

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE



Projet de Fin d'études

Présenté pour l'obtention du diplôme de
Master

Option : Energétique

Thème :

*Etude des performances d'un
turbocompresseur de suralimentation*

Réalisé par :

- Boudissa Mohamed
- Benyammi Omar

Promoteur :

Mr. Boumeddane

Année Universitaire

2017/2018

Résumé

Notre travail consiste à étudier l'effet de l'imperfection thermique et Calorifique d'un fluide en régime supersonique sur les paramètres thermodynamiques et géométriques d'un écoulement supersonique et sur la fonction de Prandtl Mayer.

Pour la première étape, on a étudié et déterminé les paramètres thermodynamique, géométriques pour les rapports de pression, de la température, masse Volumiques et le rapport des sections a fin de généraliser le modèle gaz parfait.

Pour la deuxième étape on à développer une nouvelle forme de la fonction de Prandtl Mayer (détente supersonique) sur la base d'ajouter l'effet des imperfections Thermique et calorifique sur cette forme.

On a trouvé plusieurs résultats et nous les avons comparés avec le modelé GP et on a calculé aussi l'erreur entre notre modelé et les modèles gaz parfait et HT Comme une comparaison.

Mots clés : *Ecoulement Supersonique, Gaz Réel, Rapports Thermodynamiques et Géométriques, Fonction de Condensation, Gaz Caloriquement Imparfait, Gaz thermiquement Imparfait, Quadrature de Simpson, Fonction de Prandtl Meyer, Méthode des Caractéristiques, Erreur Relative.*

Abstract

Our work is to study the effect of thermal imperfection and Calorific of a supersonic fluid on thermodynamic parameters and geometric supersonic flow and the function of Prandtl Mayer.

For the first stage, thermodynamic parameters were studied and determined and geometric for the pressure ratios, the temperature, mass Volumetric, section report to generalize the perfect gas model.

For the second stage we have to develop a new form of the function of Prandtl Mayer (supersonic relaxation) on the basis of adding the effect of imperfections Thermal and calorific on this form.

We found several results and we compared them with the GP model and we also calculated the error between our modeled and the models perfect gas and HT Like a comparison.

Key words: *Supersonic Flow, Real Gas, Thermodynamic and Geometric Ratios, Condensation Function, Calorifically Imperfect Gas, Thermally Imperfect Gas, Simpson's Quadrature, Prandtl Meyer Function, Characteristic Method, Relative Error.*

ملخص

عملنا هو دراسة تأثير النقص الحراري و الطاقوي لسائل في حالة تدفق فوق سرعة الصوت على إعدادات الديناميكا الحرارية و الهندسية لجريان فوق سرعة الصوت لوظيفة برانتل ماير .

بالنسبة للمرحلة الاولى , قمنا بدراسة و تحديد العوامل الديناميكية الحرارية و الهندسية من أجل تقارير الضغط , الحرارة , الكتلة الحجمية و تقرير الاقسام لتعميم نموذج الغاز المثالي

في المرحلة الثانية عملنا على تطوير شكل جديد من وظيفة الاسترخاء الاسرع من الصوت لوظيفة برانتل ماير على أساس تأثير النقص الحراري و الطاقوي على هذا الشكل .

نحصلنا على العديد من النتائج و قارناها مع نموذج الغاز المثالي كما حسبنا نسبة الخطأ و الارتياب نمودجنا و نماذج الغاز المثالي ونمودج الحرارة العالية و أجرينا المقارنة .

الكلمات المفتاحية : التدفق الأسرع من الصوت ، الغاز الحقيقي ، النسب الديناميكية والهندسية ، دالة التكتيف ، الغاز الناقص من الناحية الحرارية ، الغاز الناقص حرارياً ، تربيع سيمبسون ، دالة براندتل ماير ، الطريقة المميزة ، الخطأ النسبي .

Remerciements

Ce mémoire n'aurait pas été possible sans l'intervention, consciente, d'un grand nombre de personnes, nous souhaitons ici les en remercier.

Nous tenons d'abord à remercier très chaleureusement Mr. SAL MEROUANE qui nous a permis de bénéficier de son encadrement. Les conseils qu'il nous a prodigués, la patience, la confiance qu'il nous a témoignés ont été déterminants dans la réalisation de notre travail de recherche.

Je tiens à remercier notre prof Mr.ROUDANE MOHAMED.

Enfin, nous tenons à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail spécialement à mes très chers parents qui
m'ont encouragé et éclairé le chemin en me donnant la main et douaa,*

Tout le long de mes années d'étude.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
----------------------------	---

Chapitre I

Généralités sur les gaz réelles

1.1. Introduction.....	3
1.2. Les gaz réels.....	4
1.2.1. Le covolume.....	4
1.2.2. Les forces d'attraction intermoléculaires.....	5
1.2.3. Equation d'État des gaz réels.....	6
1.2.4. Equation générale.....	6
1.2.5. Equation de Berthelot.....	7
1.2.6. Equation de Berthelot Modifiée.....	7
1.3. Les coordonnées du point critique- équations réduites.....	8
1.3.1. Application pour l'équation de Berthelot.....	9
1.3.2. Calcul les constants a, b et R.....	10
1.3.3. Equation réduite.....	10
1.4. Facteur de compressibilité.....	11
1.5. Choix de l'équation d'état.....	12
1.6. Validation du choix de l'équation de Berthelot.....	13
1.7. Conclusion.....	15

Chapitre II

L'effet d'imperfection thermique et calorifique sur un écoulement

supersonique

2.1. Introduction.....	16
2.2. Hypothèses de base.....	17
2.3. Configuration des équations.....	18
2.3.1. L'équation de la conservation d'énergie.....	18
2.3.2. Détermination la différentielle dP en fonction de dp lorsque la température T sera constante.....	20
2.3.3. Détermination la différentielle dp/ρ.....	21
2.3.4. Détermination du nombre de Mach.....	21

2.3.5. Calcul de la vitesse.....	21
2.3.5.1. Détermination de la célérité du son.....	22
2.3.5.2. Le nombre de Mach.....	22
2.3.6. La chaleur spécifique à volume constante $c_v(T, \rho)$	23
2.3.7. La chaleur spécifique à pression constante $c_p(T, \rho)$	24
2.4. Rapport des chaleurs spécifiques γ	25
2.5. Calcul numérique des rapports thermodynamiques.....	26
2.5.1. La méthode de Newton.....	27
2.5.2. Algorithme de la méthode de Newton appliquée aux systèmes.....	29
2.5.3. Le choix de la solution initial.....	29
2.6. Erreur entre le modèle du gaz réel et les modèles GP et HT.....	30
2.6.1. Erreur du modèle gaz parfait.....	31
2.6.2. Erreur du modèle haute température.....	32
2.7. Conclusion.....	32

Chapitre III

Développement d'une nouvelle forme de la fonction de PRANTDL MEYER

3.1. Introduction.....	33
3.2. Détente de Prandtl-Meyer.....	34
3.3. Le modèle GP (caloriquement et thermiquement parfait).....	35
3.4. Le modèle HT (caloriquement imparfait et thermiquement parfait).....	35
3.5. Détermination de la fonction de Prandtl Meyer pour un GR.....	35
3.5.1. Formulations mathématiques.....	36
3.5.2. Détermination la fonction de Prandtl Meyer d'un gaz parfait à partir de la nouvelle fonction.....	39

3.5.3. Détermination la fonction de Prandtl Meyer d'un à haute température à partir de la nouvelle fonction.....	42
3.6. Les Procédures du calcul numérique.....	43
3.6.1. Détermination la masse volumique génératrice ρ_0	43
3.6.2. Détermination les rapports thermodynamiques.....	43
3.6.3. Détermination les rapports critiques au col.....	44
3.6.4. Procédure de calcul par la méthode de Simpson.....	44
3.6.5. Effet de la quadrature sur la convergence du problème.....	48
3.7. Conclusion.....	49

Chapitre IV

RESULTATS ET COMMENTAIRES

4.1. Résultats pour les caractéristiques d'un gaz réel.....	50
4.2. Résultats pour les paramètres critiques (au col).....	55
4.3. Résultats pour les paramètres supersoniques.....	57
4.4. Résultats sur l'erreur pour les paramètres supersoniques.....	62
4.5. Résultats sur la fonction de Prandtl Meyer.....	67
4.6. Résultats sur l'erreur pour la fonction de Prandtl Meyer.....	69
4.7. Résultats de la simulation numérique CFD.....	70
4.8. Comparaison entre M2 de GP et de RG et les résultats du CFD.....	74
Conclusion générale.....	75
Références.....	79

Nomenclature

LISTE DES SYMBOLES

a	Constante des forces intermoléculaire.
b	Constante de taille moléculaire.
m	Débit massique critique.
U	Energie interne.
v	Volume spécifique.
x	Abscisse d'un point.
y	Rayon d'un point.
u, v	Composantes horizontale et verticale du vecteur vitesse.
H	Enthalpie.
M	Nombre de Mach.
P	Pression.
R	Constant thermodynamique de l'air.
T	Température.
V	Vitesse de l'écoulement.
W	Travail.
Z	Facteur de compressibilité.
C_P	Chaleur spécifique à pression constante.
C_V	Chaleur spécifique a volume constant.
C_T	Constant déterminée à température constante.
C_F	Coefficient de la force de pression.
C_S	Célérité du son.
b_1, b_2	Coefficients de la fonction de la condensation.
γ	Rapport des chaleurs spécifiques.
ρ	Masse volumique.
θ	Température caractéristique de vibration.
ε	Tolérance.
v	Fonction de Prandtl Meyer.
μ	Angle de Mach.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mon père qui m'a soutenu tout au long de mes études ;

A ma mère dont l'affection pour moi est sans limites ;

A mes soeurs;

A mon frère à qui je souhaite la réussite dans sa vie;

A tous mes cousins et proches et surtout ma tante ;

A mon binôme Mohamed ;

A mes amis :

Hadji, Kamel, Salim, Samad, Nadir, Amine, Mahfoud

Hamada et tous mes autres amis de près et de loin

Berriane, Alger, Blida ;

A tous mes collègues du G.M (Énergéticiens, et Installation)

et d'autres départements

A tous mes Amis et coéquipiers du club C.S.C.V.B

Benyammi Omar

Résumé

Le but de ce travail, est d'étudier et dimensionner un turbocompresseur de suralimentation, ce dimensionnement comporte le calcul des paramètres de l'ensemble compresseur turbine. Pour ce faire nous avons organisé notre travail en quatre chapitres. Le premier chapitre comporte des généralités sur les moteurs thermiques. Le second chapitre est dédié à l'étude de la suralimentation des moteurs Diesel. La suralimentation par turbocompresseur est traitée dans le troisième chapitre. Enfin nous avons terminé notre travail par un quatrième chapitre comportant le calcul et dimensionnement d'un turbocompresseur, suivie d'une conclusion générale.

Chapitre I Généralités sur les moteurs thermiques

I.1. Introduction générale

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.

La recherche de ces paramètres est conditionnée par le respect des exigences des normes actuelles sur la protection de l'environnement, ce qui a poussé les chercheurs vers la conception des moteurs qui respectent d'avantage l'environnement et offrant des performances plus élevées. [1]

Les moteurs à combustion interne sont des machines thermiques, donc transformant de chaleur en travail mécanique destiné à équilibrer le travail résistant d'une machine. Cette transformation est obtenue au moyen d'un fluide qu'on fait évoluer entre deux températures extrêmes. Si le fluide est inerte et simplement transporteur de calories (cas de la machine à vapeur) le moteur est dit à combustion externe, s'il produit lui-même, en brûlant à l'intérieur d'organes appropriés du moteur l'énergie nécessaire au fonctionnement, le moteur est dit à combustion interne. Autrement dit, un cycle du moteur est l'ensemble des opérations à la fin desquelles ses éléments mobiles retrouvent leurs positions initiales. Les moteurs thermiques sont généralement distingués en deux types :

- Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle.

Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère).

- Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors 2 sources de chaleur, entrent par exemple dans cette dernière catégorie : les machines à vapeur, le moteur Stirling... [2]

I.2. Moteurs à combustion interne

I.2.1 Moteurs alternatifs

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre à volume variable et elle est utilisée pour augmenter la pression au sein d'un gaz qui remplit cette chambre (ce gaz est d'ailleurs initialement composé du combustible et du comburant : air). Cette augmentation de pression se traduit par une force exercée sur un piston, force qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).



Figure I.1. Moteur Renault 1.5 l dCi

Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange carburant-air :

- ❖ **Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)**
- ❖ **Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel)**

I.2.1.a. Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)

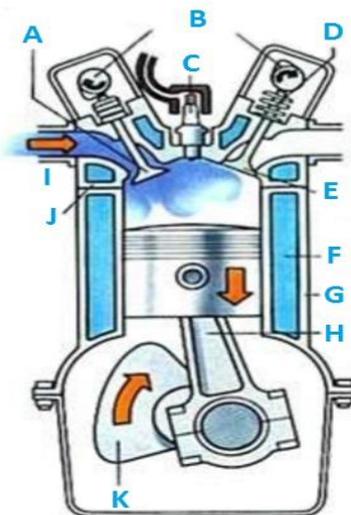
Un moteur à allumage commandé, plus communément appelé moteur à essence en raison du type de carburant le plus fréquemment utilisé, est une famille de moteur à combustion interne, pouvant être à mouvement alternatif (à deux ou quatre temps) ou plus rarement à mouvement rotatif (comme le Moteur Wankel).

L'ingénieur belge Étienne Lenoir a fabriqué en 1860 le premier moteur à allumage commandé. C'est un moteur à deux temps, de rendement très médiocre, mais qu'il fabriquera à quelque quatre cents exemplaires ce qui fera de lui le premier industriel de cette technique de l'allumage commandé.

Le physicien Beau de Rochas théorise en 1862 la thermodynamique des moteurs à quatre temps, mais il faut attendre 1872 pour que l'Allemand Nikolaus Otto devienne le premier ingénieur à en concevoir un, commençant ainsi une longue série d'innovations.

Contrairement au moteur Diesel, le mélange combustible d'un moteur à allumage commandé n'est pas censé s'enflammer spontanément lors du fonctionnement, mais sous l'action d'une étincelle provoquée par la bougie d'allumage. Il est donc équipé d'un système complet d'allumage, composé d'une bougie, provoquant l'arc électrique enflammant les gaz dans la chambre de combustion, d'une bobine servant à produire les hautes tensions nécessaires à la création de l'étincelle et d'un système de commande de l'allumage (rupteur ou système électronique).

► Les Quartes phases d'un moteur à essence

Phase		
<p>1 Admission</p> <p>A-Soupape 'admission</p> <p>B-Arbre</p> <p>C-Bougie</p> <p>D -Ressort de soupape</p> <p>E -Soupape d'échappement</p> <p>F -Eau</p> <p>G -Bloc</p> <p>H- Bielle</p> <p>I - Admission des gaz</p> <p>J- Culasse</p> <p>K- Masselotte d'équilibrage</p>		<p>Le carburant et l'air mélangé par l'injection ou le carburateur sont aspirés dans la chambre de combustion par le piston qui descend, la(les) soupape(s) d'admissions étant ouvertes.</p>

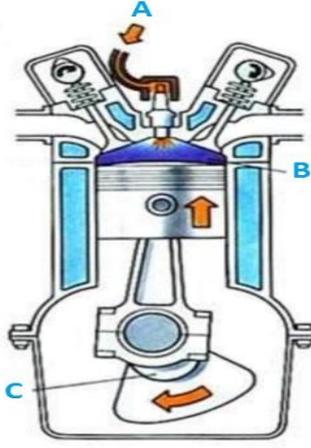
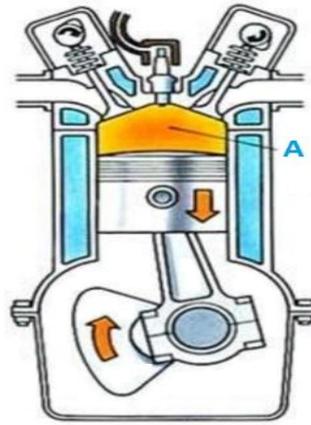
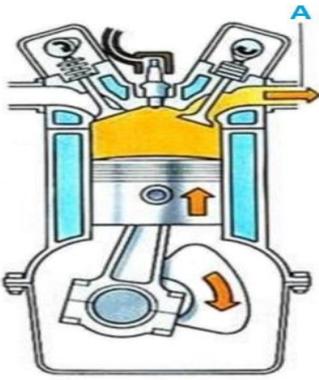
<p>2 Compression</p> <p>A- Allumage B -Gaz comprimé</p>		<p>La(les) soupape(s) d'admission se ferment,le piston va en remontant comprimer à une bonne pression le mélange.</p>
<p>3- Combustion et détente</p> <p>A-La combustion chasse le piston vers le bas</p>		<p>Le piston arrivant à son point mort haut va comprimer le gaz au maximum. La bougie d'allumage va quelques degrés avant que le PMH va produire une étincelle à haute tension. Cela déclenche une combustion du gaz qui repousse le piston.</p>
<p>4-Echappement</p> <p>A- Sortie du gaz d'échappement</p>		<p>Sortie du gaz d'échappement</p>

Tableau I.1. Les quartes phases d'un moteur à essence

► Etudes thermodynamiques (cycle Otto)

Le cycle théorique d'Otto est le cycle idéal du moteur Otto. Le moteur Otto est également connu sous le nom de moteur à allumage par étincelle parce que l'allumage du carburant se fait par une étincelle provoquée par une bougie d'allumage et est également connu sous le nom de moteur à essence en raison du type de carburant utilisé.

Une façon d'étudier la performance de ce moteur est d'analyser son cycle théorique. Le cycle théorique est une approximation du cycle réel avec de nombreuses simplifications. En pratique, il y a tellement de variables qui affectent la performance du moteur que le calcul du cycle réel est pratiquement impossible. Quoiqu'il en soit, le théorique Otto est une bonne approximation du cycle réel.

▪ Cycle Otto 4 temps

La figure suivante représente graphiquement le cycle Otto dans un moteur à 4 temps à la fois dans les coordonnées P-V et dans les coordonnées T-S.

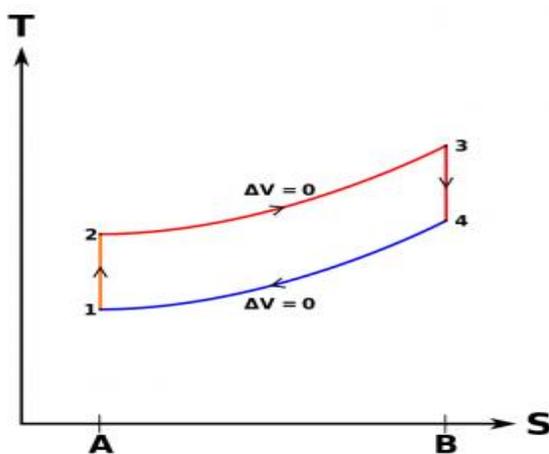


Figure I.1. a. Diagramme T-S cycle Otto

Otto

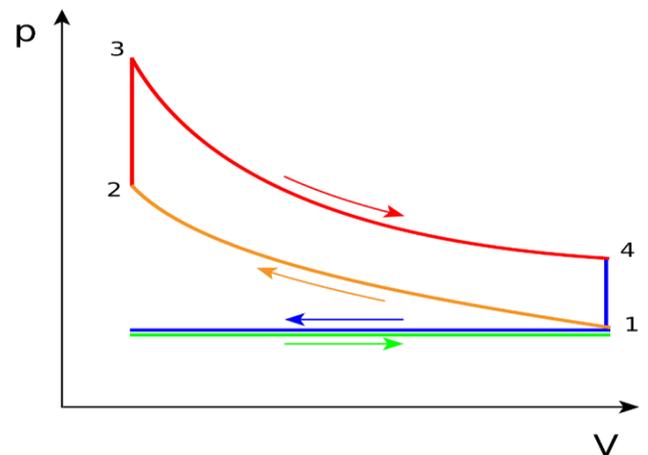


Figure I.1.b. Diagramme P-V cycle

- Les transformations thermodynamiques qui ont lieu pendant le cycle d'Otto (PV) sont:
 - ✓ 1-2. Transformation adiabatique et isentropique (sans échange de chaleur avec l'extérieur). Compression du fluide actif et correspondant au travail L_1 effectué par le piston.
 - ✓ 2-3. Transformation à volume constant. Introduction instantanée de la chaleur fournie Q_1 .

- ✓ 3-4. Transformation adiabatique Expansion de pression constante et travail L2 correspondant produit par le fluide actif.
- ✓ 4-1. Transformation à volume constant. Soustraction instantanée de la chaleur Q2.

En fait, dans le moteur à 4 temps, l'évacuation de la chaleur a lieu pendant la course d'échappement 1-0, et le fluide est introduit dans la course d'aspiration du moteur 0-1, qui est tracée en Diagramme PV par une ligne horizontale, alors que dans le diagramme TS il n'est pas possible de le représenter. Les effets des deux processus s'annulent, aucun gain ou la perte d'un emploi, pourquoi ne pas habituellement pris en compte dans les schémas idéaux coordonnées aspiration de course PV et d'échappement, et le cycle Otto est représenté comme un cycle fermé, que le fluide actif retourne à son état initial lorsque la phase d'expulsion de la chaleur 4-1 s'achève.

▪ Cycle Otto à 2 temps

Le cycle Otto change légèrement dans un moteur 2 temps par rapport au moteur 4 temps.

-Première fois - compression Amdisión

Lorsque le piston du moteur alternatif atteint le PMI (Bottom Dead Center), il commence à se déplacer vers le PMS (Top Dead Center). Pendant le voyage, le piston crée une différence de pression qui aspire le mélange d'air et de gaz à travers l'orifice d'admission dans le boîtier de précompression. Le carburant entre sous forme gazeuse.

Lorsque le piston recouvre l'orifice, le mélange s'arrête. Pendant le reste de la course descendante, le piston est comprimé par le mélange dans le carter inférieur, jusqu'à ce que l'orifice de transfert communiquant avec la chambre de compression soit découvert. En communiquant avec la chambre de compression, le mélange frais précomprimé aide à expulser les gaz brûlés de l'échappement.

Lorsque le piston commence à lever l'orifice de transfert, une partie de la course reste ouverte et le carter n'entre pas dans l'air frais, mais une partie des gaz revient, perdant son efficacité

de pompage. gaz pour minimiser cet effet. C'est ce qu'on appelle le renouvellement de la charge.

-Deuxième fois. Expansion et échappement de gaz

Une fois que le piston du moteur thermique a atteint le PMS et que le mélange d'air et d'essence est comprimé, il est allumé par une étincelle entre les deux électrodes de la bougie d'allumage. Avec l'allumage, le carburant libère de l'énergie et atteint des pressions et des températures élevées dans le cylindre. Le piston descend, effectuant le travail jusqu'à ce que l'orifice d'échappement soit découvert. Lorsqu'ils sont à haute pression, les gaz brûlés partent par cet orifice.

