

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 génie mécanique



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

Simulation d'un écoulement pulsé de gaz chauds à l'aspiration d'une turbine radiale

Présenté Par :

1) M. MEBARKI ADEL

2) M. ABDESSELAM ALAA EDDINE

Devant le jury composé de :

Dr NEHARI T

UAT.B.B (Ain Temouchent)

Président

Pr BOUAFIA F

UAT.B.B (Ain Temouchent)

Examineur

Pr. BOUNIF

UAT.B.B (Ain Temouchent)

Encadrant

Année Universitaire 2021/2022

Remerciement

Avant tout développement sur cette thèse je tiens à remercier Allah le tout puissant pour la patience, l'aide et la ténacité qui ma donner et avoir permis de réaliser ce mémoire.

Je tiens tout d'abord à remercier beaucoup monsieur BOUNIF ABDELHAMID pour sa grande disponibilité et ses précieux conseils.

J'exprime mes sincères remerciements à tous mes professeurs de l'université pour leurs conseils.

Mes remerciements vont enfin à toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Sommaire

i-	Remerciements	
ii-	Liste des figures	
iii-	Nomenclature	
iv-	Résumé	
	Introduction Générale	1
	CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
	Introduction :	4
1.1	Fonctionnement du moteur thermique :	4
1.2	Le collecteur d'échappement :	5
1.2.1	Énergie Récupérables Dans Les Gaz D'échappements :	6
1.3	La suralimentation des moteurs :	6
1.3.1	Principe De La Suralimentation :	7
1.3.2	But Fondamentale De La Suralimentation Des Moteurs :	7
1.4	Caractéristiques d'un turbocompresseur :	8
1.4.1	Objectif De L'utilisation :	9
1.4.2	Fonctionnement :	10
1.4.3	Les éléments d'un turbocompresseur :	11
1.4.3.1	Turbine :	11
1.4.3.2	Compresseur :	11
1.4.3.3	Intercooler :	11
1.4.3.4	Wastegate « soupape de décharge » :	12
1.4.4	Améliorer Les Performances Du Turbo :	13
1.4.5	Durée De Vie D'un Turbo :	13
1.4.5.1	Les problèmes les plus courants :	13
1.5	L'écoulement Pulsé :	14
1.5.1	Introduction Sur L'écoulement Pulsé :	14
1.5.2	Modèle De L'écoulement Pulsé :	14
1.5.3	Pulsations De Pression Et Turbine Divisée :	14
1.5.4	Les Phénomènes Physiques Et La Dynamique Des Gaz :	15
1.6	Classification des turbomachines :	16
1.6.1	Turbine Radiale Centripète :	17
1.6.2	Aspiration Par Turbine Radial :	17
1.7	L'écoulement D'un Gaz Dans Un Tube :	18

CHAPITRE II RESOLUTION NUMERIQUE	20
2. Introduction :	21
2.1 Hypothèses de départ :	21
2.2 Equation De Conservation :	21
2.2.1 Equation De Continuité :	21
2.2.2 Equation de conservation de quantité de mouvement :	22
2.2.3 Equation de conservation d'énergie :	22
2.2.4 Equation du gaz parfait :	23
2.2.5 Définitions des conditions aux limites.....	23
2.2.6 Equation De Continuité :	23
2.2.7 Equation De Quantité De Mouvement :	23
2.2.8 Equation De L'énergie :	23
2.3 Résolution Des Equations Par M.V.F :	24
2.4 Résolution numérique :	24
2.4.1 Notions sur la convergence et la stabilité :	24
2.4.1.1 CONSISTANCE :	25
2.4.1.2 STABILITE :	25
2.4.1.3 CONVERGENCE :	26
2.4.1.4 CRITERE C-F-L :	26
2.4.1.5 THEOREME DE LAX :	26
2.4.2 LES DIFFERENTS SCHEMAS UTILISE :	26
2.4.2.1 SCHEMA D'EULER :	26
2.5 Analyse De Stabilité :	27
2.5.1 Schéma De Lax :	28
2.5.2 Schéma A Fausse Diffusion :	28
2.5.3 Schéma Prédicateur-Correcteur :	29
CHAPITRE III ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION	30
3. Introduction:	31
3.1 Organigramme De Calcul :	32
3.2 Résultats de simulation :	35
CONCLUSION GENERALE	47
BIBLIOGRAPHI.....	48
ANNEXE (A).....	49
ANNEXE (B).....	51

Liste des figures

Figure I.1 – Différentes architectures de collecteur d'échappement.

Figure I.2 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile.

Figure I.3 : coupe d'un turbocompresseur.

Figure I.4 : l'objectif du turbocompresseur.

Figure I.5 : fonctionnement d'un turbocompresseur.

Figure I.7 : le turbo connecté au collecteur avec la commande pneumatique de wastegate.

Figure III.1 : Courbes caractéristiques d'une turbine centrifète.

Figure III.2 : variation de débit réduit en fonction de temps (turbine).

Figure III.3 : variation de taux de détente en fonction de temps (turbine).

Figure III.4 : variation de rendement de la turbine en fonction de temps.

Figure III.5: variation de couple en fonction de temps (turbine).

Figure III.6 : la variation de température (K) de la turbine en fonction du temps.

Figure III.7 : la variation de pression en fonction du temps.

Figure III.8 : La variation de la vitesse du gaz d'échappement en fonction du temps.

Figure III.9 : la variation de la pression en fonction du temps par différent pression.

Figure III.10 : la variation de couple du compresseur en fonction de débit réduit.

Figure III.11 : la variation de taux de détente en fonction de débit réduit.

Figure III.12 : la variation de couple de la turbine en fonction de taux de compression.

Figure III.13 : la variation de rendement de la turbine en fonction de taux de compression.

Figure III.14 : la variation de rendement de la turbine en fonction de débit réduit.

Nomenclature

C_p	Chaleurs spécifique à pression constant	J/kg K
m	Masse	kg
Ma	Nombre de Mach	
R	Constante des gaz parfaits	J/mol K
t	Temps	s
T	Température	K
U	Vitesse d'entraînement	m/s
∂	Dérivée partielle	
ρ	Masse volumique	kg / m ³
p	Pression	pascal
γ	Rapport des chaleurs spécifiques	
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
C_v	Chaleurs spécifique à volume constant	J/kg K
λ	Conductivité thermique du fluide	W/m K

W

RESUME

La simulation numérique des performances d'une turbine radiale ou semi-axiale en régime instationnaire est indispensable lors de la conception de ce genre de machine, lorsqu'il s'agit de suralimenter par turbocompresseur d'un moteur alternatif à combustion interne. Dans ce cas, la turbine est soumise à un écoulement pulsé.

Afin de pouvoir étudier l'influence de l'écoulement pulsé, il a été d'abord nécessaire de mettre au point un code de calcul pour la détermination des performances de la turbine en régime stationnaire.

Le fonctionnement en régime pulsé, a été simulé par la méthode des volumes finis utilisant le programme fortran pour résoudre l'écoulement unidimensionnel et instationnaire dans la turbine.

Une comparaison avec des résultats expérimentaux a été établie.

Abstract

The numerical simulation of the performance of a radial or semi-axial turbine in an stationary mode is indispensable when designing this type of machine when it comes to supercharging a reciprocating internal combustion engine with a turbocharger. In this case, the turbine is subjected to a pulsed flow.

In order to study the influence of pulsed flow, it was first necessary to develop a calculation code for the determination of turbine performance in a steady-state.

The operation in pulsed mode was simulated by the finite volume method using the FORTRAN program to solve the one-dimensional and instantaneous flow in the turbine.

A comparison with experimental results was established.

ملخص

المحاكاة العددية لأداء التوربين الشعاعي أو شبه المحوري في وضع ثابت لا غنى عنها عند تصميم هذا النوع من الآلات، عندما يتعلق الأمر بشحن محرك احتراق داخلي متبادل بشاحن توربيني. في هذه الحالة، يخضع التوربين لتدفق نبضي.

من أجل دراسة تأثير التدفق النبضي، كان من الضروري أولاً تطوير رمز حساب لتحديد أداء التوربينات في حالة ثابتة.

تمت محاكاة العملية في الوضع النبضي بطريقة الحجم المحدود باستخدام برنامج فورتران لحل التدفق أحادي البعد واللحظي بواسطة التوربين.

وأجريت مقارنة مع النتائج التجريبية.

INTRODUCTION GENERALE

Introduction Générale

Depuis que le moteur thermique existe, on veut toujours avoir plus de puissance alors une des solutions c'était d'augmenter la taille du moteur; effectivement, plus le moteur est gros, plus la cylindrée est grosse et plus le moteur développe de la puissance. Le problème c'est que lorsqu'un moteur est plus gros ceci implique une consommation plus grande ce qui entraîne une pollution plus grosse. Donc on a besoin d'ajouter de la puissance moteur sans impacter la cylindrée et ça ce n'est pas facile, on a plein de système qui permettent d'augmenter la puissance des véhicules sans forcément impacter la cylindrée. Une des principales solutions aujourd'hui reste la suralimentation.

Tous les moteurs suralimentés qui existent aujourd'hui 99% sont entraînés par des turbos. Le turbo est devenu la solution miracle pour augmenter la puissance des moteurs à moindre coût. Sauf que, à bas régime le moteur ne va pas arriver à entraîner son hélice, ce dernier va monter péniblement dans les tours jusqu'à avoir assez de force. Donc il a fallu trouver d'autres systèmes, pour faire en sorte d'avoir le gain du turbo sans l'inconvénient les premiers systèmes qui ont été inventés c'est la suralimentation étagée.

La suralimentation étagée c'est à dire que sur un même moteur, on va placer deux turbos, un petit et un grand, le petit turbo va pouvoir fonctionner dès les premiers tours du moteur, balancer directement de la puissance à un certain régime, puis il est secondé par le grand turbo.

Aujourd'hui, on a inventé beaucoup plus simple le turbo à géométrie variable, en général, l'hélice à l'intérieur du turbo va pouvoir être influencés par des paliers. Ces paliers sont pilotés en fonction du régime et donc on va pouvoir virtuellement faire varier cette taille des hélices à bas régime, les paliers vont faire en sorte que le peu d'air entraîne l'hélice alors qu'à haut régime les paliers vont s'ouvrir pour pouvoir permettre de délivrer une grosse puissance.

Le turbo à géométrie variable est la meilleure solution qu'on est trouvé aujourd'hui. Il équipe quasiment tous les moteurs diesel tout simplement parce qu'il a l'avantage de tous et qui encore une fois fonctionne gratuitement alors que jusque dans les années 80 le turbo

INTRODUCTION GENERALE

était vraiment marginale, Il équipait principalement des voitures sportives ou des voitures avec des gros moteurs diesel, aujourd'hui ça devient une norme.

Ce mémoire est donc constitué de quatre chapitres :

Le premier chapitre est réservé à une recherche bibliographique sur les moteurs thermique et les turbocompresseurs.

Le second chapitre présente une résolution numérique des équations....

Le troisième chapitre est le chapitre le plus important de cette étude, la procédure de simulation numérique en utilisant le logiciel d'analyse FORTRAN . Nous avons présenté le problème étudié et les différentes géométries. À la fin, nous avons comporté les résultats numériques obtenus et leurs interprétations pour les différents cas étudiés.

Finalement, notre travail de master est achevé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus et les perspectives qui seront dégagées de ce mémoire.

CHAPITRE I

Généralités sur les

moteurs thermiques

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

Introduction :

Dans ce chapitre on va étudier les moteurs thermiques et les turbocompresseurs :

Les moteurs thermiques sont conçus pour transformer le pouvoir énergétique en puissance avec le meilleur rendement possible, la puissance, le couple et la consommation de carburant. Sont des paramètres voulus dans un moteur. Un moteur est une machine qui reçoit de l'énergie sous une forme et la restitue sous une autre forme plus aisément utilisable.

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin *turbinis* qui signifie qui tourne ou alors en rotation.

1.1 FONCTIONNEMENT DU MOTEUR THERMIQUE :

Un moteur à combustion interne transforme l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique. Les moteurs diesel, qui sont au service de l'humanité depuis plus d'un siècle, sont les moteurs à combustion interne les plus polyvalents et les plus économiques.

L'allumage du moteur à explosion doit être provoqué par une source d'énergie externe, telle qu'une bougie, ce qui permet une combustion très rapide. Un système combiné de deux pistons coulissants reliés à une bielle conduit à l'avancée du véhicule. En plus de ces deux pistons, deux soupapes sont fixées : une soupape d'admission, qui permet l'injection d'air et d'essence, et la soupape d'échappement qui permet au gaz d'être évacué. Cette progression se réalise en une boucle de quatre étapes successives, d'où le terme de moteur à quatre temps.

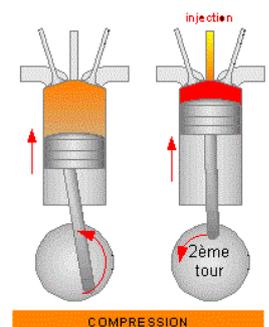
Le principe du moteur à explosion à 4 temps [REF1] :

Le premier temps

Un mélange d'air et de carburant s'enflamme et entraîne le mouvement du piston. Le piston descend et a aspiré ce mélange au sein du cylindre.

Comprimer le mélange

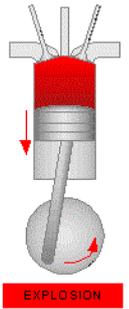
Le mélange est comprimé. La soupape d'admission se ferme et le piston remonte pour comprimer le mélange à l'intérieur de la chambre de combustion.



CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

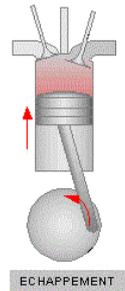
Le temps moteur

Le piston atteint son point maximum et la bougie d'allumage suscite une étincelle à l'approche du point mort haut ou PMH. Les gaz chauds exercent une forte pression sur le piston et amorcent ainsi le mouvement.



L'échappement

Les soupapes d'échappement s'ouvrent et le piston remonte afin d'expulser les gaz brûlés dans le collecteur d'échappement.



Le cycle revient ensuite au premier mouvement.

1.2 LE COLLECTEUR D'ÉCHAPPEMENT :

Les moteurs à combustion transforment l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique à l'aide d'un cycle en quatre temps : l'admission du mélange air-carburant, la compression puis la combustion du mélange et enfin l'échappement. Situé en sortie des chambres de combustion, le collecteur d'échappement récupère les gaz émis au cours de la dernière phase et les évacue vers le pot d'échappement. Le collecteur est constitué d'un ensemble de tubes et est fixé sur la culasse. [REF2]



(a) Moteur Diesel



(b) Moteur essence

Figure I.1 – Différentes architectures de collecteur d'échappement.

De plus son rôle d'évacuation, la ligne d'échappement présente des fonctions multiples: Elle est dimensionnée de manière à obtenir un bon rendement du moteur tout en limitant son échauffement. Elle est munie d'un silencieux qui réduit les bruits de fonctionnement. Enfin, équipée d'un pot catalytique et/ou d'un filtre à particules, elle réduit l'émission de certains polluants.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.2.1 Énergie Récupérables Dans Les Gaz D'échappements :

L'énergie contenue dans les gaz d'échappement avant turbine comprend l'enthalpie des gaz en fin de détente du cycle moteur, après passage de la soupape d'échappement et la pression fournie par le piston aux gaz repoussés vers l'échappement. Cette énergie est relativement importante, du même ordre de grandeur que l'énergie fournie à l'arbre moteur, c'est-à-dire 40% environ de l'énergie du combustible introduit. La turbine n'utilise qu'une faible partie de cette énergie.

Il faut noter que la récupération de l'énergie par détente des gaz d'échappement suppose une augmentation de la pression d'échappement à la sortie du moteur, avant turbine, qui pénalise le fonctionnement du moteur. On peut estimer rapidement que la perte de pression moyenne effective (pme) sur le cycle moteur est égale à la différence entre la pression d'échappement à la sortie du moteur et la pression à la sortie de la turbine.

