

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Science de l'ingénierie

Département : Génie mécanique

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Génie mécanique

Spécialité : énergétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème :

**Modélisation et étude d'un moteur TCe suralimenté :
Etude de l'influence des paramètres atmosphériques sur le
compresseur et la combustion**

Présenté par : CHELABI Hamza

Encadreur : KADRI Salim

Grade MA-A- Université Badji Mokhtar ANNABA

Jury de Soutenance :

			Président
KADRI.S	MAA	UBMA-ANNABA	Encadrant
			Examineur

Année Universitaire : 2020/2021

Remerciement

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux,
qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

La première personne que je tiens à remercier est mon encadreur
monsieur KADRI Salim , pour l'orientation, la confiance, la patience qui
ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas
pu être mené au bon port, qu'il trouve dans ce travail un hommage
vivant à sa haute personnalité.

Je tiens à exprimer mon sincères remerciements à tous les professeurs
qui m'ont enseigné et qui par leurs compétences m'ont soutenu dans la
poursuite de mes études.

Je remercie mes parents pour leurs encouragements et leurs aides tout
au long de mes études pour leur contribution, leur soutien et leur
patience, et mon frère AbdEssalem.

Je remercie les membres du jury d'avoir bien voulu me faire L'honneur
de lire et d'apprécier mon travail

Enfin, J'adresse mes plus sincères remerciements à tous mes proches et
amis qui m'ont toujours encouragée au cours de la réalisation de ce
mémoire.

Merci à tous et à toutes.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à monsieur KADRI Salim

Pour leur croyance en mes capacité, leur soutien, leurs encouragements,
leurs respect

A ma Chère Mère

A mon cher Père

Pour leurs sacrifices, leurs amour, leur tendresse, leurs soutien Tout au
long de mes études, et ma vie

A mes frères et sœurs, pour leur soutien et leurs encouragements

A tous mes amis et collègues de ce parcours universitaire

Merci.

Résumé :

Le développement durable, dans les différentes dimensions de développement économique, de respect de l'environnement, est au cœur de la stratégie et de la politique. L'évolution technologique des moteurs, cette dernière permet actuellement d'utiliser la suralimentation dans les moteurs à essence suite aux perfectionnements des systèmes d'injection. Ainsi, les performances du moteur à essence peuvent être améliorées en utilisant les turbocompresseurs pour augmenter la quantité d'air admise dans le cylindre. Cependant, la compréhension de l'influence de différents paramètres atmosphériques sur la combustion interne de carburant essence reste très difficile à accéder. Pour cela, une simulation numérique a été réalisée en utilisant le code de calcul FLUENT après dimensionnement du fameux turbocompresseur. Cette simulation porte sur l'influence directe de l'augmentation de la pression sur la combustion de l'essence dans les moteurs TCe sans modification des paramètres d'écoulement. Les résultats obtenus présentent une modification importante des zones de réaction et des températures de fin de combustion pour différentes pressions dans la chambre de combustion.

Mots clés : Moteur à essence ; Turbocompresseur ; dimensionnement, performance
Simulation numérique ; FLUENT.ANSYS

Abstract :

Sustainable development, in the various dimensions of economic development, respect for the environment, is at the heart of the strategy and policy. Thus, petrol engine performance can be improved by using turbochargers to increase the amount of air admitted to the cylinder. However, understanding the influence of different atmospheric parameters on the internal combustion of petrol fuels remains very difficult to access. For this purpose, a numerical simulation was carried out using the FLUENT calculation code after sizing the famous turbocharger. This simulation concerns the direct influence of the increase in pressure on the combustion of petrol in TCe engines without modifying the flow parameters. The results obtained show a significant change in the reaction zones and end-of-combustion temperatures for different pressures in the combustion chamber.

Key words: Gasoline Engine; Turbocharger; sizing, performance Numerical simulation;
FLUENT.ANSYS

ملخص:

التنمية المستدامة، في مختلف أبعاد التنمية الاقتصادية واحترام البيئة، هي في صميم الاستراتيجية وسياسة التطور التكنولوجي للمحركات، وهذا الأخير يسمح حاليًا باستخدام التغذية الزائدة في محركات البنزين بعد ادخال التحسينات على أنظمة الحقن.

وبالتالي، يمكن تحسين أداء محرك البنزين باستخدام الشواحن التوربينية لزيادة كمية الهواء الداخل إلى الأسطوانة. ومع ذلك، لا يزال من الصعب للغاية فهم تأثير العوامل الجوية المختلفة على الاحتراق الداخلي لوقود البنزين.

لهذا الغرض، تم إجراء محاكاة رقمية باستخدام كود حساب الفليوننت المتوفر في أرضية اونسيس يسمح بدراسة الشاحن التوربيني الشهير. تفحص هذه المحاكاة التأثير المباشر للضغط ومعامل الرطوبة المتزايد على احتراق البنزين في محركات التربينات الفعالة دون تغيير معاملات التدفق.

تظهر النتائج التي تم الحصول عليها تعديلاً هاماً لمناطق التفاعل ودرجات حرارة نهاية الاحتراق للضغط المختلفة في غرفة الاحتراق.

الكلمات المفتاحية: محرك بنزين؛ شاحن توربيني. الأبعاد والأداء المحاكاة العددية ؛ برنامج الفليوننت أرضية اونسيس

Table des matières

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction générale

Chapitre I : La suralimentation par turbocompresseur d'un moteur à essence TCe 0.9

I.1	Introduction :	1
I.2	Les moteurs TCe :	2
I.2.1	Principe :	2
I.2.3	Le modèle H4BT (TCe 90) :	3
I.2.4	La fiche technique pour moteur TCe 90 du clio 4	7
I.3	La suralimentation des moteurs :	8
I.3.1	L'objectif de la suralimentation :	9
I.3.2	Principe de la suralimentation	9
I.3.3	But fondamental de la suralimentation des moteurs	10
I.3.4	Le taux de suralimentation	10
I.3.5	Conditions d'adaptation du moteur à la suralimentation	11
I.3.5.1	Aspects techniques	11
I.3.5.2	Aspects technologiques	12
I.3.6	La suralimentation par turbocompresseur	12
I.3.7	Caractéristiques de la boucle de suralimentation :	18
I.3.7	Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur	19
I.3.8	Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement	21
I.3.8	Énergie récupérable dans les gaz d'échappement :	21
I.4	Caractéristiques fonctionnelles :	22
I.4.1	Compresseur centrifuge :	22
I.4.2	Courbes caractéristiques :	23
I.4.3	Limites d'utilisation :	25
I.4.5	Choix et adaptation du compresseur :	26
I.5	Turbine radiale centripète :	28
I.5.1	Courbes caractéristiques de la turbine :	28
I.5.2	choix et adaptation de la turbine :	29

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à essence TCe 0.9

II.1	Introduction	31
II.2	Caractéristiques du turbocompresseur	32
II.2.1	Le débit massique à travers le compresseur	32
II.2.2	Taux de compression du compresseur	33
II.3	Compresseur centrifuge	35
II.3.1	Dimensions géométriques de compresseur centrifuge	35
II.3.4	Evolution dans le canal d'aspiration.....	37
II.3.5	La roue de compresseur	38
II.3.6	Le Diffuseur	45
II.3.7	Volute	48
II.4	Performances générales de compresseur	49
II.4.1	Taux de compression de compresseur GT1544.....	49
II.4.2	Travail isentropique de compresseur	49
II.4.3	Rendement adiabatique du compresseur	49
II.4.4	La puissance dépensée pour entrainer le compresseur	50
II.4.5	Résumé des différentes grandeurs calculées	51

Chapitre III : Simulation numérique

III.2	Description et modélisation du problème	56
III.2.1	La géométrie.....	58
III.2.2	Le maillage	59
III.2.3	Résolution numérique	60
III.2.4	Donnés de simulation	61
III.3	Simulation numérique de la combustion de n-heptane-air	62
III.3.1	Description et modélisation du problème.....	62
III.3.2	Maillage de la géométrie	62
III.3.3	Résolution numérique	63
III.3.4	Donnés de simulation 64	64

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1	Introduction.....	68
IV.2	résultats de la simulation de l'écoulement dans un compresseur centrifuge	68
IV.3	Les résultats de la Simulation numérique de la combustion de n-heptane-air.....	72

Conclusion générale

Références bibliographiques

Nomenclature

Symboles	Descriptions	Unités
C_1	La vitesse de l'air à la sortie de cana	m/s
C'_3	La valeur affinée de la vitesse à l'entrée de l'aube du diffuseur	m/s
C_{1m}	vitesse méridien à l'entrée de la roue	m/s
C_2	Vitesse absolue à la sortie de la roue	m/s
C_3	la vitesse absolue au sorite diffuseur à flasques lisses	m/s
C_4	Vitesse absolue à la sortie diffuseur	m/s
C_{u2}	Composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie de la roue	m/s
D_3	Le diamètre intérieur du diffuseur	mm
D_4	Le diamètre extérieur du diffuseur et on trouve	mm
D_a	Diamètre section d'entré de canal d'aspiration	mm
D_0	Le diamètre du manchon	mm
D_1	Le diamètre de la roue à l'entrée	mm
D_{1m}	diamètre moyen de la roue à l'entrée	mm
D_2	Le diamètre de la roue à la sortie	mm
L_{2r}	Pertes dues au frottement de l'écoulement inter aubages	J/kg
L_{3r}	Les pertes dues à la friction au contact de l'air avec la roue	J/kg
L_e	Les pertes énergétiques dans le canal d'aspiration	J/kg
M_a	nombre de Mach	
MAP_{req}	la pression de la sortie de collecteur du turbo.	psi
n_e	Exposant polytropique de canal d'aspiration	
P_1	La pression à la sortie de canal d'aspiration	MPa
P_2	la pression à la sortie de la roue	MPa
P_3	La pression dans le diffuseur à flasques lisse	MPa

P_a	Pression totale entré	MPa
P_a^*	pression statique	MPa
P_{ui_c}	La puissance dépensée pour entrainer le compresseur	kW
P_Z	la pression de l'écoulement dans la volute	MPa
Q_a	Débit d'air	m ³ /h
Q_m	Le débit massique à travers le compresseur	lb/ min
S_1	La section transversale	mm ²
S_a	La section d'entré de canal d'aspiration	mm ²
T_1	Température sortie de canal	K
T_2	La température à la sortie de la roue	K
$T_{2\ is}$	La température isentropique à la sortie de la roue	K
T_2^*	Température de stagnation à la sortie de la roue	K
T_3	La température dans le diffuseur à flasques lisses	K
T_a	Température totale d'entrée	K
T_a^*	Température statique	K
U_{1P}	La vitesse périphérique d'entrée au diamètre moyenne	m/s
U_2	La vitesse périphérique sur le diamètre externe de la roue du compresseur	m/s
W_1	La vitesse relative à l'entrée de la roue	m/s
W_2	La vitesse relative à la sortie de la roue	m/s
W_{u2}	Composante périphérique de la vitesse relative à la sortie	m/s
α_1	L'angle d'entré au diamètre moyenne	°
α_2	Angle de sortie de l'écoulement de la roue dans le mouvement relatif	°
α_3	Angle d'entrée de l'écoulement dans le mouvement absolu	°
α_4	Angle de la sortie de l'écoulement dans le mouvement absolu	°
β_2	Angle de sortie de l'écoulement de la roue dans le mouvement relati	°
β_{op}	L'angle de l'omoplate	°

$\eta_{c\ is}$	Rendement isentropique du compresseur	%
ρ_1	la masse volumique à la sortie de canal d'aspiration	kg/m ³
ρ_2	La masse volumique de l'air à la sortie de la roue	kg/m ³
ρ_3	La masse volumique <i>au sorite diffuseur à ailettes</i>	kg/m ³
ρ_a	La masse volumique d'entrée à canal d'aspiration	g/m ³
π_c	Taux de compression de compresseur	
γ	indice adiabatique	

Abréviations :

CAO: La conception assistée par ordinateur.

CFD: Computational Fluid Dynamics,

CFX: code de dynamique des fluides,

DCi: direct Common rail turbo injection.

DLC: Diamond Like Carbon.

FSI :_Turbocharged Fuel Stratified injection.

PWC: Pratt & Whitney Canada

RANS : Reynolds-averaged Navier–Stokes

TCe : Turbo Control efficiency.

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1. Fiche technique de moteur TCe 90 du clio 4	7
Tableau III.1. Fiche technique de moteur TCe donnée par le constructeur	31
Tableau II.2 : Fiche technique compresseur pour turbocompresseur GT1544	34
Tableau II.3 : Résumé des différentes grandeurs calculées.	52
Tableau III.1 : Données de géométrie du la roue	56
Tableau III.2 : donnés de simulation du compresseur.....	56
Tableau III.3 : Données de la géométrie la chambre de combustion	61
Tableau III.4 : statistique de maillage de la chambre de combustion	63
Tableau III.5: donnés de simulation de la chambre du combustion.....	64
Tableau III.5: Condition aux limites	66
Tableau III.5 paramètres d'air injecté	77

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I.1 : le bloc moteur TCe 90	4
Figure I.2 : les cylindres et les soupapes.....	4
Figure I.3 : la stratégie de fort TUMBLE	5
Figure I.4 : la combustion dans le TCe	5
Figure I.5 : la pompe huile pour Tce.....	5
Figure I.6 : L'Energie TCe 90.....	6
Figure I.7 : turbo TURBO Renault 0.9 TCe 90.....	13
Figure I.8: un système de suralimentation par turbocompresseur.....	14
Figure I.9 : un schéma montrant le Principe de fonctionnement d'un turbo.....	15
Figure I.10 : Single-Turbo.....	16
Figure I.11: Twin-Turbo	16
Figure I.12: Twin-Scroll Turbo	16
Figure I.13: Turbo à géométrie variable.....	17
Figure I.14: Turbocompresseur électrique	17
Figure I.15 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur.....	19
Figure I.16 : Écorché de turbocompresseur d'automobile	22
Figure I.17: schéma Compresseur centrifuge.....	23
Figure I.18 : Champ caractéristique d'un compresseur centrifuge.....	24
Figure I.19 : Limites d'utilisation d'un compresseur.....	25
Figure I.20: Points de fonctionnement d'un compresseur	26
Figure I.21 : schéma Turbine radiale centripète.....	27
Figure I.22: Courbes caractéristiques d'une turbine centripète.....	28

Chapitre II

Figure II.1 TURBO GARRET GT1544.....	32
Figure II.2. La plage fonctionnement compresseur de GT1544	34
Figure.II.3 : dimension principaux du compresseur.....	35
Figure .II.4 : dimensions de la roue du compresseur	38
Figure .II.5.triangles des vitesses entrée et sortie de la roue compresseur.....	39
Figure. II.6 : l'emplacement du diffuseur	45
Figure .II7 : La volute	49

Chapitre III

Figure III.1 : Logo de la société ANSYS	54
Figures III.2 : Point nodal dans ANSYS CFX et ANSYS FLUENT	55
Figure III.3 : Les quatre (04) domaines d'utilisation	55
Figure III.4 : Espace de travail Workbench	56
Figure III.5 : Organigramme «Processus CFD" pour la simulation numérique.....	57
Figure III.6: Les différentes étapes d'une simulation.	58
Figure III.7 : géométrie de problème	58
Figure III.8: Maillage de la géométrie et domaine fluide.	59
Figure III.9: Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent.....	60
Figure III.10 : Modèle physique pour chambre de combustion	62
Figure III.11 : maillage de la géométrie	62
Figure III.12 : condition d'entrée et sortie de la géométrie	63
Figure III.13 : Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent.....	64
Figure III.14 : organigramme "Processus CFD" pour la simulation numérique de la chambre de la combustion	65

Chapitre IV

Figure IV.1 Distribution de pression sous le plan aube	68
Figure IV.2 Contour de pression statique sous le plan aube à aube.....	68
Figure IV.3 Distribution de pression sous le plan méridien.....	68
Figure IV.4 Distribution de pression dans l'aube en 3D.....	68
Figure IV.5 Evolution de nombre de mach sous le plan aube à aube	69
Figure IV.6 Evolution de nombre de mach (min 0 et max 1.5) sous le plan aube à aube.....	69
Figure IV.7 Evolution de nombre de mach sous le plan méridien.....	69
Figure IV.8 Evolution de nombre de mach (min 0 et max 1.5) sous le plan méridien	69
Figure IV.9 Evolution de vitesse sous le plan aube à aube	70
Figure IV.10 Evolution de contour de vitesse sous le plan aube à aube	70
Figure IV.11 Evolution de de vitesse sous le plan méridien	70
Figure IV.12 Evolution de de vitesse dans l'aube en 3D.....	70
Figure IV.13 Evolution de température sous le plan aube à aube.....	71
Figure IV.14 Evolution de contour de température sous le plan aube à aube.....	71
Figure IV.15 Evolution de température sous le plan méridien	71

Figure IV.16 Evolution de température dans l'aubeen 3D	71
Figure IV.17 Evolution du nombre de mach	71
Figure IV.18 Evolution de température pour 1 ^{er} cas P= 1bar	72
Figure IV.19 Evolution de température pour 2 ^{ème} cas P= 2bar	72
Figure IV.20 Evolution de température pour 3 ^{ème} cas P= 3bar	73
Figure IV.21 Evolution de température maximale en fonction de la pression.....	74
FigureVI.22 : variation de température en fonction de la position (1 ^{er} cas)	74
Figure IV.23 : variation de température en fonction de la position (2 ^{ème} cas)	75
Figure IV.24 : variation de température en fonction de la position (3 ^{ème} cas).....	75
Figure IV.25 : Graphe de combinaison entre les trois cas de pression	76
Figure IV.26 : Evolution de température pour 1 ^{er} cas teneur de vapeur = 0,2.....	77
Figure IV.27 : Evolution de température pour 2 ^{ème} cas teneur de vapeur = 0,5	78
Figure IV.28 : Evolution de température pour 3 ^{ème} cas teneur de vapeur = 0,7	78
Figure IV.29 : Evolution de température en fonction de la teneur de vapeur dans l'air.....	79

Introduction générale :

Face aux défis du changement climatique et des réserves de pétrole, face au renforcement continu de la réglementation antipollution appliquée à l'automobile, les avancées de la recherche ouvrent plusieurs pistes possibles pour répondre aux besoins de mobilité des prochaines décennies, les véhicules qui seront sur nos routes seront proches de ceux que l'on connaît aujourd'hui mais ils seront plus efficaces.

La puissance d'un moteur thermique à combustion interne dépend notamment de la quantité de carburant brûlé pendant un cycle complet. Or, les lois physiques déterminent la quantité d'air nécessaire pour brûler une certaine quantité de carburant.

Le seul système employé couramment sur les voitures de tourisme, et qui se généralise sur les voitures de compétition (dont bien sûr les Formule 1) est le turbocompresseur sur échappement.

Le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse Büchi, le principe de cet appareil est dû au français Auguste Rateau qui en déposa les brevets dès 1916 ; l'année suivante, il adaptait cette technique sur un moteur Renault 300 ch monté sur les bombardiers Breguet XIV (qui furent produits à plus de 3 000 exemplaires et servirent après 1919 aux premières lignes aériennes).

La suralimentation introduite dans le monde des voitures essence, où elle a réussi à augmenter l'efficacité du mélange air-essence et par conséquent de l'explosion surtout l'indice d'octane et de la force du moteur.

Parmi les conceptions technologiques dans le domaine des moteurs essences, Renault a développés un modèle appelé le moteur TCe (Turbo Control efficiency) équipés de systèmes de suralimentation dans le but de diminuer les émissions de polluants mais également de gagner en prestation (couple plus important).

À priori, l'adaptation d'un turbocompresseur - machine tournante à régime continu - sur un moteur à combustion interne - machine à cycle alternatif - n'est pas évidente. De fait, le montage d'un « turbo » sur un moteur à essence nécessite de nombreuses modifications.

Ce type de moteur emploie en fait la technologie de la turbo-compression (downsizing), qui consiste à réduire sa taille, son poids et son énergie requise tout en son efficacité.

Cette nouvelle génération dont la philosophie est petite taille pour un rendement maximisé. Il s'agit en effet de pousser dans les derniers retranchements le moteur afin de réduire la consommation en rapport avec la puissance développée.

Dans la thèse remarquable de Yannick DHUÉ. qui a étudié l'influence des conditions climatiques telles que la variation d'humidité et la pression sur la combustion. Citant aussi le mémoire de fin d'étude BOURZINI Oussama, dont la température maximale de combustion est bien évaluée en fonction de la pression. Et sur la base de ces travaux nous avons comme objectif dans ce travail est d'étudier l'influence de la pression et la teneur du vapeur d'air (humidité) d'admission sur un moteur à allumage commandé (essence) suralimenté par turbocompresseur, pour évaluer l'influence de certaines conditions.

Le présent travail porte sur :

L'étude théorique et numérique de la suralimentation par turbocompresseur :

- Le premier chapitre, présente une généralité sur la technologie du moteur TCe et la suralimentation des moteurs à combustion interne par turbo compresseur et leur fonctionnement.

- le deuxième chapitre, On a étudié les dimensionnements et performance du turbocompresseur d'un moteur TCe 0.9.

- Le troisième chapitre est divisés par deux parties, la première partie nous avons étudié et modélisé l'écoulement dans un compresseur centrifuge sous code de calcul ANSYS CFX.

Et la deuxième partie une autre modélisation de la chambre de combustion (simplifié) a été effectuée, de plus nous avons simulé numériquement la combustion de n-heptane-air pour différents cas des pressions et des teneurs de vapeur sous code de calcul ANSYS Fluent.

- Le quatrième chapitre, présente les résultats et discussions de la simulation.

Chapitre I :
La suralimentation par turbocompresseur
d'un moteur à essence TCe 0.9

I.1 Introduction :

Le moteur à combustion interne est une machine motrice qui sert à convertir de l'énergie emmagasinée dans un carburant (Pouvoir Calorifique) en une énergie thermique (Chaleur Enthalpie, Energie Calorifique), puis en une énergie mécanique (Travail Mécanique, Couple). Dans les moteurs à combustion interne, la production de l'énergie thermique se fait dans un volume fermé (Chambre de Combustion, cylindre moteur).

Le moteur à essence est alimenté avec un mélange air-essence et le dosage est réalisé soit par carburateur, soit dans le cylindre par injection directe ou indirecte.

La quantité d'air admise est modulée par un papillon situé entre le carburateur et la tubulure d'admission. Le rapport entre la masse d'air et la masse de carburant est importante et constitue un indicateur de ce que l'on appelle la richesse du mélange carburé.

Au cours d'un fonctionnement type automobile, le taux de remplissage varie de 20% à faibles charges jusqu'à 100% à pleine charge pour des moteurs à aspiration naturelle.

Le taux de remplissage du cylindre qui représente la masse réellement introduite dépasse largement l'unité soit 3 à 4 dans le cas du moteur suralimenté.

À l'intérieur du cylindre, l'air et le carburant vaporisé se transforment en un mélange gazeux homogène et combustible.

L'allumage peut être alors déclenché en provoquant une élévation locale de la température, créant ainsi un noyau enflammé, puis un front de flamme se propageant dans la chambre. Le moment d'allumage est donc contrôlable d'où la dénomination de ce type de moteur. Le moyen universellement choisi pour ce faire est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre à l'aide d'une bougie d'allumage [1].

I.2 Les moteurs TCe :

Les blocs TCe développés par Renault ont pour objectif de minimiser la consommation et les émissions de dioxyde de carbone tout en conservant l'agrément de l'essence (puissance, vivacité...).

Ils se différencient donc d'un moteur thermique classique et étudient une nouvelle piste selon laquelle l'essence, à l'instar du diesel, peut lui aussi être moins polluante en CO₂.

Notons aussi que ce type de moteur coûte bien moins cher à fabriquer qu'un diesel.

C'est quoi un moteur TCe ?

TCe désigne en anglais "Turbo Control efficiency". Ce type de moteur emploie en fait la technologie de la turbo-compression (ou downsizing), qui consiste à réduire sa taille, son poids et son énergie requise tout en "boostant" son efficacité.

I.2.1 Principe :

Un TCe est précédé la plupart du temps par l'appellation "Energie".

Celle-ci indique que le moteur a été spécialement développé en vue de l'obtention du meilleur rendement possible à travers :

- Diminution du nombre total de cylindres.
- emploi de matériaux modernes.
- architecture optimisée.
- Stop & Start nouvelle génération (Le système Stop-Start permet la coupure automatique du moteur lorsque le véhicule est arrêté et permet de ce fait de réduire significativement les émissions de CO₂) [2].

Cette appellation TCe est disponible sous plusieurs cylindrées à savoir :

- **0.9 TCe de 90 ch :**

L'un des rares 3 cylindres de la famille TCe. Est disponible principalement sur les petits modèles comme la Clio 4 par exemple.

- **Le 1.0 TCe :**

Est arrivé en 2019 pour remplacer le 0.9 TCe. On a donc affaire à la même chose mais avec un poil de cubage en plus afin d'offrir un peu plus de puissance.

- **Le 1.2 TCe**

Deux moteurs différents existent : Le 1149 cm³ de 100 ch et le 1198 cm³ de sorti plus récemment et qui se décline en 115, 120, 125 et 130 chevaux.

- **1.3 TCe:**

Décliné en 130 et 150 ch c'est le plus récent. Il se destine au lowcost (Dacia) comme au premium (Mercedes). Encore récent il est difficile de faire un bilan fiabilité.

- **Le 1.4 TCe :**

130 ch Remplacé assez rapidement par les 1.2.

- **Le 2.0 TCE de:**

qui représente la gamme sportive à la manière d'un 1.8 180 ch ou 2.0 FSI (Groupe VW), A savoir que la disponibilité des TCe n'a rien à voir avec les DCi, il est donc bien plus difficile d'en trouver en occasion [3].