▪ Caractéristiques du cycle Otto à deux temps

La performance de ce moteur est inférieure à celle du moteur à 4 temps, car il a un rendement volumétrique plus faible et l'échappement du gaz est moins efficace. Les cycles à 2 cycles sont plus polluants. Au niveau de la puissance, le cycle Otto 2 temps offre un couple dans l'unité de temps la plus élevée pour le même déplacement. Cette différence de couple est due au fait que le moteur à 2 temps fait une explosion à chaque révolution, alors que le moteur à 4 temps fait une explosion tous les 2 tours et possède plus de pièces mobiles.

Ce type de moteur est principalement utilisé dans les moteurs de petite cylindrée (cyclomoteurs, débroussailleuses, taille-haies, tronçonneuses, etc.), car il est moins cher et plus facile à construire et son émission de polluants élevés est très faible en valeur absolue.

► Performance thermique du cycle Otto

Lorsque la chaleur Q_1 est introduite à volume constant, le travail L_{2-3} effectué pendant cette transformation est nul, et l'équation de conservation de l'énergie du fluide sans écoulement devient:

$$Q_1 = U_3 - U_2$$

Comme c'est un cycle idéal et que, par conséquent, le fluide de fonctionnement est un gaz parfait, la variation de l'énergie interne pendant sa transformation à volume constant vaut:

$$U_3 - U_2 = C_V (T_3 - T_2)$$

Où il s'avère:

$$Q_1 = C_V (T_3 - T_2)$$

De même, puisque la chaleur Q_2 est également soustraite à volume constant, et dans des conditions telles que $L_{4-1} = 0$, nous pouvons écrire:

$$Q_2 = U_4 - U_1$$

et parce que le fluide est un gaz parfait:

$$Q_2 = C_V (T_4 - T_1)$$

En conséquence, l'efficacité thermique idéale pour les résultats théoriques du cycle d'Otto:

he = (chaleur fournie - chaleur soustraite) / chaleur

$$\eta_z = \frac{C_V (T_3 - T_2) - C_V (T_4 - T_1)}{C_V (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

fournie

Pour les transformations adiabatiques de la compression 1-2 et de l'expansion 3-4, on obtient respectivement:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1}$$

et puisque c'est $V_1 = V_4$ et $V_2 = V_3$, nous pouvons écrire:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

En introduisant cette relation dans l'expression du rendement il (ainsi que celui qui existe entre les températures T_1 et T_2 de la phase 1-2 de la compression adiabatique), on obtient:

$$\eta_z = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

Indiquant avec ρ la relation entre les volumes respectifs V_1 et V_2 du début et la fin de la course de compression et ndash; que nous appellerons & ldquo; taux de compression volumétrique et rdquo; -, l'expression finale de la performance thermique idéal est obtenu du cycle d'Otto.

$$\eta_{\alpha} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

L'efficacité thermique du cycle d'Otto est donc fonction du taux de compression et de l'exposant k , rapport des chaleurs spécifiques du fluide d'exploitation. En augmentant ρ , augmentez-le; augmenter les valeurs des chaleurs spécifiques, diminue k et, par conséquent, aussi l'efficacité thermique il. Par conséquent, le cycle idéal, pour lequel $k = 1,4$, a un rendement thermique supérieur au cycle de l'air, étant donné que, pour cela, k a une valeur moyenne plus faible, en faisant varier les chaleurs spécifiques avec la température.

I 2.1.b. Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel)

Le moteur Diesel est une machine thermique au sein de laquelle l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique. La chaleur est produite par la combustion qui libère l'énergie du mélange air carburant et le travail résulte de la détente des gaz. [3]

► Classification des moteurs Diesel

On peut trouver plusieurs types de moteurs Diesel, on les classe comme suit :

Selon le nombre de temps : il existe deux types :

- Les moteurs à deux temps.
- Les moteurs à quatre temps.

Selon le type d'injection : on trouve trois types :

- Les moteurs à injection directe.
- Les moteurs à injection indirecte.
- Les moteurs à injection haute pression à rampe commune.

Selon le type d'alimentation en air : on trouve deux types :

- Les moteurs atmosphériques.
- Les moteurs suralimentés.

Selon le type de combustion : on a aussi deux types :

- Les moteurs à combustion interne.

- Les moteurs à combustion externe.

Chaque type de moteur se distingue ensuite par son architecture, le nombre de cylindres (4, 6, 8...etc.), leur dispositions (à plat, rayonnant, en vé, en ligne ...etc.), le volume de la cylindrée unitaire ou par un détail de conception caractéristique (arbre à came en tête, vilebrequin 5 paliers...etc.).

► Principe de fonctionnement d'un moteur Diesel

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi-tour de vilebrequin). Un cycle s'effectue sur 2 tours de vilebrequin, soit 720° . Le cycle mécanique (2 allers et 2 retours c'est à dire 4 courses) se fait en 4 temps. Seule la détente est motrice (fournit de l'énergie), les autres sont résistants.

La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. On distingue deux types de moteurs, les moteurs à deux temps (le cycle complet s'étend sur un tour de vilebrequin) et les moteurs dont la période correspond à quatre temps (deux tours du vilebrequin). Le cadre de l'étude se limite à l'étude du moteur Diesel fonctionnant conformément au cycle à quatre temps illustré dans la figure. Ce séquençement des opérations a été formulé pour la première fois en 1860 par le français Alphonse-Eugène Beau de Rochas. Sa première réalisation pratique en 1876 est due à l'allemand Nicolaus August Otto (1831-1891) sur un moteur à allumage commandé. Voici la description des quatre temps élémentaires dans le cas du moteur suralimenté à allumage par compression :

- **1er temps : Admission**

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission est ouverte et la soupape d'échappement est fermée. Le piston se déplace vers le PMB, l'air frais pénètre à travers la soupape d'admission à une pression supérieure à la pression atmosphérique. La phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape d'admission, lorsque le piston atteint le PMB.

Chaque temps du cycle a son importance, ici, la qualité d'air de l'admission conditionne la puissance du moteur car la quantité de combustible qui peut être brûlée est intimement liée à la charge d'air dans les cylindres.

Courbe AB (figure 1) La figure ci-dessous représente l'admission dans le moteur Diesel ainsi que les trois autres temps :

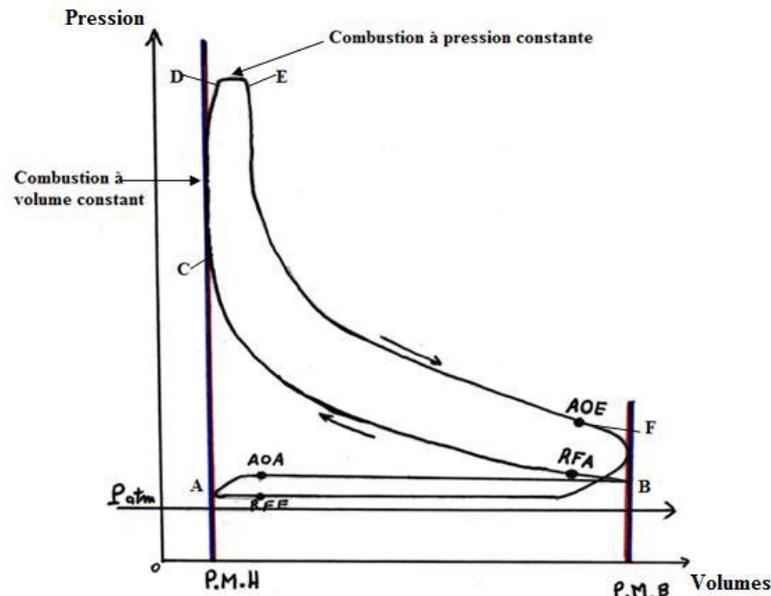


Figure 1.2 Cycle réel d'un moteur suralimenté

- **2ème temps : Compression**

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées, le cylindre est donc hermétiquement clos. Le volume de la chambre de combustion diminue à mesure que le piston se déplace du PMB vers le PMH.

L'air admis précédemment est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement.

L'élévation de la pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique, en général, à l'issue de cette phase, la pression de l'air atteint 10 à 25 fois sa valeur initiale.

Courbe BC (figure1.2)

- **3ème temps : Détente**

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH (le carburant est parfois injecté avant le PMH, ainsi la combustion s'effectue "à cheval" entre la fin de la compression et le début de la détente). Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression des gaz dans le cylindre. Le piston, sous l'effet de cette

pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle. Le troisième temps s'achève lorsque le piston atteint le PMB.

Courbe CD-DE- EF (figure 1.2)

- **4ème temps : Echappement**

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre en laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, la boucle est bouclée, et à nouveau, le cycle peut alors commencer. Cette étape joue un rôle primordial. En effet, la suralimentation permet d'avoir un bon balayage, ça permet de chasser plus de gaz résiduels et de bien refroidir l'ensemble culasse, piston et soupapes. [9] Courbe FA (figure 1) [4]

La figure suivante donne un exemple d'un cycle Diesel à quatre temps :

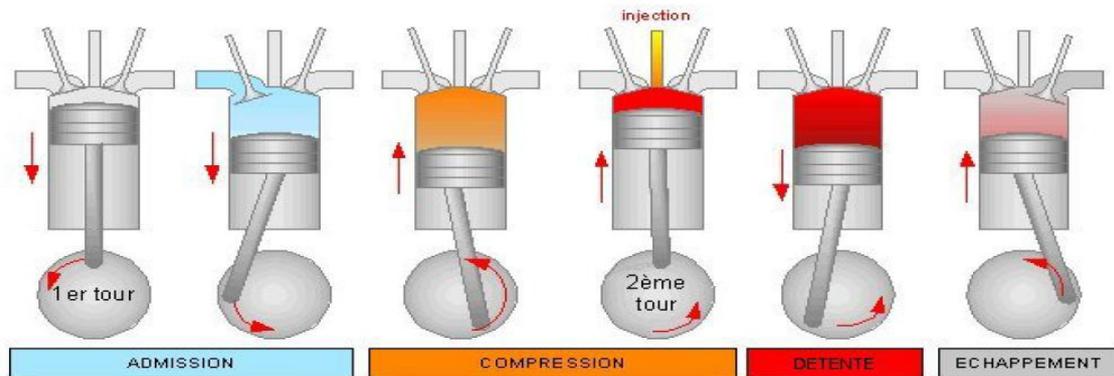


Figure I.3 Cycle Diesel à quatre temps

► Les perspectives du développement des moteurs Diesel

Avec le développement technologique, les moteurs Diesel s'est retrouvé confronté à des

multiples obstacles et défis comme :

- Augmenter la puissance
- Diminuer la consommation
- Diminuer les rejets toxiques
- Utiliser de nouveaux carburants

Les chercheurs ont beau essayé à trouver une alternative pour y remédier à ces différents inconvénients, à la fin ils ont pu découvrir un moyen plus efficace et économique qui est la suralimentation.

► Les performances du moteur Diesel

a)-Les performances indiquées

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

- La pression moyenne indiquée P_{mi}
- La puissance indiquée P_i
- Le couple moteur indiqué C_i
- Le rendement indiqué η_i
- La consommation spécifique indiquée g_i

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel. Ces pertes sont dues

- À la transmission de chaleur à travers les parois
- À une combustion incomplète dans les zones riches (dans les moteurs Diesels la combustion est toujours complète).
- À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur.
- Aux fuites du fluide-moteur.

Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent 10 à 30 % de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique, ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs.

b)-Les performances effectives

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, ...etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement). Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%).

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m . Comme η_m est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf

la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant.

► Avance et retard à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement

AOA : avance ouverture admission

RFA : retard fermeture admission

AOE : avance ouverture échappement

RFE : retard fermeture échappement

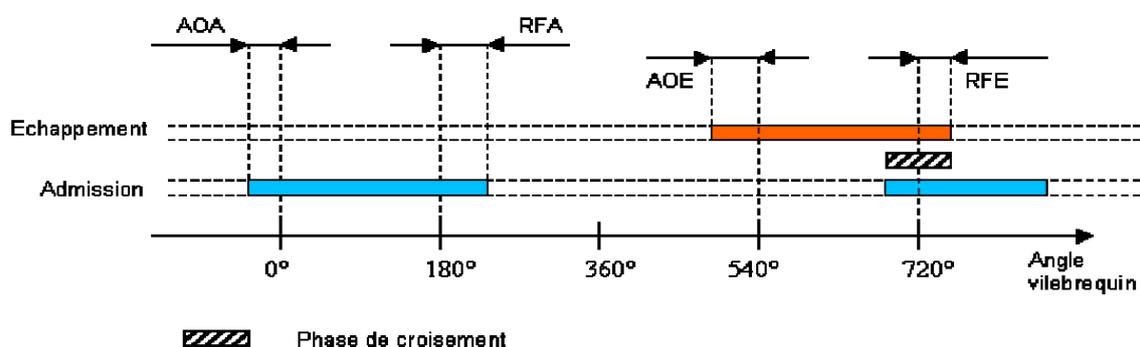


Figure I.4. Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement

► Les inconvénients du moteur Diesel

Les moteurs Diesel classiques présentent de nombreux inconvénients.

- En s'enflammant dans les cylindres le gazoil émet un claquement caractéristique de combustion qui est désagréable.
- A faible vitesse le moteur dépense beaucoup d'énergie pour comprimer l'air dans les cylindres ce qui se traduit par des vibrations.
- Le moteur Diesel manque de reprise à faible régime et n'est pas très puissant.
- La combustion incomplète du gazole produit des résidus.
- La puissance développée est insuffisante pour accomplir les tâches qui lui sont destinées.

Pour résoudre l'ensemble de ces inconvénients, les chercheurs ont opté pour un moyen efficace et pratique qui est la suralimentation par turbocompresseur. [5]

I.2.2. Turbomachines : (turbine à gaz)

Contrairement aux moteurs précédents, les turbomachines sont des machines à écoulement continu. Dans ces dernières machines, les évolutions des fluides moteur ont lieu dans des enceintes successives et juxtaposées, contrairement aux moteurs alternatifs où ces transformations s'opèrent dans le même espace, le cylindre.

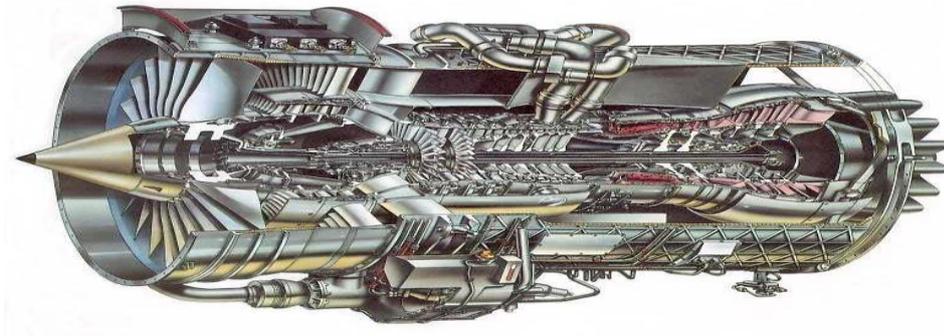


Figure I.5. Turbomachine

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre de combustion d'un combustible généralement liquide (kérosène par exemple). Cette combustion augmente la pression du gaz (air + combustible). Ce gaz sous pression traverse une chambre de détente à volume constant constituée d'un arbre moteur doté d'ailettes (turbine de détente). De l'énergie est alors fournie à cet arbre sous forme d'un couple moteur qui sera utilisé d'une part vers les consommateurs, d'autre part vers un compresseur (turbine de compression) qui permet la puissance fournie. En effet la pression de l'air augmentant, la masse d'air aspirée augmente, on peut brûler davantage de kérosène, et la puissance disponible est donc augmentée (par rapport à une turbine qui ne disposerait pas d'étage compresseur en entrée).

I.2.3 Moteur WANKEL à piston rotatif

Le moteur rotatif WANKEL est le résultat d'une importante étude menée de 1945 à 1954 par l'ingénieur WANKEL sur les différentes solutions de moteur rotatif. En conclusion, il estima que la meilleure était de faire travailler en moteur, le compresseur rotatif réalisé par Bernard Maillard en 1943.

► Principe de fonctionnement du moteur WANKEL

Ce moteur à combustion interne est un moteur à piston rotatif ou moteur volumétrique à engrenages équilibré. Il s'agit du seul de ce type qui ait connu un développement industriel. Comme tout moteur à quatre temps, il fonctionne avec un mélange d'air et d'essence, à l'image des moteurs à allumage commandé.

Le piston appelé ici rotor tourne dans la trochoïde délimitant ainsi trois chambres dont les volumes varient en fonction de la position angulaire du piston. Chacune des trois faces du rotor va s'écarter puis se rapprocher du carter, permettant de réaliser successivement les temps de compression, d'explosion, de détente et d'échappement". La cinématique (guidage) du rotor est réalisée par une couronne intérieure dentée qui engrène sur un pignon fixe par rapport au bâti . L'arbre moteur reçoit le couple moteur par l'intermédiaire d'un excentrique centré sur le rotor . L'excentricité permet de régler le « rapport volume » de compression/volume de détente. Le moteur ne comporte pas de soupapes, mais deux lumières comme sur un moteur à deux temps si bien qu'il ne compte que 5 pièces en mouvement contre 85 pour un moteur classique à 4 cylindres. Ces lumières, fermées puis ouvertes tour à tour par le passage du rotor, permettent pour l'une, l'admission des gaz frais, et pour l'autre, l'échappement des gaz brûlés.

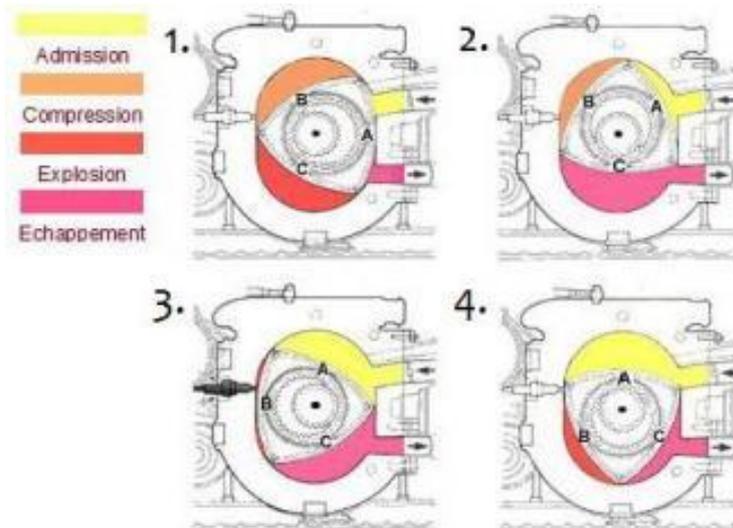


Figure I.6.Principe de fonctionnement d'un *moteur à piston rotatif* WANKEL

I .3.Avantages et inconvénients pour les moteur a combustion interne

Avantages :

- ✓ Faible encombrement à cylindrée égale à un moteur conventionnel.
- ✓ Du fait qu'il ne transforme pas de mouvement linéaire en rotation, il déplace moins de pièces, donc moins d'inertie, ce qui lui permet d'atteindre des régimes très élevées. (En théorie max. 18000 tr/min)
- ✓ Moins de pièces permet de faire des montées en régimes très rapide.
- ✓ Moins de pièces est égale à moins de poids.

- ✓ La plage d'utilisation commence dès les premiers tours et s'étend jusqu'à la rupture.

Inconvénients :

- Consommation en essence excessive.
- Frein moteur pratiquement inexistant.
- Techniquement perfectible.

I.4.Moteurs à combustion externe

I.4.1Machines à vapeur

La machine à vapeur est une invention dont les évolutions les plus significatives datent du XVIII^e siècle. C'est un moteur à combustion externe qui transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau (produite par une ou des chaudières) en énergie mécanique.

Comme première source d'énergie mécanique maîtrisée par l'homme (contrairement à l'énergie de l'eau, des marées ou du vent, qui nécessitent des sites spéciaux et que l'on ne peut actionner facilement à la demande), elle a eu une importance majeure lors de la révolution industrielle. Mais au XX^e siècle, la machine à vapeur a été supplantée par la turbine à vapeur, le moteur électrique et le moteur à combustion interne pour fournir de l'énergie mécanique.

► Principe de fonctionnement d'une machine à vapeur

La chaleur est produite dans une chambre de combustion (chaudière) séparée de la chambre de détente. Cette chaleur est utilisée pour vaporiser de l'eau. La vapeur d'eau obtenue par cette vaporisation est alors envoyée dans la chambre de détente (cylindre) où elle actionne un piston. Un système bielle manivelle permet alors de récupérer l'énergie mécanique ainsi produite en l'adaptant aux besoins. L'eau qui est fournie à l'évaporateur est transformée en vapeur d'eau par apport de chaleur. Ce gaz (vapeur d'eau sous pression) est distribué vers le piston où il fournit du travail qui sera utilisé par le système bielle manivelle(

non représenté ici). Les distributeurs permettent de mettre chaque face du piston alternativement à l'admission ou à l'échappement.

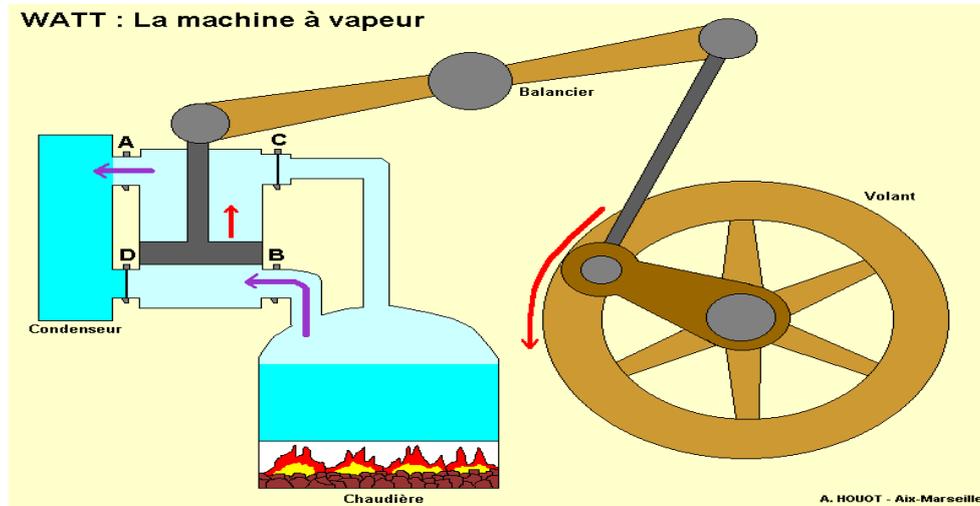


Figure I.7.Principe de fonctionnement d'une *machine à vapeur*

I.4.2.Moteurs Stirling

Le moteur Stirling, appelé parfois moteur à combustion externe ou moteur à air chaud est inventé en 1816 dont on reparle de plus en plus aujourd'hui. Le moteur comprend deux pistons A et B et un régénérateur qui absorbe et restitue de la chaleur au cours du cycle. Il existe plusieurs types de moteur Stirling ; pour l'illustration, on ne donne que le schéma d'un moteur alpha.

