

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 la Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de master en :
Domaine : SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Thème

**Modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en
Régime pulsé instationnaire**

Présenté Par :

- 1) FOURAL Farouk
- 2) BELABBES Ikram

Devant le jury composé de :

Dr. NEHARI Tayab UAT.B. B (Ain T'émouchent) Président
Pr. BOUNIF Abdelhamid UAT.B.B (Ain T'émouchent) Encadrant
Dr. BOUAFIA Farida UAT.B.B (Ain T'émouchent) Examineur

Année universitaire 2022/2023

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicaces

Je tiens à dédier ce travail de fin d'études à tous ceux qui m'ont soutenu et encouragé tout au long de ce parcours.

À ma famille, pour leur amour inconditionnel, leur soutien indéfectible et leur compréhension. Vous avez toujours cru en moi et m'avez poussé à donner le meilleur de moi-même.

À mes amis, pour leur présence, leurs encouragements et leur soutien moral. Votre amitié précieuse a rendu ce parcours plus agréable et significatif.

À mes enseignants et encadrants, pour leur expertise, leur guidance et leurs conseils précieux. Votre enseignement et votre accompagnement ont été essentiels pour mon développement académique et professionnel.

À mes collègues et camarades de classe, pour les moments de collaboration, les discussions stimulantes et les souvenirs partagés. Vous avez contribué à rendre cette expérience d'apprentissage enrichissante et mémorable.

Je souhaite également exprimer ma gratitude envers tous les chercheurs, les professionnels et les auteurs dont les travaux ont nourri ma réflexion et ma compréhension tout au long de ce projet.

Enfin, je dédie ce travail à moi-même, pour ma persévérance, ma détermination et ma passion. Ce mémoire est le fruit de mon engagement et de mon désir de grandir en tant que professionnel.

Merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

Votre soutien a été essentiel et je vous en suis profondément reconnaissant.

Remerciements

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce projet de fin d'études.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon directeur de mémoire, professeur A. Bounif pour sa précieuse guidance, ses conseils avisés et sa disponibilité tout au long de ce parcours. Votre expertise et votre soutien ont été essentiels pour la réussite de ce projet.

Je souhaite également remercier mes enseignants et membres du jury, pour leur intérêt, leurs remarques constructives et leurs évaluations éclairées. Vos retours ont grandement contribué à l'amélioration de ce travail.

Tout mes respects à le futur docteur qui nous aidons Mr Saïd merci beaucoup

Un grand merci à ma famille

Merci papa Belabbesnabil Mama Nachifatiha mes frères manel ,abdelillahour el houda et hanaa et pour ma seule amie et sœur Ben azzouzchahinez , pour leur soutien constant, leurs encouragements et leur compréhension durant cette période intense. Votre présence et vos mots d'encouragement ont été une source de motivation inestimable.

Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont participé à des discussions, des entretiens ou des sondages dans le cadre de cette étude et d'une façon spéciale fouralfarouk Votre contribution a été essentielle pour la collecte de données et l'enrichissement de ce travail.

Mes remerciements s'étendent également à toutes les personnes dont je n'ai pas mentionné les noms, mais qui ont joué un rôle important dans la réalisation de ce projet.

En somme, je suis reconnaissant envers chacune de ces personnes pour leur contribution, leur soutien et leur confiance. Ce projet de fin d'études n'aurait pas été possible sans vous tous. Merci du fond du cœur.

Résumé

Cette thèse porte sur la modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en conditions d'écoulement pulsé instationnaire. L'objectif de cette étude est de développer un modèle mathématique détaillé et précis qui représente avec précision les caractéristiques dynamiques du turbocompresseur dans des conditions de fonctionnement réelles. La modélisation paramétrique permet de prendre en compte les variations des paramètres de fonctionnement tels que la vitesse de rotation, la pression d'admission, la température des gaz d'échappement et d'évaluer leur impact sur les performances du turbocompresseur. Ce type de modélisation est particulièrement important pour comprendre et optimiser le comportement du turbocompresseur en conditions réelles, où les paramètres de fonctionnement peuvent varier de manière significative. La thèse commence par une revue approfondie de la littérature, analysant les modèles existants et les méthodes de simulation développées pour les turbocompresseurs en écoulement pulsé instationnaire. Cette revue met en évidence les lacunes et les limites des modèles existants, soulignant la nécessité d'une modélisation paramétrique plus avancée. Ensuite, la thèse présente la méthodologie adoptée pour la modélisation paramétrique du groupe turbocompresseur. Cette méthodologie comprend la sélection et la définition des paramètres à modéliser, la formulation d'équations mathématiques décrivant le comportement du turbocompresseur et l'intégration de ces équations dans un logiciel de simulation numérique. La thèse présente également les résultats obtenus à partir de la modélisation paramétrique. Ces résultats permettent d'analyser l'influence de différents paramètres de fonctionnement sur les performances du turbocompresseur, tels que la pression de suralimentation, le rendement volumétrique, la puissance de sortie et les pertes de pression. Ces analyses fournissent des informations précieuses pour la conception et l'optimisation des turbocompresseurs dans des applications réelles. En conclusion, cette thèse contribue à l'avancement des connaissances dans le domaine de la modélisation paramétrique des turbocompresseurs en écoulement pulsé instationnaire. Il démontre l'importance de considérer les variations des paramètres de fonctionnement pour une modélisation précise et réaliste. Les résultats obtenus fournissent des informations essentielles pour l'optimisation des performances du turbocompresseur et ouvrent la voie à de futures recherches dans ce domaine.

Abstract :

This thesis focuses on the parametric modeling of a turbocharger group in unsteady pulsating flow conditions. The objective of this study is to develop a detailed and accurate mathematical model that accurately represents the dynamic characteristics of the turbocharger under real operating conditions. Parametric modeling allows for the consideration of variations in operating parameters such as rotational speed, intake pressure, exhaust gas temperature, and evaluating their impact on turbocharger performance. This type of modeling is particularly important for understanding and optimizing the behavior of the turbocharger in real conditions, where operating parameters can vary significantly. The thesis begins with a thorough literature review, analyzing existing models and simulation methods developed for turbochargers in unsteady pulsating flow. This review highlights the gaps and limitations of existing models, emphasizing the need for more advanced parametric modeling. Next, the thesis presents the methodology adopted for the parametric modeling of the turbocharger group. This methodology includes the selection and definition of parameters to be modeled, the formulation of mathematical equations describing the turbocharger's behavior, and the integration of these equations into numerical simulation software. The thesis also presents the results obtained from the parametric modeling. These results allow for the analysis of the influence of different operating parameters on turbocharger performance, such as boost pressure, volumetric efficiency, power output, and pressure losses. These analyses provide valuable information for the design and optimization of turbochargers in real-world applications. In conclusion, this thesis contributes to the advancement of knowledge in the field of parametric modeling of turbochargers in unsteady pulsating flow. It demonstrates the importance of considering variations in operating parameters for accurate and realistic modeling. The obtained results provide essential information for the optimization of turbocharger performance and pave the way for future research in this field.

ملخص:

تركز هذه الأطروحة على النمذجة المعلمة لمجموعة الشاحن التوربيني في ظروف تدفق غير ثابتة ومتذبذبة. الهدف من هذه الدراسة هو تطوير نموذج رياضي مفصل ودقيق يمثل بدقة الخصائص الديناميكية للشاحن التوربيني في ظروف التشغيل الفعلية. تسمح النمذجة المعلمة بمراعاة تغيرات المعلمات التشغيلية مثل سرعة الدوران وضغط السحب وحرارة غازات العادم وتقييم تأثيرها على أداء الشاحن التوربيني. هذا النوع من النمذجة مهم بشكل خاص لفهم وتحسين سلوك الشاحن التوربيني في الظروف الحقيقية حيث يمكن أن تتفاوت المعلمات التشغيلية بشكل كبير. تبدأ الأطروحة بمراجعة شاملة للمراجع السابقة، محللة النماذج الموجودة وطرق المحاكاة المطورة للشاحن التوربيني في تدفق غير ثابت ومتذبذب. تبرز هذه المراجعة الثغرات والقيود في النماذج الموجودة، مما يؤكد على ضرورة نمذجة معلمة أكثر تقدماً. ثم، تقدم الأطروحة منهجية النمذجة المعلمة المعتمدة لمجموعة الشاحن التوربيني. تشمل هذه المنهجية اختيار وتعريف المعلمات المراد نمذجتها، وصياغة المعادلات الرياضية التي تصف سلوك الشاحن التوربيني، ودمج هذه المعادلات في برامج المحاكاة العددية. تعرض الأطروحة أيضاً النتائج المستنتجة من النمذجة المعلمة. تسمح هذه النتائج بتحليل تأثير المعلمات التشغيلية المختلفة على أداء الشاحن التوربيني، مثل ضغط الضخ، وكفاءة الحجم، والقدرة الناتجة، والخسائر في الضغط. توفر هذه التحليلات معلومات قيمة لتصميم وتحسين الشاحن التوربيني في تطبيقات العالم الحقيقي. في الختام، تسهم هذه الأطروحة في تقدم المعرفة في مجال النمذجة المعلمة للشاحن التوربيني في تدفق غير ثابت ومتذبذب. إنها تظهر أهمية مراعاة تغيرات المعلمات التشغيلية لنمذجة دقيقة وواقعية. توفر النتائج المستنتجة معلومات أساسية لتحسين أداء الشاحن التوربيني وتمهد الطريق للبحوث المستقبلية في هذا المجال.

SOMMAIRE

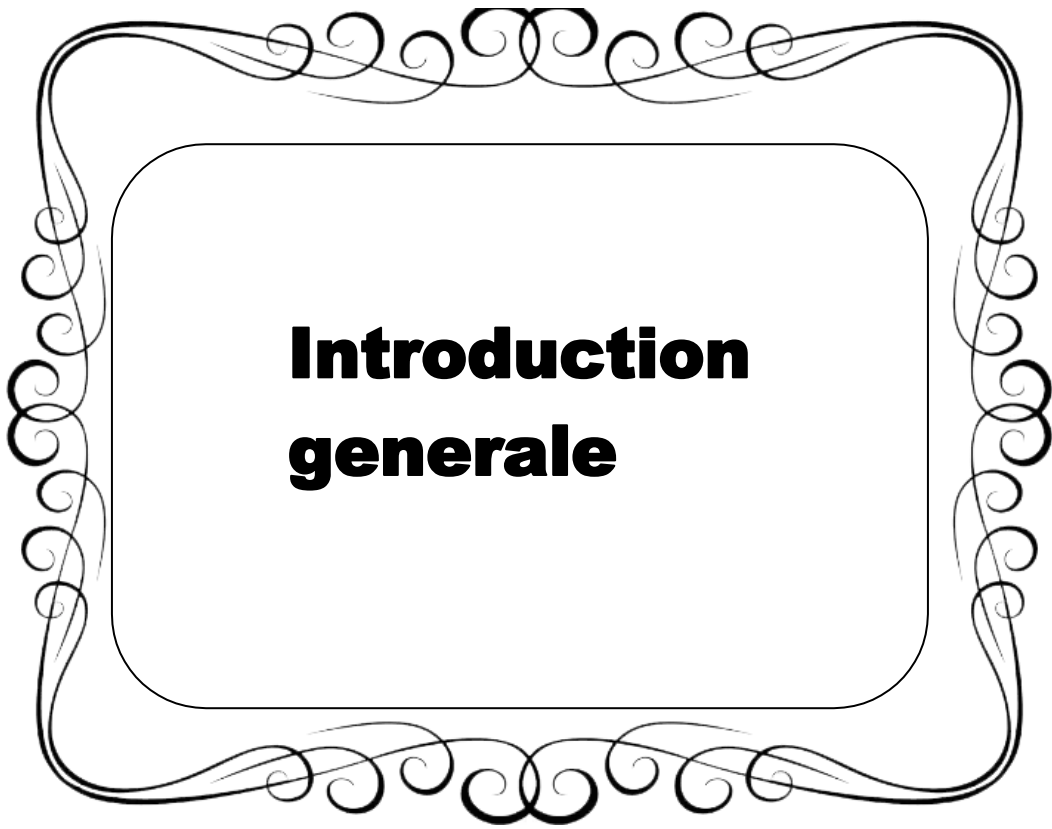
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Etude bibliographique	
Introduction générale	2
LE GROUPE TURBOCOMPRESSEUR	3
Description générale	3
Définition turbocompresseur	3
Historique	4
Le rôle du turbocompresseur	4
Principe de fonctionnement	4
Les composants	5
Lubrification du turbo	6
Conséquence	6
La technologie de turbo avec les moteurs diesel	7
Les types de turbocompresseur	8
Single turbo	8
Twin turbo	8
Twin scroll turbo	9
Besoin en air du moteur	10
Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur	11
Compression de l'air d'admission	12
Puissance de compression	12
Rendement isentropique du compresseur	13
La définition précédente permet d'écrire la formule	13
Refroidissement de l'air d'admission	13
Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement	14
Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine	14
Boucle de suralimentation	15
Autonomie du turbocompresseur	15
Influence des conditions de fonctionnement	16
Conclusion	17
Chapitre 2 : Modélisation mathématique	
Introduction	19
Compresseur centrifuge	20
Courbes caractéristiques	21
Limites d'utilisation	22
Choix et adaptation du compresseur	23
Turbine radiale centripète	25
Courbes caractéristiques	27
Chapitre 3 : Simulation numérique	
Introduction	34

Liste des figures

Figure	Titre	Page
01	Turbocompresseur	3
02	Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile (d'après doc. Renault)	5
03	les composants de turbo	6
04	moteurs diesel	7
05	Single-Turbo	8
06	Twin-Turbo	9
07	Twin-Scroll Turbo	10
08	valeurs de γ en fonction du rapport A/C et de la température des gaz d'échappement	15
09	exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global	16
10	Compresseur centrifuge	20
11	schéma	22
12	Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)	23
13	Limites d'utilisation d'un compresseur	24
14	Points de fonctionnement d'un compresseur	26
15	Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes	26
16	Turbine radiale centripète : schéma	26
17	Courbes caractéristiques d'une turbine centripète	27
18	Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement.	31
19	variation de débit réduit en fonction de temps	34
20	variation de débit réduit en fonction de temps	34
21	la variation de couple de compression en fonction de temps	22
22	la variation de couple de compression en fonction de temps	22
23	la variation de taux de compression en Temps	35
24	la variation de taux de compression en fonction de temps	35
25	la variation de rendement en fonction de temps	36
26	la variation de rendement en fonction de temps	36
27	la variation de couple de compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (la vitesse de rotation du moteur)	37
28	la variation de taux de compression en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur)	38
29	la variation de rendement du compresseur en fonction de taux de compression pour plusieurs fréquences (vitesse de rotation du moteur)	39
30	la variation de rendement du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation)	40

Listes du tableau

Tableau	Titre	Page
01	principales caractéristiques des moteurs actuels	11



**Introduction
generale**

Introduction générale :

Le présent mémoire de fin d'études porte sur le thème de la modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire. Les turbocompresseurs jouent un rôle crucial dans l'industrie automobile, les systèmes de propulsion aéronautiques et les applications industrielles où une suralimentation est requise pour augmenter les performances des moteurs.

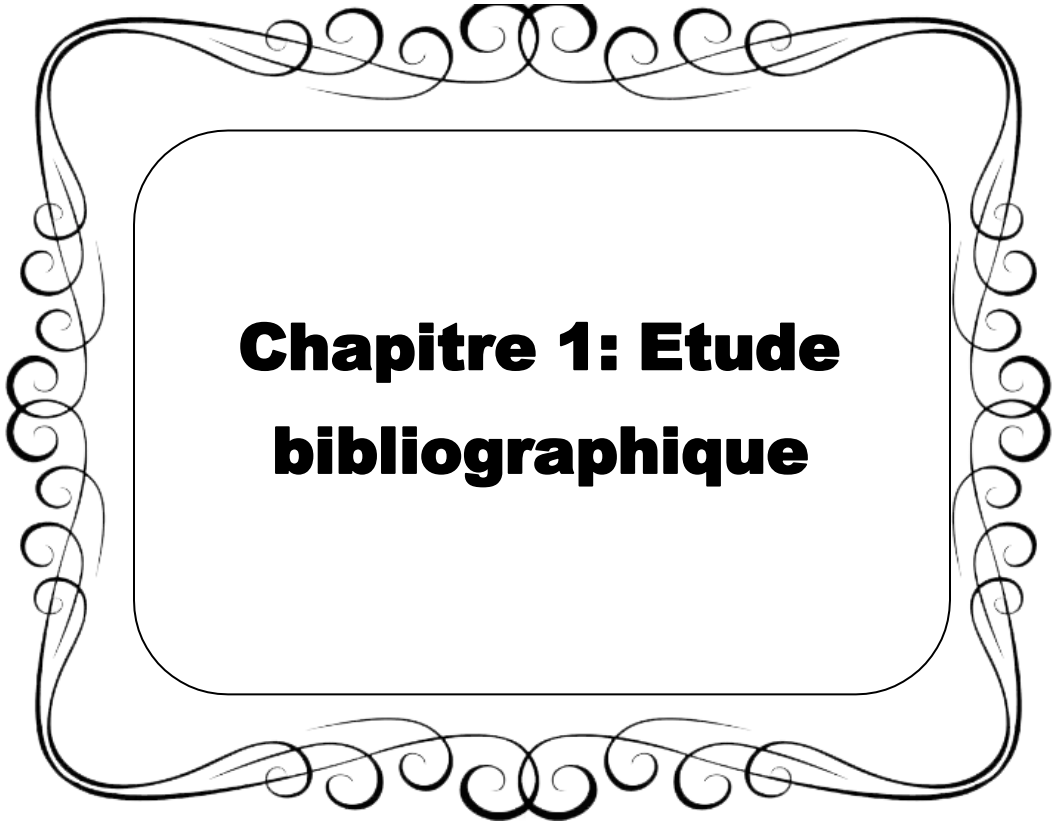
L'étude de la dynamique des turbocompresseurs en régime pulsé instationnaire revêt une importance particulière, car les conditions de fonctionnement réelles peuvent varier considérablement, notamment en termes de vitesse de rotation, de pression d'admission et de température des gaz d'échappement. Ainsi, une modélisation précise et détaillée est essentielle pour comprendre le comportement de ces systèmes dans des conditions réalistes.