I.2.3 Le modèle H4BT (TCe 90) :

Au 2012, la TCe 90 sera disponible dans la gamme RENAULT, et notamment sur la future Clio 4 ainsi sur les autres modèles des segments A et B mais aussi et c'est une première sur la gamme.DACIA

La course au downsizing se poursuit donc même si elle semble atteindre son maximum avec ce petit moteur, qui remplace on le rappelle, un moteur déjà downsizé, et qui était venu lui-même remplacer un moteur d'une cylindrée de 1.4l

Au final, il affichera pour le client une consommation et des émissions de CO2 en baisse de 25% par rapport au moteur remplacé [4].

- **Un moteur TCe 90 plus léger de 15 kg**

Avec la réduction de la cylindrée, et un carter en aluminium plus léger que la fonte, le bloc affiche 94 kg sur la balance soit un gain de 15 kg comparé au TCe 100 .Ce qui participe à l'allègement général des futurs modèles.



Figure I.1 : le bloc moteur TCe 90 [5].

En passant de 4 à 3 cylindres de 899 cm³ (avec pour chacun 4 soupapes) et en l'équipant, d'une pompe à huile à cylindrée variable pilotée par électronique (ajustant la pression d'huile aux besoins du moteur), d'un traitement DLC (Diamond Like Carbon) sur les Poussoirs, ou encore l'entraînement de distribution recouvert d'un revêtement bas frottement, les... frottements ont été réduits, provoquant ainsi moins de pertes de puissance.



Figure I.2 : les cylindres et les soupapes [5].

La combustion a également été améliorée, notamment grâce à un travail sur l'aérodynamique interne du moteur. En modifiant la forme des conduits d'admission, les ingénieurs sont ainsi parvenus à renforcer le tourbillon horizontal (multiplié en moyenne par deux) appelé TUMBLE, qui balaie les cylindres avant la combustion.



Figure I.3 : la stratégie de fort TUMBLE [5].

Le choix des 3 cylindres, qui permet de réduire les frottements et d'améliorer le rendement de combustion, a cependant nécessité une vigilance toute particulière sur le plan « acoustique ».

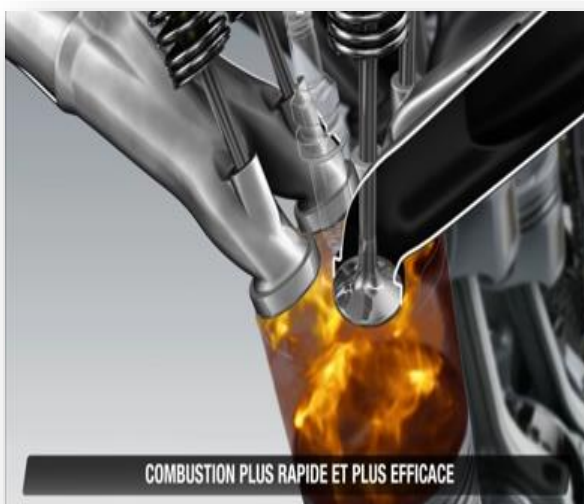


Figure I.4 : la combustion dans le TCe [5].

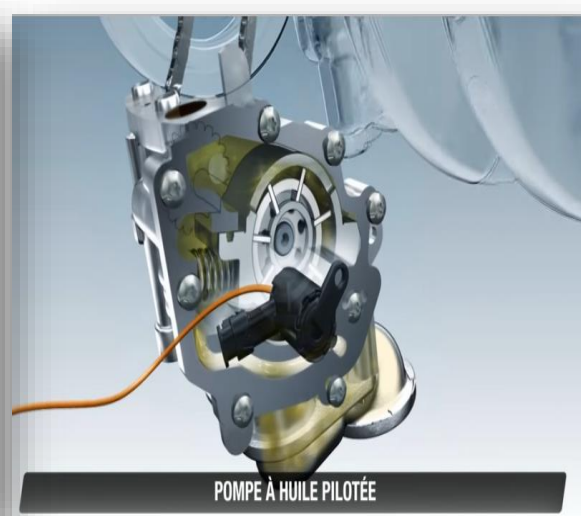


Figure I.5 : la pompe huile pour Tce [5].

L'Energie TCe 90 Délivrant un couple maxi de 135 Nm dont 90 % disponibles dès 1 650 tr/mn et jusqu'à 5 200 tr/mn [4].

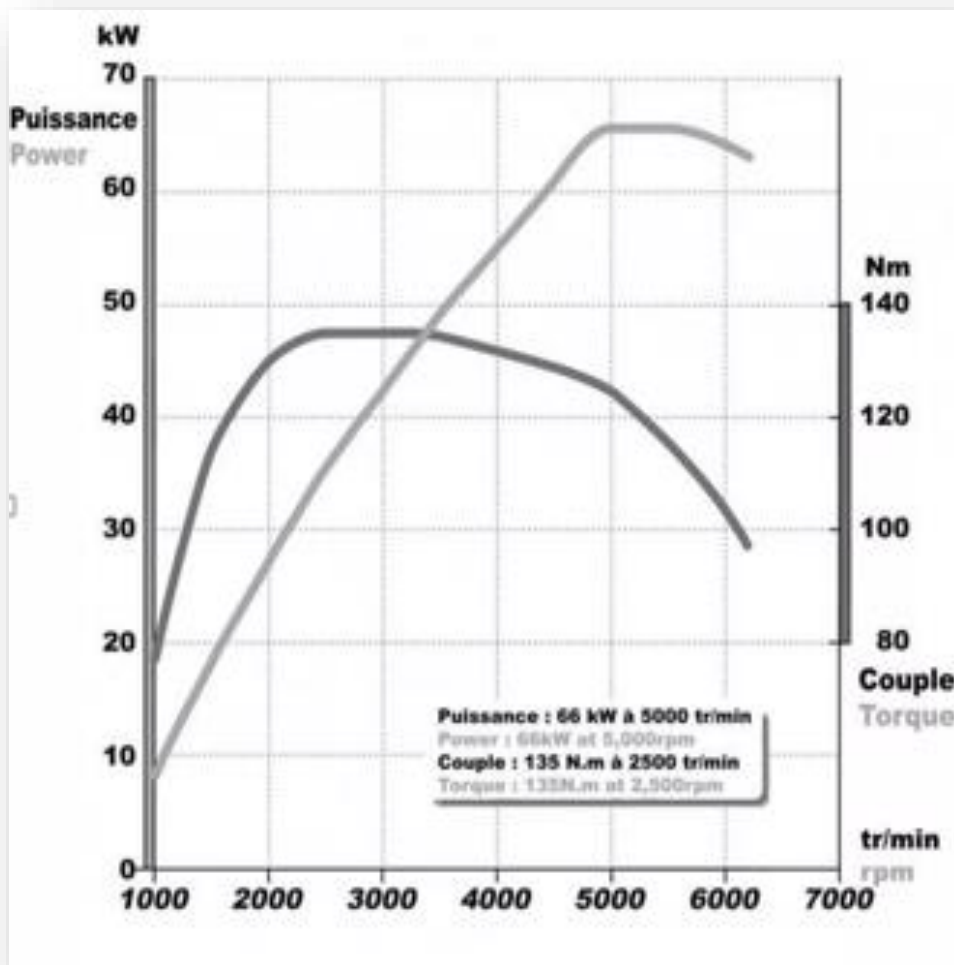


Figure I.6 : L'Energie TCe 90 [4].

I.2.4 La fiche technique pour moteur TCe 90 du clio 4

Caractéristiques moteur	
Motorisation	Essence
Puissance fiscale	5 CV
Moteur	3 cylindres en ligne, 12 soupapes
Cylindrée	898 cm ³
Puissance	90 ch à 5 500 trs/min
Couple	140 Nm à 2 250 trs/min
Type de suralimentation	Turbo
Boîte de vitesse, Nb de rapports	Mécanique à 5 rapports
Performances / Consommation	
Vitesse maxi	178 km/h
0 à 100 km/h	12,10 sec
Consommation urbaine	6,30 l / 100 km
Consommation extra-urbaine	4,20 l / 100 km
Consommation mixte	5 l / 100 km
Volume du réservoir	45 l
Emission de CO ₂ (NEDC)	113 g/km

Tableau I.1. Fiche technique de moteur TCe 90 du clio 4 [6]

I.3 La suralimentation des moteurs :

Actuellement, la majorité de voitures sont suralimentées pour des raisons de normes anti-pollution exigées par l'organisation nationale et internationale de l'environnement tout simplement de puissance.

La suralimentation augmente l'efficacité du mélange air-essence et par conséquent de l'explosion surtout l'indice d'octane et de la force du moteur.

Plutôt que laisser le moteur aspirer l'air ambiant de façon naturelle, on force l'air à entrer plus vite dans la tubulure d'admission, ce qui permet de réduire la cylindrée d'un moteur tout en obtenant les mêmes résultats.

Le principe de la suralimentation des moteurs a été proposé dès les premiers développements de moteurs et en 1905 ; le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse Büchi. Une des premières applications a été réalisée pendant la Première Guerre mondiale par l'ingénieur Rateau pour un moteur Renault utilisé sur un avion de chasse.

La suralimentation des moteurs de véhicules routiers ne s'est imposée sur les moteurs de camion que depuis une cinquantaine d'années.

Depuis 1980, le turbocompresseur a accompagné le développement des moteurs Diesel pour automobiles et devrait prochainement s'imposer de plus en plus sur les moteurs à allumage commandé, dans le cadre de la réduction de consommation de ces moteurs

Il existe principalement deux types de suralimentation.

Le turbocompresseur et le compresseur de suralimentation.

Le turbocompresseur s'actionne à un régime assez bas et produit immédiatement sa poussée maximale. Cependant, il doit absorber beaucoup de chaleur, nécessite donc des moments de refroidissement et peut s'endommager si on le néglige.

Le compresseur de suralimentation garde une température plus basse et offre une puissance linéaire moins dommageable pour les pièces internes du moteur [7].

I.3.1 L'objectif de la suralimentation :

Le renforcement de la puissance d'un moteur est lié à l'augmentation du couple qu'il fournit.

Pour augmenter le couple d'un moteur, il faut augmenter la masse de carburant brûlée dans le cylindre. 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, 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.

Je vous propose d'aborder celle du turbocompresseur qui est la solution la plus répandue actuellement [8].

I.3.2 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.

I.3.3 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.

I.3.4 Le taux de suralimentation

Le taux de suralimentation, indique une augmentation de la pression de l'air pré comprimé par rapport à celle de l'air admis dans un moteur atmosphérique.

Ce taux dépend du système (ou type) de suralimentation utilisé. Pour un accroissement de pression donné, il est maximal :

✓ Lorsque la température de l'air pré comprimé (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 .

✓ Lorsque l'air pré comprimé est refroidi pour ramener sa température à sa valeur initiale si la pression P_k est supérieure à 0.2 [MPa] [9].

I.3.5 Conditions d'adaptation du moteur à la suralimentation

I.3.5.1 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.

Cette remarque vaut surtout pour le moteur automobile à injection indirecte pour lequel la marge de manœuvre 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.

I.3.5.2 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 [9].

I.3.6 La suralimentation par turbocompresseur

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.



Figure I.7 : turbo TURBO Renault 0.9 TCe 90 [10].

- 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.

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 [11].

I.3.6.1 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 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).

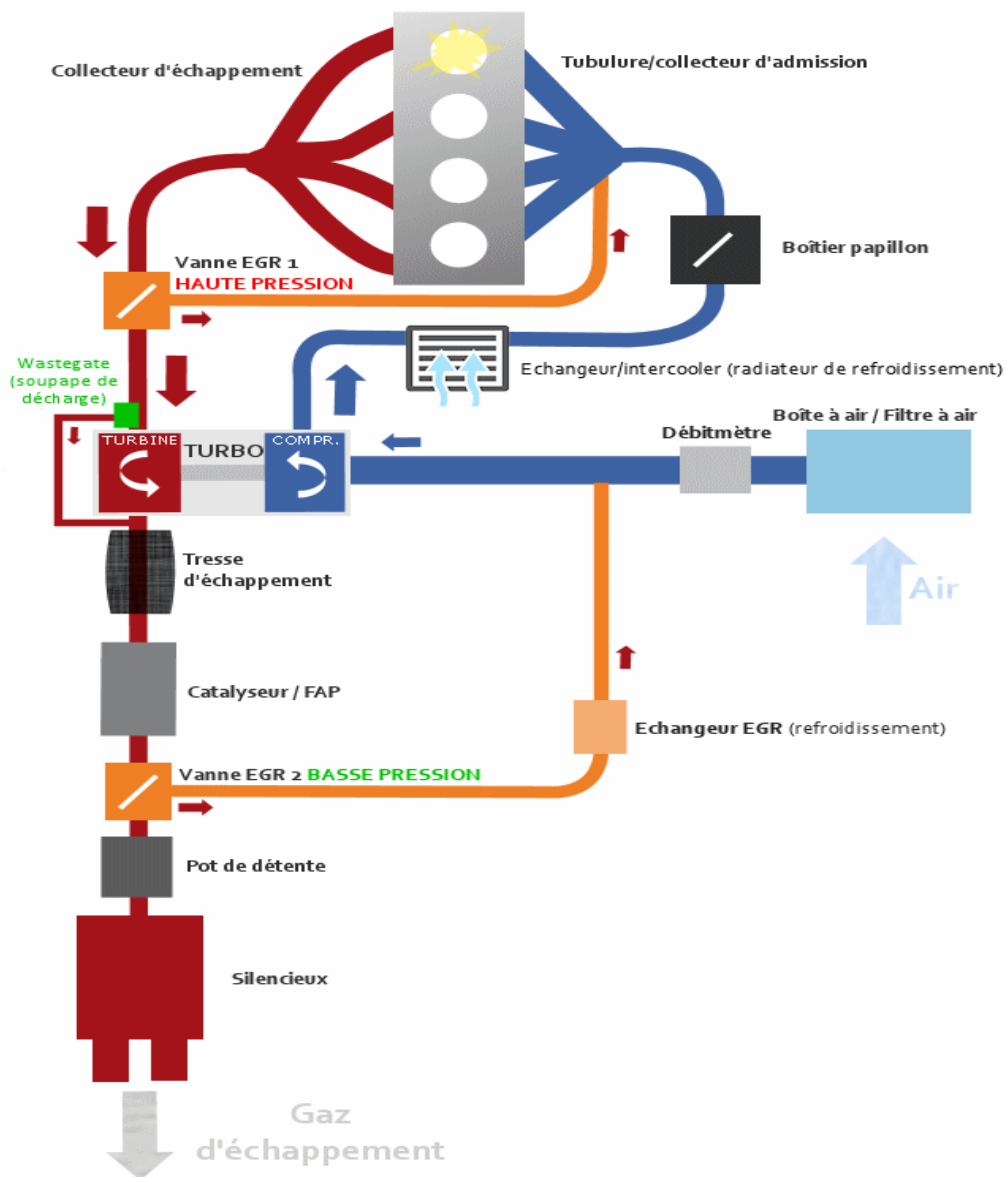


Figure I.8 : un système de suralimentation par turbocompresseur [12].

a) 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. Le rapport air/combustible (A/C) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et 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. [9]

I.3.6.2 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 bleue) qui aura comme rôle d'envoyer une grande masse d'air vers l'admission (l'air qui s'accumule finit par se compresser, d'où le nom de turbocompresseur).

Cet air comprimé sera envoyé dans le moteur augmentant alors l'apport d'oxygène (qui est d'environ 20% de l'air au passage) dans la chambre de combustion, favorisant ainsi la puissance (plus il y a d'air, plus on peut mettre de carburant). La pression peut être régulée par l'électronique via le WASTEGATE [12].



Figure I.9 : un schéma montrant le Principe de fonctionnement d'un turbo [12].

I.3.6.3 Types de turbocompresseurs :

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

a- Single-Turbo :

Ce type, le plus fréquent de tous, connaît de très nombreuses variations.

Des tailles différentes de la turbine et du compresseur donnent des caractéristiques complètement différentes. Par exemple, des plus grands turbos produisent plus de puissance,

mais des plus petits sont plus rapides à la mise en route.



Figure I.10 : Single-Turbo[13].

b- Twin-Turbo:

Ce type connaît presque autant de variations et modifications que le single-turbo. Ça peut être une combinaison de deux single-turbos identiques pour les deux bancs de cylindres du moteur, ou, par exemple, deux turbos fonctionnant un avec des rotations beaucoup plus rapides que l'autre.



Figure I.11 Twin-Turbo [13].

c- Twin-Scroll Turbo :

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

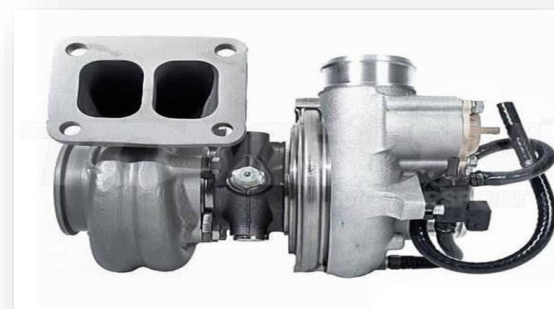


Figure I.12: Twin-Scroll Turbo [13].

d- Turbo à géométrie variable :

La forme de turbo la plus exceptionnelle, ce qui est lié à son coût élevé et de matériaux utilisés souvent assez rares et exotiques. Ici le ratio surface/radius de vanes internes varie pour mieux correspondre aux tours par minute optimaux.



Figure I.13: Turbo à géométrie variable [13].

e- Turbocompresseur électrique

En effet, l'introduction d'un moteur électrique élimine quasiment tous les inconvénients de types de turbo précédents. Il est opérationnel dès les plus bas régimes. Il ne garde du turbo traditionnel que le compresseur, qui est entraîné directement par un moteur électrique. Plusieurs spécialistes trouvent que ce seront des moteurs turbo "hybrides" qui deviendront les plus efficaces et les plus populaires prochainement [13].



Figure I.14: Turbocompresseur électrique [13].

I.3.7 Caractéristiques de la boucle de suralimentation :

Dans un moteur suralimenté par turbocompresseur, la masse volumique de l'air d'admission est augmentée du fait de la compression, le refroidissement de l'air comprimé est au travers d'un échangeur placé entre compresseur et moteur.

Compresseur et échangeur sont montés en série sur le circuit d'admission ; tout l'air d'admission traverse le compresseur (l'échangeur pouvant être, suivant les cas de fonctionnement).

La turbine est placée sur le circuit de gaz d'échappement et entraîne mécaniquement le compresseur. Lorsque le système est en fonctionnement stabilisé et autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur. Lorsque la turbine ne comporte aucun réglage et que la totalité des gaz d'échappement traverse la turbine.

Le système d'auto équilibre en fonction des caractéristiques du système moteur turbo compresseur ; ce système de suralimentation est celui qui est le plus souvent utilisé pour la suralimentation des moteurs de véhicules industriels.

Dans le cas de Figure I.13 on peut n'admettre à la turbine qu'une partie des gaz d'échappement en en dérivant une autre partie au travers d'une soupape commandée.

La puissance délivrée au compresseur peut donc être réduite pour s'adapter aux besoins du compresseur. Ce système de suralimentation régulé par WASTEGATE est largement utilisé sur les moteurs automobiles et les moteurs et véhicules industriels performants.

On peut aussi régler la puissance de la turbine en intervenant sur les caractéristiques des gaz à l'entrée de la turbine (pression).

Les turbines à géométrie variable permettent de moduler la pression à l'entrée de la turbine et d'en régler la puissance [9].

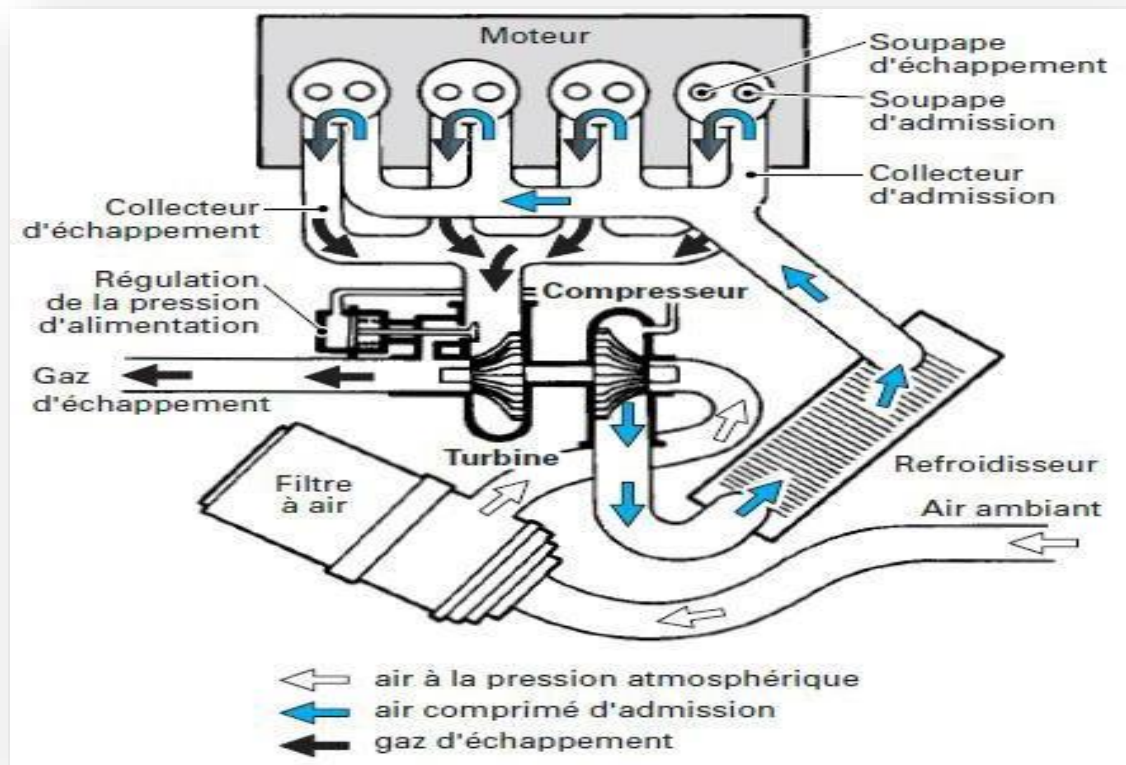


Figure I.15 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur [9].

I.3.7 Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur

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

Ces moteurs utilisent de plus en plus couramment des systèmes de dérivation des gaz turbine, WASTEGATE, et des turbines à géométrie variable associés à des contrôles électroniques de vitesse du turbocompresseur, Les performances des moteurs dépendent de leur niveau de suralimentation

En allumage commandé, les performances des véhicules sont très différentes suivant les applications en série : de 60 à 100 kW/L. Les niveaux de pression de suralimentation sont de l'ordre de 2/1. Les turbocompresseurs utilisés comportent une WASTEGATE intégrée et font appel à des matériaux réfractaires permettant de supporter les températures de gaz jusqu'à 1 000 °C [9].

I.3.7.1 Compression de l'air d'admission :

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

Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique.

Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit (Q_a) est donnée par :

$$P_{C\ is} = q_a C_{Pa} (T_2 - T_1)_{is} \quad I.1$$

Avec :

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

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

$$P_{C\ is} = \frac{P_{c\ is}}{\eta_c} = q_a C_{Pa} (T_2 - T_1)_{is} \quad I.3$$

I.3.7.2 Refroidissement de l'air d'admission :

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau.

Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40 °C).

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

$$\varepsilon = (T_2 - T_3) / (T_2 - T_r) \quad I.4$$

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

I.3.8 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement

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

La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz (Q_g) ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz.

La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T\ is} = q_g C_{Pg} (T_4 - T_5)_{is} \quad I.5$$

Avec :

$$(T_4 - T_5)_{is} = T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad I.6$$

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

$$P_{T\ is} = q_g C_{Pg} (T_4 - T_5)_{is} = q_g C_{Pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad I.7$$

I.3.8 Énergie récupérable dans les gaz d'échappement :

L'énergie contenue dans les gaz d'échappement avant turbine comprend l'enthalpie des gaz en fin de détente du cycle moteur, après passage de la soupape d'échappement et la pression fournie par le piston aux gaz repoussés vers l'échappement.

Cette énergie est relativement importante, du même ordre de grandeur que l'énergie fournie à l'arbre moteur, c'est-à-dire 40 % environ de l'énergie du combustible introduit. La turbine n'utilise qu'une faible partie de cette énergie. Il faut noter que la récupération de l'énergie par détente des gaz d'échappement suppose une augmentation de la pression d'échappement à la sortie du moteur, avant turbine, qui pénalise le fonctionnement du moteur.

On peut estimer rapidement que la perte de pression moyenne effective (pme) sur le cyclemoteur est égale à la différence entre la pression d'échappement à la sortie du moteur et la pression à la sortie de la turbine. Cependant il faut noter que, a contrario, la pme est augmentée par la surpression de l'air à l'admission. Ainsi, le travail fourni par le cycle moteur

est affecté par la différence entre la pression d'admission et la pression d'échappement. Si les réglages permettent une pression d'échappement très inférieure à la pression d'admission, il est possible de récupérer de l'énergie en « bas de cycle », grâce à une boucle de balayage donnant un travail positif par opposition au travail négatif de la boucle d'un moteur où la pression d'échappement serait supérieure à celle d'admission [6].

I.4 Caractéristiques fonctionnelles :

Présenter les caractéristiques d'utilisation du compresseur centrifuge et de la turbine centripète utilisés dans les turbocompresseurs automobiles. La Figure I.14 montre les différents éléments constitutifs d'un turbocompresseur d'automobile.