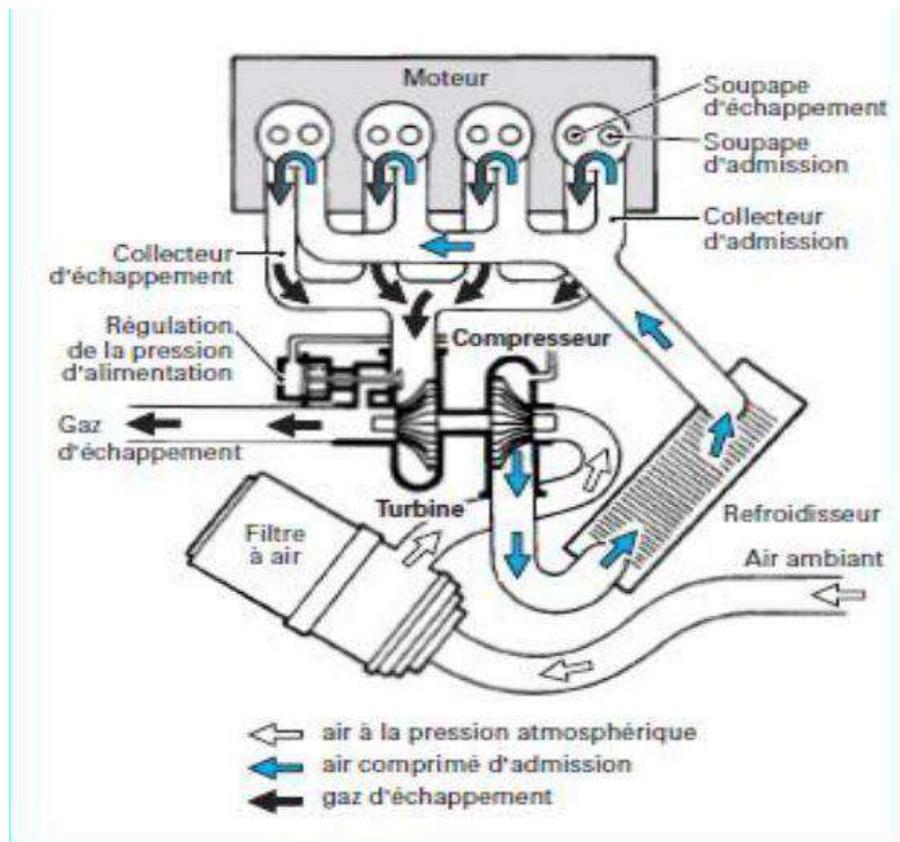


Figure I.2 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile

1.3 LA SURALIMENTATION DES MOTEURS :

En génie mécanique, la suralimentation est un procédé qui vise à augmenter le rendement d'un moteur à combustion interne, sans augmenter sa vitesse de rotation. Pour

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

augmenter la puissance d'un moteur, on peut agir sur sa vitesse de rotation ou sur son couple. Toutefois, l'accroissement de la vitesse de rotation d'un moteur est vite limité par l'inertie des pièces en mouvement et les limites de la résistance au frottement des métaux qui le composent, dans la mesure où cela implique de plus fortes contraintes. L'effort appliqué sur les éléments mobiles est directement lié aux formules d'inertie dans lesquelles la vitesse est au carré, cela se fait généralement au détriment de la fiabilité.

On peut donc augmenter le couple moteur par l'adjonction d'un dispositif de suralimentation. Celui-ci peut être un turbocompresseur, pompe entraînée par les gaz d'échappement et insufflant de l'air sous pression dans les cylindres. Ou un compresseur qui est lui-même entraîné directement par le moteur. C'est ce que l'on nomme la suralimentation.

Le couple moteur dépend de l'angle formé entre la bielle et le vilebrequin, la pression des gaz à l'intérieur du cylindre. Nommée Pression moyenne effective et celle de la quantité de carburant introduite. Pour augmenter la quantité de carburant introduite dans le cylindre, il faut aussi augmenter proportionnellement la masse d'air (comburant) pour assurer une combustion complète de ce carburant. C'est donc le rôle de la suralimentation qui permet ainsi d'augmenter la PME et donc le couple du moteur. [REF4]

1.3.1 Principe De La Suralimentation :

La suralimentation du moteur consiste à augmenter la pression et à diminuer la température du gaz dans la conduite d'admission si nécessaire afin d'accroître la masse volumique du fluide enfermé dans le cylindre et par conséquent ceci permet d'élever la puissance du moteur. Cette technique est réalisée moyennant un compresseur monté à l'admission, dont l'entraînement est assuré par une turbine placée à l'échappement du moteur. Le groupe ainsi formé est appelé turbocompresseur dont le principe est la récupération d'une partie de l'énergie des gaz d'échappement pour comprimer l'air à l'admission. Le refroidissement de l'air à l'entrée du moteur peut être effectué à l'aide d'un échangeur ou par vaporisation d'eau dans la conduite d'admission.

1.3.2 But Fondamentale De La Suralimentation Des Moteurs :

Lorsque le système de suralimentation est rationnellement conçu, bien adapté au moteur et convenablement utilisé, il permet de :

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

- Atténuer ou éliminer certains défauts, renforcer les qualités, améliorer le fonctionnement et les performances des moteurs atmosphériques.

- Améliorer la combustion dans les cylindres du moteur.

- Améliorer le rendement effectif.

- Augmenter fortement (de 30 à 40%) la puissance effective et le couple moteur sans augmenter la cylindrée.

- Augmenter la puissance massique du moteur. d'où la possibilité de réduire certaines dimensions et le poids du moteur pour une puissance égale à celle du moteur atmosphérique de base.

- Diminuer relativement la consommation spécifique du moteur et réaliser ainsi, dans une certaine mesure des économies de carburant.

- Faciliter la dépollution des moteurs.

1.4 CARACTERISTIQUES D'UN TURBOCOMPRESSEUR :

Un turbocompresseur est plus compact, plus léger, et plus facile à installer qu'un compresseur classique entraîné par l'arbre de sortie moteur.

Il exploite l'énergie cinétique des gaz d'échappements (vouée à être dissipée) pour comprimer les gaz d'admission, au lieu de prélever une part de l'énergie du moteur comme le fait un compresseur mécanique.

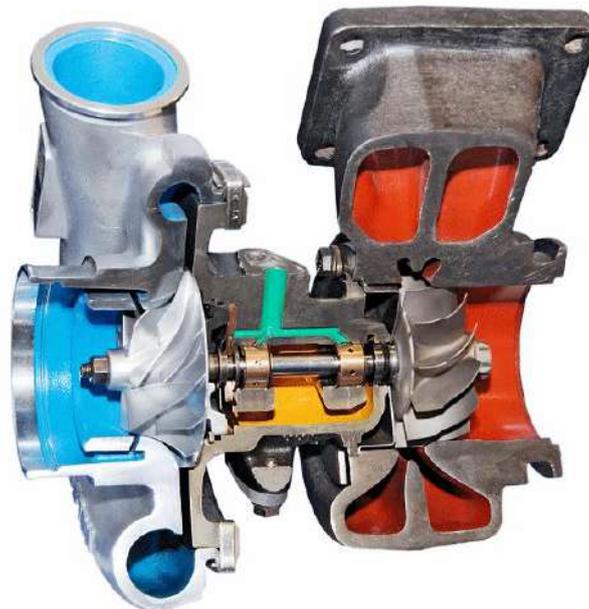


Figure I.3 : coupe d'un turbocompresseur

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.4.1 Objectif De L'utilisation :

Il est très simple, et son appellation nous donne la réponse : suralimentation. C'est donc un organe destiné à booster les moteurs, à savoir pouvoir les gaver encore plus en air et en carburant. Car si on est normalement limité à la cylindrée et la pression atmosphérique (sur d'autres planètes, on pourrait avoir des moteurs atmosphériques qui ont plus de 1 bar de pression à l'admission en pleine charge : papillon totalement ouvert), ce n'est pas le cas si on peut forcer plus d'air à y entrer (accroître la pression donc).

On peut alors obtenir bien plus de puissance pour une même cylindrée. Et un moteur de 1.5 litres peut alors pouvoir engloutir autant d'air et de carburant qu'un 2.5. Cela permet donc de vendre des moteurs plus petits qu'avant, tout en proposant des puissances identiques, voire même supérieures.

Comme à bas régime le turbo ne fonctionne quasiment pas, on se retrouve avec un moteur plus sobre en conduite calme (qui consomme comme un petit moteur).

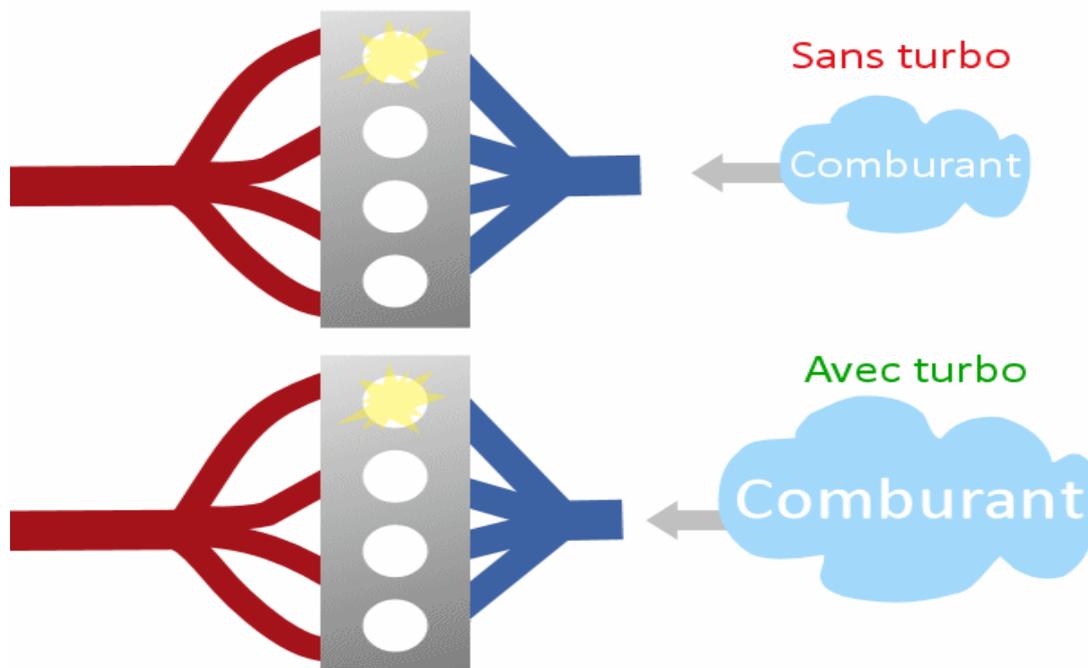


Figure I.4 : l'objectif du turbocompresseur.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.4.2 Fonctionnement :

Voici le fameux turbocompresseur, dont le rôle est de mieux faire respirer le moteur. Un turbocompresseur est composé de deux "hélices" reliées entre elles (une turbine et un compresseur).

Le principe du turbo est le suivant, les gaz d'échappements rejetés par le moteur font tourner une turbine (en rouge sur le schéma). Cette turbine est reliée par un axe à une deuxième hélice (en bleue) qui aura comme rôle d'envoyer une grande masse d'air vers l'admission (l'air qui s'accumule finit par se compresser, d'où le nom de turbocompresseur). Cet air comprimé sera envoyé dans le moteur augmentant alors l'apport d'oxygène (qui est d'environ 20% de l'air au passage) dans la chambre de combustion, favorisant ainsi la puissance (plus il y a d'air, plus on peut mettre de carburant).

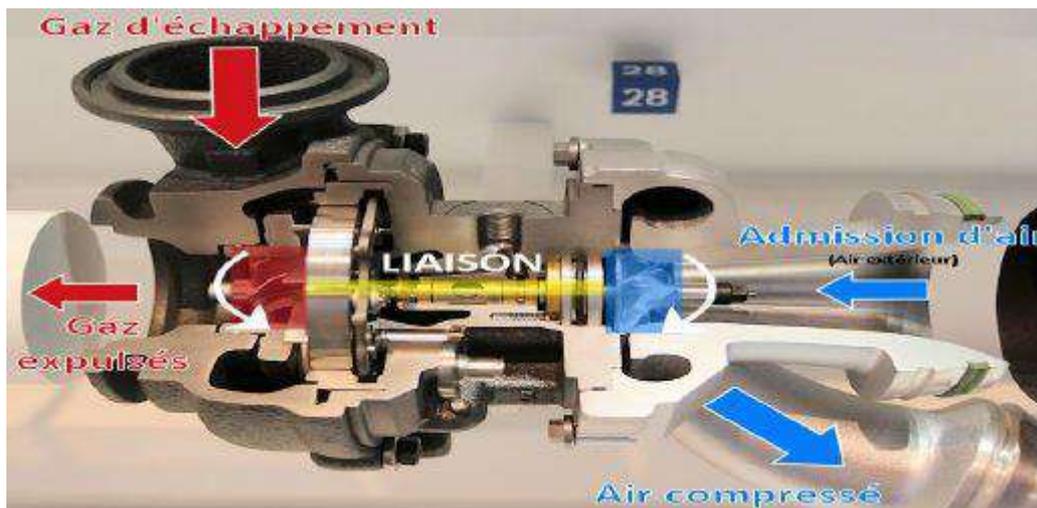


Figure I.5 : fonctionnement d'un turbocompresseur.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.4.3 Les éléments d'un turbocompresseur :

1.4.3.1 *Turbine* :

La turbine comprend la roue de turbine et le carter de turbine. C'est le rôle du carter de turbine de diriger les gaz d'échappement dans la roue de turbine. L'énergie des gaz d'échappement fait tourner la roue de turbine. Les gaz sortent ensuite du carter de turbine par une zone de sortie d'échappement.

1.4.3.2 *Compresseur* :

Le compresseur se compose également de deux éléments : la roue de compresseur et le carter de compresseur. Le fonctionnement du compresseur est à l'opposé de celui de la turbine. La roue de compresseur est fixée à la turbine par un arbre en acier forgé et lorsque la turbine fait tourner la roue de compresseur, la rotation à haute vitesse attire l'air et le compresse. Le carter de compresseur convertit ensuite le courant d'air à haute vitesse et pression basse en un courant d'air à haute pression et basse vitesse par un processus appelé diffusion. L'air comprimé est ainsi poussé dans le moteur, permettant au moteur de brûler plus de carburant pour produire plus de puissance.

1.4.3.3 *Intercooler* :

Le turbo avec un intercooler est celui qui est équipé d'un dispositif de refroidissement de l'air provenant du compresseur. L'intercooler permet de supprimer les effets négatifs du turbo en densifiant l'air entrant dans le moteur.

L'intercooler ou échangeur d'air est très efficace pour augmenter la puissance et le couple du moteur de voiture. Son rôle est très important et son mode de fonctionnement bien particulier.

De façon simple, l'intercooler joue le rôle de refroidisseur de température des gaz provenant de l'admission. En effet, il faut savoir que le turbo comprime l'air des gaz d'échappement avant de l'envoyer dans le moteur. Cette compression entraîne naturellement une hausse de la température des gaz.

L'intercooler intervient en refroidissant l'air comprimé par le turbo avant que celui-ci n'atteigne le moteur. Il agit donc comme un type de radiateur entre ces deux éléments.

Le mécanisme de l'intercooler est très simple. Positionné entre le turbo et le moteur, il refroidit le flux d'air comprimé par le premier. Ce faisant, il densifie l'air entrant dans le moteur. Cela entraîne une plus grande performance de ce dernier et une meilleure combustion.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

Un échangeur air/air est donc bénéfique pour la suralimentation et il convient d'en prendre grand soin.

1.4.3.4 *Wastegate* « *soupape de décharge* » :

Pour éviter qu'il y ait une surpression à l'admission (qui peut endommager moteur et turbo), les ingénieurs ont installé un système qui permet de limiter cette dernière, cela s'appelle la Wastegate. Son rôle est donc d'évacuer toute pression excédentaire de celle tolérée par le circuit de suralimentation. Sachez qu'il peut être directement intégré au turbo ou alors être séparé de celui-ci, mais la disposition différente ne change pas son principe.

De plus, c'est l'électronique qui commande cette dernière par le biais d'une électrovanne sur les voitures plus modernes (la simple pression dans l'admission sert à commander les plus anciennes). On peut donc modifier le comportement de celui-ci (accepter plus ou moins de pression) pour obtenir plus de puissance, ce que l'on appelle généralement un reparamétrage de la cartographie moteur (le réglage de la pression est l'un des paramètres, comme la Pression à l'injection).

Si ce wastegate permet la régulation de la pression quand elle est trop importante, rien n'empêche de le régler pour que celui-ci tolère plus de pression. Et qui dit pression, dit turbo qui souffle plus fort. En conséquence, vous gagnez de la puissance. Attention cependant, que les apprentis sorciers ne s'amuse pas à toucher à cela de manière improvisée, une surpression peut être très dangereuse pour le moteur.

Cela peut se faire par le biais d'une reprogrammation moteur car des électrovannes permettent de moduler ce dernier (électrovannes contrôlées par le calculateur donc).



Figure I.7 : le turbo connecté au collecteur avec la commande pneumatique de wastegate.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.4.4 Améliorer Les Performances Du Turbo :

Deux moyens permettent d'améliorer les performances de son turbo :

- Modifier la wastegate permet d'accroître la pression du turbo à l'admission (attention, cela doit être fait par des professionnels)
- Changer l'intercooler pour un modèle plus gros afin de mieux refroidir l'air (et donc d'en mettre plus dans le moteur puisque l'air froid prend moins de place)

1.4.5 Durée De Vie D'un Turbo :

Rappelons qu'un turbo doit en moyenne devoir tenir jusqu'à au moins 200 000 km, (de plus en plus rare avec la réduction de la qualité de certains organes mécaniques, avec comme objectif une meilleure rentabilité et une certaine forme d'obsolescence programmée) et cela peut potentiellement être bien plus si ce dernier est bien entretenu (huile irréprochable, temps de chauffe etc.), qu'il n'est pas trop sollicité en régime (dépend de la conduite) et qu'il ne subit pas trop de pression (pilotage de la wastegate).

1.4.5.1 Les problèmes les plus courants :

Les problèmes peuvent être multiples, et plus ou moins graves ... Faisons un petit tour d'horizon des problèmes potentiels liés au turbocompresseur.

- **Les problèmes bénins**

Commencent par les petits soucis sans grande importance qui feront croire que votre turbo a un problème :

Durite (ou collecteur) percée : perte de puissance car plus de montée en pression possible
Capteur de pression de suralimentation : le calculateur ne peut plus piloter la wastegate car il n'a plus d'info sur la pression d'admission ...

Pilotage grippé (ou conduit pneumatique percé) de la géométrie variable : perte de puissance
Pilotage grippé (ou conduit pneumatique percé) de la wastegate : elle est inopérante

- **Les problèmes graves**

Ailette qui se casse : peut finir dans l'admission et les cylindres (moteur cassé)
Casse du palier (mauvaise lubrification ou qualité moyenne de l'organe) : possibilité d'emballement moteur ou dans une moindre mesure il y aura une consommation d'huile
Ici le palier de turbo a cassé (ne se voit pas trop, c'est interne ...). Image Wanu1966

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

Symptômes d'un turbo en fin de vie

Si vous constatez un sifflement plus élevé qu'à l'habitude de votre turbo il faut rester vigilant. Les pertes de puissance sont aussi un signe potentiel.

1.5 L'ÉCOULEMENT PULSE :

1.5.1 Introduction Sur L'écoulement Pulsé :

L'étude hydrodynamique des écoulements pulsés est loin d'être nouvelle, comme c'est souvent le cas pour de nombreux types d'écoulements elles datent, de début du 20^{ème} siècle.

On peut rencontrer des écoulements oscillants ou plus généralement "périodiques" à l'entrée d'une conduite par exemple ou bien à l'échappement de certaines machines thermiques (moteurs), dans ce cas il s'agit plutôt d'écoulements qu'il faudrait qualifier de "pulsés" avec une vitesse moyenne non nulle. Il convient en premier lieu de définir exactement ce que sous entend cette terminologie.

1.5.2 Modèle De L'écoulement Pulsé :

Afin de prédire les performances d'un écoulement pulsé traversant les organes (volute, roue) de la turbine de suralimentation, il est nécessaire de considérer les effets de l'instationnarité à l'intérieur de la volute. Dans la roue, l'hypothèse de la quasi-stationnarité de l'écoulement est toujours valable car le temps de séjour de l'écoulement dans un passage inter-aubes est très faible. Cette dernière hypothèse sera établie par une étude tridimensionnelle de l'écoulement à travers un étage complet de la turbine semi-axiale dans le dernier chapitre. Dans notre étude, un modèle unidimensionnelle de l'écoulement instationnaire est appliqué entre la section d'entrée et la section correspondant au rayon moyen de la volute tandis qu'un modèle quasi-stationnaire est appliqué entre la sortie de la volute et la sortie de la turbine.

1.5.3 Pulsations De Pression Et Turbine Divisée :

En fonctionnement sur 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 températures moyennes permettant le calcul du rendement de la turbine n'étant plus représentatives des valeurs réelles, en pratique on définit un « coefficient de pulsation » qui permet de modifier le rendement de turbine pour tenir compte de ces effets.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

Ce coefficient est d'autant plus important que la vitesse du moteur est faible et que le volume du collecteur d'échappement entre moteur et turbine est petite.

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 indiquant 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 aussi répartir et diviser les gaz d'échappement de façon à réduire le volume entre la sortie d'un cylindre donné et le distributeur de la turbine.

Dans le cas des moteurs 6 cylindres en ligne utilisés sur les véhicules industriels, les échappements des cylindres 1, 2, 3 sont regroupés et séparés des cylindres 4, 5, 6 et la division est maintenue dans le corps de 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 différents cylindres doit donc être fait en fonction de l'ordre d'allumage du moteur (1-4 + 2-3 pour un moteur 4 cylindres). [REF5]

1.5.4 Les Phénomènes Physiques Et La Dynamique Des Gaz :

Le moteur thermique permet d'obtenir de l'énergie mécanique à partir d'énergie thermique stockée dans un fluide grâce à un processus de combustion. Si cet état thermique est généré par le fluide moteur lui-même, on parle alors de Moteur à Combustion Interne.

Et quand la transmission du travail s'effectue au moyen du déplacement linéaire d'un piston par exemple, le moteur est dit alternatif.

L'évolution du cycle dans les moteurs alternatifs à combustion interne est : admission (phase d'aspiration) dans le cylindre, compression, combustion et détente, et finalement l'échappement (phase d'expulsion) des produits brûlés. La compression et la détente font parties intégrantes de ce que l'on pourrait définir comme étant un procédé thermodynamique de base permettant de transformer un état thermique généré dans le processus de combustion en un travail mécanique. L'admission et l'échappement sont les phases appelées 'processus de rénovation de la charge, c'est durant ce laps de temps que s'effectue le remplissage moteur. [REF4]

L'in stationnarité d'un Moteur à Combustion Interne ainsi que le caractère pulsé des gaz dans les conduits d'admission et d'échappement proviennent pour partie des mouvements cycliques des

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

soupapes et du piston. Les soupapes ayant pour rôle de réguler les flux d'air/gaz d'échappement au sein du moteur. Leur calage est donc très important et nécessite une grande précision, ainsi que la connaissance de leur géométrie puisque comme l'indique Piton, cela influe directement sur l'écoulement. Piton, «contribution à la modélisation unidimensionnelle des soupapes de moteurs à combustion interne.

1.6 CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES :

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie. Essentiellement, on distingue trois types d'applications: Production d'électricité, turbines à gaz, turbines à vapeur, turbines hydrauliques; Propulsion, turbines {gaz d'aviation, compresseurs de locomotives, turbines à gaz de navires; Industrie lourde, compresseurs centrifuges, turbocompresseur pour moteur diesel, turbines à vapeur, turbines à gaz, pompes et ventilateurs.

En raison de la gamme presque infinie des conditions de service des turbomachines, de différents types de pompe (compresseur) ou de turbine sont en service. D'une façon générale, pour un ensemble donné d'exigences d'exploitation, il y a un type de pompe ou de turbine plus adapté pour fournir des performances optimales aux conditions de fonctionnement. On distingue trois types principaux de turbomachines en suivant la trajectoire des particules fluides dans le rotor. Selon ce critère on a:

- Les turbomachines axiales dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine. Dans de nombreux cas, en particulier dans les turboréacteurs, les machines axiales comportent plusieurs étages.

- Les turbomachines radiales dans lesquelles une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction normale à l'axe de rotation ou radiale, lorsque les particules fluide s'éloignent de l'axe de rotation la turbomachine est dite centrifuge, par contre si elles s'approchent de l'axe de rotation la turbomachine est dite centripète. Pour des raisons que l'on discutera plus loin, on peut échanger une plus grande quantité d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial, de sorte que, pour une application donnée, une machine radiale comporte moins d'étages que la machine axiale équivalente. Les turbines radiales ont été adoptées pour les applications de petits moteurs à cause de leur simplicité, de leur faible coût, de leur fiabilité et de leur rendement relativement élevé.

- Les turbomachines mixtes dans lesquelles la direction de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

1.6.1 Turbine Radiale Centripète :

La turbine radiale centripète est universellement utilisée sur les moteurs de traction routière car ses dimensions sont bien adaptées aux débits de gaz considérés et aussi parce que son comportement est bien adapté aux pulsations de pression des circuits d'échappement.

Une turbine est essentiellement composée d'une volute assurant la mise en vitesse et la distribution des gaz et d'une roue transformant l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur.

La fonction de mise en vitesse et de distribution des gaz est, dans les cas les plus simples et, actuellement, les plus fréquents, assurée par un distributeur lisse en sortie de volute. Les distributeurs de section variable, à ailettes pivotantes ou autres concepts, se sont imposés récemment en automobile sur les moteurs Diesel et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.

1.6.2 Aspiration Par Turbine Radial :

Un moteur fonctionne en brûlant du carburant comprimé avec de l'air. Pour augmenter son rendement, il convient d'augmenter la pression de l'air avant de l'injecter dans le moteur. Le turbocompresseur (que l'on appelle souvent juste « turbo ») apporte une solution efficace pour répondre à ces challenges, auxquels font face beaucoup de fabricants de moteurs. On en retrouve aussi dans l'aviation, pour permettre à de nombreux avions de voler même à une altitude où l'air est plus rare.

Pour apporter plus d'air dans le moteur, un turbo utilise l'énergie dégagée par les gaz d'échappement (cette énergie est présente grâce à la vitesse des gaz). Il s'agit d'une source de puissance pour le moteur qui est gaspillée dans certains systèmes, dans le cas où ils ne sont pas équipés de turbo. Ces gaz d'échappement entrent dans le turbo où ils font tourner la roue d'une turbine.

Cette turbine est étudiée pour tourner très rapidement, atteignant une vitesse de rotation pouvant aller jusqu'à 280 000 tr/min. Elle entraîne une roue de compresseur, relié à la turbine par un arbre mécanique (le principe est le même que pour un aspirateur). Ces deux roues tournent donc ensemble et la vitesse de rotation importante permet au compresseur d'aspirer une grande quantité d'air à température ambiante et de la compresser.

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

Grâce à la compression, l'air est plus dense et à une température plus élevée (le principe inverse est appliqué pour la climatisation). Cet air passe ensuite dans un échangeur air-air, où il est refroidi avant d'entrer dans le moteur. Une fois dans le moteur, l'air comprimé permet au moteur de brûler le carburant plus efficacement. Le moteur est de fait beaucoup plus efficace de cette manière.

1.7 L'ÉCOULEMENT D'UN GAZ DANS UN TUBE :

L'écoulement de gaz dans une tuyauterie présente les particularités suivantes :

Les frottements sur la paroi de la tuyauterie génèrent une perte de charge (diminution de la pression) progressive le long du parcours.

La diminution de pression le long de la tuyauterie provoque l'augmentation de la vitesse du gaz qui à son tour augmente la perte de charge. La variation de pression n'est donc pas linéaire en fonction de la longueur.

La vitesse du gaz ne peut dépasser une valeur dite critique, qui dépend de la nature du gaz. Cette vitesse correspond également à la vitesse du son dans ce même gaz.

Une fois cette vitesse critique atteinte, la pression ne peut plus décroître (une diminution de la pression aurait pour effet d'augmenter la vitesse qui est déjà maximum). Le débit est donc limité, et ne peut être augmenté que par l'augmentation de pression amont.

L'expansion du gaz étant due aux frottements contre la paroi, c'est une évolution irréversible (on ne peut pas inverser le phénomène de frottement pour retrouver l'état initial du gaz). Il y aura donc augmentation de l'entropie du gaz.

L'écoulement peut être de type adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) ou isotherme (à température constante) ou encore poly tropique (avec échange de chaleur conduisant à une augmentation ou une diminution de température), ce qui aura des conséquences différentes sur l'évolution de la masse volumique du gaz.

Si aucun échange de chaleur ne se produit avec l'extérieur, l'expansion du gaz sera isenthalpique (adiabatique mais non isentropique).

Pour de faibles vitesses et donc de faibles pertes de pression, le gaz peut être assimilé à un fluide non compressible et les équations, beaucoup plus simples, décrivant les écoulements des liquides

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES

peuvent être appliquées. Une erreur est alors introduite, d'autant plus importante que la variation de pression est grande. On considère habituellement que :

Pour une perte de pression inférieure à 10% de la pression de la source, la masse volumique aux conditions à la source peut être utilisée avec une erreur de quelques % seulement sur le débit calculé.

Pour une perte de pression de 10 à 40% de la pression de la source, il est préférable d'utiliser une masse volumique moyenne entre la source et la décharge.

Pour des pertes de pression >40% de la pression de la source, il convient d'utiliser des équations dédiées aux fluides compressibles.

CHAPITRE II
RESOLUTION
NUMERIQUE

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

Introduction :

L'écoulement des gaz dans le système d'échappements d'un moteur est non-stationnaire, à cause du mouvement alternatif du piston.

Le calcul de cet écoulement ou en d'autres termes, la simulation de l'écoulement non-stationnaire, permet d'évaluer l'influence de différents paramètres sur le fonctionnement du moteur.

On présentera dans cette étude une application de la méthode des volumes finis à un problème d'écoulement unidimensionnel qui est basé sur le principe de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ainsi de la loi des gaz parfait.

2.1 HYPOTHESES DE DEPART :

Les équations régissant l'écoulement unidimensionnel et in stationnaire d'un fluide peuvent être déduire des équations de base de mécanique des fluides.

-l'écoulement est isentropique

-la conduite est au repos. Elle n'est ni vibrante, ni élastique, ni poreuse

-on considère que l'air est un gaz parfait à concentration constante

-le fluide est non visqueux

-l'écoulement est unidimensionnel

2.2 EQUATION DE CONSERVATION :

La résolution d'un écoulement unidimensionnel d'un gaz chaud se fait à l'aide des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, les principales fonctions inconnues sont la vitesse, la densité et la pression.

Nous poserons ci-dessous les équations de l'écoulement sous forme conservative :

2.2.1 Equation De Continuité :

Elle dérive de la conservation de la masse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{U}) = 0$$

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

ρ : La masse volumique.

\vec{U} : La vitesse d'écoulement.

L'équation de continuité est d'intérêt très général puisqu'elle traduit le principe de conservation de la masse au sein d'un écoulement. L'établissement de cette équation locale repose sur un bilan de masse de fluide au sein d'un élément de volume pendant un temps élémentaire.

2.2.2 Equation de conservation de quantité de mouvement :

Elle dérive de la deuxième loi de Newton :

$$\sum F = m \cdot \frac{du}{dt}$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot g_x + \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x}$$

Force de pesanteur :

$$F_g = \rho \cdot g_x$$

Elle est négligée car l'air est un gaz à masse négligeable.

Force de viscosité :

$$F_V = \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

On l'a négligé car nous sommes en présence d'écoulement libre.

Force de pression :

$$F_P = -\frac{\partial p}{\partial x}$$

Donc :

$$\left[-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} \right] \rightarrow \left[\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \right]$$

La deuxième loi de Newton motionne que chaque force appliquée sur un objet entraîne cet objet à accélérer dans la direction de la force appliquée.

2.2.3 Equation de conservation d'énergie :

Elle dérive du premier principe de la thermodynamique : $\delta Q + \delta W = dU$

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho E + P)U = 0$$

2.2.4 Equation du gaz parfait :

Un gaz est parfait lorsque ses molécules n'interagissent pas entre elles, en dehors des chocs survenant lorsqu'elles se rencontrent.

$$P = \rho RT$$

2.2.5 Définitions des conditions aux limites

Les conditions aux limites peuvent influencer d'une façon considérable sur la stabilité du processus numérique de résolution avec une amplification ou un amortissement de l'approximation initiale de la résolution. Pour chaque temps ($t > 0$), Les inconnues doivent être imposées à l'entrée et a la sortie de la tuyère.

D'une manière générale, une équation aux dérivées partielles admet une infinité de solution. La solution particulière désire est déterminée a partir de condition supplémentaire.

Pour connaitre le nombre de ces conditions, nous faisons appelle a la théorie des caractéristiques. Chaque caractéristique déterminée, impose une information d'où une condition au limite. [REF3]

2.2.6 Equation De Continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

2.2.7 Equation De Quantité De Mouvement :

$$[\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0] > [\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x}(r \cdot \rho \cdot T) = 0]$$

$$> [\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{rT}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial x} + r \frac{\partial T}{\partial x} = 0]$$

2.2.8 Equation De L'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + 0 \frac{\partial \rho}{\partial x} + T(\gamma - 1) \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

On pourra écrire le système d'équations ci-dessus sous la forme matricielle suivante :

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ u \\ T \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} u \\ rT \\ \rho \end{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} \rho \\ u \\ T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

2.3 RESOLUTION DES EQUATIONS PAR M.V.F :

La méthode des volumes finis consiste en une résolution itératives par rapport au temps, des équations sous leurs formes conservatives et in stationnaire à partir d'une solution arbitraire jusqu' à ce que la solution correspondante à l'écoulement stationnaire est obtenue.

Le domaine physique de l'écoulement est subdivisé en éléments de volumes dans lesquelles les équations écrites sous forme conservative sont intégrées.

La méthode des V.F comporte quatre règles essentielles de base (principe de S.V.Patankar) :

1-Compatibilité aux frontières des volumes de contrôle.

2-Coefficients a_i positifs.

$$a_i \varphi_i = \sum_{\text{points voisins}} a_p \varphi_p$$

3-Linéarisation des termes source à pente négative.

$$S = S_c + S_p \varphi$$

$$S_c = \text{Max}(S, 0) \quad ; \quad S_p = \text{Min}(S, 0) / \varphi$$

Où S est un terme source (dans notre cas $\partial p / \partial x$)

$$4 - a_i = \sum_{\text{points voisins}} a_p$$

2.4 RESOLUTION NUMERIQUE :

2.4.1 Notions sur la convergence et la stabilité :

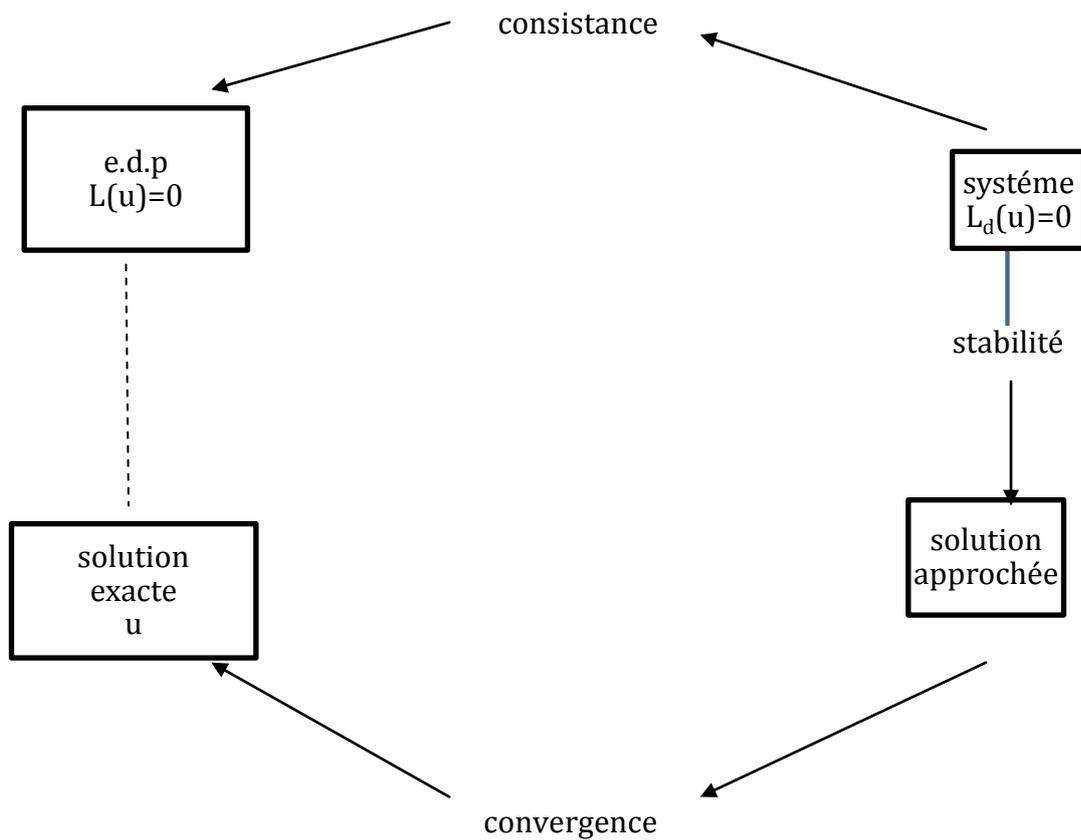
Avant d'entamer l'étude et l'élaboration des schémas numériques, il est préalable de rappeler certaines définitions utiles a cette étude.

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

Avec :

L : Opérateur linéaire aux dérivées partielles.

L_d : Opérateur approchant discret.



2.4.1.1 CONSISTANCE :

Il faut que :

$$|L_d(u) - L(u)| \rightarrow 0, \quad dt \rightarrow 0, \quad h \rightarrow 0$$

Avec $h=dx$;

2.4.1.2 STABILITE :

Nous avons ceci :

$$u^{n+1} = c(\delta t, h, \dots) u^n$$

$c^n(\delta t, h, \dots) u^n$ Reste borné pour $0 < \delta t < \tau$ d'ou $0 \leq \delta t \leq T$

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

2.4.1.3 CONVERGENCE :

$$|c^n \cdot u_0 - u| \rightarrow 0 \quad , n \rightarrow \infty , dt \rightarrow 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq t \leq T \\ \\ T = n \cdot \delta t \end{array} \right. \quad \text{avec } T \text{ fixé}$$

2.4.1.4 CRITERE C-F-L :

Pour que ce critère soit satisfait, il faut que :

$$\Delta x / \Delta t \geq \lambda_{jmax} = u + a$$

D'où,

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} \geq u + a \rightarrow \Delta t \leq \Delta x / (u + a)$$

$\Delta x, \Delta t$: Le maillage de l'espace et de temps.

2.4.1.5 THEOREME DE LAX :

Consistance + stabilité = convergence

La consistance et la stabilité constituent une condition nécessaire et suffisante de convergence. [REF] 3

2.4.2 LES DIFFERENTS SCHEMAS UTILISE :

L'erreur de troncature qui est défini comme suit :

$$|L_d(u) - L(u)| = O(\delta t^p, h^q, \dots) \quad \text{Avec } q \geq p$$

Se manifeste comme une diffusion d'origine numérique.

$$\partial \varphi / \partial t + A \cdot \partial \varphi / \partial x = 0$$

Avec : $A > 0$

2.4.2.1 SCHEMA D'EULER :

Ce schéma consiste à discrétiser la dérivée temporelle par une différence avant, la dérivée spatiale par une différence centrée.

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

On aura donc le schéma suivant : (forme quasi-linéaire)

$$\frac{\varphi_i^{n+1} - \varphi_i^n}{\delta t} + (A/2)(\varphi_{i+1}^n - \varphi_{i-1}^n)/h = 0$$

$$E = O(\delta t) + o(h)$$

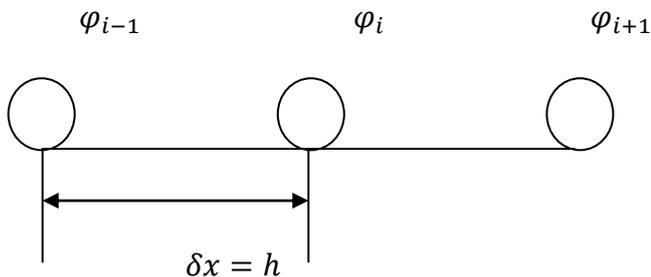
$$\bar{\varphi}_i^{n+1} = \bar{\varphi}_i^n - A \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\bar{\varphi}_{i+1}^n - \bar{\varphi}_{i-1}^n)$$

2.5 ANALYSE DE STABILITE :

La méthode de Van Neumann étudie l'amplification d'une perturbation représentée par une série de fourrier :

$$u_j^n = u^n \cdot e^{i k j \delta x} \rightarrow u^{n+1} = G(\delta t, h, \dots) u^n$$

$$u^{n+1} = G(\delta t, h, \dots) u^n$$



u^n Est l'amplitude stant l'instant n de la composante particulière dont le nombre d'onde est k . δx est le pas de discrétisation.

La condition de stabilité de Van Neumann :

$$\lambda_{max}(G) \leq 1$$

λ_{max} : La valeur propre maximale.

Dans notre cas :

λ Facteur d'amplification > 1

Donc, le schéma d'Euler est instable.

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

2.5.1 Schéma De Lax :

Comme le schéma d'EULER est inconditionnellement instable, LAX a pensé à une façon simple de stabiliser le schéma d'EULER. Il s'agit de remplacer

$$\vec{\varphi}_i^n \text{ Par } \frac{1}{2}(\vec{\varphi}_{i+1}^n + \vec{\varphi}_{i-1}^n)$$

Le schéma obtenu sera le suivant :

$$\vec{\varphi}_i^{n+1} = \frac{1}{2}(\vec{\varphi}_{i+1}^n + \vec{\varphi}_{i-1}^n - A \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\vec{\varphi}_{i+1}^n + \vec{\varphi}_{i-1}^n))$$

En appliquant l'analyse de Von Neumann, nous trouverons que le schéma de LAX est stable pour la condition C.F.L, mais pas consistant car il apparaîtra un terme de dérivée second

$$\vec{\varphi}_i^{n+1} = \vec{\varphi}_i^n - A \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\vec{\varphi}_{i+1}^n - \vec{\varphi}_{i-1}^n) + \frac{1}{2}(\vec{\varphi}_{i+1}^n - 2 \cdot \vec{\varphi}_i^n + \vec{\varphi}_{i-1}^n)$$

2.5.2 Schéma A Fausse Diffusion :

Le schéma de « LAX» a été développé en un autre schéma appelé « schéma à fausse diffusion » permet d'améliorer la précision des résultats sans trop compliquer les calculs.

Ce schéma a la forme suivante :

$$\underbrace{(\varphi_i^{n+1} - \varphi_i^n) / \delta t + (A/2h)(\varphi_{i+1}^n - \varphi_{i-1}^n)} = (A \cdot h/2)(\varphi_{i+1}^n + \varphi_{i-1}^n - 2\varphi_i^n) / h^2$$

$$E = 0(\delta t) + 0(h^2)$$

[Schéma à fausse diffusion]

Ceci est équivalent à la discrétisation à l'ordre 2 de l'équation :

$$\partial \varphi / \partial t + A \cdot \partial \varphi / \partial x = (Ah/2)(\partial^2 \varphi / \partial x^2)$$

A.h/2 : coefficient de viscosité artificielle.

La forme finale de ce schéma est proposée comme suit :

$$\vec{\varphi}_i^{n+1} = \vec{\varphi}_i^n - A \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (\vec{\varphi}_{i+1}^n - \vec{\varphi}_{i-1}^n) + \frac{1}{2}(\vec{\varphi}_{i+1}^n - 2 \cdot \vec{\varphi}_i^n + \vec{\varphi}_{i-1}^n) - \frac{a}{2}((\vec{\varphi}_{i+1}^{\sim} - 2 \cdot \vec{\varphi}_i^{\sim} + \vec{\varphi}_{i-1}^{\sim}))$$

CHAPITRE II : RESOLUTION NUMERIQUE

Les termes surmontés d'un astérisque sont calculés à chaque pas de temps.

a : est un terme de viscosité artificielle.

\sim : Mise à jour a chaque itération.

Ce schéma est encore appelé « schéma à viscosité corrigé ».

2.5.3 Schéma Prédicateur-Correcteur :

φ_i Est obtenue par méthode explicite et sert de valeur initiale à la méthode implicite considérée comme une viscosité numérique.

$$\varphi_i^{\sim} = \varphi_i^n + \delta t G_i^{\sim} \quad (\text{Schéma temporel avant})$$

$$\varphi_i^{n+1} = \varphi_i^n + (\partial t/2)[G_i^n + G_i^{n+1}(\varphi_i^{\sim})]$$

Le schéma à viscosité corrige, est stable lorsque la condition C.F.L est satisfaite.

La comparaison du différent schéma numérique réside dans la stabilité, la convergence et la consistance. Le schéma d'EULER est instable et celui de « LAX » présente des problèmes de consistance. Toutes ses raisons, nous ont poussé à choisir un schéma à « viscosité corrigé » [REF 3]

CHAPITRE III

ORGANIGRAMME ET

CRITERE DE

SIMULATION

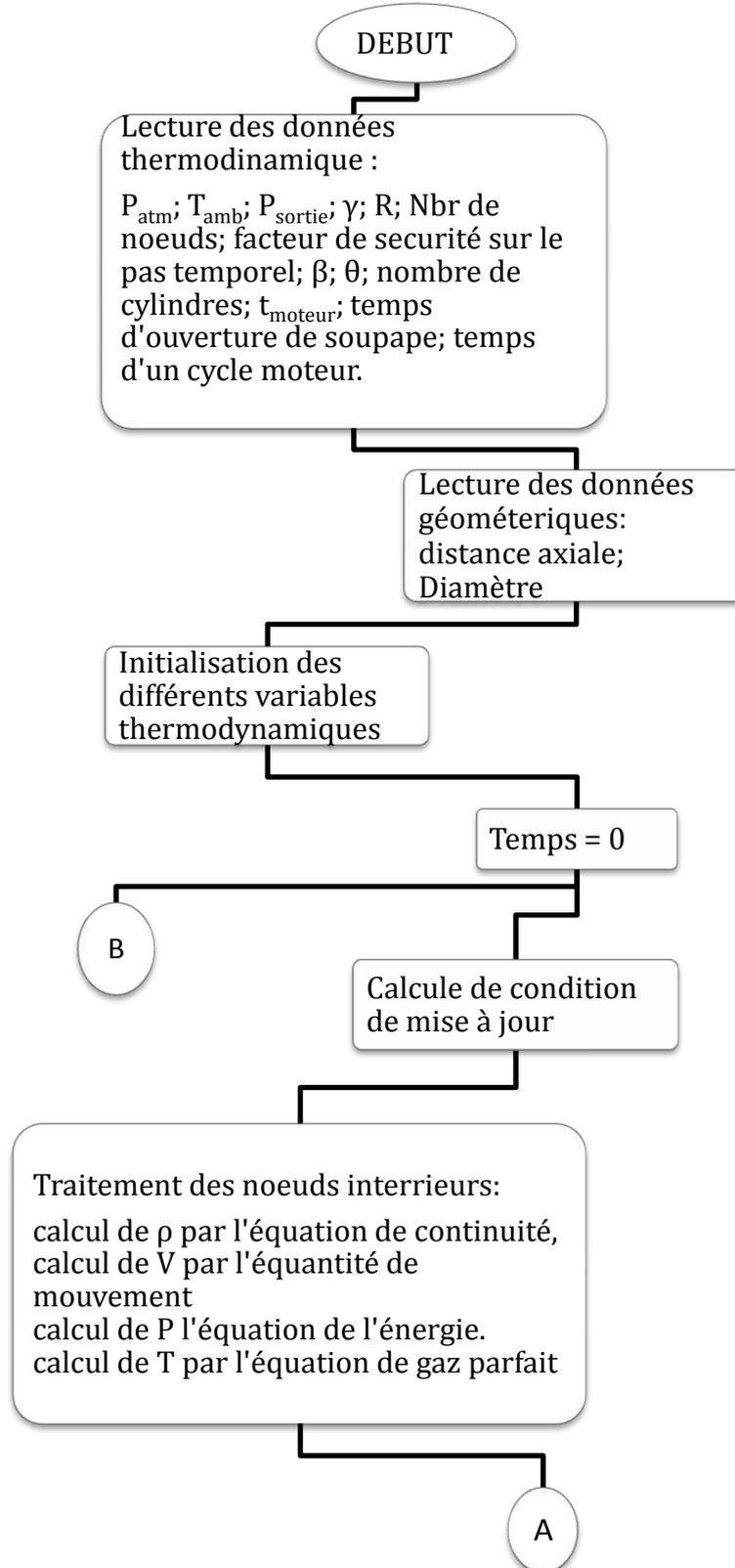
Introduction:

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale. La pierre angulaire de cette méthode réside dans le théorème de Gauss et qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface.

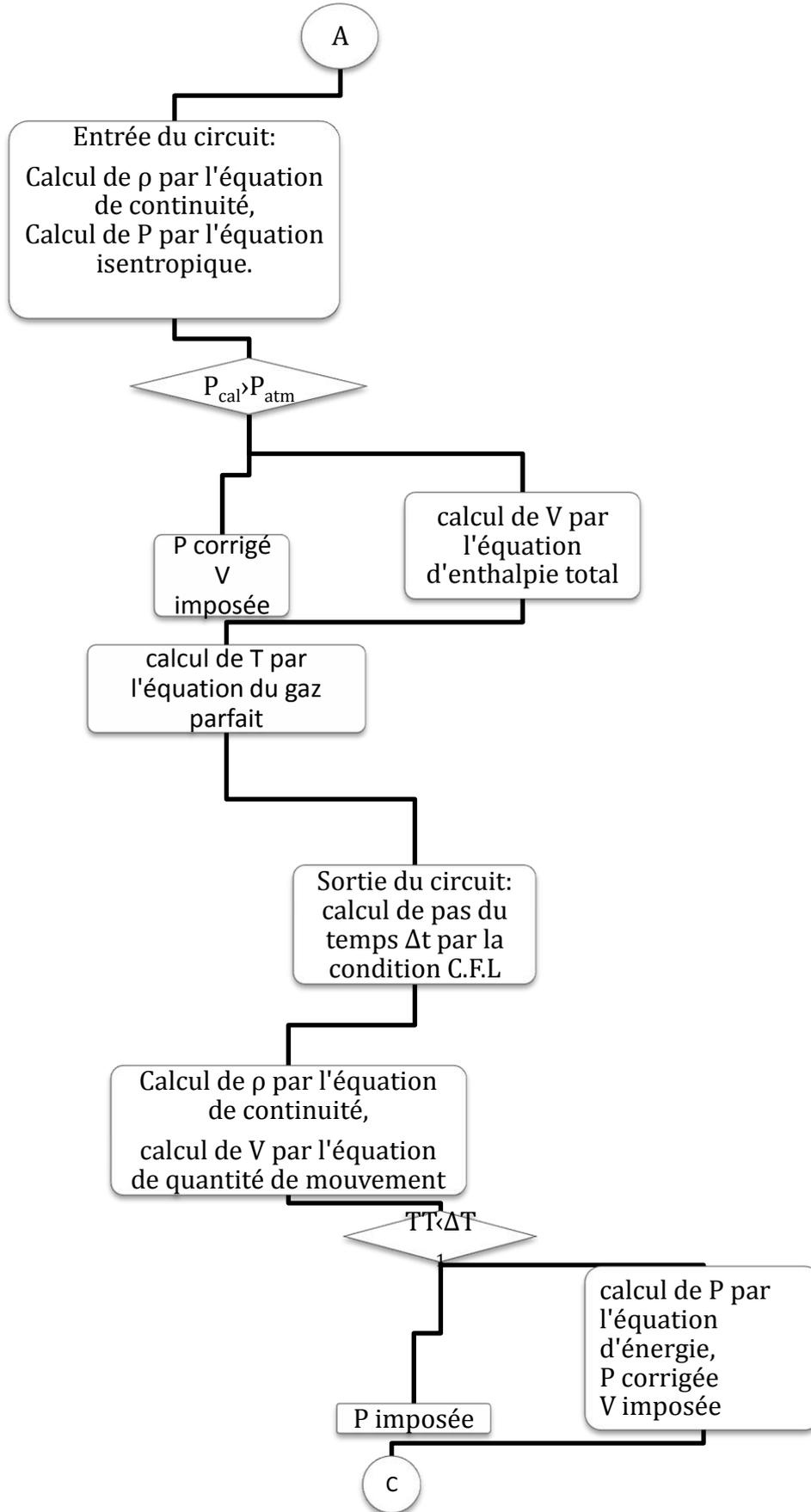
L'avantage de la résolution par la méthode des volumes finis réside dans le caractère conservatif des équations, ainsi que dans la simplicité de la discrétisation du domaine d'écoulement.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