► Principe de fonctionnement du moteur Stirling

Le principe est relativement simple : le fluide principal qui produit un travail est un gaz (air, hydrogène ou hélium) soumis à un cycle comprenant quatre phases : chauffage isochore (à volume constant), détente isotherme (à température constante), refroidissement isochore puis compression isotherme.

Le but est de produire de l'énergie mécanique à partir d'énergie thermique. Au début du cycle, le gaz à l'intérieur du moteur est placé dans la chambre chaude, chauffée par une certaine source d'énergie : sa température et sa pression augmentent, ce qui produit une dilatation du gaz. Le piston de la chambre chaude étant en butée, le gaz se détend vers la chambre froide en repoussant le piston de celle-ci. L'énergie thermique est ainsi transformée en énergie mécanique qui est transmise à la roue. Ce mouvement de la roue est transmis au piston de la chambre chaude qui repousse presque tout le gaz dans la chambre froide. Lorsque

c'est fait, le gaz arrivé dans la chambre froide se refroidit et son volume diminue, entraînant le piston froid dans l'autre sens. De nouveau, ce mouvement est transmis, via la roue, au piston de la chambre chaude qui recule alors vers sa butée. Presque tout le volume de gaz se retrouve alors aspiré vers la chambre chaude et le cycle recommence. On nomme ce cycle thermodynamique le cycle de Stirling (bien que ce ne soit pas Stirling qui l'ait décrit).

La source chaude du moteur (le piston rouge ci-dessus) est alimentée par une source externe quelconque : combustion externe de dérivés du pétrole, gaz naturel, charbon, mais aussi énergies renouvelables comme l'énergie solaire, le bois ou l'énergie géothermique.

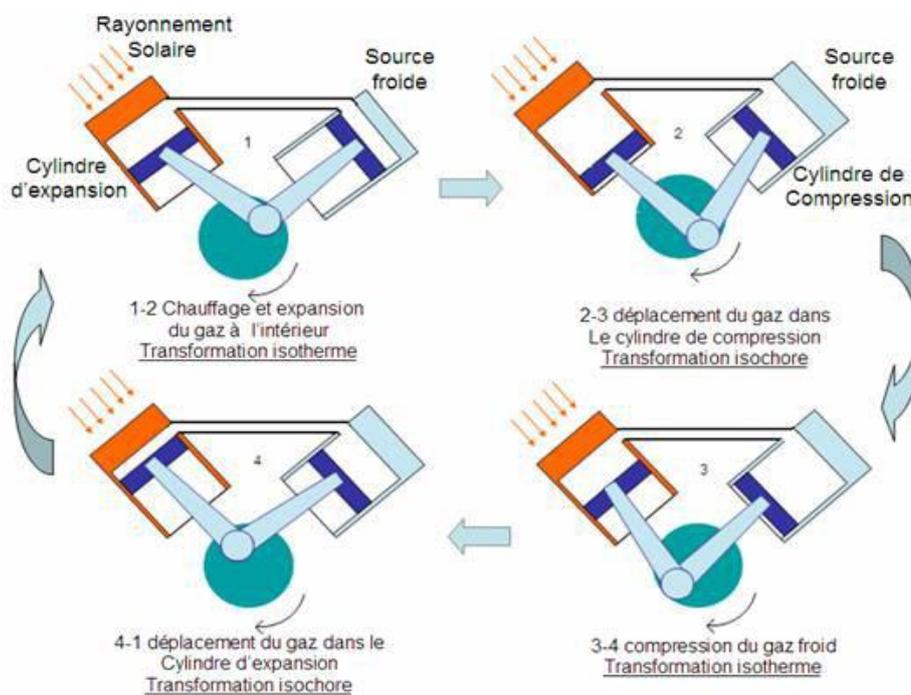


Figure I.8.Principe de fonctionnement d'un *moteur Stirling*

I.5. Avantages et inconvénients pour les moteur à combustion externe

Avantages :

- ✓ Le silence de fonctionnement : il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas d'un moteur à combustion interne, la combustion est continue à l'extérieur du ou des cylindres. De plus, sa conception est telle que le moteur est facile à l'équilibrer et engendre peu de vibrations.

- ✓ Le rendement élevé : fonction, il est vrai, des températures des sources chaudes et froides. Comme il est possible de le faire fonctionner en cogénération (puissance mécanique et calorique), le rendement global peut être très élevé.
- ✓ La multitude de « sources chaudes » possibles : combustible des gaz divers, de bois, sciure, déchets, énergie solaire ou géothermique....
- ✓ L'aptitude écologique à répondre le mieux possible aux exigences environnementales en matière de pollution atmosphérique. Il est plus facile de réaliser dans ce type de moteur une combustion complète des carburants.
- ✓ La fiabilité et la maintenance aisée la relative simplicité technologique permet d'avoir des moteurs d'une très grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- ✓ La durée de vie importante du fait de sa « rusticité ».
- ✓ Les utilisations très diverses du fait de son autonomie et son adaptabilité au besoin et à la nature de la source chaude (du mW au MW).

Inconvénients :

- Le prix : le frein à son développement est aujourd'hui probablement son coût, non encore compétitif par rapport aux autres moyens bien implantés. Une généralisation de son emploi devrait pallier ce problème inhérent à toute nouveauté.
- La méconnaissance de ce type de moteur par le grand public. Seuls quelques passionnés en connaissent l'existence.
- La variété des modèles empêche une standardisation et par conséquent une baisse de prix.
- Les problèmes technologiques à résoudre : les problèmes d'étanchéité sont difficiles à résoudre dès qu'on souhaite avoir des pressions de fonctionnement élevées. Le choix du gaz ' idéal', à savoir l'hydrogène pour sa légèreté et sa capacité à absorber les calories, se heurte à sa faculté de diffuser au travers des matériaux. Les échanges de chaleur avec un gaz sont délicats et nécessitent souvent des appareils volumineux. [6]

Chapitre II Généralités sur la suralimentation des moteurs

II.1. Introduction

De la manière la plus générale possible, on peut considérer que les dispositifs de suralimentation peuvent être classés parmi les moyens permettant de réaliser des cycles thermodynamiques complexes mais efficaces. Ils peuvent être regroupés dans cette catégorie, tous les systèmes associant divers types de machines à un moteur (volumétrique ou cinétique) dans le but d'accroître les performances de ce dernier. Pour être complet, il convient de tenir compte aussi de la présence éventuelle d'organes thermiques (refroidisseurs, échangeurs, chambre de combustion auxiliaire) destinés à refroidir ou à réchauffer les gaz participant au cycle thermodynamique.

II.2. Définition

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 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 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. [7]

II.3. Besoin en air du moteur

Le débit d'air nécessaire au fonctionnement du moteur dépend de la puissance fournie et des conditions de fonctionnement du moteur au point considéré. Dans le cas des moteurs Diesel, le rapport air/combustible (A/C) peut atteindre une valeur minimale de l'ordre de (17/1) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et/ou les températures excessives à l'échappement. Le besoin en air d'un moteur suralimenté est plus critique en pleine charge. En fonctionnement en charge partielle, le système moteur turbocompresseur permet d'obtenir des excès d'air que l'on peut réduire en utilisant les dispositifs de limitation de puissance turbine. [8]

II.4. Objectifs de la suralimentation

Le but de la suralimentation est simple : augmenter la puissance d'un moteur en augmentant le couple qu'il fournit. Pour augmenter le couple d'un moteur, il faut augmenter la masse de carburant brûlée dans le cylindre. Or, on sait que pour brûler une certaine masse de carburant, il est nécessaire de faire rentrer dans le cylindre une masse d'air donnée (obtenue par la fameuse condition stœchiométrique). Si on augmente la quantité de carburant, il faut augmenter proportionnellement la masse d'air. Deux solutions s'offrent alors à nous :

- augmenter la cylindrée du moteur.
- faire rentrer une masse d'air plus importante dans une cylindrée identique. Le volume d'air qui rentre dans un cylindre est toujours le même, c'est une caractéristique. Un système de suralimentation a donc pour but d'augmenter la masse d'air pour un volume donné : on cherche à augmenter la masse volumique de l'air. La loi des gaz parfaits (attention !) nous donne : $P.V = m.r.T$ donc m/V (masse volumique) = $P/(r.T)$. On voit donc facilement que pour augmenter la masse volumique de l'air, il faut que :
 - P augmente (pression)
 - T n'augmente pas (température) pour ne pas inverser la tendance. Or, la compression de l'air s'accompagne par une augmentation de sa température : pour obtenir des performances optimales du système de suralimentation, il est donc nécessaire de joindre un système qui permet de diminuer la température de l'air (un échangeur). Plusieurs technologies existent aujourd'hui pour réaliser une telle fonction. [6]

II.5. Principe de la suralimentation

Par transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique, les moteurs thermiques assurent la motricité de la majorité des véhicules, bateaux et avions. Ainsi la puissance délivrée par un moteur à pistons est directement liée à la quantité de carburant brûlée au cours d'un cycle. Cette quantité est limitée par une proportion massique carburant/air optimale assurant la combustion la plus complète possible. L'enjeu d'un accroissement de puissance consiste alors à augmenter la quantité d'air admise dans les cylindres afin d'augmenter d'autant la quantité de combustible. Le premier réflexe est d'augmenter la taille des cylindres, c'est-à-dire la cylindrée des moteurs. Ainsi un moteur avec une plus grande capacité volumique offrira des performances supérieures, mais au prix d'une augmentation importante de sa masse, ainsi qu'un encombrement et un coût très élevé. Une alternative, consiste à densifier l'air pour qu'à volume équivalent, une plus grande masse d'air occupe la chambre de combustion. Pour respecter le rapport optimal de combustion, il faut injecter plus de carburant. On obtient ainsi plus de couple, plus de puissance et des meilleures performances.

II.6. But fondamental de la suralimentation des moteurs

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

- ✓ 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.

II.7. Le taux de suralimentation

Le taux de suralimentation, (Π_K) indique une augmentation de la pression de l'air précomprimé par rapport à celle de l'air admis dans un moteur atmosphérique. Ce taux (Π_K) dépend du système (ou type) de suralimentation utilisé. Pour un accroissement de pression donné, il est maximal :

- ✓ Lorsque la température (T) de l'air précomprimé (air de suralimentation) ne s'élève pas au-delà d'une température limite calculée par rapport à une pression P_k inférieure à 0.2 [MPa]. [8]
- ✓ Lorsque l'air précomprimé est refroidi pour ramener sa température à sa valeur initiale si la pression P_k est supérieure à 0.2 [MPa].

II.8. Différents types de suralimentation

On peut trouver deux types de suralimentation : selon la nature et selon le dispositif technologique de suralimentation qui sont décrits ci-dessous.

II.8.1. Selon le taux de suralimentation

On trouve plusieurs types :

II.8.1.1. Suralimentation partielle : c'est une suralimentation qui fournit de l'air à des pressions moyennement faibles, dans certains de ces cas on n'a pas besoin d'un échangeur de chaleur.

II.8.1.2. Suralimentation moyenne : on utilise ce type de suralimentation dans le cas où on a besoin d'augmenter légèrement la puissance.

II.8.1.3. Suralimentation développée : elle est utilisée sur les moteurs dont on veut obtenir une grande augmentation de puissance.

II.8.2. Selon le dispositif de suralimentation

II.8.2.1. Générateur de gaz ou compresseur entraîné par le moteur

Il s'agit du système de conception le plus simple, une machine liée au vilebrequin du moteur par une cinématique appropriée, délivre de l'air comprimé à l'admission du moteur. Ces appareils entraînés par le moteur, permettent l'obtention d'une pression dès le début de l'accélération du moteur (couple important à bas régime), mais la puissance absorbée à régime élevé est importante, par rapport à un débit d'air limité [7]. Dans ce type de suralimentation les compresseurs utilisés peuvent être :

- **Compresseurs à vis**

Deux rotors à vis, entraînés par le moteur, tournent en sens inverse, à l'intérieur d'un boîtier où ils obligent l'air à circuler en se comprimant côté sorti. La figure suivante illustre un compresseur à vis.

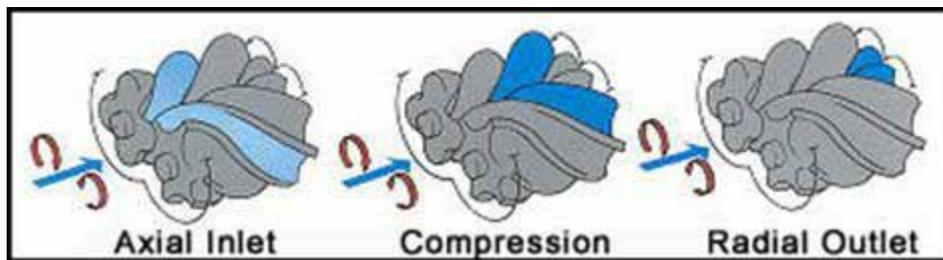


Figure II.1 Compresseur à vis

➤ **Compresseurs à lobes (roots)**

Fonctionnement analogue à celui du système ci-dessus, à l'aide de deux lobes tournant en sens inverse. La figure suivante montre un exemple d'un tel dispositif.

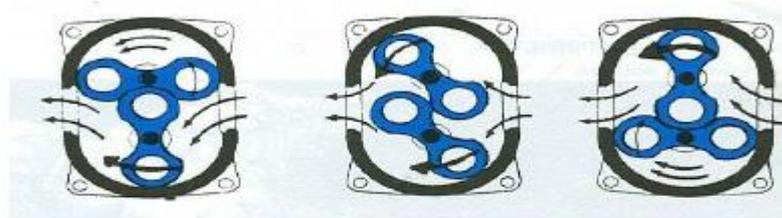


Figure II.2. Compresseur à roots

➤ **Compresseurs à pistons rotatifs**

Le rotor intérieur, entraîné par courroie, tourne de façon excentrée dans le rotor extérieur. La figure suivante montre une illustration de ce type de compresseur.

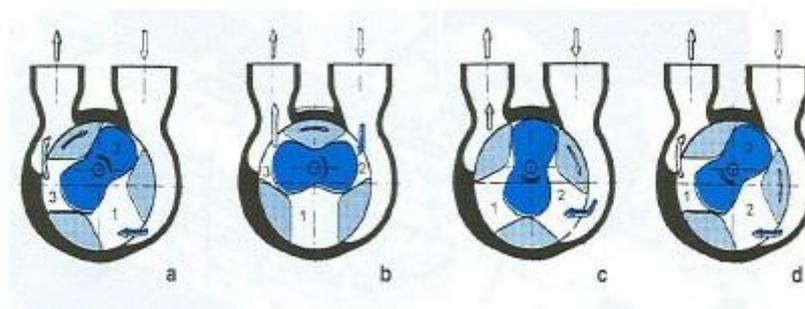


Figure II.3. Compresseur à piston rotatifs

Le tableau ci-dessous montre un exemple de fonctionnement de ce type de compresseur

Position	Chambres		
	1	2	3
a	Aspiration	Début remplissage	Début détente
b	Remplie	Remplissage	Détente
c	Compression	Fin remplissage	Fin détente
d	Début détente	Aspiration	Début remplissage

Tableau II.1. Fonctionnement d'un compresseur à piston rotatif

II.8.2.2. Par procédé hyperbar (applicable au Diesel)

Le procédé hyperbar est représenté sur la figure suivante :

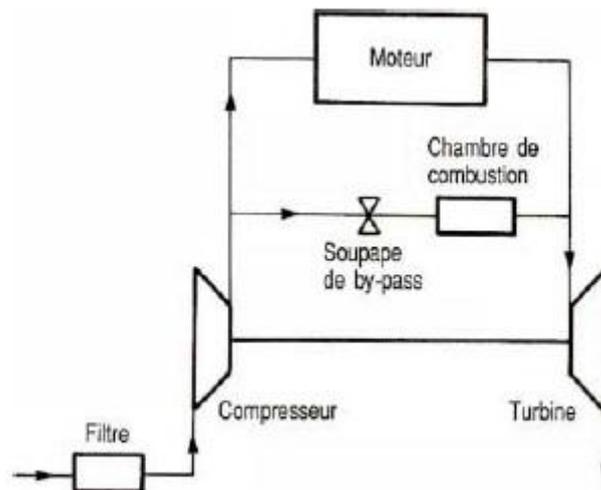


Figure II.4. Procédé Hyperbar

II.8.2.3. Par compoundage volumétrique

Il consiste à utiliser des organes de compression à pistons plus ou moins intégrés. La disposition la plus connue est celle du générateur à pistons libres pour laquelle on utilise des pistons étagés suivant le schéma de la figure suivante

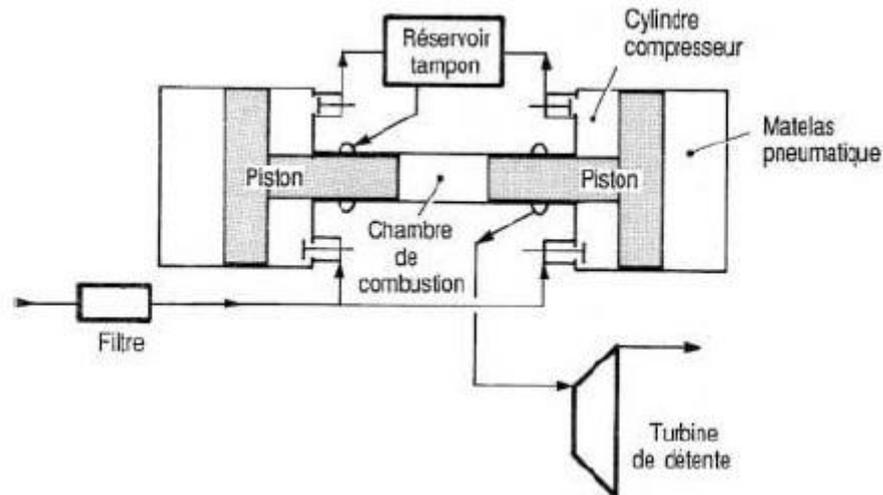


Figure II.5. Compoundage volumétrique

II.8.2.4. Par Système Complex

Le procédé complex utilise l'onde de pression générée par un bref contact entre les gaz d'échappement et l'air d'admission (différente pression) dans les cellules du rotor. Ce système procure un temps de réponse à bas régime très inférieur à un turbocompresseur classique, tout en gardant des performances comparables à hauts régimes.

Le système complex est illustré dans la figure ci-dessous :

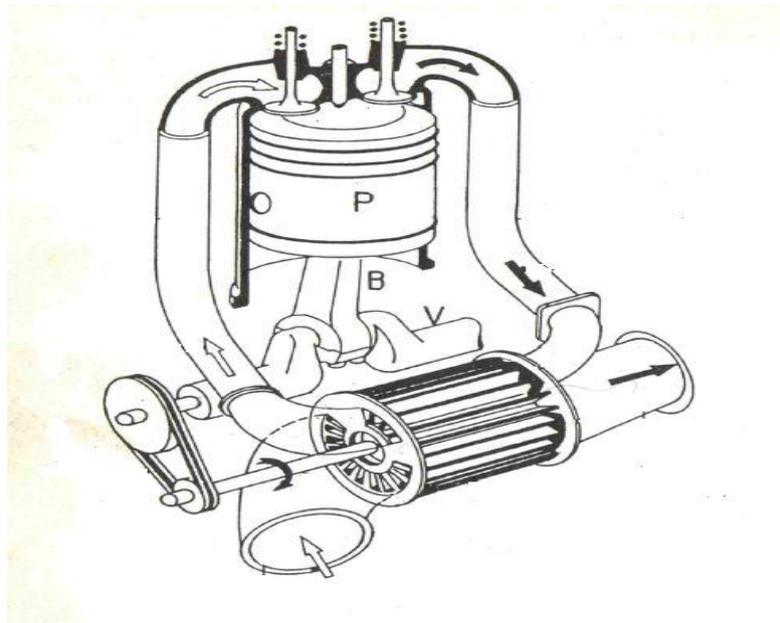


Figure II.6. Système complex

II.8.2.5. Par Turbocompresseurs

C'est le système de suralimentation le plus utilisé et le plus efficace, on le trouve sur tout type de moteur. La figure suivante illustre un schéma d'un tel dispositif.

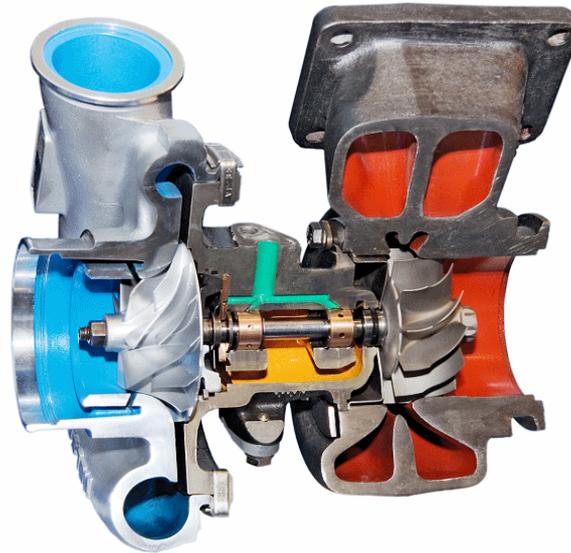


Figure II.7. Turbocompresseur

II.8.3. Selon le domaine d'utilisation

II.8.3.1. La suralimentation dans les avions (Moteur à piston)

Lorsque l'altitude augmente la densité de l'air par rapport au niveau de la mer diminue de 25% à 3000m, de 50% à 6000m. Ainsi lorsque l'avion atteint une altitude à laquelle la puissance utile ne permet plus de monter, on dit qu'il a atteint son plafond. Pour augmenter la puissance d'un moteur, il y a plusieurs solutions :

- 1 - Accroître la cylindrée
- 2 - Augmenter la vitesse de rotation,
- 3 - Lui fournir plus d'énergie, donc plus de carburant.

La technologie du turbocompresseur entre dans la troisième catégorie. C'est la méthode la plus efficace pour augmenter la puissance d'un moteur. Les turbocompresseurs sont alimentés par les gaz d'échappement d'un moteur. Cela signifie qu'un turbocompresseur récupère l'énergie provenant des gaz d'échappement chauds qui serait autrement perdue. En effet, plus de 35% de l'énergie libérée par la combustion du carburant est perdue dans l'échappement. Un second avantage de turbocompresseurs est sa capacité de maintenir une pression d'admission constante du niveau de la mer jusqu'à une certaine altitude, appelée altitude de

rétablissement. Au-dessus de cette altitude critique, la pression d'admission commence à diminuer, comme sur un moteur atmosphérique standard.

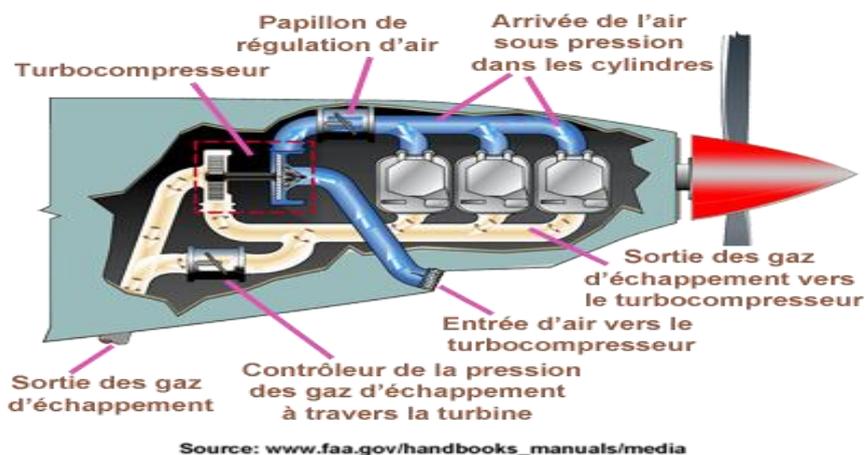


Figure II.8. Système de suralimentation dans un avion

II.8.3.2. la suralimentation dans les bateaux

En 1924, le premier turbocompresseur de gaz d'échappement pour moteur Diesel de grande puissance destiné aux navires, sortait de l'usine suisse Brown Boveri de Baden; depuis, les turbocompresseurs ABB n'ont cessé de hisser la barre de la puissance et du rendement des moteurs. La nouvelle génération de turbocompresseurs TPS et TPL, mise sur le marché à la fin des années 90, poursuit cette tradition et introduit des innovations technologiques permettant de développer des moteurs encore plus performants tout en respectant une législation antipollution qui se durcit.



Figure II.9. turbocompresseurs ABB mono-étagés A200-L, destinée aux moteurs lents deux temps

II.8.3.3. La suralimentations dans les turbines à gaz

La turbine à combustion est un [moteur](#) thermique réalisant les différentes phases de son cycle [thermodynamique](#) dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre). en utilisant le meme système d'alimentation par Par transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique .

II.8.3.4. La suralimentation dans L'automobile

c'est le dommaine le plus connu on la trouve dans les moteur a combustion interne (Diesel ou Essence) et permet d'obtenir un meilleur remplissage des cylindres et une amélioration de la puissance du moteur



Figure II.10. Turbo 1.9 TDI 130 CV GARRETT

II.9. Conditions d'adaptation du moteur à la suralimentation

II.9.1 Aspects techniques

Tout projet de moteur suralimenté est établi pour répondre à un des deux besoins alternatifs suivants :

- suralimenter, ou renforcer la suralimentation, d'un moteur existant (situation la plus fréquente)
- créer de toutes pièces un moteur « adapté » à la suralimentation.

La démarche suivie dans ces deux cas de figure est à peu près semblable : en fonction des performances visées, on choisit le mode

de suralimentation et on détermine la « taille » (cylindrée, nombre de cylindres, régime de rotation maximal) du moteur et le dimensionnement de la machine de suralimentation. Ensuite, on entreprend le dimensionnement des organes du moteur pour les rendre aptes à subir les contraintes mécaniques et thermiques induites par la suralimentation pendant une durée suffisante fonction de l'application envisagée pour le moteur. Ce dimensionnement fait appel à des codes de calcul par « éléments finis » qui permettent de calculer les déformations et les contraintes thermomécaniques, mais aussi de prévoir le comportement vibratoire du moteur et son rayonnement acoustique. Le dimensionnement des organes mécaniques du moteur doit être établi en tenant compte d'une définition thermodynamique (rapport volumétrique de compression notamment) et d'une prévision du cycle thermodynamique.

Généralement, on adopte un rapport volumétrique de compression plus faible que pour un moteur atmosphérique, de manière à minimiser les pressions atteintes. Dans le cas du moteur Diesel, la réduction envisageable est limitée afin de ne pas compromettre le démarrage du moteur et son fonctionnement aux très faibles charges. Cette remarque vaut surtout pour le moteur automobile à injection indirecte pour lequel la marge de manoeuvre est relativement étroite. Il convient aussi de tenir compte, s'il y a lieu, d'un refroidissement de l'air comprimé délivré au moteur, qui a pour effet d'abaisser le taux de suralimentation (rapport de pression) nécessaire pour atteindre un niveau de performance donné. Il réduit aussi, évidemment, le niveau de température du cycle thermodynamique.

II.9.2.Aspects technologiques

Des dispositions particulières peuvent être prises pour renforcer le refroidissement du moteur .

- piston refroidi par jet d'huile ou par circulation d'huile (piston « shaker » à galerie incorporée)
- soupapes d'échappement creuses refroidies au sodium ou par circulation de liquide (moteur Diesel de forte cylindrée)
- sièges de soupapes d'échappement refroidis par circulation liquide (gros moteurs Diesel) ;
- circulation du liquide de refroidissement à vitesse élevée autour des cylindres et dans la culasse.

Ces dispositions ont tout d'abord été développées sur les moteurs Diesel de forte cylindrée pour lesquels le refroidissement est le plus délicat. Elles s'appliquent progressivement aux moteurs de plus faible cylindrée, notamment celles concernant le refroidissement du piston, y compris à certains moteurs à allumage commandé. Pour le moteur à allumage commandé, il est possible d'utiliser un dispositif de correction automatique de l'avance à l'allumage ou de la pression de suralimentation, à partir d'une détection de cliquetis par un capteur approprié monté sur la culasse. Ces deux corrections peuvent être conjointes. La correction de pression de suralimentation est obtenue, sur les moteurs suralimentés par turbocompresseur, en agissant sur le réglage de la soupape de décharge. [8]

II.10. Les défauts de la suralimentation

La qualité de la combustion dans un moteur diesel dépend en partie de la suralimentation. Les paramètres qui caractérisent la qualité de l'air de suralimentation sont sa pression et sa température à l'entrée des cylindres. Certaines avaries vont influencer sur ces paramètres.

II.10.1. Augmentation de la Température d'air de suralimentation

Causes:

❖ Fluide réfrigérant:

- ✓ Diminution du débit.
- ✓ Augmentation de la température de l'eau de refroidissement (eau HT ou BT). Sur certains moteurs il est possible de régler le débit par vanne de recirculation ou papillon.

❖ Aéroréfrigérant:

- ✓ Encrassement côté eau ou air.
- ✓ Mauvaise régulation du réchauffeur d'air.
- ✓ Augmentation du débit d'air.

Conséquences:

- T_b et T_{max} augmentent d'où augmentation des T° d'échappement donc des contraintes thermiques.
- Si l'augmentation est trop importante, il y a risque de gommage par destruction de film d'huile.

II.10.2. Diminution de la Température d'air de suralimentation

Causes:

❖ Fluide réfrigérant:

- ✓ Diminution de la température ou excès du débit de réfrigération (généralement du à un mauvais réglage de la vanne de recirculation ou papillon).
- ✓ Mauvaise régulation du réchauffeur d'air.

Conséquences:

- T_b et T_{max} diminuent d'où diminution des T° échappement.

Si la chute de la T° est trop importante, risque de condensation donc d'oxydation de orrosion et de combustion perturbée:

- Fumée.
- La consommation spécifique augmente.
- Accroissement des fatigues thermiques.

II.10.3. Augmentation du débit d'air de suralimentation**Causes:**

- ✓ Mauvaise combustion et/ou fonctionnement à faible charge, ce qui entraîne un encrassement

du turbo côté gaz (1er stade d'encrassement après tuyère). Ceci aura pour conséquence de diminuer la section de passage des gaz du distributeur de la turbine (vitesse des gaz plus élevée en sortie). La vitesse de rotation du turbo va augmenter d'où augmentation du débit, augmentation de la pression, il va y avoir une augmentation de la consommation spécifique (Il faut de l'énergie pour chauffer cet air d'admission).

Conséquences:

- Même conséquences que pour la diminution de la t° de suralimentation.
- Risque de pompage du compresseur.

II.10.4. Diminution du débit d'air de suralimentation**Causes:**

- ✓ Encrassement de la partie admission du moteur (filtre à air).
- ✓ Volet d'aspiration d'air engagé.
- ✓ Réduction de l'allure du turbo due à:
 - Rouet du compresseur encrassé suite à une mauvaise filtration.
 - Augmentation de la contre-pression en sortie.
 - Accroissement des frottements dans les paliers.

- Encrassement des aubes de la turbine et du stator (2ème stade d'encrassement après tuyère)
=> Balourd; Vibrations et diminution de la vitesse de rotation du turbo.

- Fuites sur collecteur d'échappement entre le moteur et le turbocompresseur.

- ✓ Encrassement du réfrigérant d'air.
- ✓ Fuites internes au turbo (communication gaz/air).
- ✓ Fuites sur collecteur de suralimentation.

Conséquences:

- Mauvaise réfrigération du cylindre d'où contraintes thermiques.
- Fumées noires.
- Augmentation des températures d'échappement.
- Perte de puissance.
- Combustions incomplètes.

II.10.5. Le nettoyage du Turbocompresseur

Nettoyage du turbocompresseur en service:

-Périodicité de 25 à 75 HDM, fonctionnement de 0.8 à 0.9 de PMP moteur.

Partie turbine:

-Le nettoyage de la partie turbine est obtenu lors des marches de décrassage grâce aux températures d'échappement élevées (>400°C).

Partie compresseur:

-Le nettoyage du compresseur peut être effectué, lors de marche à 0.8/0.9 de PMP, par injection d'eau pure (sans additif) à l'aspiration du compresseur.

II.10.6. L'encrassement du Turbocompresseur

L'encrassement de la turbine provoque une baisse de rendement. Mais, l'encrassement des tuyères fixes réduit la section de passage des gaz, augmente la contre-pression à l'échappement, la détente dans la turbine, la vitesse de rotation du T.C et la pression de sural.

II.10.7. Le pompage

Il y a pompage d'un turbocompresseur si pour une charge donnée sa vitesse de rotation varie constamment. Le pompage apparaît lorsque le mobile tourne trop vite, la quantité d'air refoulée est supérieure à celle que peut aspirer le moteur. La pression augmente dans le collecteur d'admission d'air du moteur et devient supérieure à celle de sortie du compresseur.

A cet instant, il se produit un changement de sens de l'écoulement de l'air qui fait retour au

compresseur. La vitesse de rotation du turbo chute ainsi que la pression de refoulement, l'air reprend son sens d'écoulement normal.

Le pompage se traduit par un fonctionnement pulsatoire pouvant aller jusqu'à des détonations. Si la cause du pompage n'est pas éliminée, le phénomène se reproduit avec risque de détérioration du turbocompresseur.

Chapitre III La suralimentation par turbocompresseur

Historique

Le principe de la suralimentation des moteurs à combustion et explosion a été proposé dès les premiers développements de ces moteurs. Louis Renault dépose en 1902 un brevet sur le principe de suralimentation par ventilateur ou compresseur, qu'il utilise en compétition, mais qui n'est pas encore défini comme un turbocompresseur.

Le 13 novembre 1905, le brevet du principe du turbocompresseur est concédé à l'ingénieur suisse Alfred Büchi par la *Deutsches Reichspatent* (DRP) et le 16 novembre 1905, un autre pour son application au moteur à explosion. Il s'agissait d'un compresseur centrifuge entraîné cette fois par les gaz d'échappement. Une des premières applications a été l'adaptation par l'ingénieur Auguste Rateau du turbocompresseur sur le moteur *Renault 12 Fe*, un V12 de 320 ch équipant l'avion de reconnaissance Breguet XIV A2 pendant la Première Guerre mondiale.

On a assisté à un gros développement du turbocompresseur lors de la Seconde Guerre mondiale où le « turbo » a été indispensable pour permettre à des avions dotés de moteurs à piston de voler à haute altitude. En effet, l'air devenant plus rare à partir de 3 000~4 000 mètres, un simple moteur atmosphérique perd de la puissance et « cale » s'il n'est pas doté d'une admission forcée.

La technique de suralimentation est très souvent appliquée aux moteurs des automobiles de course. En Formule 1 par exemple, elle a révolutionné la motorisation à partir de 1977 avec Renault et remporté de nombreux succès avant d'être interdite en 1989. La saison 2014 du championnat voit son retour dans la discipline, avec un moteur V6 de 1 600 cm³ turbocompressé..

Au XXI^e siècle, ce principe est largement répandu sur les moteurs Diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence du fait des risques d'auto-allumage lorsque la pression du mélange air-essence augmente. Cependant le meilleur contrôle de l'injection et de l'allumage a permis de concevoir des moteurs à essence turbocompressés entre autres dans le cadre du *downsizing*. Outre le phénomène de mode lancé principalement par Renault dans les années 1980 (R5 Turbo, Alpine turbo, R5 GT Turbo, etc.), une autre apparition prouvera que le turbo ne sert pas qu'à « gonfler des petites voitures légères à moindre coût », en effet, l'arrivée de la tonitruante Porsche

911 Turbo 3,0 L (type 930) lancera à son tour toute une génération de passionnés de voitures de grand tourisme (GT), cette dernière étant quasiment sans rivale au moment de sa sortie, grâce à ses performances impressionnantes pour l'époque.

Ce type de compresseur récupère une partie de l'énergie cinétique et de l'énergie thermique contenues dans les gaz d'échappement, donc de l'enthalpie de ces gaz. [9]



Figure.III.1.Moteur Renault 12 Fe équipé d'un turbocompresseur Rateau.

III.1. Définition

C'est une technique destinée à accroître la puissance d'un moteur sans diminuer le rendement mécanique. Elle consiste à augmenter la masse d'air introduite lors de la phase d'admission. La suralimentation s'est toujours développée dans le domaine des moteurs Diesel qui souffrent de leur conception même et d'une faible puissance spécifique. La suralimentation est réalisée par un compresseur centrifuge entraîné au moyen d'une turbine disposée sur le circuit d'échappement, la figure ci-dessous illustre un système de suralimentation par turbocompresseur.

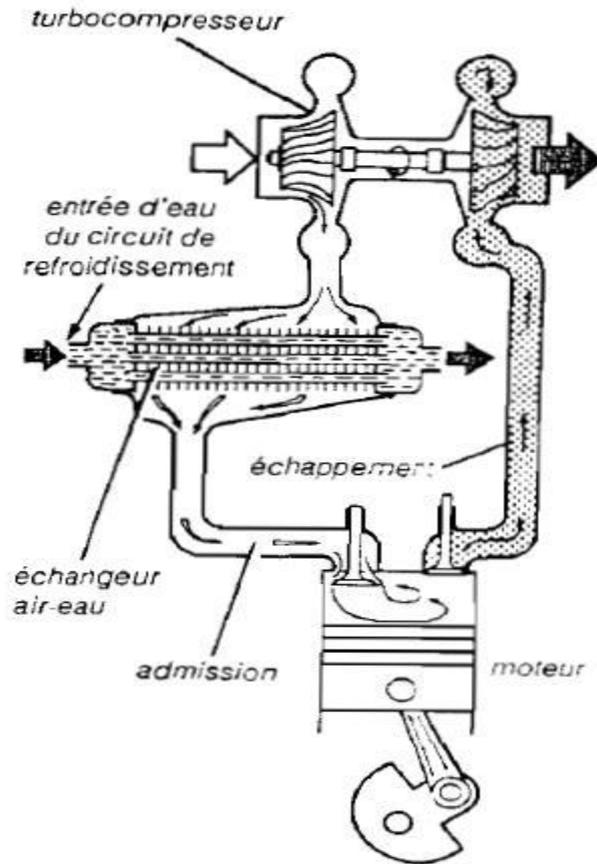


Figure III.2. Système de suralimentation par turbocompresseur

III.2. Principe de fonctionnement d'un turbocompresseur

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'échappement 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 bleu) 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).

La pression peut être régulée par l'électronique via le wastegate [10]

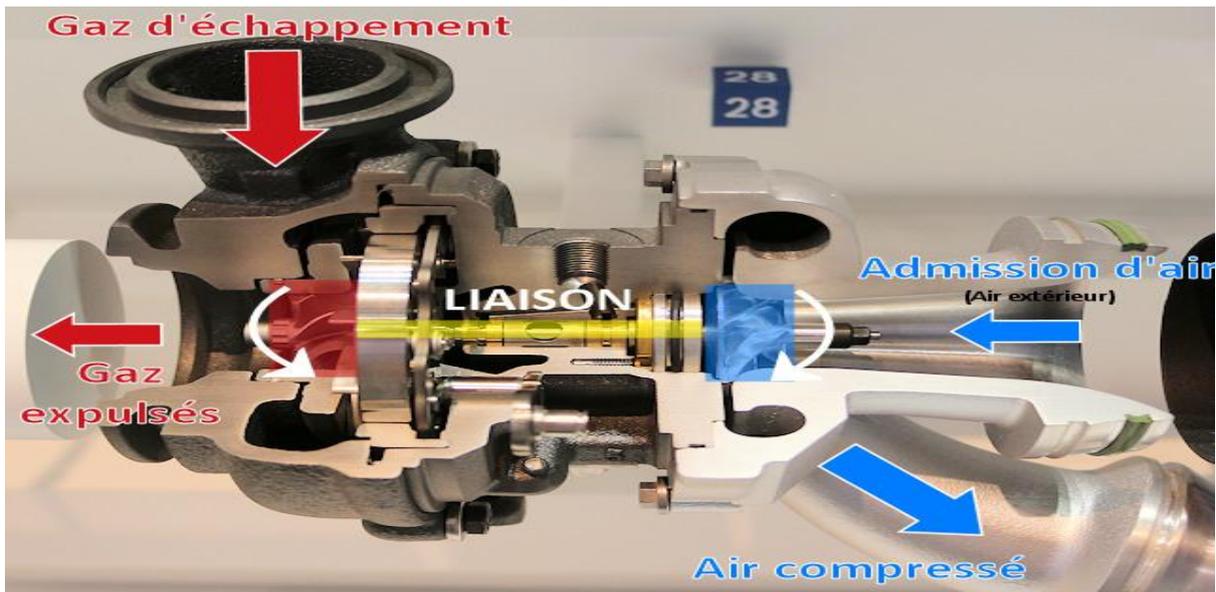


Figure III.3. Principe de fonctionnement d'un turbo

III.3. Constitution d'un système de suralimentation par turbocompresseur

Les différents éléments qui constituent le système de suralimentation par turbocompresseur sont illustrés dans la figure ci-dessous :

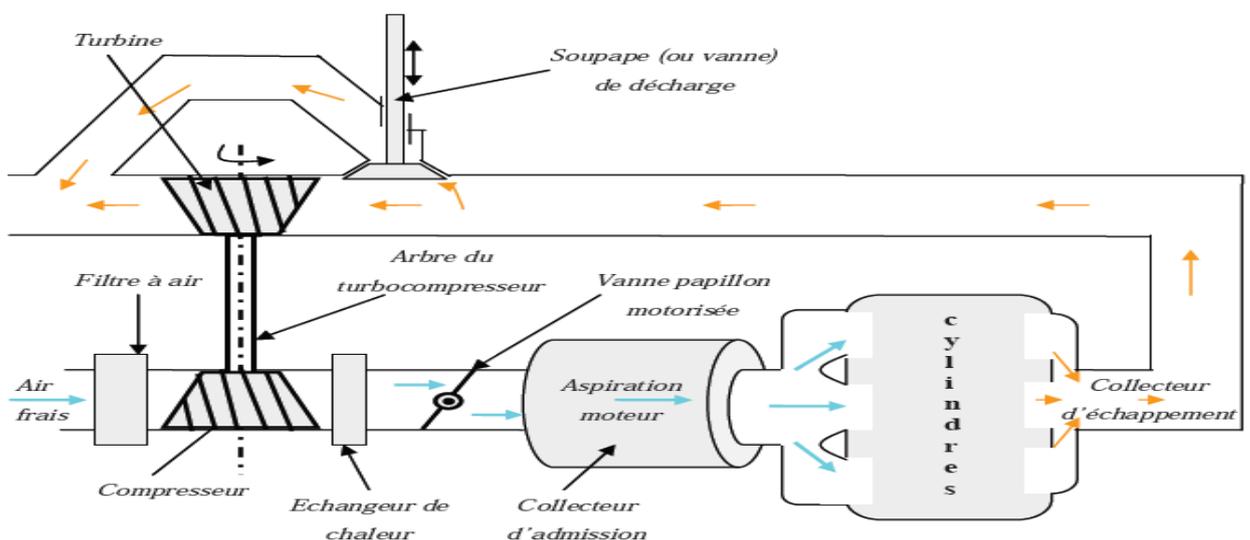


Figure III.4. Constitution d'un système de suralimentation par turbocompresseur

III.3. 1. Turbine centrifète : montée dans un cartère, elle subit la détente des gaz d'échappements. Ces différentes composantes sont représentées sur la figure suivante :

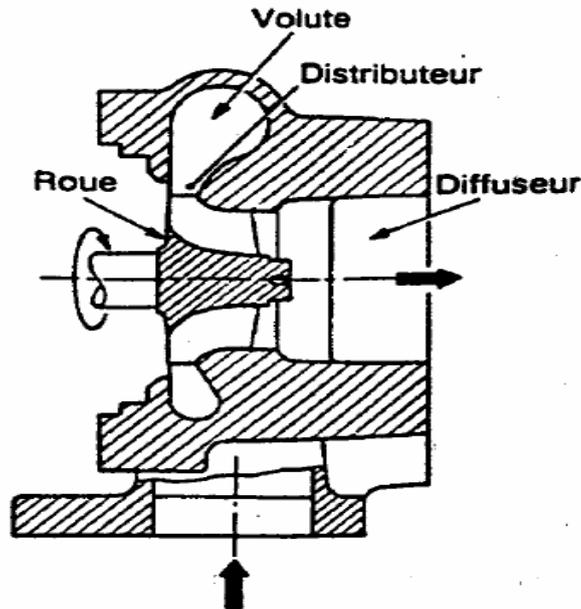


Figure III.5. Représentation d'une Turbine centrifète

- **La volute** : elle met en vitesse les gaz issus du moteur et les dirige vers le distributeur.
- **Le Distributeur** : il oriente le flux gazeux vers les pales de la roue.
- **La Roue** : elle reçoit et récupère l'énergie des gaz d'échappement (chauds et sous pression)
- **Le Diffuseur** : il assure la transition des gaz vers les conduites d'échappement.

Dans la figure ci-dessous on montre une photo réelle d'une turbine axiale de détente des gaz d'échappements. Dans la figure ci-dessous on montre une photo réelle d'une turbine axiale de détente des gaz d'échappements.



Figure III.6. Turbine centrifète

III.3.1.2. Les intérêts de la turbine centrifète par rapport à la turbine axiale

- Un taux de détente de 3,5 conservant un bon rendement (avec ou sans distributeur, suivant les applications).
- Insensibilité aux problèmes d'incidence.
- Une géométrie simple gardant de faibles dimensions, ceci pour une puissance allant jusqu'à 400 kW.
- Relative insensibilité aux pertes par jeu ce qui n'est pas le cas des machines axiales.
- Relative insensibilité aux vibrations.
- Des problèmes réduits d'érosion.
- Coût et fabrication intéressants.

III.3.2. Le compresseur centrifuge

Enveloppé dans un cartère, il assure la compression de l'air admis qui est actionné par la turbine de détente, le schéma ci-dessous illustre ces différents éléments.

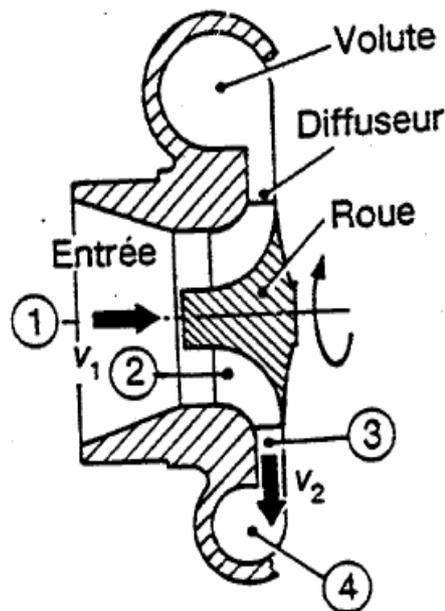


Figure III.7. Représentation d'un Compresseur centrifuge

- **L' Entree** : collecte les gaz issus du filtre à air.
- **La Roue** : transmet l'énergie au fluide.
- **Le Diffuseur** : assure la transformation de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression.
- **La Volute** : collecte l'ensemble des gaz comprimés et les dirige vers le moteur.

Dans la figure ci-dessous on montre une photo réelle d'un compresseur centrifuge



Figure III. 8. Compresseur centrifuge

III.3.3. Echangeur de chaleur

Dans les moteurs, il est souvent nécessaire d'évacuer une quantité de chaleur à une partie du système. Pour cela on utilise les différents échangeurs de chaleur.

Objectif

Avec l'élévation de la pression dans le compresseur, l'air comprimé se retrouve à une température élevée, pour éviter les effets des contraintes thermiques, l'air doit être refroidi dans les échangeurs de chaleur avant de regagner les cylindres. Les échangeurs de chaleur peuvent être classés :

Suivant le fluide utilisé, on trouve :

- Les échangeurs air/ air
- Les échangeurs air/eau

Suivant leurs conceptions :

- Les échangeurs tubulaires coaxiaux
- Les échangeurs à plaque
- Les échangeurs à tubes et à calandres

Et suivant le type d'écoulement des fluides on trouve :

- Les échangeurs à co-courant
- Les échangeurs à contre courant
- Les échangeurs à courant croisé

Dans notre cas, on dispose d'un échangeur à tube et à calandre utilisant l'eau de mer comme fluide refroidisseur, ce qui permet d'augmenter l'efficacité de l'échangeur en comparaison avec les échangeurs utilisant l'eau du système de refroidissement du moteur. La figure suivante illustre un schéma d'un échangeur pareil.

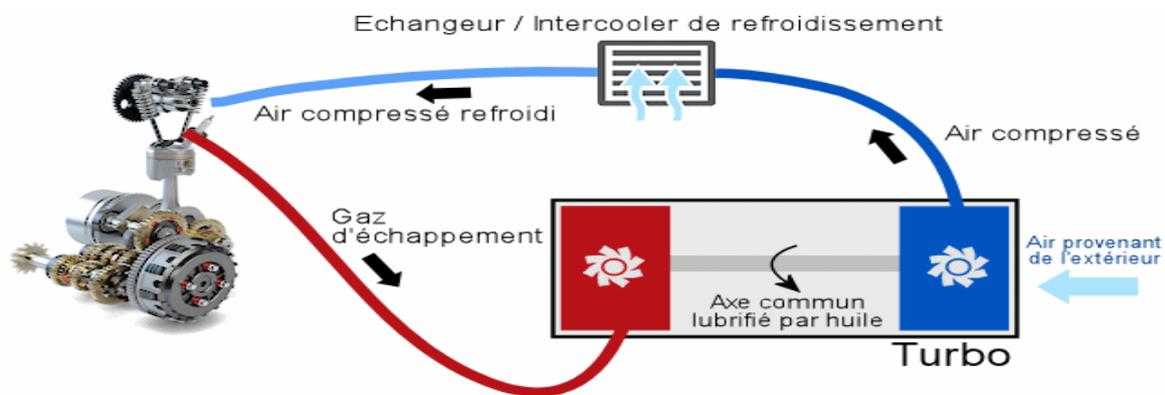


Figure III.9. Le rôle de l'échangeur dans un système suralimenté

III.3.4. Soupape de décharge et vanne papillon

III.3.4.1. Soupape de décharge : située dans la conduite d'échappement avant la turbine, elle contrôle le débit des gaz d'échappements.

III.3.4.2. Vanne papillon : située juste après l'échangeur de chaleur, elle contrôle le débit d'air envoyé à la chambre de combustion. [11]

III.3.5. Dérivation des gaz de turbine (wastegate)

Une wastegate est une soupape qui limite la pression des gaz d'échappement sur la roue de turbine d'un turbocompresseur dans un moteur suralimenté. La wastegate ouvre une dérivation (ou *bypass*) des gaz d'échappement afin qu'ils ne passent plus par le turbocompresseur, ce qui permet de limiter la vitesse de rotation de la turbine, donc aussi la vitesse de rotation de la roue du compresseur (cette dernière étant la pièce d'un turbo qui permet de mettre sous pression l'air à l'admission d'un moteur thermique).

La fonction première de la *wastegate* est de protéger le turbocompresseur ainsi que le moteur qui en est équipé d'une pression de suralimentation trop élevée. L'un des avantages à installer une *wastegate* sur un turbo *aftermarket* (pièce non-d'origine) est qu'elle permet d'utiliser un carter de turbine ayant un A/R plus petit, ce qui correspond à pouvoir utiliser un turbo ayant un *lag* (temps de réponse) plus court, donc qui met moins de temps à se lancer et à créer de la pression. [12]

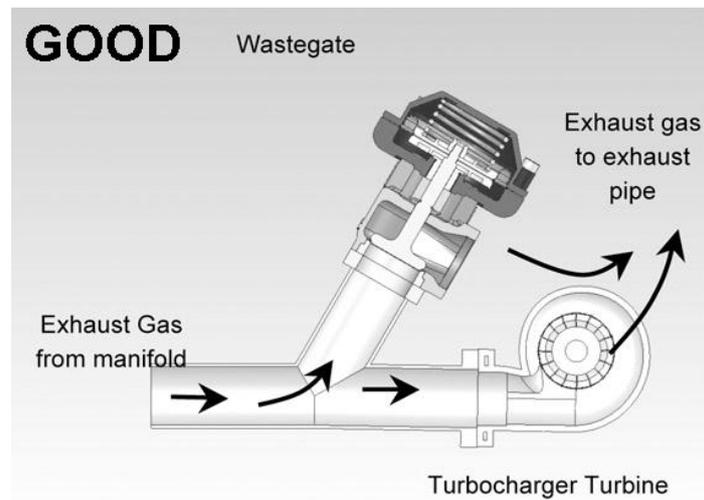


Figure III.10.wastegate

III.4. Adaptation du turbocompresseur au moteur

Le moteur suralimenté par turbocompresseur est vulnérable à basse vitesse de rotation en pleine charge car le faible débit de gaz dans la turbine se traduit par un manque d'énergie et donc une pression d'air trop faible par rapport aux besoins du moteur.

Dans tous les cas de suralimentation d'un moteur de traction routière, on favorisera l'adaptation du turbocompresseur au régime de couple maximal, éventuellement à une vitesse inférieure et à plein couple.

III.4.1.Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation

Les limites de fonctionnement d'un moteur Diesel sont liées aux conditions d'alimentation en air :

- une pression de suralimentation trop faible entraîne des fumées et des températures d'échappement excessives ;
- une pression de suralimentation trop élevée peut entraîner des pressions maximales de combustion non acceptables pour la tenue mécanique du moteur.

La définition de la turbine joue un rôle important dans le réglage de la pression de suralimentation. Pour un régime donné, une petite turbine entraîne un niveau de pression d'air plus élevé qu'une turbine de perméabilité plus grande. Ainsi, dans le cas d'un système de suralimentation avec turbocompresseur libre (free floating) le choix de la turbine influera sur la forme de la courbe de couple, une petite turbine permettra de s'éloigner des limites de fumée et de température à faible régime et donc d'augmenter le couple mais conduira à limiter la puissance à vitesse élevée à cause des pressions de combustion trop élevées.

Inversement, une turbine plus grande favorisera le régime de puissance nominale mais imposera une limite de couple plus basse à faible vitesse . [13]

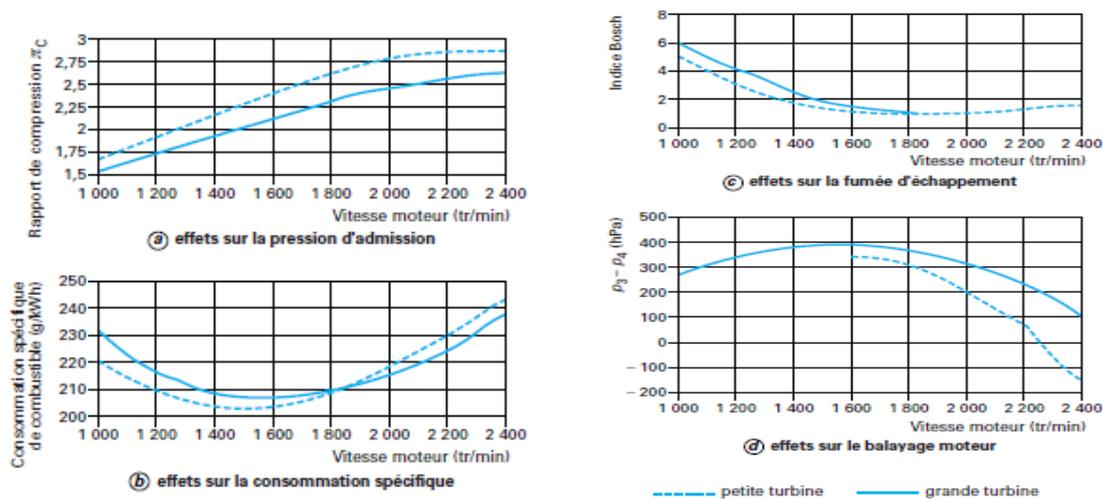


Figure III.11. Influence de la perméabilité de la turbine sur les performances d'un moteur

III.4.2.Cas types d'adaptation de turbocompresseur

III.4.2.1 Moteur de véhicule industriel

La fiabilité est un critère important pour ce type de moteurs ; pour le turbocompresseur, l'objectif de durée de vie est supérieur à 1 million de km. Les taux de suralimentation couramment utilisés sont inférieurs à 3/1 mais la tendance actuelle pour les versions les plus performantes est légèrement supérieure. Les systèmes de suralimentation utilisaient jusqu'alors des turbocompresseurs libres et un échangeur air-air placé devant le radiateur (efficacité égale à 85 %). Les contraintes de performances et d'émissions ont imposé l'utilisation de la wastegate et depuis peu de la géométrie variable de turbine.

Dans les versions à pression d'air non régulée, le choix du compresseur est un compromis difficile. Une des conditions les plus difficiles à satisfaire est le rapport air/combustible à faible vitesse de rotation du moteur. Le déficit en air dû à la caractéristique de la turbine nécessite souvent l'utilisation de systèmes limiteurs de débit d'injection n'autorisant le plein débit de combustible que lorsqu'un seuil de pression est atteint, cela pour rester dans les limites de fumées imposées. La réduction de la section effective de la turbine est limitée par la différence de pression admission-échappement qui doit rester suffisamment élevée pour garantir une bonne consommation en utilisation et plus particulièrement aux vitesses de moteur élevées.

Les rendements du compresseur et de la turbine sont particulièrement importants pour la consommation du véhicule et la définition du turbocompresseur doit vérifier que les composants choisis sont bien « centrés » par rapport à la caractéristique d'utilisation du moteur. La vitesse de rotation du compresseur est un paramètre important pour la fiabilité à cause des risques de rupture par fatigue. Elle est d'autant plus importante que l'on cherche à utiliser des roues de compresseur à ailettes retournées vers l'arrière pour augmenter les plages d'utilisation. Actuellement on peut admettre des vitesses périphériques de 500 m/s sous réserve de validation suivant les cycles d'utilisation, en particulier lorsqu'ils comportent des contraintes d'utilisation en altitude.

III.4.2.2. Moteur Diesel automobile

Le petit moteur Diesel automobile se caractérise par un couple élevé sur une grande plage de vitesse et un besoin d'atteindre rapidement la valeur maximale de couple lors d'une accélération. Actuellement, les moteurs Diesel suralimentés ont, à puissance nominale, une

vitesse de rotation de 4500 tr/min et doivent disposer de la pression maximale de suralimentation dès 1 800 tr/min. Les couples développés sont de l'ordre de 100 % supérieurs aux valeurs obtenues avec les mêmes moteurs non suralimentés. Les pressions absolues à l'admission sont de l'ordre de 2 à 2,4 bar. Les températures d'air à la sortie du compresseur étant de 100 à 120 °C, on utilise des échangeurs de température, généralement air/air, permettant de ramener la température d'entrée du moteur à des valeurs maximales de 70 °C. L'utilisation du moteur sur une grande plage de variation de vitesse impose l'utilisation de compresseurs ayant des sorties d'ailettes très fortement retournées vers l'arrière ; les angles courants utilisés actuellement sont de 30 à 45°, les rendements de compresseur restent inférieurs à 80 %. Dans le cas des turbocompresseurs avec dérivation de gaz turbine, l'obtention d'un niveau de pression d'air élevé en dessous de 2 000 tr/min nécessite l'utilisation d'une turbine de très faible section, et le maintien de la pression de suralimentation à une valeur constante au-delà de 2 000 tr/min suppose la dérivation des gaz turbine avec corrélativement des pressions d'échappement élevées. Il faut remarquer que les moteurs Diesel automobiles fonctionnent quasiment toujours avec une différence de pression négative qui justifie des angles de distribution avec des croisements de soupape faibles, sinon nuls. Les moteurs à injection directe actuels fonctionnant avec un excès d'air confortable, donc des températures d'échappement basses, ont recours aux technologies de turbine à géométrie variable pour garantir un couple élevé dès 1 500 tr/min tout en limitant les pressions d'échappement aux régimes élevés.

Le temps de réponse à l'accélération est favorisé par la petite section de turbine mais est tributaire de la faible température de gaz à l'entrée de la turbine (qui ne dépasse pas 250 °C en vitesse de croisière à 90 km/h, par exemple). Il est important de réduire l'inertie thermique de l'installation pour réduire le temps de réponse à l'accélération. La réduction de longueur des conduits d'échappement est une des solutions utilisées (turbocompresseur aussi près du moteur que possible et masse des pièces à haute température la plus faible possible).

L'inertie mécanique du turbocompresseur est un facteur également important dans la réduction du temps de réponse. Il faut cependant noter que, si la réduction d'inertie du turbocompresseur est obtenue par une réduction de sa taille, il y a augmentation de sa vitesse de rotation au même point de fonctionnement ; il faut donc comparer les valeurs de JN^2 .

L'installation d'un turbocompresseur sur automobile est soumise à des contraintes qui se traduisent par des pertes de charge importantes en entrée compresseur et sortie turbine qui ont des effets négatifs sur les conditions de fonctionnement.

III.4.2.3.Moteur à essence automobile

Dans un moteur à essence à mélange homogène le débit d'air peut être réglé, en charge partielle, par un papillon de commande placé sur la veine d'air d'admission, le plus souvent après le compresseur à l'entrée du moteur. Cette spécificité entraîne que, sans régulation particulière, la caractéristique de fonctionnement du moteur sur le champ compresseur se réduit à la ligne de fonctionnement en pleine charge ; les différents régimes de fonctionnement se déplacent sur cette ligne en fonction du débit d'air demandé, indépendamment de la vitesse de rotation du moteur.

Les limites de performances des moteurs à allumage commandé sont dictées par les conditions de bonne combustion du moteur ; les niveaux de température et de pression pouvant être à l'origine de combustions non contrôlées, ils imposent de réduire le rapport volumétrique du moteur pour éviter les combustions non contrôlées.

Actuellement, lorsque l'on suralimente avec une pression d'admission absolue de 1 800 hPa (1,8 bar), on réduit le rapport volumétrique à 8,5/1 environ. La température des gaz d'échappement est une autre contrainte des moteurs à essence. Les matériaux des roues et corps de turbine supportent des températures maximales de gaz à l'entrée de 950 °C, éventuellement 980 °C avec validation. Au-delà de ces températures, les risques de perte de fiabilité sont élevés. Les technologies de wastegate intégrée au corps de turbine sont éprouvées à ces niveaux de contrainte thermique mais les dispositifs à géométrie variable tardent à être validés.

III.4.3. Contrôle de la boucle de suralimentation

III.4.3.1.Limite et régulation de pression

Le système de régulation de pression le plus simple consiste à commander le clapet de dérivation des gaz turbine, ou le système de géométrie variable, par un vérin pneumatique comprenant un piston avec membrane d'étanchéité, rappelé par un ressort. Lorsque la pression de commande est celle du circuit d'air comprimé entre compresseur et moteur, le système agit en limiteur de pression, le clapet s'ouvre lorsque la pression est atteinte. Ce système ne permet pas de respecter des faibles tolérances de pression. La pression de référence réglée

lors de l'assemblage du turbocompresseur n'inclut pas les effets dynamiques des pressions d'admission sur le vérin et d'échappement sur le clapet ni les contre-pressions de la ligne d'échappement qui agissent aussi sur le clapet. Or les variations de ces grandeurs pendant le fonctionnement provoquent des variations de pression d'admission, et l'on peut espérer au mieux des tolérances de 100 hPa (0,1 bar) sur cette dernière.

Ce système peut être amélioré par un pilotage électronique ; la pression (ou la dépression) agit sur le piston du vérin après avoir été modulée par une vanne à rapport cyclique d'ouverture (RCO) commandée par la centrale de contrôle électronique (ECU). Cette technologie permet des réglages plus fins sur la pression d'admission. Elle permet également d'ouvrir le clapet de décharge (ou le distributeur de la turbine à géométrie variable) pour réduire les contre-pressions d'échappement aux charges partielles et améliorer la consommation. Elle permet éventuellement de bien gérer les fonctionnements transitoires (overboost par exemple).

La régulation électrique, commandée électroniquement par ECU, apporte, par rapport aux systèmes précédents, des avantages de réduction de temps de réponse (gains de 50 % des temps d'ouverture et de fermeture des vannes) et apporte une plus grande précision ainsi qu'une grande flexibilité dans les systèmes de contrôle moteur, notamment en ce qui concerne l'agrément de conduite.

III.4.3.2. Dispositif antipompage compresseur

Lorsque, à la suite d'un « lever de pied » par exemple, la vitesse de rotation du moteur chute rapidement, la variation de débit d'air correspondante peut entraîner le compresseur dans la zone de pompage et générer des perturbations importantes dans les systèmes de contrôle du moteur (plus particulièrement dans le cas des moteurs à allumage commandé). La mise en place d'un clapet de dérivation du compresseur permet à l'air comprimé de revenir à l'entrée du compresseur et évite ainsi le phénomène de pompage. L'ouverture de ce clapet est en général commandée par la dépression du collecteur d'admission. Le clapet peut être intégré au corps de compresseur.

III.4.4. Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur

L'accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur est très influencée par la montée en régime du turbocompresseur, le couple moteur dépendant d'une part de la quantité de combustible pouvant être introduite, donc de la rapidité de l'augmentation de la pression

d'admission, et d'autre part des effets négatifs de la contrepression d'échappement due au turbocompresseur. Le théorème de l'énergie cinétique nous permet d'écrire l'équation d'équilibre du turbocompresseur :

$$P_T = P_C + P_f + JN_{TC} \frac{dN_{TC}}{dt}$$

avec P_T puissance délivrée par la turbine,
 P_C puissance absorbée par le compresseur,
 P_f puissance perdue par frottement,
 N_{TC} vitesse angulaire.

Le moment polaire d'inertie (J) est, pour un turbocompresseur automobile de l'ordre de grandeur de $2 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Les pertes par frottement (P_f) sont de la forme : $f N^2_{TC}$ et, pour un turbocompresseur automobile, de l'ordre de grandeur de 700 W à vitesse de rotation nominale.

-Augmentation du rapport de détente : la réduction de la section de turbine permet une augmentation du rapport de détente dans la turbine et favorise la montée en régime du turbocompresseur. Il est important de noter que la montée en vitesse du turbocompresseur n'implique pas nécessairement celle du moteur à cause de l'augmentation corrélative de la pression des gaz d'échappement.

En pratique, l'utilisation de petites turbines a nécessité l'adaptation d'une wastegate pour le fonctionnement à haut régime ; pour les moteurs les plus performants, la turbine à géométrie variable est une excellente solution pour un bon fonctionnement transitoire, sous réserve que le rendement de turbine reste acceptable aux positions extrêmes.

-Inertie mécanique : l'inertie de l'ensemble tournant contribue pour une grande part à la réponse en termes d'accélération. La roue de turbine elle-même représente plus des 2/3 de l'ensemble. L'utilisation des céramiques permet un gain important (masse volumique trois fois moindre que celle du nickel). De même, les développements aérodynamiques ont permis de réduire de 20 % les diamètres des roues de turbine et de compresseur au cours de ces dix dernières années.

- Influence des paramètres aérodynamiques : en début d'accélération le turbocompresseur n'est pas toujours autonome et le compresseur et la turbine se comportent comme des freins à la mise en mouvement de la veine d'air. Il est important que l'installation d'admission et

d'échappement soit formée de conduits perméables, en particulier l'entrée du compresseur doit avoir le plus grand diamètre possible (petit compresseur mais grand « trim »).

-Contrôle du turbocompresseur pendant l'accélération : au moment de l'accélération il est souhaitable de disposer d'un grand rapport de détente pour mettre rapidement le turbocompresseur en vitesse, mais la pression d'échappement joue un effet de bouchon et pénalise la montée en vitesse du moteur, même si le turbocompresseur a atteint son plein régime. Les systèmes de contrôle à commande électronique (et les commandes électriques de contrôle turbine) permettent de réduire la restriction de turbine pendant sa mise en vitesse et donc de libérer le moteur.

III.4.5.Assistance du turbocompresseur en acceleration

Plusieurs dispositifs d'apport d'énergie ont été proposés et sont encore en développement ; citons pour mémoire la turbine hydraulique « HAT » proposée par Garrett. Cette turbine, montée entre compresseur et turbine, était alimentée par de l'huile sous une pression de 80 bar environ pendant le temps de montée en vitesse du turbocompresseur et permettait de réduire le temps de réponse de 30 à 50 %, suivant les régimes de fonctionnement. Les systèmes d'assistance électrique en cours de développement sont plus prometteurs. Ils comportent un moteur synchrone à fréquence variable grâce à un champ tournant créé par trois stators. La dimension réduite du moteur (diamètre inférieur à 20 mm) permet de le placer sur l'arbre entre compresseur et turbine. Sous une tension d'alimentation de 12 V, les performances actuelles sont de l'ordre de 1,5 kW avec un rendement de 90 % et une vitesse de rotation pouvant atteindre 170 000 tr/min. L'assistance électrique est surtout une assistance transitoire permettant lors d'une accélération d'atteindre plus rapidement le couple maximal avec, éventuellement, un overboost d'une durée limitée dans le temps. L'utilisation

d'une tension de 12 V conduit à des courants de grande intensité et à un échauffement rapide des circuits électriques en limitant l'utilisation et les performances. L'augmentation de la tension de bord des véhicules sera un facteur favorable au développement de ce système d'assistance électrique. On peut à l'avenir envisager de générer du courant électrique en renversant le mode de fonctionnement mais les valeurs de rendement obtenues à ce jour restent trop faibles pour en envisager l'application prochaine.

D'autres systèmes d'assistance à l'accélération sont en cours de développement, notamment un compresseur centrifuge entraîné par moteur électrique et placé en amont du compresseur principal (e-boost) ; les essais effectués sont prometteurs et permettent d'envisager une mise en production prochaine de ces dispositifs. [14]

Chapitre IV Calculs des performances et dimensions du Turbocompresseur

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre on va faire approches des calculs des tous les performances et dimensions nécessaires de notre turbocompresseur, à raison de comparer les résultats trouvés à celles été donné par le constructeur, pour pourra dire que la méthode qui est nous allons choisir est valable pour les études des turbocompresseurs.

Pour faciliter les calculs on se pose l'hypothèse suivant :

- ▶ Les échanges thermiques entre les parois de dispositif (compresseur ou turbine) et l'extérieur sont faibles par rapport les débits traversant donc on peut considère que la compression ou la détente de l'aire est une transformation adiabatique.
- ▶ L'aire traversant au dispositif on suppose comme un gaz parfait.
- ▶ Écoulement non visqueux, incompressible, monodimensionnel, stationnaire.

IV.2. Données de base

Pour pouvoir entamer notre étude, il faut avoir quelques grandeurs principales qui sont données ci-dessous :

IV.3. Fiche technique de moteur : [19]

Moteur	2.0 TDI 4 cylindre
Puissance	150 cv – 110 kw
Volume cylinder	1968 cm
Taux compression	16.2
Alisage/cours	81*95.5
Consommation spécifique	230 g/kWh
A/C	20
Vitesse de rotation	4000 tr/min (4500 tr/min max)

Tableau IV.1. Fiche technique de moteur

IV.4. Caractéristiques turbo

Pour suralimenter notre moteur on a choisi le turbo **Honeywell Garret** la marque la plus connue au monde qui est produire les turbocompresseurs.

Le choix du modelé du turbo est très important pour notre moteur, donc après avoir les liste des produits on a choisi le modelé **GT20-52** [140-230 cv] [1.4L – 2.0L] [20]



Figure IV.1 TURBO GARRET GT2052

Pour déterminer tous les paramètres nécessaires de nos turbo, il y a 2 critères fondamentaux que on va faire calculé : (les étapes suivant a été proposé par les constracteurs turbo Garret).

a/le débit massique à travers le compresseur :

Pour pouvoir choisir un turbocompresseur automobile il faut déterminer avant

$$Q_m = \frac{P_e \frac{A}{C} C_s}{3600} = \frac{110 \times 20 \times 230}{3600} = 140 \text{ g/s} = 18.52 \text{ lbs/min} \quad [20] \quad \text{IV.1}$$

b/taux de compression du compresseur :

$$MAP_{req} = \frac{Q_m R (460 + T_{map})}{V_E N_m V_{cy}} \quad [20] \quad \text{IV.2}$$

- MAP_{req} = la pression de la sortie de collecteur du turbo.
- Q_m = débit massique à travers le compresseur (lb/min).
- R = Gas Constant (639.6 J/lbs F°).
- T_{map} = 130 F° (température minimal au niveau de collecteur).
- V_E = taux de remplissage.
- N_m = vitesse de rotation de moteur (tr/min.)

- V_{cy} = volume totale des cylindres (m^3).

$$MAP_{req} = 31.8 \text{ Psi}$$

$$P_{2c} = MAP_{req} + \Delta P_{loss} = 33.83 \text{ Psi} \quad [20] \quad \text{IV.3}$$

Avec (ΔP_{loss} est la pression perdu au niveau de collecteur = 2 Psi).

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta P_{filtre} = 13.7 \text{ Psi} \quad \text{IV.4}$$

Avec (ΔP_{filtre} est la pression perdu au niveau de filtre d'air lors l'admission = 1 Psi).

$$\Pi_c = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} = 2.47 \quad \text{IV.5}$$

Donc on peut déterminer le rendement et la vitesse rotation du compresseur à partir figures (IV.2) : [20]

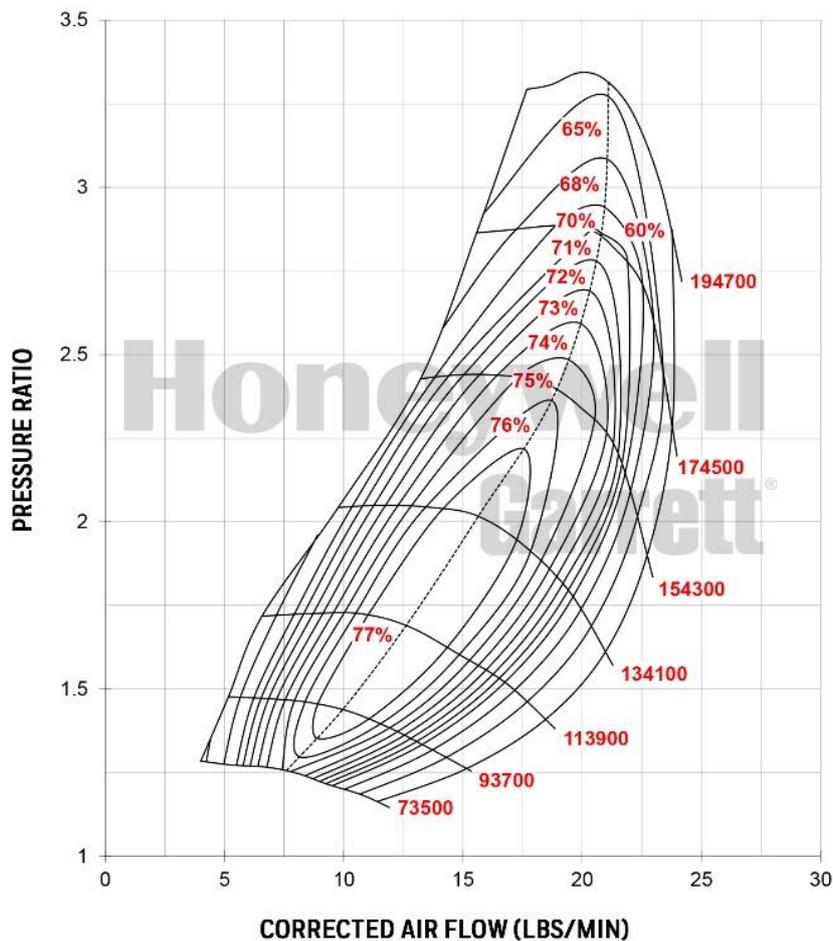


Figure IV.2. la plage fonctionnement compresseur de GT2052

➤ Résumé de la fiche technique du turbo Gratte GT2052: [20]

	Compresseur	Turbine
Taux de pression	2.47	2.3
Vitesse rotation	154300	154300
Rendement isentropique	0.75	0.7
Diamètre entré	38 mm	47 mm
Diamètre sorti	52 mm	40 mm
Nombres des pales	12	9

Tableau IV.2. Fiche technique du Turbo

IV.5.Calculs thermodynamiques et dimensions :

IV.5.1.Compresseur centrifuge :

Conditions ambiants :

$T_0=300\text{ K}$

$P_0=1\text{ bar} = 0.1\text{ Mpa}$

$r = 287\text{ J/Kg.K}$ $\gamma = 1.4$

$CP_{air} = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} = 1004.5\text{ J/Kg.K}$

IV.5.1.1. Dimensions géométriques de compresseur centrifuge :

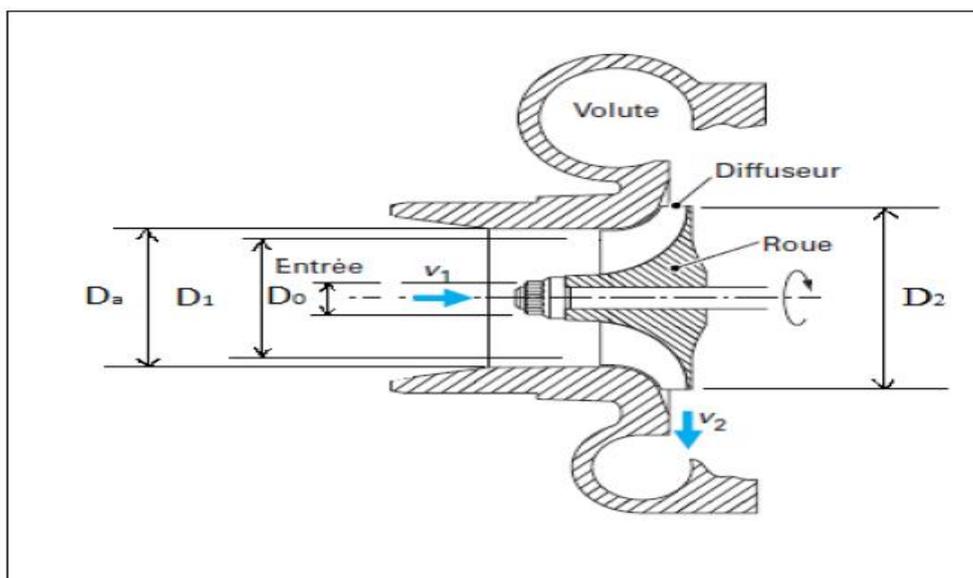


Figure.IV.3. dimension principaux du compresseur

► la section d'entrée de canal d'aspiration :

$$Q_m = \rho_a \times C_a \times S_a \quad \text{IV.6}$$

$$S_a = \frac{Q_m}{\rho_a \times C_a} \quad \text{IV.7}$$

$$S_a = 1669.45 \text{ mm}^2.$$

► diamètre section d'entrée de canal d'aspiration :

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \times S_a}{\pi}} \quad \text{IV.8}$$

$$D_a = 46.1 \text{ mm}$$

► la section transversale :

$$S_1 = \frac{S_a}{2}$$

$$S_1 = 834.73 \text{ mm}^2.$$

IV.5.1.2. Paramètres d'entrée du compresseur : (canal d'aspiration)

► Pression statique :

$$P_a^* = P_0 - \Delta P_{ex}$$

Avec $\Delta P_{ex} = (0.001 \div 0.005)$ pertes des charges au niveau du filtre à air. [21]

On se place dans le cas le plus défavorable, on prend $\Delta P_{ex} = 0.005 \text{ MPA}$

$$P_a^* = 0.095 \text{ MPA}$$

► Température statique :

Comme le filtre à air n'influe pas sur la température, on considère que :

$$T_a^* = T_0 = 300 \text{ k}$$

► La vitesse de l'air à l'entrée du compresseur :

$$C_a = (30 \div 70) \quad [22]$$

$$C_a = 70 \text{ m/s}$$

► **Température totale d'entrée :**

$$T_a = T_a^* + \frac{Ca^2}{2 \times CP_{air}} \quad \text{IV.9}$$

$$T_a = 302.43 \text{ K}$$

$$M_a = \frac{Ca}{\sqrt{\gamma r T_a}} = 0.2 < 1 \quad (\text{écoulement subsonique}) \quad \text{IV.10}$$

► **Pression totale entré :**

$$P_a = P_a^* \times \left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_a^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_a = 0.104 \text{ MPA}$$

► **la masse volumique d'entrée :**

$$\rho_a = \frac{P_a}{r T_a} \quad \text{IV.11}$$

$$\rho_a = 1.198 \text{ Kg/m}^3$$

IV.5.1.3. Evolution dans le canal d'aspiration :

Le canal d'aspiration est un canal détendant dans lequel la vitesse du fluide est accéléré et devient C_1 .

► **la vitesse de l'air à la sortie de canal :**

$$C_1 = \frac{Q_m}{S_1 \times \rho_1} \quad \text{IV.12}$$

$$C_1 = 140 \text{ [m/s]}$$

► **température sortie de canal :**

$$T_1 = T_a + \frac{C_a^2 - C_1^2}{2 \times CP_{air}}$$

$$T_1 = 295.11 \text{ K}$$

► **les pertes énergétiques dans le canal d'aspiration :**

$$L_e = \frac{\zeta_e \times C_1^2}{2} \quad [21]$$

ζ_e Facteur en tenant compte des pertes dans la conduite d'entrée. $\zeta_e = [0.1 \div 0.2]$

On se pose le cas plus défavorable.

$\zeta_e = 0.1$ et on, trouve :

$$L_e = 980 \text{ [J/Kg]}$$

► **exposant polytropique de canal d'aspiration :**

$$\frac{n_e}{n_e - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \frac{L_e \times 10^{-3}}{r \times (T_1 - T_a)} \quad [21] \text{ IV.13}$$

$n_e = 1.39$, il est très proche de de l'air ce qui minimise les erreurs de calcul.

► **La pression et la masse volumique à la sortie de canal d'aspiration : (entrée roue)**

En utilisant l'exposant polytropique de l'air à l'entrée dans la formule suivante ;

$$P_1 = P_a \times \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_e}{n_e - 1}} \quad \text{IV.14}$$

$$P_1 = 0.096 \text{ Mpa}$$

La diminution de pression est due à une dépression causée par l'aspiration de l'air.

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r T_1}$$

$$\rho_1 = 1.133 \text{ Kg/m}^3$$

IV.5.1.4. La roue de compresseur :

► **Les dimensions principales de la roue du compresseur :**

● **Le diamètre du manchon :**

Il est donné par la formule suivante :

$$D_0 = (0.25 \div 0.35) D_a \quad [21] \text{ IV.15}$$

On prend $D_0 = 0.35 D_a$

$$D_0 = 16.14 \text{ mm}$$

- Le diamètre de la roue à l'entrée : (inducer)

On général dans les compresseurs centrifuge, le diamètre à l'entrée est donnée par la formule :

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 S_1}{\pi} + D_0^2} \quad [21] \text{ IV.16}$$

$$D_1 = 36.38 \text{ mm}$$

On prend la valeur qui a donnée par le constructeur

$$D_1 = 38 \text{ mm} \quad (\text{Donné à la fiche technique})$$

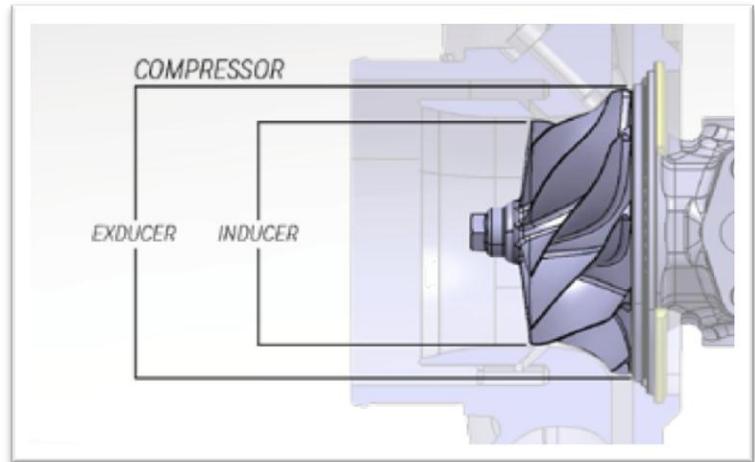


Figure .IV.4.dimensions de la roue du compresseur

- le diamètre de la roue à la sortie : (exducer)

Dans le cas du compresseur centrifuge véhicule, le diamètre extérieur de la roue est donné généralement en fonction des autres diamètres d'entrée, dans notre cas il est donné comme suit :

$$D_2 = 1.4D_1 \quad [23] \text{ IV.17}$$

$$D_2 = 53.2 \text{ mm}$$

On prend la valeur qui a donnée par le constructeur

$$D_2 = 52 \text{ mm} \quad (\text{Donné à la fiche technique})$$

- Calcul du diamètre moyen de la roue à l'entrée :

On doit d'abord définir le rapport D_0/D_1

$$\frac{D_0}{D_1} = 0.51$$

Comme notre compresseur possède un $(D_0/D_1) = (0.28 \div 0.55)$, on utilise la formule suivante :

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}} \quad [21] \text{ IV.18}$$

$$D_{1m} = 29.19 \text{ mm}$$

► évolution dans la roue :

● les triangles des vitesses de la roue :

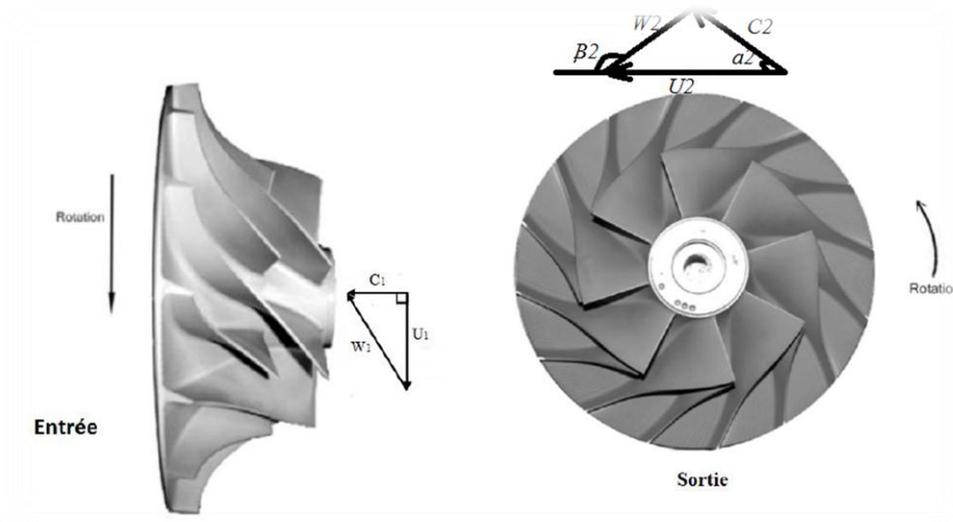


Figure .IV.5. triangles des vitesses entrée et sortie de la roue compresseur

1/l'entrée de la roue :

● vitesse méridien à l'entrée de la roue :

$$C_{1m} = C_1 \times \sin(\alpha_1) \times K_1$$

Avec K_1 est un coefficient correcteur tenant compte de l'épaisseur de la lame.

$$K_1 = 1.05 \div 1.08 \text{ pour les compresseurs centrifuges. [21] IV.19}$$

$$K_1 = 1.05$$

α_1 est l'angle entre les vecteurs vitesses C_1 et U_1

$$\alpha_1 = 90^\circ \text{ (l'entrée est radiale).}$$

$$C_{1m} = 147 \text{ m/s}$$

C_{1m} est légèrement supérieure à C_1 et cela est dû au coefficient correcteur au bord d'attaque.

●la vitesse périphérique d'entrée au diamètre moyenne :

$$U_{1p} = \frac{\pi \times D_{1m} \times N_c}{60}$$

$$U_{1p} = 235.83 \text{ m/s}$$

●l'angle d'entrée au diamètre moyenne :

$$\alpha_{1p} = \arctg\left(\frac{C_{1m}}{U_{1p}}\right)$$

$$\alpha_{1p} = 31.94^\circ$$

●l'angle de l'omoplate :

$$\beta_{op} = \alpha_{1p} + j \quad \text{avec } j \text{ angle d'attaque } j = 2^\circ$$

$$\beta_{op} = 33.94^\circ$$

Comme la valeur de l'angle $\beta_{op} = 30 \div 40$, les valeurs des vitesses C_{1m} et U_{1p} sont acceptables. [24] IV.20

●la vitesse relative à l'entrée :

Elle est toujours tangente au bord d'attaque de la palle.

$$w_1 = \sqrt{U_{1p}^2 + C_{1m}^2}$$

$$w_1 = 277.89 \text{ m/s}$$

●nombre de mach :

$$M_1 = \frac{w_1}{\sqrt{\gamma \times r \times T_1}} = 0.8 < 1 \quad (\text{écoulement subsonique pour éviter le blocage sonique})$$

2/sortie de la roue :

●Facteur de réduction des puissances :

$$\mu' = \left[1 + \frac{2}{3} \times \frac{\pi}{z} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{1m}}{D_a}\right)^2}\right]^{-1} \quad [22] \text{ IV.21}$$

$$\mu' = 0.72$$

● **La vitesse périphérique sur le diamètre externe de la roue du compresseur :**

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times N_c}{60}$$

$$U_2 = 420.11 \text{ m/s.}$$

● **coefficient de débit :**

$$\phi = \frac{C_a}{U_2} = 0.17$$

● **Composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie de la roue :**

C'est la projection de la vitesse absolue [C] sur la vitesse périphérique u à la sortie de la roue du Compresseur, elle est donnée par l'expression ci-dessous.

$$C_{u2} = \mu' \cdot U_2 = 302.48 \text{ m/s.} \quad [23] \text{ IV.22}$$

● **Vitesse absolue à la sortie de la roue :**

Comme les deux vecteurs vitesses C_{u2} et C_{r2} sont perpendiculaires l'un sur l'autre, en

appliquant les lois trigonométriques on aura :

$$C_{r2} = C_{m1} \text{ (} C_{m1} \text{ est la composante radiale de la vitesse absolue à l'entrée de la roue.)}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{u2}^2 + C_{r2}^2}$$

$$C_2 = 336.31 \text{ m/s}$$

● **Composante périphérique de la vitesse relative à la sortie :**

C'est la projection de la vitesse relative [W₂] sur la vitesse périphérique [U₂], elle est donnée

par la formule suivante :

$$W_{u2} = U_2 - C_{u2}$$

$$W_{u2} = 117.63 \text{ m/s}$$

●La vitesse relative à la sortie de la roue :

$$W_2 = \sqrt{W_{u2}^2 + W_{r2}^2}$$

La composante radiale de la vitesse relative à la sortie $W_{r2} = C_{r2} = C_{1m}$

$$W_2 = 188.27 \text{ m/s}$$

●Angle de sortie de l'écoulement de la roue dans le mouvement relatif :

$$\beta_2 = 180 - \arctg\left(\frac{W_{r2}}{W_{u2}}\right)$$

$$\beta_2 = 128.67^\circ$$

●Angle de sortie de l'écoulement de la roue dans le mouvement absolu :

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{r2}}{C_{u2}}\right)$$

$$\alpha_2 = 25.91^\circ$$

La valeur optimale de l'angle $[\alpha_2]$ doit être entre 16° et 27° [23]

On constate que la valeur de $[\alpha_2]$ est comprise dans l'intervalle, alors nos résultats sont Justifiés.

●Les pertes énergétiques à l'entrée de la roue :

$$L_{1r} = \zeta_{1r} \times \frac{W_1^2}{2}$$

ζ_{1r} Facteur tenant compte des pertes à l'entrée ($\zeta_{1r} = 0.2$) [23]

On trouve

$$L_{1r} = 7722.29 \text{ J/kg.}$$

●Pertes dues au frottement de l'écoulement inter aubages :

$$L_{2r} = \zeta_{2r} \times \frac{C_{r2}^2}{2} \quad \text{IV.23}$$

ζ_{2r} Facteur tenant compte des pertes inter aubages ($\zeta_{2r} = 0.1$) [23]

$C_{r2} = C_{1m}$ (la composante radiale de la vitesse absolue à l'entrée de la roue.)

$L_{2r} = 1080.45$ J/kg

•Les pertes dues à la friction au contact de l'air avec la roue :

$L_{3r} = a' U_2^2$

a' Coefficient tenant compte des pertes de disque ($a' = 0.04$) [23]

$L_{3r} = 7059.7$ J/kg.

•La température à la sortie de la roue :

$h_2 - h_1 = [(U_2 C_{u2} + \frac{C_1^2}{2}) - \frac{C_2^2}{2}]$ (Gain réel d'enthalpies) [25]

$h_2 - h_1 = 80\,322.66$ J/kg

$\Sigma P_{1-2} = L_{1r} + L_{2r} + L_{3r} = 15\,862.44$ J/kg

$h_{2\,is} - h_1 = (h_2 - h_1) - \Sigma P_{1-2}$ (Gain isentropique d'enthalpie)

$h_{2\,is} - h_1 = 64\,460.22$ J/kg

$T_{2\,is} = T_1 + \frac{h_{2\,is} - h_1}{C_{P\,air}} = 359.28$ K

$T_2 = T_1 + \frac{h_2 - h_1}{C_{P\,air}} = 375.07$ K

la température polytropiques toujours supérieure à la température isentropique à cause des frottements.

•L'exposant polytropique dans la roue :

$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \frac{L_{1r} + L_{2r} + L_{3r}}{r(T_2 - T_1)10^3}$ [21] IV.24

$n_2 = 1.59$

•La pression à la sortie de la roue :

On utilise la température réelle trouvée et l'exposant polytropique dans la roue du

compresseur on aura la pression à la sortie de la roue sous la forme :

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$$

$$P_2 = 0.183 \text{ MPA.}$$

● **La masse volumique de l'air à la sortie de la roue :**

Elle doit être supérieure à la masse volumique à l'entrée de la roue de plus de 1/2 car elle est Parmi les objectifs principaux à atteindre.

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r T_2} 10^6 = 1.7 \text{ kg/m}^3.$$

➤ On remarque que la masse volumique de l'air a largement augmenté, ce qui justifie l'efficacité du compresseur.

● **L'épaisseur de la roue à la sortie :**

$$e_2 = \frac{Q_m K_2 10^3}{\rho_2 \pi D_2 C_{r2}} \quad [24] \text{ IV.25}$$

Ou $K_2 = 1.04 \div 1.08$ coefficient de l'encombrement à la sortie en tenant compte de l'épaisseur de la roue à l'entrée.

$$K_2 = 1.06$$

On remplace dans la formule

$$e_2 = 3.64 \text{ mm}$$

Dans les compresseurs centrifuges le rapport $\left(\frac{e_2}{D_2} \right)$ devrait se situer dans l'intervalle $[0.04 \div 0.08]$ [23]

$$\frac{e_2}{D_2} = 0.07$$

Comme la valeur trouvée est comprise dans l'intervalle, ça été justifié les valeurs trouvées.

●Température de stagnation à la sortie de la roue :

$$T_2^* = T_2 - \left(\frac{C_2^2}{2 CP}\right)$$

$$T_2^* = 318.77 \text{ K}$$

IV.5.1.5.Diffuseur :

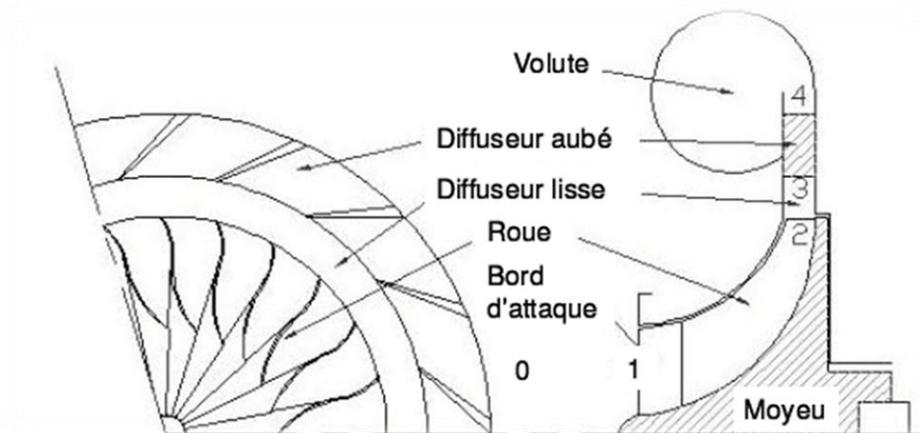


Figure. IV.6. l'emplacement du diffuseur

► Les démentions géométrique de diffuseur :

$D_3 = 1.2D_2$,est le diamètre intérieur du diffuseur, on trouve : [21]

$$D_3 = 62.4 \text{ mm}$$

$D_4 = 1.8D_2$,est le diamètre extérieur du diffuseur et on trouve : [21]

$$D_4 = 93.6 \text{ mm}$$

$e_3 = 0.95 e_2$ L'épaisseur de d'aube du diffuseur et on aura : [21]

$$e_3 = 3.458 \text{ mm}$$

► évolution dans le diffuseur à flasques lisses :

$$C_3 = C_2 \frac{D_2}{D_3} \frac{e_2}{e_3} \quad (\text{vitesse absolue au sorite diffuseur à flasques lisses}) \quad [21]$$

$$C_3 = 295 \text{ m/s}$$

$$\Sigma P_{2-3} = \zeta_{2-3} \frac{C_3^2}{2} \quad (\text{pertes d'enthalpies})$$

ζ_{2-3} , est le coefficient de perte dans le diffuseur lisse, ζ_{2-3} [0.02 ÷ 0.06] [25]

$$\text{On prend } \zeta_{2-3} = 0.04$$

$$\Sigma P_{2-3} = 3393.13 \text{ J/Kg}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} = 13\,039.7 \text{ J/Kg}$$

$$h_{3 \text{ is}} - h_2 = (h_3 - h_2) - \Sigma P_{2-3} = 9646.57 \text{ J/Kg}$$

$$T_3 = T_2 + \frac{h_3 - h_2}{C_{P \text{ air}}} = 388.05 \text{ K}$$

$$T_{3 \text{ is}} = T_2 + \frac{h_{3 \text{ is}} - h_2}{C_{P \text{ air}}} = 384.67 \text{ K}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_{3 \text{ is}}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_3 = 0.199 \text{ MPA}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r T_3} = 1.787 \text{ kg/m}^3$$

➤ On remarque que la masse volumique est encore augmenté ce qui est bénéfique.

► évolution dans le diffuseur à ailettes :

● Angle d'entrée de l'écoulement dans le mouvement absolu :

$$\alpha_3 = \alpha_2 + i_3 \quad [23] \text{ IV.26}$$

$i_3 = 4^\circ$, il est souvent donné selon la forme et l'épaisseur de l'aube.

$$\alpha_3 = 29.91^\circ$$

● **Angle de la sortie de l'écoulement dans le mouvement absolu :**

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta a \quad [23] \text{ IV.27}$$

Avec $\Delta a = 18^\circ$ angle de pillage du profilé de lame.

$$\alpha_4 = 47.91^\circ$$

► **Le nombre de palettes du diffuseur :**

$$Z = (7 \div 8) \left[\frac{\frac{D_4+1}{D_3}}{\frac{D_4-1}{D_3}} \sin \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} \right] \quad [23] \text{ IV.28}$$

$$Z \cong 21$$

► **La valeur affinée de la vitesse à l'entrée de l'aube du diffuseur :**

$$C_3' = C_2 \frac{D_2}{D_3} \frac{e_2}{e_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \quad [24] \text{ IV.29}$$

$$C_3' = 280.64 \text{ m/s}$$

Comme la valeur affinée est très proche de celle estimée, on peut considérer que nos calculs sont justifiés et acceptable.

► **évolution dans le diffuseur à ailettes :**

$$C_4 = C_3 \frac{D_3 K_4 \sin \alpha_3}{D_4 K_3 \sin \alpha_4} \quad (\text{vitesse absolue à la sortie diffuseur à ailettes}) \quad [23] \text{ IV.30}$$

K_4, K_3 Facteur tenant compte du blocage à l'entrée et à la sortie du diffuseur.

Dans les diffuseurs utilisés dans les compresseurs centrifuges on prend :

$$K_3 = 1.03 \div 1.05 \quad \text{on prend} \quad K_3 = 1.04$$

$$K_4 = 1.02 \div 1.04 \quad \text{on prend} \quad K_4 = 1.03$$

On calcul et on trouve :

$$C_4 = 130.88 \text{ m/s}$$

$$P_{3-4} = \zeta_{3-4} \frac{C_3^2}{2}$$

ζ_{3-4} est le coefficient de perte, $\zeta_{3-4} = 0.1$

$$P_{3-4} = 4351.25 \text{ J/Kg}$$

$$h_4 - h_3 = \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} = 34\,947.71 \text{ J/Kg}$$

$$h_{4\text{is}} - h_3 = (h_4 - h_3) - P_{3-4} = 30\,596.46 \text{ J/Kg}$$

$$T_4 = T_3 + \frac{h_4 - h_3}{C P_{\text{air}}} = 422.84 \text{ K}$$

$$T_{4\text{is}} = T_3 + \frac{h_{4\text{is}} - h_3}{C P_{\text{air}}} = 418.51 \text{ K}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4\text{is}}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_4 = 0.259 \text{ MPA}$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r T_4} = 2.134 \text{ kg/m}^3$$

IV.5.1.6. Volute :

$$D_5 = 38 \text{ mm} \quad (\text{donné à fiche technique})$$

► évolution dans la volute :

Comme le rôle de volute est dirigé et augment la pression de l'écoulement, donc on se pose que la pression va augmenter de 5%. [26]

$$P_5 = P_z = 0.272 \text{ MPA}$$

$$T_{5\text{is}} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 428.8 \text{ K} \quad \text{IV.31}$$

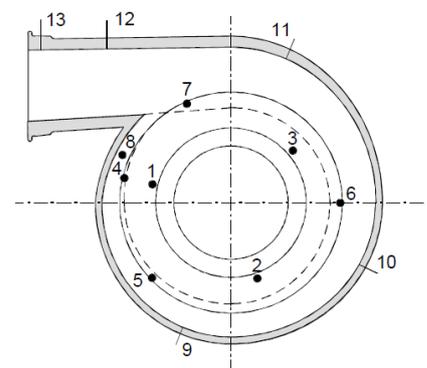


Figure .IV.7. La volute

Comme la température polytropique toujours supérieure à la température isentropique à cause des frottements aux parois, donc :

$$T_5 = T_z = 433 \text{ K (Valeur approximative).}$$

IV.5.1.7. Performances générales de compresseur :

► taux de compression de compresseur GT2052 :

$$\pi_c = \frac{P_z}{P_a}$$

$$\pi_c = 2.62$$

- On remarque que le taux de compression qui est nous avons calculé est presque celle de la fiche technique.

► travail isentropique de compresseur :

$$\dot{W}_{c\ is} = C P_{air} T_a \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \text{ IV.32}$$

$$\dot{W}_{c\ is} = 96.24 \text{ KJ/Kg}$$

► Rendement adiabatique du compresseur :

$$\eta_{c\ is} = \frac{T_a \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(T_z - T_a)}$$

$$\eta_{c\ is} = 0.73$$

- Comme la valeur trouvée est proche de celle fiche technique, ça permet de justifier les calculs

Précédents.

► travail réel de compresseur :

$$\dot{W}_{c\ réel} = \frac{\dot{W}_{c\ is}}{\eta_{c\ is}}$$

$$\dot{W}_{c\text{réel}} = 131.84 \text{ Kj/Kg}$$

► **La puissance dépensée pour entrainer le compresseur :**

$$P_{ui_c} = \frac{Q_m \dot{W}_{c\text{réel}}}{\eta_{cis}}$$

$$P_{ui_c} = 18.49 \text{ KW}$$

Pour entrainer le compresseur il fallait que la puissance de turbine devoir supérieur à 18.49 KW.

IV.5.2.Turbine centripète :

IV.5.2.1.Dimensions géométriques principaux de la turbine :

► **volute :** $D'_{volute} = 39 \text{ mm}$ (fiche technique)

► **roue de la turbine :**

Le diamètre de la roue turbine est toujours fonction du diamètre du compresseur qu'elle entraine, il est donné par la valeur suivant :

$$D_{T\text{ ext}} = 47 \text{ mm} \quad (\text{donnée à la fich technique})$$

$$D_{T\text{ int}} = 40 \text{ mm} \quad (\text{donnée à la fich technique})$$

► **distributeur :**

$$D_{T1} = 1.5 D_{T\text{ ext}} = 70.5 \text{ mm} \quad [23] \quad (\text{diamètre entrée du distributeur})$$

$$D_{T2} = 1.1 D_{T\text{ ext}} = 51.7 \text{ mm} \quad (\text{diamètre sortie du distributeur})$$

IV.5.2.1.Paramètres d'entrée de la turbine :

► **La température des gaz d'échappements (avant la turbine) :**

En général, la température des gaz d'échappements à la sortie du cylindre est dans

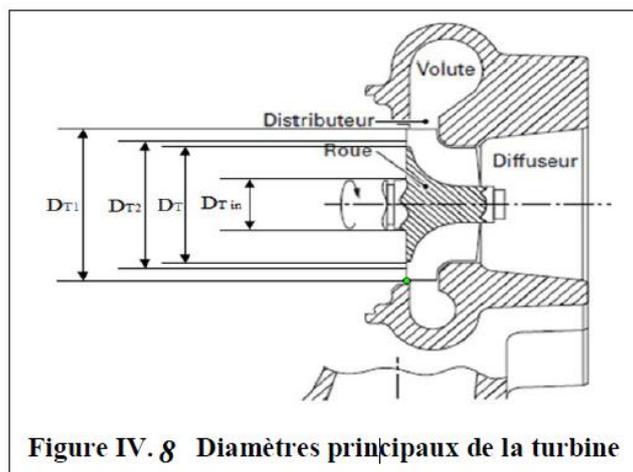


Figure IV.8 Diamètres principaux de la turbine

L'intervalle :

$$T_m = 723.15 \div 923.15 \quad [24] \text{ IV.33}$$

➤ On prend le cas le plus défavorable mécaniquement.

$$T_m = 923.15 \text{ K}$$

► **La constante des gaz d'échappement :**

$$r_r = \frac{R}{\mu_r}$$

$$R = 8.314 \text{ [J/Kg K]}$$

$$\mu_r = 29.057 \text{ [Kmol / Kg]} \quad (\text{La masse moléculaire des gaz d'échappements}) \quad [22]$$

$$r_r = 286.127 \left[\frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right]$$

Elle est légèrement inférieure à celle de l'air à cause de la diminution de l'exposant adiabatique des gaz d'échappements.

► **Exposant adiabatique des gaz d'échappements :**

$$\gamma' = 1.34 \div 1.37 \quad [22] \text{ IV.34}$$

$$\gamma' = 1.36$$

Comme les gaz d'échappement à l'entrée de la turbine sont relativement moins chauds et plus détendus, on prend $\gamma' = 1.36$.

► **capacité calorifique des gaz d'échappements :**

$$C_{P_r} = \frac{\gamma' r_r}{\gamma' - 1}$$

$$C_{P_r} = 1080.92 \text{ J/Kg.K}$$

► **Le travail requis par la turbine :**

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

$$W_{c\ is} = \eta_{T\ is} \eta_{c\ is} W_{T\ is} \quad [19] \text{ IV.35}$$

$$W_{T\ is} = \frac{W_{c\ is}}{\eta_{T\ is} \eta_{c\ is}} \quad \text{avec } \eta_{T\ is} = 0.7 \quad (\text{fournie dans la fiche technique})$$

$$W_{T\ is} = 188.34 \text{ Kj/Kg}$$

$$W_{T\ réel} = W_{T\ is} \times \eta_{T\ is} = 131.84 \text{ Kj/Kg}$$

► **La pression totale des gaz à l'entrée de la turbine :**

Elle est calculée par l'expression ci-dessous :

Avec $P_{t0} = 1.1P_0$ pression avant la turbine.

$$P_{t0} = 0.1124 \text{ MPA}$$

$$P_{T1} = \frac{P_{T0}}{\left(1 - \frac{W_{T\ is}}{C_{Pr} T_m}\right)} \quad [27] \text{ IV.36}$$

$$P_{T1} = 0.143 \text{ Mpa}$$

► **La température des gaz à l'entrée de la turbine :**

Elle est légèrement inférieure à celle des gaz d'échappements à la sortie des cylindres, on la suppose :

$$T_{T1} = 823 \text{ K}$$

La chute de température est due aux pertes thermiques dans les conduites d'échappements.

► la masse volumique à l'entrée de la turbine :

$$\rho_{T1} = \frac{P_{T1}}{r_r T_{T1}}$$

$$\rho_{T1} = 0.607 \text{ Kg/m}^3$$

IV.5.2.2. Volute :

► évolution dans le volute :

Le rôle de volute dans la turbine est dirigé et diminué la pression de l'écoulement (les gaz d'échappements) vers le distributeur, c'est l'inverse du compresseur.

Donc on se pose que la pression va diminuer de 10%. [26]

$$P_{T2} = 0.128 \text{ MPA}$$

$$T_{T2 is} = T_{T1} \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma}} \text{ IV.37}$$

$$T_{T2 is} = 790.35 \text{ K}$$

Comme la température polytropique toujours supérieure à la température isentropique à cause des frottements, donc on met :

$$T_{T2} = 795 \text{ K}$$

IV.5.2.3. Distributeur :

► Le degré de réactivité de la roue :

Pour une turbine centrifète $\phi = 0.45 \div 0.65$ [27]IV.38

$$\phi = 0.65$$

► **Le travail adiabatique de groupe (distributeur + roue) :**

$$W'_{Tis} = \varphi W_{Tis}$$

$$W'_{Tis} = 122.42 \text{ KJ/Kg}$$

► **La vitesse absolue des gaz à l'entrée de distributeur :**

$$C_{T2} = \varphi \sqrt{2(1 - \varphi) W'_{Tis}} \quad [23] \text{ IV.40}$$

Avec $\varphi = 0.6$ coefficient de vitesse tenant compte des pertes dans le distributeur.

$$C_{T2} = 175.64 \text{ m/s}$$

► **évolution dans le distributeur :**

• **La vitesse absolue à la sortie de distributeur :**

Le distributeur doit principalement accélérer, guider et stabiliser l'écoulement sur le pourtour de la roue.

L'écoulement accélère donc le C_{T3} c'est évident d'être supérieur à la vitesse entrée C_{T2} .

Donc on suppose que la vitesse de sortie sera :

$$C_{T3} \cong 350 \text{ m/s}$$

$$P_{2-3} = \zeta_{3-4} \frac{C_{T3}^2}{2}$$

ζ_{2-3} est le coefficient de perte, $\zeta_{2-3} = 0.2$

$$P_{2-3} = 3\,084.94 \text{ J/Kg}$$

$$h_2 - h_3 = \frac{C_{T3}^2 - C_{T2}^2}{2} = 44\,328.8 \text{ J/Kg}$$

$$h_2 - h_{3is} = h_2 - h_3 + P_{2-3} = 47\,895.92 \text{ J/Kg} \quad 48\,910.23$$

$$T_{T3} = T_{T2} - \frac{h_2 - h_3}{C_{Pr}} = 749 \text{ K} \quad 752.61$$

$$T_{T3is} = T_{T2} - \frac{h_2 - h_{3is}}{C_{Pr}} = 745.7 \text{ K} \quad 749.75$$

$$P_{T3} = P_{T2} \left(\frac{T_{T3 is}}{T_{T2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0.103 \text{ MPA}$$

$$\rho_{T3} = \frac{P_{T3}}{r_{T3}} = 0.478 \text{ Kg/m}$$

$$M_{T3} = \frac{C_{T3}}{\sqrt{\gamma \times r \times T_{T3}}} = 0.65 < 1$$

Le nombre de Mach est inférieur à l'unité ce qui évite d'avoir des blocages de l'écoulement dans la turbine et assure la continuité de l'écoulement.

• **L'angle de l'écoulement à l'entrée du distributeur :**

$$\alpha'_1 = 15^\circ \div 30^\circ \quad [23]$$

$$\alpha'_1 = 30^\circ$$

IV.5.2.4. Roue de la turbine :

► **Evolution dans la roue :**

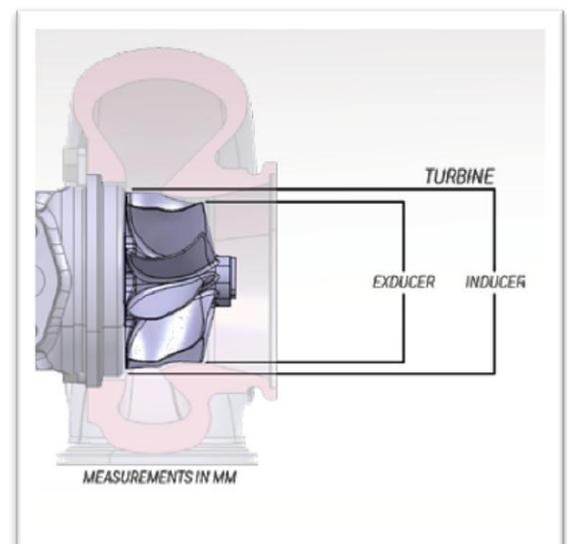
A partir de l'équilibre énergétique entre la roue de la turbine et la roue du compresseur on écrit :

$$\Delta e_{u \text{ turbine}} = \Delta e_{u \text{ compresseur}}$$

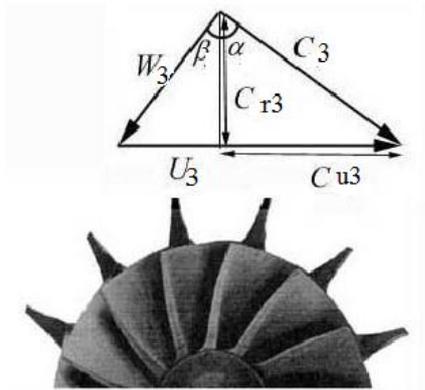
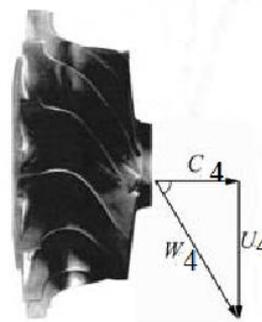
Avec Δe_u énergie massique périphérique communiquée au fluide.

Note : Ce calcul ne tient pas compte des pertes mécaniques dues aux paliers fluides et aérothermiques dans les roues.

Figure IV.9 ROUE



► Triangles des vitesses :

EntréeSortie

Le théorème d'Euler donne l'expression du travail absorbé par la turbine à partir du triangle des vitesses.

$$\Delta e_{u \text{ turbine}} = U'_3 C'_{u3} - U'_4 C'_{u4}$$

Au point de spécification, on fait l'hypothèse d'une giration nulle en sortie roue : la vitesse absolue est purement axiale. L'équation se réduit alors à :

$$\Delta e_{u \text{ turbine}} = U'_3 C'_{u3}$$

► la entrée de la roue :

● La vitesse périphérique sur le diamètre externe de la roue de turbine :

$$U'_3 = \frac{\pi \times D_{T3} \times N_T}{60} \quad \text{avec } N_T = N_c \text{ (vitesse de rotation de la turbine)}$$

$$U'_3 = 379.72 \text{ m/s.}^2$$

● Composante périphérique de la vitesse absolue à l'entrée de la roue de turbine :

$$C'_{u3} = \frac{\Delta e_{u \text{ compresseur}}}{U_{T3}} \quad \text{avec } \Delta e_{u \text{ compresseur}} = 127\,074.87 \text{ J/Kg}$$

$$C'_{u3} = 334.65 \text{ m/s}$$

- Angle d'entrée de l'écoulement de la roue dans le mouvement absolu :

$$\cos \alpha'_3 = \frac{C'_{u3}}{C'_3}$$

$$\alpha'_3 = 17.04^\circ$$

- composant de la vitesse absolue à l'entrée de la roue de turbine :

$$\sin \alpha'_3 = \frac{C'_{r3}}{C'_3}$$

$$C'_{r3} = 102.56 \text{ m/s}$$

- Composante périphérique de la vitesse relative à l'entrée :

$$W'_{u3} = U'_3 - C'_{u3}$$

$$W'_{u3} = 45.07 \text{ m/s}$$

- La vitesse relative à l'entrée de la roue :

$$W'_3 = \sqrt{W'_{u3}{}^2 + W'_{r3}{}^2}$$

La composante radiale de la vitesse relative à la sortie $W'_{r3} = C'_{r3}$

$$W'_3 = 112.03 \text{ m/s}$$

- Angle d'entrée de l'écoulement de la roue dans le mouvement relatif :

$$\beta'_3 = 180 - \arctg\left(\frac{W'_{r3}}{W'_{u3}}\right)$$

$$\beta'_3 = 113.72^\circ$$

- ▶ sortie de la roue :

- vitesse méridien à la sortie de la roue :

$$C'_{r3} = C'_{4m} = 102.56 \text{ m/s}$$

- la vitesse périphérique de la sortie au diamètre moyenne :

$$U'_{4p} = \frac{\pi \times D_{4m} \times N_T}{60}$$

$$U'_{4p} = 352.57 \text{ m/s}$$

● l'angle de la sortie au diamètre moyenne :

$$\alpha'_{4p} = \arctg\left(\frac{C'_{4m}}{U'_{4p}}\right)$$

$$\alpha'_{4p} = 16.22^\circ$$

● la vitesse relative à la sortie :

Elle est toujours tangente au bord d'attaque de la palle.

$$w'_4 = \sqrt{U'_{4p}{}^2 + C'_{4m}{}^2} \quad \text{IV.42}$$

$$w'_4 = 367.18 \text{ m/s}$$

● la vitesse absolue à la sortie de la roue :

$$C'_{4m} = C'_4 \times \sin(\alpha'_4) \times K'_4$$

Avec K'_4 est un coefficient correcteur tenant compte de l'épaisseur de la lame.

$$K_1 = 1.04 \quad [21]$$

α_1 est l'angle entre les vecteurs vitesses C_1 et U_1

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad (\text{l'entré es radiale}).$$

$$C'_{4m} = C'_{r3}$$

$$C'_4 = 106.66 \text{ m/s}$$

► température et la pression et la masse volumique de la sortie :

$$h_{T3} - h_{T4} = \frac{C_{T3}^2 - C_{T4}^2}{2} = 55\,561.82 \text{ J/Kg}$$

$$T_{T4} = T_{T3} - \frac{h_{T3} - h_{T4}}{C_{Pr}}$$

$$T_{T4} = 701.2 \text{ K}$$

$$T_{T4 is} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_T}$$

$$T_{T4 is} = 679.17 \text{ K}$$

$$P_{T4} = P_{T3} \left(\frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma'}{\gamma'-1}}$$

$$P_{T4} = 0.07 \text{ MPA}$$

$$\rho_{T4} = \frac{P_{T4}}{r T_{T4}}$$

$$\rho_{T4} = 0.349 \text{ Kg/m}^3$$

IV.5.2.5. Performances générales de la turbine :

► le travail adiabatique de la turbine :

$$W_{T is} = C P_r T_1 \left[1 - \left(\frac{P_{T4}}{P_{T1}} \right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} \right]$$

$$W_{T is} = 155.65248 \text{ J/Kg}$$

► le travail réel de la turbine :

$$W_{T réel} = C P_r (T_{T1} - T_{T4})$$

$$W_{T réel} = 131 656.05 \text{ J/kg}$$

► rendement de la turbine :

$$\eta_T \cong 0.8$$

► La puissance de la turbine :

$$P_{ui_T} = Q_r W_{T réel}$$

$$P_{ui_T} = 19.5 \text{ KW}$$

➤ On remarque que la puissance de la turbine est supérieure à celle du compresseur, la différence représente les différentes pertes sur l'arbre de transmission.

Dans le cas général l'énergie disponible dans les gaz d'échappements dans les moteurs diesel varie de 30 à 40% de la puissance globale du moteur. [24]

$$N_e \Rightarrow 100\%$$

$$P_T' \Rightarrow 35\%$$

$$P_T' = 38.5 \text{ KW}$$

$P_T' > P_T$, Alors les gaz d'échappements n'auront aucune difficulté à faire tourner la turbine puisque la puissance disponible sur les gaz d'échappements est supérieure à la puissance de la turbine.

IV.5.3. Comparaison entre les résultats trouvés avec la fiche technique :

Dans le tableau suivant, on a effectué une comparaison entre quelques résultats trouvés par nos calculs et ceux donnés par le constructeur :

Paramètres	Donnée à la fiche technique	Calculés
rapport de compression (π_c)	2.47	2.62
T° sortie de compresseur	400 K	433 K
Rendement compresseur	0.75	0.73
Rendement turbine	0.7	0.793

Tableau IV.3. Comparaison des résultats donnés et calculés

Les différences entre les résultats donnés et calculés sont dues aux précisions de calculs et aux différents paramètres utilisés dans les formules.

IV.5.4. Résumé des différentes grandeurs données et calculées :

Compresseur centrifuge			
Canal d'aspiration			
D_a [mm]	46.1	P_a [MPa]	0.104
S_a [mm ²]	1669.45	C_a [m/s]	70
ρ_a [Kg/m ³]	1.198	T_a [K]	302.43
M_a	0.2	Q_m [Kg/s]	0.14
Roue			
Entrée		Sortie	
D_1 [mm]	38	D_2 [mm]	52
D_0 [mm]	16.14	U_2 [M/s.]	420.11
D_{1m} [mm]	29.19	C_{u2} [m/s]	302.48
T_1 [K]	295.11	C_{r2} [m/s]	147
P_1 [MPa]	0.096	C_2 [m/s]	336.31
ρ_1 [Kg/m ³]	1.133	W_{u2} [m/s]	117.63
M_1	0.4	W_2 [m/s]	188.27
C_1 [m/s]	140	β_2	128.67°
C_{1m} [m/s]	147	α_2	25.91°
U_{1p} [m/s]	235.83	T_2 [K]	375.07
α_{1p}	31.94°	P_2 [MPa.]	0.183
β_{op}	33.94°	ρ_2 [kg/m ³ .]	1.7
w_1 [m/s]	277.89	e_2 [mm]	3.46
Diffuseur			
à flasques lisses		à ailettes	

D_3 [mm]	62.4	D_4 [mm]	93.6
C_3 [m/s]	295	C_4 [m/s]	130.88
C_3' [m/s]	280.64	α_4	47.91°
T_3 [K]	388.05	α_3	29.91°
P_3 [MPA]	0.199	T_4 [K]	422.84
ρ_3 [Kg/m]	1.787	P_4 [MPA]	0.259
e_3 [mm]	3.458	ρ_4 [Kg/m ³]	2.134
		Z	21
Volute			
D_5 [mm]	38	T_5 [K]	433
P_5 [MPA]	0.272		
Performances compresseur			
π_c	2.62	$\dot{W}_{c\text{ réel}}$ [Kj/Kg]	131.84
$\dot{W}_{c\text{ is}}$ [Kj/Kg]	96.24	P_{ui_c} [KW]	18.49

Turbine centrifète			
Volute			
D_{volute} [mm]	39	P_{T1} [Mpa]	0.143
T_{T1} [K]	823	ρ_{T1} [Kg/m ³]	0.607
Distributeur			
P_{T2} [MPA]	0.128	C_{T3} [m/s]	300
T_{T2} [K]	795	T_{T3} [K]	749
C_{T2} [m/s]	175.64	P_{T3} [MPA]	0.102
α'_1	30°	ρ_{T3} [Kg/m ³]	0.475

		M_{T3}	0.55
Roue turbine			
Entrée		Sortie	
$D_{T\ ext}$ [mm]	47	$D_{T\ int}$ [mm]	40
T_{T3} [K]	752.75	U'_{4p} [M/s.]	352.57
P_{T3} [MPA]	0.103	C'_{4m} [m/s]	102.56
ρ_{T3} [Kg/m ³]	0.478	C'_4 [m/s]	106.66
M_{T3}	0.65	W'_4 [m/s]	367.18
C'_{u3}	334.65	β'_{4p}	163.78
W'_3 [m/s]	112.03	α'_{4p}	16.22
C_{T3} [m/s]	350	T_{T4} [K]	701.2
C'_{r3} [m/s]	102.56	P_{T4} [MPA.]	0.07
U'_3 [m/s]	379.72	ρ_{T4} [kg/m ³ .]	0.349
α'_3	17.04		
β'_3	113.72	w'_{u3} [m/s]	45.07
Performances turbine			
η_T	0.8	$W_{T\ is}$ [KJ/Kg]	192.242
$W_{T\ réel}$ [KJ/Kg]	160.311	P_{ui_T} [KW]	23.73

Conclusion générale

Ce présent travail présente un dimensionnement d'un turbocompresseur de suralimentation, le but était de retrouver les mêmes résultats fournies dans la fiche technique afin de justifier la méthode et les résultats trouvés.

Après calcul, on a retrouvé presque les mêmes résultats avec celles fournies par le constructeur par conséquent on peut considérer que la méthode dont on a procédé pour le dimensionnement du turbocompresseur est valable, ainsi on pourra utiliser cette méthode pour pouvoir dimensionner d'autres turbocompresseurs.

Le turbocompresseur est parmi les meilleures alternatives qui permettent de :

- Augmenter l'efficacité du moteur sans augmenter son encombrement.
- Diminuer sa consommation spécifique g_e .
- Il pollue moins l'environnement et permet aussi la diminution de la toxicité des gaz d'échappements.
- Il permet d'avoir un bon refroidissement des soupapes, des injecteurs et de la culasse sous l'effet d'un bon balayage.

Le dimensionnement et la conception des turbocompresseurs nécessite un grand savoir faire et une grande précision dans le calcul de ces paramètres. Les matériaux utilisés sont d'une

grande qualité d'où le prix très élevé des turbocompresseurs.

L'installation du turbocompresseur et de l'échangeur font augmenter légèrement

l'encombrement du moteur qu'on peut considérer comme inconfortable, mais il reste parmi les

meilleurs moyens qui ont permis au moteur Diesel de rester et de résister à la concurrence de beaucoup d'autres moteurs.

Liste des Tableaux

Tableau	Liste des Tableaux
Tableau I.1	Les quarts phases d'un moteur à essence
Tableau II.2	Fonctionnement d'un compresseur à piston rotatif
Tableau IV.1	Fiche technique de moteur
Tableau.IV.2	Caractéristiques turbo Gratte GT2052

LISTE DES FIGURES

Figure	Description
I.1	<i>Moteur Renault 1.5 l dCi</i>
I.1.a	Diagramme T-S cycle Otto
I.1.b	Diagramme P-V cycle Otto
1.2	Cycle réel d'un moteur suralimenté
I.3	Cycle Diesel à quatre temps
I.4	Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement
I.5	Turbomachine
I.6	Principe de fonctionnement d'un <i>moteur à piston rotatif WANKEL</i>
I.7	Principe de fonctionnement d'une <i>machine à vapeur</i>
I.8	Principe de fonctionnement d'un <i>moteur Stirling</i>
II.1	Compresseur à vis
II.2	Compresseur à roots
II.4	Procédé Hyperbar
II.5	Compoundage volumétrique
II.6	Système complexe
II.7	Turbocompresseur
II.8	Système de suralimentation dans un avion
II.9	Turbocompresseurs ABB mono-étagés A200-L, destinée aux moteurs lents deux temps
II.10	Turbo 1.9 TDI 130 CV GARRETT
III.1	Moteur Renault 12 Fe équipé d'un turbocompresseur Rateau

III.2	Système de suralimentation par turbocompresseur
III.3	Principe de fonctionnement d'un turbo
III.4	Constitution d'un système de suralimentation par turbocompresseur
III.5	Représentation d'une Turbine centripète
III.6	Turbine centripète
III.7	Représentation d'un Compresseur centrifuge
III.8	Compresseur centrifuge
III.9	Le role de l'échangeur dans un système suralimenté
III.10	Wastegate
III.11	Influence de la perméabilité de la turbine sur les performances d'un moteur
IV.1	Figure TURBO GARRET GT2052
IV.2	la plage fonctionnement compresseur de GT2052
IV.3	dimension principaux du compresseur
IV.4	Dimensions de la roue du compresseur
IV.5	Triangles des vitesses entrée et sortie de la roue compresseur
IV.6	l'emplacement du diffuseur
IV.7	La volute
IV.8	Diamètres principaux de la turbine
IV.9	Roue turbine

Nomenclature

Symboles	Descriptions	Unités
C_a	La vitesse entrée au compresseur	m/s
T_a	La température entrée au compresseur	K
M_a	Nombre de mach à l'entrée de compresseur	/
P_a	La pression entrée au compresseur	MPa
ρ_a	La masse volumique entrée compresseur	Kg/m^3
D_a	Diamètre de canal d'aspiration	mm
S_a	La section de canal d'aspiration	mm^2
C_1	La vitesse à l'entrée de la roue	m/s
T_1	La température à l'entrée de la roue	K
P_1	La pression à l'entrée de la roue	MPa
ρ_1	La masse volumique à l'entrée de la roue	Kg/m^3
M_1	Nombre de mach à l'entrée de la roue	/
D_0	Diamètre de manchon	Mm
D_1	Diamètre à l'entrée de la roue	Mm
D_2	Diamètre à la sortie de la roue	Mm
D_{1m}	Diamètre moyenne à l'entrée de la roue du compresseur	Mm
C_{1m}	La vitesse méridienne à l'entrée de la roue du compresseur	Mm
U_{1p}	La vitesse périphérique à l'entrée de la roue du compresseur	m/s
α_{1p}	Angle d'entrée de l'écoulement dans le compresseur	/
β_{op}	L'angle de l'omoplate	°
w_1	La vitesse relative à l'entrée de la roue du compresseur	m/s
U_2	La vitesse périphérique à la sortie de la roue du compresseur	m/s
C_{u2}	Composante circonférentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue du compresseur	m/s
C_{r2}	Composante radiale de la vitesse absolue à l'entrée de la roue	m/s
C_2	Vitesse absolue à la sortie de la roue du compresseur	m/s
W_{u2}	Composante périphérique de la vitesse relative à la sortie de la roue du compresseur	m/s
W_{r2}	Composante radiale de la vitesse relative à la sortie de la roue du compresseur	m/s
W_2	Vitesse relative à la sortie de la roue du compresseur	m/s
β_2	Angle de sortie de l'écoulement dans le mouvement relatif de la roue du compresseur	°
α_2	Angle de sortie de l'écoulement de la roue du compresseur dans le mouvement absolue	°
T_2	Température à la sortie de la roue du compresseur	K
P_2	La pression à la sortie de la roue du compresseur	Mpa
ρ_2	La masse volumique à la sortie de la roue du compresseur	Kg/m^3
e_2	L'épaisseur de la roue à l'entrée de la roue du compresseur.	mm
D_3	Diamètre intérieur du diffuseur	Mm
D_4	Diamètre extérieur du diffuseur	Mm
e_3	épaisseur de l'aube du diffuseur	Mm
C_3	Vitesse absolue à la sortie du diffuseur à flasques lisses.	m/s
T_3	La température à la sortie du diffuseur à flasques lisses.	K
P_3	La pression à la sortie du diffuseur à flasques lisses.	MPa
ρ_3	La masse volumique à la sortie du diffuseur à flasques lisses.	Kg/m^3
α_3	angle des aubes de diffuseur à l'entrée	°

α_4	angle des aubes de diffuseur à la sortie	°
Z	Nombre de pales de la roue du compresseur	°
C_3'	La valeur affinée de la vitesse à la sortie de la lame de diffuseur	M/S
C4	Vitesse à la sortie de l'épaulement du diffuseur	M/S
T_4	La température à la sortie du diffuseur à ailettes	K
P_4	La pression à la sortie du diffuseur à ailettes	MPA
ρ_4	La masse volumique à la sortie du diffuseur à ailettes	Kg/m ³
D_5	Diamètre de la volute du compresseur	MM
T_5	La température à la sortie de la volute	K
$\eta_{c is}$	Rendement isentropique du compresseur	
P_{ui_c}	La puissance du compresseur	KW
D_{volute}	Diamètre de la volute de la turbine	Mm
T_{T1}	La température d'entrée de la turbine (volute)	K
P_{T1}	La pression d'entrée de la turbine (volute)	MPA
ρ_{T1}	La masse volumique d'entrée de la turbine (volute)	Kg/m ³
P_{T2}	La pression d'entrée du distributeur	MPA
T_{T2}	La température d'entrée du distributeur	K
C_{T2}	La vitesse absolue d'entrée du distributeur	m/s
α'_1	L'angle de l'écoulement à l'entrée du distributeur	°
C_{T3}	La vitesse absolue des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	m/s
U'_3	La vitesse périphérique sur le diamètre externe de la roue de turbine	m/s
C'_{u3}	Composante périphérique de la vitesse absolue à l'entrée de la roue de turbine	m/s
α'_3	Angle d'entrée de l'écoulement de la roue dans le mouvement absolu	°
C'_{r3}	composant de la vitesse absolue à l'entrée de la roue de turbine	m/s
W'_{u3}	Composante périphérique de la vitesse relative à l'entrée de la roue de turbine	m/s
W'_3	La vitesse relative à d'entrée de la roue de la turbine	m/s
β'_3	Angle d'entrée de l'écoulement de la roue dans le mouvement relatif	°
C'_{4m}	vitesse méridien à la sortie de la roue de la turbine	m/s
U'_{4p}	la vitesse périphérique de la sortie au diamètre moyenne de la roue de la turbine	m/s
α'_{4p}	l'angle de la sortie au diamètre moyenne de la roue de la turbine	°
w'_4	la vitesse relative à la sortie de la roue de la turbine	m/s
C'_4	la vitesse absolue à la sortie de la roue de la turbine	m/s
T_{T3}	La température des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	K
P_{T3}	La pression des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	MPA
ρ_{T3}	La masse volumique des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	Kg/m ³
M_{T3}	Nombre de mach des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	/
b	La largeur du distributeur à la sortie	Mm
T_{T4}	La température des gaz à la sortie de la roue de la turbine	K
P_{T4}	La pression des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	Mpa
ρ_{T4}	La masse volumique des gaz à l'entrée de la roue de la turbine	Kg/m ³

$W_{T is}$	le travail adiabatique de la turbine	J/Kg
$W_{T réel}$	le travail réel de la turbine	J/Kg
η_T	Rendement de la turbine	/
P_{ui_T}	Puissance de la turbine	KW
P_T'	la puissance disponible sur les gaz d'échappements	KW

Références Bibliographiques

- [1] R. BALEH : Banc d'essai d'un moteur C.F.R à taux de compression variable, Mémoire de fin d'étude, Polytechnique de Lorraine, France, 1987.
- [2] M.WOUTERS, Thèse : Installation thermique motrice, les moteurs à combustion interne, chapitre 5, Presse Universitaire de Louvain, 2009.
- [3] G.HARTMANN, les moteurs d'aviation Renault, France, 2 ème ed , 2009.
- [4] Technique de l'Ingénieur, traité Génie mécanique section B.
- [5] O.GRONDIN, Thèse : modélisation du moteur à allumage par compression, Université de Rouen, 2004.
- [6] Site "WIKIPEDIA" <https://fr.wikipedia.org>
- [7] N. WATSON, M. S. JANOTA: Turbocharging, the internal combustion engine, Macmillan Press, New York, 1982.
- [8] par Aimé PAROIS Ingénieur de l'École nationale supérieure des Arts et Métiers, et de l'École nationale ,supérieure du Pétrole et des Moteurs (ENSPM)
- [9] B.VASSILIEY : Moteur à combustion interne, Ukraine, 1983.
- [10] K.BAIKOV : BP turbocompresseur, les moteur Diesel, guide de référence, Génie mécanique, Russie, 1975.
- [11] A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Le choix des paramètres de calcul du turbocompresseur, des instructions méthodiques, Polytechnique Inst, 1986.
- [12] A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Les caractéristiques des unités de calcul des moteurs

- [13] B. CHALLEN, R. BARANESCU: Diesel engine reference book, 2 ème ed, Russie 1999.
- [14]. A.GOFLIN, B.SHILOV : VD Expédition machines de compression naval, Russie, édition technique, 1997.
- [15]. <https://www.techniques-ingenieur.fr>
- [16]. Mémoire Étude de la performance d'un Compresseur centrifuge multi-étagés réalisé par BENREZZAK SAMIR
- [17]. <https://www.lavionnaire.fr/PistonTurboCompres>
- [18]. <http://www.boldmethod.com/>
- [19] Technique ingénieur : la suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur.
- [20] choosing a turbo (Garret turbocharger) <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [21] A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Le calcul du compresseur centrifuge, des instructions méthodiques, Russie, 1986.
- [22] K.BAIKOV : BP turbocompresseur, les moteur Diesel, guide de référence, Génie mécanique, Russie, 1975.
- [23] A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Le choix des paramètres de calcul du turbocompresseur, des instructions méthodiques, Polytechnique Inst, 1986.
- [24] A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Les caractéristiques des unités de calcul des moteurs marins et fixes, Polytechnique Inst, 1979.
- [25] Jan KRYSINSKI, « Turbomachines Théorie Générale », OPU Ben AKnoun (Alger), 1986.
- [26] AMARI Amine, ROUACHE Yacine : Dimensionnement D'un turbocompresseur D'un moteur de bateau MAK 8 M20-EPB.
- [27] H. Mohtar, P. Chesse, D. Chalet, J.-F. Hetet and A. Yammine : Effet du diffuseur et de la volute sur la performance et la stabilité d'un compresseur centrifuge desuralimentation (étude expérimentale). École Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes –