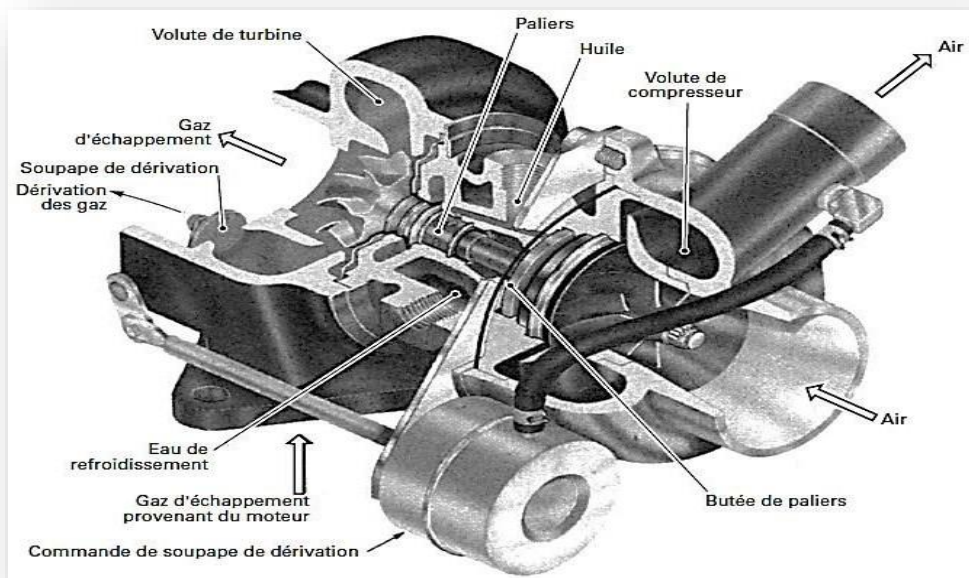


Figure I.16 : Écorché de turbocompresseur d'automobile [9]

I.4.1 Compresseur centrifuge :

Un compresseur centrifuge pourra fonctionner efficacement sur une plage de vitesses de rotation relativement large.

Cet avantage contribue à atténuer certains problèmes associés l'adaptation du compresseur à la turbine dont le fonctionnement dépend du régime dumoteur.

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur, contenu dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et lacollecte de l'air comprimé en sortie.

- **La roue** de compresseur donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.
- **Le diffuseur** transforme l'énergie cinétique du fluide en pression. Les diffuseurs des turbocompresseurs automobiles ne comportent pas d'aubages redresseurs.

Ces diffuseurs lisses ont des rendements inférieurs à ceux comportant des aubages redresseurs mais se justifient par une grande plage d'utilisation (débit variable) et un coût moindre

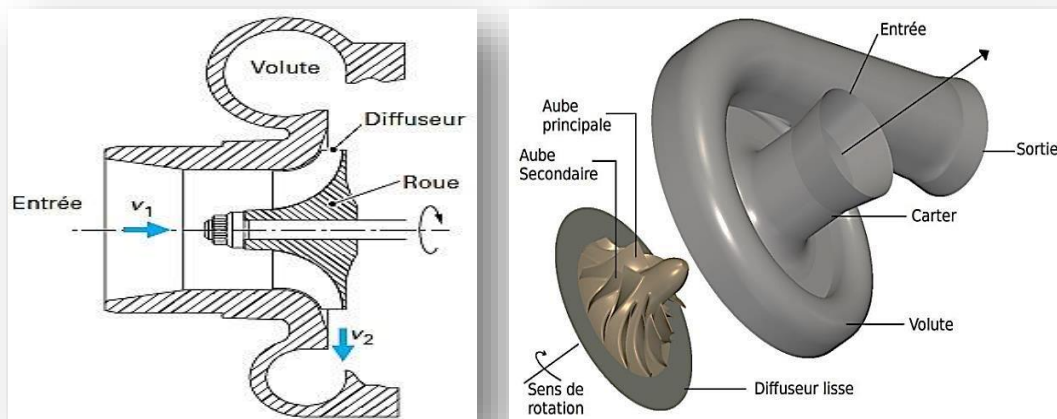


Figure I.17: schéma Compresseur centrifuge [19].

I.4.2 Courbes caractéristiques :

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes iso vitesses du compresseur, les courbes iso rendements et les limites de fonctionnement (figure I.16). Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses.

L'utilisation de valeurs réduites permet de garder la carte compresseur invariante par rapport aux conditions d'entrée du fluide.

La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et a la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) :

$$Q_m = \frac{p_e \frac{A}{C} C_S}{3600} \quad \text{I.7}$$

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

$$\pi_c = \frac{p_{2c}}{p_{1c}} \quad \text{I.8}$$

Dans lesquels les valeurs considérées sont des valeurs absolues et les pressions totales.

Les vitesses de rotation sont exprimées en valeurs réduites, souvent rapportées à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

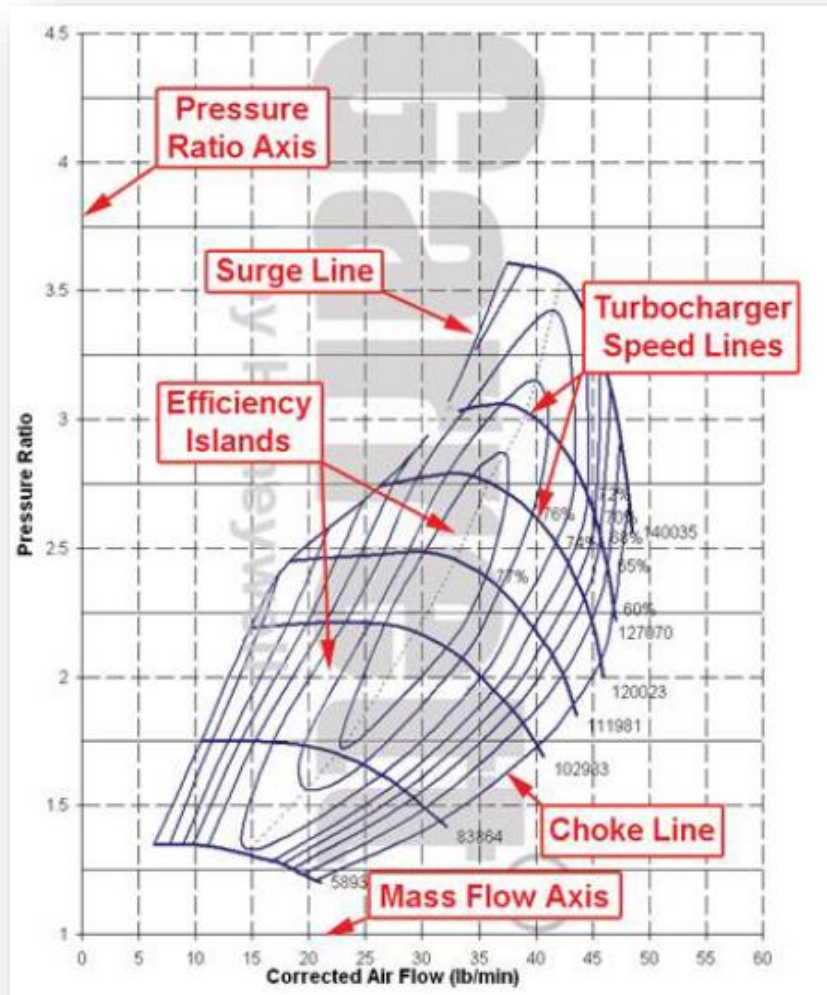


Figure I.18 : Champ caractéristique d'un compresseur centrifuge [14].

I.4.3 Limites d'utilisation :

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

On ne peut pas décrire une isovitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe isovitesse,

D'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires.

Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements

Très bruyants. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une ligne de pompage (figure I.19).

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

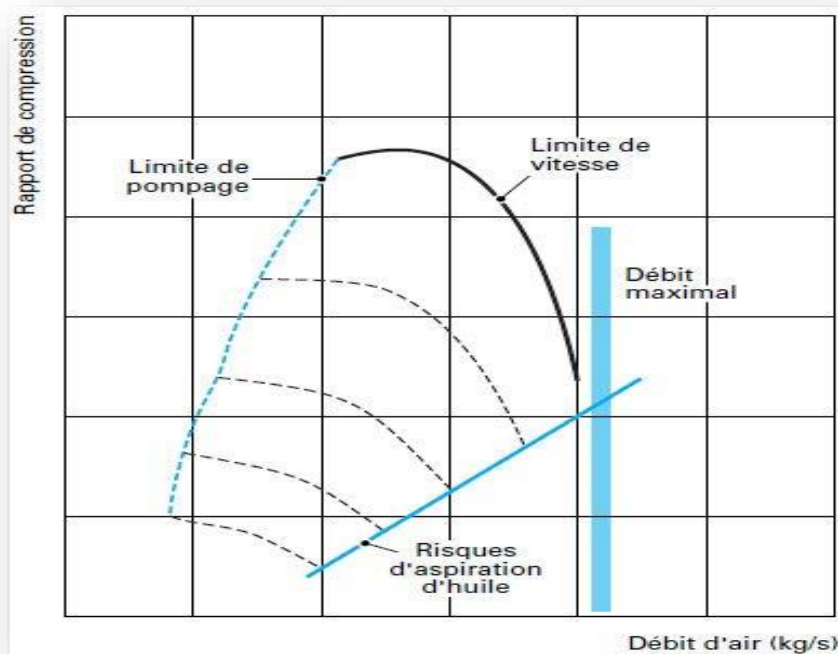


Figure I.19 : Limites d'utilisation d'un compresseur [15].

I.4.5 Choix et adaptation du compresseur :

Le moteur se comporte comme une pompe volumétrique et impose, par ses caractéristiques de remplissage, le débit-volume le traversant et, compte tenu des conditions de température, le niveau de pression dans le collecteur d'admission, Ce niveau permet de définir le rapport de compression nécessaire à l'obtention des performances souhaitées.

Le choix d'un compresseur suppose en premier lieu la détermination des besoins en air du moteur. La figure I.20 représente les points de fonctionnement d'un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement iso vitesse de ce moteur. Le compresseur choisi doit contenir tous les points de fonctionnement possibles du moteur, en particulier ceux concernant les variations de condition d'utilisation (altitude en particulier), Une première caractéristique importante pour le choix d'un compresseur est le débit dont il est capable. Un des paramètres les plus importants permettant de faire varier cette caractéristique est la dimension extérieure de la roue dont dépend la famille du turbocompresseur utilisé et donc son encombrement et son poids [9].

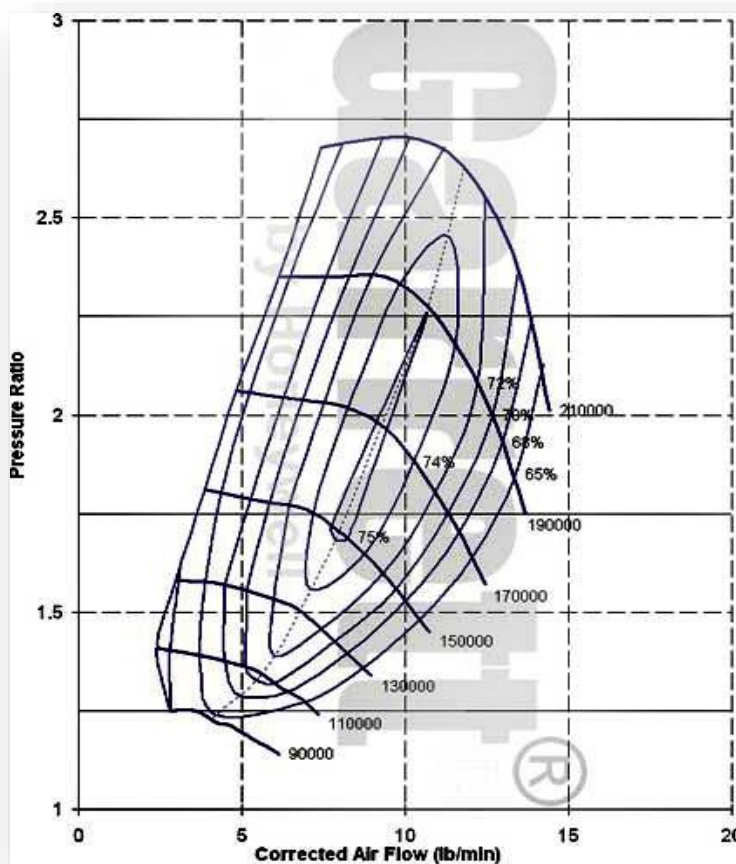


Figure I.20 : Points de fonctionnement d'un compresseur [14].

I.5 Turbine radiale centripète :

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

Une turbine est essentiellement composée d'une volute assurant la mise en vitesse et la distribution des gaz et d'une roue transformant l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur (figure I.21)

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

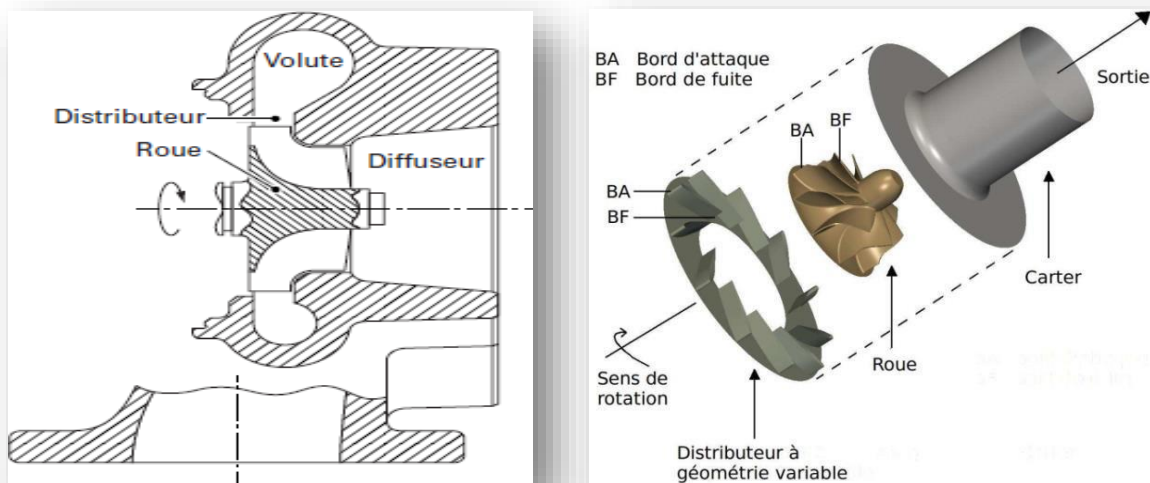


Figure I.21 : schéma Turbine radiale centripète [19]

I.5.1 Courbes caractéristiques de la turbine :

Les courbes caractéristiques de turbine précisent les valeurs de débit massique et de rendement isentropique pour différentes valeurs de vitesse de rotation en fonction du rapport de détente (Figure I.22).

Les différentes grandeurs sont exprimées en valeurs réduites, rapportées aux conditions standards des constructeurs (P_0 , T_0), ce qui permet de disposer de cartes invariantes selon les conditions d'entrée de la turbine [9].

Le débit devient bloqué au-delà d'un rapport de détente critique, de l'ordre de 2,8/1 (figure 12a). Dans la plage d'utilisation, un rapport de détente est associé à une valeur de débit, ce qui signifie que, lorsque le débit de gaz varie (variation de vitesse du moteur), il n'est pas possible, sans artifice, de conserver un rapport de détente constant. Les courbes caractéristiques de la figure 12b donnent les valeurs de rendement turbine-mécanique pour différentes vitesses de rotation en fonction du rapport de détente. Les valeurs indiquées correspondent le plus souvent aux mesures effectuées en écoulement stationnaire sur banc d'essai calorifugé ; elles peuvent être très différentes des valeurs que l'on calcule à partir des mesures effectuées sur moteur.

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

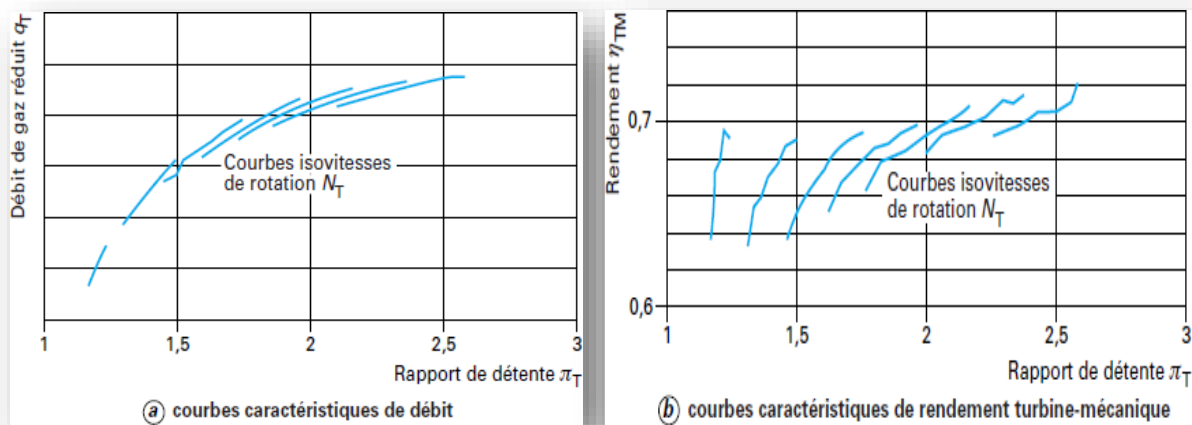


Figure I.22: Courbes caractéristiques d'une turbine centrifète [15].

I.5.2 choix et adaptation de la turbine :

Le choix de la turbine est fait après la définition de l'étage compresseur. Dans le cas d'un moteur de traction, on définit la turbine au régime de fonctionnement le plus critique du point de vue du manque d'air, en général au point de pme la plus élevée, à faible vitesse de rotation moteur. Les conditions de fonctionnement du compresseur étant connues à ce point particulier,

Il est possible de calculer le rapport de détente nécessaire à l'obtention de l'énergie d'entraînement du compresseur. Ce calcul suppose la connaissance du rendement turbine et de la température des gaz d'échappement. La connaissance du rapport de détente permet de déterminer la pression à l'entrée de la turbine et de corriger la valeur de débit de gaz pour déterminer la caractéristique de débit de turbine.

Notons que, si l'on choisit une caractéristique de turbine plus grande que nécessaire, au débit considéré, le rapport de détente sera plus faible que souhaité et l'équilibre du turbocompresseur sera obtenu pour une pression d'air plus basse et que, inversement, une turbine de perméabilité plus faible augmentera la pression d'air[9].

Chapitre II :

**Dimensionnement et performance du
turbocompresseur d'un moteur TCe 0.9 à
essence**

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.1 Introduction :

A ce chapitre on va appliquer une approche de calculs de tous les performances et dimensions nécessaires de notre turbocompresseur, à raison de comparer les résultats trouvés à celles été donné par le constructeur, pour bien prédire que la méthode que nous avons choisie est valable pour les études des turbocompresseurs.

Pour faciliter les calculs on se pose les hypothèses 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 considérer que la compression ou la détente de l'aire est une transformation adiabatique.
- On suppose que l'air traversant au dispositif comme un gaz parfait.
- Écoulement non visqueux, incompressible, monodimensionnel, stationnaire.

Pour pouvoir entamer notre étude, il faut avoir les données nécessaires décrites par les constructeurs des grandeurs principales qui sont illustrées dans le tableau ci-dessous :

Moteur 0.9 TCe 3 Cylindre	
Puissance	90 cv – 66 kw
Volume cylindre	898cm ³
Taux compression	9.5
Alésage/cours	72.2 x 73.1 mm
Consommation spécifique	270 g/kWh
A/C	14.6
Vitesse de rotation	4500 tr/min

Tableau III.1. Fiche technique de moteur TCe donnée par le constructeur

II.2 Caractéristiques du turbocompresseur :

Pour suralimenter notre moteur on a choisi le turbo **Honeywell Garret** qu'une marque la plus connue au monde .elle 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 GT15-44 (100-150 cv) (1.0L - 1.6L) [14].



Figure II.1 TURBO GARRET GT1544 [14].

Afin de déterminer tous les paramètres nécessaires de nos turbo, il y a 2 critères fondamentaux qu'on doit les calculés.

C'est à-dire les étapes suivant a été proposé par les constructeurs **turbo Garret**.

II.2.1 Le débit massique à travers le compresseur :

Pour pouvoir choisir un turbocompresseur automobile il faut déterminer avant [15] :

$$Q_m = \frac{p_e \frac{A}{C} C_s}{3600} \quad \text{II.1}$$

$$Q_m = \frac{66 \times 14,6 \times 270}{3600} = 72 \text{g/s} = 9,62 \text{ lb/ min}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.2.2 Taux de compression du compresseur :

$$MAP_{req} = 2 \times \frac{Q_m (460 + T_{map})}{V_E N_M V_{cy}} \quad \text{II.2}$$

- 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/lb F°).
- T_{map} = 104 °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 (convertissez les litres en CI en les multipliant par 61,02)

$$MAP_{req} = 2 \times \frac{9,6 \times 639,6 (460 + 104)}{90 \times 4500 \times (0,9 \times 61,02)} = 31,2 \text{ psi}$$

$$P_{2C} = MAP_{req} + \Delta P_{LOSS} \quad \text{II.3}$$

Avec (ΔP_{LOSS} est la pression perdu au niveau de collecteur = 2 Psi) [15].

$$P_{2C} = 31,2 + 2 = 33,3$$

$$P_{1C} = P_{amb} - \Delta P_{filtre} \quad \text{II.4}$$

Avec (ΔP_{filtre} est la pression perdu au niveau de filtre d'air lors l'admission = 1 Psi) [15].

$$P_{1C} = 14,7 - 1 = 13,7 \text{ psi}$$

Donc le taux de compression du compresseur :

$$\pi_c = \frac{P_{2C}}{P_{1C}} \quad \text{II.5}$$

$$\pi_c = \frac{31,2}{13,7} = 2,27$$

On peut déterminer le rendement et la vitesse rotation du compresseur à partir figure (II.2) [14] :

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

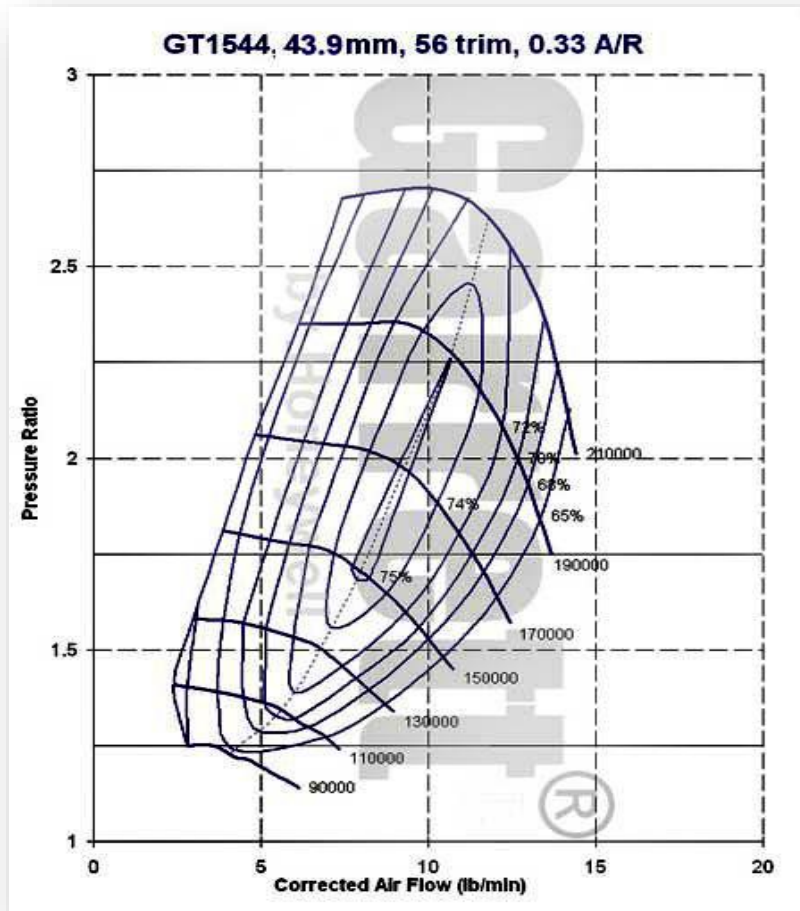


Figure II.2. La plage fonctionnement compresseur de GT1544 [14].

	Compresseur
Taux de pression	2,27
Vitesse rotation(tr/min)	15000
Rendement isentropique	75%
Diamètre entré(mm)	32,9
Diamètre sorti (mm)	43,9

Tableau II.2 : Fiche technique compresseur pour turbocompresseur GT1544 [14].

II.3 Compresseur centrifuge :

Afin de dimensionner le compresseur centrifuge a utilisé comme prototype (design) plusieurs étapes du calcul soit à définir et à suivre

II.3.1 Dimensions géométriques de compresseur centrifuge :

Condition ambiante :

$$P_0 = 1\text{bar} = 0,1 \text{ MPa}$$

$$T_0 = 300 \text{ K}$$

$$r = 287 \text{ J/kg.K}$$

$$\gamma = 1,4 \quad \text{et} \quad C_{p\text{air}} = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} = 1004,5 \text{ J/kg.K}$$

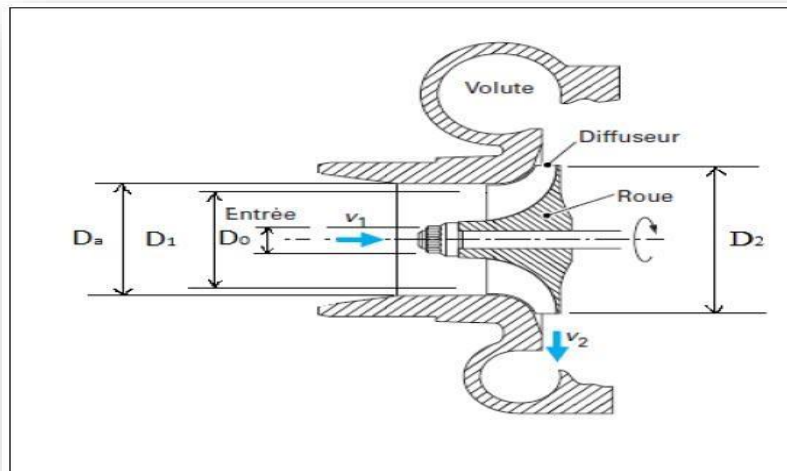


Figure II.3 : dimension principaux du compresseur [16].

II.3.2.1 La section d'entrée de canal d'aspiration :

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

Et \$C_a\$ vitesse de l'air à l'entrée du compresseur on donne : \$C_a = (30,70)\$

$$\text{Donc :} \quad S_a = \frac{Q_m}{\rho_a \times C_a} \quad \text{II.7}$$

$$S_a = \frac{72}{1292 \times 70} = 796,10 \text{ mm}^2$$

II.3.2.2 Diamètre section d'entrée de canal d'aspiration :

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

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \times 796,1}{3,14}} = 31,84 \text{ mm}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.3.2.3 La section transversale :

$$S_1 = \frac{S_a}{2} \quad \text{II.9}$$

$$S_1 = \frac{796,1}{2} = 398,05 \text{ mm}$$

II.3.3 Paramètres d'entrée du compresseur : (canal d'aspiration)

II.3.3.1 Pression statique :

$$P_a^* = P_0 - \Delta P_{ex} \quad \text{II.10}$$

Avec : $P_0 = 0,1 \text{ MPa}$ Et $\Delta P_{ex} = (0,001 ; 0,005)$ pertes des charges au niveau du filtre à air.

On se place dans le cas le plus défavorable, on prend $\Delta P_{ex} = 0,005 \text{ MPa}$ [17].

$$P_a^* = 0,1 - 0,005 = 0,095 \text{ MPa}$$

II.3.3.2 Température statique :

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

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

II.3.3.3 Température totale d'entrée :

$$T_a = T_a^* + \frac{C_a^2}{2 \times C_{p_{air}}} \quad \text{II.11}$$

$$T_a = 300 + \frac{70^2}{2 \times 1004,5} = 302,43 \text{ K}$$

Le nombre de Mach pour un gaz parfait est défini comme le rapport de la vitesse de cette gaz à la vitesse du son du même gaz est donne par :

$$M_a = \frac{C_a}{\sqrt{\gamma r T_a}} \quad \text{II.12}$$

$$M_a = \frac{70}{\sqrt{1,4 \times 287 \times 302,43}} = 0,2 \quad 0,2 < 1 \text{ donc : l'écoulement est subsonique}$$

II.3.3.4 Pression totale entré

$$P_a = P_a^* \times \left[\left(1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) M_a^2 \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad \text{II.13}$$

$$P_a = 0,095 \times \left[\left(1 + \frac{1,4 - 1}{1,4} \right) 0,2^2 \right]^{0,28} = 0,104 \text{ MPa}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.3.3.5 La masse volumique d'entrée :

$$\rho_a = \frac{P_a}{r \times T_a} \quad \text{II.14}$$

$$\rho_a = \frac{0,104 \times 10^6}{287 \times 302,43} = 1,198 \text{ kg/m}^3$$

II.3.4 Evolution dans le canal d'aspiration :

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

La vitesse de l'air à la sortie de canal :

$$C_1 = \frac{Q_m}{S_1 \times \rho_1} \quad \text{II.15}$$

$$C_1 = \frac{72}{3,9805^{-4} \times 1198} = 150,98 \text{ m/s}$$

II.3.4.1 Température sortie de canal :

$$T_1 = T_a + \frac{C_a^2 - C_1^2}{2 \times CP_{\text{air}}} \quad \text{II.16}$$

$$T_1 = 302,43 + \frac{70^2 - 150,98^2}{2 \times 1004,5} = 293,66 \text{ K}$$

II.3.4.2 Les pertes énergétiques dans le canal d'aspiration :

$$L_e = \frac{\zeta_e \times C_1^2}{2} \quad \text{II.17}$$

ζ_e Facteur en tenant compte des pertes dans la conduit d'entré. ζ_e (0,1 ; 0,2) [17].

On se pose le cas plus défavorable. $\zeta_e = 0,1$ et on trouve :

$$L_e = \frac{0,1 \times 150,98^2}{2} = 1139,74 \text{ J/kg}$$

II.3.4.3 Exposant polytropique de canal d'aspiration :

$$\frac{n_e}{n_e - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \frac{L_e \times 10^{-3}}{r(T_1 - T_a)} \quad \text{II.18}$$

$$\frac{n_e}{n_e - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{1139,74 \times 10^{-3}}{287(293,66 - 302,43)} = 3,51$$

$n_e = 1,39$, il est très proche de l'indice adiabatique γ de l'air ce qui minimise les erreurs de calcul.

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.3.4.4 La pression et la masse volumique à la sortie de canal d'aspiration (entrée de la roue) :

En utilisant l'exposant polytropique de l'air à l'entrée dans la formule suivante [17] :

$$P_1 = P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_e}{n_e - 1}} \quad \text{II.19}$$

$$P_1 = 0,104 \left(\frac{293,66}{302,43} \right)^{3,5} = 0,09 \text{ MPa}$$

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

Donc la masse volumique à la sortie :

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

$$\rho_1 = \frac{0,09}{287 \times 293,66} = 1,06 \text{ kg/m}^3$$

II.3.5 La roue de compresseur :

II.3.5.1 Les dimensions principales de la roue du compresseur :

a- Le diamètre du manchon :

Il est donné par la formule suivant [17] :

$$D_0 = (0,25; 0,35) D_a \quad \text{On prend : } D_0 = (0,35) D_a \quad \text{et } D_a = 31,84 \text{ mm}$$

$$\text{Donc : } D_0 = 0,35 \times 31,84 = 14,35 \text{ mm}$$

b- 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 [17] :

$$D_1 = \sqrt{D_0^2 + \frac{4S_1}{\pi}} \quad \text{II.19}$$

$$D_1 = \sqrt{11,14^2 + \frac{4 \times 398,05}{3,14}}$$

$$D_1 = 25,12 \text{ mm}$$

On prend la valeur qui donne par le constructeur dans la fiche technique

$$D_1 = 32,9 \text{ mm}$$

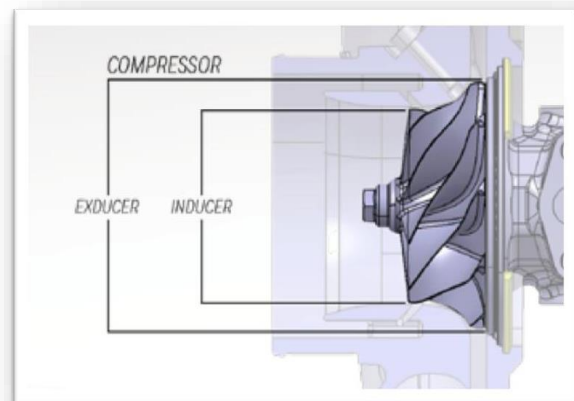


Figure II.4 : dimensions de la roue du compresseur [18]

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

c- 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 [18] :

$$D_2 = 1,4 D_1 \quad \text{II.20}$$

$$D_2 = 46,06 \text{ mm}$$

On prend la valeur qui a donnée par le constructeur $D_2 = 43,09 \text{ mm}$ (Donné à la fiche technique)

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

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}} \quad \text{II.21}$$

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{11,14^2 + 32,9^2}{2}} = 24,56 \text{ mm}$$

II.3.5.2 Évolution dans la roue :

Les triangles des vitesses de la roue :

Le triangle des vitesses est une représentation graphique du principe de la cinématique selon lequel le vecteur de vitesse absolue C d'une particule de fluide est composé du vecteur de vitesse relative W à la roue mobile plus le vecteur vitesse linéaire de la roue mobile U .

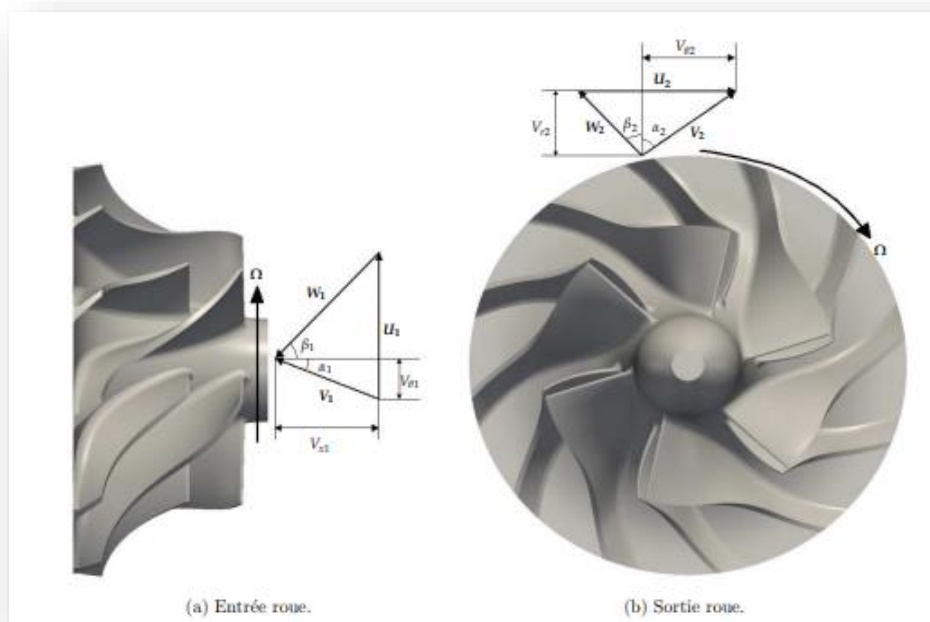


Figure II.5. triangles des vitesses entrée et sortie de la roue compresseur [19].

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

1- vitesse méridien à l'entrée de la roue :

$$C_{1m} = C_1 \times \sin \alpha_1 \times K_1 \quad \text{II.21}$$

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

$K_1 = 1,05$ pour les compresseurs centrifuges [17].

α_1 Est l'angle entre les vecteurs vitesses C_1 et U_1 , $\alpha_1 = 90^\circ$ (l'entrée est radiale).

$$C_{1m} = 150,98 \times \sin 90 \times 1,05 = 158,52 \text{ m/s}$$

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

2- La vitesse périphérique d'entrée au diamètre moyenne :

$$U_{1P} = \frac{\pi \times D_{1m} \times N_c}{60} \quad \text{II.22}$$

$$U_{1P} = \frac{3,14 \times 24,56^{-3} \times 150000}{60} = 192,79 \text{ m/s}$$

- L'angle d'entrée au diamètre moyenne :

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{C_{1m}}{U_{1P}}\right) \quad \text{II.23}$$

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{158,52}{192,79}\right) = 39,35^\circ$$

- L'angle de l'omoplate :

$$\beta_{op} = \alpha_1 + j \quad \text{Avec } j \text{ angle d'attaque } j = 2^\circ$$

$$\beta_{op} = 39,53 + 2 = 41,53^\circ$$

Comme la valeur de l'angle $\cong (30 ; 40)$ les valeurs des vitesses et sont acceptables [17].

3- La vitesse relative à l'entrée :

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

$$W_1 = \sqrt{U_{1P}^2 + C_{1m}^2} \quad \text{II.24}$$

$$W_1 = \sqrt{192,79^2 + 150,98^2} = 244,82 \text{ m/s}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

- Nombre de mach :

$$M_a = \frac{W_1}{\sqrt{\gamma r T_1}} \quad \text{II.25}$$

$$M_a = \frac{244,82}{\sqrt{1,4 \times 287 \times 302,43}} = 0,70$$

0,70 < 1 (écoulement subsonique pour éviter le blocage sonique)

II.3.5.3 Sortie de la roue :

1- La vitesse périphérique sur le diamètre externe de la roue du compresseur :

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times N_c}{60} \quad \text{II.26}$$

$$U_2 = \frac{3,14 \times 46,06 \times 150000}{60} = 361,57 \text{ m/s}$$

2- Facteur de réduction des puissances [18] :

$$\mu' = \left[1 + \frac{2}{3} \times \frac{\pi}{2} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{1m}}{D_a}\right)^2} \right]^{-1} \quad \text{II.27}$$

$$\mu' = \left[1 + \frac{2}{3} \times \frac{3,14}{2} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{31,84}{24,56}\right)^2} \right]^{-1} = 0,33$$

3- 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_2], à la sortie de la roue du Compresseur, elle est donnée par l'expression ci-dessous.

$$C_{u2} = \mu' \times U_2 \quad \text{II.28}$$

$$C_{u2} = 0,33 \times 361,57 = 119,31 \text{ m/s}$$

4- 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 :

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

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

$$C_2 = \sqrt{C_{u2}^2 + C_{r2}^2} \quad \text{II.29}$$

$$C_2 = \sqrt{119,31^2 + 158,52^2} = 198,40 \text{ m/s}$$

- Composante périphérique de la vitesse relative à la sortie :

C'est la projection de la vitesse relative $[W_2]$ sur la vitesse périphérique $[U_2]$, elle est donnée par la formule suivante :

$$W_{u2} = U_2 - C_{u2} \quad \text{II.30}$$

$$W_{u2} = 361,57 - 119,31 = 242,26 \text{ m/s}$$

- La vitesse relative à la sortie de la roue

$$W_2 = \sqrt{W_{u2}^2 + W_{r2}^2} \quad \text{II.31}$$

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

$$W_2 = \sqrt{242,26^2 + 158,52^2} = 289,37 \text{ m/s}$$

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

$$\beta_2 = 180 - \arctg\left(\frac{W_{r2}}{W_{u2}}\right) \quad \text{II.32}$$

$$\beta_2 = 180 - \arctg\left(\frac{158,52}{242,26}\right) = 122,6^\circ$$

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{r2}}{C_{u2}}\right) \quad \text{II.33}$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{158,52}{119,31}\right) = 53,03^\circ$$

II.3.5.4 Les pertes énergétiques à l'entrée de la roue :

$$L_{1r} = \zeta_{1r} \times \frac{W_1^2}{2} \quad \text{II.34}$$

ζ_{1r} Facteur tenant compte des pertes à l'entrée ($\zeta_{1r} = 0,2$) [18].

$$\text{On trouve : } L_{1r} = 0,2 \times \frac{244,82^2}{2} = 5993,68 \text{ J/kg}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

1- Pertes dues au frottement de l'écoulement inter aubages :

$$L_{2r} = \zeta_{2r} \times \frac{C_{r2}^2}{2} \quad \text{II.35}$$

ζ_{2r} Facteur tenant compte des pertes à l'entrée ($\zeta_{2r} = 0,1$) [18].

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

$$L_{2r} = 0,1 \times \frac{158,52^2}{2} = 1256,42 \text{ J/kg}$$

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

$$L_{3r} = \alpha' U_2^2 \quad \text{II.36}$$

α' Coefficient tenant compte des pertes de disque ($\alpha' = 0,04$)

$$L_{3r} = 0,04 \times 361,57^2 = 5229,31 \text{ J/kg}$$

II.3.5.5 La température à la sortie de la roue [20] :

On a : Gain réel d'enthalpies

$$h_2 - h_1 = \left[(U_2 C_{u2} + \frac{C_1^2}{2}) - \frac{C_2^2}{2} \right] \quad \text{II.37}$$

$$h_2 - h_1 = \left[(361,57 \times 119,31 + \frac{150,98^2}{2}) - \frac{198,40^2}{2} \right] = 34\,855,11 \text{ J/kg}$$

$$\text{Et : } \sum P_{1-2} = L_{1r} + L_{2r} + L_{3r} = 5993,68 + 1256,42 + 5229,31 = 12\,479,41 \text{ J/kg}$$

Gain isentropique d'enthalpie

$$h_{2 \text{ is}} - h_1 = (h_2 - h_1) - \sum P_{1-2} \quad \text{II.38}$$

$$h_{2 \text{ is}} - h_1 = 34\,855,11 - 12\,479,41 = 19\,375,72 \text{ J/kg}$$

- La température polytropicque :

$$T_2 = T_1 + \frac{h_2 - h_1}{C_{p \text{ air}}} \quad \text{II.39}$$

$$T_2 = 293,66 + \frac{34\,855,11}{1004,5} = 328,35 \text{ K}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

- **La température isentropique à la sortie de la roue :**

$$T_{2 \text{ is}} = T_1 + \frac{h_{2 \text{ is}} - h_1}{C_{p \text{ air}}} \quad \text{II.40}$$

$$T_{2 \text{ is}} = 293,66 + \frac{19\,375,72}{1004,5} = 312,94 \text{ K}$$

La température polytropique toujours supérieure à la température isentropique à cause des frottements.

Température de stagnation à la sortie de la roue :

$$T_2^* = T_2 - \left(\frac{C_2^2}{2C_p} \right) \quad \text{II.41}$$

$$T_2^* = 328,35 - \left(\frac{198,40^2}{2009} \right) = 308,75 \text{ K}$$

II.3.5.6 La pression à la sortie de la roue :

- **L'exposant polytropique dans la roue :**

On a:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \frac{L_{1r} + L_{2r} + L_{3r}}{r(T_2 - T_1)} \quad \text{II.42}$$

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{12\,479,41}{287(328,35 - 293,66)} = 2,25$$

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 :**

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} \quad \text{II.43}$$

$$P_2 = 0,09 \times \left(\frac{328,35}{293,66} \right)^{2,25} = 0,11 \text{ MPa}$$

II.3.5.7 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 car elle est, Parmi les objectifs principaux à atteindre

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r T_2} 10^6 \quad \text{II.44}$$

$$\rho_2 = \frac{0,11}{287 \times 328,66} 10^6 = 1,17 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_2 > \rho_1$$

II.3.5.8 L'épaisseur de la roue à la sortie :

$$e_2 = \frac{Q_m K_2 10^3}{\rho_2 \pi D_2 C_{R2}} \quad \text{II.45}$$

$K_2 = (1,04 ; 1,08)$ coefficient de l'encombrement à la sortie en tenant compte de l'épaisseur de la roue à l'entrée [18].

Donc :

$$e_2 = \frac{72 \times 1,08 \times 10^3}{1,17 \times 3,14 \times 46,06 \times 158,52} = 2,89 \text{ mm}$$

Dans les compresseurs centrifuges le rapport $\frac{e_2}{D_2}$ devrait se situer dans l'intervalle (0,04 ; 0,08)

$$\frac{e_2}{D_2} = \frac{2,89}{46,06} = 0,062$$

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

II.3.6 Le Diffuseur :

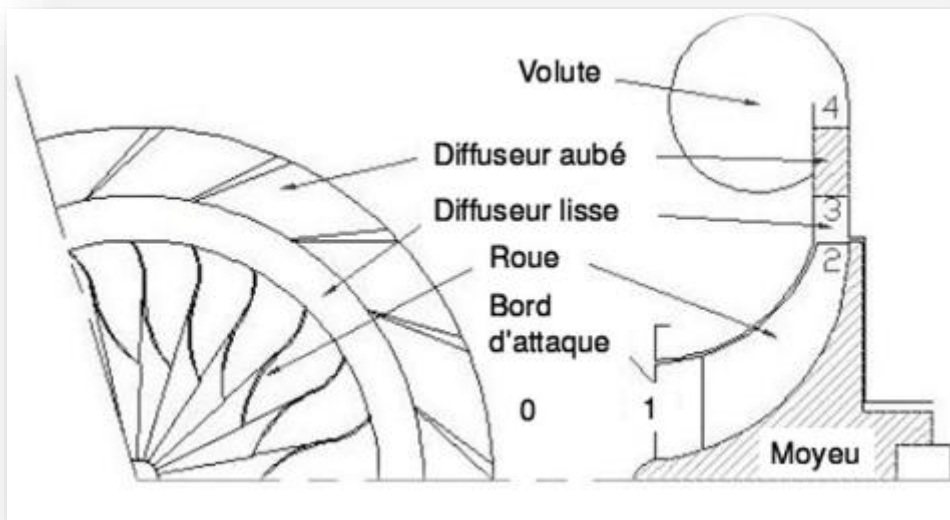


Figure II.6 : l'emplacement du diffuseur [18]

1- Les démentions géométrique de diffuseur [17] :

D_3 Le diamètre intérieur du diffuseur : $D_3 = 1,2 D_2$

$$D_3 = 1,2 \times 46,06 = 55,27 \text{ mm}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

D_4 Le diamètre extérieur du diffuseur et on trouve : $D_4 = 1,8 D_2$

$$D_4 = 1,8 \times 46,06 = 82,90 \text{ mm}$$

e_3 L'épaisseur de d'aube du diffuseur et on aura : $e_3 = 0,95 e_2$

$$e_3 = 0,95 \times 2,89 = 2,74 \text{ mm}$$

2- Évolution dans le diffuseur à flasques lisses :

- la vitesse absolue au sorite diffuseur à flasques lisses :

$$C_3 = C_2 \frac{D_2 \times e_2}{D_3 \times e_2} \quad \text{II.46}$$

$$C_3 = 198,40 \times \frac{46,06 \times 2,89}{82,90 \times 2,74} = 116,26 \text{ m/s}$$

- Les enthalpies :

$$\sum P_{2-3} = \zeta_{2-3} \times \frac{C_3^2}{2} \quad \text{II.47}$$

ζ_{2-3} Le coefficient de perte dans le diffuseur lisse (0,02 ; 0,06) [19].

$$\sum P_{2-3} = 0,04 \times \frac{116,26^2}{2} = 270,32 \text{ J/kg}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} \quad \text{II.48}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{198,40^2 - 116,26^2}{2} = 12\,923,08 \text{ J/kg}$$

$$h_{3 \text{ is}} - h_2 = (h_3 - h_2) - \sum P_{2-3} = 12\,923,08 - 270,32 = 12\,652,77 \text{ J/kg}$$

- Les temperatures:

$$T_3 = T_2 + \frac{h_3 - h_2}{C_{p \text{ air}}} \quad \text{II.49}$$

$$T_3 = 328,35 + \frac{12\,923,08}{1004,5} = 341,21 \text{ K}$$

$$T_{3 \text{ is}} = T_2 + \frac{h_{3 \text{ is}} - h_2}{C_{p \text{ air}}} \quad \text{II.50}$$

$$T_{3 \text{ is}} = 328,35 + \frac{12\,652,27}{1004,5} = 339,12 \text{ K}$$

- La pression

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_{3 \text{ is}}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{II.51}$$

$$P_3 = 0,11 \times \left(\frac{339,12}{328,35} \right)^{3,5} = 0,12 \text{ MPa}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

Est la masse volumique

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r T_3} \quad \text{II.52}$$

$$\rho_3 = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \times 341,21} = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

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

3- Évolution dans le diffuseur à ailettes :

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

$$\alpha_3 = \alpha_2 + i_3 \quad \text{II.53}$$

$i_3 = 4^\circ$, il est souvent donné selon la forme et l'épaisseur de l'aube [18].

$$\alpha_3 = 39,35^\circ + 4 = 43,35^\circ$$

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

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha \quad \text{II.42}$$

Avec $\Delta\alpha = 18^\circ$ angle de pillage du profilé de lame [17].

$$\alpha_4 = 43,35^\circ + 18^\circ = 61,35^\circ$$

- La valeur affinée de la vitesse à l'entrée de l'aube du diffuseur

$$C'_3 = C_2 \frac{D_2}{D_3} \frac{e_2}{D_2} \frac{\rho_2}{\rho_3} \quad \text{II.54}$$

$$C'_3 = 198,40 \times \frac{46,06}{55,27} \times \frac{2,89}{2,74} \times \frac{1,17}{1,23} = 159,40 \text{ m/s}$$

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

- vitesse absolue au sortie diffuseur à ailettes

$$C_4 = C_3 \frac{D_3 K_4 \sin \alpha_3}{D_4 K_3 \sin \alpha_4} \quad \text{II.55}$$

K_4, K_3 Facteur tenant compte du blocage à l'entrée et à la sortie du diffuseur [18].

Dans les diffuseurs utilisés dans les compresseurs centrifuges on prend :

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

$K_3 = (1,03 ; 1,05)$ on prend $K_3 = 1,04$

$K_4 = (1,02 ; 1,04)$ on prend $K_4 = 1,03$

$$C_4 = 116,26 \frac{55,27 \times 1,04 \times \sin 43,35}{82,9 \times 1,03 \times \sin 61,35} = 61,20 \text{ m/s}$$

- **Les enthalpies :**

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

ζ_{3-4} Est le coefficient de perte = 0,1

$$P_{3-4} = 0,1 \times \frac{116,26^2}{2} = 675,81 \text{ J/kg}$$

$$h_4 - h_3 = \frac{C_3^2 - C_4^2}{2}$$

$$h_4 - h_{13} = \frac{116,26^2 - 61,20^2}{2} = 4885,47 \text{ J/kg}$$

$$h_{4is} = (h_4 - h_3) - P_{3-4}$$

$$h_{4is} = 4885,47 - 675,81 = 4209,66 \text{ J/kg}$$

- **Les temperatures:**

$$T_4 = T_3 + \frac{h_4 - h_3}{C_{p\text{air}}} \quad \text{II.56}$$

$$T_4 = 341,21 + \frac{4885,47}{1004,5} = 346,07 \text{ K}$$

$$T_{4is} = T_3 + \frac{h_{4is} - h_3}{C_{p\text{air}}} \quad \text{II.57}$$

$$T_{4is} = 341,21 + \frac{4209,66}{1004,05} = 345,40 \text{ K}$$

- **La pression**

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{II.58}$$

$$P_4 = 0,12 \times \left(\frac{345,40}{341,21} \right)^{3,5} = 0,13 \text{ MPa}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

Et la masse volumique

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r T_4}$$

$$\rho_4 = \frac{0,1310^6}{287 \times 346,07} = 1,30 \text{ kg/m}^3$$

II.3.7 Volute :

$D_5 = 43,9\text{mm}$ (donné à fiche technique)

II.3.7.1 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].

$$P_5 = P_4 + 0,05$$

$$P_5 = P_Z = 0.18 \cong 0,2 \text{ MPa}$$

Donc la température est :

$$T_{5 \text{ is}} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{II.59}$$

$$T_{5 \text{ is}} = 346,07 \times \left(\frac{0,2}{0,13} \right)^{3,5} = 1563.02\text{K}$$

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

$$T_5 = T_Z = 1563.02 \text{ K (Valeur approximative)}$$

II.4 Performances générales de compresseur :

II.4.1 Taux de compression de compresseur GT1544 :

$$\pi_c = \frac{P_Z}{P_a} \quad \text{II.60}$$

$$\pi_c = \frac{0,201}{0,104} = 1,94 \cong 2$$

On remarque que le taux de compression que nous avons calculé est presque celle de la fiche technique. Toute on prend en considération l'incertitude dans les calculs

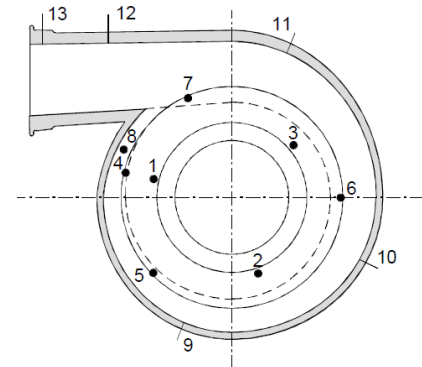


Figure II.7 : La volute

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.4.2 Travail isentropique de compresseur :

$$W_{C\ is} = C_{p\ air} T_a \left(\pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right) \quad \text{II.61}$$

$$W_{C\ is} = 1004,5 \times 302,43 (1,93^{3,5} - 1) = 256.84\text{kJ/kg}$$

II.4.3 Rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{C\ is} = \frac{T_a \left(\pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right)}{T_Z - T_a} \quad \text{II.61}$$

$$\eta_{C\ is} = \frac{302,43(2^{3,5}-1)-1}{1563,02-302,43} = 0,72$$

Comme la valeur trouvée est proche de celle fiche technique, ça permet de justifier les calculs Précédents. Toute introduisant les incertitudes de calcul

II.4.4 La puissance dépensée pour entrainer le compresseur :

$$P_{ui_c} = \frac{Q_m W_{C\ is}}{\eta_{C\ is}} \quad \text{II.62}$$

$$P_{ui_c} = \frac{72,2 \times 302,43}{0.72} = 25\text{ kW}$$

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

II.4.5 Résumé des différentes grandeurs calculées :

Les résultats obtenus dans ce chapitre de calcul de performance et dimensionnement sont illustrées dans le tableau ci-dessous

Compresseur centrifuge			
Canal d'aspiration			
S_a mm ²	796,10	ρ_a kg/m ³	1,198
D_a mm	31,84	C_a m/s	70
T_a K	302,43	C_1 m/s	150,98
P_a MPa	0,104	T_1 K	293,66 K
Roue			
Entrée		Sortie	
D_0 mm	14,35	D_2 mm	46,06
D_1 mm	25,12	U_2 m/s	361,57
D_{1m} mm	24,56	C_{u2} m/s	119,31
C_{1m} m/s	158,52	C_2 m/s	198,40
U_{1P} m/s	192,79	W_{u2} m/s	242,26
α_1	39,35°	β_2	122,6°
β_{op}	41,53°	α_2	53,03°
W_1 m/s	244,82	L_{2r} J/kg	1256,42
L_{1r} J/kg	5993,68	T_2 K	328,3
T_1 K	293,66	$T_{2 is}$ K	312,94
P_1 MPa	0,09	P_2 MPa	0,11
ρ_1 kg/m ³	1,06	ρ_2 kg/m ³	1,17
Diffuseur			
à flasques lisses		à ailettes	
C_3 m/s	116,26	C_4 m/s	61,20
T_3 K	341,21	T_4 K	346,07

Chapitre II : Dimensionnement et performance du turbocompresseur d'un moteur à Essence TCe 0.9

$T_{3\ is}$ K	339,12	$T_{4\ is}$ K	345,40
P_3 MPa	0,12	P_4 MPa	0,13
ρ_3 kg/m ³	1,23	ρ_4 kg/m	1,30
Volute			
D_5 mm	43,9	P_5 MPa	0,2
$T_{5\ is}$ K	1563,02		
Performances compresseur			
$\eta_{c\ is}$	0.72		
P_{ui_c} kW	25		

Chapitre III :
Simulation Numérique

III.1 Introduction

L'analyse numérique par ANSYS CFX et FLUENT permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides.

Dans ce chapitre, Nous allons présenter :

- La première partie, l'étude des écoulements dans un compresseur centrifuge par ANSYS CFX qui présente un code de calcul très efficace pour donner au constructeur une vision à comprendre l'importance de ce compresseur du point de vue pratique et théorique.
- La deuxième partie, étudier l'influence de la pression et la teneur en vapeur dans la chambre de combustion d'un moteur essence par ANSYS FLUENT, le travail a été réalisé en deux parties :

En premier lieu la modélisation de la chambre de combustion avec n-heptane comme carburant a été réalisée pour différentes pressions.

Deuxièmement ; calcul numérique de l'influence des pressions d'admission sur les performances de moteur essence.

➤ Simulation numérique sous ANSYS CFX:

- **ANSYS Inc.**

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés.

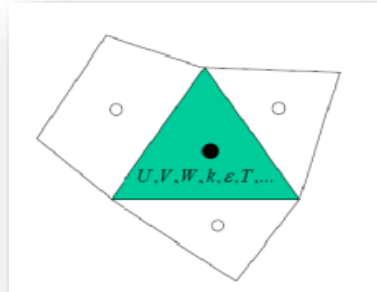
La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.



Figure III.1 : Logo de la société ANSYS

- **Méthode des volumes finis dans ANSYS CFX et ANSYS FLUENT :**

Fluent utilise une formulation centrée (co-located). Ceci veut dire que toutes les variables sont calculées au même point, au centre de la cellule.



FiguresIII.2 : Point nodal dans ANSYS CFX et ANSYS FLUENT

- **Aspects techniques :**

1- Les quatre (04) domaines d'utilisation :



FigureIII.3 : Les quatre (04) domaines d'utilisation

2- ANSYS Workbench :

Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même.

La plate-forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution.

Chapitre III : Simulation Numérique

Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

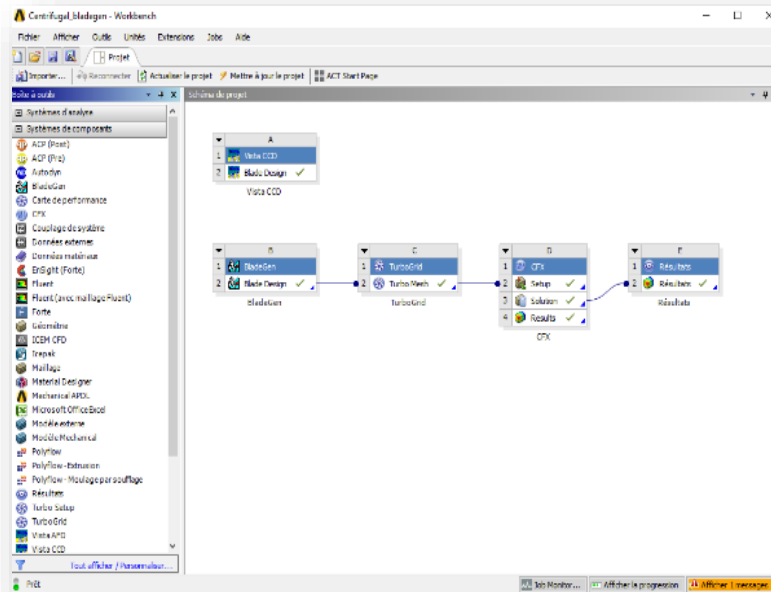


Figure III.4 : Espace de travail Workbench

III.2 Description et modélisation du problème :

- Objectif :

L'objectif de notre étude est de comprendre le comportement de l'écoulement turbulent dans un compresseur centrifuge, et de connaître l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur l'établissement d'écoulement

On étudie dans ce travail l'écoulement stationnaire 3D dans un compresseur centrifuge

- Données de géométrie

Diamètre intérieur de la roue(mm)	32.9
Diamètre extérieur de la roue (mm)	43.9

Tableau III.1 : Données de géométrie du la roue

- Pour effectuer une simulation par ANSYS Workbench il faut suivre une logique de calcul. Cette simulation faite à partir des processus "avec une approche interactive, étape par étape. Cette logique de calcul est résumée dans le schéma suivant :

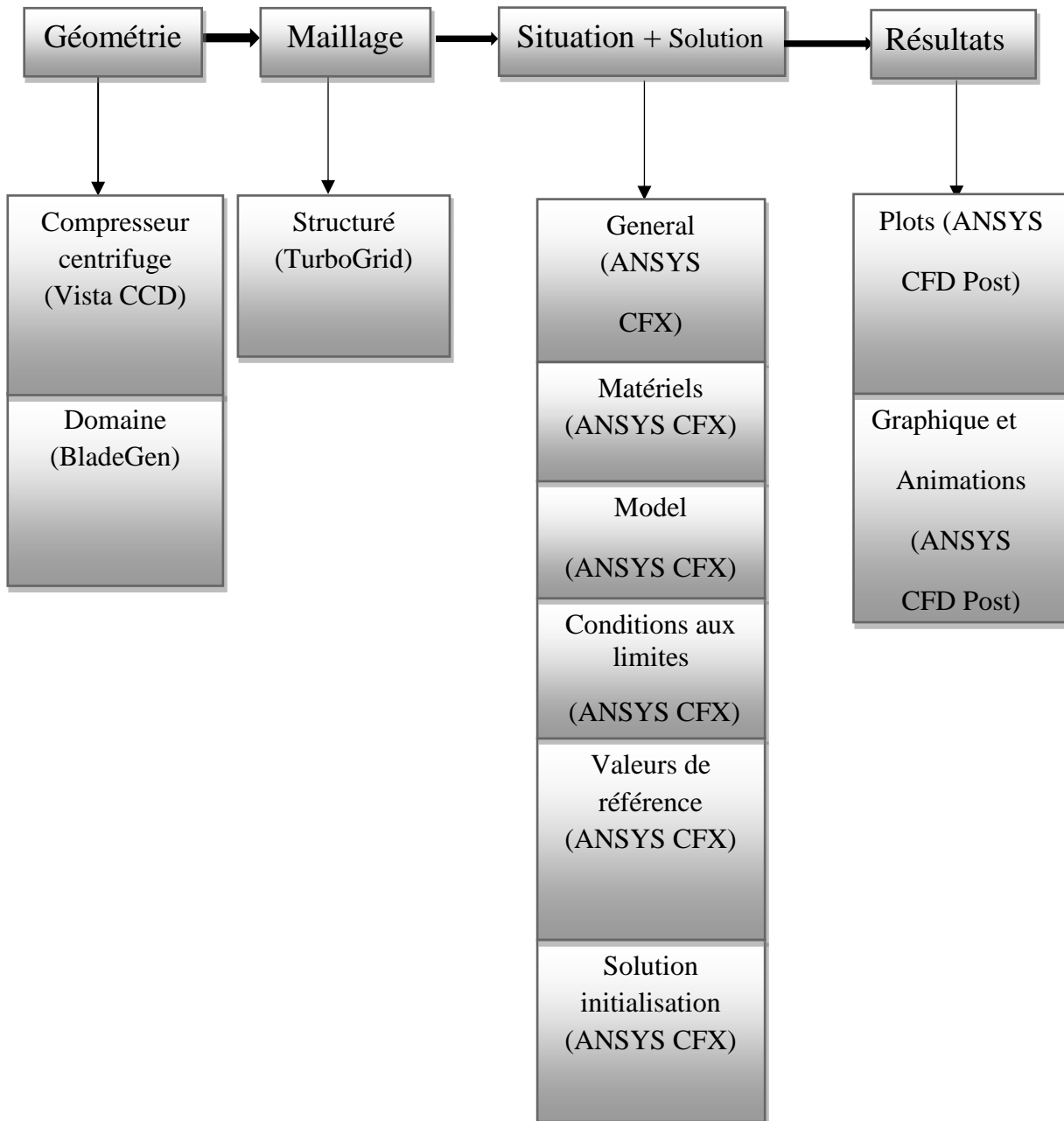


Figure III.5 : Organigramme «Processus CFD» pour la simulation numérique.

- La CFD :

CFD signifie Computational Fluid Dynamics, soit Mécanique des Fluides Numérique en français.

Cette technique consiste à résoudre numériquement les équations de la mécanique des Fluides pour simuler l'écoulement d'un fluide (liquide ou air).

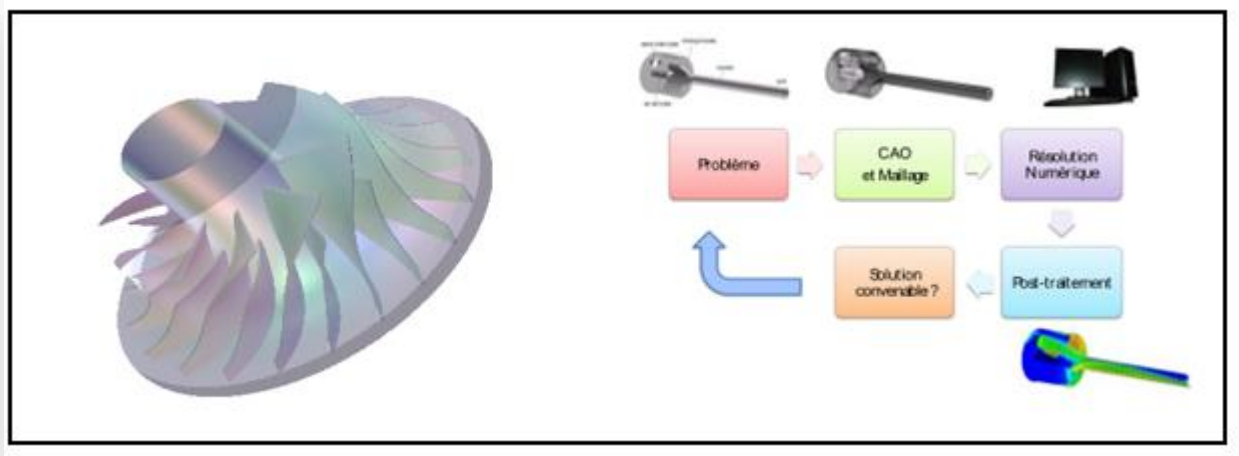


Figure III.6: Les différentes étapes d'une simulation.

- ✓ Pour simuler l'écoulement dans un compresseur, les étapes suivantes sont nécessaires :
 - **Géométrie/CAO** : Être en possession d'une géométrie 3d du domaine fluide.
 - **Maillage** : Discrétiser le domaine, c'est-à-dire le découper en mailles de calcul
 - **Mise en données** : Choisir les modèles physiques et les hypothèses adaptés au problème
 - **Résolution numérique** : Les équations aux dérivées partielles sont résolues par le solveur CFD après avoir discrétisée et mise sous forme algébrique.
 - **Post-traitement** : Visualiser, comparer et analyser les résultats.

III.2.1 La géométrie

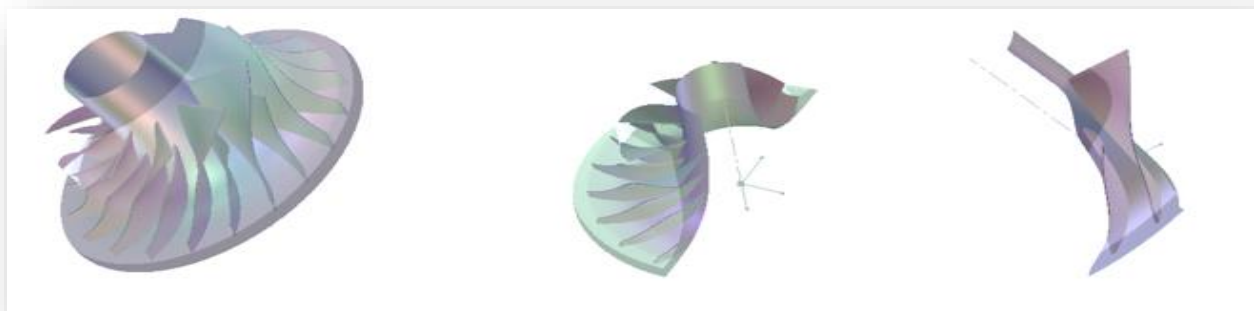


Figure III.7 : géométrie de problème.

III.2.2 Le maillage :

La création de maillage se fait sous le logiciel ANSYS **TurboGrid (TurboMesh)**.
Ce manilleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet d'importer des géométries en 2d ou 3d et de construire le maillage.

Il génère des fichiers avec une extension *.msh pour ANSYS CFX.

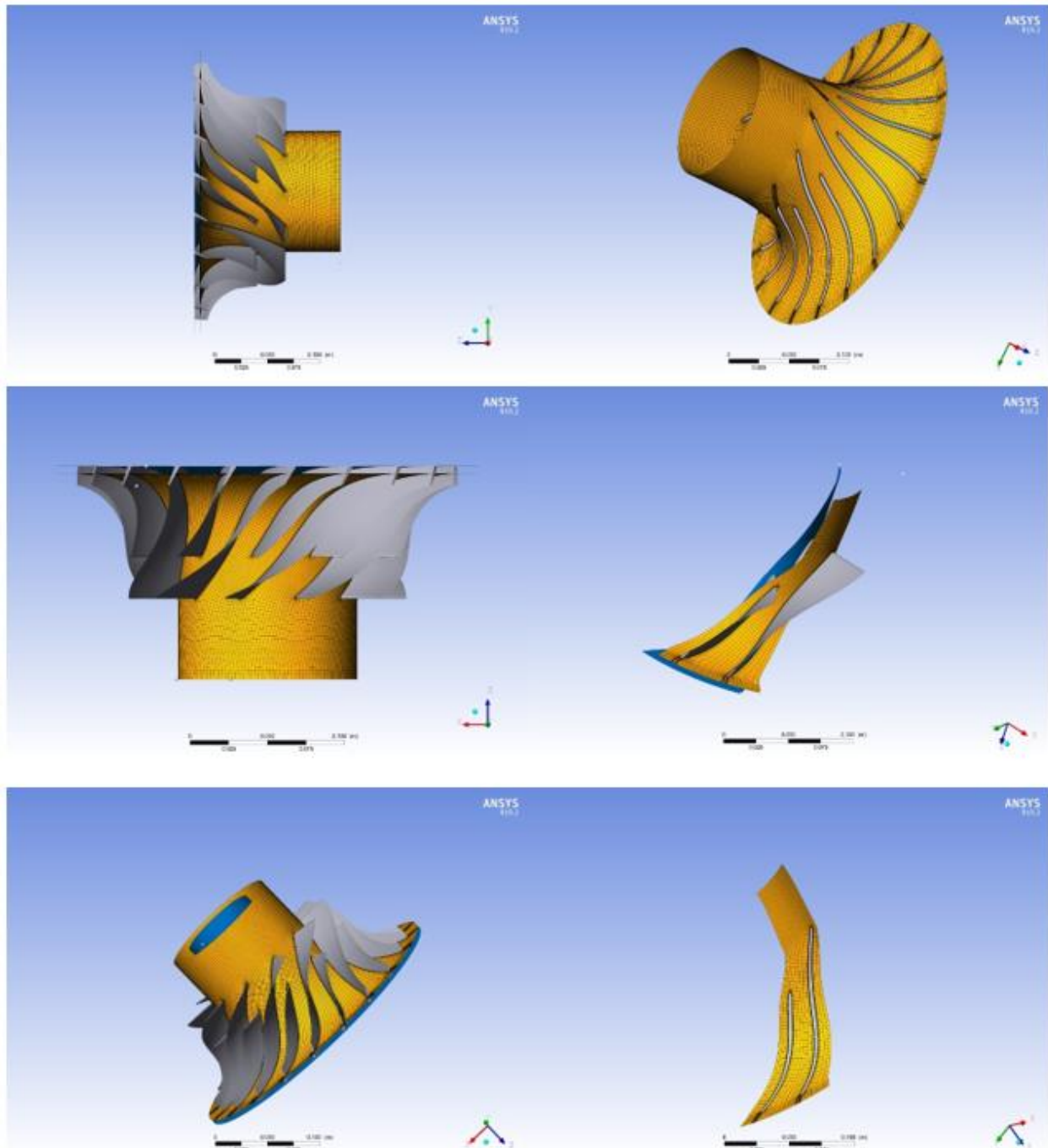


Figure III.8: Maillage de la géométrie et domaine fluide.

III.2.3 Résolution numérique :

ANSYS CFX :

CFX est un code de dynamique des fluides, qui utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations moyennées de Navier-Stokes (RANS) en 3D, ainsi que de conservation de la masse et d'énergie.

Lors de cette étude, la version 19.2 du logiciel a été utilisée. Plusieurs éléments justifient le choix d'utilisation de ce logiciel. Tout d'abord, CFX est un logiciel parfaitement adapté à l'étude des écoulements de fluide au sein des turbomachines puisqu'il contient des onglets spécialisés pour la mise en place (CFX Pre) et l'analyse (CFX Post) de problèmes numériques. Il permet la résolution des équations de Navier-Stokes instationnaires et possède des options d'interfaces rotor/stators très pertinentes. CFX possède également des CEL (CFX Expression Language) permettant de faciliter l'implantation de conditions limites dynamiques. Enfin, la compagnie Pratt & Whitney Canada (PWC) avec laquelle la collaboration de ce projet a été effectuée, recommande et utilise CFX pour les études de turbomachines.

L'utilisation de ce logiciel pour ce projet permet donc de faciliter la communication entre les deux parties.

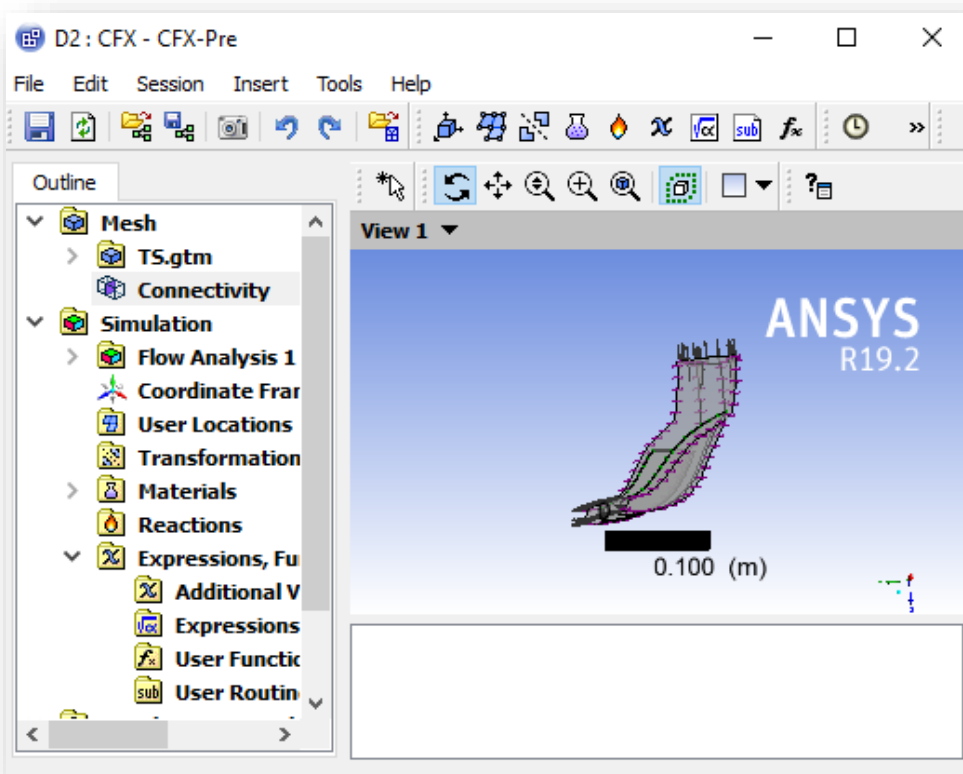


Figure III.9: Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent.

III.2.4 Données de simulation

Géométrie	Compresseur Centrifuge
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse de rotation (rpm)	150000
Rapport de pression	2,27
Débit massique (kg/s)	3
Efficacité	0.85
Inflow	
Pression total (kPa)	101.225
Température total (k)	288.15
Sens d'écoulement	Normale à la limite
Outflow	
Pression statique (kPa)	110
Paramètres de solveur	
Schéma d'advection	Haute résolution
Contrôle de convergence	Échelle de temps automatique
Option échelle de temps	Conservative

Tableau III.2 : donnés de simulation du compresseur.

III.3 Simulation numérique de la combustion de n-heptane-air :

III.3.1 Description et modélisation du problème :

- **Objectif :**

L'objectif de notre étude est de comprendre l'influence de la pression et le teneur du vapeur dans la chambre de combustion d'un moteur essence sur la température de la combustion.

- **Données de la géométrie de problème :** par hypothèse simplificatrice la géométrie est un rectangle en 2D a deux entré l'une pour l'air et l'autre pour le carburant (n-heptane)

Langueur de la chambre (mm)	100
Diamètre d'entrée de l'air (mm)	27
Diamètre d'entrés de feule (mm)	1

Tableau III.3 : Données de la géométrie la chambre de combustion.

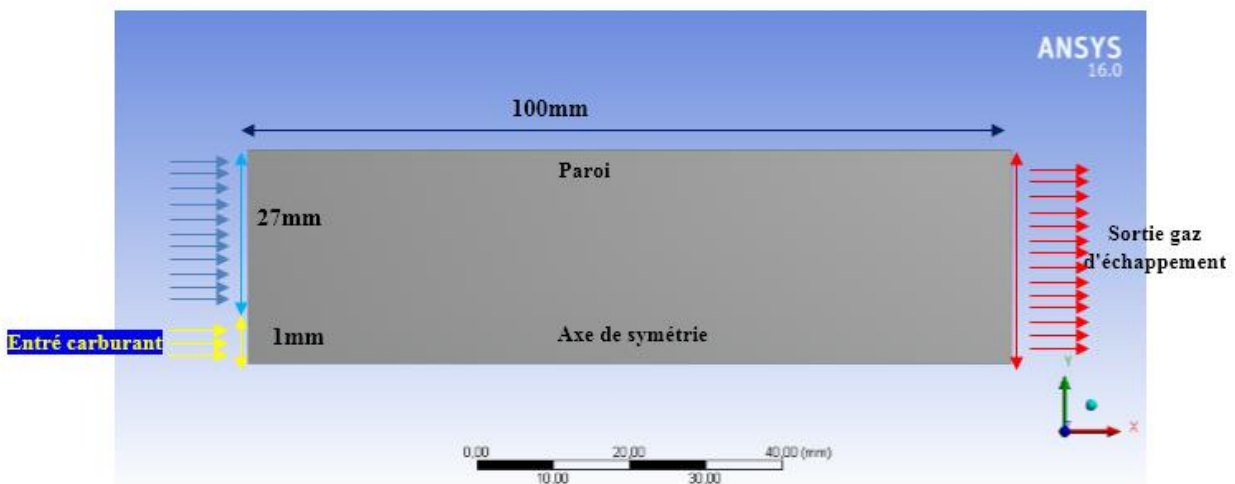


Figure III.10 : Modèle physique pour chambre de combustion

III.3.2 Maillage de la géométrie

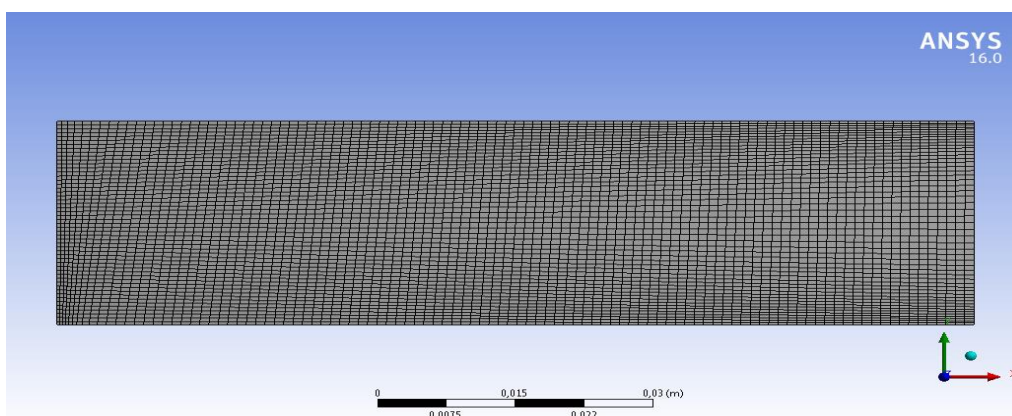


Figure III.11 : maillage de la géométrie

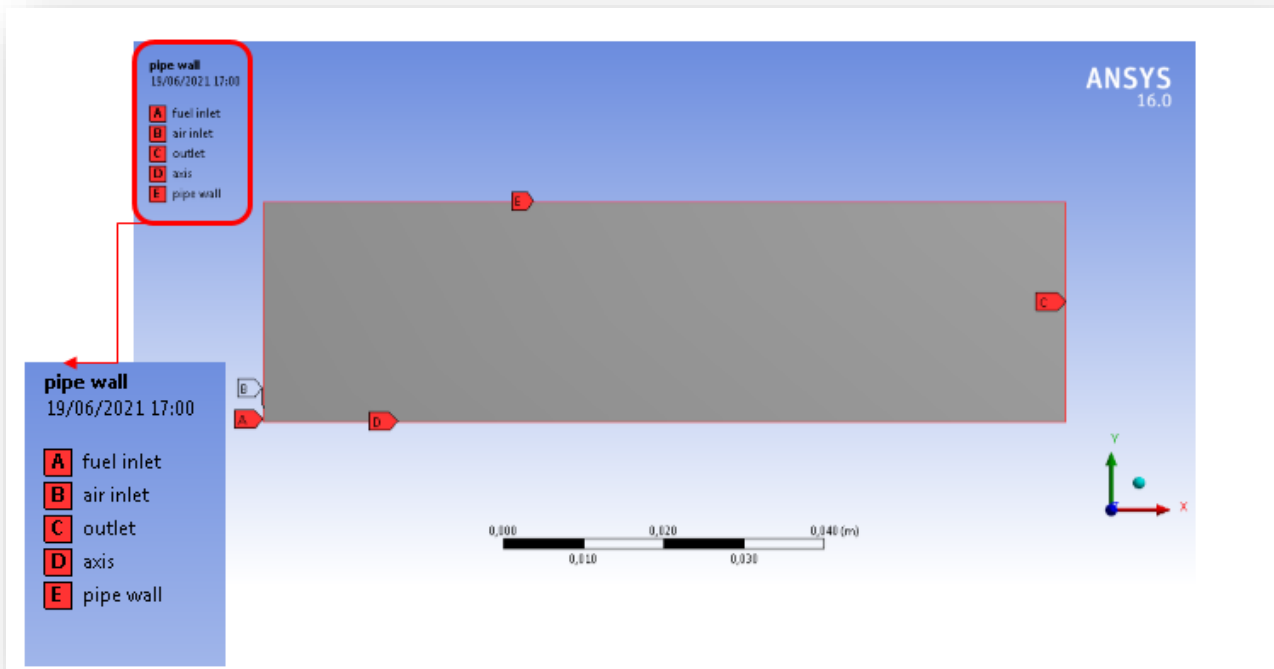


Figure III.12 : condition d'entrée et sortie de la géométrie.

Nodes	Elément
8960	9033

Tableau III.4 : statistique de maillage de

III.3.3 Résolution numérique

- ANSYS Fluent :

Ce logiciel permet d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Il porte le nom des compagnies qui les ont développés, rachetée par ANSYS.Inc respectivement en février 2003 et en février 2006.

Fluent est un solveur : il ne comporte pas de mailleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS).

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique.

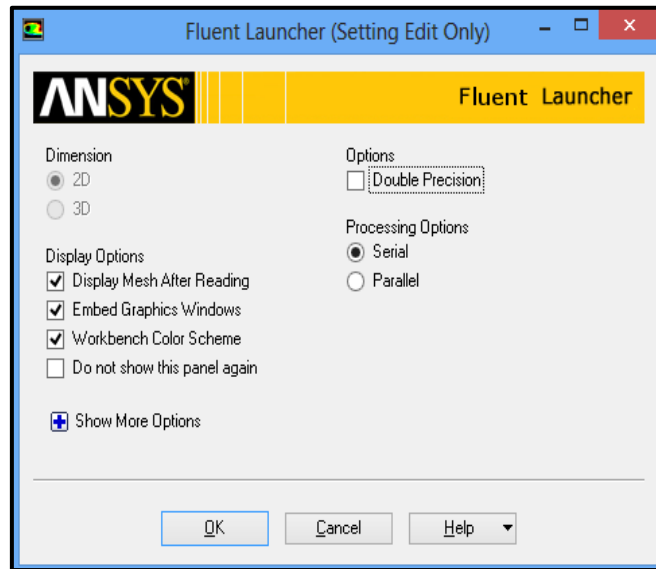


Figure III.13 : Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent

III.3.4 Données de simulation

Géométrie	Rectangle 2D
Espace 2D	Axisymétrique
Model	Turbulent (Modèle k- ϵ) Energie ON
Species model	Species transport <ul style="list-style-type: none"> • n-heptane_air • Eddy-dissipation • Volumetric • Diffusion energy source
Matériels	n-héptane _air Air
Solution méthodes	Coupled
Solution initialization	Hybride initialization

Tableau III.5: données de simulation de la chambre de la combustion.

- Processus CFD pour la simulation numérique de la chambre de la combustion :

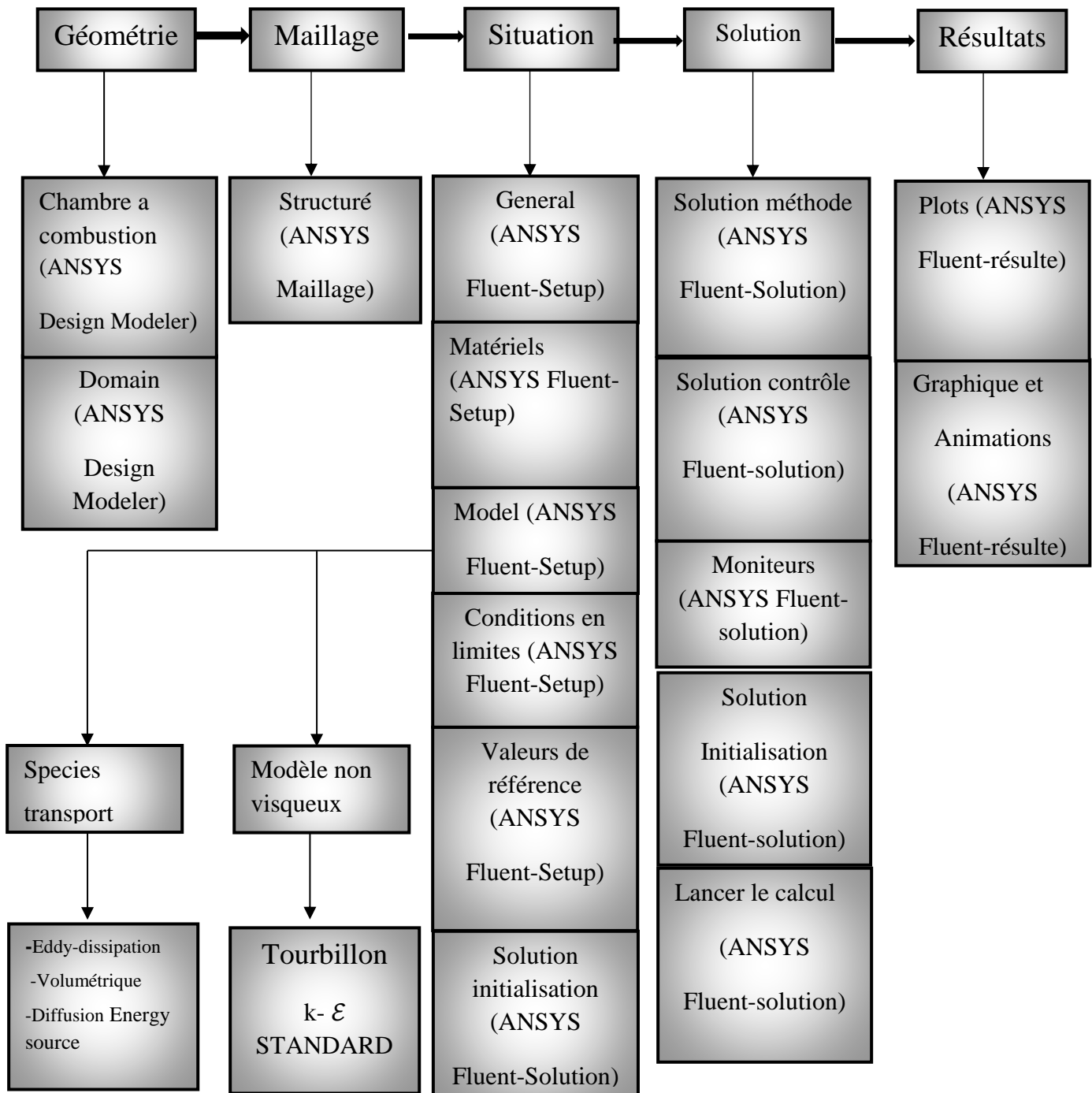


Figure III.14 : organigramme "Processus CFD" pour la simulation numérique de la chambre de la combustion

Condition aux limites

1 ^{er} cas P= 1atm				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	5.5	0.5	1atm	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
2 ^{eme} cas P= 2 bar				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	11	0.5	2bar	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
3 ^{eme} cas P = 3 bar				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	29.5	0.5	3bar	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
Pipe Wall	Température (k)			
	300			
Axis	Axe de symétrie			

Le mécanisme réactionnel pour chaque cas :

➤ 1^{er} cas (A):

Pour une pression P_1 atmosphérique la température maximale dans la chambre correspond à la réaction (I) pour un facteur d'air $\lambda_r=2$ est $T= 1584,92$ K



➤ 2^{éme} cas (B):

Pour une pression P_2 atmosphérique la température maximale dans la chambre correspond à la réaction (II) pour un facteur d'air $\lambda_r=1,5$ est $T= 1828,58$ K



➤ 3^{éme} cas (C):

Pour une pression P_3 atmosphérique la température maximale dans la chambre correspond à la réaction (III) pour un facteur d'air $\lambda_r=1,4$ est $T= 1900,80$ K



Chapitre IV :
Résultats et discussions

IV.1 Introduction :

Le chapitre précédent a décrit, la simulation et la modélisation de l'écoulement dans un compresseur centrifuge, et aussi simulé la combustion dans un moteur à essence pour différents cas des pressions et teneur de vapeur.

Dans ce chapitre, nous allons présenter et discuter les résultats.

IV.2 résultats de la simulation de l'écoulement dans un compresseur centrifuge :

D'après l'étude du comportement de compresseur centrifuge on obtient les résultats suivant :

- **Distribution de pression sous le plan aube à aube**

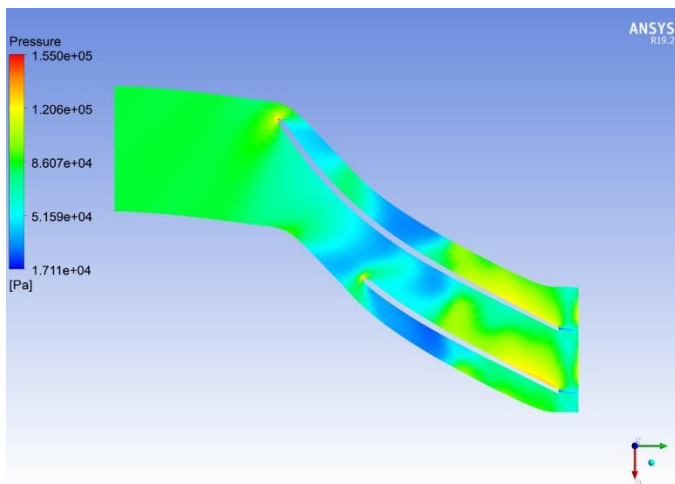


Figure IV.1 Distribution de pression sous le plan aube

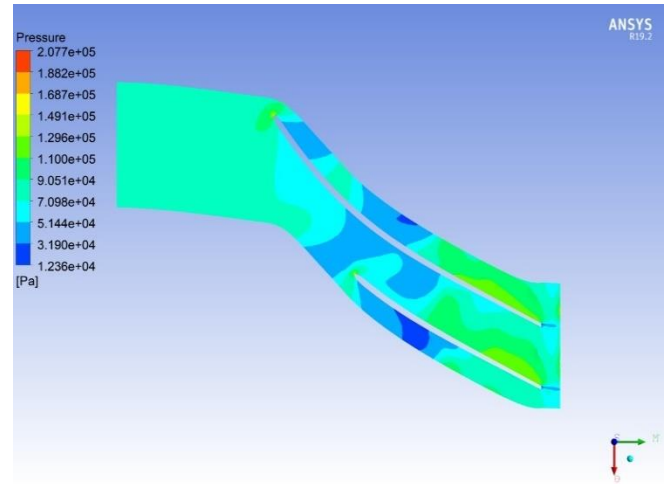


Figure IV.2 Contour de pression statique sous le plan aube à aube

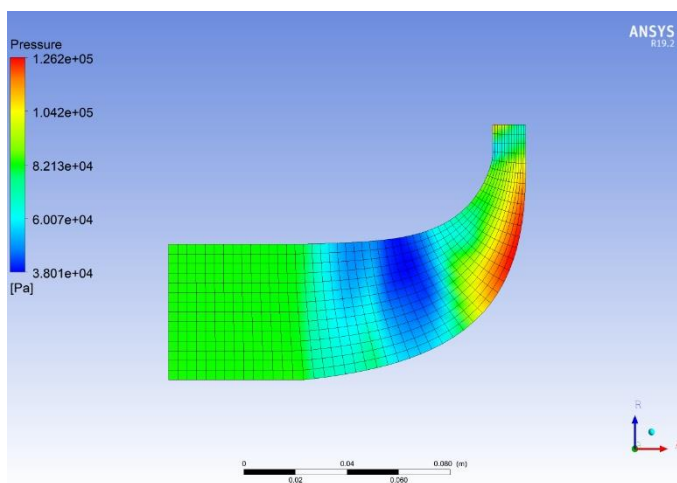


Figure IV.3 Distribution de pression sous le plan méridien

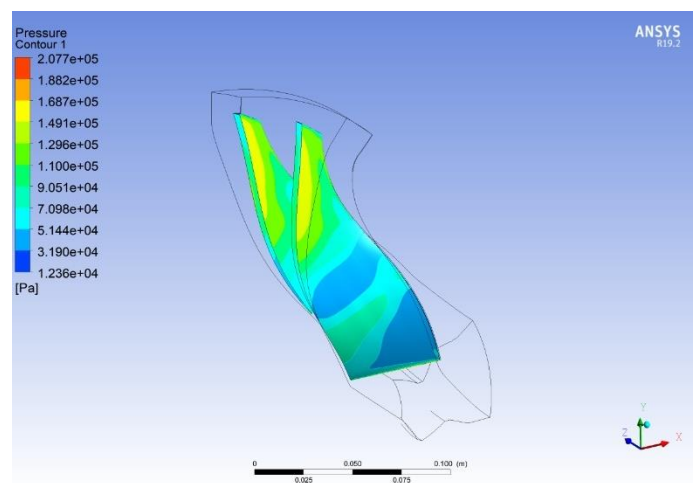


Figure IV.4 Distribution de pression dans l'aube en 3D

Chapitre IV : Résultats et discussions

Les figures (IV.1, IV.2, IV.3 et IV.4), présentent la répartition de la pression totale, répartissant sur le bord d'attaque et le bord de fuite de l'aube de la roue de notre compresseur centrifuge. En voit clairement la progression des champs des pressions statiques tout en se déplaçant de l'aspiration de compresseur à son refoulement.

- L'évolution de nombre de mach

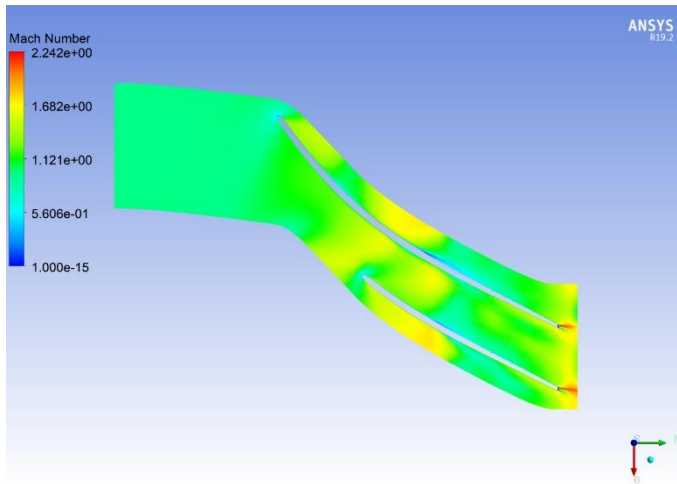


Figure IV.5 Evolution de nombre de mach sous le plan aube à aube

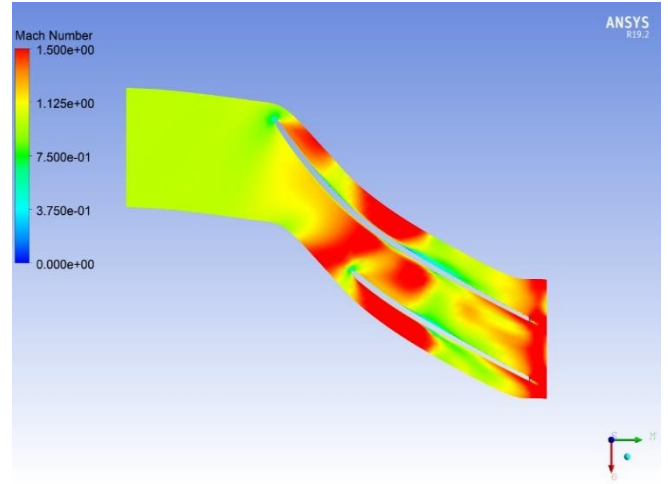


Figure IV.6 Evolution de nombre de mach (min 0 et max 1.5) sous le plan aube à aube

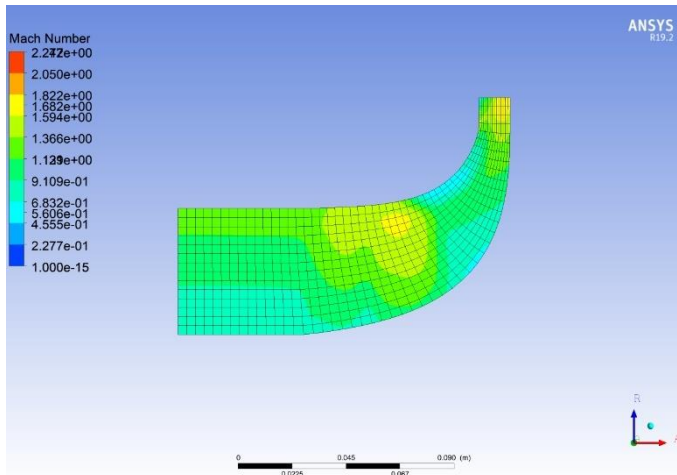


Figure IV.7 Evolution de nombre de mach sous le plan méridien

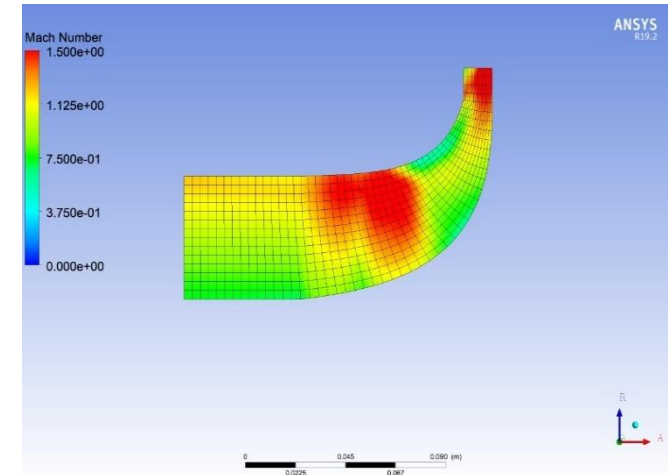


Figure IV.8 Evolution de nombre de mach (min 0 et max 1.5) sous le plan méridien

Les figures (IV.5, IV.6, IV.7 et IV.8), présentent l'évolution de nombre de mach sous le plan aube à aube et méridien, répartissant sur le bord d'attaque et le bord de fuite de l'aube de la roue de notre compresseur centrifuge. En voit clairement la progression évolution de nombre de mach

Chapitre IV : Résultats et discussions

Dans le plan méridien le nombre de Mach relatif le plus élevé était situé près du bord d'attaque de l'aube principale au niveau du carénage, comme le montrent les figures (IV.5, IV.6),

Dans le plan pale à pale, les faibles nombres de Mach relatifs situés en aval d'environ 50 % de la longueur méridienne de la pale principale étaient dus à un écoulement inverse.

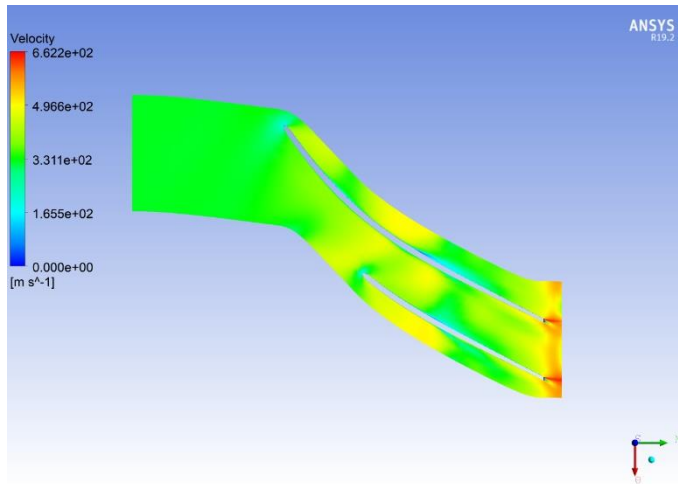


Figure IV.9 Evolution de vitesse sous le plan aube à aube

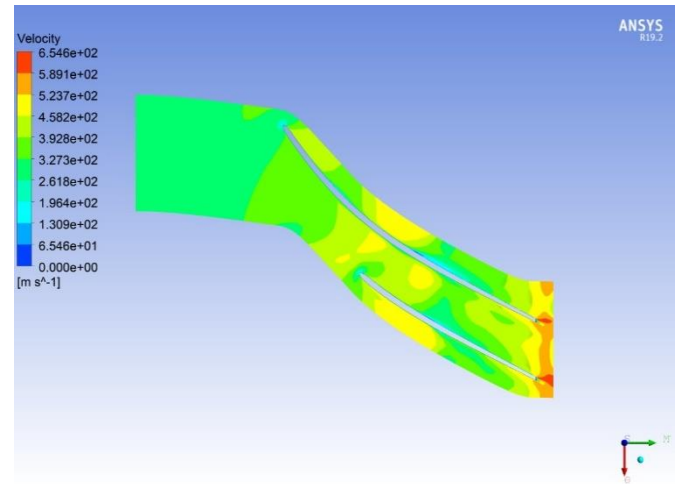


Figure IV.10 Evolution de contour de vitesse sous le plan aube à aube

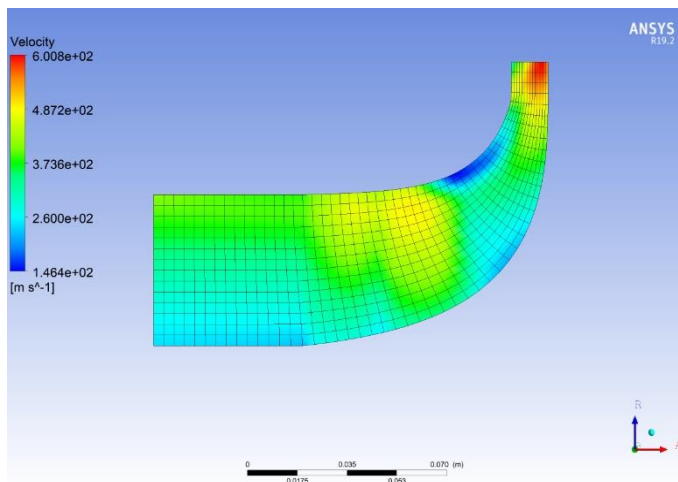


Figure IV.11 Evolution de de vitesse sous le plan méridien

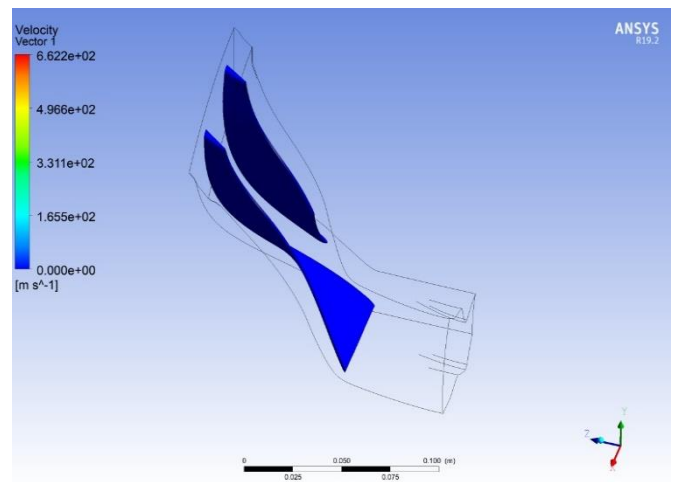


Figure IV.12 Evolution de de vitesse dans l'aube en 3D

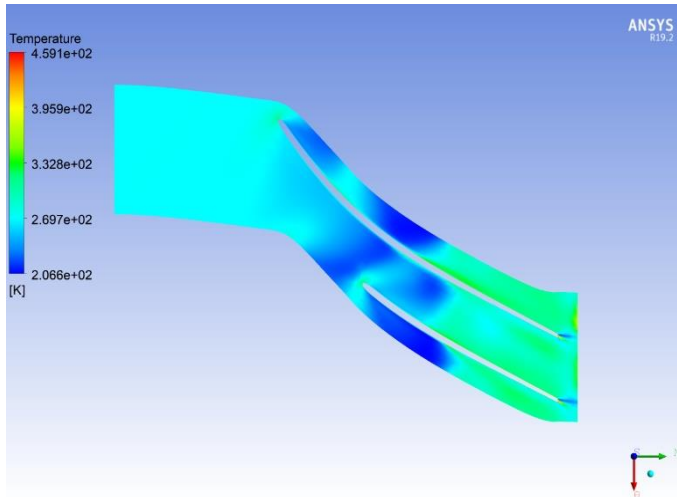


Figure IV.13 Evolution de température sous le plan aube à aube

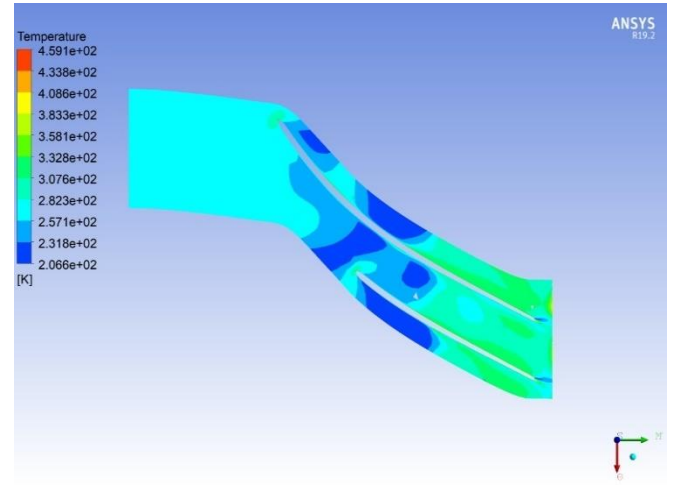


Figure IV.14 Evolution de contour de température sous le plan aube à aube

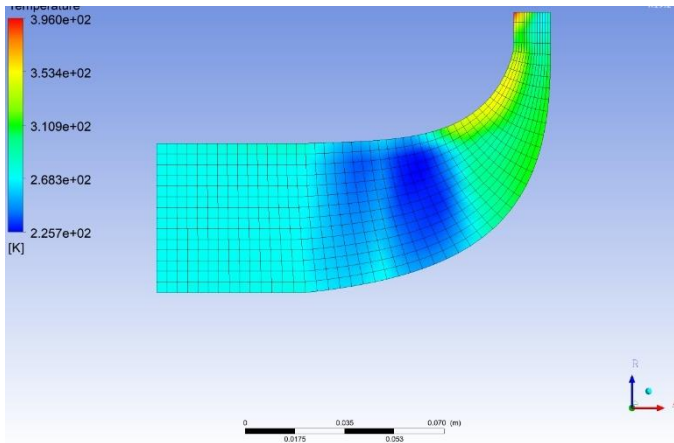


Figure IV.15 Evolution de température sous le plan méridien

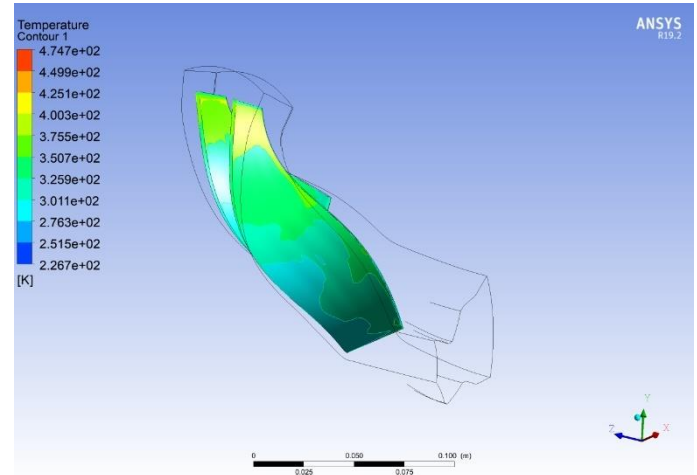


Figure IV.16 Evolution de température dans l'aube en 3D

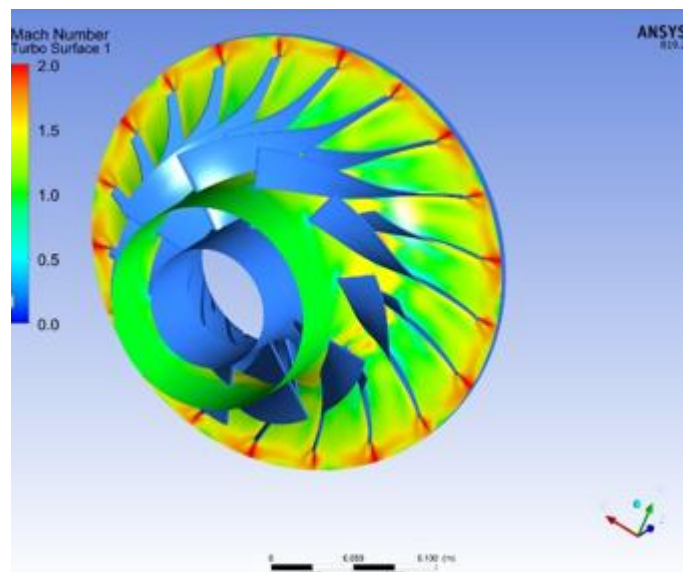


Figure IV.17 Evolution du nombre de mach dans les différents Composants de compresseur

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.3 Les résultats de la Simulation numérique de la combustion de n-heptane-air

➤ 1^{er} cas : $P= 1\text{bar}$; $T_{\text{max}}=1584.923\text{ K}$.

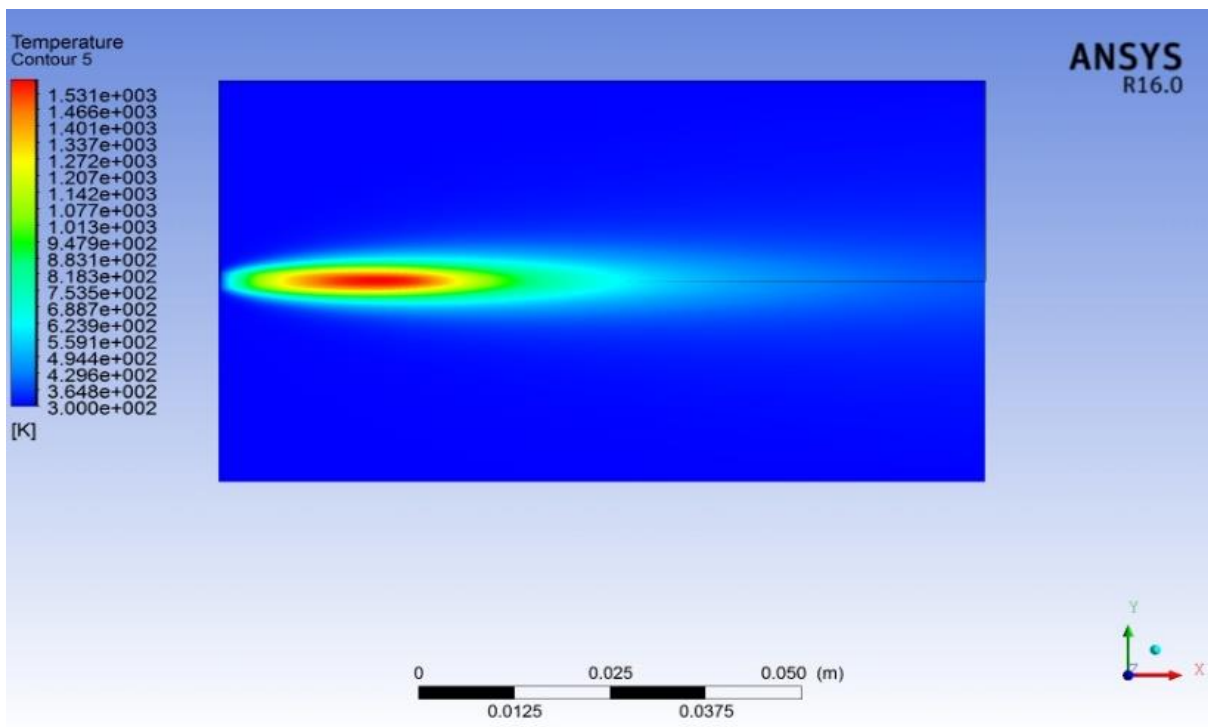


Figure IV.18 Evolution de température pour 1^{er} cas $P= 1\text{bar}$

2^{eme} cas : $P= 2\text{bar}$ $T=1828.557\text{ K}$.

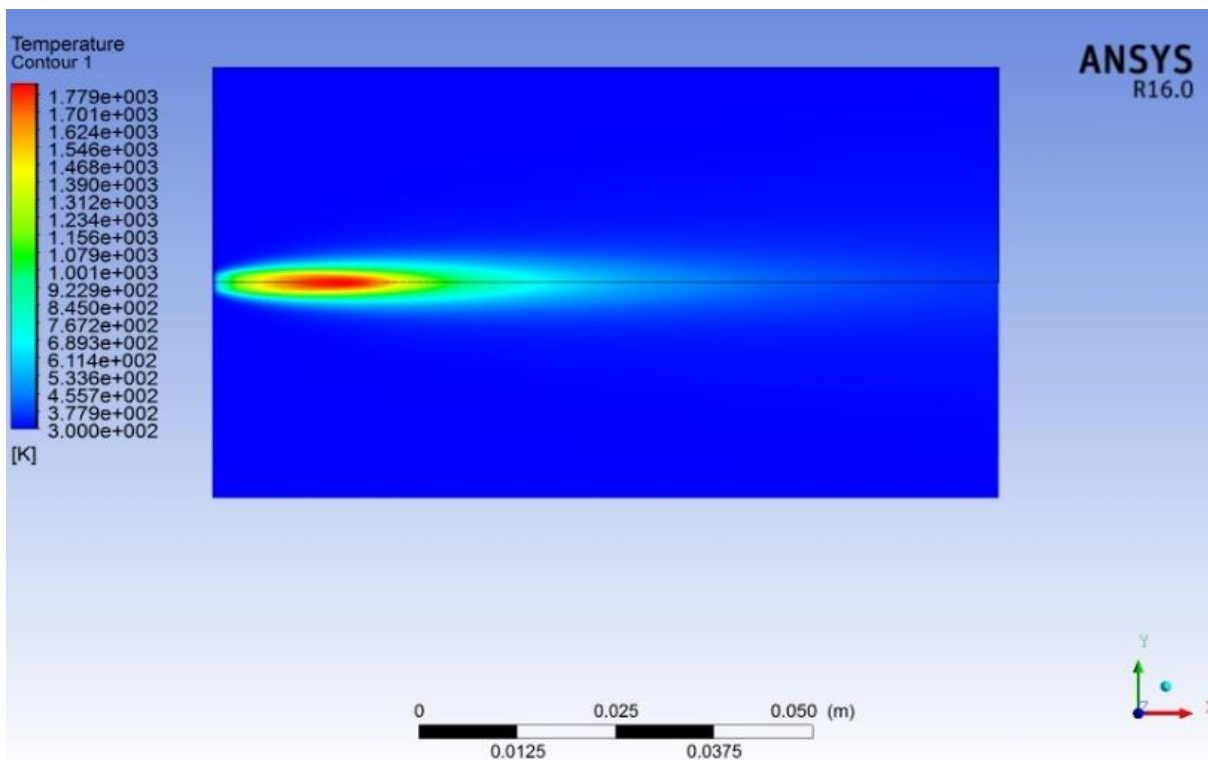


Figure IV.19 Evolution de température pour 2^{ème} cas $P= 2\text{bar}$

3^{ème} cas : P= 3bar T_{max}=1900.799 K.

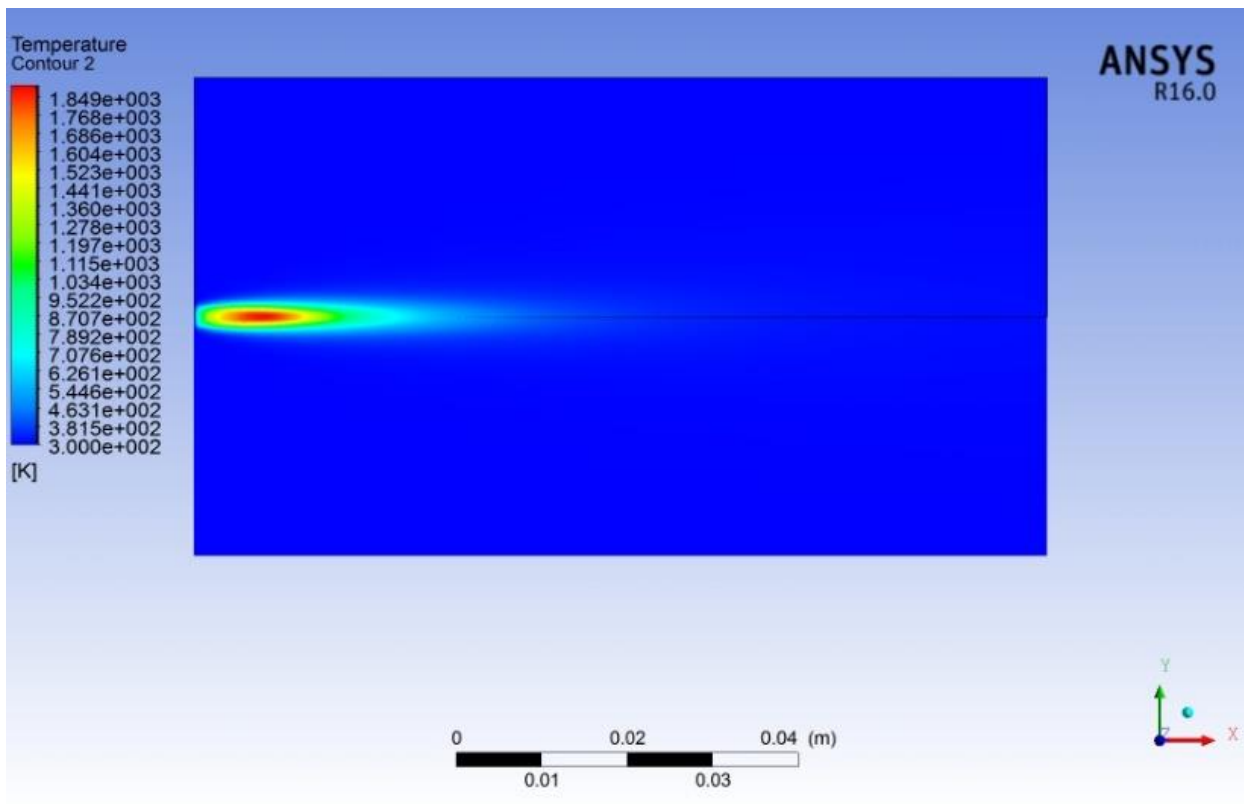


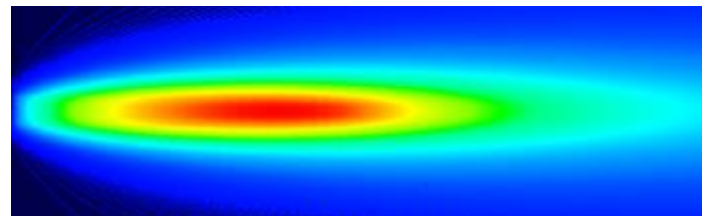
Figure IV.20 Evolution de température pour 3^{ème} cas P= 3bar

➤ L'interprétation des résultats :

1^{er} cas

P=1 atm T=1584.923 K

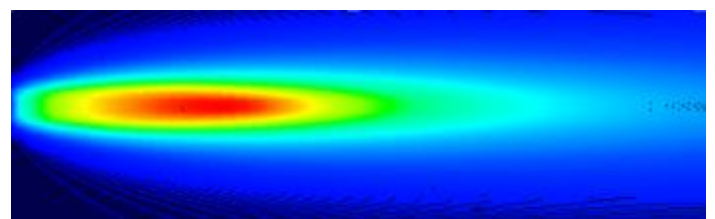
On remarque une combustion incomplète (mélange non homogène) causé par la quantité d'air (pression atmosphérique) insuffisant fournis pour la réaction de combustion.



2^{ème} cas

P= 2bar T=1828.557 K

On remarque une couleur rouge concentré dans la zone de combustion indique une température élevée causé par la quantité d'air (pression 2bar) fournis pour la réaction de combustion (mélange presque homogène)



3^{eme} cas

P=3bar T=1900,799 K

On remarque les couleurs rouge, vert et bleu (zone de combustion) occupent une surface moins que la surface occupée par la couleur bleu qui représente l'air qui signifie la suralimentation de la combustion par l'air causé la pression élevée de l'air qui nous donne une combustion complète avec une température maximum de la flamme 1900,799 K

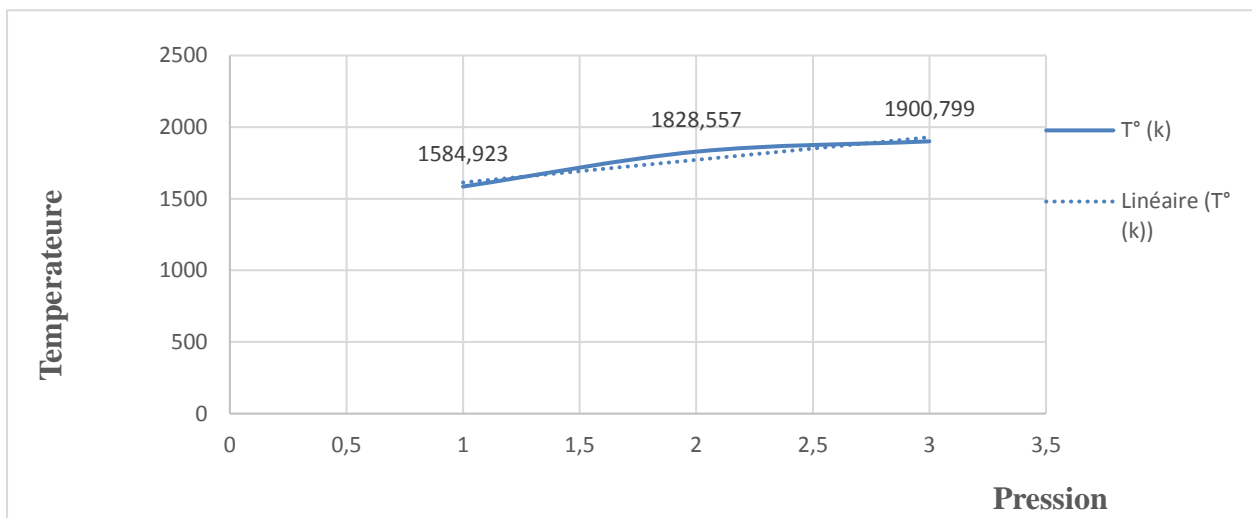
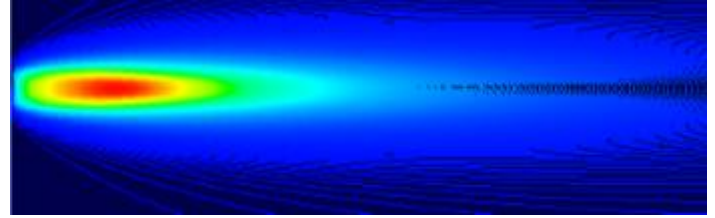
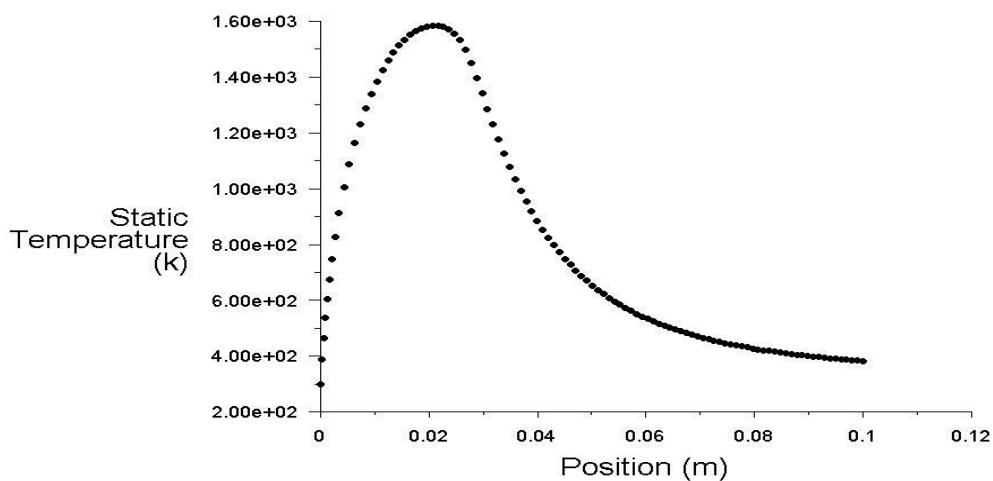
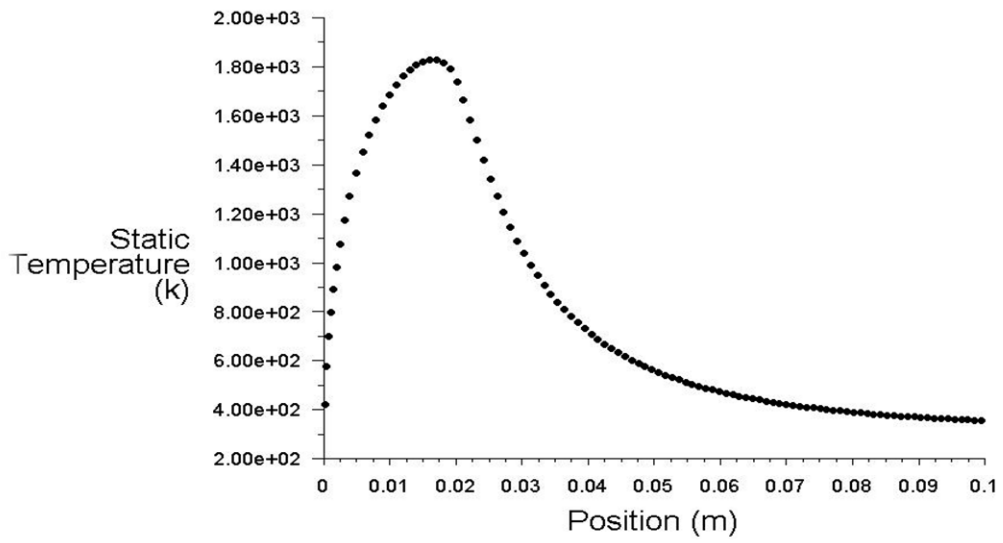


Figure IV.21 Evolution de température maximale en fonction de la pression



Static Temperature Jun 20, 2021
ANSYS Fluent Release 16.0 (axi, dp, pbns, spe, ske)

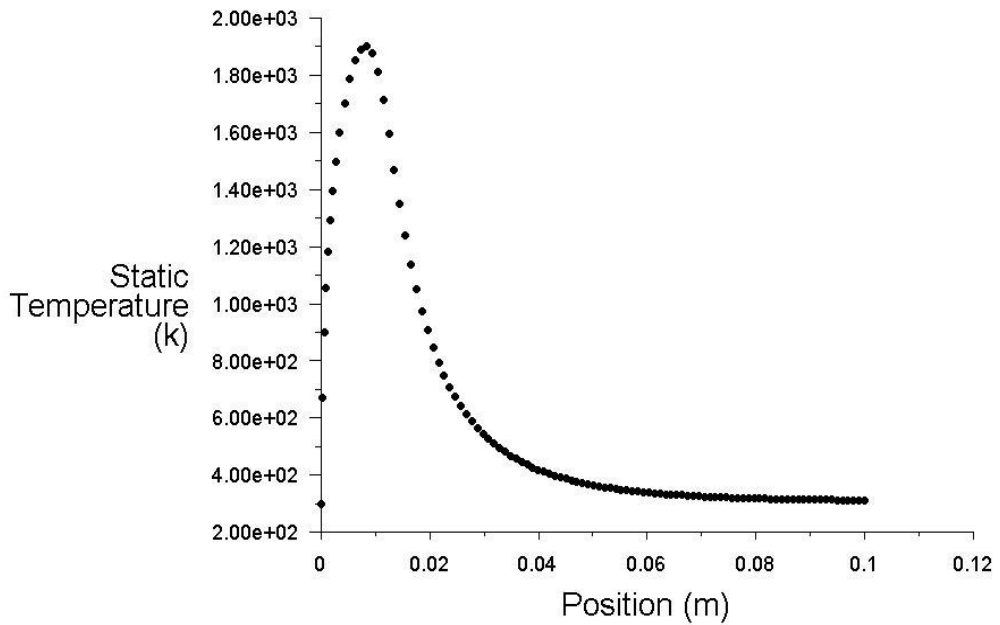
Figure VI.22 : variation de température en fonction de la position (1^{er} cas)



Static Temperature

Jun 20, 2021
ANSYS Fluent Release 16.0 (axi, dp, pbns, spe, ske)

Figure IV.23 : variation de température en fonction de la position (2^{ème} cas)



Static Temperature

Jun 20, 2021
ANSYS Fluent Release 16.0 (axi, dp, pbns, spe, ske)

Figure IV.24 : variation de température en fonction de la position (3^{ème} cas)

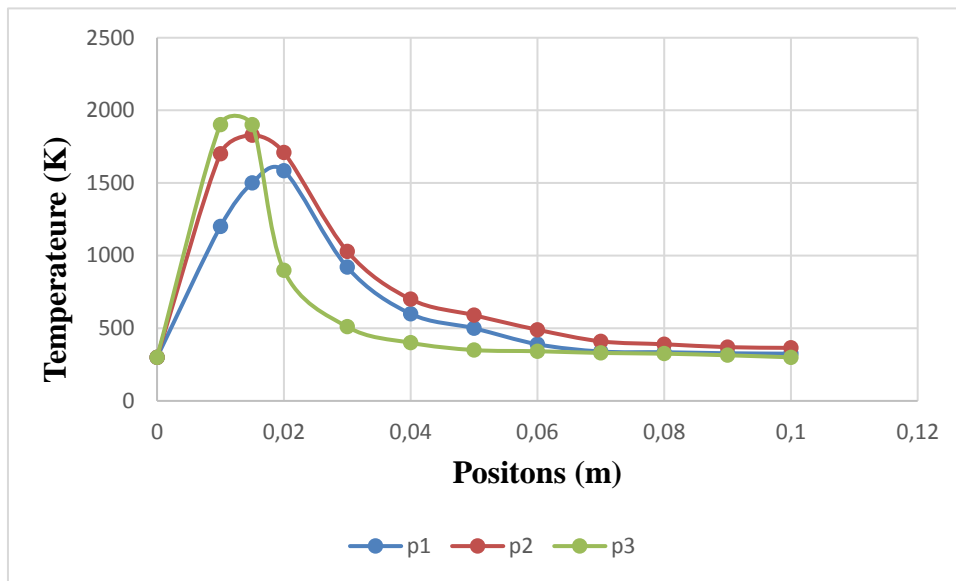


Figure IV.25 : Graphe de combinaison entre les trois cas de pression

D'après le graphe de combinaison entre les trois cas de pression on remarque que le 1^{er} cas atteint sa température maximale à X (position)= 0,025m causé par la faible pression d'air injecté dans la chambre de combustion (mélange n-heptane-air non homogène) implique une faible température maximale de la flamme **$T=1584,923$ K**.

Pour 2^{ème} cas on remarque que la température maximale atteint à X (position)=0,018m plus rapide par rapport au premier cas et la température augmente agressivement jusqu' à **$1828,557$ K** cette courte durée et cette valeur élevée de la température due à la pression injectée (**$P=2$ bar**) dans ce cas, qui implique un mélange n-heptane-air plus homogène que le premier cas.

Pour le 3^{ème} cas on remarque que la température maximale atteint à X (position)=0,01m plus rapide par rapport les premier cas due à la pression élevée injecte dans la chambre à combustion (**$P=3$ bar**) et le mélange n-heptane-air atteint son homogénéité suffisante.

On remarque que les deux graphes des premiers cas croissant et décroissant progressivement par contre le graphe de 3^{ème} cas décroissant rapidement que les deux premiers cas expliqués par la suralimentation de la chambre de combustion par l'air et le mélange atteint son homogénéité suffisante rapidement.

Chapitre IV : Résultats et discussions

- Influence de la qualité d'air injecté sur la température maximal de la flamme

1 ^{er} cas teneur de vapeur 0.2				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	11	0.5	2bar	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
2 ^{eme} cas teneur de vapeur 0.5				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	11	0.5	2bar	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
3 ^{eme} cas teneur de vapeur 0.7				
Entré	Vitesse air (m/s)	Vitesse carburant (m/s)	Pression (bar)	Température(k)
	1	0.5	2bar	300
Sortie	Température (k)		Pression	
	1200		1Atm	
Pipe	Température (k)			
Wall	300			
Axis	Axe de symétrie			

Tableau III.5 paramètres d'air injecté

Les résultats :

- **1^{er} cas** : P= 2bar ; teneur de vapeur 0.2 $T_{max}=1648.305$ K.

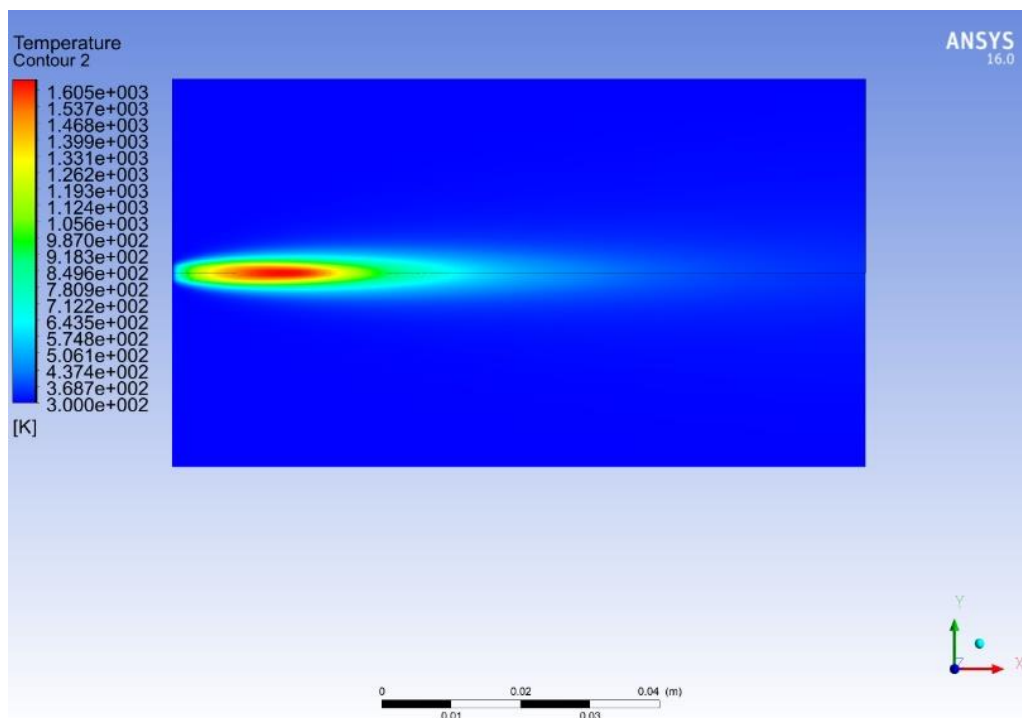


Figure IV.26 : Evolution de température pour 1^{er} cas teneur de vapeur = 0,2

Chapitre IV : Résultats et discussions

- **2^{ème} cas** : $P= 2\text{bar}$; teneur de vapeur 0.5 $T_{\text{max}}=1441.769 \text{ K}$.

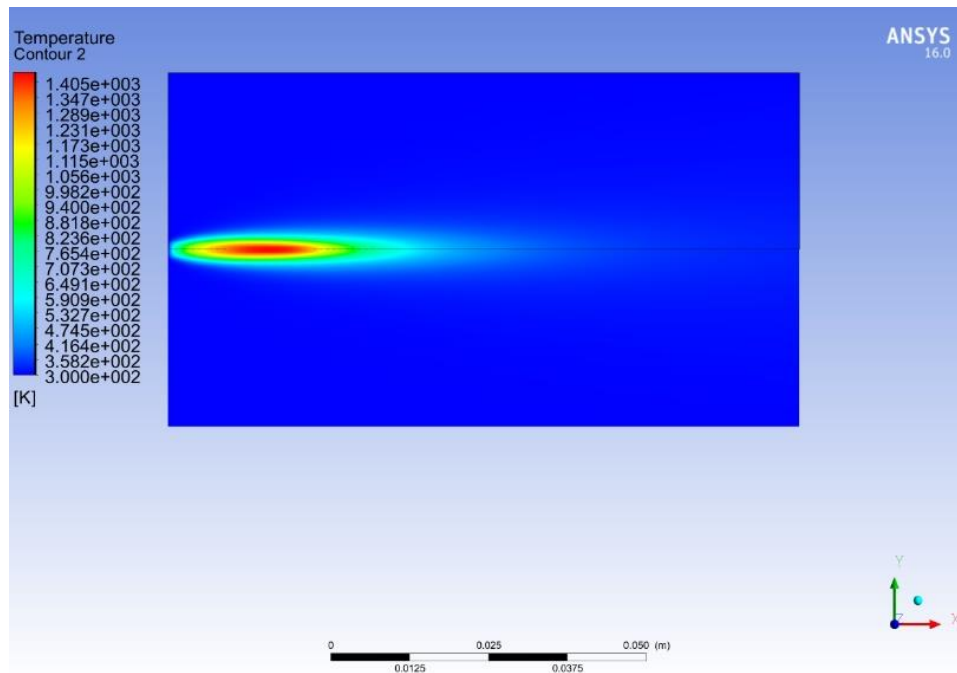


Figure IV.27 : Evolution de température pour 2^{ème} cas teneur de vapeur = 0,5

- **3^{ème} cas** : $P= 2\text{bar}$; teneur de vapeur 0.7 $T_{\text{max}}=690.788 \text{ K}$.

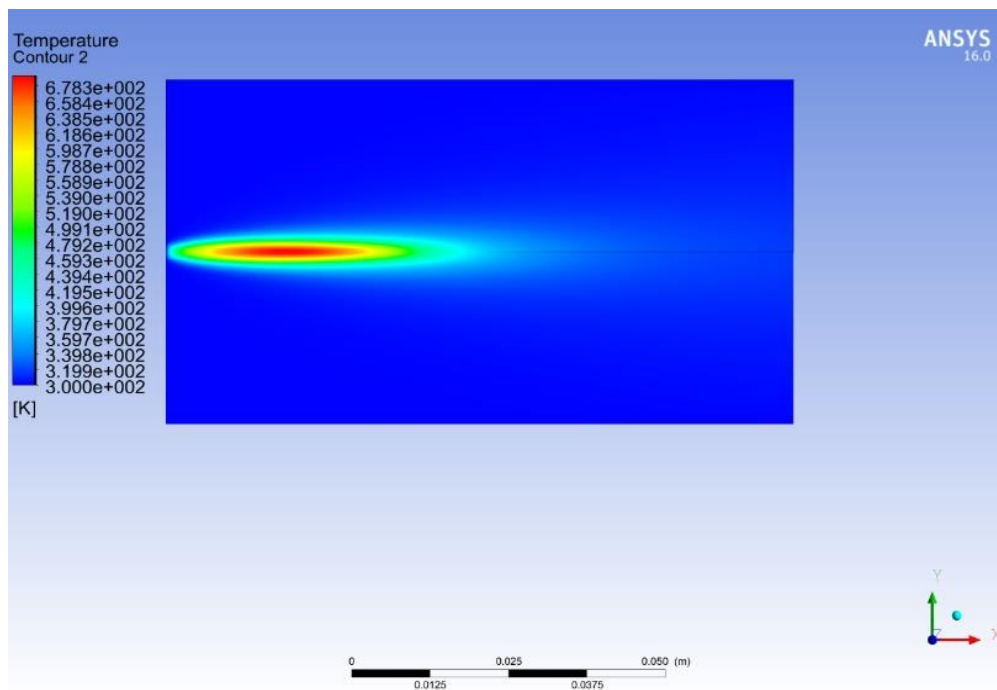
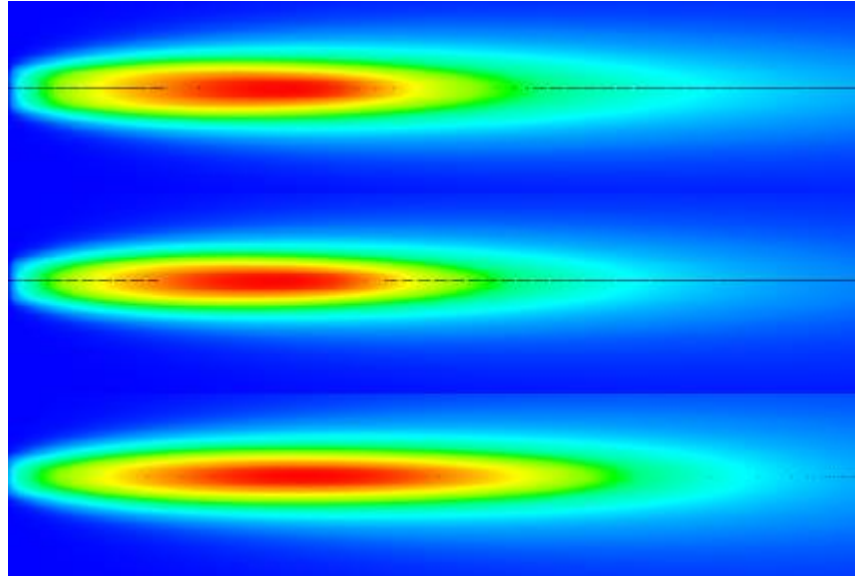


Figure IV.28 : Evolution de température pour 3^{ème} cas teneur de vapeur = 0,7

Chapitre IV : Résultats et discussions

- **1^{er} cas :** P= 2bar ;
teneur de vapeur 0.2
 $T_{\max}=1648.305$ K.
- **2^{eme} cas :** P= 2bar ;
teneur de vapeur 0.5
 $T_{\max}=1441.769$ K.
- **3^{eme} cas :** P= 2bar ;
teneur de vapeur 0.7
 $T_{\max}=690.788$ K.



D'après les résultats de la simulation on remarque : à chaque fois qu'on augmente la teneur de la vapeur dans l'air injecté (air humide) .la surface de la combustion augmente avec l'apparition d'autre couleur (jean, vert et bleu claire) bien claire qui correspondent à des températures moins que celle maximale. Aussi on remarque la concentration de la couleur rouge qui correspondante a la température maximale de la flamme diminue avec l'augmentation de la teneur de vapeur dans l'air injecté dans la chambre de combustion.

On conclure que plus l'air est plus sec plus la température de la flamme augmente et le contraire

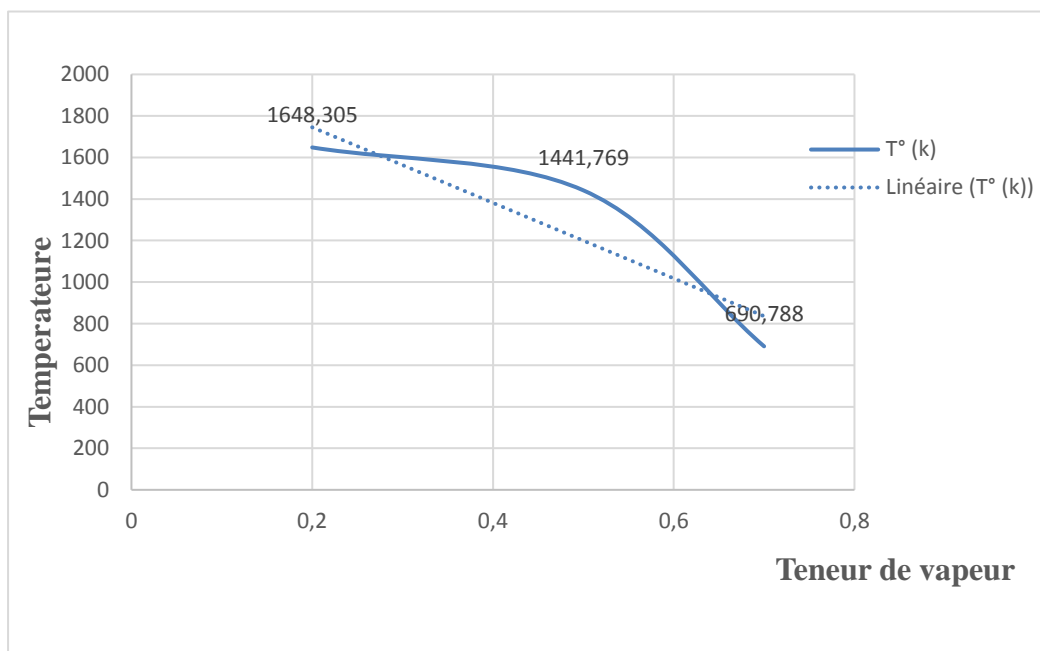


Figure IV.29 : Evolution de température maximal en fonction de La teneur de vapeur dans l'air

Chapitre IV : Résultats et discussions

D'après les résultats graphiques on remarque que les températures maximales de la flamme diminuent avec l'augmentation de la teneur de la vapeur dans l'air injecté dans la chambre de combustion (**1648.305 k ; 1441.769 k ; 690.788 k**)

C'est-à-dire lorsque le milieu de la combustion est plus sec (air injecté non humide) la température de la flamme atteint ces valeurs maximales.

Conclusion générale et perspective :

L'objectif de ce modeste projet est la modélisation et l'étude d'un moteur TCe suralimenté par turbocompresseur, et d'après la recherche bibliographique du chapitre I On conclure que ce modèle a été spécialement développé en vue de l'obtention du meilleur rendement possible et minimiser la consommation de carburant et l'émission des gaz polluants à partir de la diminution du nombre total des cylindres.

Pour les voitures à 3 cylindres, le turbo a conquis principalement le marché européen en particulier le marché français en raison d'une réglementation (calcul de la puissance fiscale) qui favorise ce genre de motorisation, sous prétexte qu'elle permet d'économiser le carburant (ce qui est très contestable).

Dans ce travail aussi on a étudié le comportement de compresseur et l'influence de différents paramètres atmosphériques sur la combustion de n-heptane-air par la simulation avec logiciel de simulation ANSYS les chapitre III et IV qui concerné par cette étude après un calcul de performance et dimensionnement de turbo compresseur toute en basant sur le compresseur centrifuge dans le chapitre II , .

Les résultats de la simulation montrent une influence remarquable de la pression et la teneur du vapeur. On conclure que l'augmentation de la température de la flamme de la combustion est liée directement à l'augmentation de la pression qui ne doit excède une limite certaine limite.

Par contre L'augmentation de la teneur du vapeur (air humide) est provoqué une diminution de la température de la flamme de la combustion

Le turbocompresseur se fixe forcément en amont de l'échappement, en principe au point de raccordement entre le collecteur d'échappement et le départ vers le pot de détente.

On trouve aussi des turbos qui « aspirent » le mélange élaboré par le carburateur avant de le comprimer, d'autres qui « soufflent » de l'air comprimé dans le carburateur. Cette dernière solution, qui ne présente pas que des avantages, semble prendre le dessus. Donc les techniciens restent divisés sur le principe de cheminement de l'air comprimé.

En effet, un système de suralimentation à carburateur « soufflé » permet de faire passer l'air comprimé par le turbo dans un échangeur de chaleur avant qu'il n'entre dans le carburateur ; en le refroidissant, on augmente la densité de l'air, ce qui revient à augmenter la masse d'air - donc la masse de carburant - admise en un temps donné dans les cylindres.

Cette technique améliore le rendement du moteur. Toutefois, elle nécessite l'emploi de pompes à essence électriques et de multiples dispositifs de sécurité pour prévenir le refoulement du carburant vers le réservoir et l'affolement des soupapes résultant de la contre-pression subie lors de leur fermeture.

En revanche, le système de carburateur « aspiré », plus simple (certains moteurs peuvent le recevoir en adaptation) ne permet pas de placer un échangeur air-air, dans lequel se produirait une condensation du mélange carburé comprimé.

Compte tenu de la charge thermique accrue provoquée par la suralimentation, un moteur « turbo » a un rapport volumétrique (taux de compression) plus faible ; de l'ordre de 8/1 maxi. Le refroidissement du haut moteur, plus sollicité, doit être amélioré. La robustesse de la ligne d'arbre également.

De plus, le système de suralimentation comporte plusieurs dispositifs de régulation et de sécurité : une « Wastegate », clapet taré laissant échapper une partie des gaz d'échappement en dérivation du turbo lorsque celui-ci atteint son débit maximum ; un correcteur de pression au carburateur (le système est relativement plus simple avec un moteur à injection).

Références bibliographiques

1. Dr. Mohamed BENCHERIF «Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation» Polycopié destiné aux étudiants de Licence et Master LMD.
2. <https://voiture.kidioui.fr/lexique-automobile/tce.html>
3. <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/essai-moteur/tce.php>
4. <https://www.planeterenault.com/1-gamme/45-moteurs/5121-h4bt-tce-90/>
5. <https://www.renaultgroup.com/news-onair/actualites/moteur-energy-tce-90>
6. <https://www.turbo.fr/renault/cli/fiche-vehicule/fiche-technique-de-la-renault-clio-iv-caracteristiques-motorisations-finitions-prix-146535>
7. HADI TARTOUSI « Simulation numérique des compresseurs et des turbine automobiles» Thèse doctorat .Ecole Centrale de Lyon, 2011. Français.
8. <https://blogautomobile.fr/suralimentation-86886>
9. AIME PAROIS «Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur» Techniques de l'Ingénieur ressource documentaire scientifique et technique en français.
10. <https://flexturbo.fr/turbo-renault-captur-0-9-tce-90-49373-04001.html>
11. LOÏC FERRIÈRE «la technologie du turbo» techno sans frontière : revue technologie mensuel septembre -octobre 2007
12. <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-728-fonctionnement-du-turbo.php>
13. <https://www.melett.fr/technical/turbocharger-explained/types-of-turbocharger/>
14. <https://www.garrettmotion.com/fr/turbo-replacement/>
15. <https://www.coursehero.com/file/50065585/Turbo-Tech-103pdf/>
16. https://www.researchgate.net/figure/Schema-de-la-geometrie-dun-etage-compresseur-centrifuge_fig3_324683385/download
17. A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Le calcul du compresseur centrifuge, des instructions méthodiques, Russie, 1986.
18. A.KAMINISKI, B.VASSILIEV : Le choix des paramètres de calcul du turbocompresseur, des instructions méthodiques, Polytechnique Inst, 1986.
19. Hadi Tartousi. Simulation numérique des compresseurs et des turbines automobiles. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2011.
20. K.BAIKOV: BP turbocompresseur, le moteur Diesel, guide de référence, Génie mécanique, Russie, 1975.
21. Jan KRYSINSKI, « Turbomachines Théorie Générale », OPU Ben AKnoun (Alger)