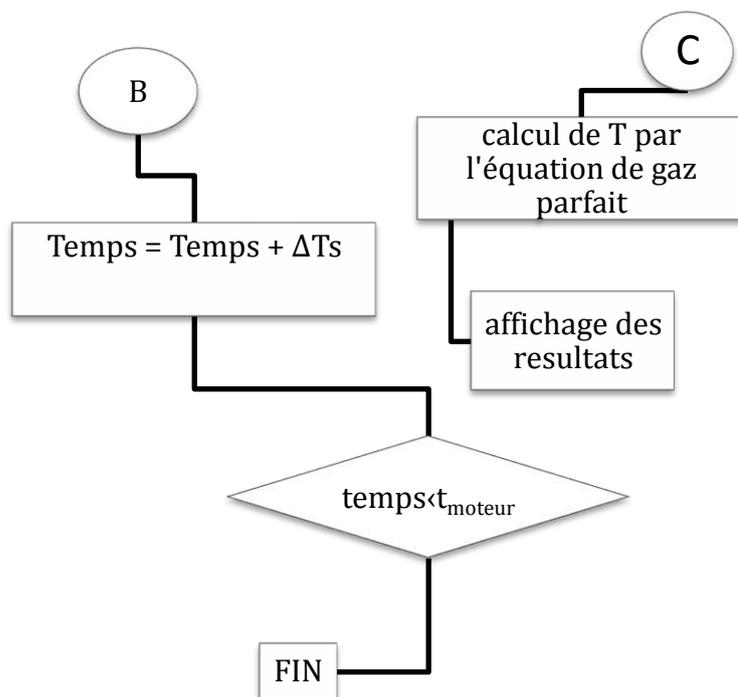
3.1 ORGANIGRAMME DE CALCUL :



CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION



CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

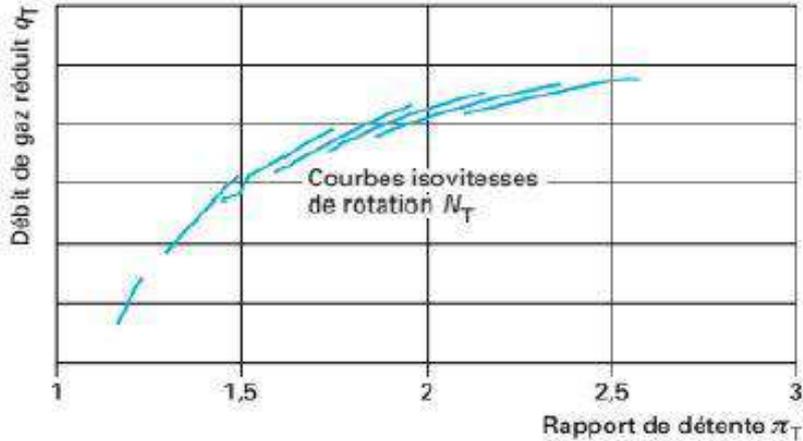


Pour le cas quasi-stationnaire, la différence est sur le fait que le calcul ne s'arrete qu'après la verification de la condition suivante :

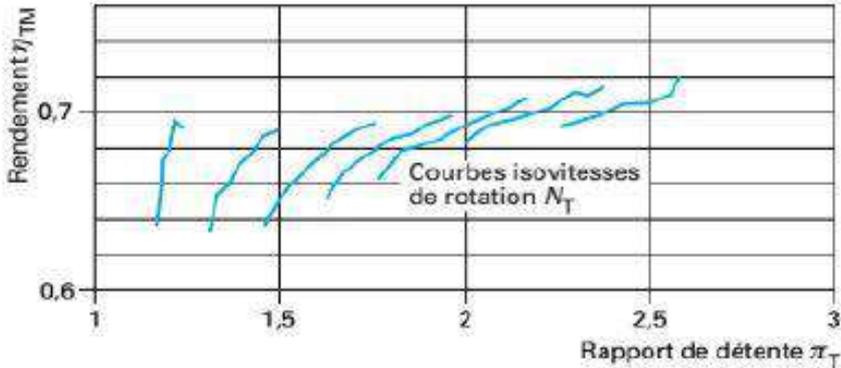
$$Debit\ sortant = Debit\ entrant$$

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

3.2 RESULTATS DE SIMULATION :



(a) courbes caractéristiques de débit



(b) courbes caractéristiques de rendement turbine-mécanique

$$q_T = q_g \frac{\sqrt{T_4/T_0}}{P_4/P_0} \quad N_T = \frac{N}{\sqrt{T_4/T_0}} \quad \pi_T = \frac{P_4}{P_5}$$

Figure III.1 : Courbes caractéristiques d’une turbine centrifète.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

On considère un moteur diesel 4 temps et 4 cylindres tournant respectivement à 1000, 1500, 2000 et 2500 Tr/mn. La fréquence d'ouverture de la soupape d'échappement correspondante est :

La vitesse de rotation	1000	1500	2000	2500
La fréquence (Hz)	33.33	50	66.66	83.33

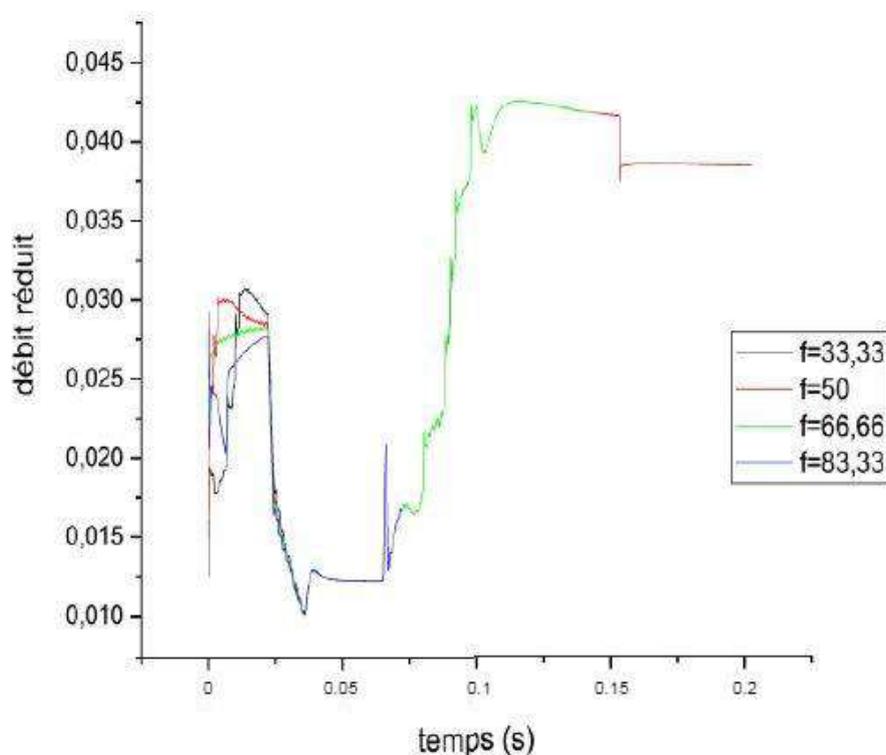


Figure III.2 : variation de débit réduit en fonction de temps (turbine).

Figure III.2 représente la variation du débit réduit en fonction du temps de simulation de la turbine pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

La figure correspondant à cette position est nulle, 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.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

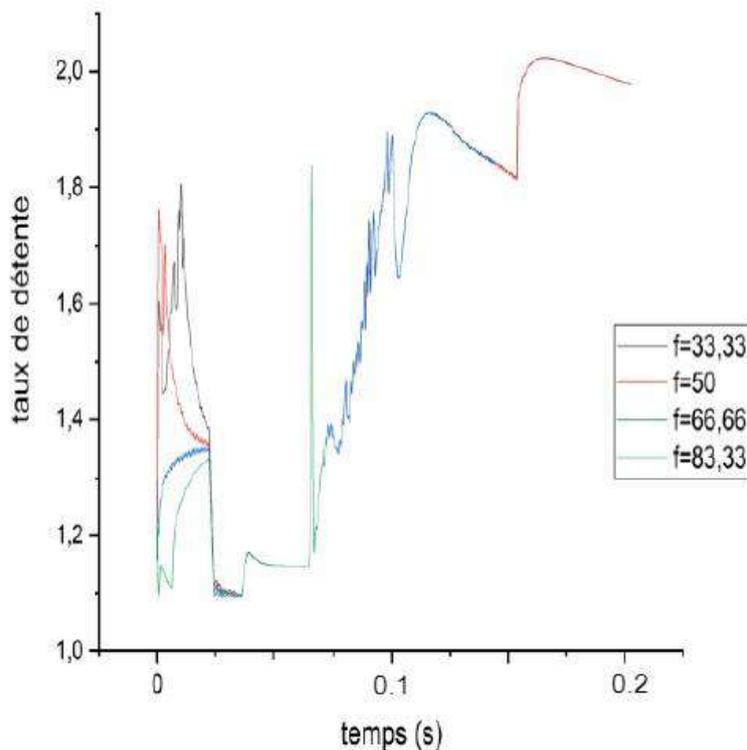


Figure III.3 : variation de taux de détente en fonction de temps (turbine).

Figure III.3 ce représente 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 1000 Tr/mn (fréquence $F = 33$ Hz), présente une valeur positive du taux de détente mais inférieure 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.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

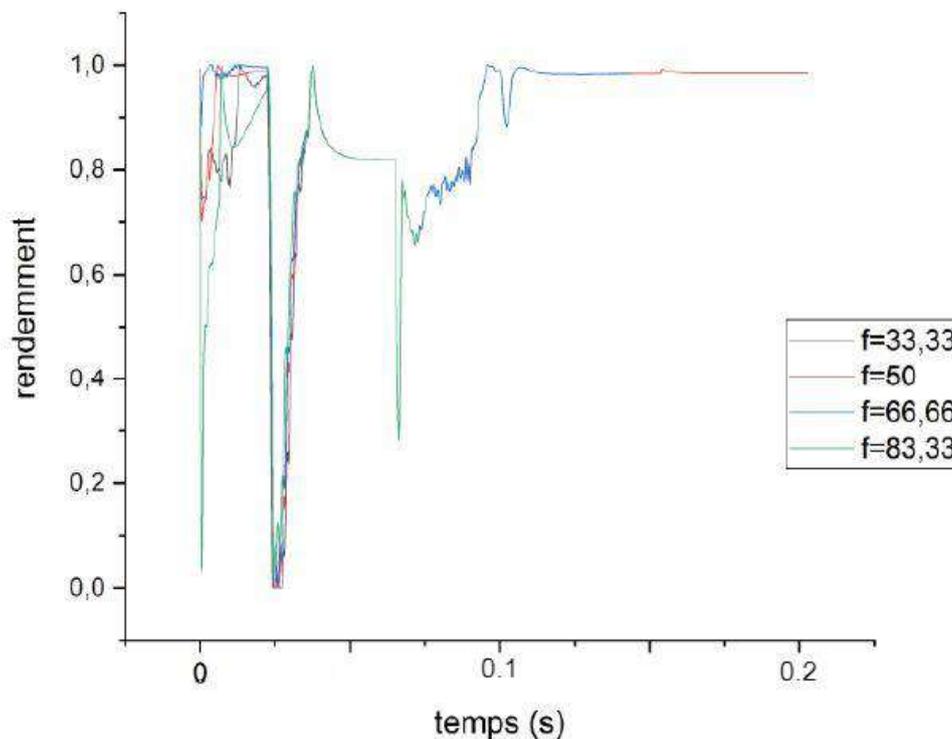


Figure III.4 : variation de rendement de la turbine en fonction de temps.

Figure III.4 représente le rendement de la turbine en fonction du temps de simulation pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

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 ($t=0,05s$). 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 ($t=0,1s$), car le débit des gaz d'échappement correspondant à cet instant est faible. Ensuite, ils augmentent et diminuent progressivement jusqu'à l'instant ($t=0,05s$) du fait de la fluctuation de la température à l'entrée de la turbine.

A partir de l'instant ($t=0,05s$), 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.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

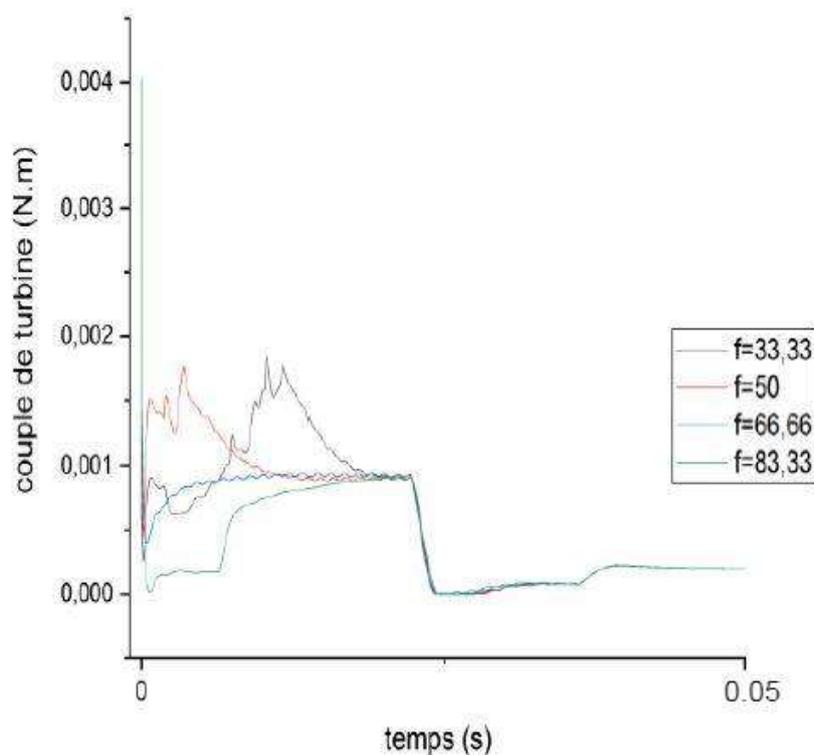


Figure III.5: variation de couple en fonction de temps (turbine).

Figure III.5 représentent la variation du couple en fonction du temps de simulation de 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.

Ce moteur à 4 temps et 4 cylindres tourne avec un cycle de rotation de 2000tr/min et donc, 33.33 tours/1 secondes > 1 tour/0.03 seconds

Les graphes suivants montrent la variation de (température, pression, vitesse d'écoulement) en fonction d'un cycle (un tour =0.03 seconds)

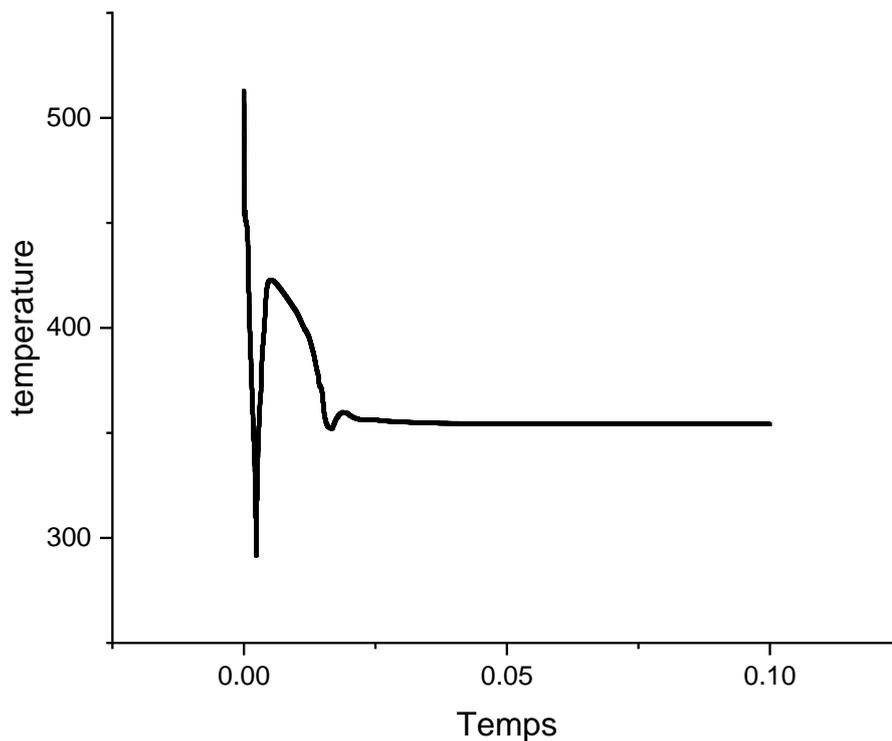


Figure III.6 : la variation de température (K) du la turbine en fonction du temps

Cette courbe de la Figure III.6 illustre un exemple de la variation de la température sans le circuit d'échappement dont on y observe que la température du gaz dans sortie du collecteur d'échappement est très supérieure, et puis elle se réduit de façon rapide de 500K jusqu'à 300K et ensuite elle se stabilisé au près de 350K à peut près après les 0.03 seconds.