L'objectif de ce mémoire est de développer un modèle mathématique paramétrique qui tient compte de ces variations des paramètres de fonctionnement, afin de prédire avec précision les performances du turbocompresseur. La modélisation paramétrique permettra d'évaluer l'impact de chaque paramètre sur les caractéristiques du turbocompresseur, comme la pression de suralimentation, l'efficacité volumétrique, la puissance développée, et les pertes de charge.

Pour atteindre cet objectif, une étude bibliographique approfondie a été réalisée pour recueillir les connaissances existantes sur la modélisation des turbocompresseurs en régime pulsé instationnaire. Cette revue de la littérature a permis de mettre en évidence les lacunes des modèles actuels et les besoins en termes de modélisation paramétrique plus avancée.

La méthodologie adoptée dans ce mémoire comprendra la sélection et la définition des paramètres à modéliser, la formulation des équations mathématiques décrivant le comportement du turbocompresseur, ainsi que l'intégration de ces équations dans un logiciel de simulation numérique. Les résultats obtenus à partir de cette modélisation paramétrique seront ensuite analysés pour évaluer l'impact des variations des paramètres de fonctionnement sur les performances du turbocompresseur.

En conclusion, ce mémoire contribuera à l'avancement des connaissances dans le domaine de la modélisation paramétrique des turbocompresseurs en régime pulsé instationnaire. Les résultats obtenus permettront de mieux comprendre le comportement de ces systèmes dans des conditions réelles et ouvriront la voie à des améliorations de conception et d'optimisation.



**Chapitre 1: Etude
bibliographique**

1- Introduction

Le présent chapitre vise à réaliser une étude bibliographique approfondie sur le turbocompresseur. Le turbocompresseur est un composant essentiel des moteurs à combustion interne, utilisé pour augmenter la puissance et l'efficacité en comprimant l'air d'admission. Cette étude vise à examiner les avancées, les développements et les recherches récentes dans le domaine du turbocompresseur, afin de mieux comprendre son fonctionnement, ses caractéristiques et ses applications.

Dans ce chapitre, nous débuterons par définir précisément ce qu'est un turbocompresseur, en mettant l'accent sur ses principes de base, ses composants clés et son rôle dans le système de suralimentation des moteurs. Nous retracerons également l'historique du turbocompresseur, depuis ses premières utilisations jusqu'aux développements modernes.

Par la suite, nous explorerons les différentes technologies utilisées dans les turbocompresseurs, en mettant l'accent sur les avancées récentes. Nous examinerons les géométries de turbines, les systèmes de refroidissement, les contrôles électroniques avancés et d'autres aspects innovants qui ont contribué à l'amélioration des performances des turbocompresseurs.

Une attention particulière sera accordée aux avantages et aux inconvénients des turbocompresseurs. Nous discuterons des avantages tels que l'amélioration de l'efficacité énergétique, l'augmentation de la puissance du moteur et la réduction des émissions. Nous aborderons également les inconvénients potentiels, tels que le temps de réponse, les contraintes thermiques et mécaniques, ainsi que les considérations liées aux coûts.

En résumé, cette étude bibliographique sur le turbocompresseur fournira une vue d'ensemble complète des avancées et des recherches récentes dans ce domaine. Elle permettra de mieux comprendre les aspects théoriques, technologiques et pratiques du turbocompresseur, et servira de base solide pour les chapitres ultérieurs. Cette étude sera d'une grande valeur pour les chercheurs, les ingénieurs et les professionnels de l'industrie automobile souhaitant approfondir leurs connaissances sur les turbocompresseurs et explorer les possibilités d'amélioration des performances des moteurs à combustion interne.

2- LE GROUPE TURBOCOMPRESSEUR

Description Générale :

Le groupe turbocompresseur des moteurs suralimentés est constitué d'une turbine entraînée par les gaz d'échappement qui fournit l'énergie récupérée au compresseur solidaire d'elle-même, refoulant l'air dans les cylindres à une pression supérieure à la pression atmosphérique.

Définition turbocompresseur :

Un turbocompresseur (parfois appelé "turbo") est l'une des trois principales technologies de suralimentation connues utilisées sur les moteurs à combustion et à explosion (essence ou diesel) pour augmenter la densité de puissance. Les deux autres sont le compresseur mécanique et l'injection de gaz. Le principe est d'augmenter la pression des gaz admis, permettant un meilleur remplissage des cylindres avec un mélange air/carburant, permettant au moteur d'améliorer soit la puissance volumique, soit la cylindrée

Ce type de compresseur est alimenté par la vitesse des gaz sortant du bloc moteur, qui abandonnent une partie de leur énergie cinétique pour faire tourner la turbine sans absorber la puissance de l'arbre moteur.



Figure 1 : Turbocompresseur

3- Historique :

Principe de fonctionnement n'est pas récent. Alfred Büchi (1925) fut le premier à démontrer l'efficacité du système en obtenant une augmentation de puissance de l'ordre de 40%. Jusque dans les années 1960, lors de l'apparition des premiers véhicules de tourisme turbocompressés sur le marché américain (Chevrolet Corvair Monza, Oldsmobile Jetfire), le turbocompresseur était réservé à des applications dotées de moteurs de grande capacité (camions, bateaux, avions...). Le manque de fiabilité des premiers modèles automobiles en a marginalisé l'utilisation jusqu'à la conjonction du premier choc pétrolier, et de l'utilisation du système en sport automobile. Le turbocompresseur profite alors d'un effet de mode couplé à de réelles aptitudes à réduire la consommation pour aboutir, à la fin des années 1970, à l'avènement du moteur diesel turbocompressé (Mercedes-Benz 300 SD, en 1978 et VW Golf Turbo diesel en 1981) qui n'a depuis cessé de progresser en performances et en part de marché. Les interactions entre le moteur et le turbocompresseur sont fortes. Si la suralimentation renforce le moteur dans son rôle, c'est ce dernier qui, par son régime, impose le fonctionnement général. En qualité de « source d'énergie », l'étage turbine pilote le système de suralimentation. C'est cette partie de la machine que nous atchoums à étudier. Nous allons maintenant la décrire brièvement. [1]

4- Le rôle du turbocompresseur :

Le turbocompresseur améliore les performances de combustion interne du moteur. Cela est dû au fait que la puissance du moteur est générée par la combustion d'un mélange d'air et de carburant. Plus cette combinaison est pompée dans le moteur, plus elle produit de puissance. Le volume des cylindres est fréquemment agrandi ou un nouveau cylindre est ajouté pour augmenter la capacité volumétrique du moteur. Plus d'air est injecté dans les cylindres pour obtenir le même résultat. [2]

5- Principe de fonctionnement:

Le turbocompresseur est en effet un compresseur d'air entraîné par les gaz d'échappement. Les gaz d'échappement sortant du moteur par le collecteur d'échappement sont dirigés vers la chambre de turbine dans laquelle se trouve le rotor. À travers d'un arbre commun, il entraîne le rotor du compresseur, situé de l'autre côté du dispositif (souvent appelé « froid »), qui comprime l'air alimentant le moteur. Puisque l'air comprimé contient plus d'oxygène dans une unité de volume, il devient possible de créer de meilleures conditions du processus de combustion. Une plus grande quantité d'air combiné à une quantité supplémentaire de carburant peut être utilisé pour augmenter la puissance de moteur ou, comme dans le cas des moteurs diesel, permet une meilleure combustion, en réduisant considérablement la quantité de polluants émis et en augmentant l'efficacité du moteur. En augmentant la compression de l'air, et donc la quantité de gaz dans la même unité de volume, on élève en même temps sa température. Plus la température est élevée, plus la densité est faible, ce qui signifie que les cylindres reçoivent moins d'oxygène que si la température de l'air était plus basse. C'est

pourquoi on utilise un refroidisseur d'air de suralimentation (intercooler). Généralement, il s'agit d'un échangeur de chaleur de type air-air ou (moins souvent) air-eau.

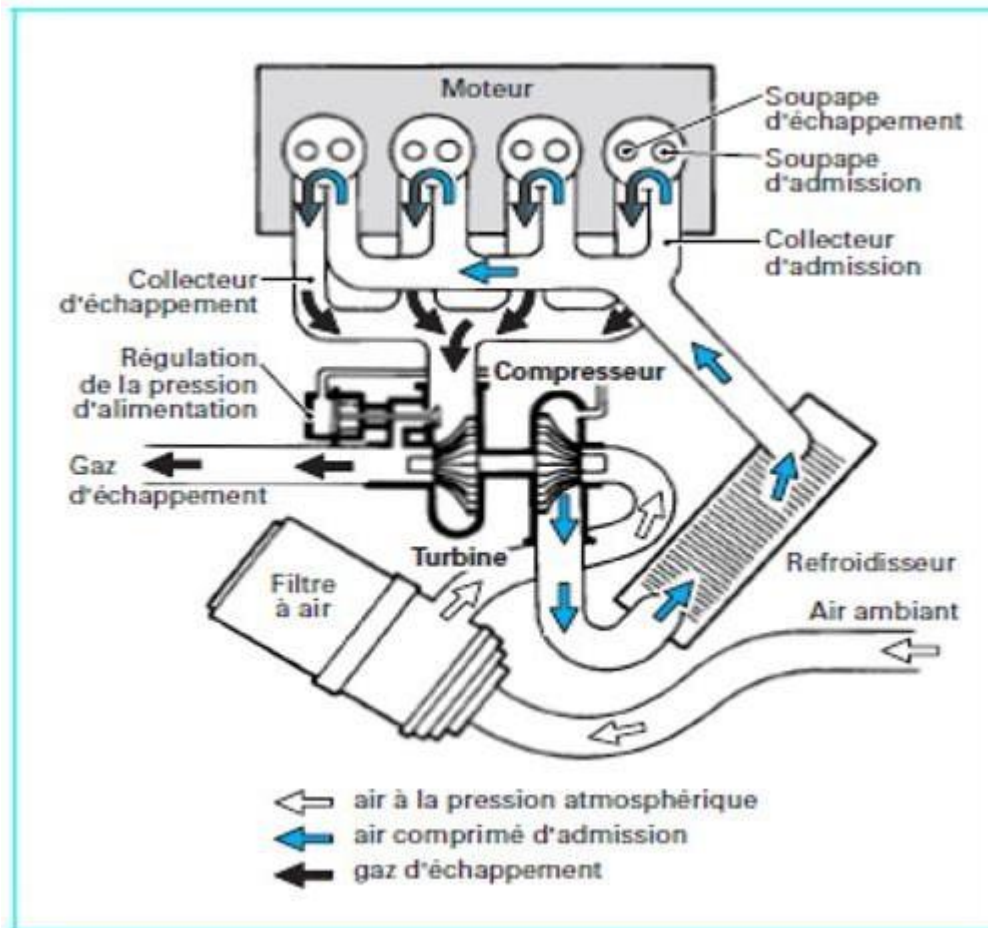


Figure 2 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile (d'après doc. Renault)

6- Les composants :

Le turbo compresseur est composé :

- D'une roue compresseur (côté admission).
- D'une roue turbine (côté échappement).
- D'un carter compresseur fait d'un alliage d'aluminium.
- D'un carter turbine.
- D'une volute compresseur.
- D'une volute turbine

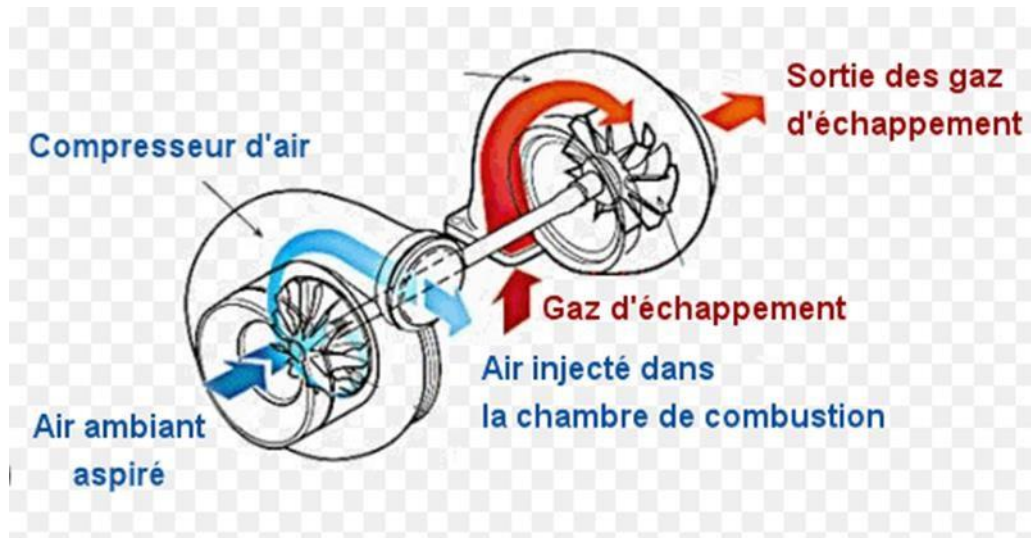


Figure : 3 les composent de turbo [2]

7- Lubrification du turbo :

Le turbo doit être lubrifié sur son axe central. Et comme un roulement à billes ne suffit pas pour supporter de telles vitesses (plus de 100 000 tr / min), il est nécessaire d'utiliser un roulement. Un roulement doit être continuellement alimenté en huile pour qu'il fonctionne, l'une des causes de défaillance les plus courantes est le manque de lubrification. En raison de sa vitesse de rotation rapide, lorsqu'un turbocompresseur n'est pas suffisamment alimenté en huile, les dommages sont presque immédiats.

8- Conséquences:

La roue de turbine et la roue de compresseur risquent de heurter le carter central du turbocompresseur suite à la détérioration des paliers

- Le manque d'huile sur une longue période de fonctionnement du turbocompresseur entraîne la rupture de la tige de l'arbre Le matériau de l'arbre est susceptible de se carboniser et de rompre
- La distorsion des paliers peut provoquer une forte oscillation de
- L'arbre, ce qui risque d'endommager l'alésage des paliers.

Remède /Prévention:

- Laisser chauffer et refroidir le moteur
- Assurer une lubrification suffisante du moteur
- Utiliser uniquement des huiles motrices agréées par le motoriste ou le constructeur automobile
- Eviter d'effectuer exclusivement des trajets courts.

- Respecter impérativement les intervalles d'entretien préconisés par le fabricant.
- Utiliser uniquement des filtres à huile de qualité et de type équivalents à l'origine.

9- La technologie de turbo avec les moteurs diesel :

Les turbos sont beaucoup utilisées dans les moteurs diesel contrairement aux moteurs à essence. Un moteur diesel fonctionne avec un mélange léger (carburant léger et riche en air), nécessite un rapport air / carburant contrôlé, sinon le niveau d'émission dégrade très rapidement l'atmosphère (fumée noire des vieux moteurs diesel). Le Turbo est une solution idéale pour augmenter la puissance nécessaire à ces moteurs. Respect de seuils d'émission très stricts. De plus, les moteurs diesel fonctionnent dans des plages de rotation relativement étroites- principalement entre 1000 et 4000 tr / min et conviennent bien à un moteur turbo

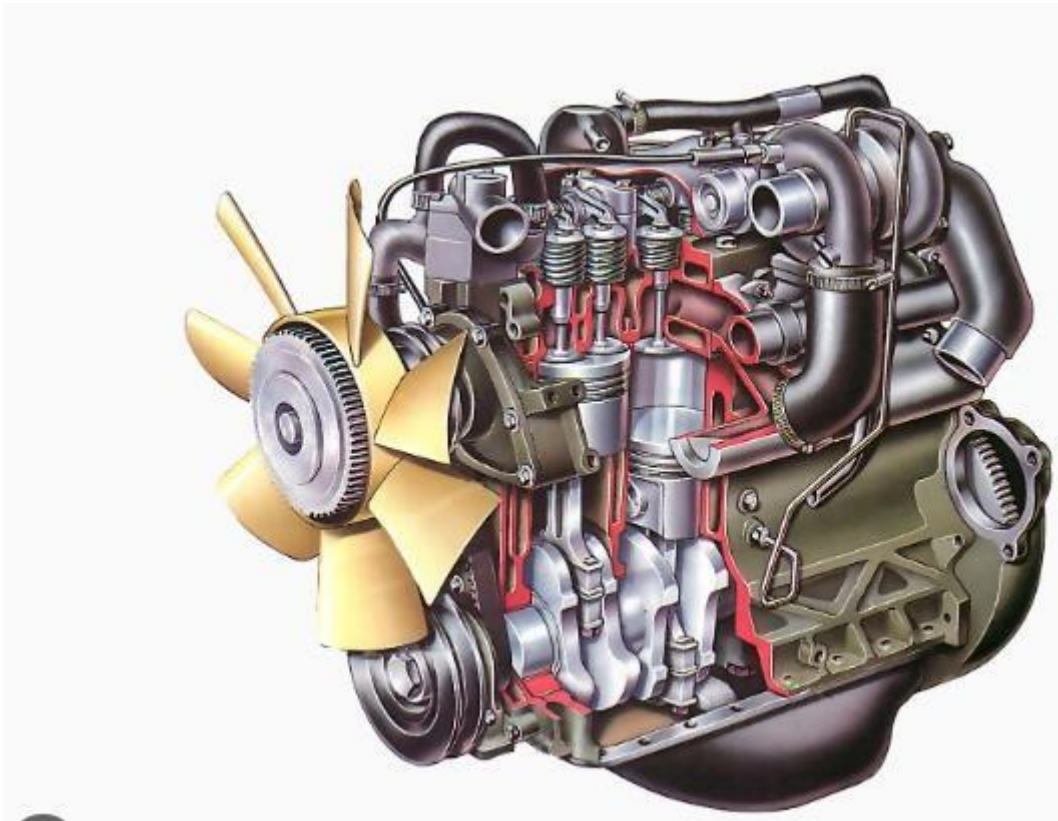


Figure 4 : moteurs diesel

10- Les types de turbocompresseur :

Il existe de nombreux types de turbocompresseurs et leurs variations, dont chacun à ses avantages et ses inconvénients .il peut être utile de savoir de quoi s'agit-il plus précisément :

1- Single-Turbo:

Cette type, qui est la plus commune, présente de nombreuses variantes. Les propriétés des différentes tailles de turbine et de compresseur sont fondamentalement différentes. Les turbos plus gros, par exemple, créent une plus grande puissance, tandis que les turbos plus petits sont plus rapides à démarrer. En anglais, les turbos à roulement à billes et à roulement à billes sont les deux types. Ce dernier est plus rapide, mais il est également plus coûteux.



Figure 5 : Single-Turbo

- Avantages:

- Un moyen coût-efficace d'augmenter la puissance et l'efficacité de moteur ;
- La construction de turbo la plus simple et la plus facile à installer ;
- Le single-turbo permet d'atteindre le même niveau de puissance avec des moteurs plus petits.

- Inconvénients:

- Très sensible à la vitesse de rotation : ce type de turbos est parfaitement efficace uniquement si on respecte un certain niveau de tours par minute.
- Sa réactivité est inférieure aux alternatives

2- Twin-Turbo:

Ce type connaît presque autant de variations et modifications que le single-turbo. Ça peut être une combinaison de deux single-turbos identiques pour les deux bancs de cylindres du moteur,

ou, par exemple, deux turbos fonctionnant un avec des rotations beaucoup plus rapides que l'autre.



Figure 6 : Twin-Turbo

- Avantages:
 - Pour des turbos en parallèle dans les moteurs en "V", les avantages sont pareils que pour des single-turbos.
 - Pour des turbos avec la vitesse différente, ça donne beaucoup plus de flexibilité et la distribution de puissance plus équitable.

- Inconvénients:
 - Le prix et la complexité constructive.
 - L'existence des alternatives plus coût-efficaces.
 -

3- Twin-Scroll Turbo:

Ce type est clairement supérieur par ses caractéristiques techniques à deux précédents. Ces deux parties séparées permettent d'équilibrer la pression de gazes dans les cylindres.

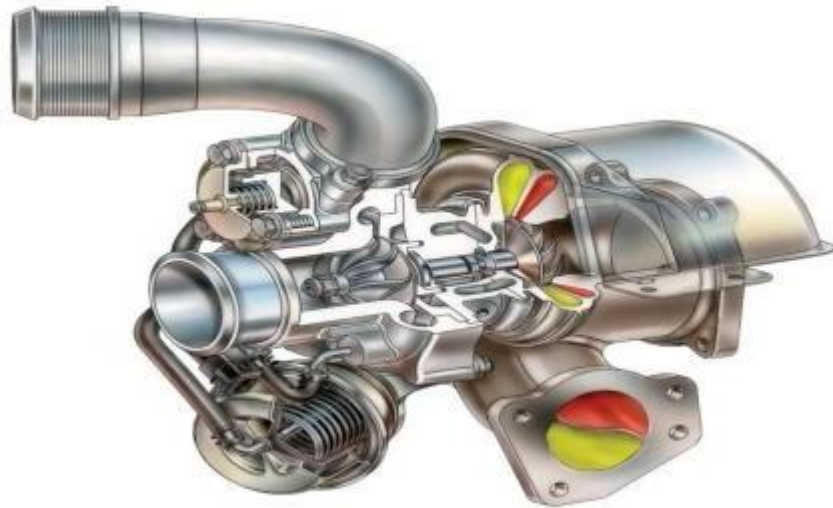


Figure.7 : Twin-Scroll Turbo [2]

- Avantages:
 - Plus d'énergie envoyée à la turbine, donc, plus de puissance.
 - Plus de variation possible de vitesse de rotations.
 - Plus de flexibilité de réglage.

- Inconvénients:
 - Exige une configuration de moteur assez particulière
 - Le coût et la complexité relativement élevés.
 -

11- Besoin en air du moteur :

Le débit d'air nécessaire au fonctionnement du moteur dépend de la puissance fournie et des conditions de fonctionnement du moteur au point considéré. Dans le cas des moteurs Diesel, le rapport air/combustible (A/C) peut atteindre une valeur minimale (de l'ordre de 17/1) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et/ou les températures excessives à l'échappement.

Le besoin en air d'un moteur suralimenté est plus critique en pleine charge. En fonctionnement en charge partielle, le système moteur-turbocompresseur permet d'obtenir des excès d'air qu'il peut être intéressant de réduire en utilisant les dispositifs de limitation de puissance turbine.

Tableau 1 – Principales caractéristiques des moteurs actuels			
Caractéristiques	Type de moteur		
	Diesel véhicule industriel	Diesel automobile injection directe	Essence automobile
Puissance spécifique (kW/L)	30	50	60 à 100
<i>pme</i> maximale (au point couple maxi)..... (bar)	22	18	14 à 21
Rapport volumétrique.....	17	18	9,5
Pression à l'admission (absolue) (bar)	3,2	2,4	1,6 à 2,2
Pression maximale de combustion (bar)	170	150	80 à 110
Température maximale des gaz d'échappement (°C)	720	780	980
Température moyenne des gaz d'échappement (°C)	500	250	600
Consommation minimale du combustible..... (g/kWh)	195	205	235
Rapport (massique) air/combustible :			
— à puissance nominale.....	24	24	12
— à <i>pme</i> maximale.....	18	17	14,5
Consommation spécifique d'air :			
— à puissance nominale.....(kg/kWh)	5,3	5,7	3,6
— à <i>pme</i> maximale.....(kg/kWh)	3,5	3,5	3,4

12- Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur :

Les performances des moteurs dépendent de leur niveau de suralimentation.

En véhicule industriel une pression moyenne effective (*pme*) de 20 bar suppose un rapport de compression d'air au moins égal à 3/1.

Ces moteurs utilisent de plus en plus couramment des systèmes de dérivation des gaz turbine, *wastegate*, et des turbines à géométrie variable associés à des contrôles électroniques de vitesse du turbocompresseur.

Diesel automobile, l'injection directe a entraîné une augmentation sensible des performances spécifiques. À *pme* maximale (18 bar), le besoin en air du moteur suppose un

rapport de compression supérieur à 2,4/1 et l'utilisation de turbine à géométrie variable est nécessaire pour assurer les reprises d'accélération avec des températures «de croisière» faibles.

En allumage commandé, les performances des véhicules sont très différentes suivant les applications en série : de 60 à 100 kW/L. Les niveaux de pression de suralimentation sont de l'ordre de 2/1. Les turbocompresseurs utilisés comportent une wastegate intégrée et font appel à des matériaux réfractaires permettant de supporter les températures de gaz jusqu'à 1000 °C.

13- Compression de l'air d'admission:

Puissance de compression:

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température.

Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique. Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par :

$$P_{C\ is} = q_a c_{pa} (T_2 - T_1)_{is} \quad (1)$$

Avec :

$$(T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2)$$

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible. Le rapport entre la puissance de compression **théorique** isentropique et la puissance de compression **réelle** définit le rendement de compression isentropique (η_C) qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

$$P_C = \frac{P_{C\ is}}{\eta_C} = q_a c_{pa} (T_2 - T_1) \quad (3)$$

Rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_c = \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)} \quad (4)$$

La définition précédente permet d'écrire la formule :

Pour un compresseur donné, la valeur du rendement dépend des conditions d'utilisation, et plus particulièrement du débit d'air et du rapport de compression au point considéré.

Ces valeurs sont précisées par la carte de performance correspondante (voir figure 7).

La valeur maximale du rendement du compresseur dépend de sa conception et de ses dimensions. Les compresseurs utilisés en automobile ont une roue de grand diamètre, égal à 50 mm environ, et un rendement maximal de 80 %. On peut espérer obtenir un rendement de 84 % avec un compresseur de 100 mm de diamètre sur un moteur industriel.

Refroidissement de l'air d'admission:

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau. Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40°C).

Le rendement d'un RAS est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$\varepsilon = (T_2 - T_3) / (T_2 - T_r) \quad (5)$$

Dans le cas des refroidisseurs air-air, l'efficacité dépend de la localisation de l'échangeur et de la vitesse du véhicule. En automobile on peut admettre, en première approximation, qu'à grande vitesse un RAS a une efficacité de l'ordre de 60 %.

14- Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement :

Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine :

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques.

La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance **théorique** obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T \text{ is}} = q_g c_{pg} (T_4 - T_5)_{\text{is}} \quad (6)$$

$$(T_4 - T_5)_{\text{is}} = T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (7)$$

Avec :

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (8)$$

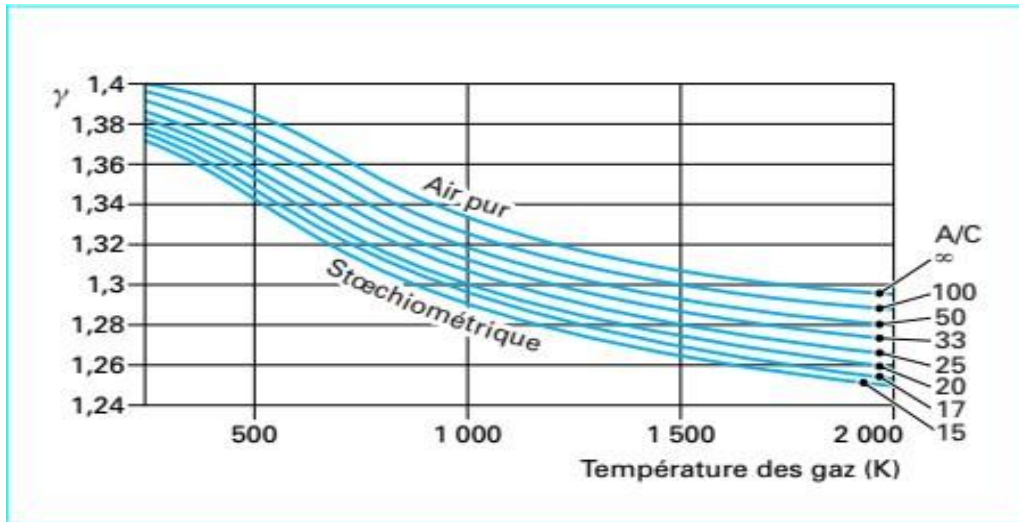


Figure 8 - valeurs de γ en fonction du rapport A/C et de la température des gaz d'échappement [1]

15- Boucle de suralimentation :

Autonomie du turbocompresseur :

Lorsque le turbocompresseur est en fonctionnement stabilisé autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur et on peut écrire la relation thermodynamique suivante :

$$q_a c_{pa} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] = \eta_C \eta_{TM} q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right] \quad (9)$$

Cette relation permet de déterminer les conditions de fonctionnement d'un turbocompresseur pour que celui-ci soit en équilibre. En particulier, on peut remarquer que, pour des conditions de fonctionnement du compresseur données, la diminution du rendement de la turbine ou du compresseur, la réduction du débit de gaz dans la turbine ou une baisse de température des gaz d'échappement s'accompagneront nécessairement d'une augmentation de pression à l'entrée de la turbine.

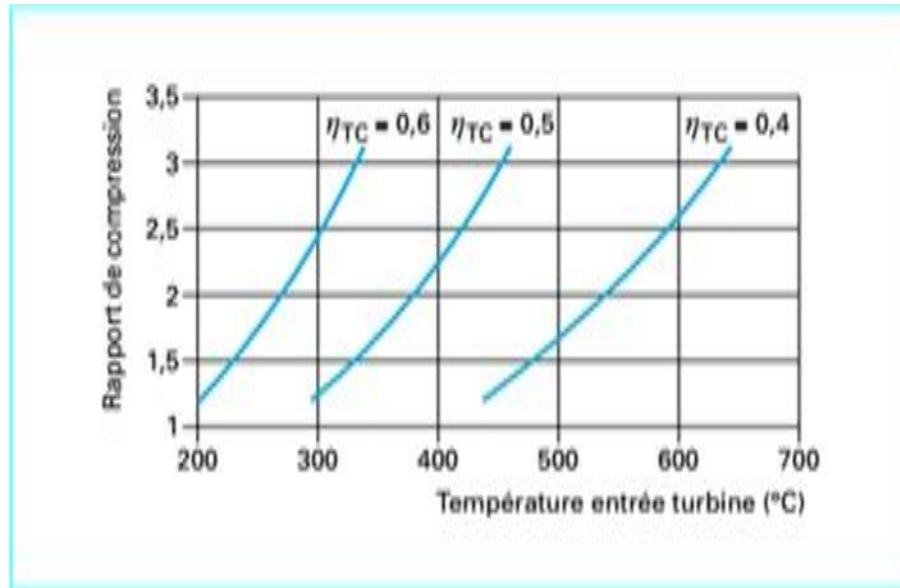


Figure 9- exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global [1]

16- Influence des conditions de fonctionnement :

En reprenant l'équation d'équilibre précédente, on remarque que, lorsque la température ambiante varie, le rapport des températures à l'entrée de la turbine et à l'entrée de compresseur doit garder une valeur constante pour que le turbocompresseur conserve les mêmes performances au niveau des rapports de compression et de détente.

Ce rapport de températures (T_4/T_1), invariant caractéristique de toutes les turbomachines, a une valeur de l'ordre de 3,20 pour les turbocompresseurs pour automobiles fonctionnant avec un rapport de compression de l'ordre de 2,5/1

17- Conclusion d'étude bibliographique :

En conclusion, cette étude bibliographique approfondie sur le turbocompresseur a permis de dresser un panorama exhaustif des avancées, des développements et des recherches récentes dans ce domaine essentiel de l'industrie automobile. Nous avons examiné en détail les principes de base du turbocompresseur, ses composants clés et son rôle dans le système de suralimentation des moteurs.

Grâce à cette étude, nous avons pu retracer l'évolution historique du turbocompresseur, depuis ses premières applications jusqu'aux technologies modernes utilisées aujourd'hui. Nous avons également exploré les différentes technologies utilisées dans les turbocompresseurs, telles que les géométries de turbines, les systèmes de refroidissement et les contrôles électroniques avancés.

Cette étude a mis en évidence les avantages significatifs offerts par les turbocompresseurs, tels que l'amélioration de l'efficacité énergétique, l'augmentation de la puissance du moteur et la réduction des émissions. Cependant, nous avons également identifié certains inconvénients potentiels, tels que le temps de réponse et les contraintes thermiques et mécaniques, qui nécessitent une attention particulière lors de la conception et de l'utilisation des turbocompresseurs.

En conclusion, cette étude bibliographique sur le turbocompresseur constitue une ressource précieuse pour les chercheurs, les ingénieurs et les professionnels de l'industrie automobile. Elle offre une compréhension approfondie des caractéristiques, des performances et des applications des turbocompresseurs, ainsi que des perspectives sur les futures avancées dans ce domaine.

Cette étude jette les bases nécessaires pour les chapitres suivants, qui se concentreront sur des aspects plus spécifiques tels que la modélisation, la simulation et l'optimisation des turbocompresseurs. En utilisant les connaissances acquises grâce à cette étude bibliographique, il sera possible d'améliorer les performances et l'efficacité des turbocompresseurs, contribuant ainsi au développement de moteurs à combustion interne plus performants et plus respectueux de l'environnement.



**Chapitre2:
Modélisation
mathématique**

1- Introduction :

Dans ce chapitre on va citer les équations utilisées dans le domaine mathématique

Avec plusieurs courbes qui explique limites d'utilisation du turbocompresseur

Modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire :

Modélisation :

La modélisation fait référence au processus de création d'un modèle représentant un système, un phénomène ou un processus réel. Dans ce contexte, il s'agit de créer un modèle mathématique ou numérique du groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire.

Paramétrique :

La modélisation paramétrique implique la prise en compte des variations des paramètres de fonctionnement d'un système dans le modèle. Dans ce cas, il s'agit de prendre en compte les variations des paramètres de fonctionnement du groupe turbocompresseur, tels que d'échappement, etc., dans le modèle

Groupe turbocompresseur :

Un groupe turbocompresseur est un ensemble composé d'un turbocompresseur, d'un compresseur et d'une turbine, généralement utilisé dans les moteurs à combustion interne pour augmenter la puissance et l'efficacité en comprimant l'air d'admission.

Régime pulsé instationnaire :

Le régime pulsé instationnaire fait référence à des conditions de fonctionnement dans lesquelles les paramètres du système varient périodiquement dans le temps. Dans ce contexte, il s'agit de modéliser le comportement du groupe turbocompresseur dans des conditions de fonctionnement où des variations périodiques se produisent, telles que les changements de vitesse de rotation ou les fluctuations de pression d'admission.

2- Compresseur centrifuge :

L'étage compresseur comprend deux parties principales :

La roue et le diffuseur : contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie.

La roue de compresseur : donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.

Remarque : les vitesses périphériques de rotation des roues de compresseurs actuels dépassent 500 m/s pour des rapports de compression de l'ordre de 3/1.

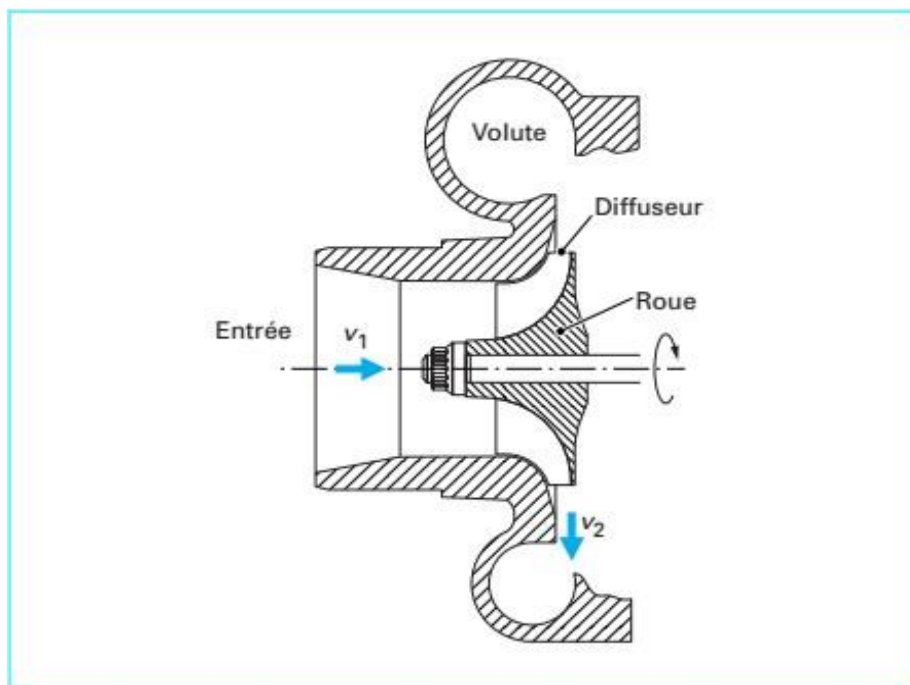


Figure10 – Compresseur centrifuge : schéma

Le diffuseur : transforme l'énergie cinétique du fluide en pression. Les diffuseurs des turbocompresseurs automobiles ne comportent pas d'aubages redresseurs. Ces diffuseurs lisses ont des rendements inférieurs à ceux comportant des aubages redresseurs mais se justifient par une grande plage d'utilisation (débit variable) et un coût moindre. [1]

3- Courbes caractéristiques :

Dans un champ débit-pression, les performances d'un compresseur sont représentées à travers plusieurs éléments graphiques tels que les courbes iso vitesses du compresseur, les courbes isorendement et les limites de fonctionnement

Les débits sont exprimés en débits-volumes ou de débits-masses selon les constructeurs, comme illustré dans la Figure 11 . Pour assurer l'invariance des cartes compresseurs par rapport aux conditions d'entrée du fluide, des valeurs réduites sont utilisées. Ces valeurs sont souvent rapportées à des conditions standards spécifiques à chaque constructeur, et sont habituellement exprimées sous la forme suivante en débit-masse :

$$q_c = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{\rho_1/\rho_0} \quad (10)$$

Les valeurs de **pression** sont indiquées sous la forme de **rapports de compression**

$$\pi_c = p_2/p_1 \quad (11)$$

dans lesquels les valeurs considérées sont des **valeurs absolues** et les pressions des **pressions totales**.

Les **vitesses de rotation** sont exprimées en **valeurs réduites**, souvent rapportées

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}} \quad (12)$$

à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur

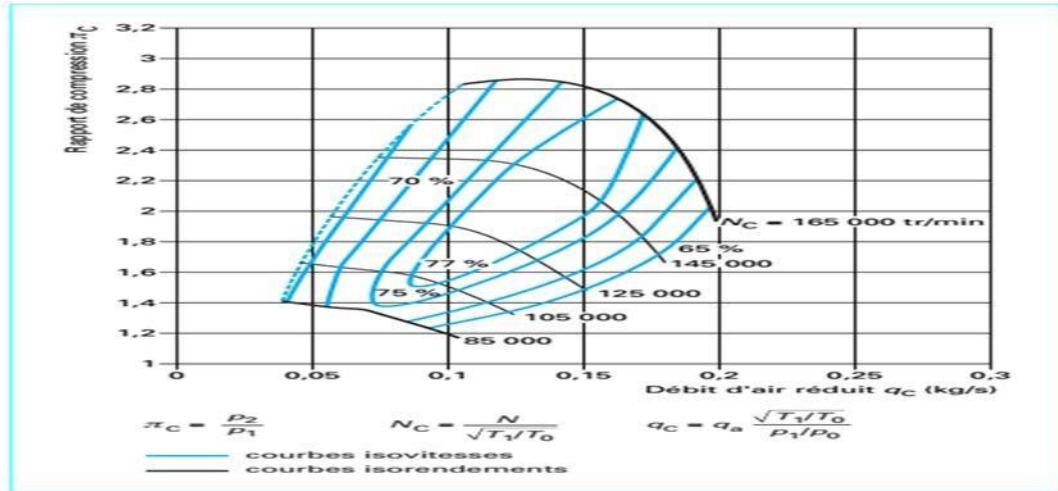


Figure 11– Caractéristique débit-pression d’un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett) [1]

4- Limites d’utilisation :

L'augmentation de la vitesse de rotation du compresseur entraîne une augmentation du rapport de compression. Cependant, la vitesse de rotation est limitée par plusieurs facteurs tels que la tenue mécanique de la roue de compresseur, les conditions aérodynamiques en sortie de roue et la stabilité de fonctionnement du système de paliers. En pratique, la vitesse périphérique maximale atteinte en sortie de roue de compresseur est de 500 m/s.

Il n'est pas possible de décrire une iso-vitesse compresseur jusqu'à un débit nul. En effet, en allant vers des faibles débits d'air, la pente de la courbe iso-vitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle avant de devenir positive. Bien que cela puisse engendrer de faibles variations de pression acceptables lors des fonctionnements transitoires, des fluctuations de pression trop importantes peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités bruyantes. Ce phénomène est appelé pompage, et il est important d'éviter de fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge inclut donc une ligne de pompage qui représente la limite à ne pas dépasser.

Au fur et à mesure que les débits d'air augmentent, les isovitesses du compresseur chutent rapidement. Cette chute de vitesse finit par atteindre une limite de fonctionnement due au blocage sonique de l'écoulement dans tout ou partie des canaux d'air. En pratique, on considère que le débit limite est atteint lorsque les valeurs de rendement isentropique sont inférieures à 0,65. Au-delà de cette valeur, le compresseur est étouffé.

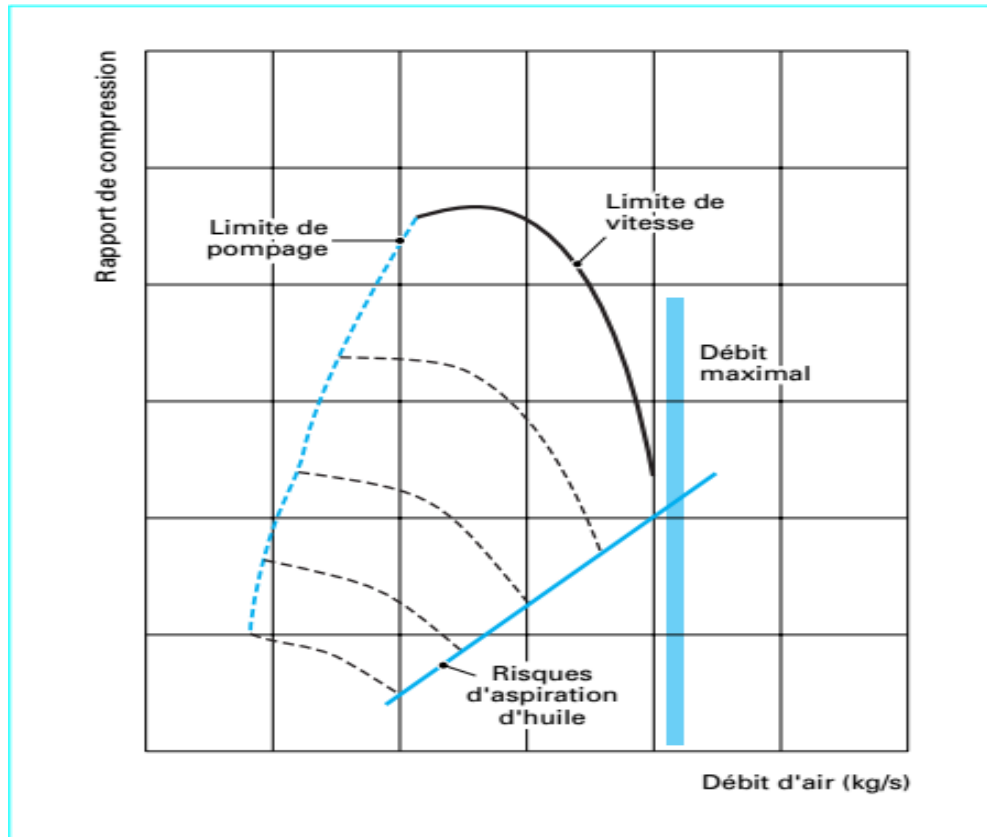


Figure 12– Limites d’utilisation d’un compresseur [1]

5- Choix et adaptation du compresseur :

Le tableau 1 (§ 1.1.4) précise les consommations spécifiques en air des principaux types de moteurs aux régimes de pme maximale et de puissance nominale. Le moteur se comporte comme une pompe volumétrique et impose, par ses caractéristiques de remplissage, le débit-volume le traversant et, compte tenu des conditions de température, le niveau de pression dans le collecteur d’admission. Ce niveau permet de définir le rapport de compression nécessaire à l’obtention des performances souhaitées. Le choix d’un compresseur suppose en premier lieu la détermination des besoins en air du moteur.

La figure 13 représente les points de fonctionnement d’un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement isovitesse de ce moteur.

Le compresseur choisi doit contenir tous les points de fonctionnement possibles du moteur, en particulier ceux concernant les variations de condition d'utilisation (altitude en particulier).

■ Une première caractéristique importante pour le choix d'un compresseur est le débit dont il est capable. Un des paramètres les plus importants permettant de faire varier cette caractéristique est la dimension extérieure de la roue dont dépend la famille du turbocompresseur utilisé et donc son encombrement et son poids.

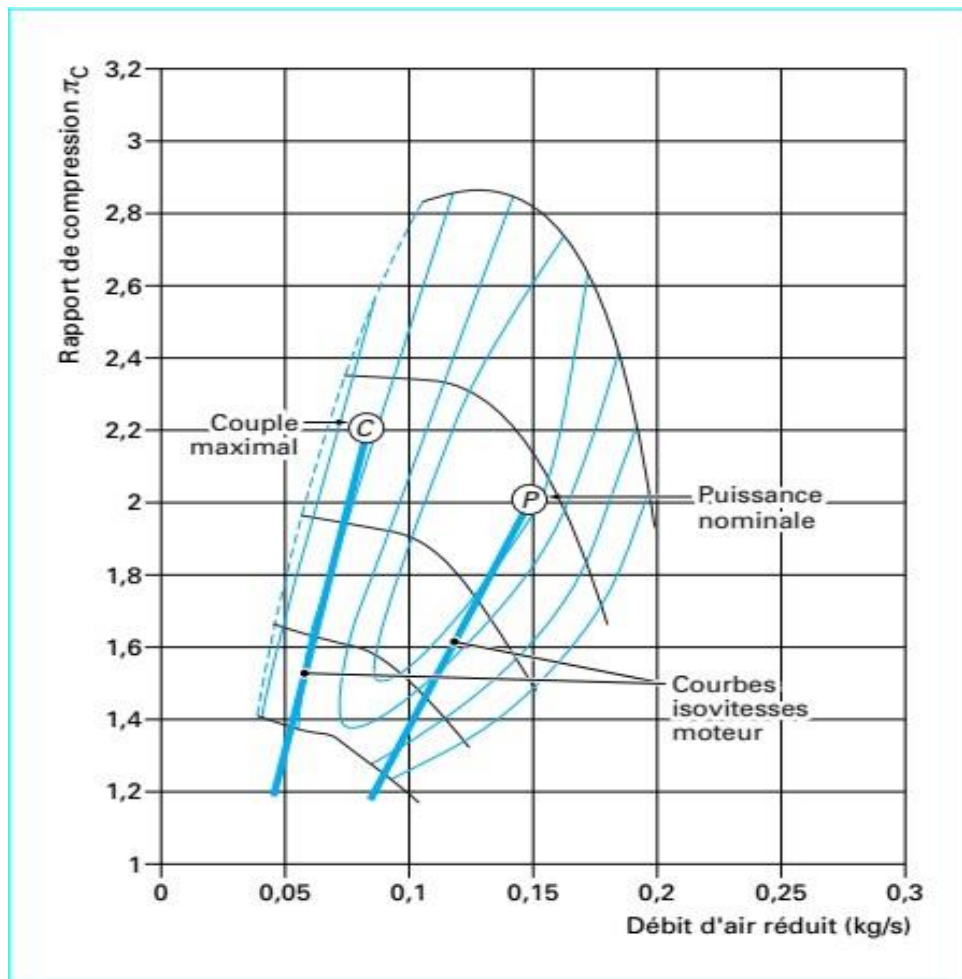


Figure 13 – Points de fonctionnement d'un compresseur [1]

■ La plage **d'utilisation du** compresseur est un autre paramètre important ; on peut la caractériser comme étant le rapport entre la différence des débits maximal (avant blocage) et minimal (avant pompage) et le débit maximal, ceci pour un rapport de pression donné (figure 16a). Un des paramètres permettant de faire varier cette caractéristique est l'angle **d'inclinaison des ailettes** en sortie de roue (figure 10b). Les ailettes retournées vers l'arrière (backcurvedimpeller) permettent d'augmenter la plage d'utilisation mais nécessitent une vitesse de rotation plus élevée, donc une résistance à la fatigue moindre, pour un même rapport de compression

6- Turbine radiale centripète :

La turbine radiale centripète est largement utilisée sur les moteurs de traction routière en raison de ses dimensions bien adaptées aux débits de gaz considérés, ainsi que de son comportement adapté aux pulsations de pression des circuits d'échappement. Une turbine se compose principalement d'une volute qui assure la mise en vitesse et la distribution des gaz, et d'une roue qui transforme l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur (voir Figure 15).

Dans les cas les plus simples et les plus courants, la fonction de mise en vitesse et de distribution des gaz est assurée par un distributeur lisse en sortie de volute. Cependant, les distributeurs de section variable, tels que les ailettes pivotantes ou d'autres concepts similaires, se sont récemment imposés sur les moteurs Diesel des voitures et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.

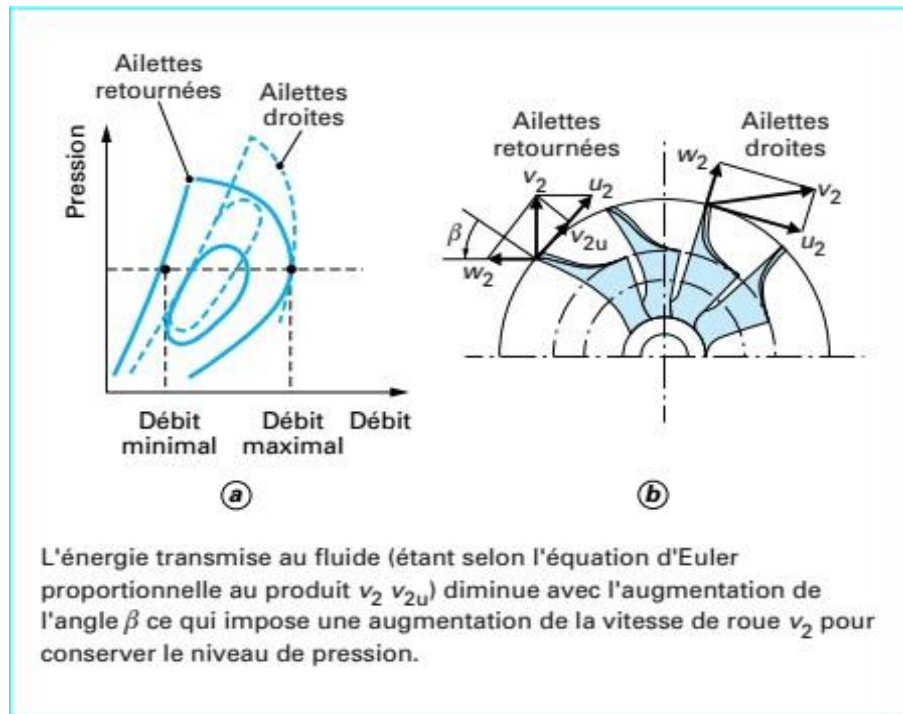


Figure 14 – Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes [1]

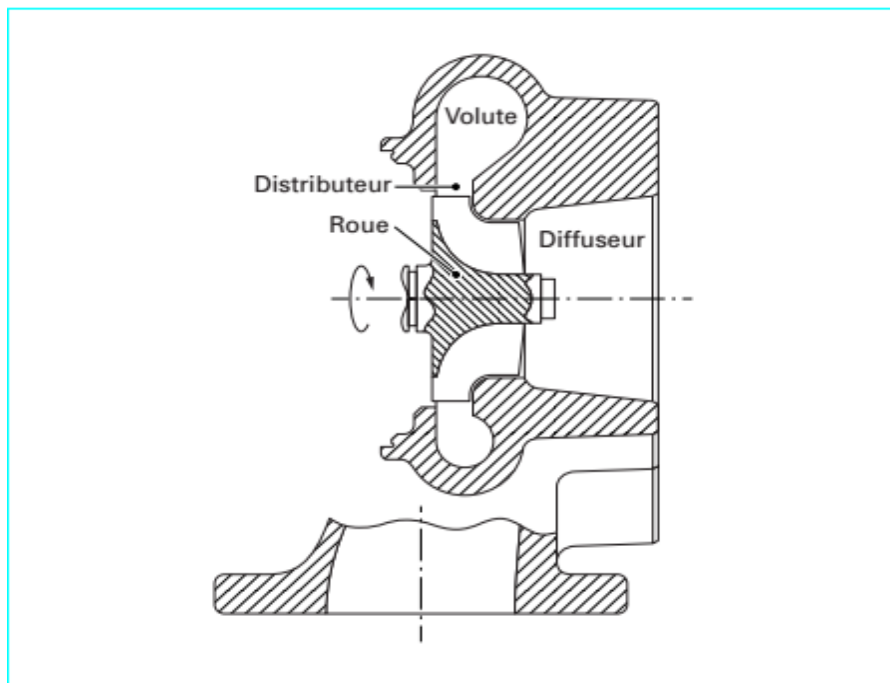


Figure15 – Turbine radialecentripète : schéma

7- Courbes caractéristiques :

Les courbes caractéristiques de la turbine indiquent les valeurs de débit massique et de rendement isentropique pour différentes vitesses de rotation en fonction du rapport de détente, comme illustré dans les (Figures 16 a et b) a et b. Ces grandeurs sont exprimées en valeurs réduites qui sont rapportées aux conditions standards des constructeurs (p_0, T_0). Cette méthode permet d'obtenir des cartes invariables par rapport aux conditions d'entrée de la turbine."

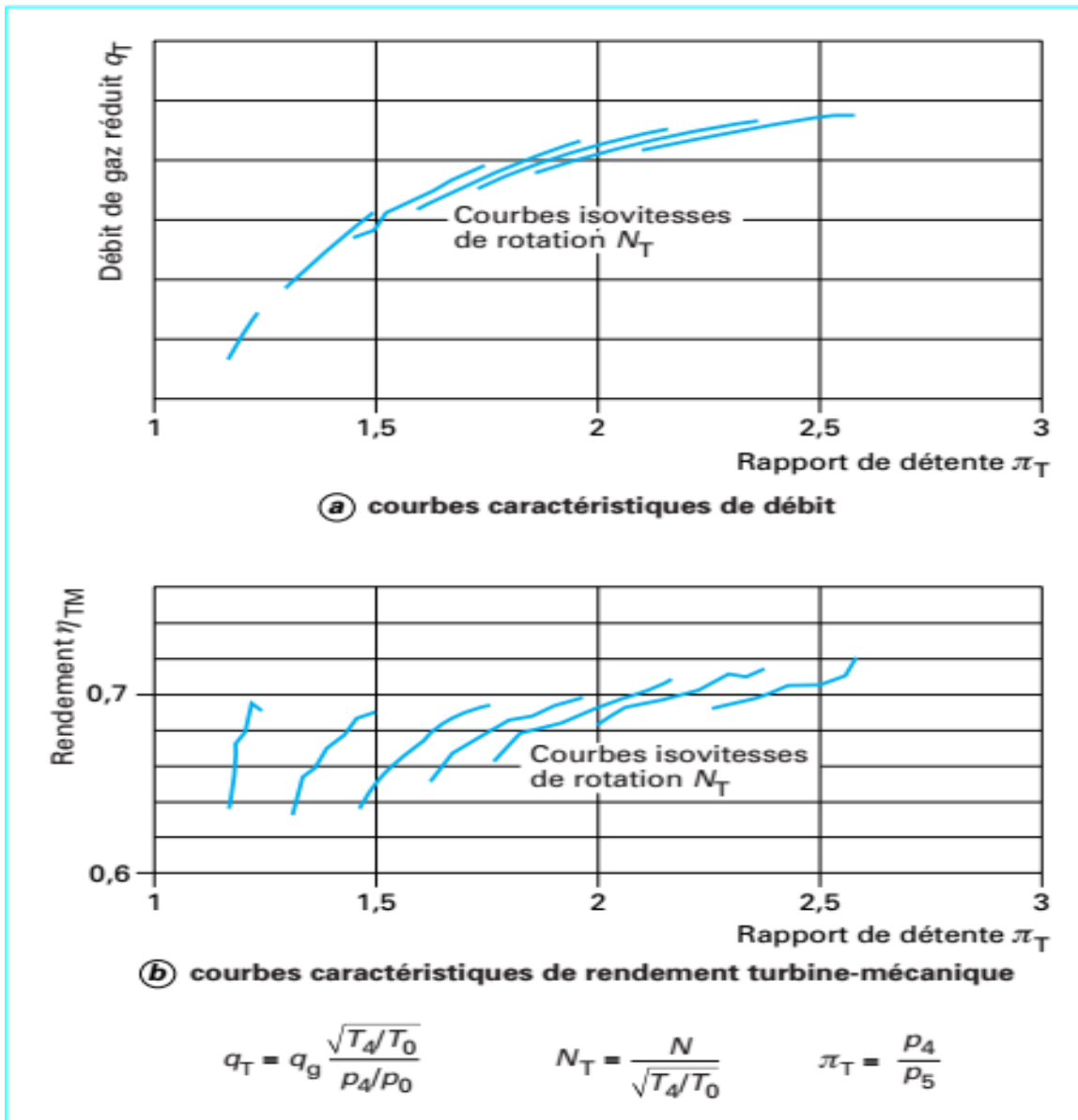


Figure 16 – Courbes caractéristiques d’une turbine centrifète.

Dans le cas le plus général, le débit de gaz dans la turbine peut être modélisé par la formule de Barré-Saint-Venant donnant le débit de fluide dans un orifice de section équivalente : $S_{\text{éq}}$, en fonction de ses conditions à l'entrée et du rapport de détente dans l'orifice

$$q_T = \rho_4 S_{\text{éq}} \varphi_4 \sqrt{2rT_4} \quad (13)$$

$$\varphi_4 = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (14)$$

Avec :

Pour une turbine de section donnée, la caractéristique de débit peut être représentée par une ligne indépendante de sa vitesse de rotation. Le débit devient bloqué au-delà d'un rapport de détente critique, de l'ordre de 2,8/1 (figure 16 a).

Pour une turbine de section donnée, la caractéristique de débit peut être représentée par une ligne indépendante de sa vitesse de rotation. Le débit devient bloqué au-delà d'un rapport de détente critique, de l'ordre de 2,8/1 (figure 16a).

Remarque : le rapport de détente critique paraît plus élevé que le rapport théorique qui, dans le cas des gaz d'échappement considérés, est de 1,85 environ ; cela est dû au fait que la turbine est composée en fait de plusieurs orifices équivalents en série (en particulier distributeur d'entrée et roue de turbine).

Dans la plage d'utilisation, un rapport de détente est associé à une valeur de débit, ce qui signifie que, lorsque le débit de gaz varie (variation de vitesse du moteur), il n'est pas possible, sans artifice, de conserver un rapport de détente constant

Les courbes caractéristiques de la (figure 16 b) donnent les valeurs de rendement turbine-mécanique pour différentes vitesses de rotation en fonction du rapport de détente. Les valeurs indiquées correspondent le plus souvent aux mesures effectuées en écoulement stationnaire sur banc d'essai calorifugé ; elles peuvent être très différentes des valeurs que l'on calcule à partir des mesures effectuées sur moteur.

Notons que pour un rapport de détente donné le rendement turbine-mécanique varie assez rapidement en fonction de la vitesse de rotation, il est donc souhaitable de vérifier qu'au point de fonctionnement considéré, les réglages choisis permettent à la turbine de fonctionner à la vitesse de rotation assurant le rendement maximal. Un changement de compresseur peut changer la vitesse de rotation et faire évoluer le rendement turbine-mécanique.

8- Choix et adaptation du turbin :

Le choix de la turbine est effectué après la définition de l'étage compresseur. Dans le cas d'un moteur de traction, la turbine est définie pour le régime de fonctionnement le plus critique du point de vue du manque d'air, généralement pour le point de pme le plus élevé à une faible vitesse de rotation moteur. Étant donné que les conditions de fonctionnement du compresseur sont connues à ce point particulier, il est possible de calculer le rapport de détente nécessaire pour obtenir l'énergie d'entraînement du compresseur. Ce calcul suppose la connaissance du rendement de la turbine (on peut prendre 0,7 en première hypothèse et faire une correction si nécessaire) et de la température des gaz d'échappement (pour une première approximation, on peut prendre les valeurs du tableau (1)).

La connaissance du rapport de détente permet de déterminer la pression à l'entrée de la turbine et de corriger la valeur du débit de gaz pour déterminer la caractéristique de débit de la turbine. Il convient de noter que si l'on choisit une caractéristique de turbine plus grande que nécessaire pour le débit considéré, le rapport de détente sera plus faible que souhaité, ce qui conduira à l'équilibre du turbocompresseur pour une pression d'air plus basse. Inversement, une turbine de perméabilité plus faible augmentera la pression d'air.

Il convient également de noter que la spécification de la turbine ne peut être choisie que pour un régime de fonctionnement particulier. Il est donc nécessaire de vérifier que les conditions de fonctionnement du système moteur-turbocompresseur seront acceptables pour les autres régimes de fonctionnement.

9- Pulsations de pression et turbine divisée :

Lorsque la turbine est en fonctionnement sur un moteur, l'écoulement des gaz vers la turbine est instationnaire et les pulsations de pression en amont de la turbine sont importantes. La récupération de l'énergie des « bouffées » d'échappement augmente l'énergie reçue par la turbine. Les mesures de pression et de température moyennes, qui permettent le calcul du rendement de la turbine, ne sont plus représentatives des valeurs réelles. Par conséquent, en pratique, on définit un "coefficient de pulsation" qui permet de modifier le rendement de la turbine pour tenir compte de ces effets. Ce coefficient est d'autant plus

important que la vitesse du moteur est faible et que le volume du collecteur d'échappement entre le moteur et la turbine est petit.

Dans le cas des moteurs bien adaptés pour la récupération des bouffées d'échappement, il n'est pas rare de relever des rendements turbine de 1,0, ce qui indique que, dans ce cas, si la turbine a un rendement de 0,7 en régime stationnaire, l'installation a un coefficient de pulsation de 1,4.

On peut augmenter l'effet de pulsation en amont de la turbine en utilisant des collecteurs d'échappement de petite section. On peut également répartir et diviser les gaz d'échappement de manière à réduire le volume entre la sortie d'un cylindre donné et le distributeur de la turbine. Dans le cas des moteurs à 6 cylindres en ligne utilisés sur les véhicules industriels, les échappements des cylindres 1, 2 et 3 sont regroupés et séparés des cylindres 4, 5 et 6. Cette division est maintenue dans le corps de la turbine jusqu'au distributeur. L'augmentation des pulsations de pression dans le collecteur d'échappement ne doit pas perturber la vidange des différents cylindres et le regroupement des cylindres doit donc être effectué en fonction de l'ordre d'allumage du moteur (1-4 + 2-3 pour un moteur à 4 cylindres).

10- Dérivation des gaz de turbine (wastegate) :

Dans le cas de moteurs à grande plage de variation de vitesse, comme c'est le cas de tous les moteurs automobiles, il est impératif de donner un degré de liberté supplémentaire à la turbine pour l'adapter aux variations correspondantes de débit d'air. La solution la plus couramment utilisée consiste à dériver une partie des gaz de la turbine. Le clapet de dérivation (wastegate), souvent intégré au corps de la turbine pour des raisons économiques, est le plus souvent commandé par un vérin pneumatique.

Le dimensionnement de la turbine est effectué de manière à obtenir la pression d'air souhaitée aux faibles régimes de rotation moteur, plein couple. Le clapet est alors maintenu fermé. La caractéristique de débit de la turbine choisie contient donc le point de fonctionnement correspondant à ce régime, A, comme indiqué sur la (figure 17).

À un régime de fonctionnement correspondant à un débit de gaz plus grand, c'est-à-dire à grande vitesse, le point représentatif du fonctionnement sans dérivation de gaz est le point B, situé au-dessus de la courbe caractéristique choisie. Le fonctionnement n'est donc pas possible dans ces conditions. La dérivation d'une partie des gaz de la turbine permet de trouver des

conditions de fonctionnement telles qu'avec un débit de gaz plus faible, la puissance de la turbine est conservée.

Il convient de rappeler, comme l'indique la relation ci-dessous, que la puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz qui la traverse. Par conséquent, à puissance constante, une réduction du débit de gaz nécessitera une augmentation de la chute d'enthalpie de la turbine, obtenue par une augmentation du rapport de détente.

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \eta_T \quad (15)$$

Sur la figure 17, la courbe B-B1 représente, en fonction du rapport de détente et à température et rendement constants, le débit de gaz nécessaire à la turbine pour assurer une puissance constante égale à celle du point B. Les coordonnées du point B1 indiquent quels sont le rapport de détente et le débit corrigé permettant de fonctionner au régime considéré avec la turbine choisie

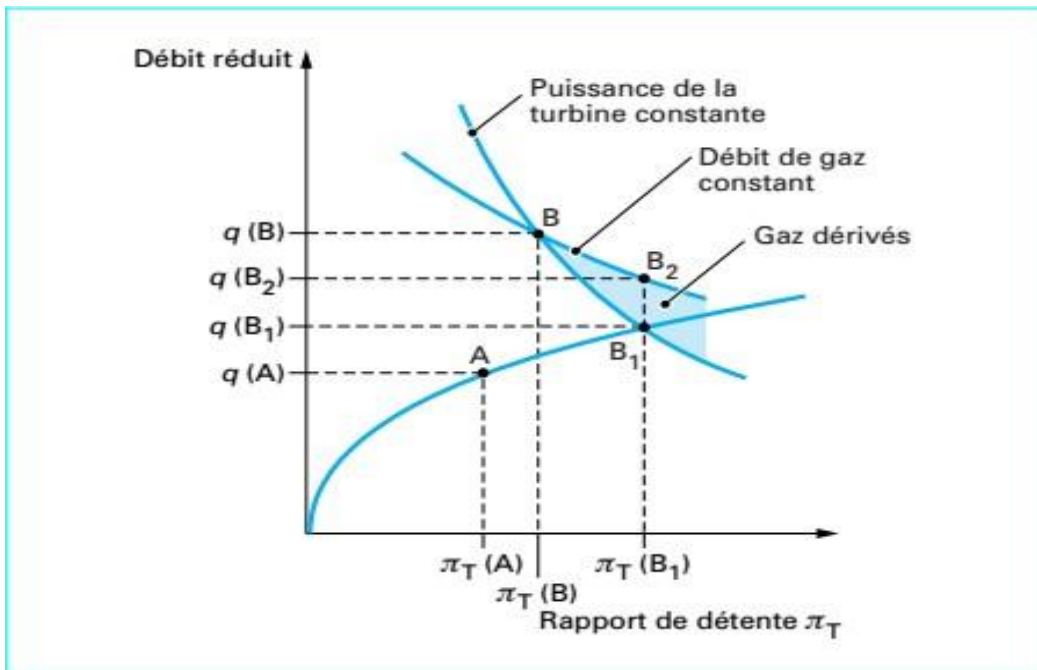
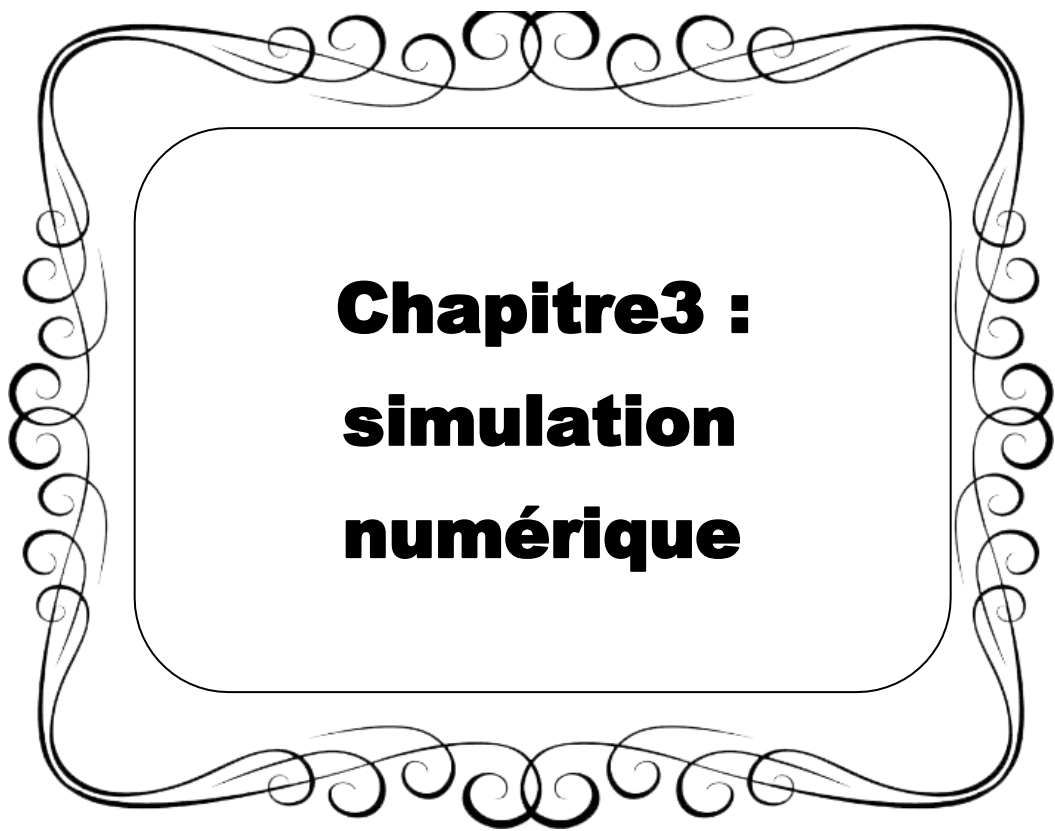


Figure 17– Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement.

11- Conclusion :

En résumé, la modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire consiste à créer un modèle mathématique ou numérique qui tient compte des variations des paramètres de fonctionnement du groupe turbocompresseur dans des conditions de fonctionnement où des variations périodiques se produisent. Cela permet de mieux comprendre et de prédire le comportement dynamique du turbocompresseur dans des conditions réelles.

A decorative frame with a central text box. The frame consists of a thick, black, ornate border with intricate scrollwork and flourishes. Inside this border is a smaller, rounded rectangular box with a thin black border. The text is centered within this inner box.

Chapitre3 :
simulation
numérique

1- Introduction :

Dans ce chapitre on va simuler le comportement d'un turbocompresseur en écoulement pulsée en utilisant le logiciel fortran.

On considère un moteur diesel 4 temps et 4 cylindres tournant respectivement à 1500, 2000 et 2500 et 3500 Tr/mn. La fréquence d'ouverture de la soupape d'échappement correspondante est :

La vitesse de rotation	1500	2000	2500	3000	3500
La fréquence (Hz)	50	66,66	83,33	100	116,66

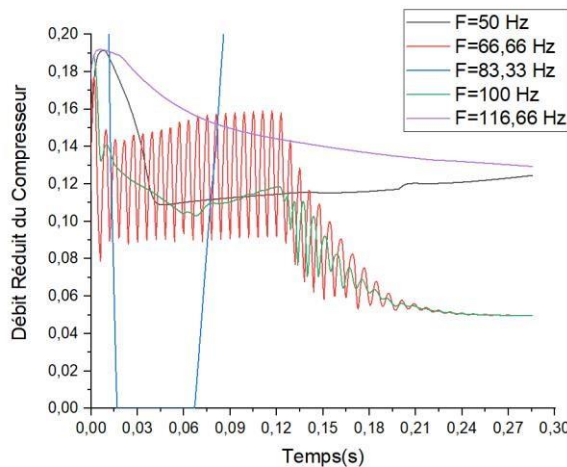


Figure 18 : variation de débit réduit en fonction du temps

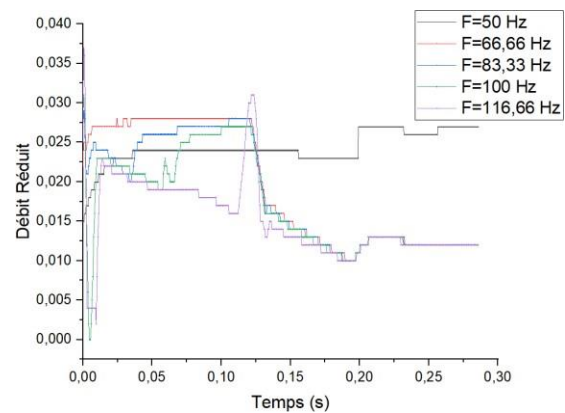


Figure 19 : variation de débit réduit en fonction du temps

Les figures 19 et 20 représentent la variation du débit réduit en fonction du temps de simulation respectivement de compresseur et de la turbine pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur)

Les figures 19 et 20 correspondants à cette position sont nulles, du fait que l'écoulement des gaz d'échappement n'a pas encore atteint la turbine. Cette courte période caractérise la phase transitoire de la turbine.

Il s'en suit une élévation brutale de ce taux de détente après un certain temps, nécessaire à l'arrivée de la première bouffée

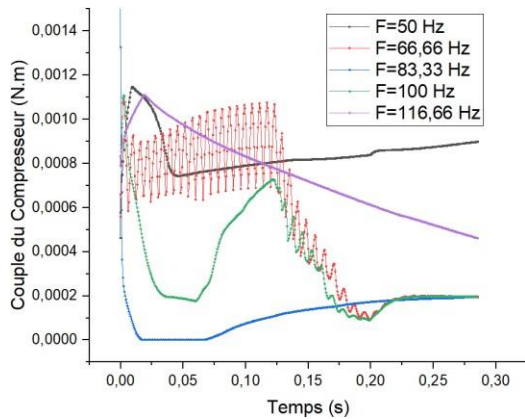


Figure 20 : la variation de couple de compression couple En fonction de temps

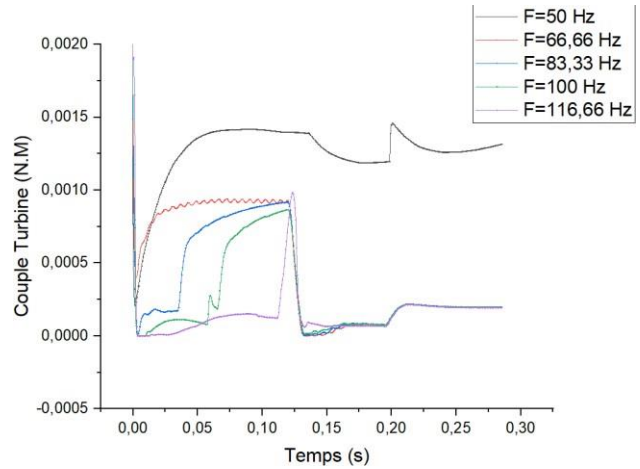


Figure 21: la variation de de détente en fonction du temps

Les figures 21 et 22 représentent la variation du couple en fonction du temps de simulation respectivement de compresseur et la turbine pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

On constate que pour les faibles fréquences le régime pulsatif est accentué durant la phase transitoire de l'ensemble turbocompresseur et les performances s'établissent après le temps de stabilisation vers les hautes fréquences.

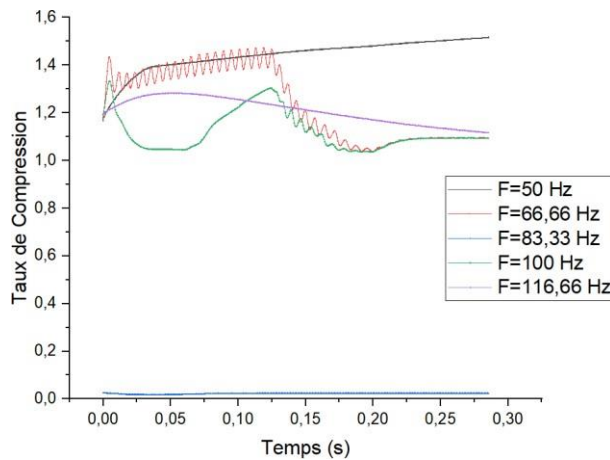


Figure22 : la variation de taux de compression en Fonction du Temps

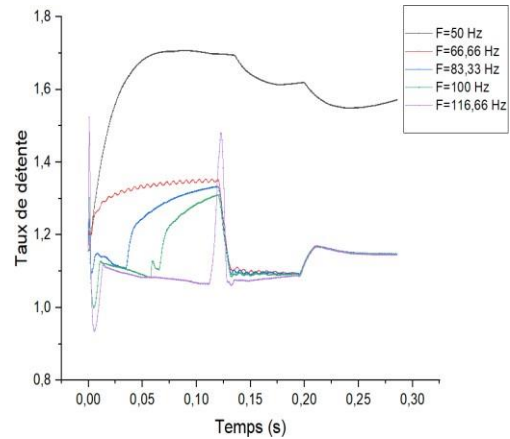


Figure 23: la variation de taux de détente en fonction de temps

La figure 23 et 24 représente respectivement la variation de taux de compression et taux de détente en fonction du temps de simulation, pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

La courbe de couleur noire, correspondant à la vitesse de 1500 Tr/mn (fréquence $F = 50$ Hz), présente une valeur positive du taux de détente et taux de compression mais inférieure à l'unité juste au début de la simulation. Ceci est dû à la pression à la sortie de la turbine qui est plus grande que la pression à son entrée.

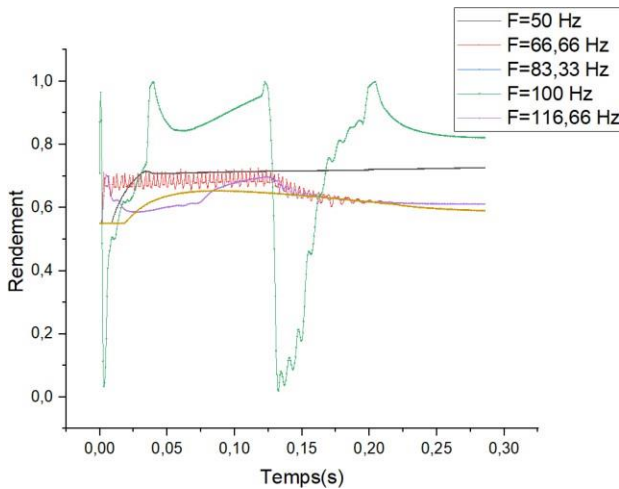


Figure 24: la variation de rendement en fonction du temps

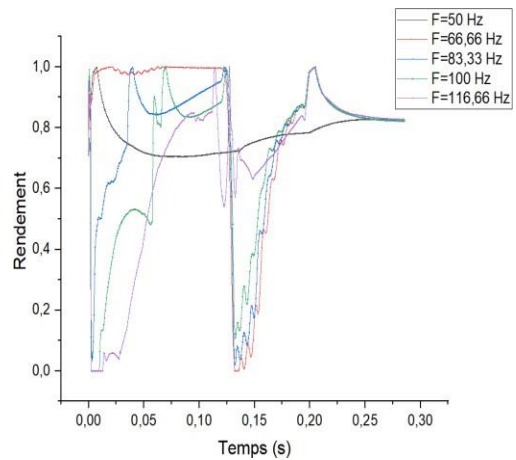


Figure 25 : la variation de rendement en fonction de temps

La figure 25 et 26 représente respectivement la variation de rendement du compresseur et rendement de la turbine en fonction du temps de simulation pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

Le rendement correspondant à cette position sont à leurs maximums sur cette courbe.

Ceci caractérise bien l'énergie de cette première bouffée.

En avançant dans le temps de simulation, ce taux de détente diminue tout en restant supérieur à l'unité jusqu'à l'instant $t = 5$ s. Cette période correspond au balayage des gaz d'échappement par le piston. Leur pression est inférieure à celle de l'énergie de la bouffée. Le débit réduit diminue progressivement. Le couple et le rendement baissent et s'annulent à l'instant $t = 1.2$ s, car le débit des gaz d'échappement correspondant à cet instant est faible. Ensuite, ils augmentent et diminuent progressivement jusqu'à l'instant $t = 5$ s du fait de la fluctuation de la température à l'entrée de la turbine.

A partir de l'instant t 5 s, on voit l'apparition d'une autre bouffée, d'intensité moins importante que la première. Le taux de détente augmente brutalement. Le débit réduit, le couple et le rendement augmentent aussi brutalement.

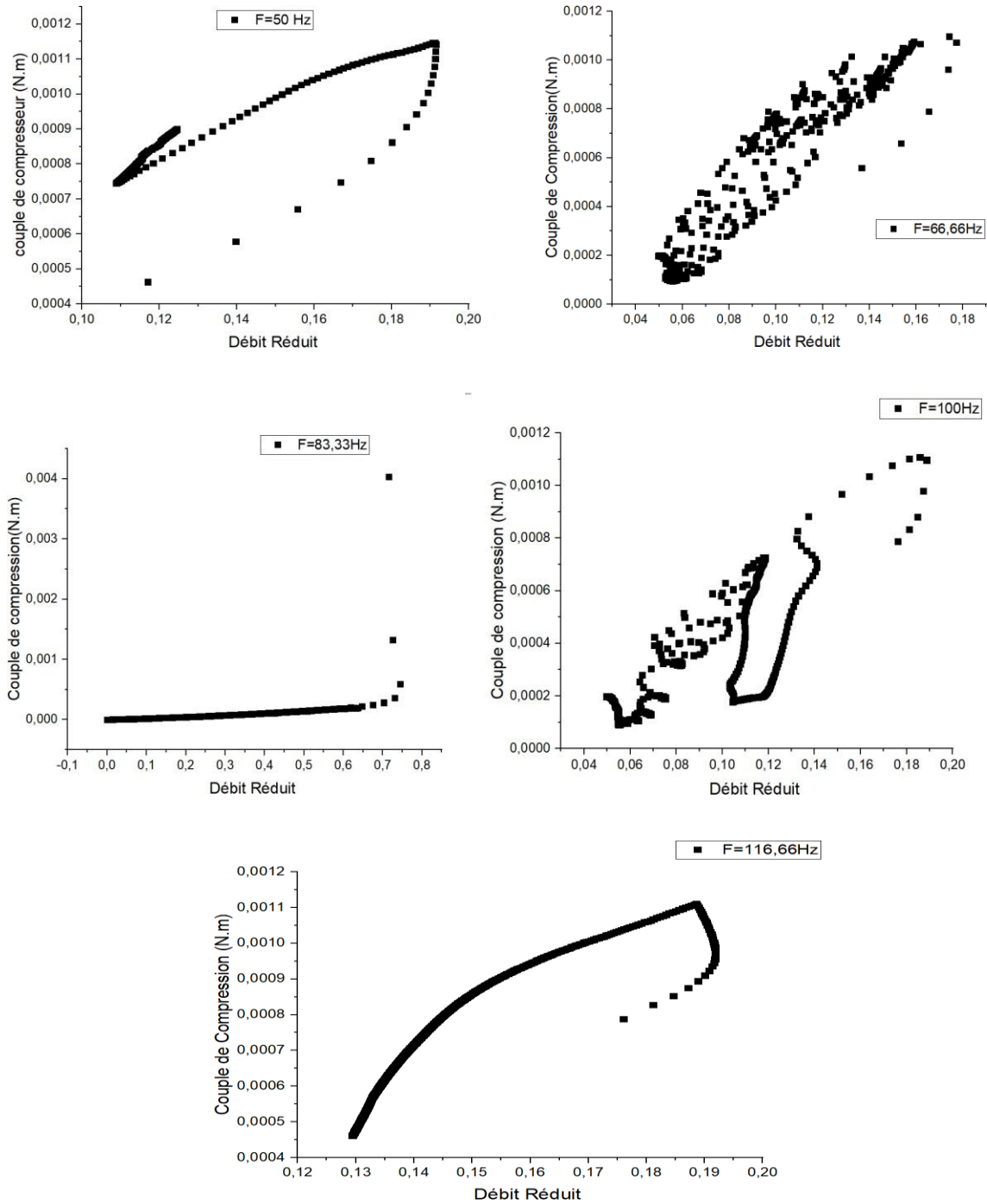


Figure 26: la variation de couple de compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (la vitesse de rotation du moteur)

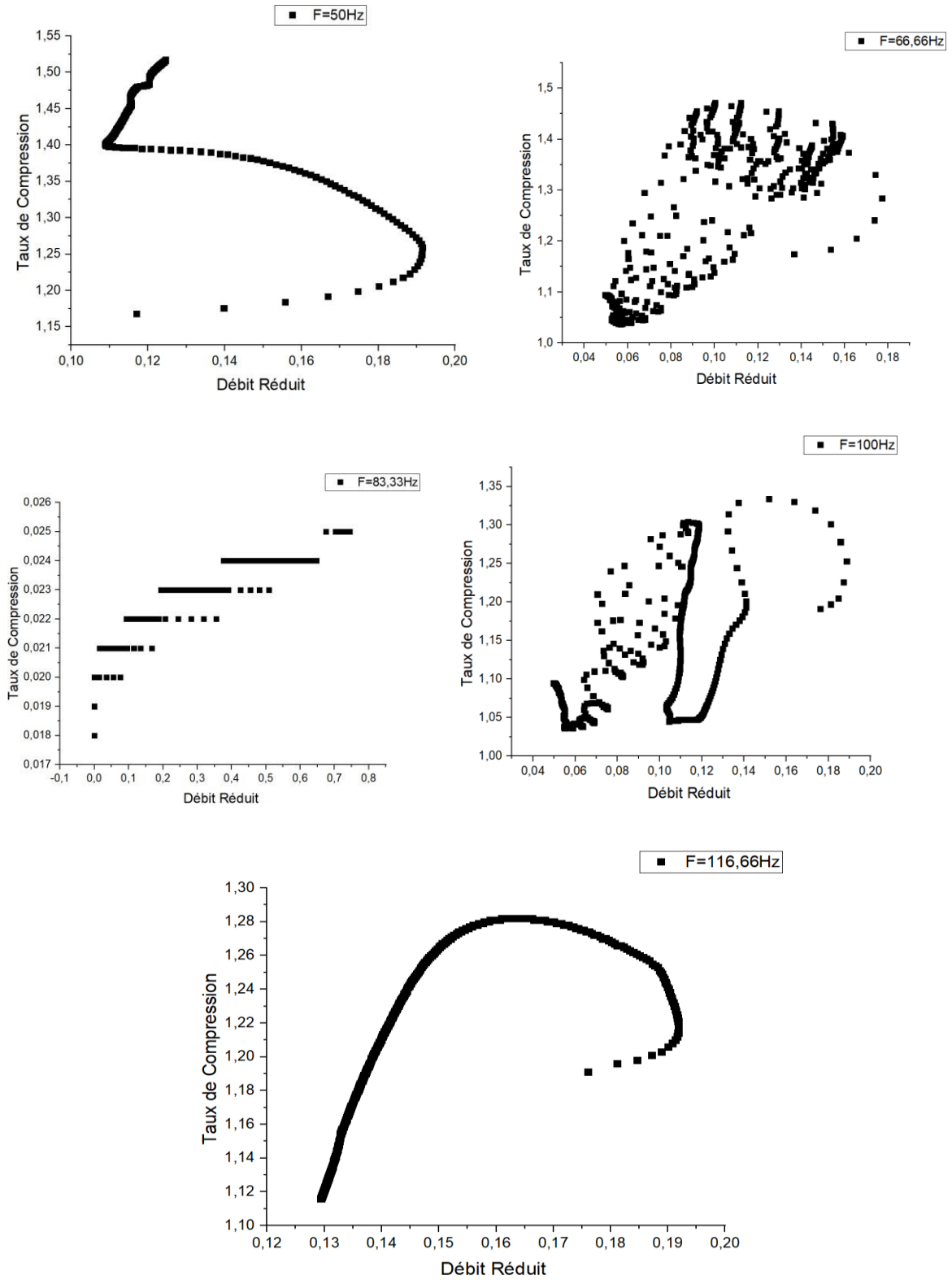


Figure27 : la variation de taux de compression en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur)

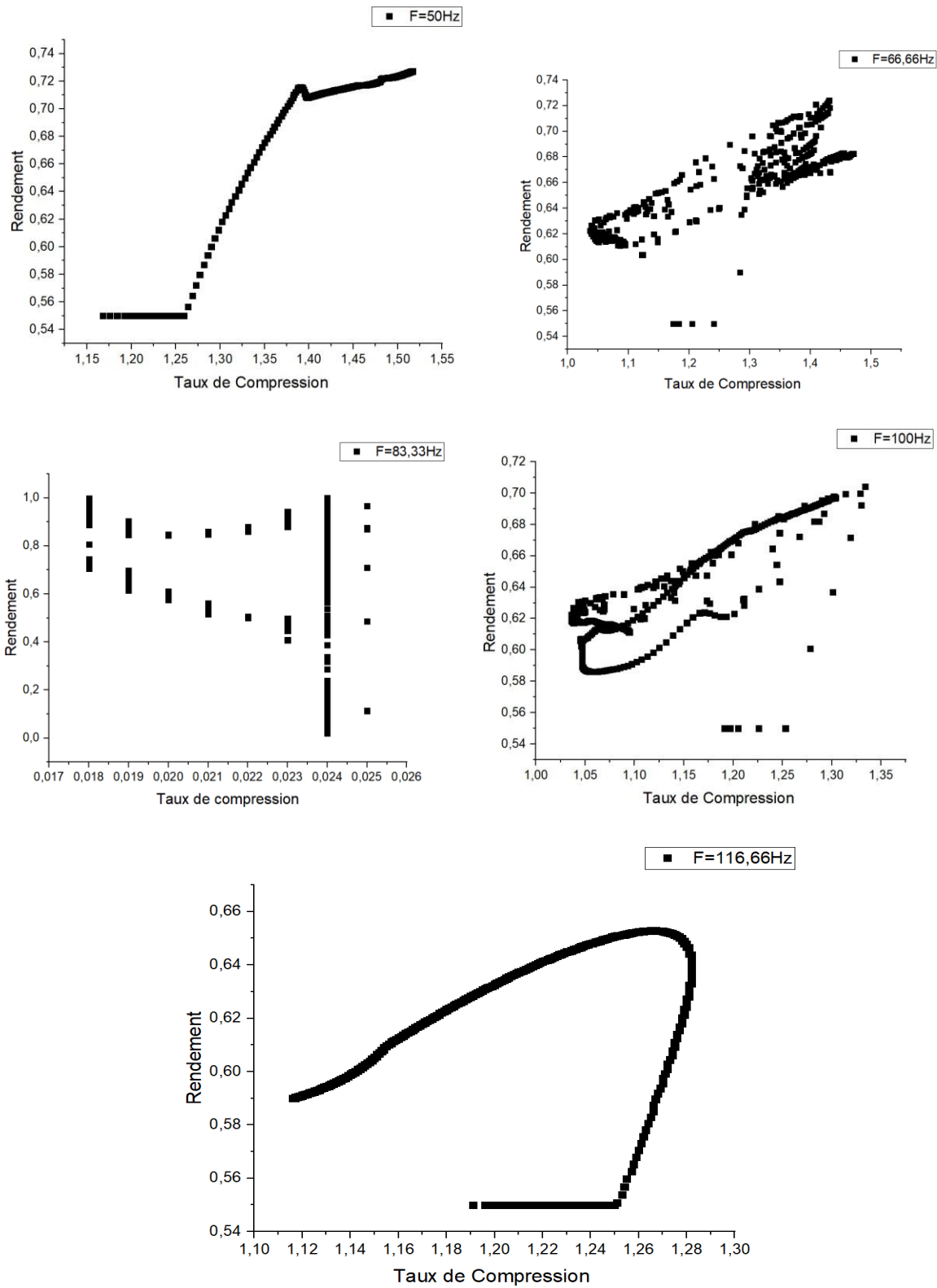


Figure 28 : la variation de rendement du compresseur en fonction de taux de compression pour plusieurs fréquences (vitesse de rotation du moteur)

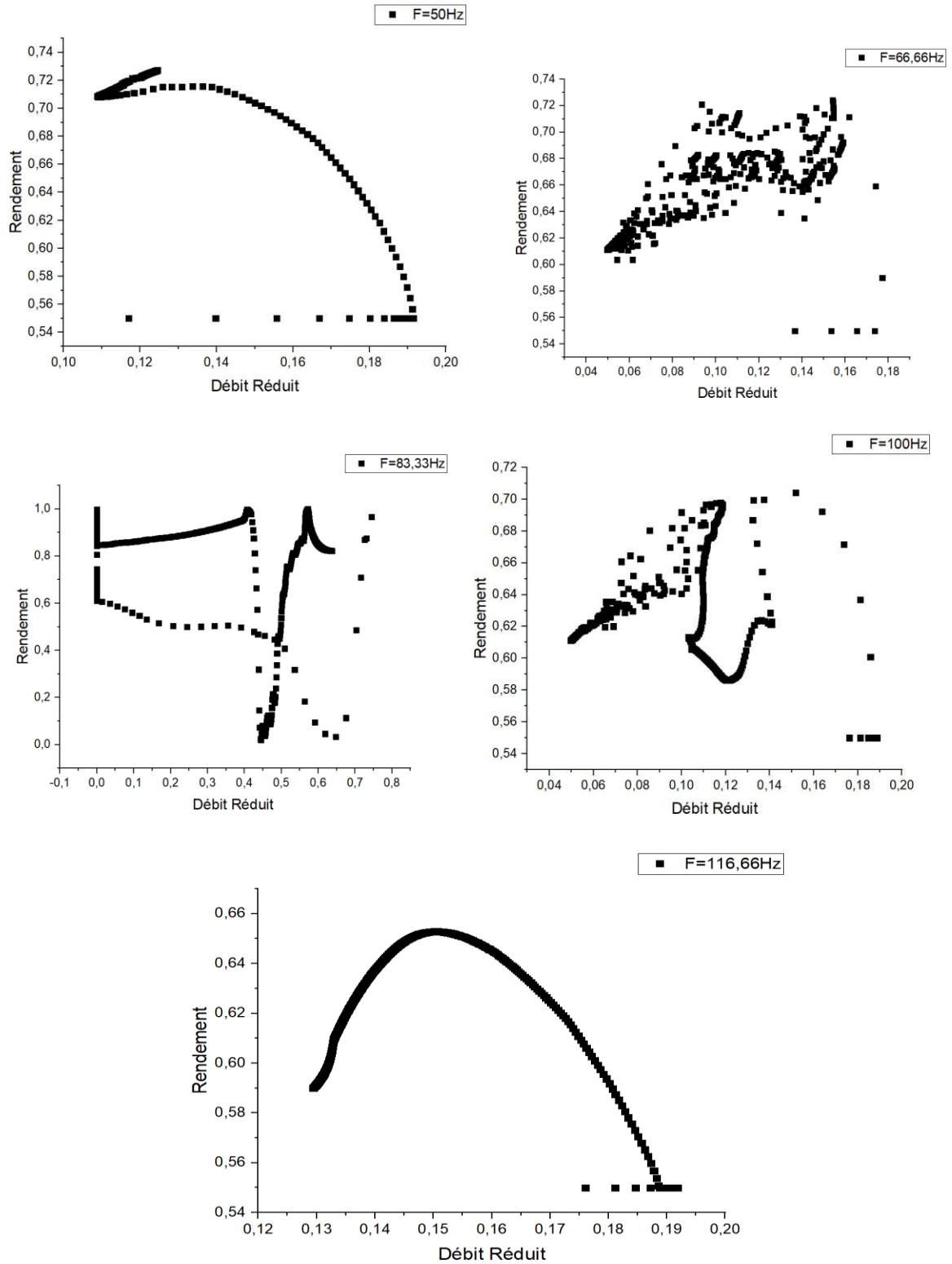
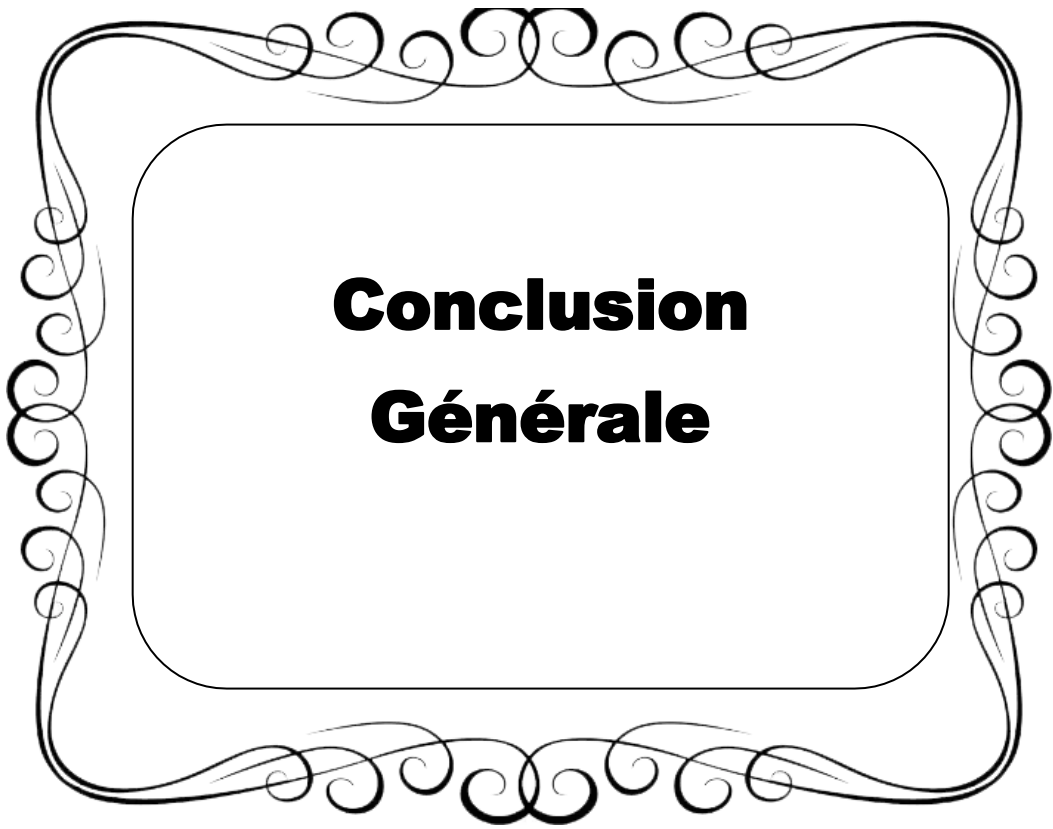


Figure 29: la variation de rendement du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation)



**Conclusion
Générale**

Conclusion Générale

La modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire est un sujet complexe mais crucial dans le domaine de la recherche en ingénierie des turbomachines. Cette modélisation permet de comprendre et de prédire le comportement du turbocompresseur dans des conditions de fonctionnement réelles, en prenant en compte les variations de régime et les effets transitoires.

En analysant les résultats de recherche et en prenant en compte les différents paramètres impliqués dans la modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire, on peut tirer plusieurs conclusions générales.

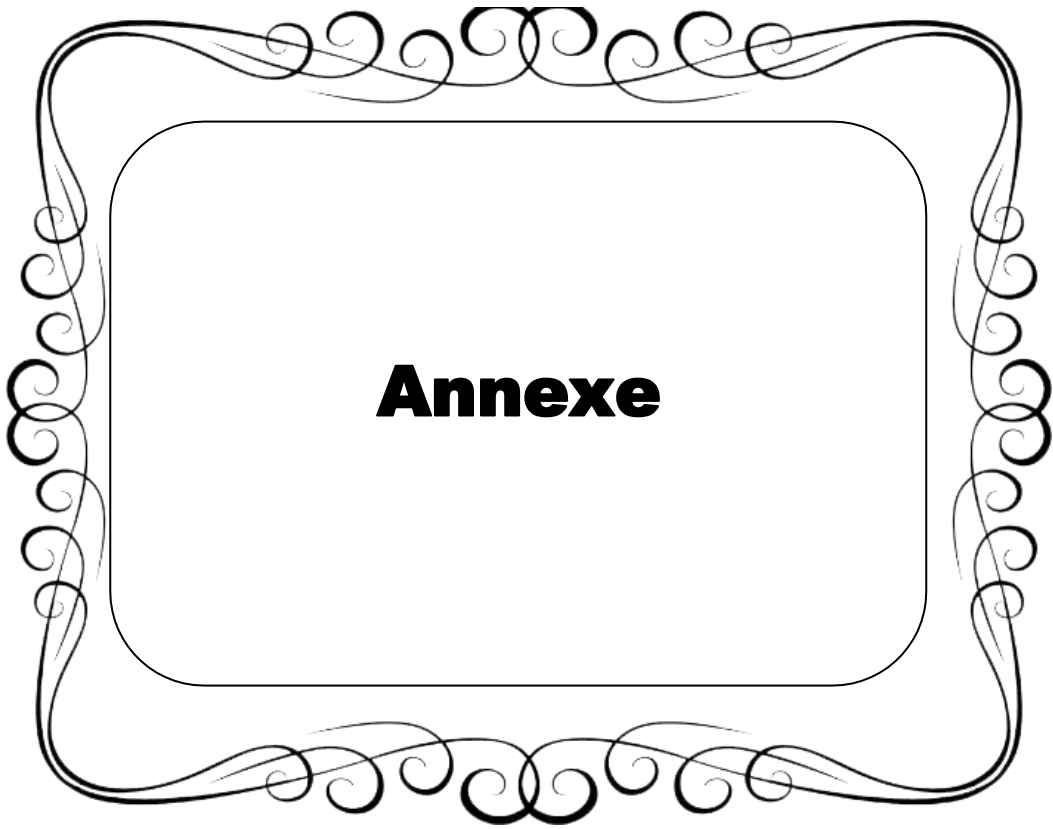
Tout d'abord, il est essentiel de modéliser de manière précise les caractéristiques géométriques du turbocompresseur, y compris les aubes, les conduits, les chambres de combustion, etc. Les modèles doivent également prendre en compte les pertes de pression, les fuites, les effets de frottement et autres phénomènes dissipatifs pour obtenir des résultats plus précis.

De plus, la modélisation paramétrique doit prendre en compte les variations de régime pulsé instationnaire, ce qui signifie qu'elle doit être capable de simuler les transitoires de régime tels que les changements brusques de charge, les démarrages et arrêts du turbocompresseur. Cela nécessite des algorithmes avancés et des techniques de simulation dynamique.

Par ailleurs, l'interaction entre les différents composants du groupe turbocompresseur doit être prise en compte, notamment entre le compresseur et la turbine. Ces interactions peuvent être complexes et nécessitent une modélisation précise des phénomènes de couplage et des échanges d'énergie entre les composants.

Enfin, les résultats de la modélisation paramétrique peuvent être utilisés pour optimiser les performances du turbocompresseur, en ajustant les paramètres de conception tels que les géométries des aubes, les profils de distribution des pressions, les rapports de compression, etc. Cela permet d'améliorer l'efficacité énergétique, la stabilité et les performances globales du groupe turbocompresseur.

En conclusion, la modélisation paramétrique d'un groupe turbocompresseur en régime pulsé instationnaire est un domaine de recherche complexe mais essentiel pour comprendre et optimiser les performances de ces machines. Une modélisation précise des caractéristiques géométriques, des variations de régime, des interactions entre les composants et l'utilisation des résultats pour l'optimisation permettent d'améliorer l'efficacité et les performances globales du turbocompresseur.



Annexe

ANEXE DE PROGRAME:

The Main program:

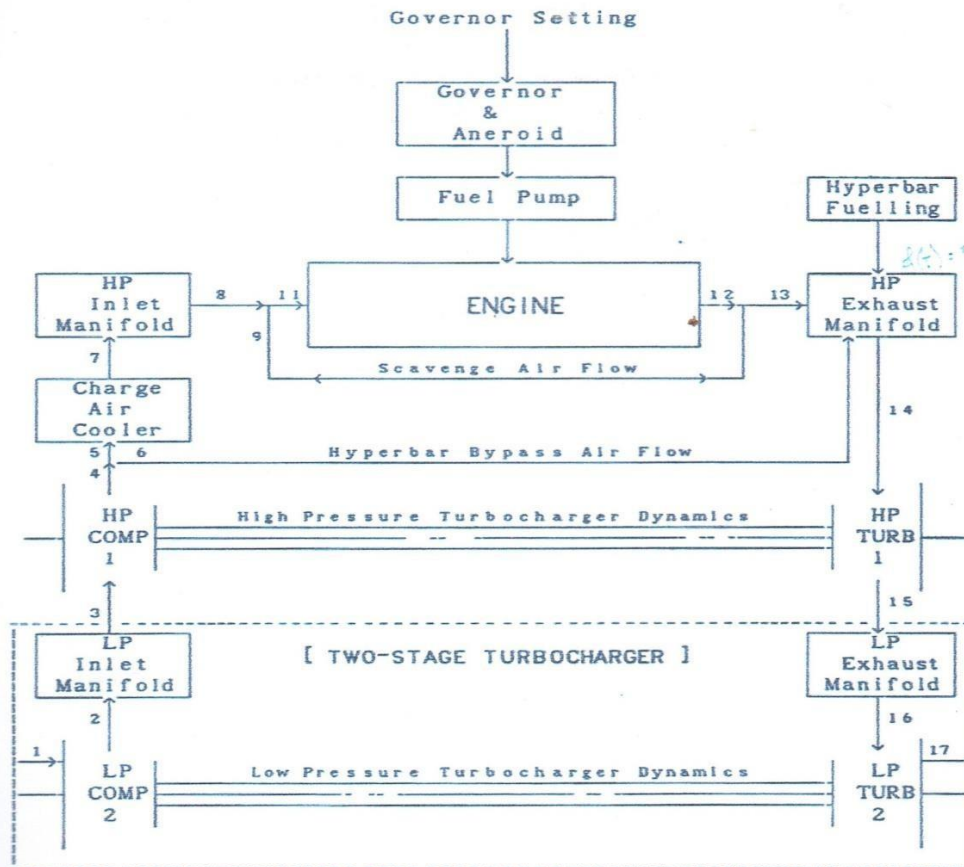


Figure 31 ;schematic of engine system

MAIN is the organisational routine that calculates the conditions of inlet and exhaust manifolds, turbocharger compressors and turbines and calls **ECYCLE** at the appropriate time.

MAIN operates in discrete time (not crank angle) steps specified externally. It applies an energy equation (in subroutine **ETHERM**) to calculate the rate of change of temperature (T) with time in each inlet and exhaust manifold. This is a function of the flow rates and energies (actually enthalpies) entering the manifolds and leaving the manifolds, heat transfer from the manifold (exhaust manifold only, calculated in subroutine **EMHT**), and the state and mass of the manifold contents, plus manifold volume. The mass flow rates into and out of the manifolds are determined by the flows into and out of the cylinder (**CYLIN** and **CYLOUT**) and mass flow rates through the compressors and turbines (calculated in subroutine **COMP** and **TURB** respectively). Compressor and turbine torques are also calculated in **COMP** and **TURB**, the difference between them and turbocharger inertia being used by **TCHDYN** to calculate turbocharger acceleration during the **MAIN** time step.

Input and Output Subroutines

Subroutines **INPTC**, **TCREPL**, **SETTC** and **OUTTC** respectively read the input data, output a replica of the input data, set initial values of some parameters and provides an additional output option.

2.1	SUBROUTINE THERM.	2.J9	SUBROUTINE GOVERNA'
2.2	MAIN POWERB	2.20	SUR OS•
2.3	SUBROUTINE TCHDYN.	Z.21	SUBROUTINE SHOK£ •
2.4	SUBROUTINE HTRANC,	2.Z2	SUBROUTINE YGMXIT--
2.5	SUBROUTINE EMHT	2.23	SL@IZOUTII*& VGTCNT.
2.6	SUBROUTINE PROP.	2.24	SUBROUTINE CNTLER
2.7	SUBROUTINE COMB,	2.25	SLBROUTINE INTER -
2.8	SUBROUTINE GEOM	2.26	STAROTINE THRD .
2.9	SUBROUTINE FTJMP.	2.27	SUBROUTINE XITCNT,
2.10	SUBROUTINE COYEJIN.	2.28	SUBROUTINE INTPOL
2.11	SUBROUTINE ANER00 •	2.29	STAROTINE VHCL-
2.J2	SUBROUTINE HYPFUL•		
2.13	SUBROUTINE HYPAIR•		
2.34	SUBROUTINE CAC0&.		
2.15	SUBROUTINE COMP,		
2.16	SUBROUTINE TURB -		
2.17	SUBROUTINE SCAV•		
2.18	SUBROUTINE CYLIN.		

Subroutine COMP

This calculates the instantaneous compressor operating point and performance, from the input compressor map (Fig. 8). Compressor performance is stored as an array of points on a map of pressure ratio (P_2/P_1) versus mass-flow parameter $m\sqrt{T_1}/P_1$ (where 1 denotes inlet, 2 denotes outlet). A series of grid lines cover this map, the first being the compressor surge line. Crossing the grid lines are a series of constant rotational speed lines (actually constant $N/\sqrt{T_1}$). data is stored at the intersections at each point, namely

$$N/\sqrt{T_1} \quad P_2/P_1 \quad m\sqrt{T_1}/P_1 \quad \eta$$

Units are follows:

$N/\sqrt{T_1}$	rpm/ \sqrt{K}
P_2/P_1	non-dimensional (absolute pressures)
$m\sqrt{T_1}/P_1$	Kg/s $\times \sqrt{K}$ /KN/m ²
η	efficiency, expressed as a fraction

The input to the subroutine is compressor speed (from TCHDYN) and P_2/P_1 (from pressures upstream and downstream). This defines a point on the map, where $m\sqrt{T_1}/P_1$ and η can be found by linear interpolation, as explained below.

Note that the constant $N/\sqrt{T_1}$ lines must always have a negative slope, right to the surge line. Some compressor maps show a slight positive slope near the surge line. This must be avoided in the data since

- Two solutions (i.e. for the same $N/\sqrt{T_1}$ and P_2/P_1) are possible.
- The LHS solution is in an unstable operating area, which can cause program instability, just like compressor surge.

First the actual $N/\sqrt{T_1}$ is evaluated, and checked against each speed line, until it lies between two speed lines. The interpolation fraction is stored for further use. Interpolation between grid lines is then conducted, to match the input pressure ratio. Using the interpolation fractions in the speed line and grid line directions, a two-dimensional interpolation is used to calculate $m\sqrt{T_1}/P_1$ and η at the operating point.

COMP then calculates mass flowrate from

$$\dot{m} = \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{o1}}}{P_{o1}} \right) \times \frac{P_{o1}}{\sqrt{T_{o1}}} \times SCF$$

Where SCF is a compressor scale factor, used from input data to adjust the compressor mass flow scale by small amounts when matching compressors to an engine. With the correct compressor SCF=1.

The isentropic compressor exit temperature (T') is calculated from

$$\frac{T_{o2}'}{T_{o1}} = \left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right)^{\gamma-1/\gamma}$$

where $\gamma = C_p/C_v$, $C_v = du/dT$ and $C_p = R + C_v$

Note that du/dt and R are evaluated in PROP (at inlet conditions).

Thus $\gamma = 1 + R/(du/dT)$

h_1 is also evaluated from PROP (from u_1) since

$$h_1 = u_1 + P_1 V_1 = u_1 + R T_1$$

From equation [67] $T_{o1}' - T_{o1} = T_{o1} \left[\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right]$

and, from the definition of compressor isentropic efficiency (η)

$$\eta = \frac{T_{o2}' - T_{o1}}{T_{o2} - T_{o1}}$$

Therefore

$$T_{o2} = T_{o1} + T_{o1} \left[\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right] / \eta$$

Equation [71] is first evaluated using the T_1 value of γ . A new T_2 value of γ can now be found from T_2 , PROP and equation . An arithmetic mean value of γ is then calculated, and equation repeated until a converged value of T_2 , with a mean γ is found.

Knowing T_2 , h_2 can be found from PROP and equation . Thus compressor inlet and exit pressure, temperature, specific enthalpy and mass flowrate (since $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$) are known. It remains to calculate compressor torque for turbocharger dynamics (TCHDYN).

Compressor power (W) is given from the steady flow energy equation

$$W = \dot{m} C_p (T_{o2} - T_{o1})$$

i.e. $\dot{W} = \dot{m} (h_{02} - h_{01})$

Also $\dot{W} = 2 \pi N T$ where $T =$ torque , $N =$ rotational speed (rev/sec).

Thus $T = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) \times 60 / (2 \pi N)$

where N is now in rev/min. Units : \dot{m} (Kg/s), h (KJ/Kg), N (rev/min) gives T (KN-m).

This completes the normal solution of COMP, unless the compressor pressure ratio is very slow. Note that if the compressor operating point calculated falls outside the data map, the calculation continues using the boundary point. This is most likely to be a problem at very low pressure ratios (i.e. engine at no-load etc.) , hence the minimum compressor speed line should be at a pressure ratio around 1. If the pressure ratio falls below 1, the above theory fails, since a negative compressor power will be calculated, accelerating the turbocharger ! This results from the fact that equation is only true for a compressor, yet when $P_2/P_1 < 1$, the compressor might act like a turbine. To avoid this problem, a different theory is used when $P_2/P_1 < 1$.

The theory assumes that the compressor impeller does work on the fluid as normal, raising its enthalpy, but that the compressor user is totally mis-matched to the operating condition and does not generate a pressure rise via normal fluid deceleration. Thus there is an enthalpy rise in the impeller (from 1 to T) and an entropy (s) increase in the diffuser (T to 2), where T denotes impeller tip, as s in Fig. 9. Since no work is done in the diffuser, and heat transfer is neglected, the steady flow energy equation becomes

$$h_{0T} = h_{02}$$

From the Euler pump equation (see any simple turbomachinery or fluid mechanics textbook), for a radial compressor impeller

$$h_{0T} - h_{01} = V_{IP} \times V_T / 1000$$

where $V_{IP} =$ impeller tip speed (m/s), $V_T =$ tangential component of gas velocity at impeller tip (m/s). Hence the units of equation are KJ/Kg.

An impeller slip factor (λ) relates V_{IP} to V_T , namely

$$\lambda = \frac{V_T}{V_{IP}}$$

hence $h_{0T} - h_{01} = \lambda \times V_{IP}^2 / 1000$

ANEXE DE PROGRAME

In ideal theory $\lambda = 1$, but usually $\lambda \approx 0.9$ in practice, due to imperfect fluid flow guidance by the impeller.

Also by geometry

$$V_{IP} = r \omega = \frac{D}{2} \times \frac{2\pi N}{60}$$

Therefore $h_{oIT} - h_{oI} = \lambda \times \left(\frac{D \times \pi N}{60} \right)^2 / 1000$

Equation [77] replaces equation when the compressor pressure ratio is less than 1.

Note that care should be taken when preparing the data so that the change over point from equation to equation at $P_2 = P_1$ does not cause a discontinuity in compressor power.

$N/\sqrt{T_1}$	P_2/P_1	$m\sqrt{T_1}/P_1$	η
1257.00	0.700	0.0135	0.557
1860.00	0.922	0.0188	0.584
2641.00	1.125	0.0243	0.550
3988.00	1.360	0.0398	0.550
4816.00	1.535	0.0480	0.550
5540.00	1.745	0.0553	0.550
6072.00	1.940	0.0605	0.550
6529.00	2.180	0.0650	0.550
6905.00	2.400	0.0678	0.550
7247.00	2.600	0.0695	0.550
1257.00	0.732	0.0126	0.569
1760.00	0.982	0.0176	0.595
2641.00	1.145	0.0235	0.588
3988.00	1.390	0.0385	0.595
4816.00	1.600	0.0470	0.600
5540.00	1.800	0.0550	0.560
6072.00	2.083	0.0595	0.600
6529.00	2.360	0.0640	0.600

Subroutine TURB

Subroutine TURB calculates the instantaneous operating point on the turbine characteristic maps, torque and enthalpy drop. Input are speed (N), from TCHDYN, upstream and downstream pressure (from MAIN, in adjacent control volumes or exit condition) and upstream (inlet) temperature (T1) and enthalpy (h01).

Two performance maps are supplied as data, illustrated in Fig. 11. The flow capacity curve is assumed to be asymptotic above $P_1/P_2 = 3$. The efficiency curve (η as a fraction) is scaled to actual peak turbine efficiency from η_{max} (as data). Thus

$$\eta = \left(\frac{\eta}{\eta_{max}} \right)_{\text{from-graph}} \times (\eta_{max})_{\text{from-data}}$$

u is the turbine rotor tip speed evaluated from

$$u = \left(\frac{d}{2} \right) \times \omega$$

i.e.
$$u = \left(\frac{d}{2} \right) \times \left(\frac{2\pi N}{60} \right) = \frac{\pi d N}{60}$$

where u (m/s), d = rotor diameter (m), N = rotor speed (rev/min), C = gas velocity that would be achieved by isentropic expansion from inlet to exit pressure (P1 to P2). Thus

$$T_2'_{\text{isentropic}} = T_{01} \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

where $\gamma = C_p/C_v = 1 + R/C_v$ since $C_p = R + C_v$ and $C_v = du/dT$ from PROP. h_2' is evaluated from $h_2' = u_2' + P_2 V_2 = u_2' + RT_2$ using PROP.

From the steady flow energy equation, in the absence of heat or work transfer (for isentropic expansion),

$$h_{o2} = h_{o1}$$

$$h_{z'} + \frac{C_2^2}{2} = h_{o1}$$

Since P_{o1} and T_{o1} are stagnation values, whilst P_2 is a static value, $h_{z'}$ is a static, not stagnation value. Thus

$$C = \sqrt{2 \times 1000 \times (h_{o1} - h_{z'})}$$

where C (m/s), h_{o1} and $h_{z'}$ (KJ/Kg).

From equations [79] and [81],

$$\frac{U}{C} = \frac{\pi d N}{60} \frac{1}{\sqrt{2000(h_{o1} - h_{z'})}}$$

To avoid equation [81] going negative with inappropriate initial value data etc., a minimum positive value of $(h_{o1} - h_{z'}) = 0.1$ is applied.

The calculation procedure in TURB is as follows. The pressure ratio P_1/P_2 is calculated. If $P_1/P_2 < 1$, then the mass flowrate \dot{m} is put to 0; torque and enthalpy drop are also put to 0, hence TCHDYN will decelerate the turbocharger. In the normal case, ($P_1/P_2 > 1$) a value of $\dot{m}\sqrt{T_1}/P_1$ will be interpolated from the data 'graph'. Then

$$\dot{m} = (\dot{m}\sqrt{T_1}/P_1)_{\text{from-graph}} \times \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \text{ TSCF}$$

where TSCF is a data scale factor on turbine flow to scale turbines when matching.

h_{o1} , h_{o2} and U/C are then calculated as described above. The efficiency data map and using equation [78]. Note that if $0 > U/C > 1.2$, a negative efficiency will result, hence a minimum $\eta_{\min} = 0.01$ (fraction, not percentage) is imposed to avoid negative turbine torque output.

From the steady flow energy equation, turbine power (\dot{W}) is

$$\dot{W} = \dot{m} C_p (T_{o1} - T_2) = \dot{m} (h_{o1} - h_2)$$

Since
$$\eta = \frac{C_p (T_{o1} - T_2)}{C_p (T_{o1} - T_{2'})} = \frac{h_{o1} - h_2}{h_{o1} - h_{z'}}$$

Where $T_{2'}$ is the isentropic exit temperature (equation [80]), then

$$\dot{W} = \dot{m} \eta (h_{o1} - h_{z'})$$

and
$$TQ = \frac{\dot{W}}{2 \pi N / 60}$$

i.e.
$$TQ = \frac{\dot{W} = \dot{m} \eta (h_{o1} - h_{z'})}{2 \pi N / 60}$$

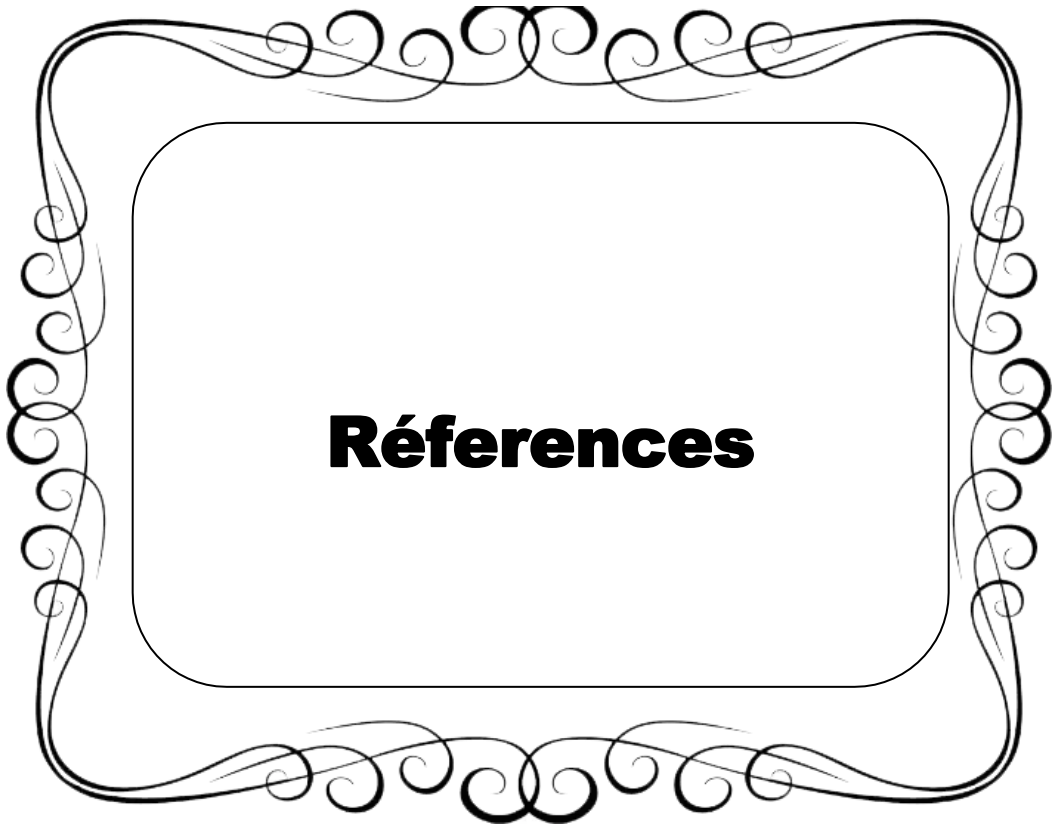
where TQ (KN-m), m (Kg/s), η (dimensionless action), h_{01} , h_2' (KJ/Kg) and N (rev/min).

Equation [87] applied for steady flow, as assumed in the model. In a pulse turbocharged engine, TQ is increased by higher turbine inlet energy in the pulses (since a high pressure pulse is associated with high mass flow, from the flow capacity diagram, hence the 'peak' of the pulse does more work proportionately than the 'trough'). Using a time mean pressure and temperature, as in this program, underestimates TQ . Thus

$$TQ_{\text{pulse}} = TQ \times \text{PEF}$$

where PEF is a pulse effectiveness function (empirical), based on experience with particular engines.

1.04	0.01275
1.08	0.01900
1.12	0.02275
1.16	0.02525
1.20	0.02735
1.24	0.02925
1.28	0.03075
1.32	0.03215
1.36	0.03335
1.40	0.03450
1.44	0.03550
1.48	0.03630
1.52	0.03720
1.56	0.03800
1.60	0.03880
1.64	0.03925
1.68	0.04000



Références bibliographiques :

Dans les Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

- [1] MÉRIGOUX (J.-M.). – Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement. BM 4 500 (1999).
- [2] MÉRIGOUX (J.-M.). – Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. BM 4 501(1999).