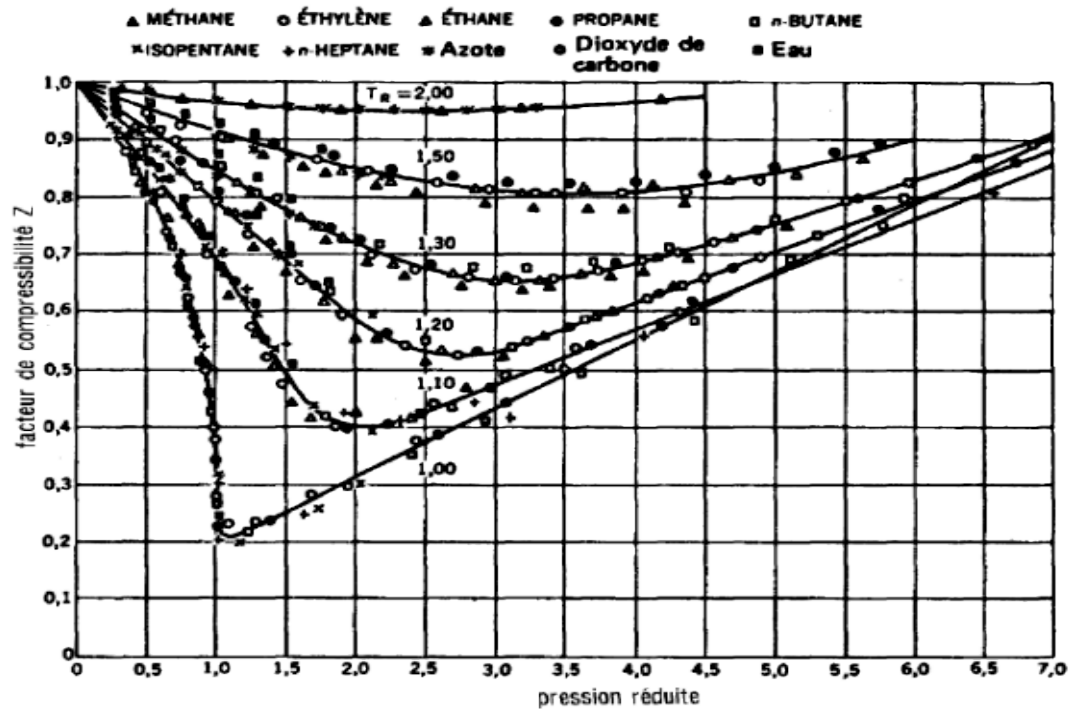


Figure II-11 : Diagramme généralisé du facteur de compressibilité Z [68]

Pour quantifier l'écart entre le comportement d'un gaz réel et celui d'un gaz parfait, on introduit le facteur de compressibilité Z . Ce paramètre adimensionnel permet d'ajuster l'équation d'état comme suit :

$$Pv = ZRT \quad (\text{II-30})$$

Où : P : Pression absolue (Pa)

v : Volume spécifique (m^3/mol)

T : Température absolue (K)

- Si $Z = 1$: Le gaz se comporte comme un gaz parfait.
- Si $Z > 1$ ou $Z < 1$ présente un comportement réel. Plus la valeur de Z s'écarte de l'unité, plus les effets de non-idéalité et les interactions moléculaires deviennent significatifs. [6]

La figure II-11 illustré le diagramme général de compressibilité permet de déterminer la valeur du facteur Z en fonction de la pression réduite p_r et de la température réduite T_r . Il constitue un outil important pour l'étude des gaz réels et l'évaluation de leurs écarts par rapport au comportement idéal. Avec :

- Pression réduite : $p_R = p/p_{cr}$.

- Température réduite : $T_r = T/T_{cr}$
- Volume spécifique pseudo-réduit : $v_r = v/(R \cdot T_{cr}/p_{cr})$.

Le volume spécifique est le volume occupé par une unité de masse de gaz ($v = \frac{V}{m}$).

Pour les gaz réels, il est directement impacté par le facteur Z :

$$v_{r\text{réel}} = Z \cdot v_{r\text{idéal}} = Z \frac{RT}{P} \quad (\text{II-31})$$

Le comportement des gaz réels peut être modélisé avec une haute précision à l'aide d'équations d'état alternatives, telles que :

- ✓ **Équation de Van der Waals** : C'est l'équation la plus classique pour corriger la loi des gaz parfaits comme suit :

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \quad (\text{II-32})$$

- Le terme $\frac{a}{v^2}$ corrige les forces d'attraction.
- Le terme b (covolume) corrige le volume occupé par les molécules.

- ✓ **Équation de Beattie-Bridgeman** : Pour une précision accrue dans les calculs d'ingénierie, on utilise cette équation à cinq constantes [69] :

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2} \left(1 - \frac{c}{\bar{v} T^3}\right) (\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \quad (\text{II-33})$$

Les paramètres A et B sont des fonctions dépendant de la température et du volume molaire, calculés ainsi :

$$A = A_0 \cdot \left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{et} \quad B = B_0 \cdot \left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \quad (\text{II-34})$$

Les termes A_0 , B_0 , a et b sont cinq constantes empiriques caractéristiques de chaque gaz. Ce modèle est particulièrement performant pour les gaz à des densités inférieures à environ 80% de la densité critique.

XI) Les fonctions d'état pour un gaz :

En thermodynamique, les fonctions d'état d'un gaz sont des grandeurs physiques dont la valeur dépend uniquement de l'état macroscopique actuel du système (pression, température), et non du chemin suivi pour y parvenir. Les principales fonctions d'état sont :

- ✓ **L'énergie interne U** d'un gaz représente la somme des énergies microscopiques cinétiques (liées au mouvement des molécules) et potentielles (dues aux interactions intermoléculaires). Elle ne dépend que de l'état du système. Sa variation est régie par

le Premier principe de la thermodynamique. Dans un modèle de gaz parfait, l'énergie interne dépend exclusivement de la température absolue T selon la fonction suivant :

$$U = m \cdot C_v \cdot T \quad (\text{II-35})$$

Où : C_v est la capacité thermique molaire à volume constant

- ✓ **L'enthalpie H** est une fonction d'état qui représente l'énergie totale d'un système thermodynamique, incluant son énergie interne U et le travail nécessaire pour occuper son volume V sous une pression p . Elle est définie par la formule :

$$H = U + pV \quad (\text{II-36})$$

Pour une transformation isobare (à pression constante), la variation d'enthalpie est égale à la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur. L'enthalpie d'un gaz parfait ne dépend que de la température, ce qui permet de l'exprimer sous la forme :

$$H = m \cdot C_p \cdot T \quad (\text{II-37})$$

Où : C_p est la capacité thermique à pression constante.

La variation d'enthalpie (Δh) entre l'aspiration et le refoulement permet de quantifier le travail fourni par le piston. Une prédiction précise de l'enthalpie est nécessaire pour évaluer la température réelle des gaz de sortie afin de protéger les matériaux des soupapes contre la surchauffe. [70]

- ✓ **L'entropie S** mesure le degré de désordre ou le nombre d'états microscopiques accessibles à un système. Pour un gaz, l'entropie augmente avec l'agitation thermique (la température) et l'espace disponible (le volume), et varie selon la nature des transformations subies. L'entropie d'un gaz parfait se calcule à l'aide de la formule de Sackur-Tetrode ou de ses dérivées, en fonction des variables d'état :

$$S = m \cdot C_v \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + m \cdot R \cdot \ln\left(\frac{V}{V_0}\right) + S_0 \quad (\text{II-38})$$

Où : T_0 , V_0 sont des constantes de référence et S_0 est l'entropie à l'état de référence.

L'augmentation de l'entropie au niveau des soupapes est le signe direct de pertes d'énergie par frottement. Une génération d'entropie élevée indique une restriction excessive du passage du gaz, ce qui réduit le rendement global du compresseur. [70]

Pour un gaz idéal, la capacité thermique C_p ne dépend que de la température.

Cependant, pour un gaz réel, le comportement thermodynamique est plus complexe car les

forces intermoléculaires et le volume propre des molécules ne peuvent plus être négligés. Par conséquent, C_p devient une fonction de la température T et de la pression P .

La capacité thermique à pression constante d'un gaz réel, notée $C_p(T, p)$, s'exprime généralement comme la somme de la capacité thermique du gaz parfait associé, $C_p^{idéal}(T)$, et d'un terme correctif appelé capacité thermique résiduelle, $\Delta C_p(T, p)$. Contrairement au comportement idéal, cette déviation dépend explicitement de la pression et de la température. Elle formalise l'influence des forces intermoléculaires et se calcule à partir des relations fondamentales de la thermodynamique :

$$\Delta C_p = T \cdot \int_0^p \left(\frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right)_p dp \quad (\text{II-39})$$

Ce terme résiduel est directement lié au facteur de compressibilité $Z(T, p)$. À haute température, l'agitation thermique compense les forces d'attraction, ce qui conduit à une atténuation de cet écart ($\Delta C_p \rightarrow 0$) rapproche le fluide de l'idéalité. »

Dans l'analyse d'un compresseur à piston, la variation de C_p au cours de la montée en pression influence directement :

- ✓ **L'élévation de température** : Une valeur de C_p réelle plus élevée signifie que le gaz absorbe plus d'énergie pour augmenter sa température.
- ✓ **Le coefficient adiabatique (γ)** : Comme $\gamma = C_p/C_v$ change avec la pression, l'exposant de compression n'est plus constant, ce qui modifie le travail calculé sur le diagramme P-V. [71]

XII) Analyse de la Chaleur Dégagée lors de la Compression :

Lors de la compression de l'air dans un compresseur alternatif, l'énergie mécanique fournie par le piston est convertie en énergie interne. Dans un processus de compression adiabatique (sans échange de chaleur), la température de l'air augmente considérablement. Par exemple, compresser l'air de manière adiabatique jusqu'à seulement 700 kPa peut faire monter sa température au-delà de 250°C à la sortie du cylindre. [72]

Le dégagement de chaleur est souvent géré de deux manières dans les compresseurs industriels :

- ✓ **Refroidissement interne** : Utilisation d'ailettes ou d'une chemise d'eau (water jacket) autour du cylindre pour évacuer la chaleur pendant la compression. Cela rapproche le processus d'une compression isotherme, ce qui réduit le travail nécessaire.

- ✓ **Post-refroidissement (Aftercooling) :** La chaleur est extraite après la compression pour ramener l'air à une température proche de l'ambiance avant son stockage ou son utilisation.

La quantité de chaleur dégagée au sein du moteur influe directement sur plusieurs paramètres critiques. En premier lieu, elle affecte la dilatation thermique des composants : un excès de chaleur peut modifier le jeu de fonctionnement des soupapes, compromettant leur étanchéité et leur guidage. Par ailleurs, une température excessive accélère la dégradation de l'huile de lubrification au niveau des sièges de soupapes, réduisant l'efficacité du film lubrifiant et favorisant l'usure. Enfin, la température agit sur le volume spécifique du gaz. D'après la relation des gaz réels, une élévation de température entraîne une augmentation du volume spécifique, ce qui impose, à débit massique constant, le recours à des soupapes de plus grande section afin de garantir un remplissage suffisant des cylindres [73].

Conclusion :

En synthèse, ce chapitre a réalisé une étude approfondie du compresseur à piston, couvrant aussi bien l'analyse de ses composants que celle de son cycle thermodynamique. L'approche adoptée a permis, dans un premier temps, d'identifier les mécanismes physiques clés de la compression, et dans un second temps, d'établir un modèle phénoménologique proche des conditions opérationnelles réelles. Un modèle numérique assemblant le comportement mécanique, thermodynamique et aérodynamique a été établi.

Le modèle global est écrit en prenant en compte : l'évolution de la pression et de la température du gaz dans la cellule de compression, les échanges thermiques, la dynamique des clapets, etc.

Dans le chapitre suivant, nous traduirons ce modèle en langage MATLAB afin de simuler son comportement et d'en évaluer les performances. L'étude portera plus particulièrement sur l'influence des conditions de fonctionnement et des dimensions du compresseur sur ses indicateurs de performance.

Chapitre III
Résultats et Discussion

Introduction :

L'étude des compresseurs volumétriques alternatifs repose sur une compréhension fine des phénomènes fluidiques et thermodynamiques qui régissent leur fonctionnement. Dans cette optique, le présent chapitre est consacré à la modélisation numérique du comportement dynamique et de l'écoulement interne d'un compresseur à piston, mise en œuvre à l'aide de l'environnement de calcul MATLAB. Cette approche permet non seulement de simuler les cycles de compression avec une résolution temporelle adaptée, mais également d'évaluer l'influence des paramètres géométriques et opératoires sur les performances globales de la machine. Après avoir exposé la stratégie de modélisation et les équations constitutives retenues, nous procédons à l'analyse détaillée des paramètres clés tels que la pression, la température ...etc. dont le dimensionnement conditionne en grande partie l'efficacité énergétique et la fiabilité du système. Dans un second temps, une étude paramétrique est menée afin de quantifier l'impact des variations de conception sur les indicateurs de performance que sont le rendement volumétrique, la pression maximale dans le cylindre et le travail de compression par cycle. Enfin, ce chapitre s'achève par une description exhaustive des résultats de calcul développés spécifiquement dans le programme de ce travail.

VI) Description du problème de simulation

Cette simulation vise à analyser le comportement thermodynamique et dynamique d'un compresseur alternatif à piston en régime de fonctionnement. Développé sous MATLAB, le modèle propose une simulation temporelle des principales grandeurs physiques : pression, température, masse d'air dans le cylindre, volume instantané, ainsi que la dynamique d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et de refoulement.

Le compresseur étudié repose sur un mécanisme bielle-manivelle, qui convertit le mouvement rotatif du vilebrequin en un mouvement linéaire alternatif du piston. Ce déplacement génère une variation cyclique du volume du cylindre, donnant lieu successivement aux phases d'aspiration, de compression et de refoulement de l'air.

Les paramètres géométriques retenus pour la simulation du compresseur sont les suivants : le volume mort est fixé à $5 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, la section du piston à $0,01 \text{ m}^2$, le rayon de manivelle à $0,04 \text{ m}$ et la longueur de la bielle à $0,12 \text{ m}$. Ces dimensions conditionnent directement la cinématique du piston et, par conséquent, l'évolution du volume de la chambre de compression tout au long du cycle de fonctionnement.

La simulation est conduite dans des conditions opérationnelles caractérisées par une vitesse de rotation de $1\,000 \text{ tr/min}$, correspondant à une pulsation de $104,72 \text{ rad/s}$, et par une durée de simulation couvrant 10 cycles consécutifs. Ces choix paramétriques assurent une

caractérisation fidèle du régime de fonctionnement et offrent une base pertinente pour l'analyse du comportement dynamique du compresseur sur plusieurs périodes.

La modélisation thermodynamique de l'air s'appuie sur les paramètres suivants : constante spécifique des gaz parfaits $R = 287 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, chaleur massique à volume constant $c_v = 718 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ et chaleur massique à pression constante $c_p = 1005 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Ces coefficients, essentiels à la description du comportement énergétique du fluide, interviennent dans l'ensemble des calculs relatifs aux transformations thermodynamiques et aux échanges calorifiques au cours du cycle.

Les soupapes d'admission et de refoulement présentent une géométrie symétrique. Leurs caractéristiques statiques incluent un coefficient de décharge α de 0,9, un périmètre de passage A_{vs} de $2 \times 10^{-3} \text{ m}$ et une levée maximale de 7 mm. Leur dynamique est modélisée par une masse de 3 g, une raideur de 300 N/m et un coefficient d'amortissement de 10 N·s/m.

Les conditions aux limites retenues pour l'étude sont définies par une pression et une température à l'admission respectivement égales à 1 bar et 300 K, tandis que la pression de refoulement est fixée à 5 bar.

Le tableau III-01 ci-dessous regroupe l'ensemble des paramètres géométriques pris en compte dans la simulation.

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Volume mort	V_c	5×10^{-5}	m^3
Surface du piston	A_p	0,01	m^2
Rayon de la manivelle	r	0,04	m
Longueur de la bielle	L	0,12	m
Vitesse de rotation	N	1000	tr/min
Vitesse angulaire	ω	104,72	rad/s
Nombre de cycles simulés	N_c	10	-
Constante des gaz parfaits	R	287	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Chaleur spécifique à volume constant	c_v	718	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Chaleur spécifique à pression constante	c_p	1005	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Pression d'admission	P_e	1	Bar
Température d'admission	T_e	300	K
Pression de refoulement	P_s	5	Bar
Coefficient de décharge	α	0,9	-
Périmètre de passage de soupape	A_{vs}	2×10^{-3}	m

Coefficient d'amortissement	C	10	N·s/m
Raideur du ressort	k	300	N/m
Ouverture maximale	$h_{\max}$	7	mm
Masse de la soupape	m_p	3	g

Tableau III-01 : Paramètres générale de simulation.

VII) Méthode de programmation

La simulation numérique de l'écoulement du fluide dans un compresseur alternatif à piston a été réalisée à l'aide du logiciel MATLAB. La méthode de programmation adoptée repose sur la modélisation mathématique du système, suivie de la résolution numérique des équations gouvernant le comportement thermodynamique du gaz et la dynamique des soupapes.

La première étape consiste à définir les paramètres géométriques du compresseur, notamment le volume mort du cylindre, la surface du piston, le rayon de la manivelle et la longueur de la bielle. Les conditions de fonctionnement telles que la vitesse de rotation, la pression d'aspiration, la pression de refoulement et la température d'entrée sont ensuite spécifiées.

Le mouvement du piston est modélisé à partir des équations cinématiques du mécanisme bielle-manivelle. Cette modélisation permet de déterminer le déplacement instantané du piston (**Equation II-03**) ainsi que la variation du volume du cylindre au cours du cycle de fonctionnement (**Equation II-07**).

Les propriétés thermodynamiques de l'air sont décrites en considérant le gaz comme parfait. Les équations de conservation de la masse (**Equation II-09**) et de l'énergie (**Equation II-10**) sont appliquées afin de calculer l'évolution de la pression, de la température et de la masse d'air contenue dans le cylindre. Les débits massiques traversant les soupapes d'admission et de refoulement sont évalués à l'aide des relations de l'écoulement compressible (**Equation II-21**).

La dynamique des soupapes est représentée par un modèle masse-ressort-amortisseur. L'ouverture et la fermeture des soupapes dépendent de la différence de pression entre le cylindre et les conduites d'admission ou de refoulement (**Equation II-17**). Cette approche permet de prendre en compte les effets d'inertie, de raideur et d'amortissement qui influencent directement les performances du compresseur.

Les équations différentielles obtenues sont résolues numériquement par la méthode d'Euler explicite. Le domaine temporel est discrétisé en un grand nombre de pas de temps

(10^5 pas par cycle) afin d'assurer la stabilité et la précision des calculs. À chaque incrément temporel, les variables d'état du système (pression, température, masse et levée des soupapes) sont mises à jour.

Enfin, les résultats sont analysés à travers différentes représentations graphiques telles que l'évolution de la pression, de la température, de la masse d'air, de l'ouverture des soupapes et du diagramme pression-volume (P-V). Le rendement volumétrique ainsi que le travail de compression sont également calculés afin d'évaluer les performances globales du compresseur.

La méthodologie développée constitue un outil de simulation performant permettant d'étudier l'influence des paramètres géométriques, thermodynamiques et dynamiques sur le fonctionnement d'un compresseur alternatif à piston.

VIII) Description de MATLAB :

MATLAB (MATrix LABoratory) est un logiciel de calcul numérique et de programmation développé par la société MathWorks. Il est largement utilisé dans les domaines de l'ingénierie, des sciences et de la recherche pour l'analyse de données, la modélisation mathématique, la simulation de systèmes et la visualisation graphique.

MATLAB repose sur la manipulation des matrices et des vecteurs, ce qui le rend particulièrement adapté à la résolution de problèmes mathématiques complexes. Il offre un environnement interactif permettant d'écrire des scripts, de développer des programmes et d'effectuer des calculs numériques avec une grande précision. Parmi les principales fonctionnalités de MATLAB, on peut citer :

- ✓ Le calcul numérique et symbolique ;
- ✓ La résolution d'équations algébriques et différentielles ;
- ✓ Le traitement et l'analyse des données ;
- ✓ La création de graphiques 2D et 3D ;
- ✓ La modélisation et la simulation de systèmes dynamiques ;
- ✓ Le traitement du signal et des images ;
- ✓ Le développement d'algorithmes scientifiques et techniques.

MATLAB est souvent associé à l'outil Simulink, qui permet de modéliser et de simuler des systèmes dynamiques à l'aide de schémas blocs. Cette association est particulièrement utile dans les domaines de la mécanique, de l'automatique, de l'électronique et de la mécanique des fluides.

Dans le cadre de ce projet de fin d'études portant sur la simulation de l'écoulement du fluide dans un compresseur alternatif à piston, MATLAB peut être utilisé pour le traitement des données, l'analyse des résultats numériques, la résolution des équations mathématiques et la représentation graphique des grandeurs physiques telles que la pression, la vitesse et la température du fluide.

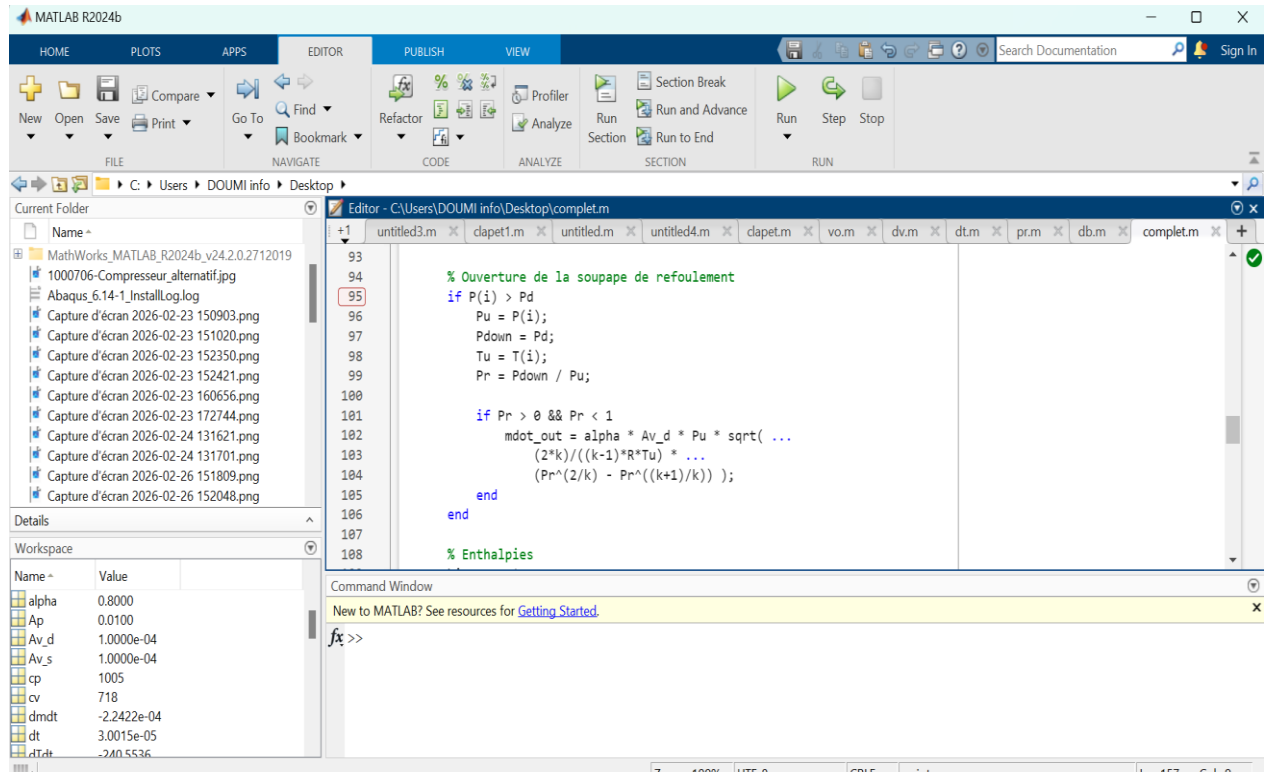


Figure III-01 : Interface du logiciel MATLAB.

IX) Hypothèses du modèle

Afin de simplifier la modélisation, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- ✓ le gaz est considéré comme un gaz parfait ;
- ✓ la pression et la température sont uniformes dans le cylindre à chaque instant ;
- ✓ l'écoulement est instationnaire ;
- ✓ les pertes de charge sont prises en compte au niveau des clapets ;
- ✓ les propriétés thermodynamiques du gaz sont constantes ;
- ✓ le mouvement du piston est imposé par le mécanisme bielle-manivelle ;
- ✓ les clapets s'ouvrent automatiquement selon la différence de pression entre l'amont et l'aval.

Ces hypothèses permettent d'obtenir un modèle simple, adapté à une première simulation sous MATLAB.

X) Résultats :**X-1 Validation des résultats de simulation**

La figure III-02 compare l'évolution de la pression dans le cylindre d'un compresseur alternatif en fonction de l'angle du vilebrequin, pour deux séries de résultats : la courbe bleue, issue de la présente étude, et les points orange, correspondant aux travaux de Thierry DESTOOP.

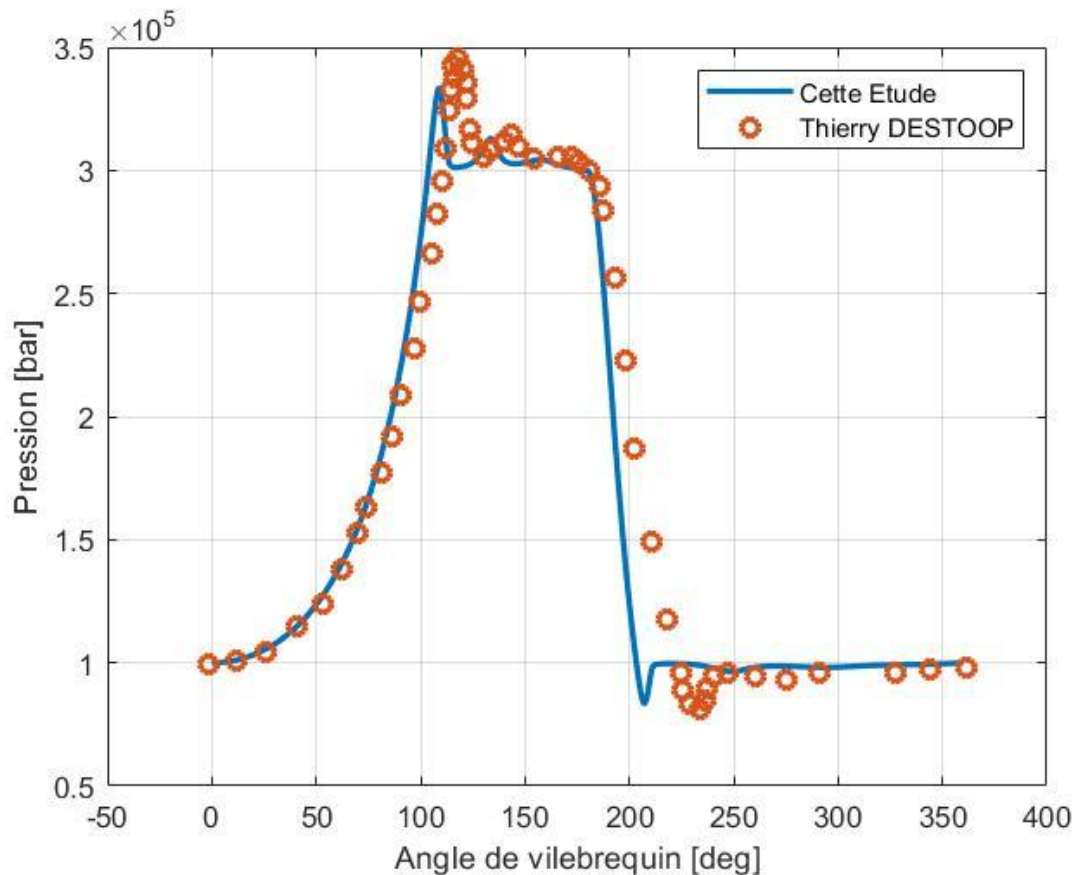


Figure III-02 : validation avec les résultats de Thierry DESTOOP [74].

Les deux courbes restituent fidèlement les quatre phases caractéristiques du cycle du compresseur, à savoir l'aspiration, la compression, le refoulement et la détente. On observe une augmentation progressive de la pression durant la phase de compression, jusqu'à un maximum d'environ 3,1 bar, suivie d'une chute brutale après le refoulement et d'un retour au niveau de la pression d'aspiration.

Dans l'ensemble, les résultats de cette étude présentent une très bonne concordance avec ceux de Thierry DESTOOP [74], tant sur le plan qualitatif que quantitatif. Les faibles écarts constatés, notamment au niveau du pic de pression et lors de la phase de détente,

peuvent être attribués aux simplifications retenues dans la modélisation ainsi qu'aux effets dynamiques liés au comportement des soupapes.

X-2 Evolution de volume :

La figure III-03 montre la variation du volume instantané du cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Elle illustre le mouvement alternatif du piston entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) au cours des différents cycles de fonctionnement du compresseur.

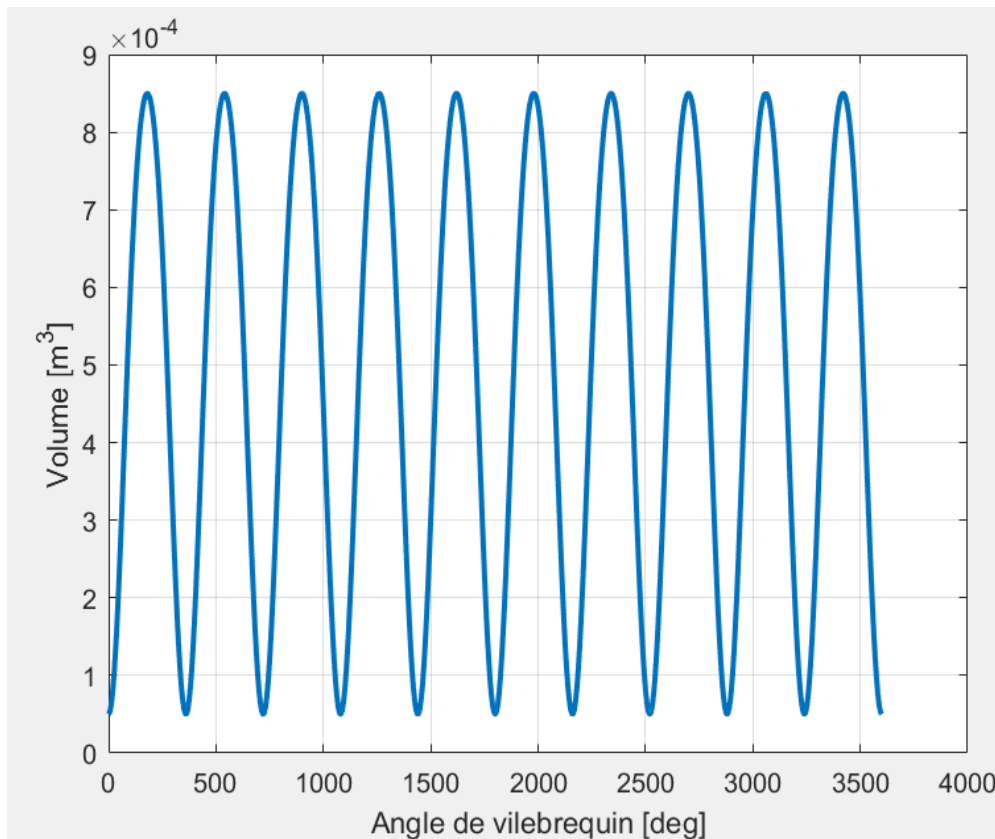


Figure III- 03 : Évolution du volume instantané du cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin

On remarque que le volume varie périodiquement entre une valeur minimale d'environ $0,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ (volume mort) et une valeur maximale d'environ $8,4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$. Cette variation se répète à chaque tour du vilebrequin.

Cette évolution résulte du mouvement alternatif du piston. Lorsque le piston descend du Point Mort Haut (PMH) vers le Point Mort Bas (PMB), le volume du cylindre augmente progressivement. Inversement, lorsque le piston remonte du PMB vers le PMH, le volume diminue. La forme sinusoïdale de la courbe traduit directement la relation géométrique entre le mécanisme bielle-manivelle et le déplacement du piston.

X-3 Variation de la pression :

La figure III-04 représente l'évolution de la pression de l'air à l'intérieur du cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.

On remarque que la pression oscille entre une faible valeur proche de la pression d'admission et un maximum d'environ 12 bars. Les pics de pression apparaissent périodiquement à chaque cycle de compression.

Pendant la phase d'admission, la pression reste faible et proche de la pression atmosphérique. Lorsque le piston remonte, le volume diminue et l'air est comprimé, ce qui entraîne une augmentation rapide de la pression. Lorsque la pression atteint la pression de refoulement, la soupape de refoulement s'ouvre et l'air comprimé est évacué vers le réservoir. La répétition des pics confirme le fonctionnement cyclique du compresseur.

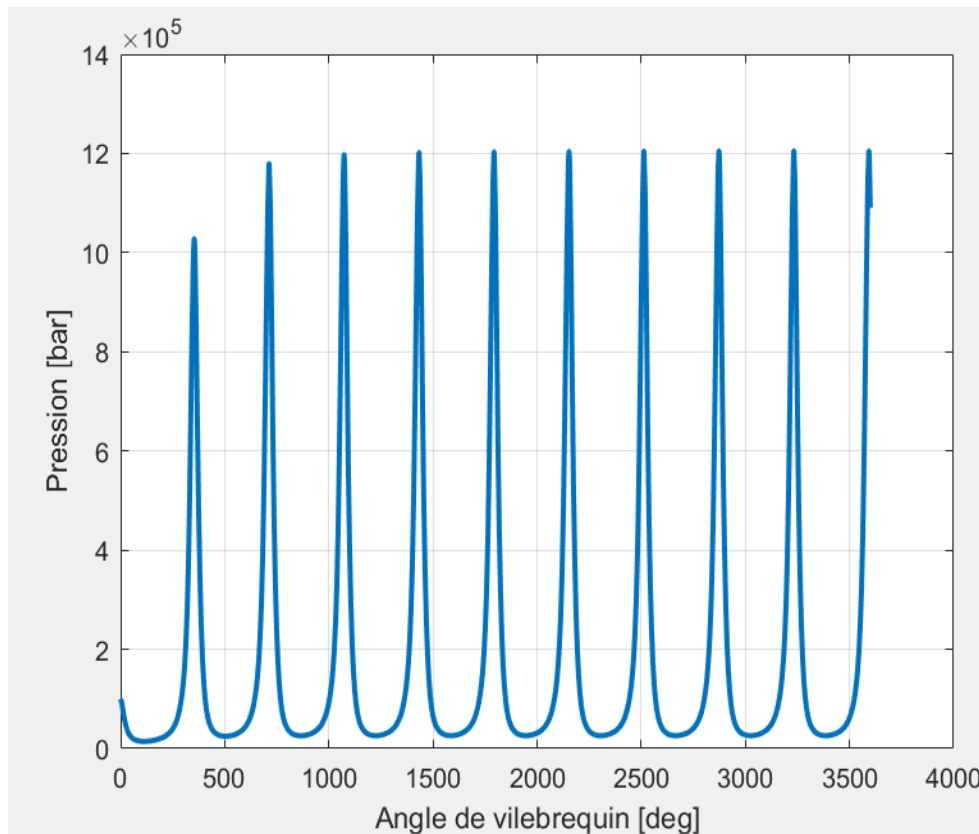


Figure III- 04 : Variation de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.

X-4 Variation de la température :

La figure III-05 présente la variation de la température de l'air contenu dans le cylindre au cours des cycles de fonctionnement.

On remarque que la température varie entre environ 280 K et 850 K, avec des pics correspondant aux phases de compression.

Selon les lois de la thermodynamique, la compression d'un gaz s'accompagne d'une augmentation de sa température. Ainsi, lorsque la pression atteint son maximum, la température atteint également sa valeur maximale. Durant la détente et l'admission, la température diminue progressivement en raison de l'augmentation du volume et du renouvellement de l'air dans le cylindre.

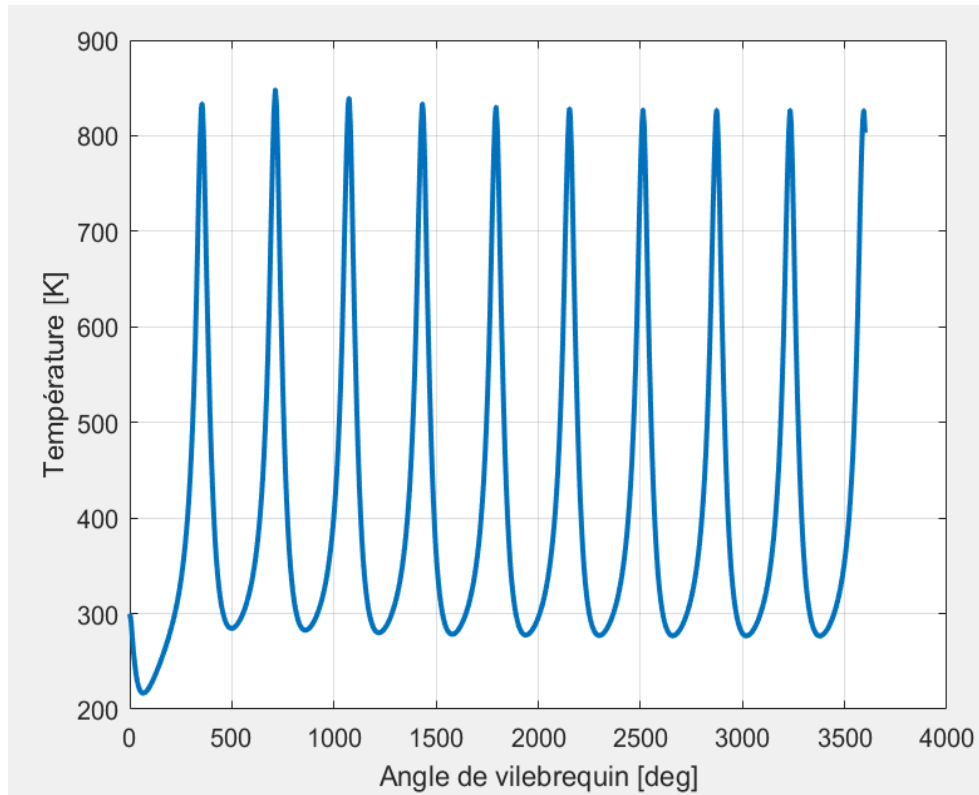


Figure III- 05 : Évolution de la température de l'air dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin.

X-5 Evolution de cycle de compression :

Cette figure (III-06) montre le diagramme thermodynamique Pression–Volume (P–V) du compresseur alternatif.

On remarque que le diagramme P–V forme une boucle fermée caractéristique du cycle thermodynamique d'un compresseur alternatif.

Cette courbe représente les différentes phases du cycle :

- ✓ Réexpansion du gaz résiduel contenu dans le volume mort ;
- ✓ Admission de l'air à basse pression ;
- ✓ Compression du gaz lorsque le piston remonte ;
- ✓ Refoulement de l'air comprimé vers le réservoir.

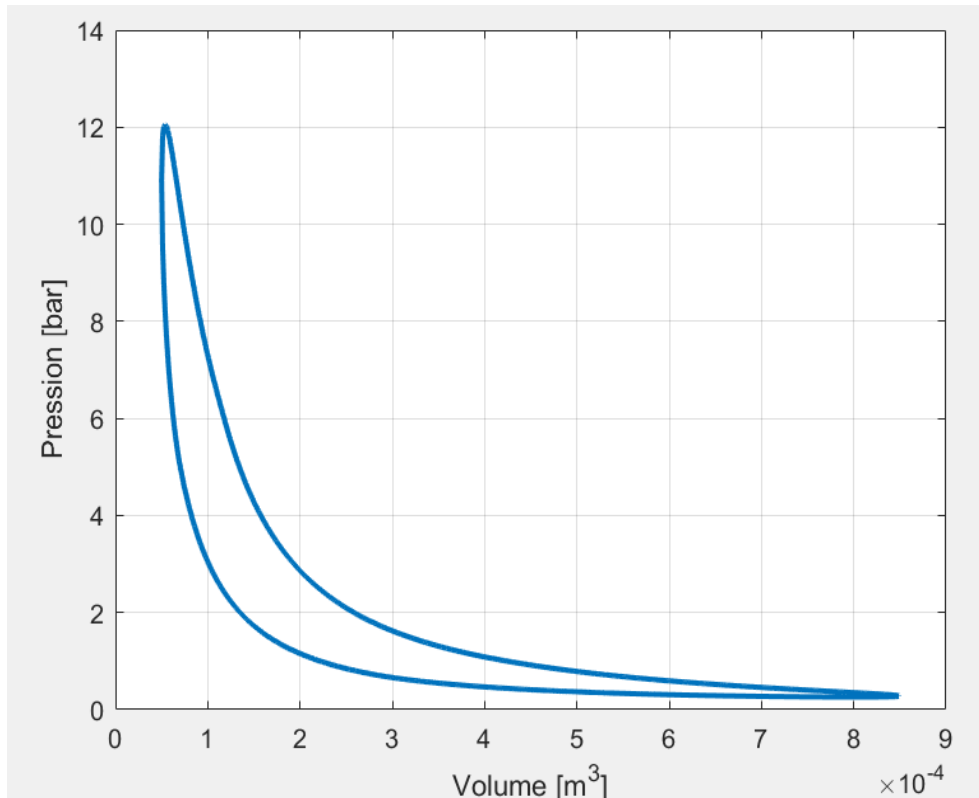


Figure III- 06 : Diagramme indicateur Pression–Volume (P–V) du compresseur alternatif à piston.

L'aire enfermée par la boucle représente le travail mécanique nécessaire à la compression du gaz. Plus cette aire est grande, plus l'énergie consommée par le compresseur est importante.

X-6 Evolution de la masse d'air dans le cylindre :

La figure III-07 illustre l'évolution de la masse d'air présente dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin de deux cycles consécutifs. On remarque que la masse d'air varie périodiquement entre environ $1,9 \times 10^{-4}$ kg et $3,6 \times 10^{-4}$ kg.

Pendant l'admission, l'ouverture de la soupape d'admission permet l'entrée de l'air dans le cylindre, ce qui augmente progressivement la masse de gaz. Lors du refoulement, une partie de l'air comprimé est évacuée, provoquant une diminution rapide de la masse. Cette évolution confirme le renouvellement continu de l'air dans le cylindre au cours du fonctionnement du compresseur.

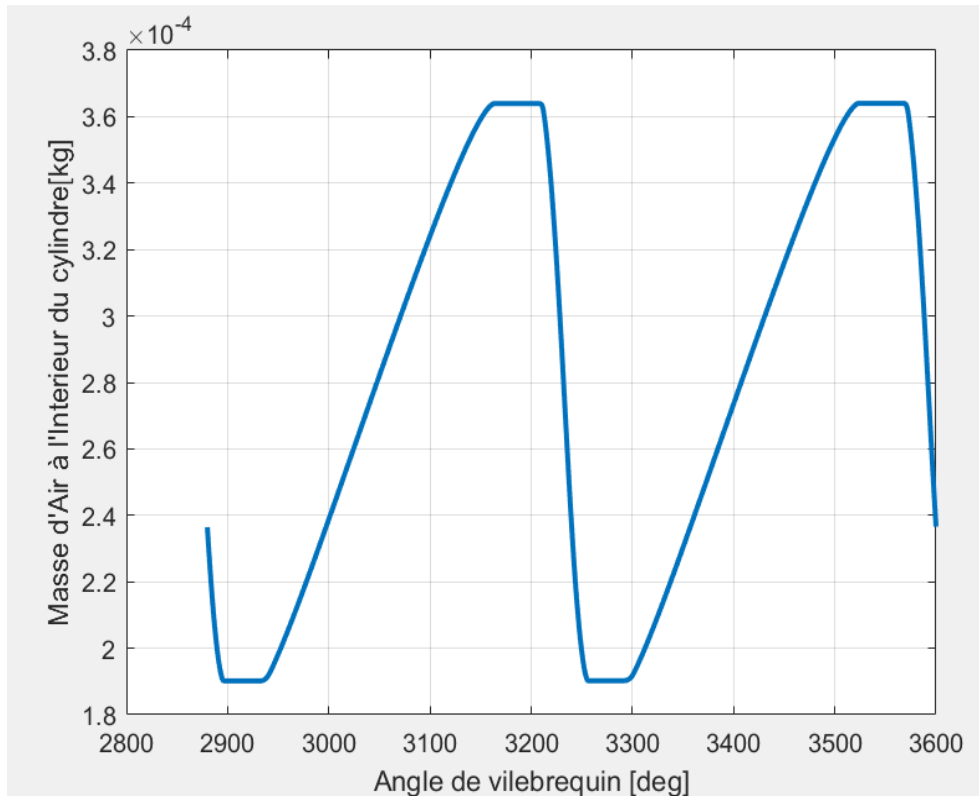


Figure III- 07 : Variation de la masse d’air contenue dans le cylindre en fonction de l’angle de vilebrequin.

X-7 Mouvement de la valve d’aspiration :

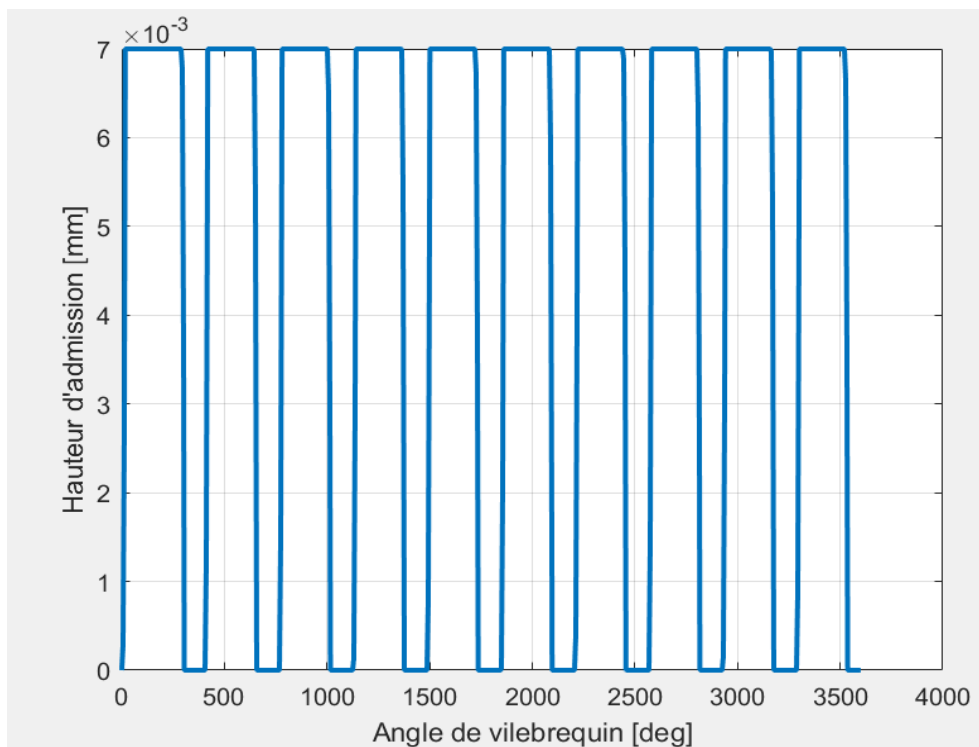


Figure III-08 : Évolution de la levée (hauteur d’ouverture) de la soupape d’admission en fonction de l’angle de vilebrequin.

La figure III-08 représente la variation de la levée de la soupape d'admission en fonction de l'angle de vilebrequin.

On remarque que la soupape d'admission s'ouvre périodiquement avec une levée maximale d'environ 7 mm puis se referme rapidement.

L'ouverture de la soupape d'admission se produit lorsque la pression dans le cylindre devient inférieure à la pression d'admission. Cette différence de pression favorise l'entrée de l'air frais dans le cylindre. Une fois le cylindre rempli, la soupape se referme afin d'éviter tout reflux pendant la phase de compression.

X-8 Mouvement de la valve de refoulement :

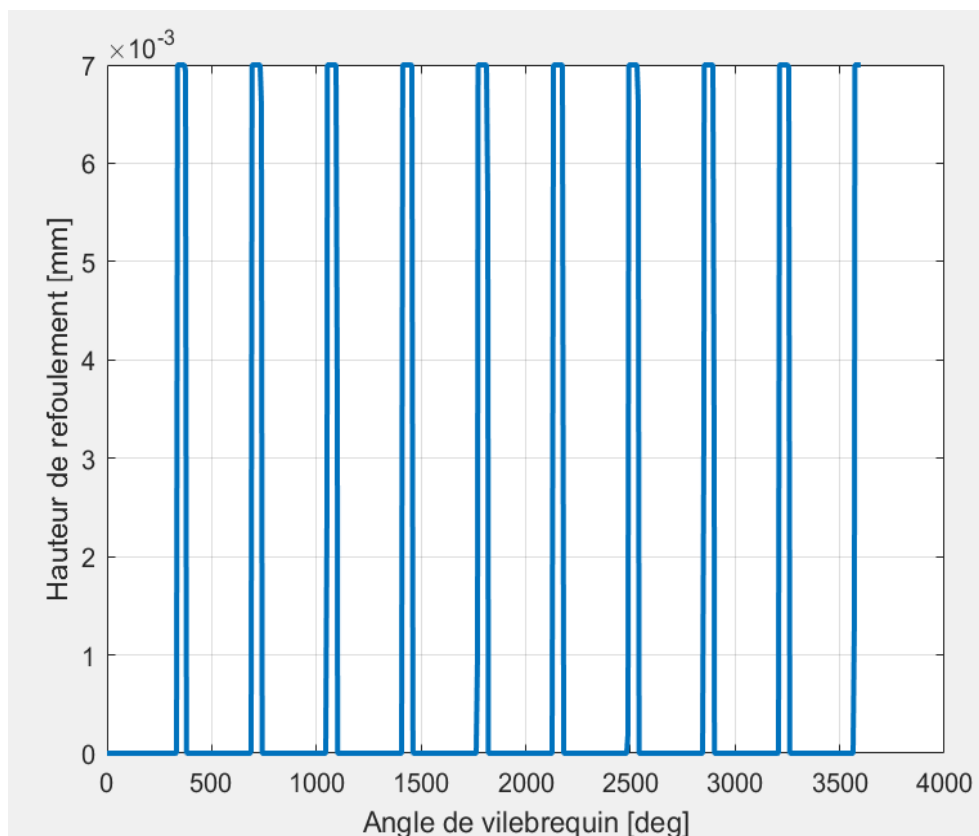


Figure III- 09 : Évolution de la levée (hauteur d'ouverture) de la soupape de refoulement en fonction de l'angle de vilebrequin.

La figure III-09 présente la variation de la levée de la soupape de refoulement en fonction de l'angle de vilebrequin.

On remarque que la soupape de refoulement présente également une levée maximale proche de 7 mm, mais son ouverture intervient après la phase de compression.

Lorsque la pression interne du cylindre dépasse la pression du circuit de refoulement, la soupape de refoulement s'ouvre automatiquement sous l'effet de la différence de pression.

L'air comprimé est alors évacué vers le réservoir ou le réseau pneumatique. Dès que la pression diminue, la soupape se referme pour empêcher le retour du gaz dans le cylindre. Son fonctionnement est donc complémentaire à celui de la soupape d'admission et garantit le bon déroulement du cycle de compression.

X-9 Influence de la vitesse de rotation sur les performances de système :

Afin d'étudier l'effet de la variation de la vitesse de rotation sur les performances du compresseur, cette vitesse a été modifiée dans une plage allant de 10^3 à 10^4 tr/min, tandis que les autres paramètres d'entrée ont été maintenus conformément aux valeurs indiquées dans le tableau III-01. Les critères retenus pour évaluer le comportement du compresseur sont le rendement volumétrique, la pression maximale atteinte à l'intérieur du cylindre, ainsi que le travail de compression par cycle. Les résultats issus de la simulation numérique sont consignés dans le tableau III-02.

N [tr/min]	μ [%]	$P_{\max}$ [pas]	W [J/cycle]
1000	18.70	1205700	84.01
2000	9.46	1257140	44.65
3000	6.24	1267830	29.94
4000	4.62	1269650	22.40
5000	3.65	1265280	17.86
6000	3.02	1255150	14.86
7000	2.57	1238970	12.74
8000	2.23	1217620	11.16
9000	1.98	1191770	9.95
10000	1.78	1162370	8.99

Tableau III-02 Influence de la vitesse de rotation sur le coefficient de transfert thermique (μ), la pression maximale ($P_{\max}$) et le travail de compression (W)

La figure III-10a représente l'évolution de l'efficacité du système en fonction de la vitesse de rotation N, variant de 10^3 à 10^4 tr/min.

On observe une diminution continue de l'efficacité lorsque la vitesse de rotation augmente. L'efficacité passe d'environ 19 % à 1000 tr/min à près de 2 % à 10000 tr/min. La baisse est particulièrement importante entre 1000 et 3000 tr/min, puis devient plus progressive aux vitesses élevées.

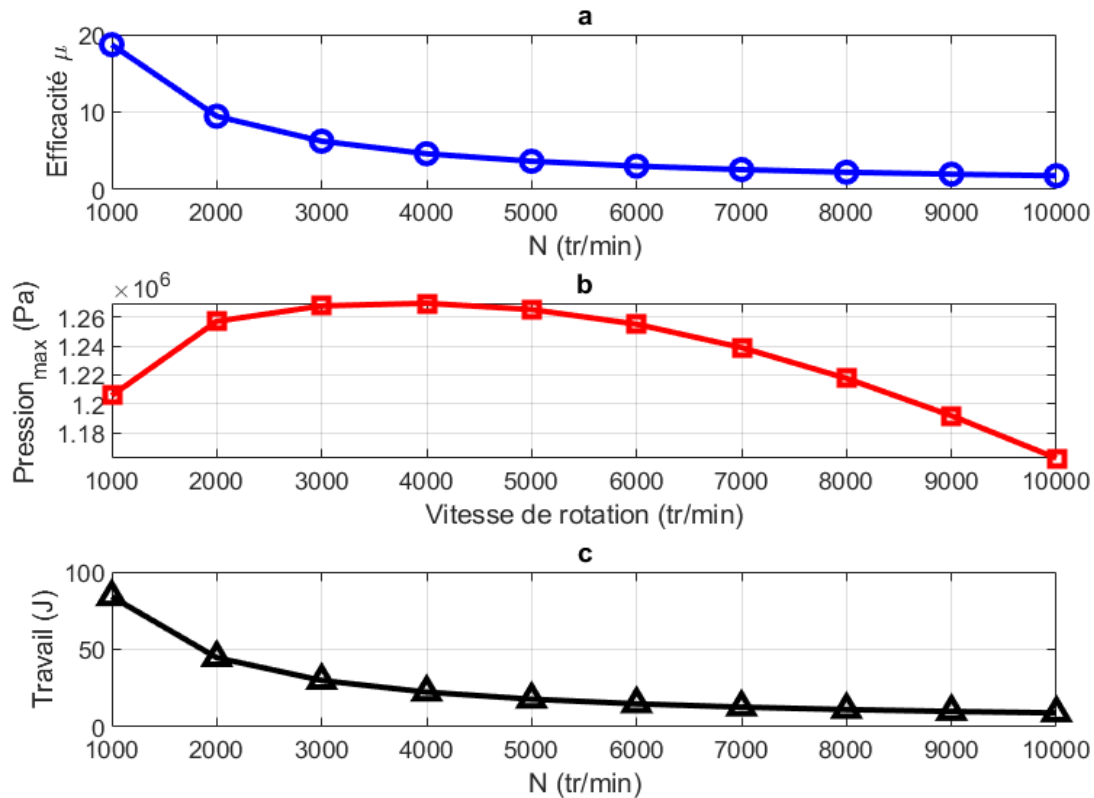


Figure III-10 : Influence de la vitesse de rotation sur l'efficacité, la pression maximale et le travail du système

L'augmentation de la vitesse de rotation entraîne une hausse des pertes mécaniques et aérodynamiques dues aux frottements et aux turbulences du fluide. Une partie croissante de l'énergie fournie est alors dissipée sous forme de pertes, ce qui réduit l'efficacité globale du système. Par conséquent, les meilleures performances énergétiques sont obtenues aux faibles vitesses de rotation.

La figure III-10b montre l'évolution de la pression maximale $P_{\max}$ en fonction de la vitesse de rotation N , comprise entre 1000 et 10000 tr/min.

On remarque que la pression maximale augmente d'abord avec la vitesse de rotation, atteignant une valeur maximale d'environ $1,27 \times 10^6$ Pa pour une vitesse comprise entre 3000 et 4000 tr/min. Au-delà de cette plage, la pression diminue progressivement pour atteindre environ $1,17 \times 10^6$ Pa à 10000 tr/min.

À faible et moyenne vitesse, l'augmentation de la vitesse de rotation améliore le transfert d'énergie au fluide, ce qui favorise l'élévation de la pression. Cependant, lorsque la vitesse devient trop importante, les pertes de charge, les phénomènes turbulents et les effets dynamiques du fluide deviennent plus significatifs. Ces phénomènes limitent alors la capacité

du système à maintenir une pression élevée, ce qui explique la diminution observée après la valeur maximale.

La figure III-10c présente la variation du travail par cycle en fonction de la vitesse de rotation N , pour des valeurs comprises entre 1000 et 10000 tr/min.

On constate une diminution régulière du travail lorsque la vitesse de rotation augmente. Le travail passe d'environ 85 J/cycle à 1000 tr/min à près de 10 J/cycle à 10000 tr/min. La baisse est particulièrement marquée aux faibles vitesses avant de devenir plus progressive.

Lorsque la vitesse de rotation augmente, la durée disponible pour les échanges énergétiques au cours de chaque cycle diminue. En parallèle, les pertes mécaniques et les irréversibilités du processus deviennent plus importantes. Ainsi, le travail utile fourni par cycle diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation, ce qui explique l'allure décroissante de la courbe.

X-10 Influence de la longueur de bielle sur les performances de système :

De la même manière, l'influence de la longueur de la bielle sur les performances du compresseur a été étudiée en faisant varier ce paramètre dans une plage comprise entre 0,1 et 0,19, tout en maintenant les autres variables d'entrée à leurs valeurs initiales, conformément au tableau III-01. Pour évaluer le comportement du compresseur, trois indicateurs ont été retenus : le rendement volumétrique, la pression maximale atteinte dans le cylindre, ainsi que le travail de compression par cycle. Les résultats obtenus à l'issue de la simulation numérique sont regroupés dans le tableau III-03.

L [m]	μ [%]	$P_{\max}$ [pas]	W [J/cycle]
0.10	18.87	1229170	85.15
0.11	18.78	1216350	84.52
0.12	18.70	1205700	84.01
0.13	18.64	1191840	83.58
0.14	18.59	1189020	83.22
0.15	18.54	1182360	82.91
0.16	18.50	1176540	82.64
0.17	18.47	1171400	82.41
0.18	18.44	1166840	82.20
0.19	18.41	1162760	82.01

Tableau III-03 : Influence de la longueur de bielle sur le rendement volumétrique μ , la pression maximale ($P_{\max}$) et le travail de compression (W)

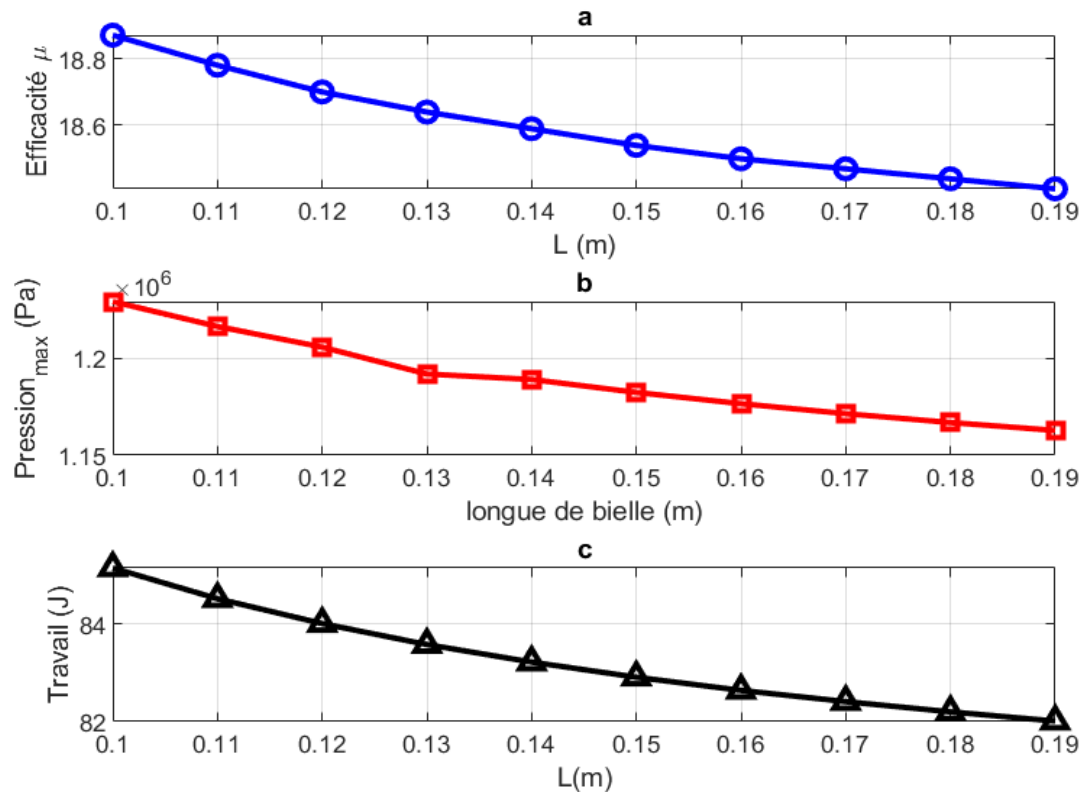


Figure III-11 : Influence de la longueur de la bielle L sur les performances du compresseur : (a) efficacité μ , (b) pression maximale $P_{\max}$ et (c) travail W .

La figure III-11a représente l'évolution de l'efficacité volumétrique μ du compresseur en fonction de la longueur de la bielle L , variant de 0,10 m à 0,19 m.

On observe une diminution progressive de l'efficacité volumétrique lorsque la longueur de la bielle augmente. La valeur de μ passe d'environ 18,9 % pour $L=0,10$ à près de 18,4 % pour $L=0,19$ m.

L'augmentation de la longueur de la bielle modifie la cinématique du mécanisme bielle-manivelle et influence la vitesse instantanée du piston. Cette modification affecte les phases d'aspiration et de refoulement ainsi que le remplissage du cylindre. Une bielle plus longue tend à réduire légèrement l'efficacité du remplissage, ce qui entraîne une diminution de l'efficacité volumétrique du compresseur.

La figure III-11b montre l'évolution de la pression maximale $P_{\max}$ atteinte dans le cylindre en fonction de la longueur de la bielle.

On observe une nette corrélation négative entre la longueur de la bielle et la pression maximale : cette dernière décroît régulièrement, passant de $1,23 \times 10^6$ Pa à $L = 0,10$ m à environ $1,16 \times 10^6$ Pa pour $L = 0,19$ m.

L'augmentation de la longueur de la bielle modifie le mouvement du piston et réduit légèrement l'intensité de la compression au voisinage du point mort haut. Par conséquent, la pression maximale atteinte dans le cylindre diminue. Cette tendance traduit une compression moins sévère lorsque la bielle est plus longue.

La figure III-11c présente l'évolution du travail de compression W en fonction de la longueur de la bielle L .

On remarque que le travail de compression diminue de façon quasi linéaire avec l'augmentation de la longueur de la bielle. Il passe d'environ 85 J/cycle pour $L=0,10$ m à près de 82 J/cycle pour $L=0,19$ m.

La diminution de la pression maximale observée précédemment entraîne une réduction de l'énergie nécessaire à la compression du fluide. Ainsi, lorsque la longueur de la bielle augmente, le compresseur fournit un travail de compression plus faible. Cette réduction du travail traduit une baisse de la charge énergétique imposée au système.

X-11 Influence de la pression de sortie sur les performances de système :

L'influence de la pression d'admission a également été étudiée en la faisant varier entre 0,5 et 4,5 bar, dans le respect des autres conditions initiales définies au tableau III-01. La performance du compresseur a été évaluée à l'aide de trois indicateurs : rendement volumétrique, pression maximale dans le cylindre et travail de compression par cycle. Les résultats des simulations sont rassemblés dans le tableau III-04.

Ps [bar]	μ [%]	$P_{\max}$ [pas]	W [J/cycle]
0.5	15.68	839 662.43	38.90
1	18.70	1 205 696.79	84.01
1.5	19.92	1 548 217.05	126.38
2	20.61	1 876 450.05	167.02
2.5	21.07	2 194 738.22	206.39
3	21.40	2 505 507.32	244.77
3.5	21.65	2 810 355.62	282.34
4	21.86	3 110 631.94	319.22
4.5	22.02	3 407 058.24	355.50

Tableau III-04 : Influence de la pression d'aspiration (P_s) sur le rendement volumétrique (μ), la pression maximale ($P_{\max}$) et le travail (W)

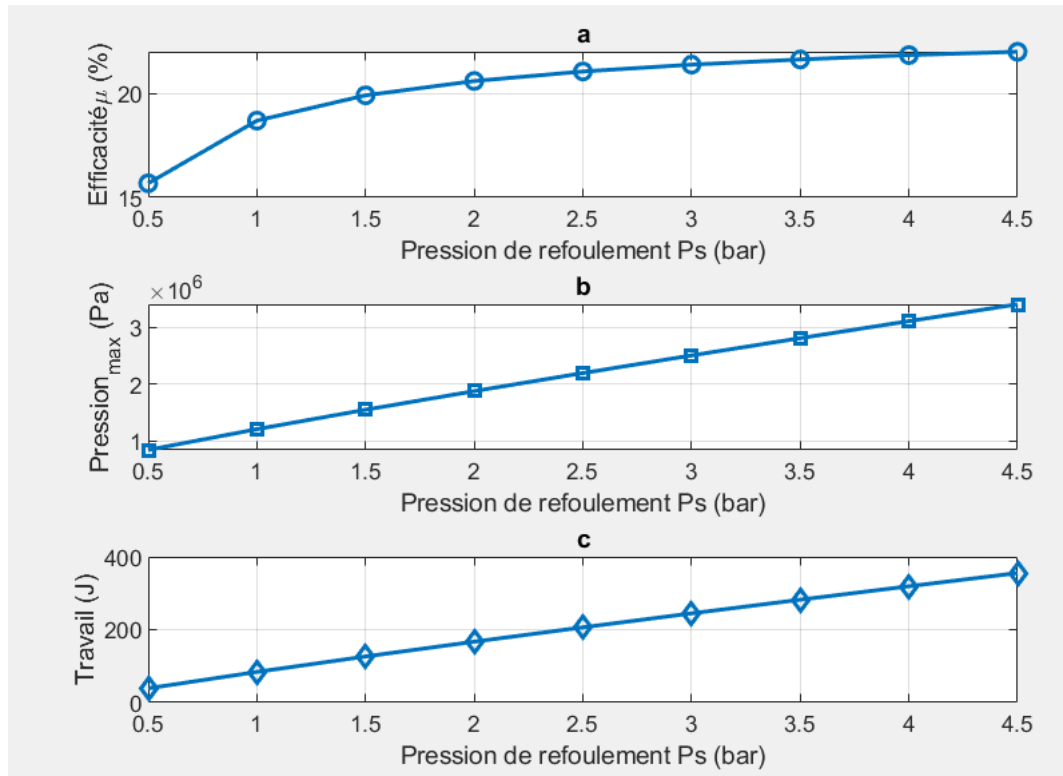


Figure III-12 : Influence de la pression d'aspiration P_s sur les performances du compresseur (a) efficacité μ , (b) pression maximale $P_{\max}$ et (c) travail W

Figure III-12 La figure illustre l'influence de la pression de refoulement P_s (de 0,5 à 4,5 bar) sur trois paramètres de fonctionnement du système.

La figure III-12a montre que l'efficacité augmente avec la pression de refoulement. Pour les faibles valeurs de P_s , l'amélioration est particulièrement marquée, l'efficacité passant d'environ 5 % à près de 20 % lorsque la pression augmente de 0,5 à 1,5 bar. Au-delà de cette valeur, l'augmentation devient plus modérée et la courbe tend progressivement vers un plateau.

La figure III-12b met en évidence une augmentation quasi linéaire de la pression maximale avec la pression de refoulement. La pression maximale passe d'environ 6 bars à 34 bars lorsque P_s varie de 0,5 à 4,5 bar.

La figure III-12c montre que le travail augmente presque linéairement avec la pression de refoulement. Les valeurs passent d'environ 40 J/cycle à plus de 350 J/cycle lorsque P_s augmente de 0,5 à 4,5 bar.

L'augmentation de la pression de refoulement améliore l'efficacité du système, mais elle s'accompagne également d'une augmentation de la pression maximale et du travail fourni. Ainsi, les gains de performance obtenus aux pressions élevées se traduisent par une consommation énergétique et des contraintes mécaniques plus importantes. Il est donc

nécessaire de rechercher un compromis entre rendement et coût énergétique afin de définir les conditions optimales de fonctionnement.

Conclusion :

Ce chapitre a permis de développer une modélisation numérique complète du fonctionnement d'un compresseur volumétrique à piston au moyen de l'environnement MATLAB, en couvrant l'ensemble des étapes clés, depuis la définition des équations gouvernant l'écoulement jusqu'à l'implémentation des algorithmes de résolution. L'analyse des composants paramètre essentiels a révélé leur rôle prépondérant dans la dynamique des pressions et des débits, justifiant ainsi la nécessité d'une caractérisation précise de leurs paramètres géométriques et fonctionnels.

Les résultats obtenus mettent en évidence des tendances significatives, notamment l'influence marquée de la longueur de la bielle sur la pression maximale dans le cylindre et sur le rendement volumétrique, ce qui confirme l'importance d'un dimensionnement optimisé de ce composant. Par ailleurs, le travail de compression par cycle, évalué à travers les différentes configurations simulées, constitue un indicateur pertinent pour juger de l'efficacité énergétique de la machine et orienter les choix de conception.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce travail de master s'inscrivait dans une problématique industrielle et scientifique majeure : l'optimisation des compresseurs volumétriques, machines dont la performance conditionne l'efficacité énergétique de nombreux procédés, de la réfrigération au transport et au stockage de l'énergie.

Pour y répondre, nous avons développé un modèle thermodynamique 0D d'un compresseur alternatif à piston, intégrant les principales sources de pertes internes – volumétriques, thermiques (échanges avec les parois) et mécaniques (frottements). Ce modèle, calibré et validé, a permis de mener une étude paramétrique systématique. Les résultats montrent que la sensibilité des performances aux paramètres géométriques n'est pas uniforme : la longueur de bielle et la pression d'entrée apparaissent comme des leviers prépondérants pour le rendement volumétrique, tandis que l'influence de la vitesse de rotation se révèle plus complexe, avec un optimum dépendant du régime de pression.

Dès lors, ce mémoire apporte une réponse nuancée à la question initiale : optimiser un compresseur volumétrique ne saurait se réduire à une recherche mono-factorielle ; la performance résulte d'un compromis délicat entre les différentes sources de pertes, dont les poids relatifs varient avec les conditions de fonctionnement. Le modèle 0D proposé offre un outil prédictif accessible et rapide pour guider ce compromis en amont des phases de prototypage, autorisant une exploration large de l'espace de conception avant de recourir à des simulations CFD plus coûteuses ou à des essais expérimentaux.

Toutefois, ce travail présente certaines limites qu'il convient de souligner. L'hypothèse d'un écoulement unidimensionnel et la simplification des échanges thermiques par des coefficients globaux constituent des approximations qui pourraient être affinées, notamment aux hautes pressions où les phénomènes locaux prennent une importance accrue. Par ailleurs, notre modèle ne prend pas en compte l'évolution dans le temps de l'usure des composants, qui modifie progressivement les jeux et donc les performances. Enfin, l'approche méthodologique développée est transposable à d'autres types de machines volumétriques (à vis, à lobes, à spirale), ouvrant la voie à une démarche générique d'optimisation des systèmes de compression.

Références

Références

- [1] F. KARA, A. BENMIR, et M. ABROUK, « Conception du Système de Supervision et Contrôle dun Compresseur d’Air par un Automate Programmable Industriel », UNIVERSITY KASDI MERBAH OUARGLA.
- [2] J. Salençon, « Enjeux énergétiques et défis mécaniques », in CFM 2009-19ème Congrès Français de Mécanique, AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie, 2009.
- [3] M. Tahi et B. Zair, « Etude thermique d’un refroidisseur de gaz », Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2015.
- [4] L. Hafed, N. Lamine, et L. Benhamou, « Etude d’un écoulement dans une grille d’aubes de compresseur axial », Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2017.
- [5] S. Hamdadou, « Caractérisation du compresseur et de l’évaporateur d’une machine frigorifique fonctionnant au CO2 », Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2012.
- [6] J. Bernard, « Génie énergétique: Turbomachines à fluides compressibles: Compresseurs, turbines à gaz et à vapeur, turbomoteurs d’aéronefs », 2020.
- [7] L. Bahamou et I. Telmami, « Étude de l’amélioration des performances d’un turbine à gaz par le refroidissement de l’air à l’entrée du compresseur axial ».
- [8] P. Fleury, J. Hamel, A. Hairie, et F. Neveux, « L’orgue de l’Antiquité à nos jours », Schedae: prépublications de l’université de Caen Basse-Normandie, vol. 2005, no 1, 2005.
- [9] R. Chouder, « Étude théorique et expérimentale d’un moteur Ericsson à piston liquide libre de configuration originale », Université de Pau et des Pays de l’Adour; Université des Sciences et de la ..., 2023.
- [10] A. Tabti et Y. Zeghoud, « Modification et amélioration de la presse hydraulique d’emboutissage: portes réfrigérateur tn 2000 », 2021.
- [11] N. Cappelaere, « Evaluation des termes temporels permettant de décrire les transitoires rapides d’un turbocompresseur de suralimentation automobile », École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2016.
- [12] J. Desmons, Froid industriel. Dunod, 2023.

Références.....

- [13] O. Fillal, « Analyse énergétique et exergetique d'un système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe », Université Mouloud Mammeri Tiziouzou, 2024.
- [14] H. P. Bloch, A practical guide to compressor technology. John Wiley & Sons, 2006.
- [15] J. Kantole Basakayi, « Utilisation de matériau à changement de phase pour optimiser le stockage d'air comprimé et les performances des systèmes hybrides éolien-diesel », Université du Québec à Rimouski, 2018.
- [16] G. Vrinat, « Machines frigorifiques industrielles: Compresseurs », Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, no BE9741, 2009.
- [17] H. O. Farmer, « Free-piston compressor-engines », Proceedings of the institution of mechanical engineers, vol. 156, no 1, p. 253-271, 1947.
- [18] E. Navarro, I. O. Martínez-Galvan, J. Nohales, et J. González-Maciá, « Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290 », International Journal of Refrigeration, vol. 36, no 3, p. 768-775, 2013.
- [19] N. A. Kermani et M. Rokni, « Heat transfer analysis of liquid piston compressor for hydrogen applications », International journal of hydrogen energy, vol. 40, no 35, p. 11522-11529, 2015.
- [20] B. Yan, J. Wieberdink, F. Shirazi, P. Y. Li, T. W. Simon, et J. D. Van de Ven, « Experimental study of heat transfer enhancement in a liquid piston compressor/expander using porous media inserts », Applied energy, vol. 154, p. 40-50, 2015.
- [21] V. C. Patil, P. Acharya, et P. I. Ro, « Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor », Applied Thermal Engineering, vol. 146, p. 169-179, 2019.
- [22] E. Silva et T. Dutra, « Piston trajectory optimization of a reciprocating compressor », International Journal of Refrigeration, vol. 121, p. 159-167, 2021.
- [23] H. Zhou, P. Dong, S. Zhu, S. Li, S. Zhao, et Y. Wang, « Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor », Journal of Energy Storage, vol. 41, p. 102861, 2021.
- [24] M. Specklin et al., « Numerical study of a liquid-piston compressor system for hydrogen applications », Applied Thermal Engineering, vol. 216, p. 118946, 2022.

Références.....

- [25] N. Cerkovnik, V. A. F. Costa, et A. M. G. Lopes, « Modeling and parametric optimization of a liquid piston compressor with inner cooling tubes », *Applied Thermal Engineering*, vol. 228, p. 120436, 2023.
- [26] Y. Guo, Q. Wang, J. Cao, Y. Wang, et X. Peng, « Performance assessment and optimisation of a concentric two-piston compressor system for hydrogen storage », *Energy Conversion and Management*, vol. 310, p. 118470, 2024.
- [27] J. M'Boua, « Contribution à la modélisation et au contrôle de compresseurs. Application à la gestion de l'air dans les systèmes piles à combustible de type PEM », Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2010.
- [28] A. Babineau, Étude aérodynamique et du transfert thermique d'un jet bidimensionnel impactant une paroi concave. Université de Moncton, 2014.
- [29] T. Abdeldjaouad, « Machine Thermique », 2025.
- [30] N. Bordet, « Modélisation 0D/1D de la combustion diesel: du mode conventionnel au mode homogène », Université d'Orléans, 2011.
- [31] S. Samir, « Implémentation et évaluation d'une méthode de compression de données texte par graphe acyclique (arbre) », Université Mouloud Mammeri, 2015.
- [32] A. Fraj, « Nouvelles approches en conception préliminaire basée sur les modèles des actionneurs embarqués », INSA de Toulouse, 2014.
- [33] E. Winandy, C. Saavedra, et J. Lebrun, « Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor », *Applied thermal engineering*, vol. 22, no 2, p. 107-120, 2002.
- [34] M. Schobeiri, *Turbomachinery flow physics and dynamic performance*. Springer, 2005.
- [35] J. Lenoir, « Modèle déformable 1D pour la simulation physique temps-réel », Thèse de doctorat de l'Université des Sciences et Technologies de Lille, 2004.
- [36] H. K. Versteeg, *An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method*, 2/E. Pearson Education India, 2007.
- [37] R. Mayoraz, « Modélisation et visualisation infographiques tridimensionnelles de structures et propriétés géologiques », EPFL, 1993.
- [38] C. Rehmet, « Étude théorique et expérimentale d'une torche plasma triphasée à arcs libres associée à un procédé de gazéification de matière organique », Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013.

Références.....

- [39] « content ». Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <https://dspace.ummto.dz/server/api/core/bitstreams/540556d4-7a08-4446-a49d-3490da289c29/content>
- [40] « mémoire.CD.pdf ». Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <http://dspace.univ-km.dz/xmlui/bitstream/handle/123456789/2700/m%C3%A9moire.CD.pdf?sequence=1>
- [41] M. Guérin, « Diagramme d'interaction des charges combinées flexion-compression des colonnes carrées en béton armé de PRFV », 2018, Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <http://hdl.handle.net/11143/11792>
- [42] « 50376-1993-380.pdf ». Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: https://pepite-depot.univ-lille.fr/LIBRE/Th_Num/1993/50376-1993-380.pdf
- [43] « content ». Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <https://dspace.univ-tiaret.dz/server/api/core/bitstreams/bfcd3586-ba25-4942-8eb3-4ee2685d5801/content>
- [44] « content ». Consulté le: 25 juin 2026. [En ligne]. Disponible sur: <https://dspace.univ-chlef.dz/server/api/core/bitstreams/9a86a6ae-2e0f-42ac-9907-043713c512e4/content>
- [45] D. Bargeton, « Balayage de l'espace mort respiratoire par le gaz alvéolaire », La Houille Blanche, vol. 52, no 2, p. 205-216, mars 1966, doi: 10.1051/lhb/1966015.
- [46] M. MECHALIKH, « Simulation de l'interaction piston-film lubrifiant d'un moteur diesel à injection directe », ZIDANE Ibrahim/BENHAMMOU A., 2020.
- [47] B. S. Atiyeh, M. Costagliola, S. N. Hayek, et S. A. Dibo, « Effect of silver on burn wound infection control and healing: review of the literature », burns, vol. 33, no 2, p. 139-148, 2007.
- [48] S. Ten et N. Maclaren, « Insulin resistance syndrome in children », The Journal of Clinical Endocrinology & Metabolism, vol. 89, no 6, p. 2526-2539, 2004.
- [49] E. Toubert et N. D. Sandham, « Large-eddy simulation of low-frequency unsteadiness in a turbulent shock-induced separation bubble », Theoretical and computational fluid dynamics, vol. 23, no 2, p. 79-107, 2009.
- [50] M. Bukač, I. Yotov, et P. Zunino, « An operator splitting approach for the interaction between a fluid and a multilayered poroelastic structure », Numerical Methods for Partial Differential Equations, vol. 31, no 4, p. 1054-1100, 2015.

Références.....

- [51] H. J. Habing, « Circumstellar envelopes and asymptotic giant branch stars », *The Astronomy and Astrophysics Review*, vol. 7, no 2, p. 97-207, 1996.
- [52] « Nouvelles machines pour les épuisements ».
- [53] I. Daoudi, « Modélisation de performance et simulation d'applications OpenMP », Université de Bordeaux, 2021.
- [54] C. D. LES MOTEURS, « GUIDE TECHNIQUE POUR L'UTILISATION D'HUILE VÉGÉTALE CARBURANT DANS LES MOTEURS DIÉSEL STATIONNAIRES ».
- [55] R. Mabrouk et M. Boukassani, « Nom & Prénom Qualité Université ».
- [56] A. Abdellah, « MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE ».
- [57] M. Ait Moussa et S. Ait Izem, « Étude du coup de bélier dans une conduite en refoulement », Université Mouloud Mammeri TiziOuzou, 2020.
- [58] P. E. S. DE POMPAGES, « Polycopié pédagogique », 2023.
- [59] M. Quintanilla, F. Lanzetta, S. Bégot, et P. Ranc, Modélisation de l'admission au travers d'une soupape inverse Modelling the admission through a reverse valve. 2020. doi: 10.25855/SFT2020-026.
- [60] N. Amoura, A. Boufaghes, et S. E. Bounneche, « Etude de dimensionnement d'un système de suspension d'un véhicule léger. », Université de Jijel, 2014.
- [61] J.-M. Rocard, Newton et la relativité. FeniXX, 1986.
- [62] T. Galié, « Couplage interfacial de modèles en dynamique des fluides. Application aux écoulements diphasiques. », Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, 2009.
- [63] M. Mohamed, « MASTER PROFESSIONNEL ».
- [64] J. A. d'Arsonval, Recherches théoriques et expérimentales sur le rôle de l'élasticité du poumon dans les phénomènes de la circulation, no 376. Paris, 1877.
- [65] Y. A. Cengel et J. M. Cimbala, Mécanique des fluides. De Boeck Supérieur, 2017.
- [66] N. Cappelaere, « Evaluation des termes temporels permettant de décrire les transitoires rapides d'un turbocompresseur de suralimentation automobile », École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2016.
- [67] F. Aitken, « MODÉLISATION DES PHÉNOMÈNES INDUITS PAR UNE INJECTION FORTEMENT LOCALISÉE D'ÉNERGIE DANS UN LIQUIDE ».
- [68] S. R. H. Mohammed et D. Saada, « Président: ALI ZERROUKI Ahmed M.A.A UKM, Ouargla ».

Références.....

- [69] C. E. Holley, W. J. Worlton, et R. K. Zeigler, **Compressibility Factors and Fugacity Coefficients Calculated from the Beattie-Bridgeman Equation of State for Hydrogen, Nitrogen, Oxygen, Carbon Dioxide, Ammonia, Methane, and Helium**. Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, 1959.
- [70] F. Roget, « Définition, modélisation et validation expérimentale d'une capacité de stockage thermique par chaleur latente adaptée à une centrale thermodynamique solaire à basse température ».
- [71] Y. Rocard, « L'absorption du son dans l'atmosphère : une tentative d'explication », **J. Phys. Radium**, vol. 4, no 3, p. 118-122, 1933, doi: 10.1051/jphysrad:0193300403011800.
- [72] M. Raouf, M. Hamzaoui, et I. Idir, « Réalisé par : Encadrés par ».
- [73] Y. Cao, « Sensibilité d'un écoulement de rouleau comprimé et des variations cycle à cycle associées à des paramètres de remplissage moteur ».
- [74] T. Destoop, **Compresseurs volumétriques**. Editions TI, 1989.