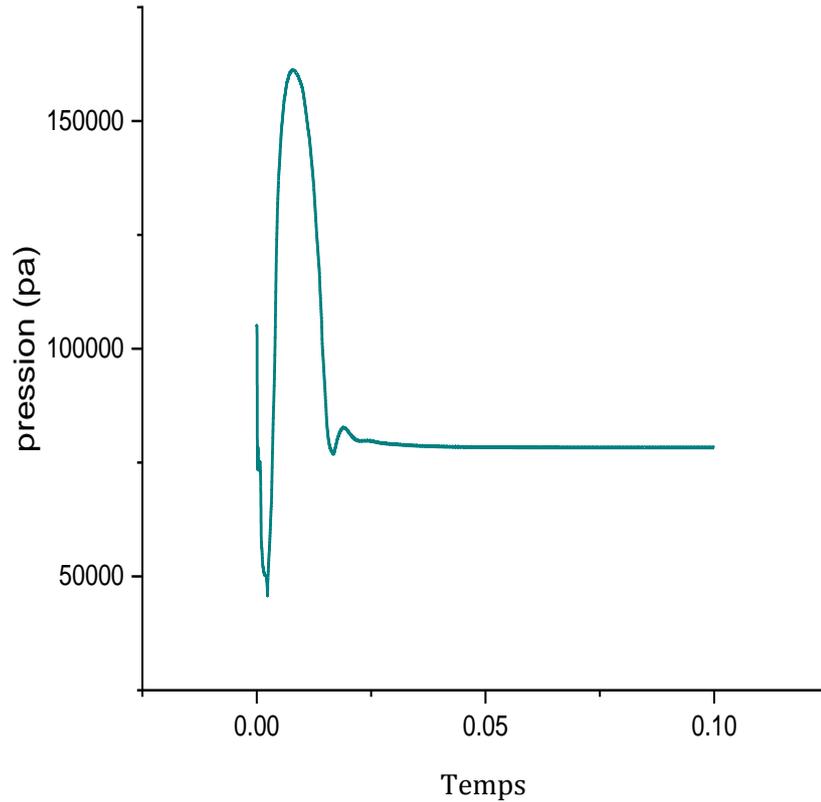


Figure III.7 : la variation de pression en fonction du temps

Figure III.7 montre la variation de la pression sur laquelle on observe que dans la sortie d'échappement la pression est presque égale à la pression atmosphérique (1bar) et puis se diminue jusqu'à (0.5bar) et ensuite se réévalue pour dépasser (1.5bar) dans l'entrée du turbine, après que l'écoulement se traverse hélice se stabilise au moins du (1bar) près du 0.03 second après la sortie d'échappement.

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

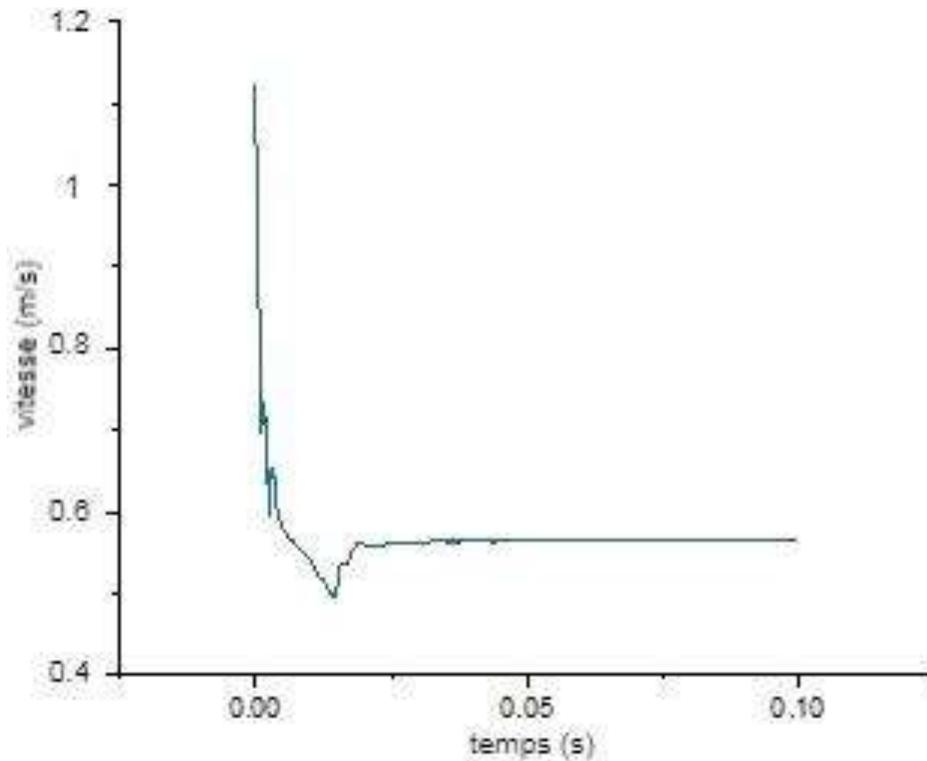


Figure III.8 : La variation de la vitesse du gaz d'échappement en fonction du temps

Figure III.8 Celle de la variation de la vitesse du gaz on montre que l'écoulement sort du moteur avec une grande vitesse ou elle dépasse le nombre de mach. Jusqu'à l'entrée du turbine la vitesse du gaz se stabilisé.

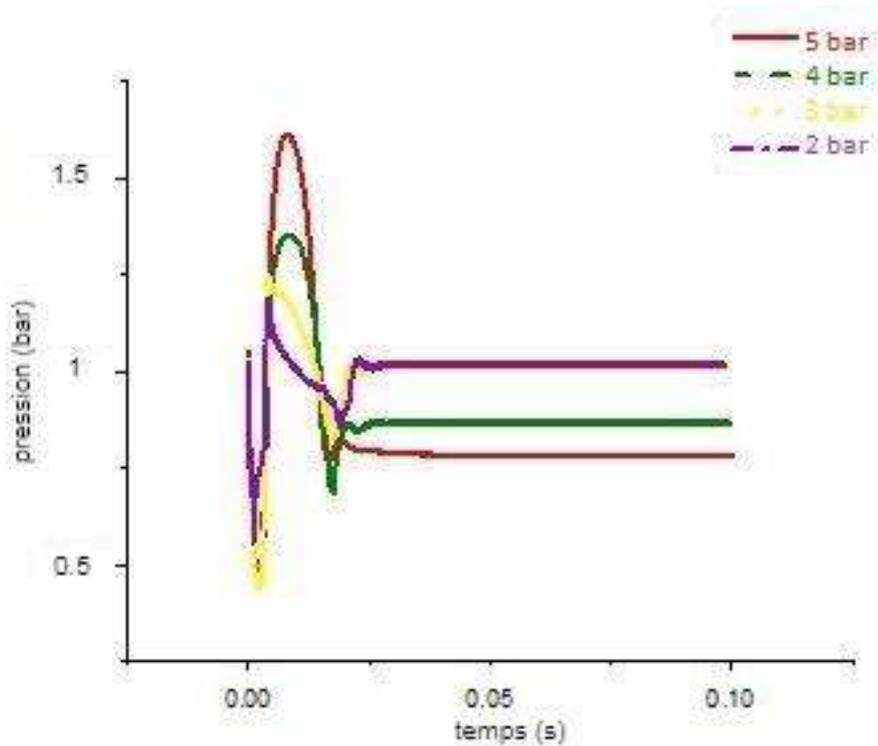


Figure III.9 : la variation de la pression en fonction du temps par différent pression

Figure III.9 nous montre la variation de la pression pour différentes valeurs de la pression sortie d'échappement du moteur, on y observe que l'écoulement avec bas pression dans la sortie d'échappement se stabilise avec les valeurs des pressions ascendantes

Par ailleurs on constate que le maximum de la bouffé est restreint a la variation de la pression a la sortie de la soupape d'échappement, avant qu'elle se stabilise au prés du fin cycle (0.03 seconds)

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

On considère un moteur diesel 4 temps et 4 cylindres tournant à une vitesse de rotation de 2000 Tr/mn. La fréquence d'ouverture de la soupape d'échappement correspondante est 66,66 (Hz).

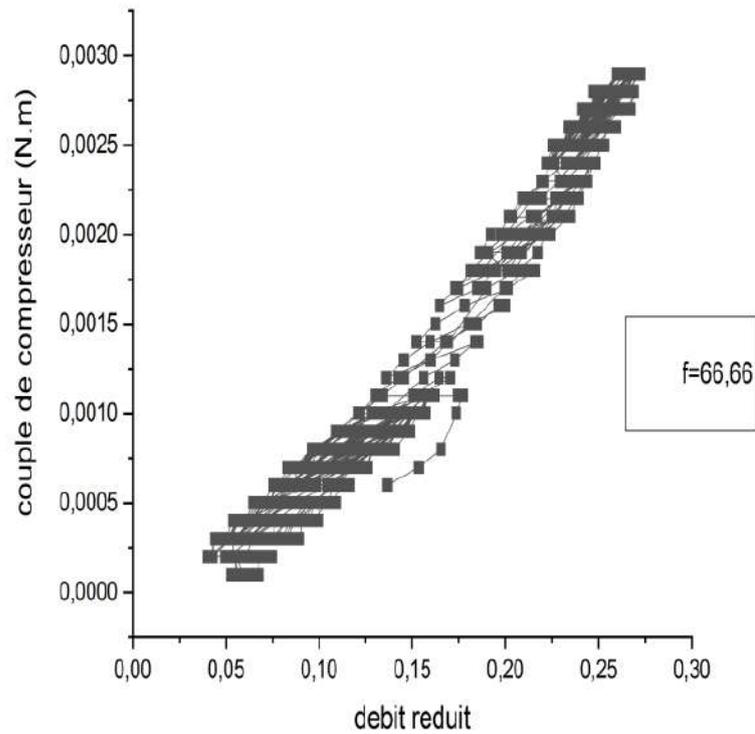


Figure III.10 : la variation de couple du compresseur en fonction de débite réduit

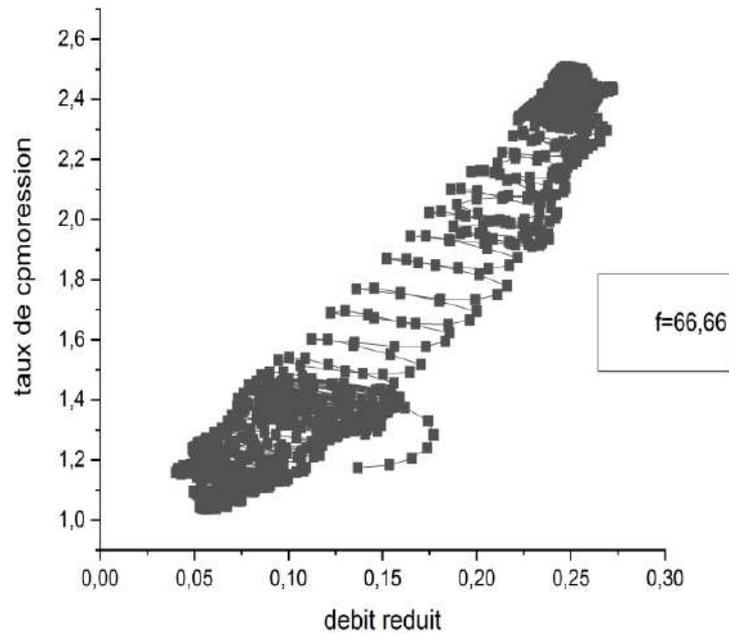


Figure III.11 : la variation de taux de détente en fonction de débite réduit

CHAPITRE III: ORGANIGRAMME ET CRITERE DE SIMULATION

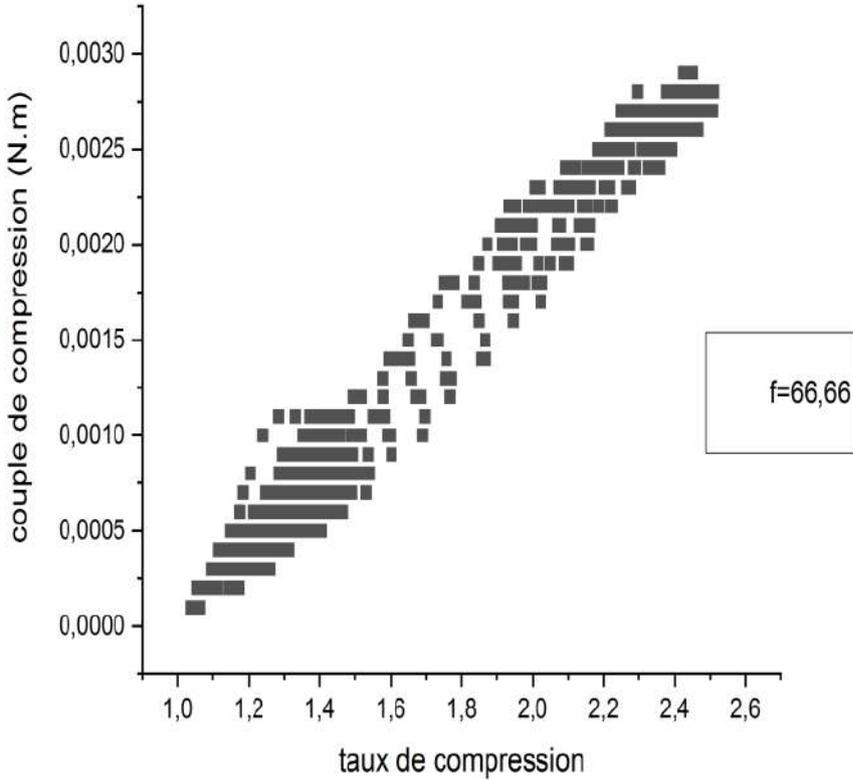


Figure III.12 : la variation de couple de la turbine en fonction de taux de compression

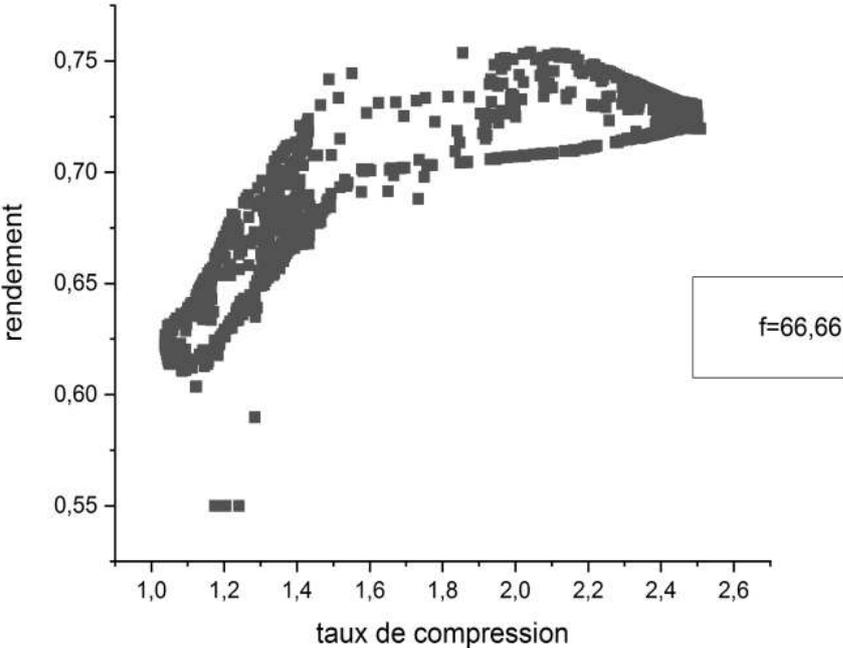


Figure III.13 : la variation de rendement de la turbine en fonction de taux de compression

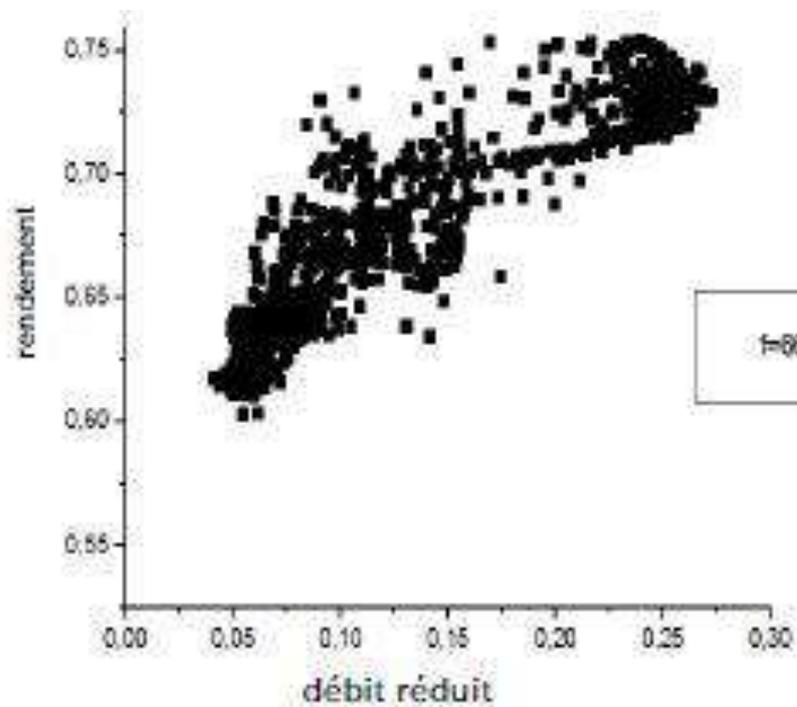


Figure III.14 : la variation de rendement de la turbine en fonction de débit réduit

CONCLUSION GENERALE

il est clair dans ce que nous venons d'exposer, que la méthode des volumes finis nous a permis d'arriver a des résultats, tenant compte des ondes de pression (onde de perturbation, onde de retour), elle nous donne une description du comportement de l'écoulement dans le circuit d'échappement.

Comme il est clair que d'après ces résultats, les ondes de pression ont une influence importante sur la vitesse d'écoulement.

Cette étude a pour but de donner une description du phénomène d'échappement d'un moteur, afin de la mettre en œuvre pour améliorer le fonctionnement transitoire de la soupape turbocompresseur, pour établir les performances de la turbine radiale en écoulement pulsés en utilisant les courbes caractéristiques fournies par le constructeur.

Il est noter que la simulation numérique est un moyen exploratoire qui facilite le recoure à une vérification expérimentale.

BIBLIOGRAPHI

[REF1] B.VASSILIEY: « Moteur a combustion interne », Ed. Ukraine, 1983.

[REF2] LA GUILLAUME, Aurélie Benoit À. Prédiction de la durée de vie de structures mécanosoudées soumises à des chargements thermiques anisothermes: application aux collecteurs d'échappement en tôle. 2012. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.

[REF3] A.BOUNIF : « les différences finies », polycopie de cours Université Belhadj Bouchaib, 2018.

[REF4] Watson, Neil, and Marian Janota. Turbocharging the internal combustion engine. Macmillan International Higher Education, 1982.

[REF5] Méricoux, Jean-Marie. "Ventilateurs." Compresseurs. Notions fondamentales.

Dimensionnement., Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, Article B 4500: 2000.

ANNEXE (A)

Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$$

Equation de quantité de mouvement :

$$\sum F = m \cdot \frac{du}{dt} = \rho \cdot dv \cdot \frac{du}{dt} = \rho \cdot dv \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right]$$

Force de pesanteur :

$$F = \rho \cdot g_x$$

Elle est négligée car l'air est un gaz à masse négligeable.

Force de viscosité :

$$F = \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

On l'a négligé car nous sommes en présence d'écoulement libre.

Force de pression :

$$F = -\frac{\partial p}{\partial x}$$

Donc :

$$\rho \cdot dv \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

Avec l'équation de gaz parfait : $P = \rho RT$

On a :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x}(R \cdot \rho \cdot T) = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{R \cdot T_1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + R \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Equation d'énergie :

On a considéré que l'écoulement ne charge pas de chaleur avec l'extérieur (isentropique) et non visqueux donc de dissipation de chaleur par frottement, ainsi qu'il n'existe aucune forme de travail extérieur :

$$\delta Q = 0 \text{ (Isentropique)}$$

$$\delta W = \frac{\partial}{\partial x}(p \cdot u) \text{ Force de pression}$$

$$\delta Q + \delta W = dE$$

$$\text{On a : } \frac{\partial(\rho \cdot E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot H \cdot u) = 0$$

Avec :

$$E = C_V \cdot T + \frac{u^2}{2} \text{ Energie totale}$$

$$H = C_p \cdot T + \frac{u^2}{2} = E + \frac{P}{\rho} \text{ Enthalpie totale}$$

Donc :

$$E \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial}{\partial t} \left[C_V \cdot T + \frac{u^2}{2} \right] + H \cdot u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot H \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left[C_V \cdot T + \frac{u^2}{2} \right] = 0$$

En introduisant l'équation (1) :

$$E \cdot \left[-\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] + \rho \cdot C_V \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + H \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot H \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot u \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \rho \cdot u^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

En introduisant l'équation (2) :

$$E \cdot \left[-\rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] + \rho \cdot C_V \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \cdot u \cdot \left[-u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{R \cdot T}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} - R \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + H \cdot u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot H \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot u \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \rho \cdot u^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \Longrightarrow$$

$$\rho \cdot C_V \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + (H - E - R \cdot T) \cdot u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot (H - E) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot u \cdot (C_p - R) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \Longrightarrow$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + 0 \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot T \cdot (\gamma - 1) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

ANNEXE (B)

Écoulement isenthalpique :

$$f \frac{L}{D} = \frac{1}{k} \left(\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right) + \frac{k+1}{2k} \ln \left[\frac{M_1^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2 \right)}{M_2^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2 \right)} \right]$$

L'écoulement adiabatique d'un gaz dans une tuyauterie (Débit et profil de Pression) est décrit par la relation de Fanno :

Elle permet de calculer le profil de vitesses du gaz le long d'une tuyauterie en fonction des propriétés du gaz et des caractéristiques de la tuyauterie ; les vitesses sont exprimées en nombre de Mach (M 1 en entrée et M2 en sortie).

Le nombre de Mach est le rapport de la vitesse du gaz sur la vitesse du son dans le gaz. Il peut s'exprimer directement en fonction du débit, de la pression et de la température du gaz.

$$M = \frac{F}{A P} \sqrt{\frac{zRT}{kM_w}}$$

Le nombre de Mach ne peut être supérieur à 1. Lorsqu'il atteint la valeur de 1 le long de la tuyauterie, le régime d'écoulement est dit "critique" ("choked flow" dans la littérature anglo-saxonne). La valeur de Mach=1 ne peut être atteinte qu'à l'extrémité de sortie de la tuyauterie.

$$f \frac{L}{D} = \frac{1}{k} \left(\frac{1}{M_1^2} - 1 \right) + \frac{k+1}{2k} \ln \left[\frac{\frac{k+1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]$$

De la même manière que pour la pression, la température statique du gaz dépend de sa vitesse. Si pour un écoulement isenthalpique d'un gaz parfait, les températures totales (au repos) sont identiques en amont et en aval de l'écoulement, la température du gaz en mouvement est réduite. Cet abaissement de température dépend de la vitesse. La température au point d'entrée est généralement connue au même titre que la pression. En écoulement isenthalpique la température de sortie peut être calculée à l'aide de l'équation 4.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2}$$

Écoulement isotherme

Dans ce type de détente la température du gaz demeure constante le long de la tuyauterie. Comme le gaz en mouvement voit sa température baisser, il est nécessaire d'apporter de la chaleur pour maintenir cette température constante. Cette situation se rencontre dans des tuyauteries de grande longueur, non isolées thermiquement, enterrées dans le sol ou immergées dans l'eau, dans lesquelles le gaz est transporté à faible vitesse.

Attention : la quantité de chaleur apportée au gaz le long de son cheminement augmente son enthalpie. Sa température au repos en aval ("température totale" ou "stagnation température" dans la littérature anglo-saxonne) sera alors supérieure à ce qu'elle était en amont.

La relation fondamentale décrivant le comportement d'un gaz en évolution isotherme.

$$f \frac{L}{D} = \frac{1 - \frac{M_1^2}{M_2^2}}{k M_1^2} - \ln \left[\frac{M_2^2}{M_1^2} \right]$$

Caractéristiques fonctionnelles :

Le but de ce paragraphe est de présenter les caractéristiques d'utilisation du compresseur centrifuge et de la turbine centripète utilisés dans les turbocompresseurs automobiles. Le lecteur pourra se reporter utilement à l'article [1] [2] de ce traité pour connaître les critères de conception aérodynamique de ces composants. La figure 1 montre les différents éléments constitutifs d'un turbocompresseur d'automobile.

Compresseur centrifuge :

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur (figure 2), 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.

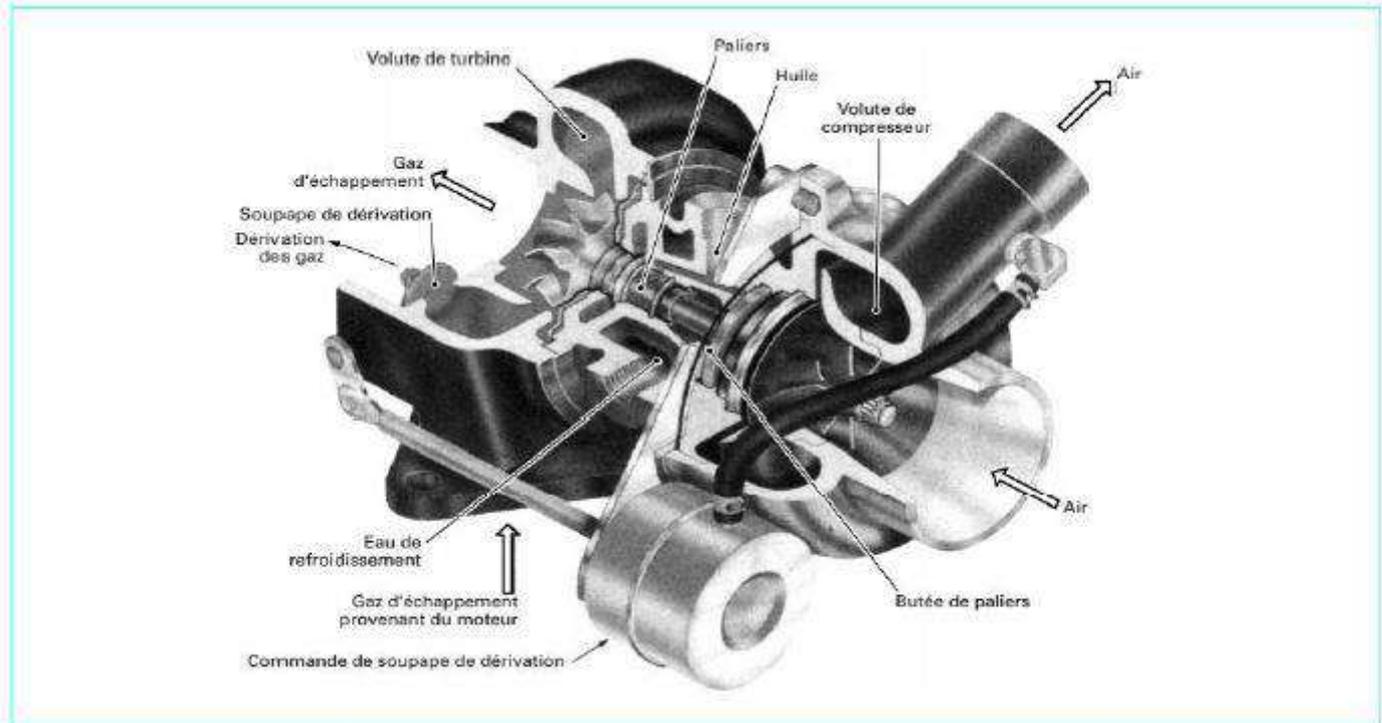


Figure 1 – Écorché de turbocompresseur d'automobile (source Garrett)

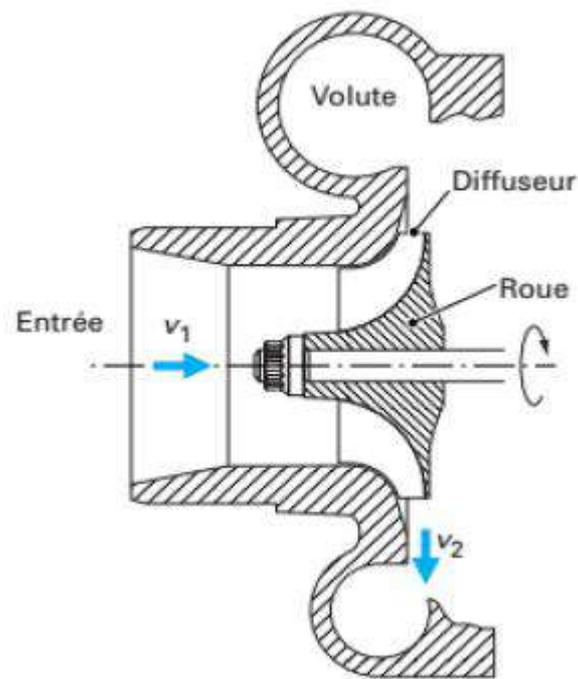


Figure 2 – Compresseur centrifuge : schéma

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.

Courbes caractéristiques :

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes iso-vitesses du compresseur, les courbes iso-rendement et les limites de fonctionnement (figure 3).

Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses comme dans la figure 3. L'utilisation de valeurs réduites permet de garder les cartes compresseurs invariantes par rapport aux conditions d'entrée du fluide. La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et à la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) :

Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression : 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 à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

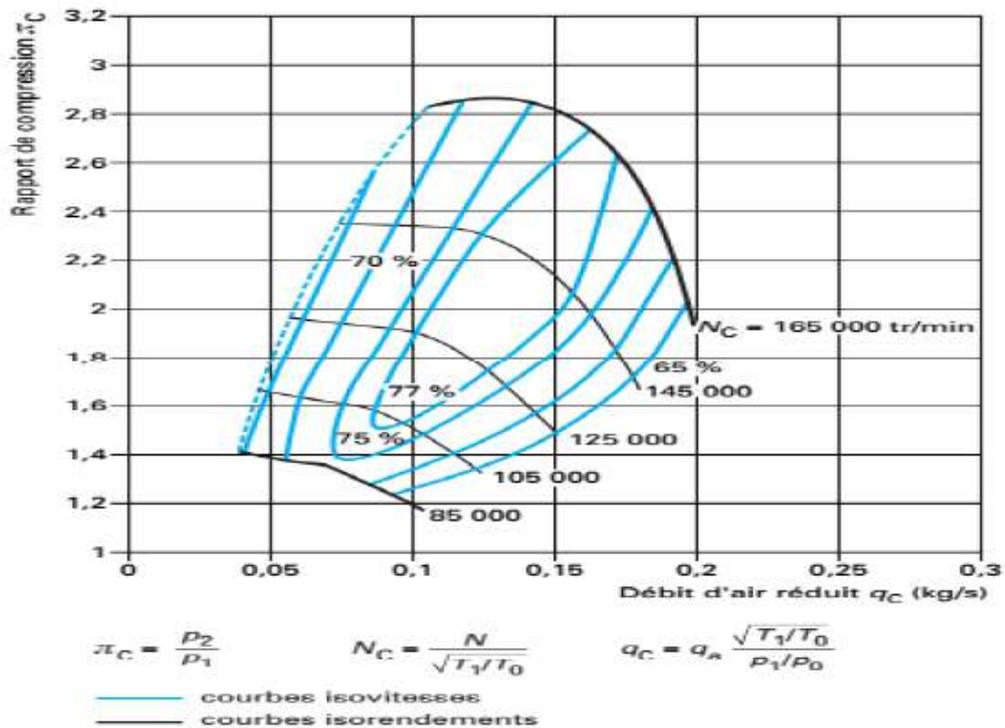


Figure 3– Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett).

Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression : 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 à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

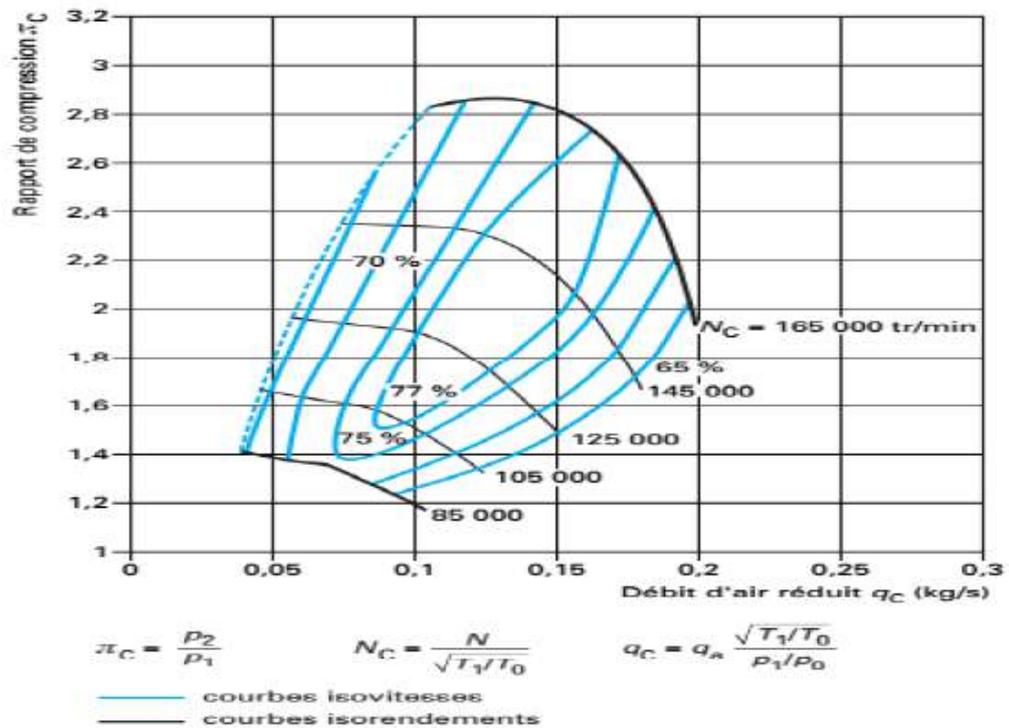


Figure 4– Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett).

Limites d'utilisation :

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

On ne peut pas décrire une iso-vitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe iso-vitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une ligne de pompage (figure 5).

Vers les débits d'air élevés, les iso-vitesses chutent rapidement, le compresseur atteint une limite de fonctionnement provoquée par le blocage sonore de l'écoulement dans tout ou partie des canaux d'air. D'une façon pratique, on considère que le débit limite est atteint pour des valeurs de rendement isentropique inférieures à 0,65 ; au-delà, il y a étouffement du compresseur.

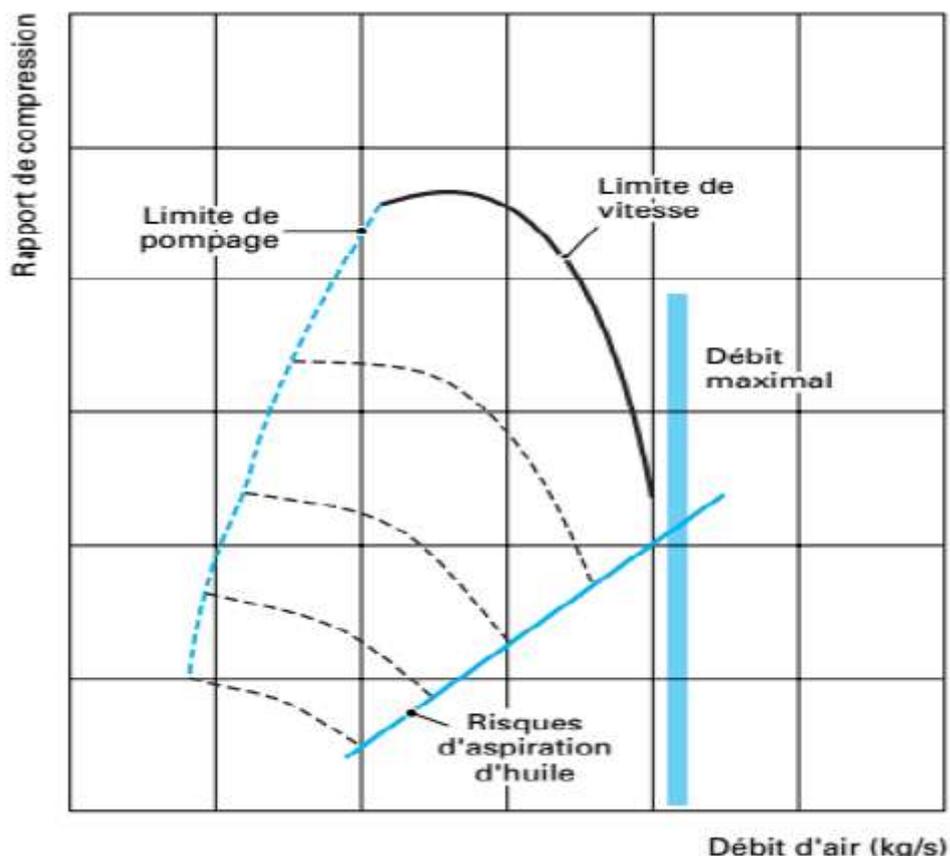


Figure 5 – Limites d'utilisation d'un compresseur

Choix et adaptation du compresseur :

Le tableau 1 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 6 représente les points de fonctionnement d'un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement iso-vitesse 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.

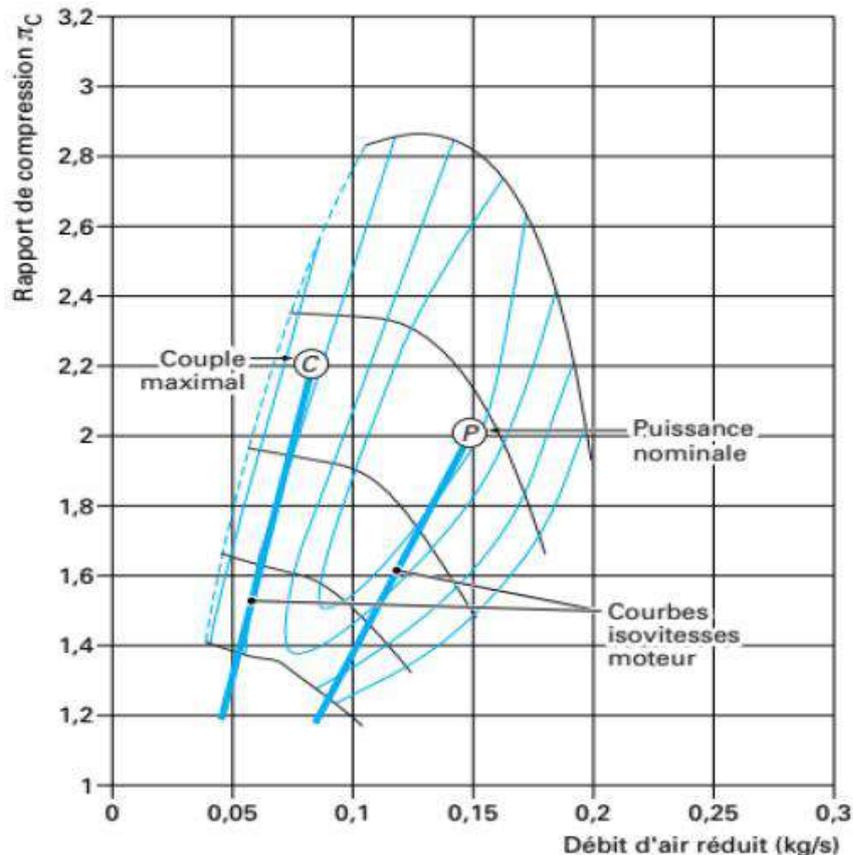


Figure 6 – Points de fonctionnement d'un compresseur.

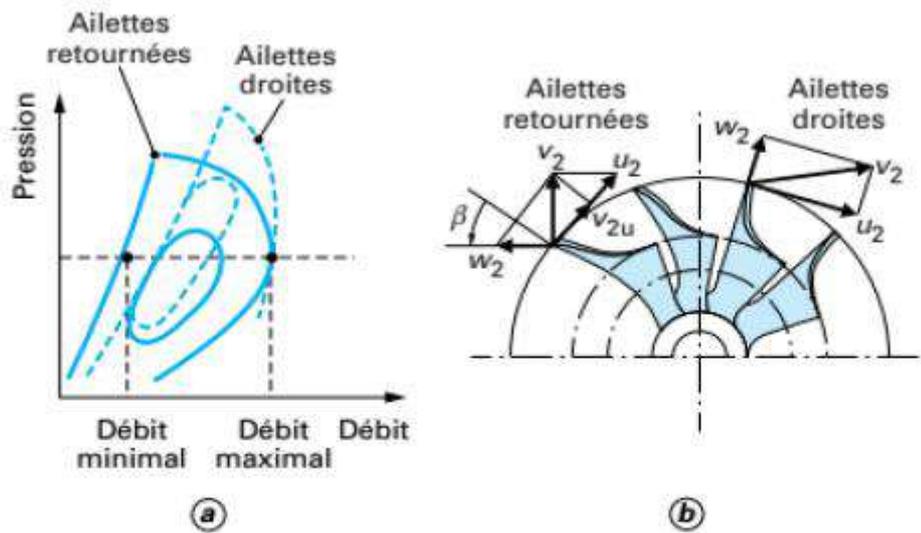
■ La plage d'utilisation du compresseur est un autre paramètre important ; on peut la caractériser comme étant le rapport entre la différence des débits maximal (avant blocage) et minimal (avant pompage) et le débit maximal, ceci pour un rapport de pression donné (figure 7). Un des paramètres permettant de faire varier cette caractéristique est l'angle d'inclinaison des ailettes en sortie de roue (figure 7). Les ailettes retournées vers l'arrière 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.

Turbine radiale centripète :

La turbine radiale centripète est universellement utilisée sur les moteurs de traction routière car ses dimensions sont bien adaptées aux débits de gaz considérés et aussi parce que son comportement est bien adapté aux pulsations de pression des circuits d'échappement. Une turbine est essentiellement composée d'une volute assurant la mise en vitesse et la distribution des gaz et d'une roue transformant l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur (figure 8).

La fonction de mise en vitesse et de distribution des gaz est, dans les cas les plus simples et, actuellement, les plus fréquents, assurée par un distributeur lisse en sortie de volute.

Les distributeurs de section variable, à ailettes pivotantes ou autres concepts, se sont imposés récemment en automobile sur les moteurs Diesel et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.



L'énergie transmise au fluide (étant selon l'équation d'Euler proportionnelle au produit $v_2 v_{2u}$) diminue avec l'augmentation de l'angle β ce qui impose une augmentation de la vitesse de roue v_2 pour conserver le niveau de pression.

Figure 7 – Turbine radiale centripète : schéma

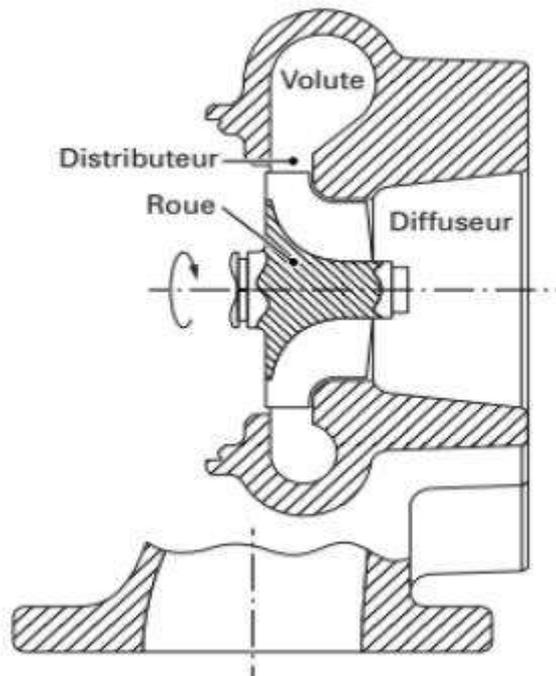
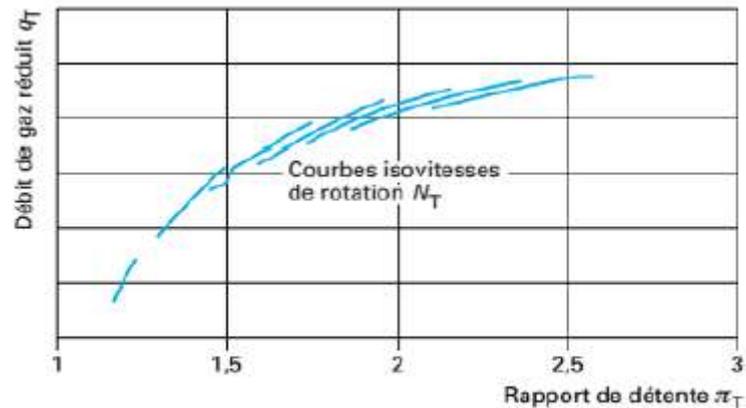


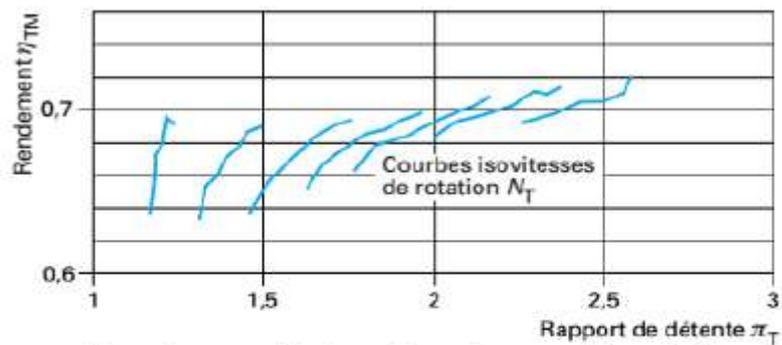
Figure 8 – Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes

Courbes caractéristiques :

Les courbes caractéristiques de turbine précisent les valeurs de débit massique et de rendement isentropique pour différentes valeurs de vitesse de rotation en fonction du rapport de détente (figure 9a et b). Les différentes grandeurs sont exprimées en valeurs réduites, rapportées aux conditions standards des constructeurs (p_0, T_0), ce qui permet de disposer de cartes invariantes selon les conditions d'entrée de la turbine.



(a) courbes caractéristiques de débit



(b) courbes caractéristiques de rendement turbine-mécanique

$$q_T = q_g \frac{\sqrt{T_d/T_0}}{p_d/p_0} \quad N_T = \frac{N}{\sqrt{T_d/T_0}} \quad \pi_T = \frac{p_d}{p_b}$$

Figure 9 – Courbes caractéristiques d'une turbine centrifuge.

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 :

$$q_T = p_4 S_{\text{éq}} \varphi_4 \sqrt{2\gamma T_4}$$

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

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.

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 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.

Choix et adaptation de la turbine :

Le choix de la turbine est fait après la définition de l'étage compresseur. Dans le cas d'un moteur de traction, on définit la turbine au régime de fonctionnement le plus critique du point de vue du manque d'air, en général au point de pme la plus élevée, à faible vitesse de rotation moteur. Les conditions de fonctionnement du compresseur étant connues à ce point particulier, il est possible de calculer le rapport de détente nécessaire à l'obtention de l'énergie d'entraînement du compresseur. Ce calcul suppose la connaissance du rendement 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 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 de débit de gaz pour déterminer la caractéristique de débit de turbine.

Notons que, si l'on choisit une caractéristique de turbine plus grande que nécessaire, au débit considéré, le rapport de détente sera plus faible que souhaité et l'équilibre du turbocompresseur sera obtenu pour une pression d'air plus basse et que, inversement, une turbine de perméabilité plus faible augmentera la pression d'air.

Notons également que l'on ne peut choisir la spécification turbine qu'à un régime particulier de fonctionnement, il faut donc vérifier qu'aux autres régimes les conditions de fonctionnement du système moteur-turbocompresseur seront acceptables.

Pulsations de pression et turbine divisée :

En fonctionnement sur 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 températures moyennes permettant le calcul du rendement de la turbine n'étant plus représentatives des valeurs réelles, en pratique on définit un « coefficient de pulsation » qui permet de modifier le rendement de 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 moteur et turbine est petite.

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 indiquant 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 aussi répartir et diviser les gaz d'échappement de façon à réduire le volume entre la sortie d'un cylindre donné et le distributeur de la turbine.

Dans le cas des moteurs 6 cylindres en ligne utilisés sur les véhicules industriels, les échappements des cylindres 1, 2, 3 sont regroupés et séparés des cylindres 4, 5, 6 et la division est maintenue dans le corps de 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 différents cylindres doit donc être fait en fonction de l'ordre d'allumage du moteur (1-4 + 2-3 pour un moteur 4 cylindres).

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 communément utilisée consiste à dériver une partie des gaz de turbine.

Le clapet de dérivation (wastegate), souvent intégré au corps de turbine pour des raisons économiques, est, le plus souvent, commandé par un vérin pneumatique.

Le dimensionnement de la turbine est effectué de façon 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 il est indiqué sur la figure 10.

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 turbine permet de trouver des conditions de fonctionnement telles qu'avec un débit de gaz plus faible la puissance turbine est conservée. Rappelons, comme l'indique la relation ci-dessous que la puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz la traversant et donc qu'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.

Sur la figure 10, 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.

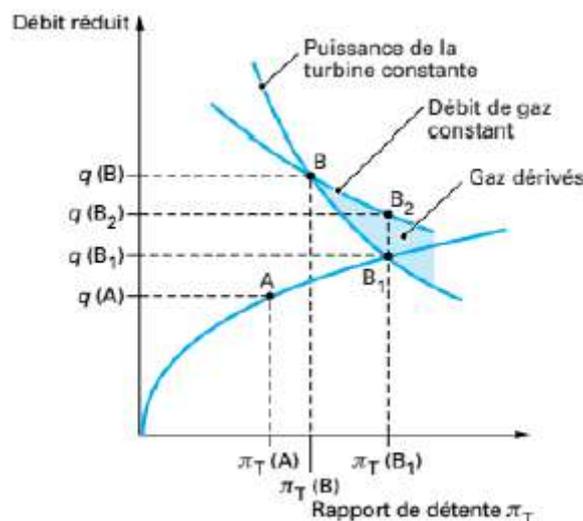


Figure 10 – Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement.