

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur de la recherche

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1
جامعة سعد دحلب البليدة 1
Institut D'aéronautique Est Des Etudes Spatiales
معهد علم الطيران والدراسات الفضاء

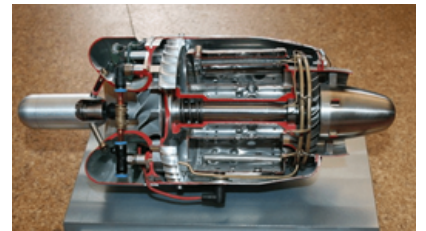


Projet de Fin D'étude

Présenté en vue de l'Obtention du Diplôme de
MASTER 2èmeCycle LMD en Aéronautique
Option : Construction et Maintenance Aéronautique
Spécialité : Propulsion

ETUDE DES PRINCIPAUX PARAMETRES POUR LA CONCEPTION
D'UN MICRO TURBOREACTEUR

Présenté Par
Mr. BITAH SIDAHMED



Dirigé par :
Dr. Bentrads.Hocine
Pr.Lazab Sbaa

A mes Chers...
A la mémoire de mes Grand-Parents...
A la mémoire de Dr.Zine Eddine Youbi.

REMERCIEMENTS

SANS rien enlever aux mérites des personnes qui m'ont apportées leur aide, j'aime à penser que nul bien ne peut nous atteindre sans la bénédiction du Très-Haut, l'Unique, sans qui, rien de cela n'aurait pu se passer. Alors louanges à Lui, le Tout-puissant ALLAH.

Je voudrais adresser mes remerciements aux personnes qui m'ont aidées durant ce projet de fin d'étude, Je commencerai par Dr.BENTRAD HOCINE, pour son aide et ces précieux conseils.

Mr: LAZAB, la personne avec laquelle j'ai le plus travaillé. Pour sa patience à mon égard, merci.

Je voudrais aussi adresser des remerciements appuyés à Mr. Neche Ahmed chef département Constructions Aéronautiques, la personne qui m'a soutenu par la suite. Mr. Neche je vous dis Merci pour TOUT !

Ma gratitude va également à tous mes enseignants, sans exception ,(Mr.Kbab Hakim, Mr.Chegrani, Mr.Benaouda, Mr. Abada, Mr.Renane Rachid, Mr.Badreddine, Mr.Khojet, Mm. Boudjellal H, Mr: Larbi,Merci pour tout ce que vous avez fait pour moi.

Je voudrais aussi adresser des remerciements exceptionnels à Mr.Amtout lounis L'homme qui donne l'exemple en engagement et en patience avec les étudiants. Mr. Amtout lounis je vous dis Merci pour TOUT !

Je voudrais aussi remercier ma mère pour leur soutien INDÉFECTIBLE. Merci Yéma. Merci pour tout ce que vous avez fait pour moi.

A mon époux, sa compagnie m'aura permis de dissiper bien des difficultés, je lui dis merci. je voudrais aussi remercier mes enfants mehdi et malak, pour avoir supporté toute cette pression.

En fin, nous présentons tous nos vifs et sincères remerciements à Monsieur le président et les membres de jury qui ont accepté d'honorer par leur présence notre travail!

Merci, à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la concrétisation de ce travail!

Résumé

Le sujet traité dans ce projet est l'étude des principaux paramètres pour la conception d'un micro turboréacteur.

L'étude comporte, l'estimation du cycle de conception, Théories générales sur la thermoénergétique des principaux organes, les concepts de base liés à l'aérodynamique, les Paramètres de conceptions, le dimensionnement des organes, le choix du procédé d'usinage de certaines pièces et les solutions technologiques,.....

En résumé, l'idée de notre projet et de faire une Estimation du cycle de conception basée sur une Enquête sur la littérature et sur l'outil informatique avec le programme ONX, pour obtenir un turboréacteur d'une poussée souhaitée à 100N.

La stratégie à adopter pour le dimensionnement et l'analyse des organes et pour faire des simulations sous SolidWorks, c'est à partir d'une roue de compresseur centrifuge disponible où on va le scanner pour obtenir un fichier STL (stéréolithographique), ensuite on va importer ce fichier dans le logiciel SolidWorks et enfin on a la première étape « le dimensionnement de la roue compresseur » dans le solidworks qui est établie.

En effet à partir de la géométrie de la roue d'une part et du choix de point de fonctionnement d'autre part on peut dimensionner alors le diffuseur et estimer la géométrie de la chambre de combustion et ses paramètres de sortie pour déterminer par la suite celle de la turbine et autres organes qui ce suit, et enfin les solutions technologiques basées sur une Enquête sur la littérature « fabrication et montage ».

Dans ce contexte s'inscrit notre projet de fin d'étude qui porte sur l'étude de principaux paramètres pour la conception et les différents facteurs influencent sur les performances.

المخلص

موضوع المعالجة في هذا المشروع هو دراسة المعالم الرئيسية لتصميم محرك نفاث صغير. تشمل الدراسة ، تقدير دورة التصميم ، النظريات العامة حول الطاقة الحرارية للأعضاء الرئيسية ، المفاهيم الأساسية المتعلقة بالديناميكا الهوائية ، تحديد أبعاد الأعضاء ، اختيار عملية تصنيع بعض الأجزاء والحلول التكنولوجية ، باختصار فكرة مشروعنا هو القيام بإجراءات تقديرية لدورة التصميم استناداً إلى دراسة استقصائية للأدبيات او الدراسات السابقة لهذا الموضوع واستناداً إلى أداة الكمبيوتر باستخدام برنامج ONX ، للحصول على محرك نفاث محرك ذا قوة دفع 100ن.

إن الاستراتيجية المتبعة في تصميم الأعضاء وتحليلها ولجعل عمليات المحاكاة مع برنامج SolidWorks ، البداية تكون من اختيار عجلة ضاغط الطرد المركزي المتاحة حيث نقوم بمسحها ضوئياً للحصول على ملف STL stereolithographic ، ثم نقوم باستيراد هذا الملف إلى برنامج SolidWorks و بهذا يكون قد تم تأسيس الخطوة الأولى "القياسات للعجلة الضاغطة" لهذا البرنامج. في الواقع من هندسة العجلة من ناحية واختيار نقطة التشغيل من ناحية أخرى ، يمكننا بعد ذلك تقدير قياسات و حجم الناصر وتقدير هندسة غرفة الاحتراق وكل خصائصها ثم بعد ذلك تقدير هندسة التوربينات وغيرها من الأجهزة التي تليها .

وأخيرا الحلول التكنولوجية القائمة على دراسة استقصائية للأدبيات او التجارب السابقة في ميدان "تصنيع وتجميع".

في هذا السياق ، يركز مشروع نهاية الدراسة على دراسة المعالم الرئيسية للتصميم والعوامل المختلفة التي تؤثر على الأداء.

Abstract

The subject treated in this project is the study of main parameters for the design of a micro turbojet engine.

The study includes, estimation of the design cycle, General theories on the thermoenergetics of the principal organs, the basic concepts related to the aerodynamics, the Parameters of conceptions, the dimensioning of the organs, the choice of the process of machining of some parts and technological solutions,

In summary, the idea of our project and make an estimate of the design cycle based on a Survey of literature and computer tool with the ONX program, to obtain a turbojet engine a desired thrust at 100N.

The strategy to adopt for the sizing and the analysis of the organs and to make simulations under SolidWorks, it is from a wheel of centrifugal compressor available where one will scan it to obtain a STL file (sterelithographic), then one will import this file into the SolidWorks software and finally we have the first step "sizing the compressor wheel" in the solidworks that is established.

Indeed from the geometry of the wheel on the one hand and the choice of operating point on the other hand we can then size the diffuser and estimate the geometry of the combustion chamber and its output parameters to determine thereafter that of the turbine and other organs that follows, and finally the technological solutions based on a Survey of the literature "manufacture and assembly".

In this context, our end-of-study project focuses on the study of the main parameters for design and the various factors that influence performance.

TABLE DES MATIÈRES

TABLE DES MATIÈRES	vii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES TABLEAUX	xiii
1 GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBOMACHINES	1
1.1 INTRODUCTION	2
1.2 CYCLE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE	3
1.3 CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LEUR CONCEPTION . . .	4
1.3.1 Moteur a réaction directe	4
1.3.2 Moteur a réaction indirecte	9
1.4 CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LA TAILLE ET LEUR UTI- LISATION EN AÉRONAUTIQUE	11
2 ÉTUDE PRÉLIMINAIRE D'UN MICRO TURBOREACTEUR	13
2.1 LES MOTEURS PROPULSEURS SPÉCIFIQUEMENT DÉDIÉS A LA PROPUL- SION DES DRONES	14
2.2 PERFORMANCE ET CARACTÉRISATION	15
2.3 FACTEUR INFLUENCANT LES PERFORMANCE	18
2.4 PROCESSUS DE CONCEPTION	20
2.4.1 Estimation du cycle de conception	22
2.4.2 Le concept de Technology Readiness Level (TRL)	26
3 ÉTUDE GÉNÉRALES SUR LES TURBOMACHINES	28
3.1 THÉORIES GÉNÉRALES	30
3.1.1 Conservation de la masse	30
3.1.2 Conservation de la quantité de mouvement	31
3.1.3 Conservation de l'énergie	33
3.2 THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMO ÉNERGÉTIQUE DES PRINCI- PAUX ORGANES D'UN TURBO RÉACTEUR	34
3.2.1 Etude énergétique de la section entrée d'air :	36
3.2.2 Etude énergétique section sortie d'échappement -TUYERE- . .	37
3.2.3 Etude énergétique de la chambre de combustion :	38
3.2.4 Etude énergétique section compresseur :	40

3.2.5	Eude énergétique section turbine :	41
3.2.6	Equilibre compresseur –TURBINE– :	43
3.3	ÉTUDE GÉNÉRALE SUR L’AÉRODYNAMIQUE DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES	44
3.3.1	Diagrammes des vitesses	44
3.3.2	Travail effectue et augmentation de la pression	48
3.3.3	Equations dans le repère relatif, repère d’étude des turbomachines	50
3.4	LE DIFFUSEUR	59
3.4.1	Généralités sur les diffuseurs radiaux	59
3.4.2	Les performances du diffuseur	60
3.4.3	Géométrie du diffuseur	62
3.4.4	Limitations des performances des compresseurs centrifuges	66
3.5	THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMODYNAMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	68
3.5.1	Exigences opérationnelles	68
3.5.2	les différentes Types de chambre de combustion	69
3.5.3	Composantes d’une chambre à combustion	73
3.5.4	Principe de base du processus de combustion et problèmes rencontrés	74
3.6	THÉORIES GÉNÉRALES SUR L’AÉROTHERMIQUE D’UNE TURBINE AXIALE	90
3.6.1	Diagrammes des vitesses	91
3.6.2	L’analyse théorique	93
3.6.3	Rendement, pertes et rapport de pression	98
3.6.4	Paramètres de conceptions	100
3.7	L’ARBRE DE TRANSMISSION (ROUE COMPRESSEUR -ROUE TURBINE) ET LES THEORIES DE L’RDM.	109
3.7.1	Aspect statique	112
3.7.2	Aspect Dynamique	120
3.7.3	Vibrations d’arbre et la vitesse critique	123
3.8	LES ROULEMENTS	124
3.8.1	Généralités	124
3.8.2	Frottement/Roulement	124
3.8.3	Principaux éléments d’un roulement	126
3.8.4	Charges supportées par les roulements	126
3.8.5	Normalisation internationale des roulements (ISO)	128
3.8.6	Différents types de roulements	129
3.8.7	Phénomène de la fatigue	131
3.8.8	Lubrification des roulements :	134
4	DIMENSIONNEMENT DES ORGANES D’UN MICRO TURBORÉACTEUR ET SOLUTION TECHNOLOGIQUE	136
4.1	DIMENSIONNEMENT ET ANALYSE DES PERFORMANCES DES TURBOMACHINES	137

4.1.1	Probleme direct (analyse)	137
4.1.2	Problème inverse (dimensionnement)	137
4.1.3	Optimisation	138
4.1.4	Notre Approche	139
4.2	DIMENSIONNEMENT ET FABRICATION DES ORGANES	142
4.2.1	Compresseur	142
4.2.2	carénage d'entrée	144
4.2.3	Diffuseur	145
4.2.4	Chambre de combustion	146
4.2.5	Distributeur de carburant	149
4.2.6	Arbre	150
4.2.7	Logement d'arbre	152
4.2.8	Turbine	153
4.2.9	Stator et logement de stator	155
4.2.10	Enveloppe extérieure et bride d'entrée	156
4.2.11	Buse d'échappement	157
4.2.12	Roulements, et lubrification	158
	CONCLUSION GÉNÉRALE	160
	A L'ANALYSE PARAMETRIQUE DU CYCLE AVEC LE LOGICIEL ONX	162
	Bibliographie	170
	Symboles et abréviations	172

LISTE DES FIGURES

1.1	les propulseur selon la transforment l'énergie potentielle	2
1.2	les propulseur selon les technique de production et l'utilisation	2
1.3	cycle de production d'énergie	3
1.4	La fusée	5
1.5	Le Statoréacteur	5
1.6	Le Pulsoréacteur	6
1.7	Les différents types de turboréacteurs	8
1.8	Groupe Moto Propulseur GMP	9
1.9	Moteur Turbo Compound ou M.T.C	9
1.10	Groupe Turbo Propulseur	10
1.11	Groupe turbo moteur GTM	10

1.12	Domaine de vol et rendement des différents types de moteur à réaction	11
1.13	Classification, selon la taille du véhicule aérien	12
2.1	Modèle d'un Micro turboréacteur	15
2.2	La poussée	16
2.3	La répartition des forces de poussée	16
2.4	Un profil d'utilisation	17
2.5	Les principaux paramètres	17
2.6	Courbe des principaux paramètres	18
2.7	Facteur Influençant les Performance	18
2.8	Domaine de Fonctionnement	19
2.9	Domaine de Fonctionnement et les paramètres réduites	19
2.10	Processus de conception - moteur à turbine à gaz	20
2.11	Processus de développement d'un nouveau moteur	21
2.12	Micro- turboréacteur conçus par de nombreuses industries différentes	23
2.13	Graphical comparisons of engine specifications	24
2.14	Comparaisons graphiques des caractéristiques du moteur	25
2.15	Technology Readiness Level (TRL)	26
3.1	Volume de contrôle	31
3.2	Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire	32
3.3	Diagramme TS (HS)	35
3.4	Evolution de l'efficacité de l'entrée d'air en fonction du nombre de Mach	37
3.5	L'efficacité η_B en fonction de l'élévation de la température pour diverses valeurs de P_{t_3}	40
3.6	Efficacité du compresseur et de la turbine en fonction du rapport de pression	43
3.7	Diagrammes des vitesses sur une roue à entrer radiale	44
3.8	Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur centrifuge	45
3.9	Inclinaison de ses aubes de la roue	46
3.10	Désignation des sections et les paramètres géométrique pour la caractérisation du fonctionnement du compresseur	47
3.11	Ecoulement dans une grille tridimensionnelle	51
3.12	Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face	51
3.13	illustration Wu(1952) quasi 3D flow surfaces	53
3.14	Définitions relatives aux forces d'aubages - vue 3D	56
3.15	Domaine de calcul. Canal méridien	56
3.16	Méthode de l'hodographe	58
3.17	Différents types de diffuseurs aubes	62
3.18	Désignation des différentes parties d'un diffuseur aube	62
3.19	Schéma explicatif de la forme de diffuseur	63

3.20	Influence des conditions d'alimentation du diffuseur sur le fonctionnement du diffuseur semi-lisse d'après (van den Braembussche 2012)	64
3.21	Tourbillons de passage dans un diffuseur radial	65
3.22	Exemple de carte de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.	67
3.23	Chambre de combustion tubulaire (courtesy Rolls-Royce pk)	70
3.24	Les différents Types de chambre de combustion.	70
3.25	Chambre de combustion annulaire.	71
3.26	Schéma des différentes composantes d'une chambre de combustion.	73
3.27	Cycle réel ou Cycle pratique (3.27)	75
3.28	Variation du facteur de perte de pression	77
3.29	Evaluation de la longueur de flamme par l'expression de Driscoll et al. [1996]	81
3.30	Les différentes longueurs flammes obtenues avec un injecteur	82
3.31	Efficacité de combustion en fonction du facteur de chargement de la chambre de combustion	83
3.32	Pattern Factor Corrélation.	85
3.33	Conception typique de la trajectoire de combustion.	86
3.34	Courbe de stabilité en fonction du facteur de chargement (Walsh & Fletcher, 2004)	88
3.35	Courbe de stabilité pour différentes pressions (Lefebvre & Ballal, 2010)	89
3.36	Diagrammes de vitesse d'un étage de turbine	92
3.37	Les résultats des calculs d'un étage de turbine présentés par J.Mattingly	96
3.38	Diagramme T-S étage de turbine	99
3.39	Nomenclature d'un profil d'aube	102
3.40	Pour des valeurs constantes de $\frac{Z_{RCx}}{S}$	104
3.41	Diagramme turbines axiales d'après Smith (1965)	105
3.42	Coefficient de charge et coefficients d'écoulement en fonction des angles d'écoulement (vitesse axiale constante).	106
3.43	Le facteur d'écoulement (ϵ) en fonction de l'angle d'écoulement (β_5) pour différentes valeurs du rapport($\frac{\psi}{\phi}$)	106
3.44	Le degré de réaction et coefficient de chargement de l'aube et coefficient de flux en fonction des angles de débit du rotor.	107
3.45	Carte de performance de turbine combinée	108
3.46	L'arbre de transmission (roue compresseur-roue turbine)	110
3.47	Représentation des contraintes réelles	111
3.48	Détermination de K_t pour arbre avec UNE GORGE	114
3.49	Détermination de K_t pour un arbre AVEC EPAULEMENT	115
3.50	Détermination de K_t pour un arbre AVEC UNE RAINURE DE CLAVETTE	116

3.51	Détermination de K_t POUR UN ARBRE CREUX AVEC TROU TRANSVERSAL	116
3.52	Gradient de contrainte	117
3.53	Table de détermination du gradient de contrainte	117
3.54	Sollicitations cycliques	118
3.55	Courbe de WOHLER	119
3.56	Représentation du torseur des efforts intérieurs	120
3.57	Détermination de K_s	122
3.58	Table de détermination des paramètres pour le calcul de σ_{Dp}	122
3.59	Phénomène de résistance au roulement	125
3.60	Charges supportées par un roulement	127
3.61	Désignation normalisée des roulements.	128
3.62	Différents Types de roulements.	129
3.63	Différents Types de roulements.	130
3.64	Exemples de mode de ruine par écaillage.	131
3.65	Histogramme de la durée théorique de 100 roulements apparemment identiques soumis à des conditions de fonctionnement similaires.	132
3.66	Organigramme pour le choix du mode de lubrification	134
3.67	Exemples d'un système de lubrification	135
4.1	Les composants achetés	139
4.2	Vue éclatée d'un micro turboréacteur modélisé avec le logiciel SOLIDWORKS	141
4.3	LA CART DE COMPRESSEUR KK-1161	143
4.4	scanner la roue compresseur et le fichier stéréolithographique (STL)	143
4.5	PARAMETRE DIMENSIONNEL DE LA ROUE COMPRESSEUR	144
4.6	CARENAGE D'ENTREE	145
4.7	Fabrication du DIFFUSEUR	146
4.8	Combustion Chamber	147
4.9	Les différentes étapes de fabrication de la chambre de combustion Combustion Chamber	148
4.10	Fabrication des tubes de vaporisation et les Injecteurs de carburant	150
4.11	Fabrication de l'arbre	151
4.12	Shaft Assembly	151
4.13	Fabrication de carter d'arbre	152
4.14	Axial Turbine	154
4.15	Stator et de son logement	155
4.16	Outer Casing	156
4.17	Nozzle	157
4.18	Système de Lubrification	159

LISTE DES TABLEAUX

2.1	Les niveaux TRL	27
3.1	Diverses méthodes de résolution de l'écoulement méridien	54
3.2	Résumé des choix de conception d'un étage de turbine Représentatifs pour $M_6 = 0.9$, $\gamma_t = 1.3$ et $Z = 1$	97
3.3	Coefficient correctif de température	134
A.1	Contribution initiale à la conception théorique	166

GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBOMACHINES



SOMMAIRE

1.1	INTRODUCTION	2
1.2	CYCLE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE	3
1.3	CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LEUR CONCEPTION . . .	4
1.3.1	Moteur a réaction directe	4
1.3.2	Moteur a réaction indirecte	9
1.4	CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LA TAILLE ET LEUR UTI- LISATION EN AÉRONAUTIQUE	11

1.1 INTRODUCTION

Les propulseurs utilisés en aéronautique transforment l'énergie potentielle contenue dans un comburant et un carburant en (voir figure 1.1) :

- Soit en énergie cinétique : réaction directe
- Soit en énergie mécanique : réaction indirecte

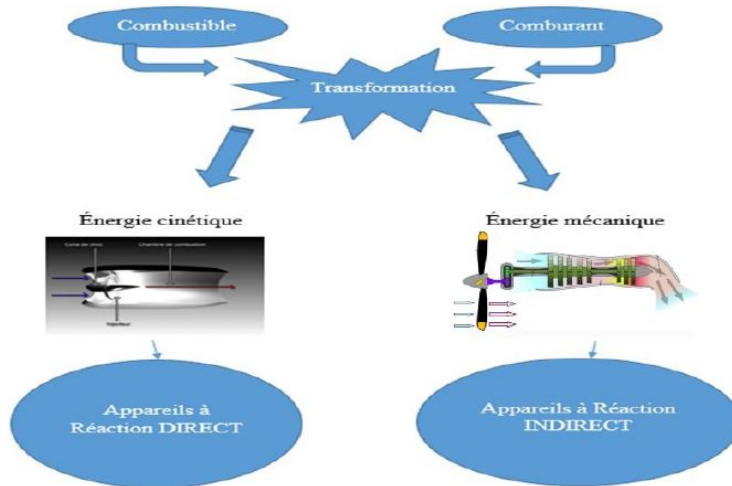


FIGURE 1.1 – les propulseur selon la transformation l'énergie potentielle

On peut aussi envisager les propulseurs selon la figure 1.2 :

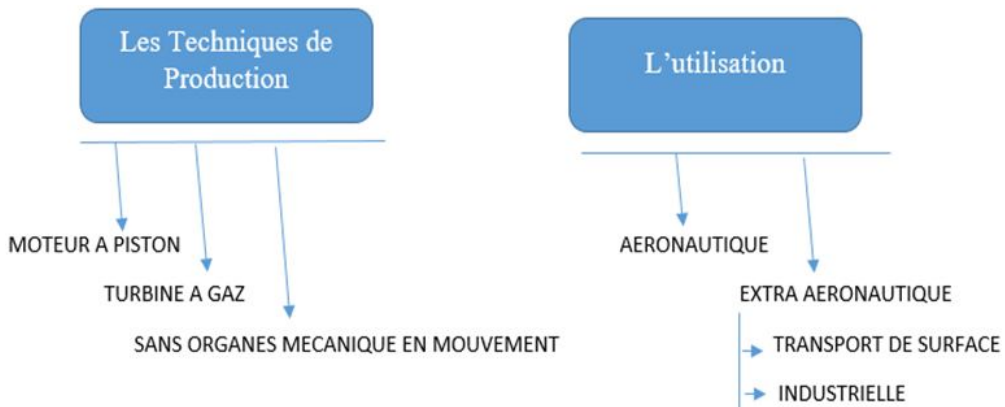


FIGURE 1.2 – les propulseur selon les technique de production et l'utilisation

1.2 CYCLE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE

La plupart des propulseurs utilisent l'air comme comburant et lui font subir des séries de transformation suivant 3 phases principales (voir figure 1.3) :

1) Compression, 2) Combustion, 3) Détente.

Le propulseur sera donc constitué :

- D'un étage de compression (statique, rotatif ou alternatif)
- D'un étage de combustion (volume, constant ou variable)
- D'un étage de détente (statique, rotatif ou alternatif)

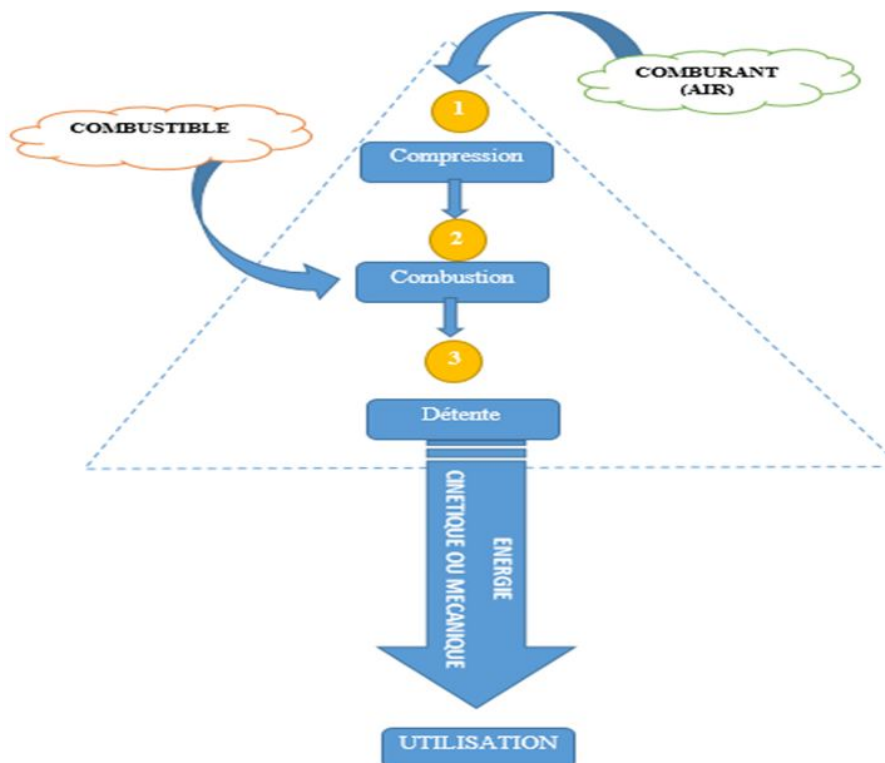


FIGURE 1.3 – cycle de production d'énergie

Les turbines à gaz font partie des TURBOMACHINES définies par râteau comme étant des appareils dans les quels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

Différents types de turbines à gaz sont conçus pour effectuer une gamme de tâches, mais ils fonctionnent tous sur des principes similaires, L'air pénètre dans le moteur, est comprimé, mélangé avec du carburant, brûlé, puis détendu par une turbine en rotation, Les applications courantes des turbines à gaz modernes comprennent : la Production de l'énergie auxiliaire pour les systèmes au sol ou des avions, propulser des avions militaires à des vitesses supersoniques et piloter le système de rotor d'hélicoptères ...etc

Les turbines à gaz modernes pour avions de grande taille utilisent généralement des compresseurs axiaux et des turbines à plusieurs étages d'aubes, Ces composants à plusieurs étages augmentent l'efficacité, les rapports de pression et les caractéristiques de performance.

Cependant, les modélisateurs de réacteurs à réaction ont constaté que les petits moteurs peuvent être raisonnablement efficaces et puissants avec un compresseur centrifuge adapté à une turbine axiale et est devenu une conception commune parmi les amateurs de jet RC.

Avec cette simplification, parallèlement aux progrès de l'usinage CNC et de la modélisation 3D, il est possible de fabriquer une turbine à gaz miniature complète avec un investissement relativement petit.

1.3 CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LEUR CONCEPTION

1.3.1 Moteur a réaction directe

Un moteur à réaction directe est une machine qui développe une puissance utile permettant de réaliser une propulsion directe selon le principe de la loi de Newton.

On trouve dans cette catégorie les fusées, le statoréacteur, le pulsoréacteur, le turboréacteur (simple flux, double flux, double corps, sec, avec post de combustion ...),...

La fusée

Les moteurs des fusées produisent beaucoup de gaz très chaud, envoyé à grande vitesse vers l'arrière. La fusée avance alors vers l'avant(voir figure 1.4).



FIGURE 1.4 – *La fusée*

Le statoréacteur

Un statoréacteur est un système de propulsion des aéronefs qui utilise le cycle thermodynamique classique compression/combustion/détente, et pour lequel la poussée est produite par éjection de gaz issus de la combustion d'un carburant, généralement le kérosène.

Il ne comporte aucune pièce mobile, d'où le terme "stato", ce qui fait de lui le plus simple des moteurs pour aéronef mécaniquement parlant. Il est composé d'un tube ouvert aux deux extrémités, dans lequel on injecte le carburant qui va se mélanger à l'air. L'air est injecté à vitesse supersonique dans l'entrée

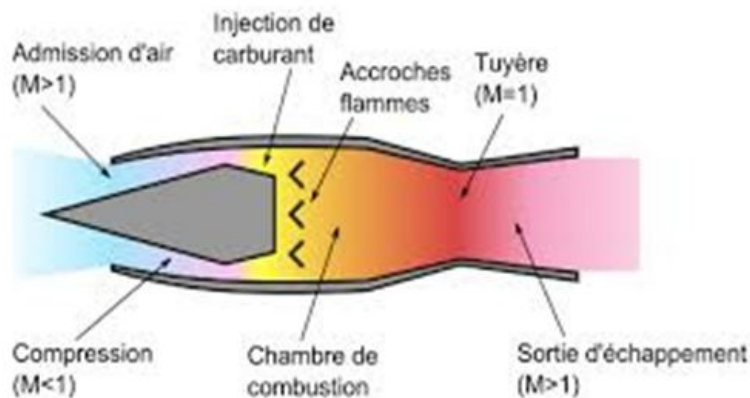


FIGURE 1.5 – *Le Statoréacteur*

d'air (à gauche de la figure 1.5). Celle-ci permet de comprimer l'air en abaissant sa vitesse (théorème de Bernoulli). L'augmentation de pression s'accompagne d'une augmentation de température de l'air. L'air comprimé arrive alors dans la chambre de combustion avec une pression et température élevée et une vitesse réduite (Mach <1) et il est mélangé à du carburant pulvérisé par des

injecteurs à l'endroit où la pression de l'air est maximale. Le carburant s'enflamme grâce à un système d'allumage et la combustion est entretenue grâce à des dispositifs appelés "accroches flammes". Cette combustion produit des gaz chauds en grande quantité, qui, en se détendant dans la tuyère, vont accélérer, provoquant une poussée significative. La totalité des gaz est convertie en poussée efficace puisqu'il n'y a aucune turbine à actionner, donc le rendement sera maximal. Toutefois, le statoréacteur ne peut fonctionner à faible vitesse puisque pour obtenir une pression dynamique élevée, il est nécessaire d'avoir de très grandes vitesses.

Le pulsoréacteur

Le pulsoréacteur (voir figure 1.6) est Moteur à combustion interne de conception très simple, dans lequel a lieu la compression d'air d'admission (comme pour le statoréacteur) Dynamiquement, sans la nécessité d'un compresseur. L'air d'entrée est mélangé avec le combustible dans le la chambre de combustion.

L'allumage du mélange peut être contrôlé par un Candeletta (Bougie de préchauffage) (En règle générale au démarrage) ou causé par le retour de flamme de la combustion précédente de l'étape.

L'augmentation de pression provoque l'accélération et l'expulsion des gaz brûlés à partir de 'ajutage, offrant ainsi la poussée. Le reflux à travers l'entrée d'air est empêché par des vannes mécaniques ou « aérodynamique » (dans les moteurs sans soupape).

La prochaine dépression qui vient d'avoir dans la chambre de combustion attire l'air neuf et le cycle peut donc être répétée entre 40 et 250 fois par seconde, en fonction du type et de la taille du moteur.

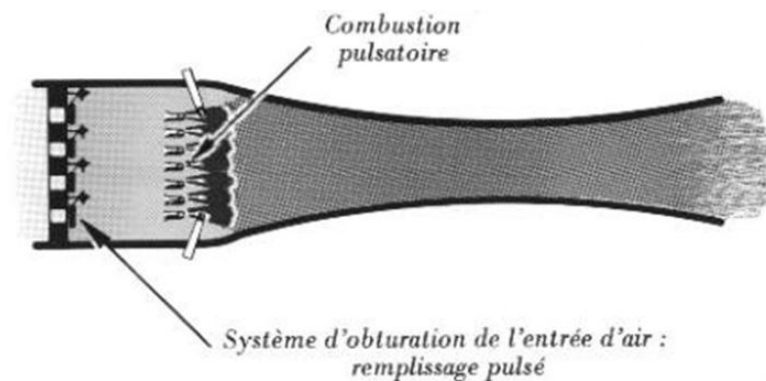


FIGURE 1.6 – Le Pulsoréacteur

Groupe Turbo Réacteur GTR

Le turboréacteur prend part avec la catégorie des propulseurs à réaction directe, car en réalité la turbine à gaz qui le constitue génère du gaz en continu et l'expulse par une tuyère pour réaliser une détente. Cette expansion de gaz chaud réalise une différence de quantités de mouvements est ce qui donne une force de propulsion appelée poussée, dirigée à l'opposé de l'éjection des gaz.

Cette poussée en réaction engendre le déplacement vers l'avant du moteur (d'où le terme moteur à réaction), donc du véhicule sur lequel il est fixé.

Parmi les turboréacteurs utilisés dans l'aviation on distingue plusieurs types :

- Les turboréacteurs simple-flux appelés ainsi car un seul flux d'air traverse le générateur de gaz
- Les turboréacteurs double-flux constitués par un générateur de gaz (flux primaire chaud) autour duquel est canalisé un flux secondaire (froid) engendré par une soufflante chargée de capter un débit supérieur à celui du générateur de gaz.

Dans chacun de ces types de machines ont été développées des structures de type :

- Simple-corps
- Multi-corps

De ces deux caractéristiques ont été développées des variantes répondant chacune à des problématiques de caractéristiques de poussée, de rendement, de coût, etc. en fonction des besoins des aviateurs.

Une chronologie dépendante des évolutions techniques et technologiques a fait que les premiers turboréacteurs étaient simple-flux et mono-corps. Ils étaient équipés d'un générateur de gaz comprenant un seul ensemble compresseur-turbine liés, le compresseur pouvant être de type centrifuge ou axial. Actuellement pour accroître les performances en poussée et consommation de carburant le compresseur a été scindé en plusieurs parties tournant à des vitesses différentes. Afin de permettre l'entraînement de ces compresseurs, des turbines elles-mêmes différentes leur ont été couplées. Chaque couple compresseur-turbine liée est appelé Corps ou Attelage et aujourd'hui un turboréacteur simple flux ou double flux peut être de type Mono-Corps, Double-Corps ou Triple-Corps et autre concepts (équipées du post de combustion ou pas (sec), tuyère à section variable, ...) suivant les constructeurs et les domaines d'utilisation.

On peut classer sur un organigramme les différents types de turboréacteurs comme montre la figure 1.7 :

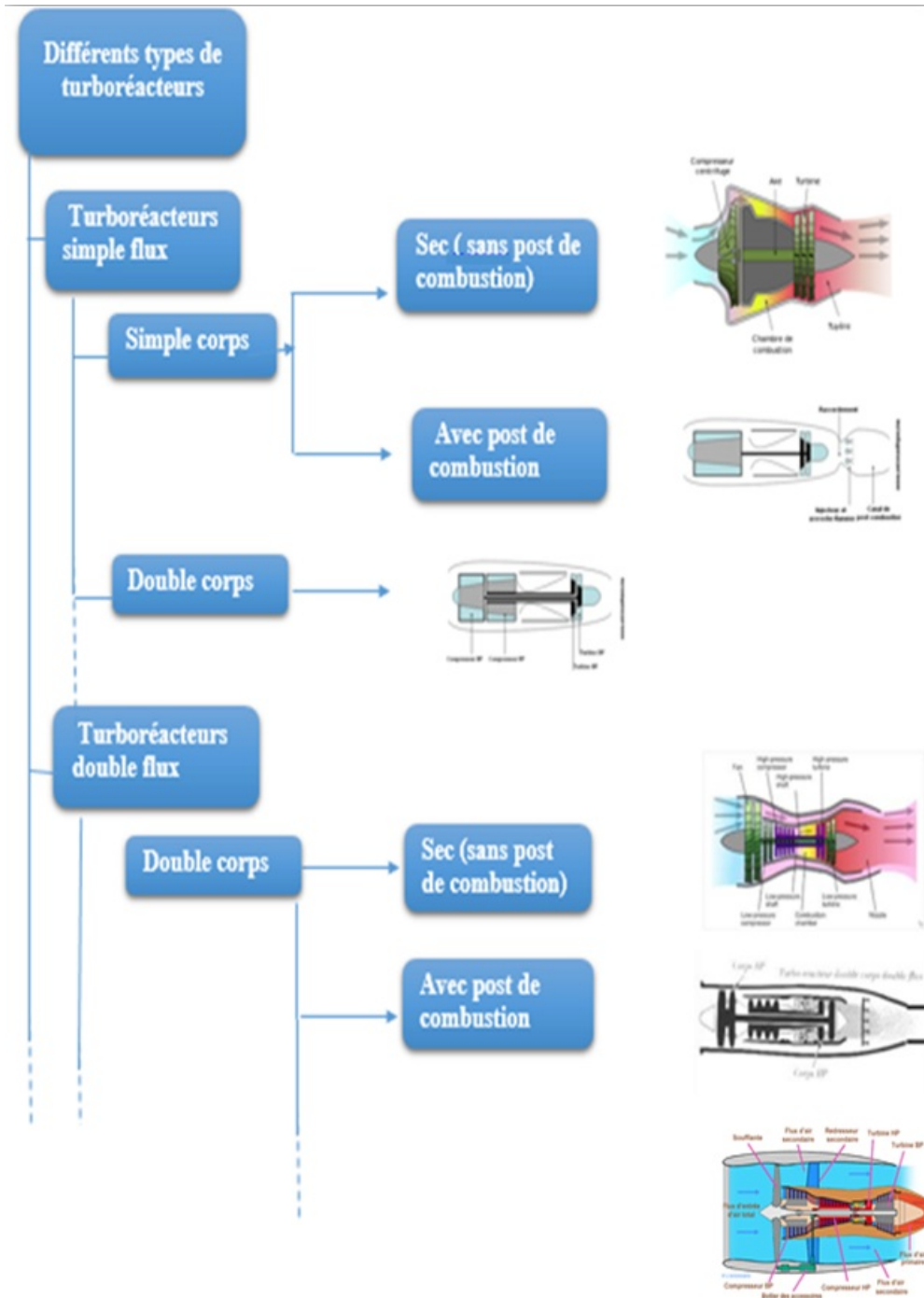


FIGURE 1.7 – Les différents types de turboréacteurs

1.3.2 Moteur a réaction indirecte

Le principe du générateur de gaz est le même que pour un turboréacteur mais l'énergie cinétique des gaz est utilisée essentiellement pour entraîner mécaniquement une hélice. On trouve dans cette catégorie :

Groupe Moto Propulseur GMP

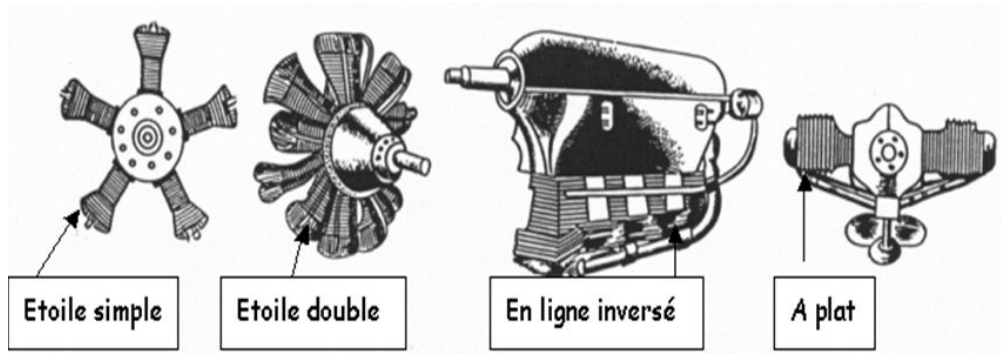


FIGURE 1.8 – Groupe Moto Propulseur GMP

Si le moteur à piston entraîne une hélice, on parlera de : **Groupe Moto Propulseur** ou **G.M.P** Et si le moteur à pistons est associé à un ensemble turbine compresseur, on parlera de : **Moteur Turbo Compound** ou **M.T.C**.

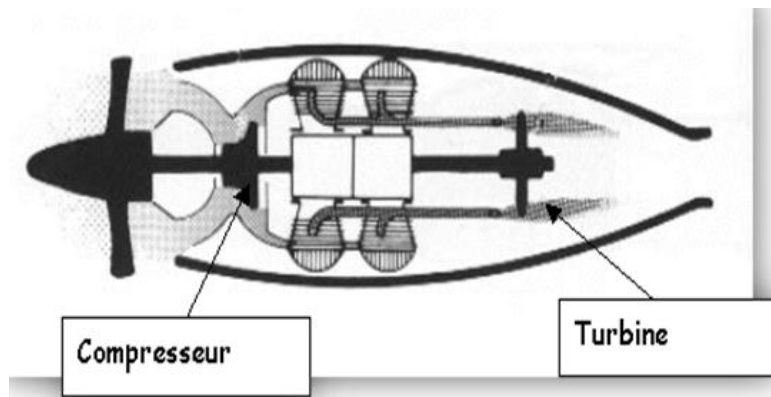


FIGURE 1.9 – Moteur Turbo Compound ou M.T.C

Le compresseur entraîné par la turbine, alimente la chambre de combustion en air comprimé, ce qui permettra de conserver les performances du moteur en altitude.

Groupe Turbo Compresseur GMC

Si la turbine à gaz entraîne l'hélice on parlera de : **Groupe Turbo Propulseur** ou **G.T.P** Le GTP ci-contre est du type à turbine lié (le groupe générateur entraîne directement l'hélice). Le GTP à turbine libre (le groupe générateur entraîne une turbine qui entraîne l'hélice). Le GTP a Turbine Mixte (il comprend 2 étages, compresseur basse pression est accouplé à la turbine de travail et à l'hélice, Les conditions à l'entrée compresseur haute pression dépendent donc de la vitesse de rotation de l'hélice).

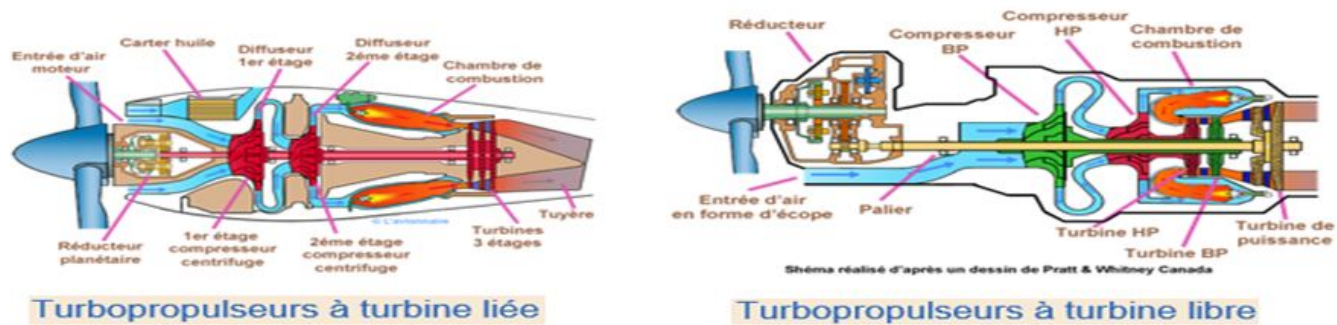


FIGURE 1.10 – Groupe Turbo Propulseur

Groupe turbo moteur GTM

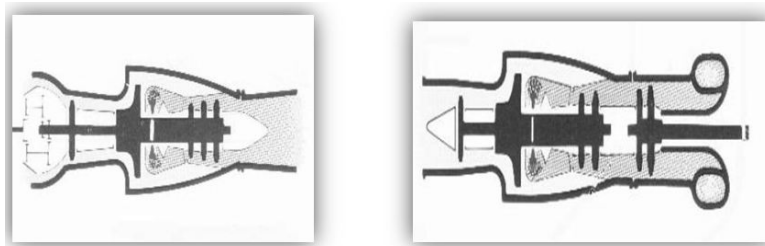


FIGURE 1.11 – Groupe turbo moteur GTM

Dans un turbo moteur, la turbine à gaz fournit une puissance mécanique sur un arbre pour utilisation diverses. Cette énergie peut être utilisée pour entraîner le rotor d'un hélicoptère, l'hélice d'un bateau, les roues d'un train, l'alternateur d'une centrale électrique... et il y a ou Le générateur de gaz « souffle » sur une turbine indépendante qui fournit la puissance mécanique c'est le GTM à turbine libre TL.

1.4 CLASSIFICATION DES PROPULSEURS SELON LA TAILLE ET LEUR UTILISATION EN AÉRONAUTIQUE

Il n'existe pas une façon unique de classer turbopropulseur car ils peuvent être classés selon plusieurs critères : autonomie, portée, altitude, mission, système de contrôle, etc. Cependant, pour des raisons de sécurité dans l'espace aérien national, plusieurs pays se sont penchés sur la classification de ces moteurs. L'un au les ont répertoriés suivant de domaine de vol et les performances prévues comme le montre la figure ci-dessus.

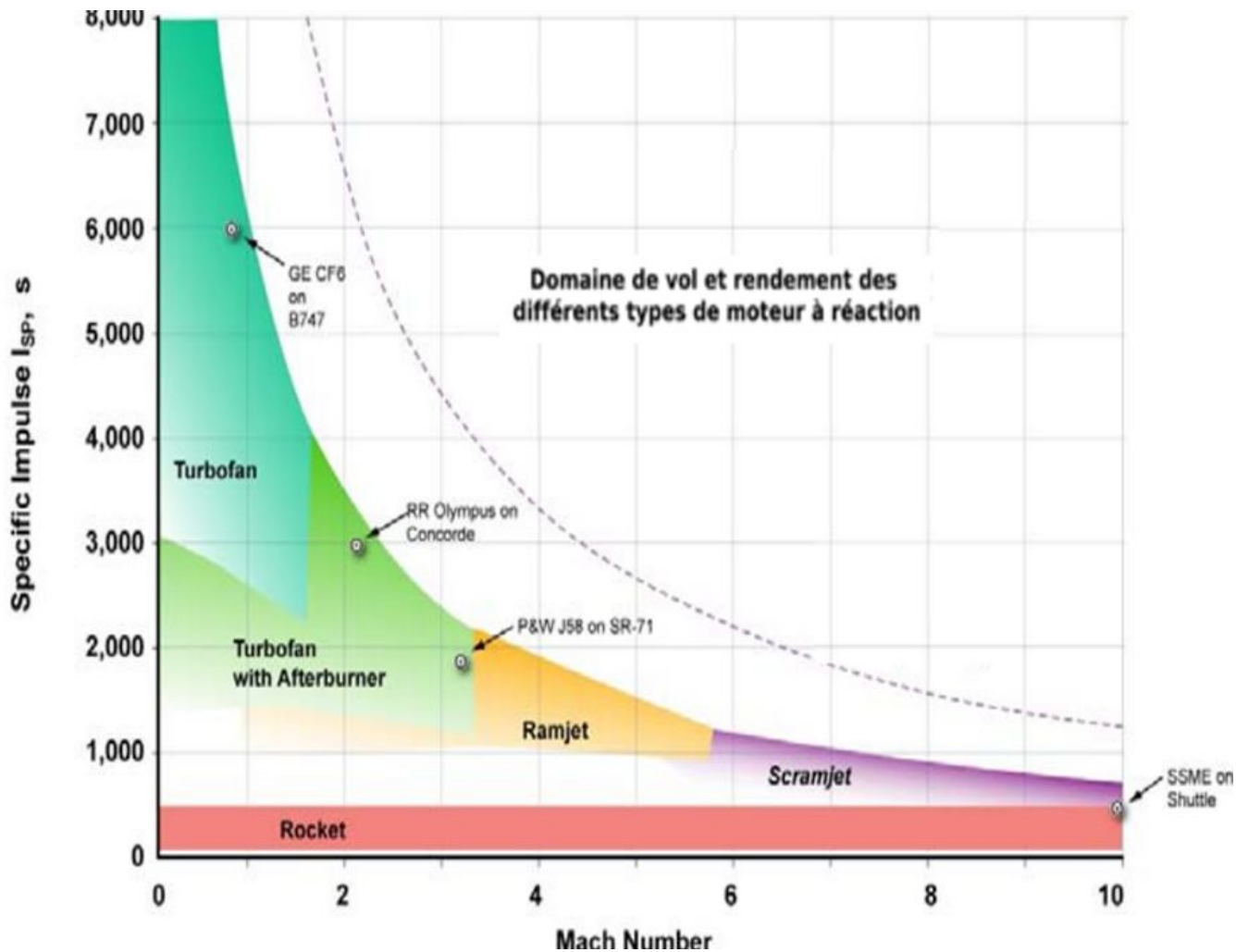


FIGURE 1.12 – *Domaine de vol et rendement des différents types de moteur à réaction*

Autre classification, selon la taille du véhicule aérien (de micro drone a l'Avion grand porteur).

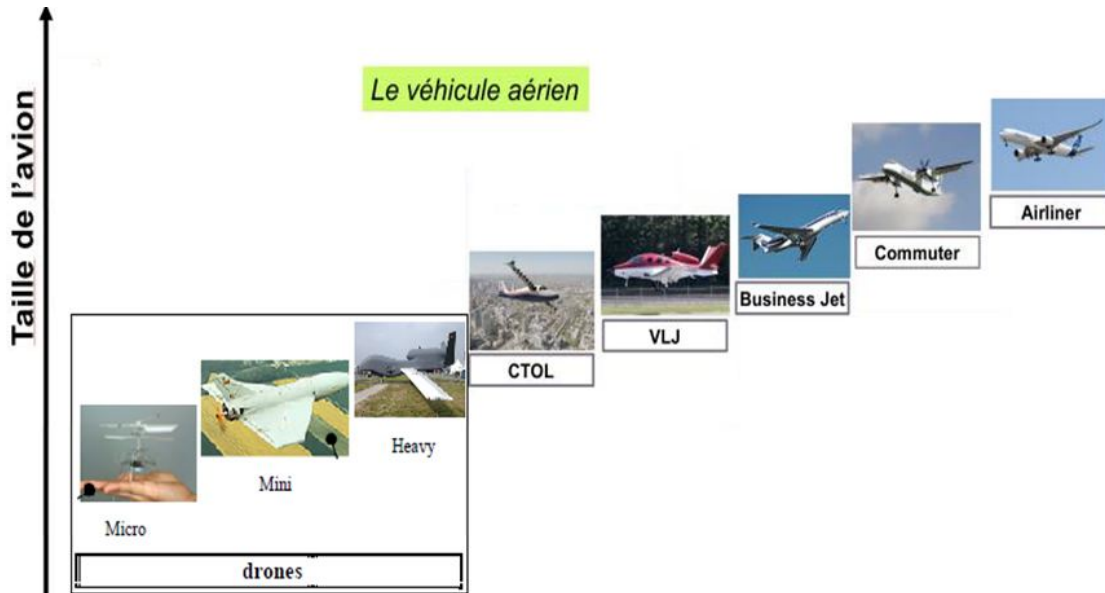


FIGURE 1.13 – Classification, selon la taille du véhicule aérien

Concernant les drones miniatures utilisent des moyens de propulsion comme les moteurs électriques ou des moteurs thermiques de petites cylindrées ou bien des groupes propulseur issus aussi de l'aéromodélisme.

ETUDE PRÉLIMINAIRE D'UN MICRO TURBOREACTEUR

2

SOMMAIRE

2.1	LES MOTEURS PROPULSEURS SPÉCIFIQUEMENT DÉDIÉS A LA PROPULSION DES DRONES	14
2.2	PERFORMANCE ET CARACTÉRISATION	15
2.3	FACTEUR INFLUENCANT LES PERFORMANCE	18
2.4	PROCESSUS DE CONCEPTION	20
2.4.1	Estimation du cycle de conception	22
2.4.2	Le concept de Technology Readiness Level (TRL)	26

2.1 LES MOTEURS PROPULSEURS SPÉCIFIQUEMENT DÉDIÉS A LA PROPULSION DES DRONES

PREAMBULE

Les derniers conflits de notre siècle (guerre du Golfe, Kosovo, . . .) ont fait apparaître l'importance et la pertinence de moyens d'observation et de reconnaissance contrôlés à distance, qui permettent de fournir des informations permanentes et en temps réel sans mettre en danger de vie humaine. Les drones (mot anglais qui signifie faux-bourdon) ou UAVs (Unmanned Aerial Vehicules) sont ainsi en pleine expansion dans le marché de l'aviation militaire et civile. Ces avions miniatures sans pilotes possèdent de nombreux avantages comme l'accès à des zones dangereuses et hostiles à l'homme. A l'origine développés pour des besoins militaires en reconnaissance et surveillance, ils font leur apparition dans le domaine civil pour des missions de surveillance de zones côtières ou de feux de forêts, de contrôle du trafic routier, ou bien encore d'observation scientifique d'animaux sauvages. Chaque mission nécessite d'embarquer une charge utile particulière : caméra de jour ou de nuit, détecteurs divers, appareil photo. . . . Dans l'optique de missions en milieu urbain, les drones devront être de petite taille, transportables, discrets, capables de stabilisation pour des prises de vue, mais surtout ils devront posséder une bonne autonomie. La miniaturisation d'un drone apporte des contraintes multiples sur chacun de ses composants : sur l'aérodynamique (fonctionnement à des faibles nombres de Reynolds, domaine mal connu), sur sa dynamique de vol (plus sensible aux perturbations atmosphériques) et sur sa charge utile embarquée (légère et fonctionnelle), sur sa propulsion (petits moteurs mais puissants, avec de bons rendements).

En trouve une série de turboréacteur modèles tels **MERCURY**, **PEGASUS**, **PSJ40**, **KG66** . . . Leur efficacité thermique varie entre 10% et 25% et leur puissance et leur capacité de poussée vont de 15 à 300 kW et de 30 à 200 N à une vitesse de rotation de 20 000 à 150 000 tr / min. Le moteur est une réplique miniature de plus gros moteurs à turbine à gaz conventionnels est constitué d'un compresseur centrifuge avec diffuseur radial ou à filtre croisé, d'une chambre de combustion annulaire à passage direct ou inversé, d'une turbine à flux axial et d'une buse de propulsion convergente fixe en aval du moteur.

(Ce modèle est la principale inspiration de notre projet.)

Pendant le fonctionnement, le compresseur centrifuge du moteur aspire de l'air de ses environs dans le moteur. L'air est ensuite comprimé pour augmenter sa pression et sa température totales. Le compresseur diffuseur augmente la pression statique de l'air et diminue sa vitesse lorsqu'il passe à travers les passages divergents (aubes). L'air à basse vitesse se mélange au carburant dans

la chambre de combustion pour brûler en continu et produire des gaz à haute température, haute pression et vitesse. La turbine dilate les gaz à haute température issus du processus de combustion pour produire une puissance mécanique d'arbre permettant d'entraîner le compresseur. La buse de propulsion d'échappement convergente accélère les gaz d'échappement de la turbine pour créer une poussée de propulsion.

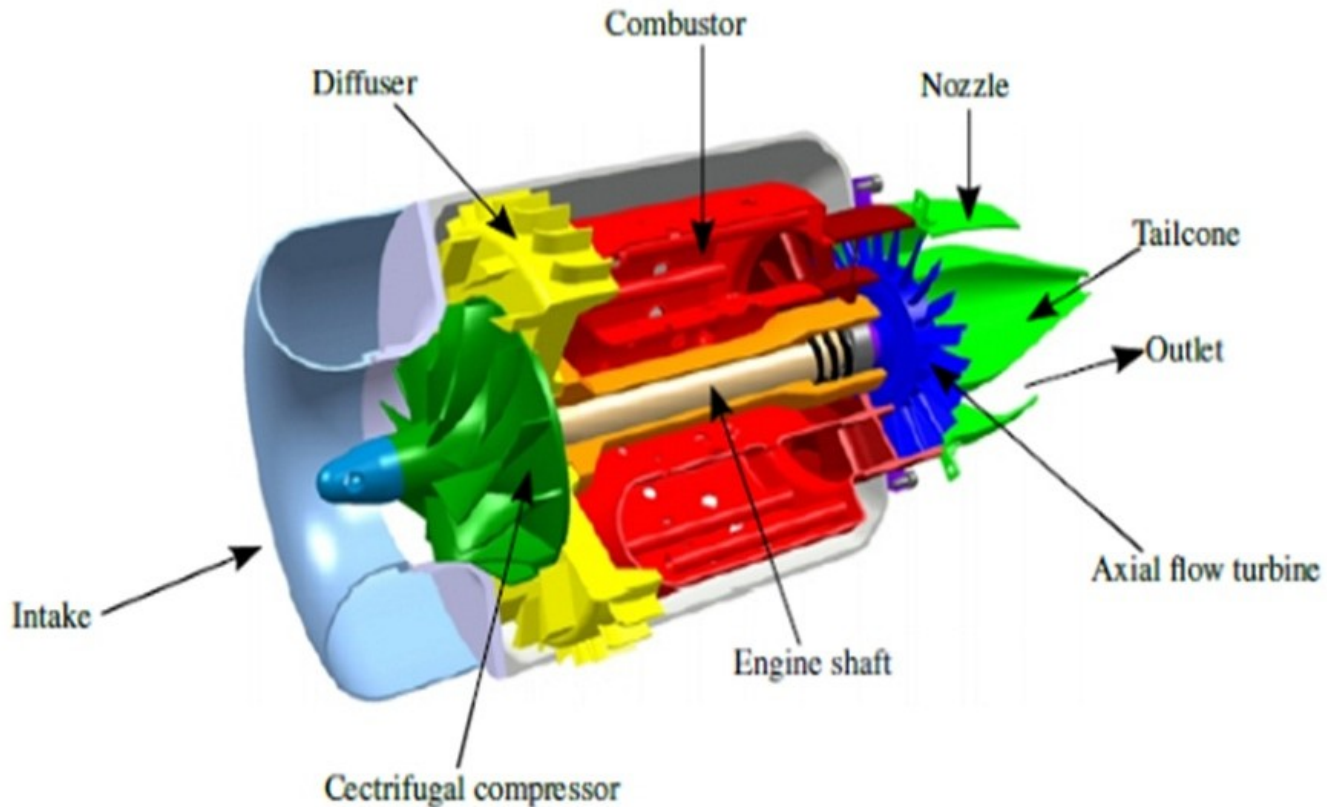


FIGURE 2.1 – Modèle d'un Micro turboréacteur

2.2 PERFORMANCE ET CARACTÉRISATION

La performance d'un moteur propulseur ou son efficacité dépendent d'un certain nombre de paramètres, la poussée (**THRUST**) est la performance essentielle, cette force, qui est la résultante des forces internes de pression, est déterminée dans un turboréacteur par l'accélération communiquée à la masse d'air pénétrant dans le moteur.

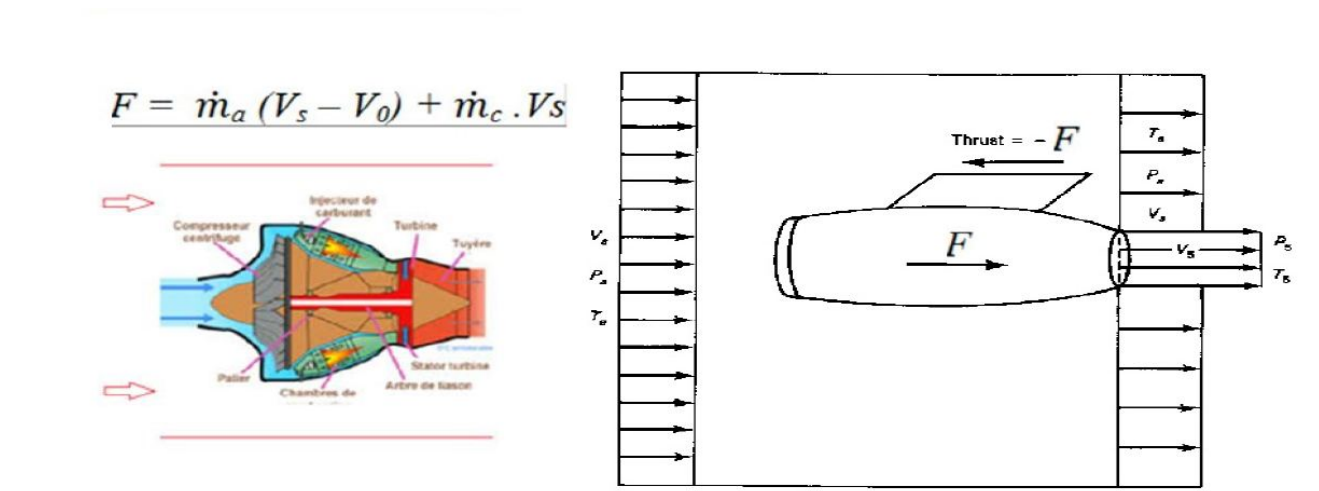


FIGURE 2.2 – La poussée

- Répartition des forces de poussée :
 Il est assez difficile de définir exactement les points où la poussée se fait ressentir, mais on peut cependant donner un ordre de grandeur pour un turboréacteur :

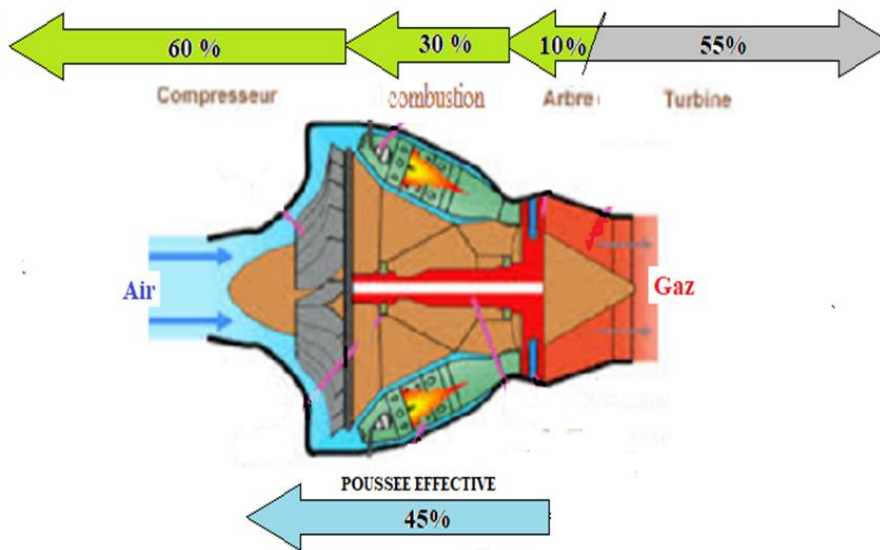


FIGURE 2.3 – La répartition des forces de poussée

- Régime de fonctionnement :

Ils sont en fonction de l'adaptation (moteur) sur appareil. Certains régimes sont limités dans le temps et parfois aussi en nombre d'utilisation. Le schéma ci-dessous illustre un profil d'utilisation quelconque à titre d'exemple.

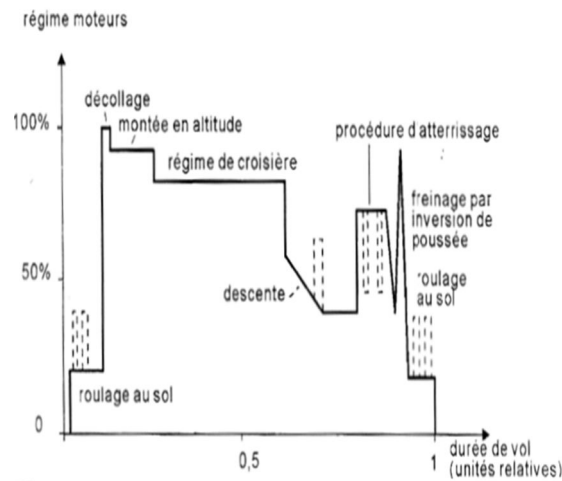


FIGURE 2.4 – Un profil d'utilisation

- Autre caractéristiques

Les principaux paramètres considérés sont en général présentés dans la figure 2.5

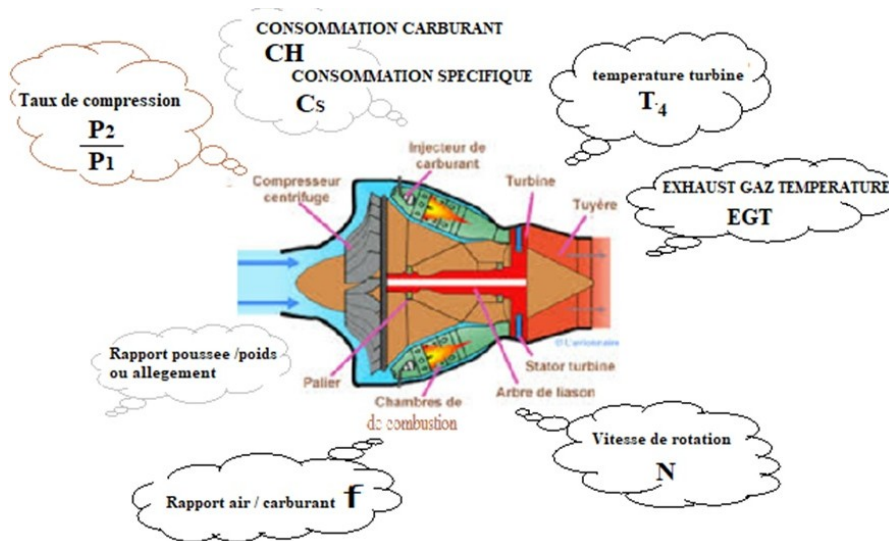


FIGURE 2.5 – Les principaux paramètres

On peut tracer les variables à partir d'un paramètre de référence.
Ci-dessous, évolution des caractéristique d'un turboréacteur :

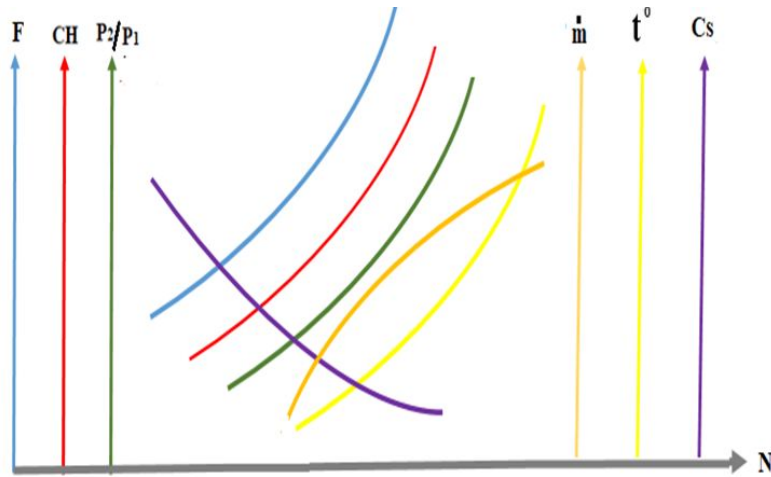


FIGURE 2.6 – Courbe des principaux paramètres

2.3 FACTEUR INFLUENCANT LES PERFORMANCE

Les performances et caractéristiques d'un turboréacteur sont affectées par un certain nombre de paramètres extérieurs. On peut ainsi distinguer l'effet des conditions de vol et l'effet des conditions atmosphériques.

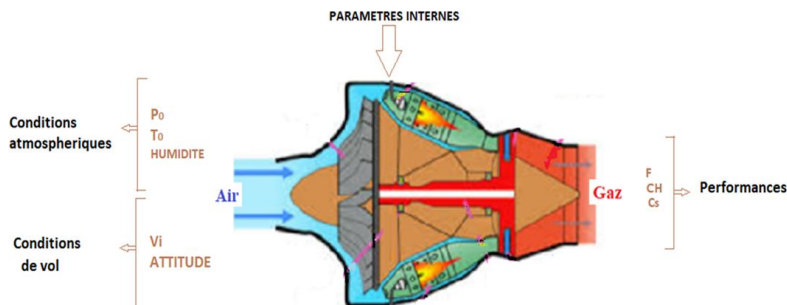


FIGURE 2.7 – Facteur Influençant les Performance

Les conditions atmosphériques sont essentiellement représentées par la pression et la température de l'air.

Ces paramètres déterminent la densité de l'air et par conséquent, le débit d'air pénétrant dans le moteur, débit qui influence les performances du moteur.

Dans l'atmosphère, la pression et la température de l'aire varient essentiellement avec l'altitude, lorsque cette dernière augmente, la pression diminue ainsi que la température.

Le domaine de fonctionnement est représenté par la courbe dite (**de climats types**) qui fait apparaître les limitations de température, d'humidité et d'altitude.

Par ailleurs, les conditions de vol (essentiellement représentées par la vitesse d'avancement du propulseur V_i) qui influence sur les performances (sur le rendement de propulsion, la poussée F , CH , C_s ...).

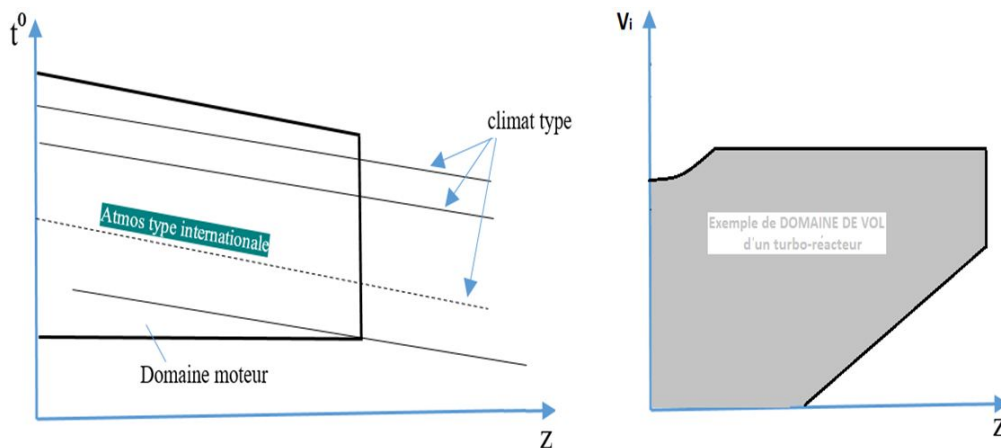


FIGURE 2.8 – *Domaine de Fonctionnement*

Pour permettre une comparaison des caractéristiques des moteurs essayés dans des conditions ambiantes différentes, il faut ramener à l'atmosphère standard niveau mer les résultats lus pendant les essais. La correction se fait à l'aide des formules suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Vitesse de rotation..... : } N = N_1 \cdot \sqrt{(288/T_0)} \\
 \text{Poussée..... : } F = F_1 \cdot (1013/P_0) \\
 \text{Consommation..... : } CH = CH_1 (1013/P_0) \cdot (288/T_0) \cdot \sqrt[4]{(288/T_0)} \\
 \text{Température : } T = T_1 \cdot (288/T_0) \\
 \text{Débit d'air : } \dot{M} = \dot{M}_1 (1013/P_0) \cdot \sqrt{(288/T_0)} \\
 \text{1 = lue}
 \end{array} \right.$$

FIGURE 2.9 – *Domaine de Fonctionnement et les paramètres réduites*

Les caractéristiques corrigées sont dites (**réduites**).

2.4 PROCESSUS DE CONCEPTION

INTRODUCTION

Il n'y a pas de feuille de route absolue pour la conception d'un moteur à turbine à gaz. Les étapes à suivre dépendent par exemple de l'expérience de l'entreprise et des personnes impliquées, ainsi que de la nature du projet.

Un nouveau moteur révolutionnaire nécessitera plus d'analyse et d'itération que la modification d'un groupe moteur existant.

Néanmoins, il existe une représentation généralisée du processus de conception qui peut être informative et utile.

L'un d'eux, qui décrit l'ensemble du processus de développement, est illustré à la figure 2.10.

Cette figure s'explique en grande partie par elle-même, mais il convient de noter que le grand nombre d'études, de tests de développement et de boucles itératives révèle qu'elle est plus représentative de ce qui arrive à un tout nouveau moteur. La zone délimitée par une ligne pointillée dans la figure 2-10 est

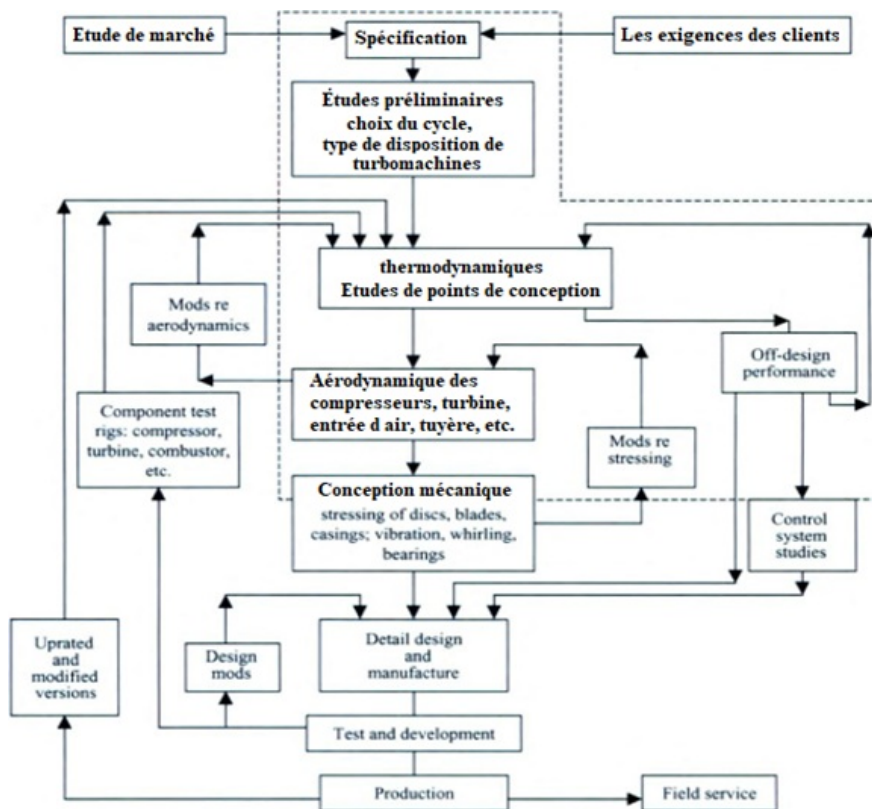


FIGURE 2.10 – Processus de conception - moteur à turbine à gaz

d'une importance primordiale car elle concerne le déroulement du processus de conception. La limite peut être parfois modifiée, par exemple en incluant des études de contrôle des systèmes.

Autre figure, qui décrit l'ensemble du processus de développement, est illustré à la figure 2.11.

Cette figure Prend en considération plusieurs paramètres pour le choix du type de moteur (des aspects économiques et des aspects technique) elle implique de profondes recherches et met en œuvre un grand nombre de technique. Le programme de réalisation s'échelonne en général sur plusieurs années et comporte différentes étapes caractéristiques.

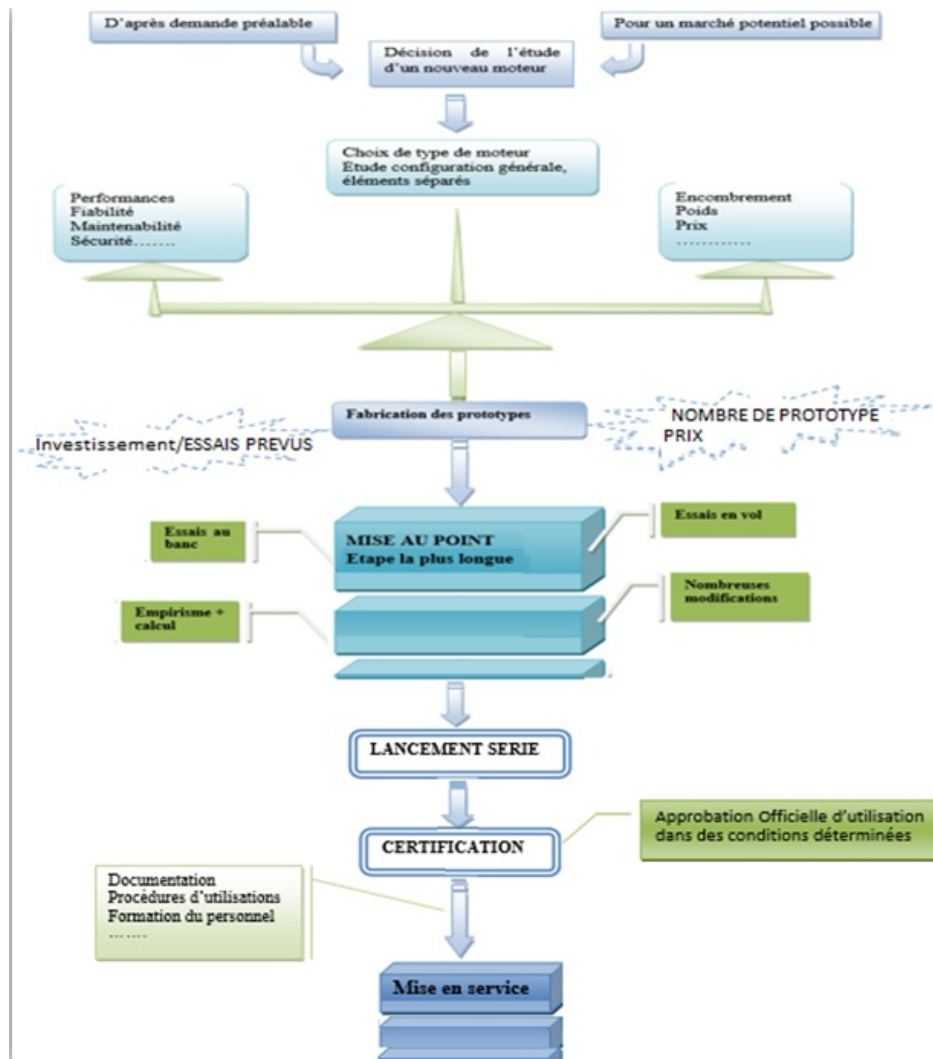


FIGURE 2.11 – Processus de développement d'un nouveau moteur

Notre projet en propose de faire une étude technologique de conception et de maitres au point d'un micro turboréacteur permet d'équipé un DRONE a mission déterminé et développe une force de pousse estimée entre 80 et 120.

Cette proposition sera utilisée comme la première étape de spécification dans le processus de conception.

2.4.1 Estimation du cycle de conception

Les calculs de cycle constituent la base de la conception des différentes étapes du turboréacteur. Ici, la condition d'entrée est basée sur la poussée souhaitée.

A partir des équations élaborées dans des études de la thermodynamique ainsi les équations généralisées de l'aérothermique des programme informatique en été établi pour déterminer les performances du moteur.

Dans ce qui suit en propose de faire une enquête sur la littérature pour estimer les nouveaux paramètres de moteur et en fin pour pouvoir effectuer un choix permettant de définir un point de fonctionnement qui est un point de conception préliminaire.

Autre façon d'estimation basse sur l'outilier informatique comme le programme N2 sous MATLAB élaborée par (35) ou en fortran par (36) ou bien le programme ONX(VOIR ANNEXE A), ces programmes son base sur les formules élaborées dans le chapitre (III).

Enquête sur la littérature

Ceci est fait pour trouver les spécifications comme la longueur, le diamètre, la masse, le carburant, le débit massique, etc.

La Figure 2.12 représente des micro- turboréacteur conçus par de nombreuses industries différentes comme :

- MERCURY HP E-START
- PEGASUS HP
- OLYMPUS HP E-START
- PSJ 40
- KG 66
- HW 54
-

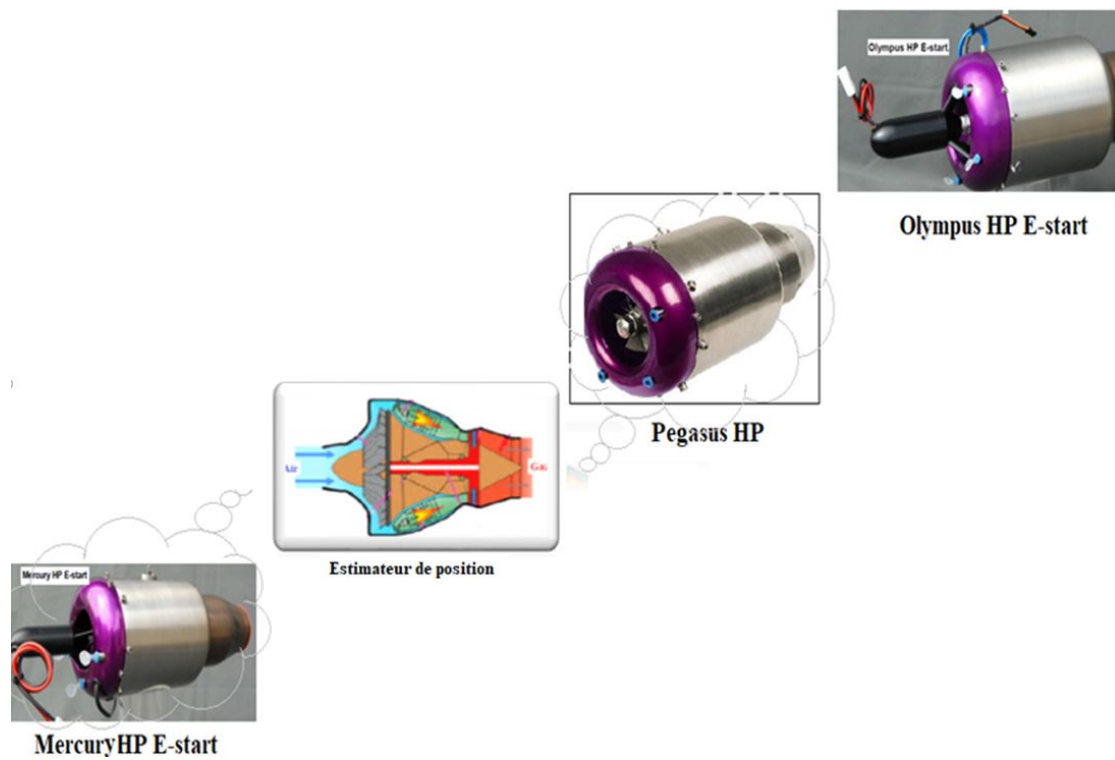


FIGURE 2.12 – Micro- turboréacteur conçus par de nombreuses industries différentes

À partir des FICHE TECHNIQUES délivrées par les constructeurs (voir figure 2.13) et à partir des comparaisons graphiques (figure 2.14) ci-dessus, on peut estimer les nouveaux paramètres de moteur, qui est basée sur la poussée souhaitée 100 N et les résultats trouvés sont les suivants :

Specifications	Mercury HP		Pegasus HP		Olympus	
	Engine diameter.	100 mm	3.9 inches	120 mm	4.7 inches	130 mm
Engine length.	220 mm	8.7 inches	264 mm	10.4 inches	270 mm	10.6 inches
Engine weight.	1400 g	3.1 Lbs	2100 g	4.6 Lbs	2400 g	5.3 Lbs
System airborne weight. <small>Engine, ECU pump, battery, thermosensor, straps.</small>	2005 g	4.4 Lbs	2705 g	5.9 Lbs	3100 g	6.9 Lbs
Thrust @ S.T.P.* <small>(*see below)</small> 15 Deg. Celsius / 1013 Mbar. 59 Deg. Fahrenheit / 29,91 in.	88 N/9Kg @ 149,800	19,8 Lbf @ 149,800	157 N/16KG @ 117,000	35,3 Lbf @ 117,000	190 N/19,4KG @ 110,000	42.7 Lbf @ 110,000
Maximum r.p.m.	153,000		120,000		112,000	
Thrust @ idle r.p.m.	4 N	0.9 Lbf	6 N	1.3 Lbf	7 N	1.5 Lbf
Idle r.p.m.	47,600		37,000		33,000	
Pressure ratio @ max. r.p.m.	2.8 : 1		3.2 : 1		4 : 1	
Mass flow.	250 g/sec @ 88 N	0.55 Lb/sec @ 19,8 Lbf	375 g/sec @ 157 N	0.85 Lb/sec @ 35,3 Lbf	400 g/sec @ 190 N	0.95 Lb/sec @ 42.7 Lbf
Normal Exhaust Gas Temperature.	650 C	1200 F	600 C	1110 F	650 C	1200 F
Maximum Exhaust Gas Temperature.	700 C	1290 F	675 C	1250 F	700 C	1290 F
Fuel Consumption @ max. r.p.m. and S.T.P.* <small>(*see below)</small>	290 g/min @ 88 N	10 oz/min @ 19,8 Lbf	450 g/min @ 157 N	15,7 oz/min @ 35,3 Lbf	550 g/min @ 190 N	19 oz/min @ 42.7 Lbf
Fuel types.	Kerosene - Paraffin - Jet A1 - White Spirit					

FIGURE 2.13 – Graphical comparisons of engine specifications

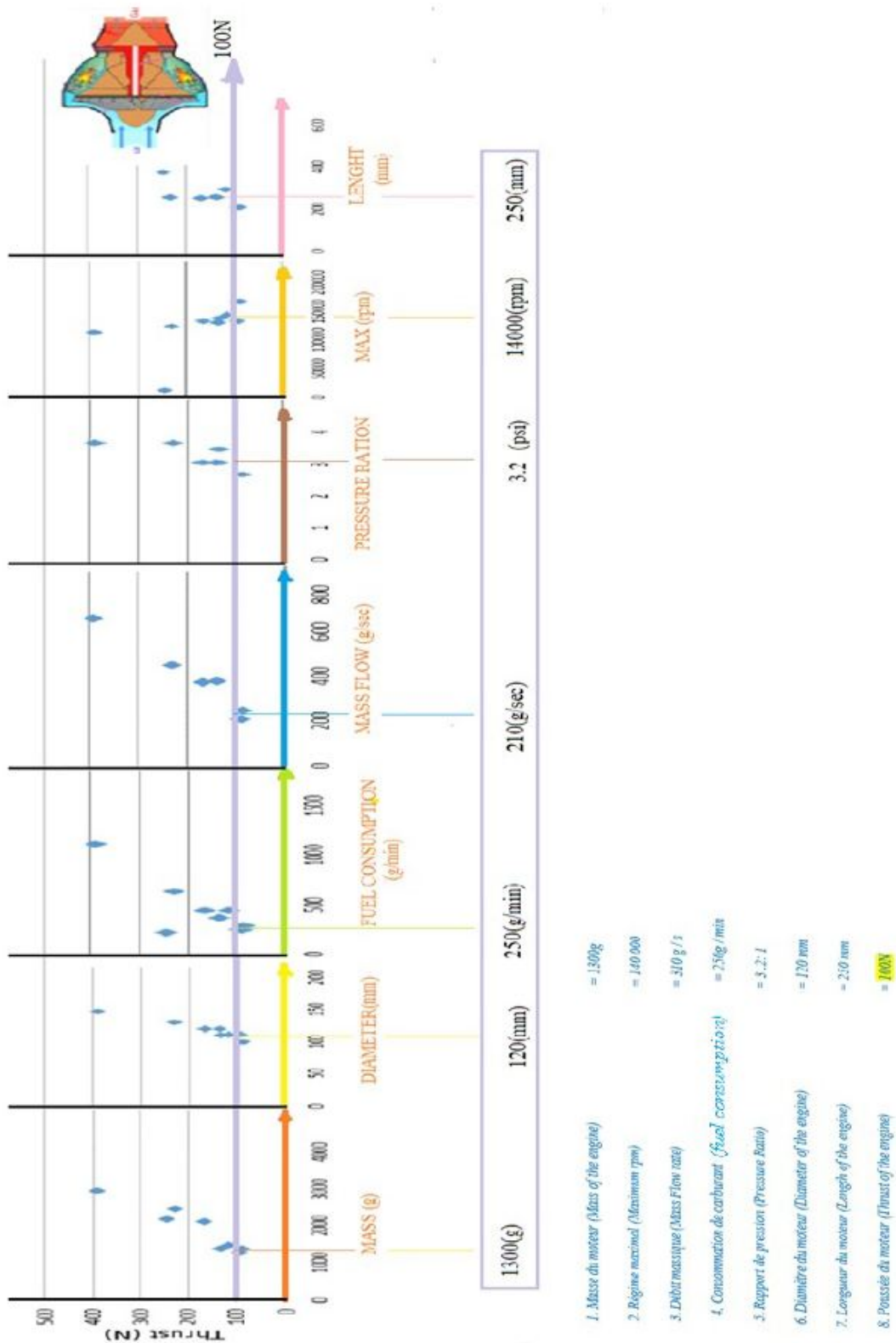


FIGURE 2.14 – Comparaisons graphiques des caractéristiques du moteur

2.4.2 Le concept de Technology Readiness Level (TRL)

La NASA propose une échelle pour évaluer la maturité d'une technologie : c'est devenu un référentiel utilisé dans l'industrie. L'échelle TRL (en anglais technology readiness level, qui peut se traduire par niveau de maturité technologique) est un système de mesure employé pour évaluer le niveau de maturité d'une technologie (matériel, composants, périphériques, etc.), notamment en vue de financer la recherche et son développement ou dans la perspective d'intégrer cette technologie dans un système ou un sous-système opérationnel. Le niveau TRL a d'abord été utilisé par les agences gouvernementales américaines mais cette notion s'est depuis largement diffusée et a été adoptée par de nombreux organismes, entreprises ou institutions publiques dans le monde.

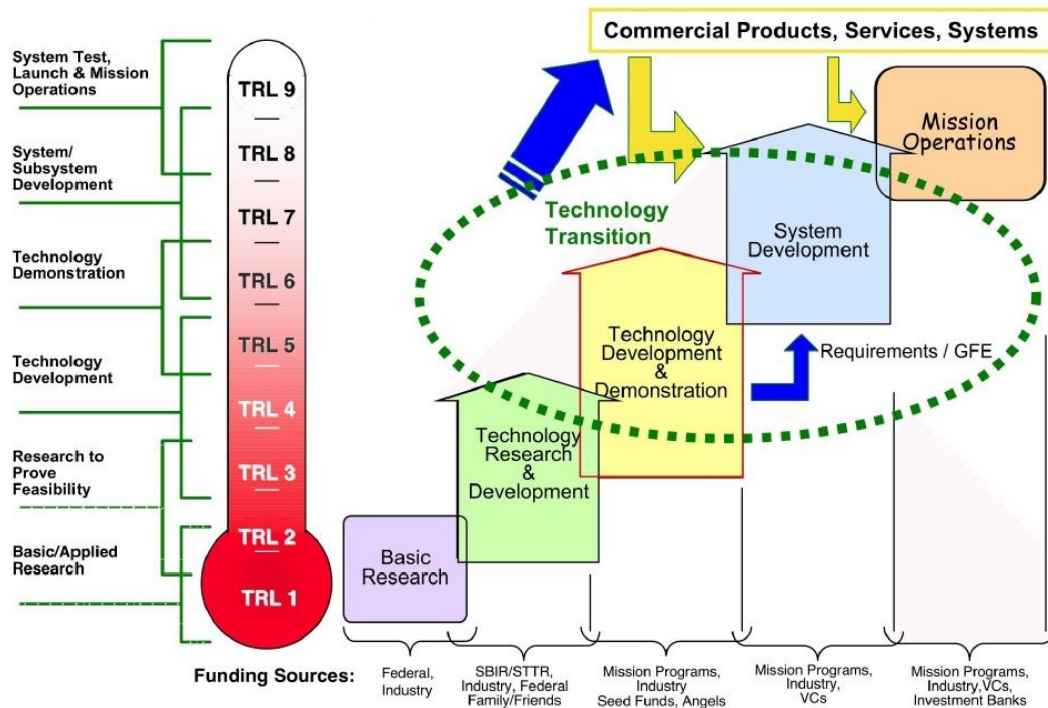


FIGURE 2.15 – *Technology Readiness Level (TRL)*

Niveau de TRL	Description
TRL 1	Principes de base observés et rapportés
TRL 2	Concepts ou applications de la technologie formulés
TRL 3	Fonction critique analysée et expérimentée ou preuve caractéristique du concept
TRL 4	Validation en laboratoire du composant ou de l'artefact produit
TRL 5	Validation dans un environnement significatif du composant ou de l'artefact produit
TRL 6	Démonstration du modèle système / sous-système ou du prototype dans un environnement significatif
TRL 7	Démonstration du système prototype en environnement opérationnel
TRL 8	Système réel complet qualifié à travers des tests et des démonstrations
TRL 9	Système réel prouvé à travers des opérations / missions réussies

TABLE 2.1 – Les niveaux TRL

L'intérêt premier des TRL est d'aider le porteur de projet à prendre des décisions concernant le développement et le transfert d'une technologie .

ÉTUDE GÉNÉRALES SUR LES TURBOMACHINES

3

SOMMAIRE

3.1	THÉORIES GÉNÉRALES	30
3.1.1	Conservation de la masse	30
3.1.2	Conservation de la quantité de mouvement	31
3.1.3	Conservation de l'énergie	33
3.2	THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMO ÉNERGÉTIQUE DES PRINCIPAUX ORGANES D'UN TURBO RÉACTEUR	34
3.2.1	Etude énergétique de la section entrée d'air :	36
3.2.2	Etude énergétique section sortie d'échappement –TUYERE-	37
3.2.3	Etude énergétique de la chambre de combustion :	38
3.2.4	Etude énergétique section compresseur :	40
3.2.5	Eude énergétique section turbine :	41
3.2.6	Equilibre compresseur –TURBINE- :	43
3.3	ÉTUDE GÉNÉRALE SUR L'AÉRODYNAMIQUE DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES	44
3.3.1	Diagrammes des vitesses	44
3.3.2	Travail effectue et augmentation de la pression	48
3.3.3	Equations dans le repère relatif, repère d'étude des turbomachines	50
3.4	LE DIFFUSEUR	59
3.4.1	Généralités sur les diffuseurs radiaux	59
3.4.2	Les performances du diffuseur	60
3.4.3	Géométrie du diffuseur	62
3.4.4	Limitations des performances des compresseurs centrifuges	66

3.5	THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMODYNAMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	68
3.5.1	Exigences opérationnelles	68
3.5.2	les différentes Types de chambre de combustion	69
3.5.3	Composantes d'une chambre à combustion	73
3.5.4	Principe de base du processus de combustion et problèmes rencontrés	74
3.6	THÉORIES GÉNÉRALES SUR L'AÉROTHERMIQUE D'UNE TURBINE AXIALE	90
3.6.1	Diagrammes des vitesses	91
3.6.2	L'analyse théorique	93
3.6.3	Rendement, pertes et rapport de pression	98
3.6.4	Paramètres de conceptions	100
3.7	L'ARBRE DE TRANSMISSION (ROUE COMPRESSEUR -ROUE TURBINE) ET LES THEORIES DE L'RDM.	109
3.7.1	Aspect statique	112
3.7.2	Aspect Dynamique	120
3.7.3	Vibrations d'arbre et la vitesse critique	123
3.8	LES ROULEMENTS	124
3.8.1	Généralités	124
3.8.2	Frottement/Roulement	124
3.8.3	Principaux éléments d'un roulement	126
3.8.4	Charges supportées par les roulements	126
3.8.5	Normalisation internationale des roulements (ISO)	128
3.8.6	Différents types de roulements	129
3.8.7	Phénomène de la fatigue	131
3.8.8	Lubrification des roulements :	134

3.1 THÉORIES GÉNÉRALES

Les équations de la conservation de la masse, énergie et de la conservation de la quantité de mouvement ainsi de la conservation de l'impulsion angulaire (moment de la quantité de mouvement), représentent des éléments essentiels pour les applications dans le domaine des turbomachines. Les expressions mathématiques de ces équations sont illustrées ci-dessous.

3.1.1 Conservation de la masse

L'équation de la conservation de la masse (continuité) exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle dans le temps est égale à la somme des flux massiques qui traversent les frontières du volume.

L'expression mathématique du principe est :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV + \int_S \rho \cdot v \cdot dS = 0 \quad (3.1)$$

avec :

$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV$: Accumulation de matière dans le volume de control dans le temps

$\int_S \rho \cdot v \cdot dS$: Flux massique traversant les surfaces (d'entrée et de sortie)

ρ : masse volumique

v : vitesse

dV : unité de volume

dS : unité de surface

Pour un régime permanent, la première partie de l'équation est égale à zéro.

Donc l'équation 3.1 devient :

$$\int_S \rho \cdot v \cdot dS = 0 \quad (3.2)$$

$$\Rightarrow \rho \cdot v \cdot s_1 = \rho \cdot v \cdot s_2 = Q_m \quad (3.3)$$

$$\Rightarrow Q_v = v \cdot s_1 = v \cdot s_2 \quad (3.4)$$

Q_m : Débit massique (Kg/s);

Q_v : Débit Volumétrique (M³/s).

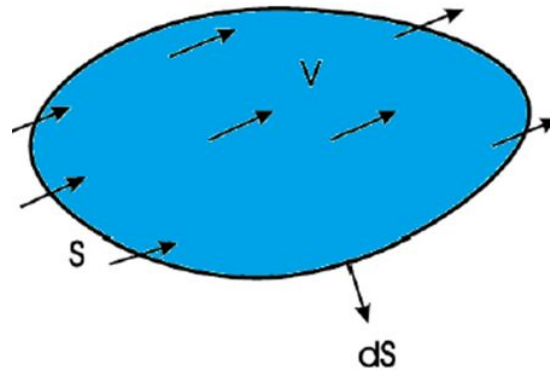


FIGURE 3.1 – Volume de contrôle

3.1.2 Conservation de la quantité de mouvement

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement indique que la sommation des forces est égale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les frontières du volume...

$$F = \frac{d}{dt} \int_V \rho v . dV + \int_S \rho v v . dS = 0 \quad (3.5)$$

Avec : F : Sommation des forces ;

$\frac{d}{dt} \int_V \rho v . dV$: Accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps

$\int_S \rho v v . dS$: Somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les deux surfaces d'entrée et de Sortie.

Théorème du moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante :

$$M = \frac{d}{dt} \int_V r . \rho v . dV + \int_S r . \rho v v . dS = 0 \quad (3.6)$$

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement. En particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notées par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation 3.6

à un filet de fluide entre ses deux points illustrés sur la figure 3.2 et celle-ci devient :

Etat stationnaire :

$$\frac{d}{dt} \int_V r \cdot \rho v \cdot dV = 0$$

$$M = \int_S (r \cdot \rho v) v \cdot dS = (r_2 \cdot v_2) \rho_2 v_2 S_2 - (r_1 \cdot v_1) \rho_1 v_1 S_1 \quad (3.7)$$

$$M = Q_m (r_2 v_2 - r_1 v_1) \dots (3.7a)$$

Dans certains livres, la **vitesse absolue** v peut être nommée C_u

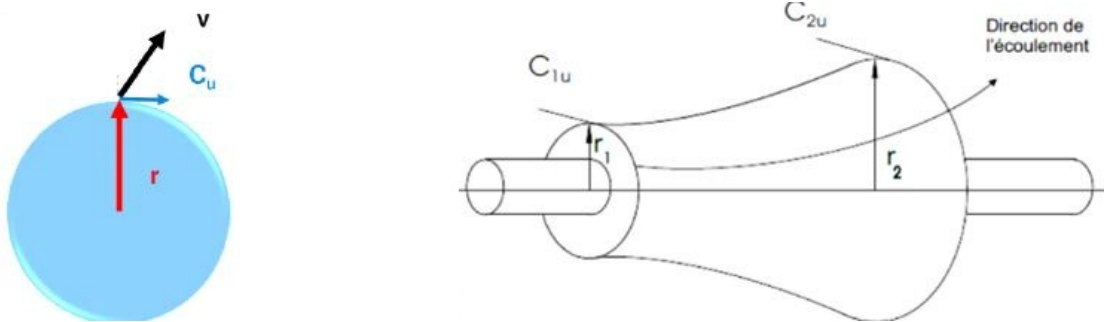


FIGURE 3.2 – Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire

L'équation (3.7) devient :

$$M = Q_m (C_{u2} \cdot r_2 - C_{u1} \cdot r_1) \dots (3.7b)$$

C'est L'équation fondamentale des turbomachines.

Bien que cette expression de l'équation d'Euler est sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modification pour être facilement utilisable.

3.1.3 Conservation de l'énergie

Pour un fluide Newtonien, en considérant F comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité et de l'équation des quantités de mouvement peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.8)$$

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{v}}_{(1)} + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_{(2)} \right] = -\underbrace{\vec{\nabla} p}_{(3)} + \underbrace{\rho g}_{(4)} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}}_{(5) \quad (6)} \quad (3.9)$$

Les termes 1, 2, et 3 de l'équation 3.9 représentent les accélérations totale, convective et locale. Le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 la force de pesanteur, le terme 6 les effets visqueux. L'équation de l'énergie est utilisée sous la forme :

$$\rho \frac{dh}{dt} = \frac{dp}{dt} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (3.10)$$

$\frac{dh}{dt}$ Représente la variation d'enthalpie, $\frac{dp}{dt}$ et $\nabla \cdot (k \nabla T)$ sont respectivement les taux de travail des efforts de pression et le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où k est le coefficient de conductivité thermique. Φ Est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement.

$$\Phi = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (3.11)$$

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 \right] + \lambda \left[\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] \quad (3.11a)$$

Une équation complémentaire associant la masse volumique à la pression et à la température est nécessaire. Pour des **écoulements compressibles**, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide et l'équation de l'énergie doit être résolue simultanément avec les équations de continuité et quantité de mouvement.

Pour un gaz idéal, l'équation d'état est donnée par :

$$\frac{p}{\rho} = r T \quad (3.12)$$

Dans le cas de l'écoulement de fluides **incompressibles**, la variation de la masse volumique est négligeable. Les équations de continuité et de **Navier-Stokes** peuvent être respectivement simplifiées :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{F} + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{v} \quad (3.14)$$

L'ensemble d'équations 3.13 et 3.14 suffit pour caractériser un écoulement incompressible.

Une autre simplification, fréquemment adoptée dans l'avant-projet, considère l'écoulement comme non visqueux

$$\mu = 0$$

Ainsi, l'équation 3.14 peut s'écrire :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{F} \quad (3.15)$$

Cette équation est connue comme l'équation d'Euler. Elle est utilisable pour l'étude des écoulements éloignés des zones de parois où les effets visqueux sont négligeables.

Une simplification additionnelle est faite en négligeant les effets des forces de volume telles que la pesanteur.

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\vec{\nabla} p \quad (3.16)$$

3.2 THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMO ÉNERGÉTIQUE DES PRINCIPAUX ORGANES D'UN TURBO RÉACTEUR

Une branche de la physique qui explique le fonctionnement interne du turboréacteur : il s'agit de la « thermo énergétique ». Elle s'intéresse à la transformation en mouvement et en poussée de l'énergie calorifique apportée dans le moteur. Le mode fonctionnel énergétique d'un turboréacteur est en relation étroite avec chacun de ces composants, on peut faire une représentation de façon pratique dans un diagramme **cycle de Brayton** «Température-Entropie», comportant la température en ordonnée et «l'entropie» en abscisse (voir schéma ci-après).

La température (T) est caractéristique de l'énergie reçue ou fournie, l'entropie (S) dont on ne mesure que les variations, est caractéristique de la chaleur

reçue et des pertes, transformées en chaleur. Souvent, au lieu d'utiliser la température, on préfère utiliser « l'enthalpie » (H) qui est directement égale à l'énergie ($H = C_p \cdot T$, avec C_p =chaleur spécifique à pression constante).

La poussée spécifique F/\dot{m}_0 et la consommation de carburant spécifique *TSFC* (*thrust specific fuel consumption*) sont les principales mesures de la performance globale du moteur.

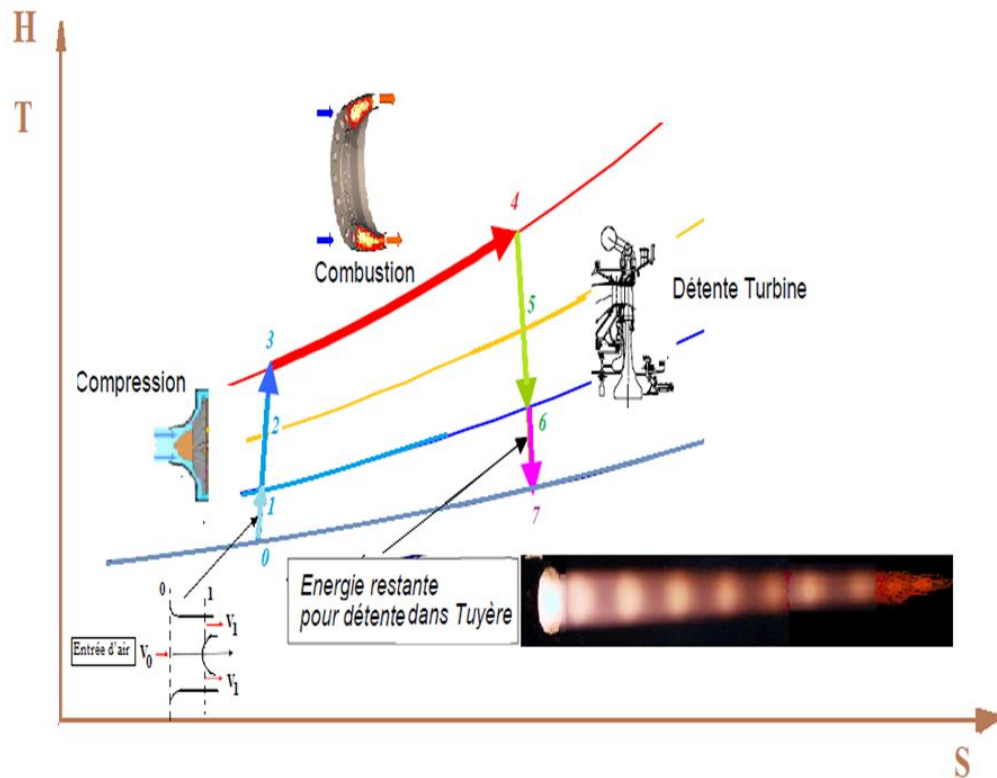


FIGURE 3.3 – Diagramme TS (HS)

(F/\dot{m}_0) Et $(TSFC)$ pour un moteur turboréacteur simple flux peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{F}{\dot{m}_0} = \frac{1}{g_c} ((1 + f) V_7 - \dot{m}_0 V_0) + A_7 P_7 (1 - (P_0/P_7)) \quad (3.17)$$

Et

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{F} = \frac{f}{F/\dot{m}_0} \quad (3.18)$$

Et on a la richesse f définie comme étant le rapport de la masse du carburant sur la masse d'air.

3.2.1 Etude énergétique de la section entrée d'air :

La transformation d'admission d'air est supposée adiabatique. Si nous appliquons le premier principe de la thermodynamique à ce type de transformation sur un système ouvert, nous obtenons :

$$\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_0^1 = (h_1 - h_0) + \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_0^2}{2} \right) + g(\Delta Z) \quad (3.19)$$

Avec : $\Delta Z = 0$ (pas de variation de hauteur), $\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_0^1 = 0$ (pas de travail transvasement –canal fixe- et Pas d'échange de chaleur (écoulement suppose adiabatique), reste l'enthalpie du gaz parfait qui est l'air.

$h = C_p T$, donc la formule (3.19) nous donne :

$$C_p \Delta T = \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_0^2}{2} \quad (3.20)$$

Le ralentissement dans l'entrée d'air de V_0 a V_1 occasionné par la divergente implique une augmentation de température statique $T_1 > T_0$. La formule indique que si la température statique évolue du fait de ralentissement, la pression statique évolue elle aussi suivant la loi isentropique (adiabatique réversible).

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.21)$$

L'air subit donc une compression isentropique dans la manche d'entrée d'air. Et On définit l'efficacité comme étant le rapport de la pression d'arrêt réelle (ou pression d'impact) sur la pression isentropique :

$$\eta_{\text{entree d'air}} = \left(\frac{P_1}{P_{1_{is}}} \right)_{\text{totale}} \quad (3.22)$$

Sa valeur peut atteindre 98% si les pertes dues au frottement sont faibles et si l'accroissement de pression dû au ralentissement s'effectue sans perte excessive.

En régime subsonique, le ralentissement de vitesse s'effectue dans un divergent. La diminution d'énergie cinétique entraîne une augmentation de pression d'après la loi de Bernoulli.

Pour $M < 1$, il est nécessaire de ralentir les filets d'air, cela explique pourquoi l'entrée d'air à une forme divergente.

En ralentissant les filets d'air, la section entrée d'air fait chuter l'énergie cinétique des gaz et augmente leur énergie de pression. Les gaz subissent alors

une compression appelée compression adiabatique (sans échange de chaleur avec le milieu extérieur) tandis que leur pression et température statiques augmentent.

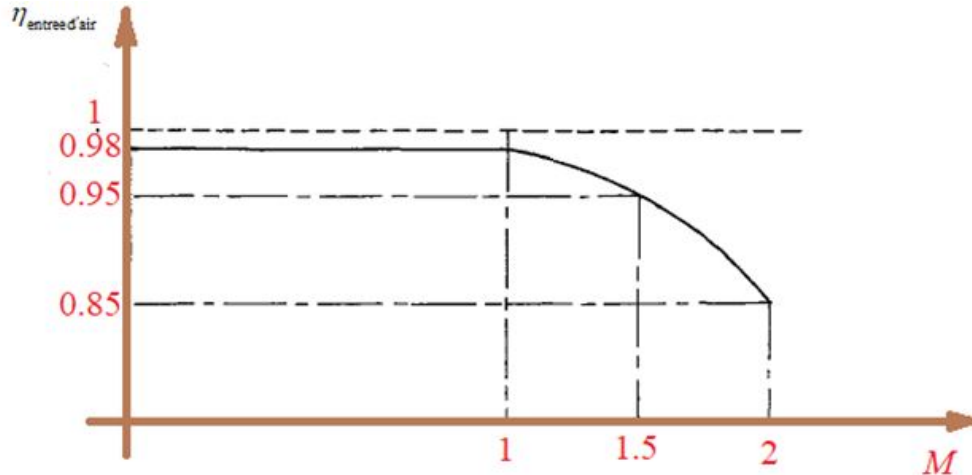


FIGURE 3.4 – Evolution de l'efficacité de l'entrée d'air en fonction du nombre de Mach

3.2.2 Etude énergétique section sortie d'échappement –TUYERE-

L'étude énergétique théorique et réelle de l'échappement consiste à évaluer l'évolution des paramètres de pression et température lors de son fonctionnement afin de déterminer le rendement du processus d'éjection. Appliquons le premier principe au canal convergent :

$$\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_6^7 = (h_6 - h_7) + \left(\frac{V_6^2}{2} - \frac{V_7^2}{2} \right) + g(\Delta Z) \quad (3.23)$$

Avec :

$$\Delta Z = 0 \quad (\text{pas de variation de hauteur})$$

$\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_6^7 = 0$ (pas de travail transvasement –canal fixe- et Pas d'échange de chaleur (écoulement suppose adiabatique).

reste l'enthalpie du gaz parfait qui est gaz d'échappement :

$$h = C_{p_{\text{gaz échappement}}} T$$

donc la formule 3.33 nous donne :

$$C_{p_{\text{gaz échappement}}} \Delta T = \frac{V_7^2}{2} - \frac{V_6^2}{2} \quad (3.24)$$

V_7 : Vitesse d'échappement

En réalité, la détente s'accompagne d'un échauffement du gaz dû aux effets de viscosité et de frottements. La détente se termine avec une température statique T_{7s} supérieure à la température théorique T_7 .

Le rendement de la tuyère est le rapport entre la puissance réelle et la puissance théorique du gaz :

$$\eta_{tuyeres} = \frac{P_{UR}}{P_{UT}} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{7s}} \quad (3.25)$$

P_U : La puissance (R : réelle, T : théorique) avec :

$$P_U = (\dot{m}_0 + \dot{m}_f) C_{P_{gaz\ echappement}} \Delta T \quad (3.26)$$

3.25 et 3.26 donne :

$$\eta_{tuyeres} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{7s}} = \frac{V_7^2 - V_6^2}{V_{7s}^2 - V_6^2} \quad (3.27)$$

La valeur de $\eta_{tuyeres}$ est comprise entre 0.95 et à 0.98.

Pour de grandes valeurs de poussée, l'énergie cinétique des gaz d'échappement doit être élevée, ce qui implique une vitesse d'échappement élevée. Le rapport de pression à travers la tuyère et la poussée maximale du moteur est obtenu lorsque la pression de sortie est égale à la pression ambiante $P_7 = P_0$.

Dans la plupart des cas, l'énergie cinétique d'entrée de la tuyère est faible par rapport à la sortie et peut être négligée, donc :

$$\eta_{tuyeres} = \frac{1 - T_7/T_6}{1 - T_{7s}/T_6} = \frac{V_7^2}{V_{7s}^2} \quad (3.28)$$

Et la vitesse d'échappement est :

$$V_7 = \sqrt{2C_{P_{gaz\ echappement}} T_{t_6} \eta_{tuyeres} \left(\frac{P_{t_0}}{P_{t_6}} \right)^{\gamma-1/\gamma}} \quad (3.29)$$

3.2.3 Etude énergétique de la chambre de combustion :

Les performances des cycles réels peuvent être exprimées sans ambiguïté en termes de consommation de carburant spécifique, à savoir le débit massique de carburant par unité de puissance nette. Pour cela, il faut trouver le rapport carburant / air.

Lors du calcul du débit net par unité de masse d'air, on aura obtenu la température à l'entrée de la chambre de combustion T_3 ; et la température à la sortie T_4 , qui est la température maximale du cycle.

Application de l'équation d'énergie à flux constant (première loi de la thermodynamique) au volume de contrôle autour du brûleur ou de la chambre de combustion indiqué :

$$\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_3^4 = (h_3 - h_4) + \left(\frac{V_3^2}{2} - \frac{V_4^2}{2} \right) + g(\Delta Z) \quad (3.30)$$

Le processus dans un cycle idéal étant adiabatique sans transfert de travail, l'équation énergétique est simplement :

$$\dot{Q} \Big|_3^4 = (h_4 - h_3) = C_P(T_4 - T_3) \quad (3.31)$$

On pratique l'efficacité de la combustion est utilisée pour caractériser le degré d'achèvement des réactions chimiques. Les rendements sont basés sur le rapport entre l'augmentation réelle de l'énergie thermique et l'augmentation maximale possible de cette énergie, telle que représentée par le pouvoir calorifique inférieur du combustible P_{Ci} . Ainsi, nous avons les éléments suivants pour un gaz parfait avec des chaleurs spécifiques variables :

$$\eta_B = \eta_{Combustion} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{P_{GAZ}} T_{t_4} - (\dot{m}_a) C_{P_{AIR}} T_{t_3}}{\dot{m}_f P_{Ci}}$$

$$\eta_B = \frac{(f + 1) C_{P_{GAZ}} T_{t_4} - (f) C_{P_{AIR}} T_{t_3}}{P_{Ci}} \quad (3.32)$$

Les pertes de charge totales résultent de deux effets (les pertes visqueuses dans la chambre de combustion et les pertes de pression totale)

$$(\pi_B = P_4/P_3 < 1).$$

L'efficacité de la chambre de combustion η_B peut être présentée sous forme de graphique en fonction de l'élévation de la température pour diverses valeurs de pression d'entrée, comme indiqué sur la figure 3.5.

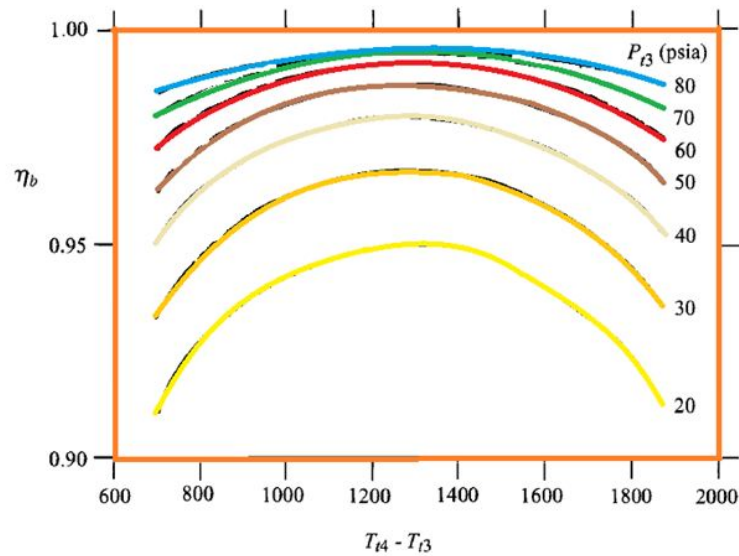


FIGURE 3.5 – L'efficacité η_B en fonction de l'élévation de la température pour diverses valeurs de P_{t3}

3.2.4 Etude énergétique section compresseur :

Si nous appliquons le premier principe de la thermodynamique à ce type de transformation sur un système ouvert, nous obtenons :

Si nous appliquons le premier principe de la thermodynamique à ce type de transformation sur un système ouvert, nous obtenons :

$$\dot{W}_T + \dot{Q} \Big|_1^3 = (h_1 - h_3) + \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_3^2}{2} \right) + g(\Delta Z) \quad (3.33)$$

Avec : $\Delta Z = 0$ (pas de variation de hauteur)

$\dot{Q} \Big|_1^3 = 0$ (Pas d'échange de chaleur (écoulement suppose adiabatique),

pour gaz parfait la formule (3.33) nous donne :

$$\begin{aligned} W_T \Big|_1^3 &= C_P (T_3 - T_1) + \left(\frac{V_3^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right) = \left(\frac{1}{2} V_3^2 + C_P T_3 \right) - \left(\frac{1}{2} V_1^2 + C_P T_1 \right) \\ W_T \Big|_1^3 &= H_3 - H_1 \end{aligned} \quad (3.34)$$

Et l'énergie ou bien le travail par unité de masse est donnée :

$$\dot{W}_T \Big|_1^3 = \dot{m}_a C_P \Delta T_t = \dot{m}_a C_P T_{t1} \left[\left(\frac{P_{t3}}{P_{t1}} \right)^{(\gamma_c - 1)/\gamma_c} - 1 \right] \quad (3.35)$$

On pratique on ne peut pas négliger les frottements internes au compresseur car pour obtenir un même taux de compression on retrouve en sortie une température $T_{t_3} > T_{t_{3s}}$ et le Rendements isentropique est :

$$\eta_{C_s} = \frac{W_{T_{THEOREE}}}{W_{T_{REAL}}} = \frac{T_{3s} - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{\tau_{C_s} - 1}{\tau_C - 1} = \frac{\pi_C^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\tau_C - 1} \quad (3.36)$$

Le rendement isentropique η_{C_s} c'est le travail de compression idéal pour donne un taux de compression sur le travail de compression real pour donne un taux de compression π_C mais l'efficacité poly tropique e_C c'est le travail de compression idéal pour un changement de pression différentielle sur le travail de compression real pour un changement de pression différentielle.

$$e_C = \frac{dW_{T_{THEOREE}}}{dW_{T_{REAL}}}$$

Et ça donne

$$\tau_C = \pi_C^{(\gamma-1)/(\gamma e_C)} \quad (3.37)$$

Et 3.36 devient :

$$\eta_{C_s} = \frac{\pi_C^{(\gamma-1)/(\gamma)} - 1}{\pi_C^{(\gamma-1)/(\gamma e_C)} - 1} \quad (3.38)$$

3.2.5 Eude énergétique section turbine :

L'étude énergétique théorique et réelle de la turbine consiste à évaluer l'évolution des paramètres de pression et température lors de son fonctionnement afin de déterminer le rendement du processus de détente.

La transformation d'énergie de pression en énergie cinétique s'effectue par détente. Celle-ci est théoriquement isentropique (adiabatique et réversible). Le gaz est assimilé à un gaz parfait et l'écoulement du fluide est permanent.

Puisque la détente est isentropique, la diminution de pression du P4 à P6 s'accompagne d'une diminution de température de T4 à T6.

Appliquons le premier principe de thermodynamique à la transformation ouverte :

Le travail(W) et la chaleur (Q) sont ramenés à l'unité de masse du fluide.

$$W_T + Q \Big|_4^6 = (h_6 - h_4) + \left(\frac{V_6^2}{2} - \frac{V_4^2}{2} \right) + g (\Delta Z) \quad (3.39)$$

Nous remarquons que T_6 étant inférieure à T_4 , le travail est négatif. Le fluide cède bien de l'énergie à la roue de turbine qui reçoit alors le travail massique équivalent à :

$$W_T \Big|_4^6 = - C_{P_t} (T_6 - T_4) = - C_{P_t} \Delta T \Big|_4^6 \quad (3.40)$$

C'est le travail fourni par le gaz par unité de masse

Par conséquent, l'énergie ou bien le travail par unité de masse est donnée :

$$W_T \Big|_4^6 = - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{P_t} \Delta T \Big|_4^6 \quad (3.41)$$

En considérant les efforts de viscosité, la transformation devient non réversible que si la température sortie turbine est $T_{t_{3S}} > T_{t_3}$.

Une détente réelle est en fait une succession de détente élémentaire qui s'effectue pendant la traversée successive des étages. Cette détente peut être considérée comme transformation poly tropique.

Dans la pratique, il existe des frottements internes à la turbine qui ont pour effet d'augmenter la température. Pour un même rapport de pression P_4/P_6 , la température $T_{t_{3S}}$ est supérieure à la température théorique T_{t_3} .

Le rapport entre la puissance réelle et la puissance théorique isentropique de détente nous donne le rendement isentropique ou le rendement de la turbine :

$$\eta_{t_s} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_{6S}} = \frac{1 - \tau_t}{1 - \tau_{t_s}} = \frac{1 - \tau_t}{1 - \pi_t^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.42)$$

η_{t_s} Il est de l'ordre de 0,80 à 0,88

L'efficacité poly tropique e_t est :

$$e_t = \frac{dW_{T_{REAL}}}{dW_{T_{THEOREE}}} \quad \text{Nous donne :}$$

$$\tau_t = \pi_t^{e_t (\gamma - 1)/(\gamma)} \quad (3.43)$$

Et le rendement isentropique devient :

$$\eta_{t_s} = \frac{1 - \pi_t^{e_t (\gamma - 1)/(\gamma)}}{1 - \pi_t^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.44)$$

3.2.6 Equilibre compresseur –TURBINE– :

Lorsque le régime de rotation est stabilisé, l’attelage d’une turbine accouplée à un compresseur montre que dans un cycle idéal la puissance reçue par la turbine venant des gaz est égale à la puissance absorbée du compresseur.

$$W_T \Big|_1^3 = W_T \Big|_4^6 \Rightarrow \dot{m}_f C_{P_c} \Delta T \Big|_1^3 = - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{P_t} \Delta T \Big|_4^6 \quad (3.45)$$

Dans l’analyse de cycle, τ_t est généralement d’abord obtenu à partir de l’équation d’équilibre de travail. Alors, on peut calculer π_t pour un e_t connu en utilisant Eq.(3.44), et η_{t_s} peut être calculé en utilisant Eq.(3.45). Nous utiliserons le rendement poly topique e_t comme facteur de mérite pour la turbine.

La relation (3.45) est tracée sur la figure 3.6 avec Eq.(3.38) pour le compresseur. Notez que le rendement de la turbine augmente avec le rapport d’expression de la turbine ($1 / \pi_t$) pour un e_t constant.

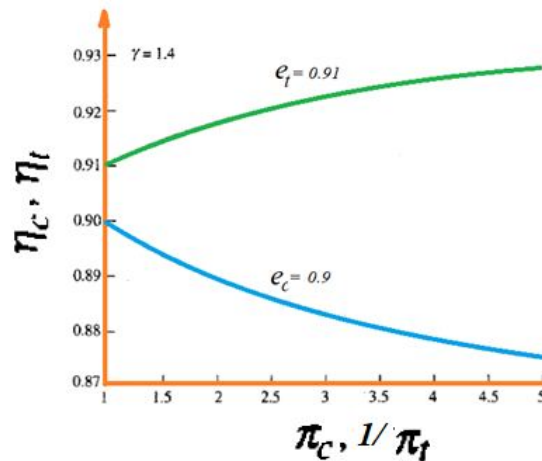


FIGURE 3.6 – Efficacité du compresseur et de la turbine en fonction du rapport de pression

Nous terminons cette sous-section en rappelant que les rendements isentropiques et poly tropiques présentent les mêmes informations sous différentes formes. Lorsque nous effectuons des calculs sur une plage de rapports de pression, il est raisonnable de supposer une efficacité poly tropique constante. Cela permet automatiquement une variation de l’efficacité isentropique avec le rapport de pression.

En termes simples, l’efficacité poly tropique peut être interprétée comme représentant l’état actuel pour une organisation de conception particulière. Lors de la détermination de la performance ou de l’analyse des données de test du moteur, il est plus approprié d’utiliser des rendements isentropiques.

3.3 ÉTUDE GÉNÉRALE SUR L'AÉRODYNAMIQUE DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

3.3.1 Diagrammes des vitesses

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux mouvements :

- La rotation de la roue : représentée par la *vitesse tangentielle* à la roue \vec{U} (appelée aussi vitesse périphérique, vitesse circonférentielle et vitesse d'entraînement). Elle est donnée par :

$$U = \frac{\pi D N}{60} = \frac{2\pi r N}{60} = \omega.r \quad (3.46)$$

Avec :

D : diamètre de la roue

N : la vitesse de rotation de la roue (tr/min)

ω : vitesse angulaire (rad/s ou $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

- Le déplacement par rapport à l'aube : représenté par la *vitesse relative* \vec{W} qui est tangente à l'aube.

La figure (3.7) représente une roue d'une turbomachine sur laquelle sont tracés les vecteurs des vitesses.

(À l'entrée « indice 1 » et à la sortie « indice 2 »).

La vitesse \vec{C} est appelée la *vitesse absolue*, peut être déterminé par :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (3.47)$$

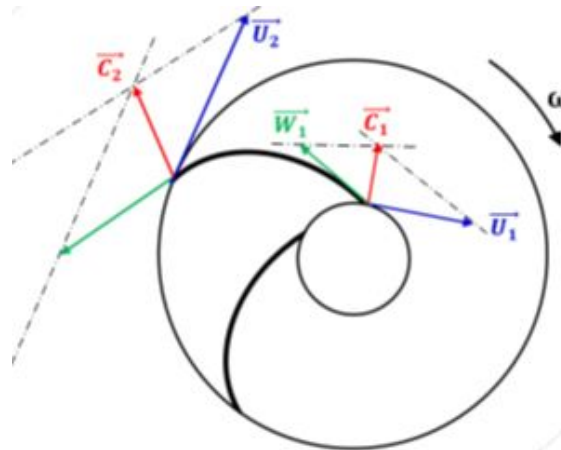


FIGURE 3.7 – Diagrammes des vitesses sur une roue à entrainement radial

L'angle α (angle de calage) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{C} .
L'angle β (angle de construction) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{W} .

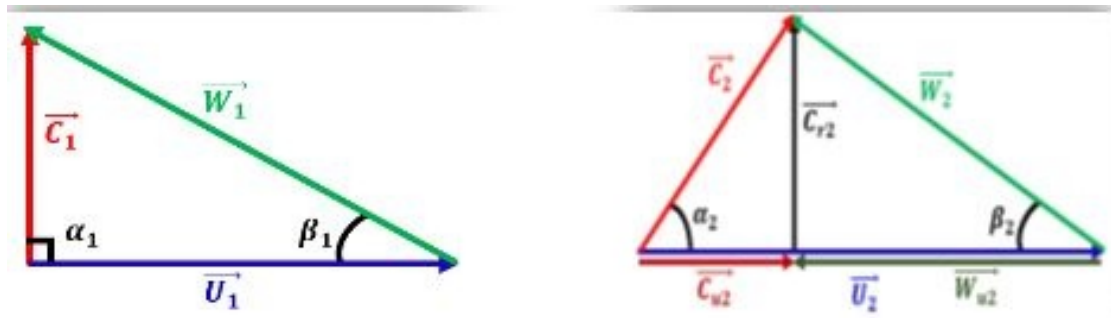


FIGURE 3.8 – Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur centrifuge

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

1. Une composante radiale :

$$C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (3.48)$$

2. Une composante circonférentielle :

$$C_u = C \cdot \cos \alpha \quad (3.49)$$

Pour une turbomachine à entré radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle.

$$C_1 = C_{r1}, \alpha_1 = 90^\circ, C_{u1} = 0 \quad (3.50)$$

Alors on peut calculer angle β_1 à l'entrée du compresseur.

On a :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = (C_1/U_1) \quad (3.51)$$

Avec

$$U_1 = \omega \cdot r_{mE} \quad (3.52)$$

$$r_{mE} = \frac{r_{1\text{sommet}} - r_{1\text{racine}}}{2} \quad (3.53)$$

Et

$$C_1 = C_{r1} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_1 A_1} \quad (3.54)$$

Et

$$A_1 = \pi \cdot (r_{1\text{sommet}}^2 - r_{1\text{racine}}^2) \quad (3.55)$$

$$\rho_1 = (p_{01}/r \cdot T_{01}) \quad (3.56)$$

Et pour déterminer les angles de sortie du rotor compresseur α_2 et β_2 on suit la procédure suivante :

En réalité l'écoulement quitte la roue radialement avec une vitesse absolue C_2 et un angle α_2 ; tandis que l'écoulement relatif correspondant sera tangent à la périphérique de l'aube d'un angle β_2 ; soulignant que la valeur de β_2 détermine la nature de la roue du point de vue inclinaison de ses aubes (Arrière, Avant. Radiale) figure 3.9.

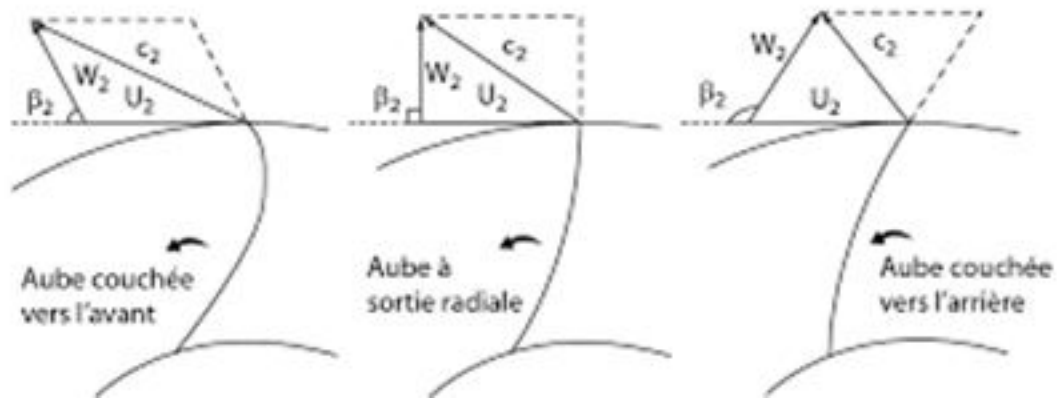


FIGURE 3.9 – Inclinaison de ses aubes de la roue

La figure (3.8) Triangle des vitesses à la sortie du rotor du compresseur centrifuge nous donne :

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = C_{r_2} / C_{u_2} \quad (3.57)$$

Et

$$\operatorname{tg} \beta_2 = C_{r_2} / W_{u_2} \quad (3.58)$$

C_{r_2} Étant la vitesse radiale qui sera équivalente à la vitesse axiale C_1 en grandeur par référence, donc :

$$C_{r_2} = C_1 \quad (3.59)$$

Et on tire la composante tangentielle C_{u_2} telle que :

$$C_{u_2} = \sigma \cdot U_2 \quad (3.60)$$

Avec σ : Facteur de ralentissement varie entre 0.98 et 1.035

Et

$$U_2 = \omega \cdot r_{m_s} \quad (3.61)$$

Avec

$$r_{m_s} = \frac{r_{2\text{sommet}} - r_{2\text{racine}}}{2} \quad (3.62)$$

Et

$$\|\vec{W}_{u_2}\| = \|\vec{U}_2\| - \|\vec{C}_{u_2}\| \quad (3.63)$$

Ainsi on peut déduire la direction de l'écoulement absolue par la valeur de l'angle α_2 et la direction relative par la valeur de l'angle β_2 tel que :

$$\alpha_2 = \operatorname{tg}^{-1} (C_{r_2}/C_{u_2}) \quad (3.64)$$

Et

$$\beta_2 = \operatorname{tg}^{-1} (C_{r_2}/W_{u_2}) \quad (3.65)$$

Et pour déterminer la section de sortie de la roue on a :

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{r_2}} \quad (3.66)$$

Avec

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (3.67)$$

D'autre part ; la section A_2 représente la section de passage défini par le périmètre de la roue et l'espacement b voir fig (3.10) Alors on a :

$$A_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot b \quad (3.68)$$

Ce qui nous donne :

$$b = \frac{A_2}{2\pi \cdot r_2} \quad (3.69)$$

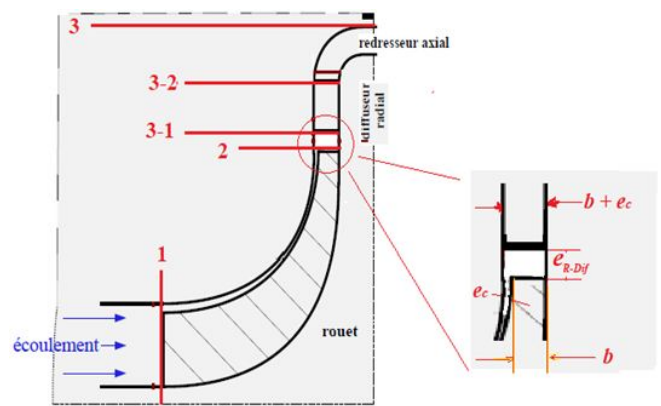


FIGURE 3.10 – Désignation des sections et les paramètres géométrique pour la caractérisation du fonctionnement du compresseur

3.3.2 Travail effectue et augmentation de la pression

En raison de son inertie, l'air emprisonné entre les aubes de la roue est peu disposé à se déplacer avec la roue, et nous avons déjà noté que cela entraînait une pression statique plus élevée sur la face avant d'une aube que sur la face arrière.

Cela empêche également l'air d'acquérir une vitesse de tourbillon égale à la vitesse de la roue.

Cet effet est appelé **GLISSEMENT**.

Plus le nombre d'aubes est grand, plus le patinage est petit, c'est-à-dire que plus on approche de C_{u_2} près de U .

Dans la conception, il est nécessaire de prendre une valeur pour le facteur de glissement, où est défini comme le rapport C_{u_2} / U .

$$\sigma = \frac{C_{u_2}}{U} \quad (3.70)$$

Diverses analyses approximatives de l'écoulement dans un canal de roue ont conduit à des formules pour σ , celle qui convient le mieux à l'expérience est celle due à Stanitz, réf(39) :

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \pi}{n} \quad (3.71)$$

Où n représente le nombre d'aubes de la roue du compresseur.

Comme expliqué dans n'importe quel texte élémentaire sur la thermodynamique appliquée, le **couple théorique** qui doit être appliqué à la roue sera égal au taux de changement du moment angulaire expérimenté par l'air (L'équation 3.7b)

$$M = Q_m (C_{u_2} \cdot r_2 - C_{u_1} \cdot r_1)$$

Compte tenu du **débit unitaire** d'air, l'équation (3.7b) devient :

$$M = C_{u_2} \cdot r_2 \quad (3.72)$$

ω : La vitesse angulaire, le travail effectué sur l'air sera :

$$(\text{Travail theorique effectue}) = C_{u_2} \cdot r_2 \cdot \omega = C_{u_2} \cdot U \quad (3.73)$$

On, introduisant le facteur de glissement,

$$(\text{Travail theorique effectue}) = \sigma \cdot U^2 \quad (3.74)$$

En raison des frottements entre le carter et l'air entraîné par les pales et d'autres pertes qui ont un effet de freinage, donc l'apport de travail réel est supérieur à cette valeur théorique.

Un facteur de charge ψ peut être introduit pour en tenir compte, de sorte que le travail effectué devienne :

$$(\text{Travail effectu e}) = \psi \cdot \sigma \cdot U^2 \quad (3.75)$$

Les valeurs typiques du facteur de charge se situent dans la région de (1.035) et (1.04) .

Si $(T_{03} - T_{01})$ est l'élévation de la température de stagnation dans l'ensemble compresseur alors, puisque aucune énergie n'est ajoutée dans le diffuseur, ce doit être égal à la hausse de la température de stagnation $(T_{02} - T_{01})$ à travers la roue   aubes seul.

Il sera donc égal à la température équivalente du travail à l'air donn e par l'équation (3.75) , à savoir l'application de l'équation d'Euler au flux pour un gaz calorifique parfait à travers l'étage centrifuge du compresseur de l'entrée à la sortie donne :

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\sigma \cdot \psi \cdot U^2}{C_p} \quad (3.76)$$

Où C_p est la chaleur spécifique moyenne sur cette plage de température.

Jusqu'ici, nous avons seulement considéré le travail qui doit être mis dans le compresseur.

Si l'on suppose une valeur pour l'efficacité iso tropique globale $\eta_{C_{is}}$, on sait alors quelle quantité de travail est utilement employ e pour augmenter la pression de l'air.

L'expression de l'efficacité isentropique globale est :

$$\eta_{C_{is}} = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (3.77)$$

Où

T_{03s} : Température total sans perte (Isotropique).

T_{03} : Température total avec perte.

Le rapport global de pression de stagnation est le suivant :

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left[1 + \frac{\eta_{C_{is}} (T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} = \left[1 + \frac{\eta_{C_{is}} \psi \sigma U^2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.78)$$

C'est la formule aérodynamique du rapport de pression.

3.3.3 Equations dans le repère relatif, repère d'étude des turbomachines

En présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation, on a La vitesse absolue \vec{v} qui correspond à la vitesse d'une particule de fluide mesurée dans le repère fixe ; **Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \vec{W} .**

La figure (3.11) représente évidemment une position figée de la roue. Autrement dit, **l'observateur est fixe** sur la roue et dans ce repère relatif, il ne voit que la trajectoire relative de la particule.

L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. Pour les roues fixes les équations seront identiques avec la condition de vitesse de rotation nulle. Les avantages du repère relatif sont nombreux :

1. L'écoulement relatif est stationnaire dans la plupart des cas.
2. Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.
3. Les profils de vitesse ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

En considérant l'écoulement dans l'espace inter-aubages d'une grille d'aubes tridimensionnelle, on peut faire apparaître, dans un repère cylindrique, les composantes de la vitesse absolue \vec{v} , relative \vec{W} et d'entraînement \vec{U} (figure 3.11).

La figure (3.12) définit la vue méridienne et la vue de face de la grille d'aubes retenue, sur laquelle on détaille les différentes composantes de la vitesse absolue.

En outre, on peut apprécier les vecteurs représentant la vitesse absolue d'une particule de fluide \vec{v} et ses composantes \vec{v}_r , \vec{v}_θ et \vec{v}_z ; la vitesse relative \vec{W} (dans le repère relatif tournant avec une vitesse angulaire Ω), et ses composantes \vec{W}_r , \vec{W}_θ et \vec{W}_z ; et la vitesse d'entraînement $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}$.

Un paramètre d'importance capitale apparaît sur cette figure **la vitesse méridienne** \vec{v}_m , \vec{W}_m .

$$\vec{v}_m = \vec{v}_r + \vec{v}_z = W_m$$

On peut ainsi écrire les relations suivantes :

$$\vec{v} = \vec{W} + \vec{U} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} v_z = W_z \\ v_r = W_r \\ v_\theta = W_\theta + \Omega r \end{array} \right\} \quad (3.79)$$

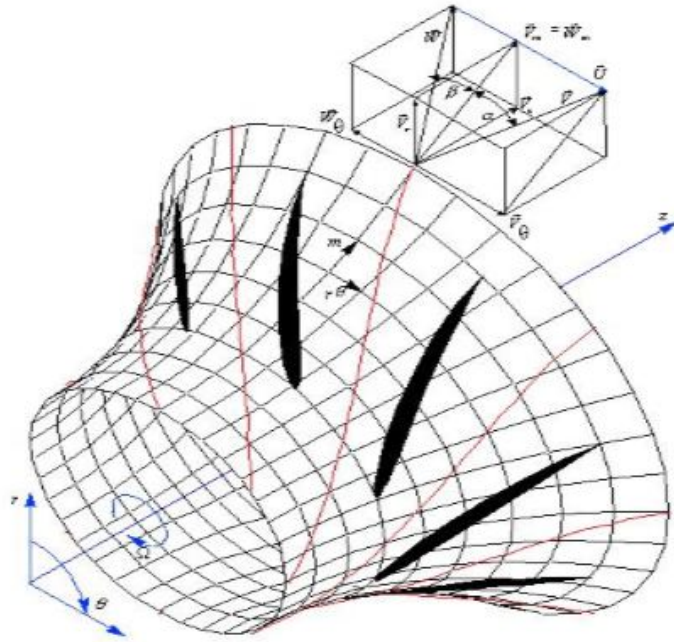


FIGURE 3.11 – Ecoulement dans une grille tridimensionnelle

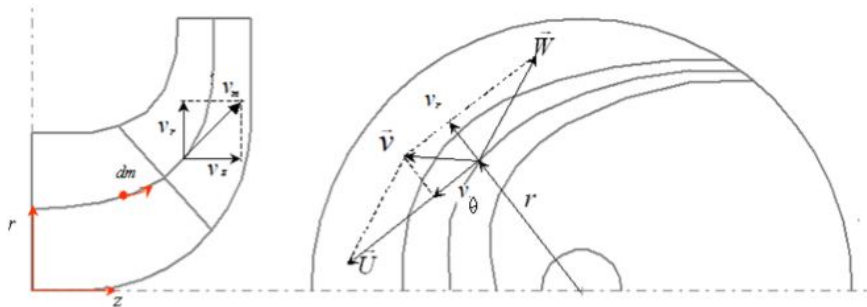


FIGURE 3.12 – Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face

$$\tan \alpha = \frac{v_\theta}{v_m} \quad (3.80)$$

$$\tan \beta = \frac{W_\theta}{W_m} \quad (3.81)$$

Finalement, les équations de continuité et de quantité de mouvement peuvent être exprimées en mouvement relatif :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (3.82)$$

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\Omega} \times \vec{W} + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \cdot \lambda \cdot \text{div} \vec{W} \right] \quad (3.83)$$

En comparant l'équation (3.9) (repère fixe) et l'équation (3.83) (repère relatif) l'équation du mouvement du fluide dans un repère relatif est identique à l'équation en repère fixe en ajoutant les termes $2\vec{\Omega} \times \vec{W} + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}$ (de Coriolis et forces centrifuges) qui agissent sur le fluide en plus des forces de surface et de volume.

Pour un fluide non visqueux, l'équation générale de la dynamique des fluides s'écrit dans le repère relatif

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\Omega} \times \vec{W} + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} \quad (3.84)$$

Cette équation peut être écrite, après un certain nombre de manipulations, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial W}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\vec{\Omega} \times \vec{W} = -\vec{\nabla} I + T\vec{\nabla} S + \vec{F} \quad (3.85)$$

Où T et S représentent respectivement la température et l'entropie pour des écoulements compressibles, et la quantité

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (3.86)$$

I Est appelée **Rothalpie**. Aux pertes près, elle est approximativement constante pour tout l'espace inter aubages.

L'équation (3.85), est connue comme l'équation de **Crocco** ou forme énergétique de l'équation dynamique. Le terme $\vec{\nabla} S$, associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur, est généralement négligeable en fluide incompressible.

Dans le cadre de l'écoulement isentropique défini comme l'écoulement d'un fluide parfait sans échange de chaleur, l'enthalpie h du fluide s'écrit :

$$h = \int \frac{dp}{\rho} \quad (3.87)$$

Et l'enthalpie d'arrêt ou enthalpie totale H :

$$H = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.88)$$

Dans ces conditions, en négligeant les forces de volume, le théorème de Bernoulli en écoulement permanent et i-rotationnel s'écrit :

$$I = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (3.89)$$

Les diverses expressions de la rothalpie serviront plus tard pour établir les termes de pression à partir des champs cinématiques des écoulements internes. Si l'écoulement est visqueux, la rothalpie se conservera de façon approximative en raison des puissances dissipées par les forces de cisaillement.

Lyman [1] a étudié l'équation de transport de la rothalpie dans les cas les plus complets et fournit une description détaillée de tous ces termes (**Approche Quasi-Tridimensionnelle**)

Le modèle quasi-tridimensionnelle consiste à décomposer l'écoulement tridimensionnel en deux écoulements bidimensionnels (figure 3.13) :

1. Le plan méridien
2. Le plan aube à aube.

Cette décomposition devient la première étape pour l'étude tridimensionnelle de l'écoulement et se trouve à l'origine de plusieurs logiciels de calcul.

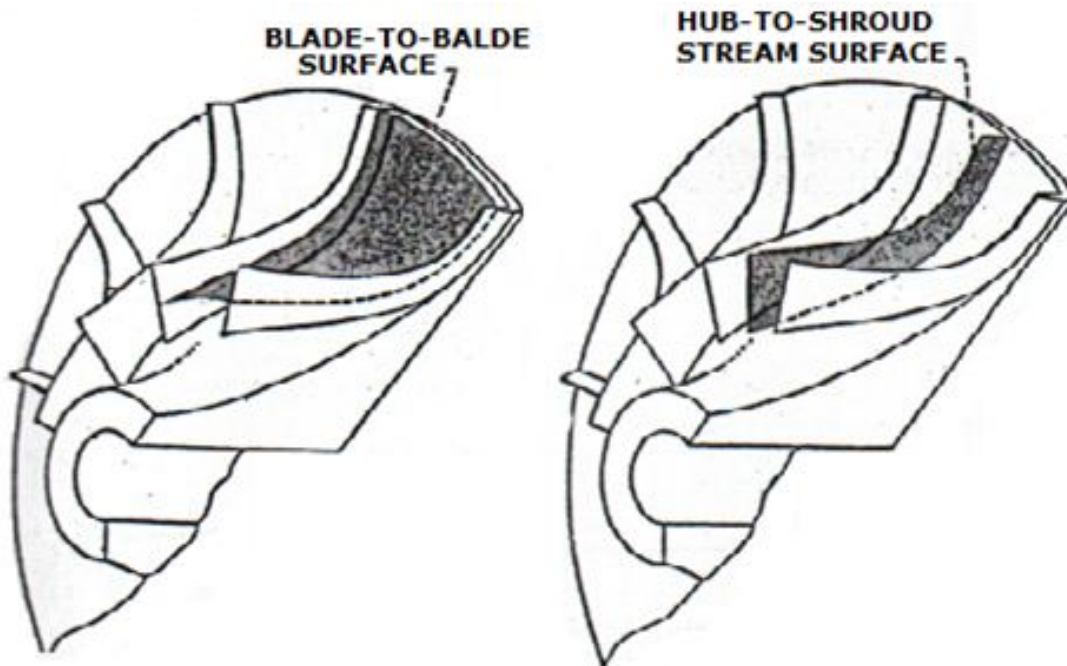


FIGURE 3.13 – illustration Wu(1952) quasi 3D flow surfaces

-1- Écoulement Méridien

Le calcul de cet écoulement dit méridien permet de déterminer les nappes de courant à l'intérieur de la machine.

L'analyse de l'écoulement méridien peut présenter un champ cinématique extrêmement complexe, même si dans tous les cas l'écoulement est permanent. Différentes techniques de résolution sont établies en partant de méthodes simplifiées unidimensionnelles jusqu'à de véritables méthodes Q-3D. Ces approches sont dénombrées en ordre croissant de complexité sur le tableau 3.1 et brièvement détaillées par Miguel ASUAJE.

Diverses méthodes utilisées pour la résolution de l'écoulement méridien	Dimension
Équilibre radial simplifié (ERS)	1D
Théories des disques actuateurs	1D/2D
Méthode Matricielle	Q3D
Méthode complète Quasi-3D	Q3D

TABLE 3.1 – Diverses méthodes de résolution de l'écoulement méridien

– Méthode complète Quasi-3D

Partant des équations d'Euler dans un repère absolu en coordonnées cylindriques, pour un écoulement stationnaire ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) et axisymétrique ($\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$), les équations du mouvement qui régissent l'écoulement dans la machine s'écrivent :

Quantité de mouvement radiale :

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + F_r \quad (3.90)$$

Quantité de mouvement tangentielle :

$$v_r \frac{\partial v_u}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_u}{\partial z} + \frac{v_r v_u}{r} = F_u \quad (3.91)$$

Quantité de mouvement axiale :

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + F_z \quad (3.92)$$

Où v_r, v_z et v_u sont les composantes de la vitesse absolue et F_r, F_z et F_u les composantes des efforts appliqués localement par les pales. Cet ensemble d'équations est complété par l'équation de continuité et l'équation de conservation de la rothalpie (équation 3.86).

La résolution du système d'équations, qui permet la détermination de l'écoulement méridien, est réduite à la résolution de l'équation :

$$\vec{\nabla} \left(\frac{1}{r} \vec{\nabla} \psi \right) = G(r, z) \quad (3.93)$$

La fonction $G(r, z)$ est le champ de **Vorticité** induit par les aubages. Ce terme sera déterminé par un calcul aube à aube simplifié . Il contient différents termes cinématiques et dynamiques de l'écoulement interne :

$$G(r, z) = \frac{r(F_r - F_z) + (v_u - U) \left[\frac{\partial(r v_u)}{\partial r} - \frac{\partial(r v_u)}{\partial z} \right]}{v_r + v_z} \quad (3.94)$$

Où les termes F_r et F_z équivalent aux efforts exercés par les aubages sur le fluide que l'on nommera « force d'aubage », sont exprimés en fonction de la cinématique de l'écoulement :

$$F_r = -r \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial r} \cdot F_u = -r \frac{\partial \alpha}{\partial r} \left(v_r \frac{\partial v_u}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_u}{\partial z} + \frac{v_r v_u}{r} \right) \quad (3.95)$$

$$F_z = -r \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial z} \cdot F_u = -r \frac{\partial \alpha}{\partial z} \left(v_r \frac{\partial v_u}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_u}{\partial z} + \frac{v_r v_u}{r} \right) \quad (3.96)$$

(α) est l'angle qui définit la surface moyenne des aubages en fonction de z et r (figure 3.14).

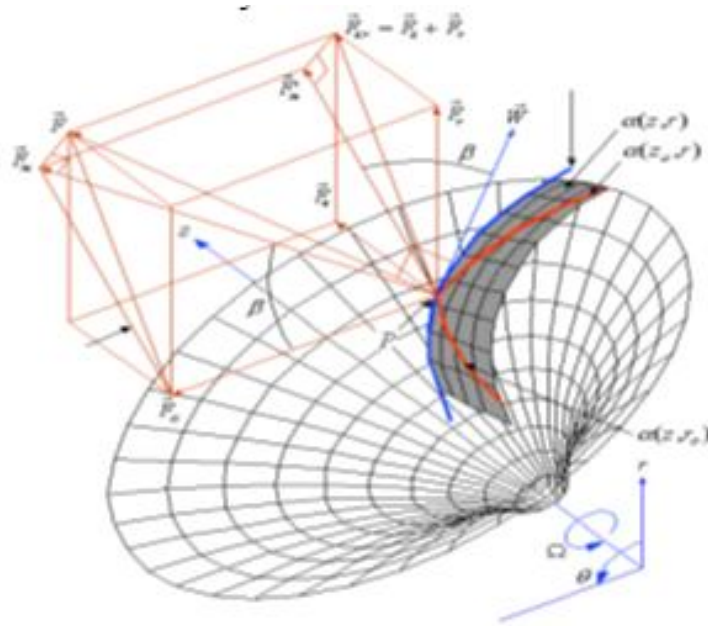


FIGURE 3.14 – Définitions relatives aux forces d'aubages - vue 3D

L'équation différentielle obtenue (équation 3.93) est non linéaire et implicite. Le canal méridien peut être traité, imposant les conditions aux limites de la manière suivante :

1. Conditions de Dirichlet sur les parois (flasque avant et flasque arrière).
2. Conditions de Neumann à l'entrée et à la sortie du domaine méridien.

L'équation différentielle est résolue sur un maillage non structuré, en utilisant une méthode éléments finis combinée à un schéma de relaxation. Un schéma du domaine de calcul est présenté sur la figure 3.15 .

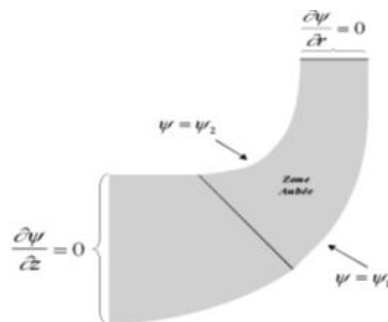


FIGURE 3.15 – Domaine de calcul. Canal méridien

Dans une première étape, l'équation du mouvement (3.93) est résolue sans second membre (écoulement potentiel), c'est-à-dire :

$$\vec{\nabla} \left(\frac{1}{r} \vec{\nabla} \psi \right) = 0 \quad (3.97)$$

Le champ de vitesse, par ses composantes v_{ri} , v_{ui} et v_{zi} , constitue la solution irrotationnelle. Cette solution servira de jeu de données initiales permettant de calculer $G(r, z)$, second membre de la relation (3.93), qui est accessible à partir du moment cinétique induit par les aubages et qui évoluera à chaque itération.

-2- Ecoulement aube à aube

L'écoulement aube à aube représente le complément de l'écoulement méridien pour la description quasi tridimensionnelle de l'écoulement. Il s'agit de l'écoulement dans le repère (m, z) de la figure (3.14), que l'on résoudra comme précédemment par une méthode du type fonction de courant, par la méthode des singularités ou encore à l'aide de diverses corrélations expérimentales dans le cadre des méthodes globales. Bien qu'il s'agisse de solutions proprement bidimensionnelles elles permettent d'étudier principalement la forme des aubes et leur influence sur l'écoulement.

Hormis les méthodes numériques à résoudre sur un maillage adapté, les méthodes disponibles pour résoudre l'écoulement traversant une grille d'aubes peuvent être brièvement classées comme suit :

- 1/ Méthode de la transformation conforme :
Dans cette méthode, l'écoulement autour d'une grille d'aubes est obtenu par transformation de l'écoulement autour d'un cylindre ; écoulement parfaitement connu.
- 2/ Méthode des singularités :
Les méthodes de singularité sont basées sur le principe de la superposition de solutions d'écoulement potentielles au le flux est considéré comme la somme des potentiels élémentaires correspondant respectivement a :
 - le flux uniforme de base .
 - des sources, des puits ou des tourbillons situés dans des points correctement sélectionnés des champs d'écoulement .
- 3/ Méthode Numérique :
Dans cette méthode, les équations sont résolues numériquement sur un maillage en utilisant un schéma de relaxation. La technique des différences finies ou la méthode des éléments finis sont utilisées.

- 4/ Méthode globale :
 Dans la méthode développée par Chung-Hua Wu -NACA TN 2604-, la déviation entre la ligne moyenne des profils et la ligne de courant moyenne est obtenue empiriquement en utilisant des données aube à aube expérimentales. Les effets dus à la cambrure et à l'épaisseur des profils sont déterminés à partir d'une distribution de pression donnée.
- 5/ Méthode de l'hodographe :
 Dans cette méthode, on ramène l'écoulement en grille d'aubes à une fraction de l'écoulement potentiel source-puits. Cette méthode tombée en désuétude mérite une attention particulière dans le cadre de l'avant-projet. C'est une des rares méthodes inverses qui contrôle, au stade de la conception, le champ de vitesses en tout point d'un écoulement bidimensionnel incompressible : écoulement inter-aubages ou entre parois solides. Son handicap majeur est qu'elle est inopérante dans les zones à fort gradient proches du bord d'attaque et du bord de fuite, particulièrement importantes au demeurant (Weiss- AGARD LS 167).

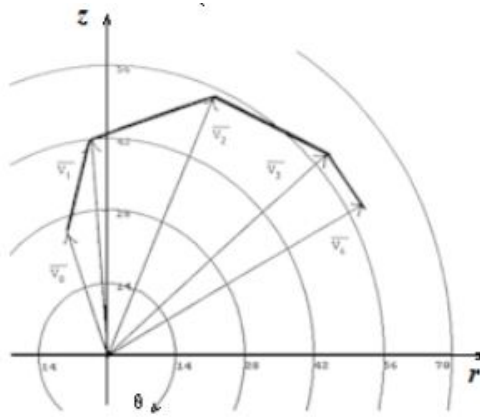


FIGURE 3.16 – Méthode de l'hodographe

Les méthodes décrites ci-dessus peuvent être utilisées pour la conception d'un profil ou pour l'analyse de l'écoulement autour d'un profil donné (problème direct). La méthode de singularités est l'une des techniques les plus largement répandues en raison de sa précision et de la facilité avec laquelle elle peut être programmée dans les ordinateurs actuels.

3.4 LE DIFFUSEUR

3.4.1 Généralités sur les diffuseurs radiaux

Le niveau d'énergie cinétique disponible en entrée de diffuseur radial est généralement important, et représente une grande partie de l'énergie apportée au fluide au cours de sa traversée du rouet. Le taux de récupération de pression statique du diffuseur radial, qui quantifie la part de cette énergie cinétique convertie en pression statique au travers du diffuseur, est donc un paramètre déterminant pour les performances de l'étage de compression.

On distingue parmi les diffuseurs radiaux ceux dits **non-aubés** de ceux dits **aubés**. Entre les deux, il existe également des diffuseurs dits à faible solidité, qui correspondent à des diffuseurs aubés avec peu d'aubages, suffisamment espacés pour ne pas définir de col géométrique et permettre le passage de débits importants. Les Pipe Diffusers sont encore une autre variante particulière de diffuseur radial, dont les canaux sont définis par un certain nombre de cylindres inclinés par rapport à la direction radiale.

L'avantage des diffuseurs non-aubés réside dans la largeur de leur plage de fonctionnement. Tandis que celle d'un diffuseur aubé est limitée par le blocage sonique au col du diffuseur vers les hauts débits et par le développement de décollements tournants engendrés par la sur-incidence de l'écoulement sur les aubages vers les bas débits, les diffuseurs non-aubés sont capables de fonctionner pour une plus large gamme d'angles d'écoulement en entrée, sans considération d'incidence étant donnée l'absence d'aubages.

D'autre part, les interactions instationnaires avec le rouet sont plus faibles, ce qui facilite leur conception et limite l'occurrence d'instabilités excitées par l'interaction instationnaire entre le rouet et le diffuseur.

En contrepartie, le **coefficient de récupération de pression statique** d'un diffuseur non-aubé est inférieur à celui d'un diffuseur aubé, en raison de la plus grande longueur des trajectoires dans un diffuseur non-aubé, ce qui a pour conséquence d'augmenter le niveau de pertes de charge et de diminuer la pression statique en sortie.

L'implantation d'aubages dans le diffuseur permet à la fois de diminuer la longueur des trajectoires dans le diffuseur (et donc les pertes par frottement), et de mettre davantage à contribution la composante tangentielle de la vitesse en entrée du diffuseur afin d'accroître le taux de diffusion par rapport à un diffuseur lisse. À taux de pression constant, cette capacité de diffusion supérieure des diffuseurs aubés peut être utilisée afin de réaliser un diffuseur plus compact et réduire la surface frontale de l'étage de compression. C'est ce type de diffuseur qui équipe le compresseur centrifuge étudié.

3.4.2 Les performances du diffuseur

Les performances du diffuseur sont caractérisées par le coefficient de récupération C_{rcup} qui quantifie la part de la pression dynamique disponible en sortie du rouet qui est convertie en pression statique grâce au processus de diffusion – et un coefficient de pertes K_{2-3} , défini comme le rapport des pertes de charges dans le diffuseur sur la pression dynamique en entrée de diffuseur.

$$C_{\text{rcup}} = \frac{P_3 - P_2}{P_{02} - P_2} \quad (3.98)$$

$$K_{2-3} = \frac{P_{02} - P_{03}}{P_{02} - P_2} \quad (3.99)$$

En supposant l'écoulement incompressible, axisymétrique, stationnaire, et en négligeant les frottements ainsi que la composante tangentielle du gradient de pression, les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement s'écrivent en coordonnées cylindriques :

$$\rho_0 C_{r_2} (2\pi r e) = \dot{m} \quad (3.100)$$

$$\rho_0 C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - \frac{\rho_0 C_\theta^2}{r} = -\frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.101)$$

$$\rho_0 C_r \frac{\partial C_\theta}{\partial r} + \frac{\rho_0 C_r C_\theta}{r} = 0 \quad (3.102)$$

Où ρ_0 est la masse volumique du fluide et e l'épaisseur ou bien la hauteur de la veine, supposée constante dans la suite.

Pour trouver le bon angle d'entrée pour les ailettes du diffuseur, il faut prendre en compte le débit dans l'espace sans creux. Aucune énergie supplémentaire n'est fournie à l'air après sa sortie du rouet, de sorte que, en négligeant l'effet du frottement, le moment angulaire M doit être constant et comme :

$$M = C_{u_2} \cdot r_2$$

Donc,

La vitesse tangentielle C_{u_2} diminue comme l'inverse du rayon.

Et La vitesse radiale C_{r_2} diminuera également conformément à l'équation de continuité (3.100).

Pour un canal de profondeur constante, la zone d'écoulement dans la direction radiale est directement proportionnelle au rayon.

Si C_{r_2} et C_{u_2} diminuent tous les deux, la vitesse résultante C_2 diminuera également, et une certaine diffusion aura évidemment lieu dans l'espace sans défaut.

Pour le diffuseur, la section amont qui correspond à la section 2 ; les conditions d'alimentation sont (T_{02}, P_{02}) et l'angle de l'écoulement en entrée de diffuseur est là la même valeur avec l'angle de l'écoulement absolue à la sortie roue (α_2)

et aussi le débit en entrée de diffuseur est là la même valeur de débit ramené aux conditions standard à l'entrée du roue (\dot{m}_a).

Il en résulte que dans un diffuseur lisse et sous les hypothèses listées précédemment, la pression évolue comme l'inverse du rayon au carré. Les équations (3.100), (3.101) et (3.102) permettent en effet d'écrire :

$$\frac{p - p_2}{1/2 \rho C_2^2} = 1 - \left(\frac{r_2}{r}\right)^2 \quad (3.103)$$

Où p_2 désigne la pression statique en entrée du diffuseur. C'est là l'intérêt des diffuseurs radiaux en comparaison des diffuseurs axiaux, dans lesquels seule la composante tangentielle de la vitesse peut être mise à contribution pour la diffusion. Dans un diffuseur radial lisse, compte-tenu de l'augmentation de la section débitante, les composantes radiales et tangentielles de la vitesse sont toutes les deux diffusées.

Selon la formule (3.103), le taux de pression d'un diffuseur lisse est directement piloté par le rapport des rayons de sortie et d'entrée du diffuseur.

La présence des aubages permet de diffuser davantage la composante tangentielle de la vitesse, et de réduire l'encombrement d'un diffuseur radial pour un même taux de compression. Le gradient de pression est considérablement modifié par la présence des aubages, et il s'aligne dans leur direction.

Les pertes de charges singulières sont aussi présent a cause de redresseur axial qui a le rôle de dirigée l'écoulement vers la chambre de combustion voir la figure (3.10).

Les pertes de charges singulières dans -redresseur axial- sont exprimées par :

$$\Delta P_S = P_3 - P_{3-2} = K \cdot \frac{\rho \cdot C_2^2}{2}$$

K : ce coefficient dépend de la nature de la résistance locale.

Et pour calculer la section de sortie du diffuseur A_3 en peut la définir à partir de L'expression du paramètre de débit massique basé sur la pression statique MFp (Static Pressure Mass Flow Parameter) Par la suivant formule :

$$MFp = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{03}}}{P_3 A_3} = M_3 \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)} \quad (3.104)$$

Donc

$$A_3 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{03}}}{P_3 \cdot MFp} \quad (3.105)$$

3.4.3 Géométrie du diffuseur

Il existe un grand nombre de variantes de diffuseurs aubes. Les plus courantes sont représentées sur la figure 3.17.

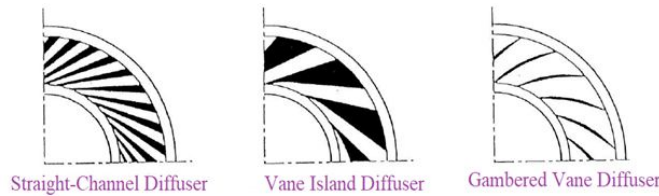


FIGURE 3.17 – Différents types de diffuseurs aubes

Toutes ces variantes de diffuseurs sont purement bidimensionnelles. Les aubages ne sont pas vrilles, et le bord d'attaque est droit. Compte-tenu de la distorsion de l'écoulement en sortie de roue, l'une des voies d'amélioration possible est la modification de la forme du bord d'attaque des aubages du diffuseur (Kenny 1970; Jansen and Rautenberg 1982; Rodgers 1988; Aplat 2010), **(La forme elliptique)** du bord d'attaque voir figure (3.18) est d'ailleurs supposée être l'une des raisons qui permet à ce type de diffuseurs d'atteindre des coefficients de récupération supérieurs, au prix toutefois d'une plage de fonctionnement réduite (Kenny 1970; Liang 1994). Les pipe diffuser sont d'autre part apprécié pour leurs couts de fabrication modérés.

Mais en règle générale, la fabrication d'un diffuseur tridimensionnel est plus complexe et couteuse que celle d'un diffuseur purement bidimensionnel, ce qui peut expliquer qu'ils ne soient pas davantage répandus à l'heure actuelle. Dans un diffuseur aubé en peut définir trois zones comme indiquées sur la figure 3.18 :

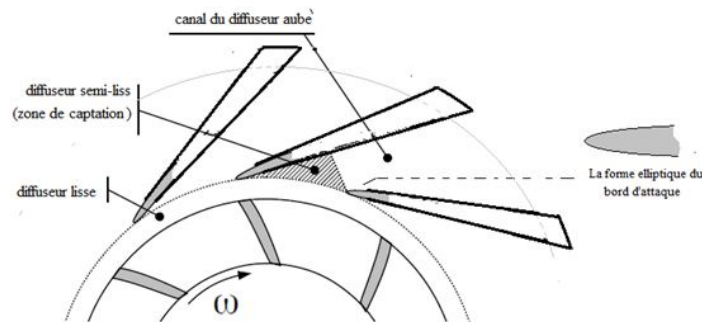


FIGURE 3.18 – Désignation des différentes parties d'un diffuseur aube

-1- Le diffuseur lisse

Le diffuseur lisse correspond à l'espace entre le rayon du bord de fuite du rouet et le rayon du bord d'attaque du diffuseur. Il est le lieu d'un écoulement fortement tridimensionnel et instationnaire, influence à la fois par le défilement de l'écoulement relatif dans le repère du rouet et l'effet potentiel lié à la présence des aubages du diffuseur. L'élargissement du diffuseur lisse tend à diminuer les interactions instationnaires entre le rouet et le diffuseur, au prix d'un niveau de pertes par frottement plus élevé.

A l'inverse, un diffuseur lisse trop court augmente les interactions instationnaires entre le rouet et le diffuseur, et peut dégrader les performances globales du compresseur, en particulier la largeur de la plage de fonctionnement. A partir de cette constatation, un certain nombre d'études ont eu pour but de déterminer la largeur optimale du diffuseur lisse du point de vue des performances de l'étage.

Une valeur du rapport entre le rayon du bord d'attaque du diffuseur sur celui du bord de fuite du rouet égale à **1.05** semble couramment admise comme un optimum (van den Braembussche 2012).

En réalité est estimée empiriquement à (1.05 à 1.2) fois le diamètre de la roue.

$$r_{3-1} = r_2 \times e_{R-Dif} \quad (3.106)$$

Où e_{R-Dif} représente le rapport entre le rayon du bord d'attaque du diffuseur sur celui du bord de fuite du rouet avec :

$$e_{R-Dif} = [1.05, 1.2] \quad (3.107)$$

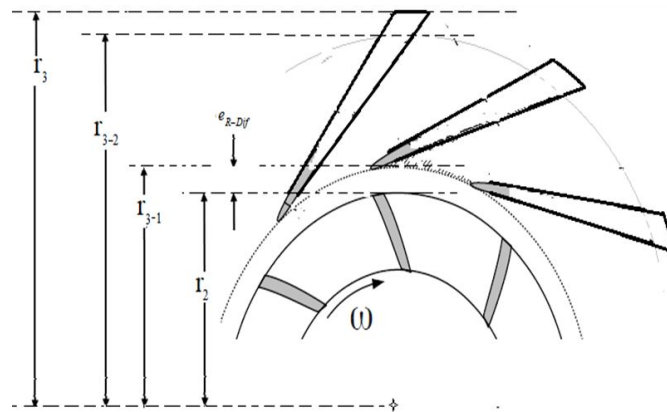


FIGURE 3.19 – Schéma explicatif de la forme de diffuseur

-2- Le diffuseur semi-lisse

Le diffuseur semi-lisse correspond à la zone entre le bord d'attaque et le col du diffuseur. Elle peut aussi être désignée en tant que **zone de captation du diffuseur**.

Dans cette zone du diffuseur, l'écoulement subit une homogénéisation plus ou moins prononcée, et le gradient de pressions – principalement radial en sortie de roue – s'aligne avec les aubages avant d'atteindre le col.

Compte-tenu de ce réalignement de l'écoulement, le diffuseur semi-lisse agit sur l'écoulement comme un convergent ou comme un divergent en fonction de l'angle de l'écoulement en entrée de diffuseur, et donc du **point de fonctionnement**.

Ainsi, lorsque le compresseur opère à des valeurs importantes du débit, c'est à dire à proximité du blocage, l'angle de l'écoulement en entrée du diffuseur pris par rapport à la direction radiale est faible, et la zone de captation agit comme un convergent (figure 3.20).

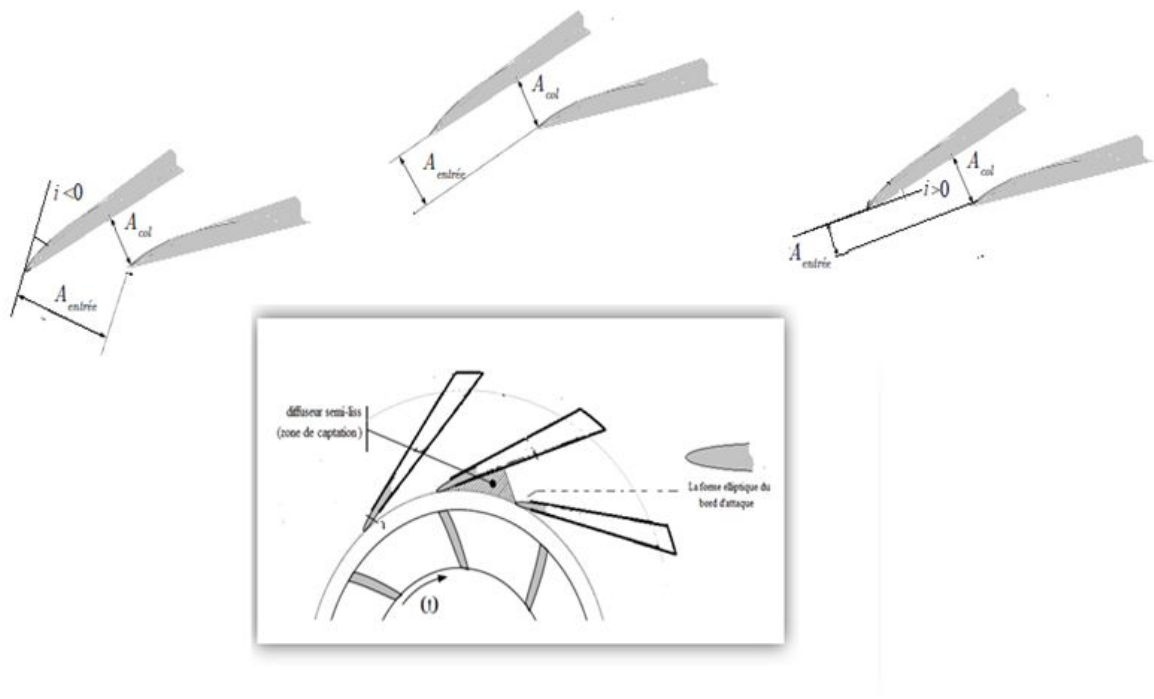


FIGURE 3.20 – Influence des conditions d'alimentation du diffuseur sur le fonctionnement du diffuseur semi-lisse d'après (van den Braembussche 2012)

Les aubages travaillent sous incidence négative. A l'inverse, lorsque le débit diminue, l'angle de l'écoulement en entrée du diffuseur augmente, et l'incidence

sur les aubages devient positive; la zone de captation agit sur l'écoulement comme un divergent, et contribue à la hausse de la pression statique à travers le diffuseur.

Le fonctionnement de la zone de captation du diffuseur influence l'épaisseur des couches limites au niveau du col, c.-à-d. **le blocage au col** : lorsqu'elle agit comme un convergent, les couches limites arrivant au col sont minces ; lorsqu'elle agit comme un divergent, les couches limites s'épaississent avant d'atteindre le col.

-3- Le canal du diffuseur AUBE

La dernière partie d'un diffuseur aube est le *canal* du diffuseur. Dans cette partie, l'écoulement est guidé par les faces en pression et en dépression de deux aubages voisins.

Théoriquement, le taux de récupération maximum serait atteint avec des aubages purement radiaux en sortie du diffuseur, qui convertirait la totalité de la composante tangentielle de la vitesse en pression statique.

Mais comme pour un diffuseur axial à déviation trop importante, des décollements massifs pourraient se produire. Les écoulements secondaires habituels désignés en tant que *tourbillons de passage* se développent. Ces écoulements secondaires ont en revanche une organisation particulière, puisque étant donné la forme des aubages et la composante radiale du gradient de pression, ils sont orientés de la face en dépression vers la face en pression au niveau des parois moyeu et carter. Les couches limites au moyeu et au carter tendent donc à *glisser* vers la face en pression des aubages du diffuseur figure (3.21).

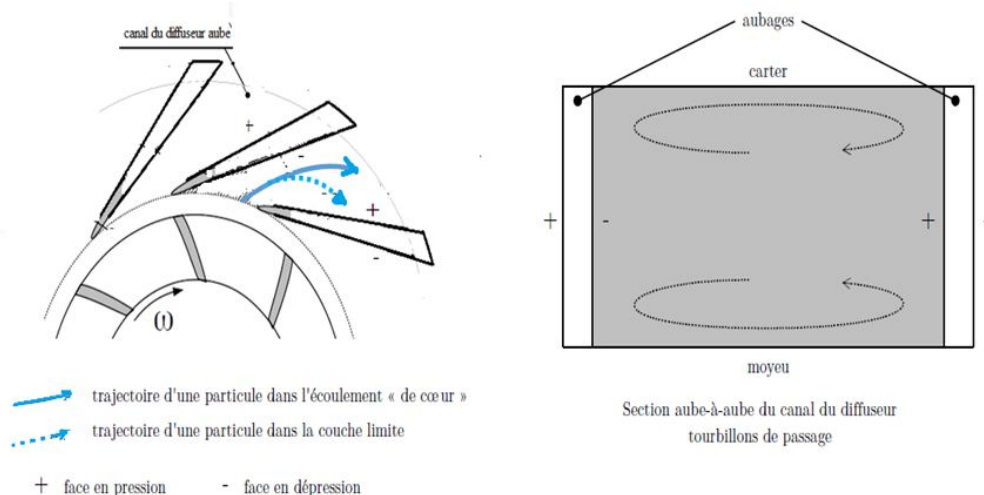


FIGURE 3.21 – *Tourbillons de passage dans un diffuseur radial*

3.4.4 Limitations des performances des compresseurs centrifuges

La figure (3.22) est un exemple typique de carte de fonctionnement d'un étage de compresseur centrifuge. Elle représente le taux de pression de l'étage en fonction du débit ramené aux conditions

Standards en entrée du rouet. Les lignes en rouge correspondent aux courbes de fonctionnement pour une vitesse de rotation du rouet donnée. Les lignes en vert correspondent aux lignes à iso-rendement. La position du rendement maximal est indiquée par une ligne en pointilles noirs.

La plage de fonctionnement de l'étage est limitée vers la droite par la *ligne de blocage aérodynamique*.

Celle-ci limite la valeur du débit maximal pouvant traverser le compresseur, pour une vitesse de rotation donnée. Physiquement, cette valeur maximale du débit peut être imposée par l'un des deux phénomènes suivants :

- l'apparition d'un choc droit au col du rouet ou du diffuseur. Dans cette configuration de l'écoulement, l'influence d'une diminution de la pression à l'aval ne peut pas se propager en amont du col sonique, et la valeur du débit est imposée.

- l'augmentation des pertes visqueuses : pertes par frottement et développements éventuels de décollements de la couche limite. Dans ce cas, le rouet n'est plus en mesure de fournir l'énergie nécessaire à contrer les pertes visqueuses, et le débit atteint une valeur limite.

Vers la gauche, la plage de fonctionnement est limitée par la *ligne de pompage*. Celle-ci marque le déclenchement d'instabilités violentes, qui peuvent conduire à une inversion du débit au travers du compresseur. Elles compromettent radicalement le fonctionnement du compresseur et peuvent être destructrices. Elles doivent donc à tout prix être évitées lors de l'opération du turbomoteur.

Pour cette raison, les constructeurs définissent une *marge au pompage*, comprise entre la ligne de marge au pompage (ligne en pointilles bleus) et la ligne de pompage (ligne en pointilles noirs). L'opération du compresseur dans cette zone est interdite, afin de garantir la sécurité d'opération. Or, pour la majorité des compresseurs centrifuges, le maximum du taux de pression est atteint pour un point de fonctionnement inclus dans cette marge au pompage. Celle-ci est donc directement préjudiciable aux performances du turbomoteurs, le fonctionnement du compresseur à son taux de pression maximal étant interdit.

Elle limite également le taux d'accélération du turbomoteur, ce qui est extrêmement pénalisant dans le cas où le besoin «*remise de gaz en urgence*» est important.

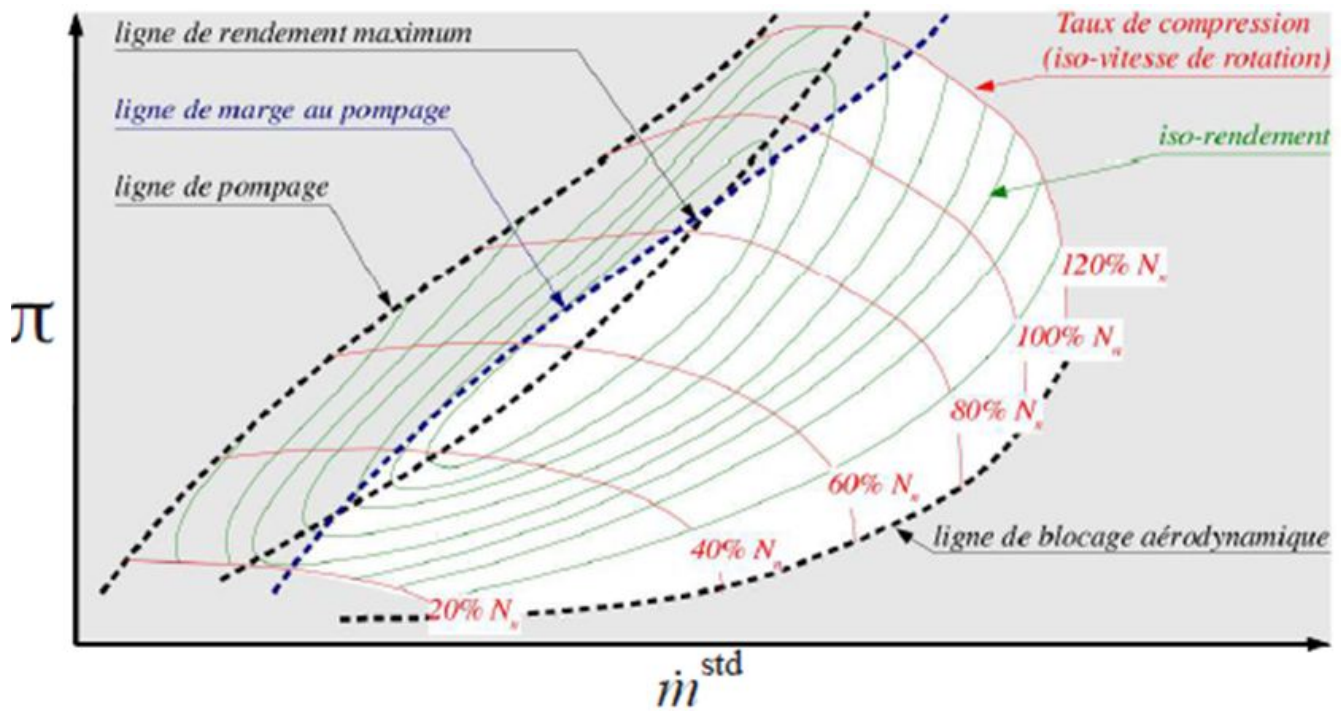


FIGURE 3.22 – Exemple de carte de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.

3.5 THÉORIES GÉNÉRALES SUR LA THERMODYNAMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

La conception d'un système de combustion à turbine à gaz est un processus complexe impliquant la dynamique des fluides, la combustion et la conception mécanique. Pendant de nombreuses années, le système de combustion était beaucoup moins sujet au traitement théorique que les autres composants de la turbine à gaz, et tout programme de développement nécessitaient un nombre considérable d'essais et d'erreurs. Avec les températures de cycle très élevées des turbines à gaz modernes, la conception mécanique reste difficile et un programme de développement mécanique est inévitable. L'augmentation rapide de l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) au cours des dernières années a eu un impact majeur sur le processus de conception, en améliorant considérablement la compréhension du flux complexe et en réduisant ainsi le nombre d'essais et d'erreurs nécessaires. Les méthodes CFD sortent du cadre de ce texte d'introduction, mais leur importance doit être reconnue.

L'objectif principal de cette partie est de montrer en quoi le problème de la conception consiste essentiellement à trouver le meilleur compromis possible entre plusieurs exigences contradictoires, qui varient grandement selon les applications. Les combustibles les plus courants pour les turbines à gaz sont les distillats de pétrole liquides et le gaz naturel, et l'attention sera portée sur les systèmes de combustion adaptés à ces combustibles.

Au début de la conception des turbines à gaz, les principaux objectifs étaient l'efficacité élevée de la combustion et la réduction de la fumée visible, qui avaient été en grande partie résolus au début des années 1970. La réduction des oxydes d'azote est un problème beaucoup plus exigeant. Des programmes de recherche en cours sont essentiels pour respecter les limites de pollution de plus en plus strictes tout en maintenant les niveaux de fiabilité existants et en maintenant les coûts abordables.

3.5.1 Exigences opérationnelles

Nous soulignons dans la conception thermodynamique des turbines à gaz, l'importance des températures élevées et des rendements élevés des composants. Pour les systèmes de combustion, la consommation d'énergie implique une efficacité élevée de la combustion et une faible perte de pression, la chambre de combustion est un composant essentiel car elle doit fonctionner de manière fiable à des températures extrêmes et permettre une répartition appropriée de la température à l'entrée de la turbine et créer le minimum de polluants sur une longue durée de vie.

Les avions doivent transporter le carburant nécessaire à leurs missions, ce qui a entraîné une utilisation universelle des carburants liquides.

Les turbines à gaz des avions sont confrontées aux problèmes liés au fonctionnement dans une large plage de pression d'entrée et de température dans le **domaine de vol**, comprenant le nombre de Mach et l'altitude. La chambre de combustion doit fonctionner avec une densité d'air considérablement réduite et le débit massique en altitude, tout en utilisant approximativement le même rapport carburant / air qu'au niveau de la mer pour maintenir une valeur appropriée de la température à l'entrée de la turbine.

Les conditions atmosphériques changeront assez rapidement pendant la montée et la descente, et la chambre de combustion doit faire face à un débit de carburant qui varie continuellement sans permettre au moteur de s'éteindre ou de dépasser les limites de température.

En cas d'extinction en vol, la chambre de combustion doit pouvoir être rallumée dans une large gamme de conditions de vol.

3.5.2 les différentes Types de chambre de combustion

La combustion dans une turbine à gaz à cycle ouvert normale est un processus continu dans lequel du carburant est brûlé dans l'air fourni par le compresseur ; une étincelle électrique est nécessaire uniquement pour déclencher le processus de combustion, puis la flamme doit être autonome.

Le concepteur dispos d'une grande latitude pour choisir une configuration de chambre de combustion et les différentes exigences d'utilisations en ce qui concerne le poids, le volume et la surface frontale peuvent donner lieu à des solutions très différentes.

Ces dernières années, l'impact des restrictions strictes sur les émissions d'oxydes d'azote (NOx) a eu un impact majeur sur la conception de la combustion, tant pour les applications industrielles que pour les travaux d'aéronautique.

Les premiers moteurs d'avion utilisaient des chambres de combustion tubulaires (Cannular), comme le montre la figure (3.23), dans lesquelles l'air sortant du compresseur est divisé en plusieurs flux séparés alimentant chacun une chambre séparée.

Ces chambres sont espacées autour de l'arbre reliant le compresseur et la turbine, chaque chambre ayant son propre jet de carburant alimenté par une conduite d'alimentation commune. Cette disposition était bien adaptée aux moteurs équipés de compresseurs centrifuges, où le flux était divisé en flux distincts dans le diffuseur

Une chambre de combustion de type (CAN) est composée d'au moins une

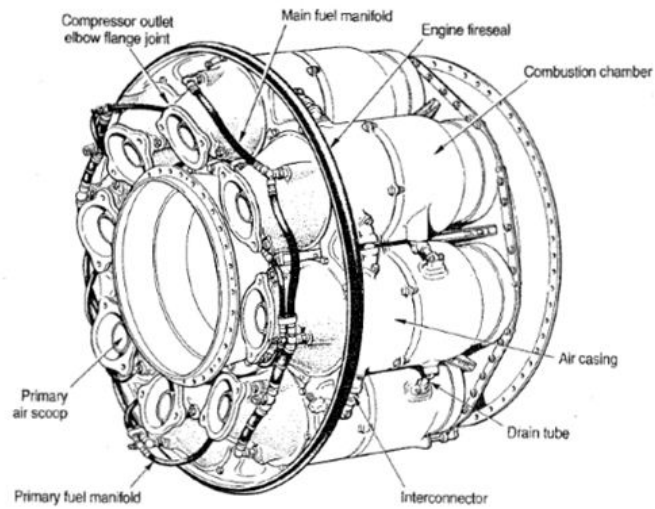


FIGURE 3.23 – *Chambre de combustion tubulaire (courtesy Rolls-Royce pk) .*

chambre de combustion, chacune contenue dans une caisse. A cause de son côté modulable, ce type de chambre de combustion fut utilisé dans les premiers développements des moteurs turbojets.

Toutefois, dans l'application aéronautique, le type de chambre de combustion CAN n'est pas souhaitable en termes de poids, de volume et de surface frontale et n'est plus utilisé dans les conceptions actuelles.

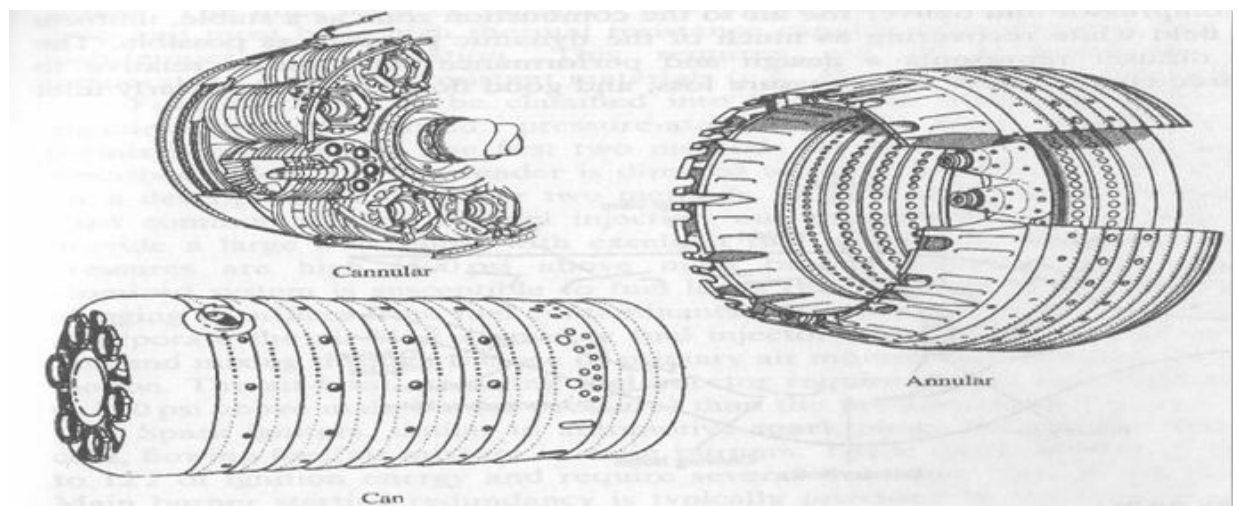


FIGURE 3.24 – *Les différents Types de chambre de combustion.*

Dans les chambres annulaires figure (3.24), l'ensemble du flux gazeux circule dans le même contenant. Les injecteurs de carburant sont répartis régulièrement dans la chambre et la multiplication du nombre de jets favorise l'homogénéité du mélange. La mise au point de ces types de chambres pour des turbines de grandes tailles sont rendues, en raison des débits importants plus délicates. Par contre la forme compacte permet un minimum de pertes de charge. Les petites turbines à gaz, telles que les groupes auxiliaires de puissance (APU) et celles proposées pour les microturbojet, ont souvent été conçues avec une chambre de combustion annulaire. Ce principe permet de diminuer l'encombrement du moteur. Ci-dessous le schéma de principe de fonctionnement :

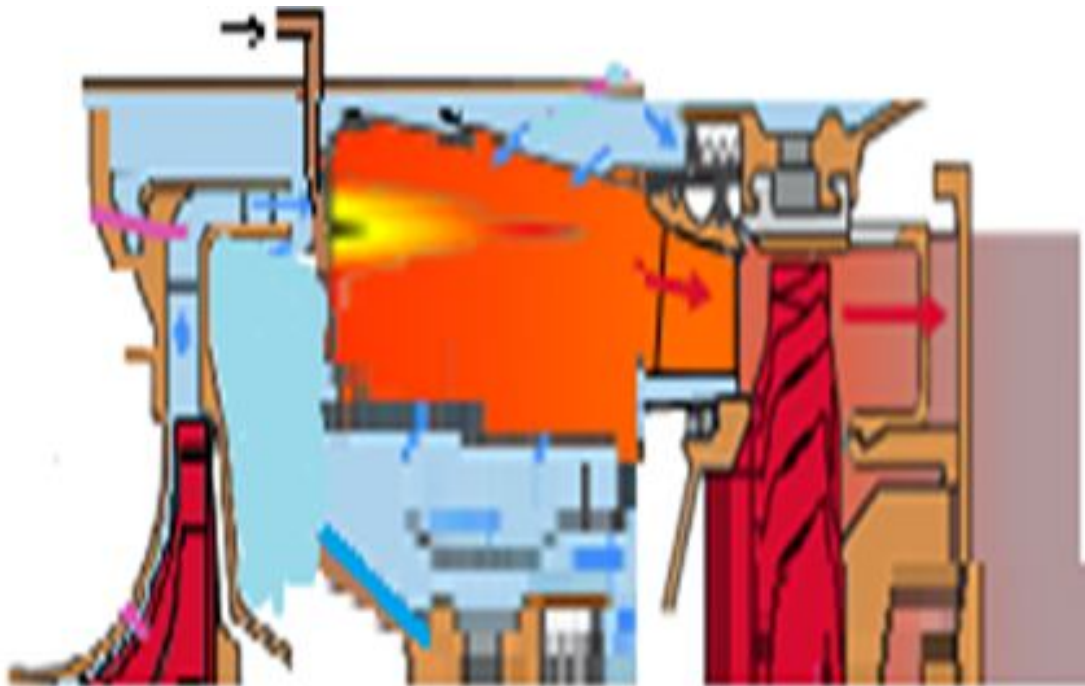


FIGURE 3.25 – *Chambre de combustion annulaire.*

La configuration idéale en termes de dimensions compactes est la chambre de combustion annulaire, dans laquelle l'espace disponible dans les limites d'un diamètre spécifié est utilisé au maximum ; Cela devrait réduire la perte de charge et créer un moteur de **diamètre minimal**. Les chambres de combustion annulaires présentaient certains inconvénients qui ont conduit au développement de chambres de combustion canulars :

1. Premièrement, bien qu'un grand nombre de jets de carburant puisse être utilisé, il est plus difficile d'obtenir une répartition uniforme de (l'air - carburant) et une répartition uniforme de la température de sortie.

2. Deuxièmement, la chambre annulaire est inévitablement plus faible structurellement et il est difficile d'éviter le flambage des parois du tube à flamme chaude.
3. Troisièmement, la plupart des travaux de développement doivent être effectués sur l'ensemble de la chambre, ce qui nécessite une installation d'essai capable de fournir le débit massique total en air du moteur, par rapport à l'essai d'une seule chambre dans un agencement à plusieurs chambres.

Ces problèmes ont été vigoureusement attaqués et des chambres de combustion annulaires sont universellement utilisées dans les moteurs d'avion modernes.

Ce type ANNULAR s'impose maintenant comme le leader pour les futurs systèmes de propulsion du micro jet et cela grâce à divers avantages :

1. L'uniformité de la zone de combustion augmentée
2. La simplicité de conception
3. Réduction des surfaces linéaires
4. Une longueur de chambre plus petite

En plus des trois types de chambre de combustion, il existe deux configurations : à écoulement direct et à écoulement inverse. Les deux configurations sont applicables à chacun des types de chambre à combustion. Dans la configuration à écoulement direct, l'écoulement dans la chemise est dans la même direction que l'écoulement entrant dans la chambre de combustion. Dans la configuration à écoulement inverse, l'écoulement dans la chemise est dans le sens inverse de l'écoulement entrant. Par contre, la sortie n'est pas nécessairement dans le sens opposé.

3.5.3 Composantes d'une chambre à combustion

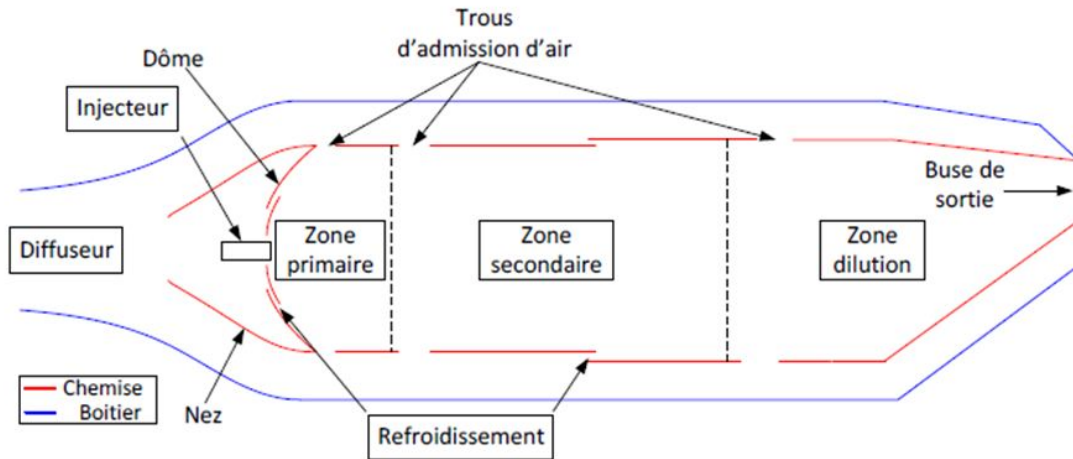


FIGURE 3.26 – Schéma des différentes composantes d'une chambre de combustion.

- Zone primaire (15-20% air)
L'air est introduit autour du jet de carburant
brûlures approximativement au rapport stœchiométrique
Par conséquent, haute température
Et donc, combustion rapide
- Zone secondaire (30% air)
Introduit à travers des trous dans le tube de flamme dans la zone secondaire pour compléter la combustion
Pour une combustion efficace, l'air doit être injecté avec précaution aux bons moments du processus, pour éviter de refroidir la flamme localement et de réduire considérablement le taux de réaction dans le voisinage.
- Zone dilution (air restant)
Refroidissement
Il faut favoriser une turbulence suffisante pour que les flux chauds et froids soient bien mélangés afin de permettre la distribution de température de sortie souhaitée, sans traînes chaudes susceptibles d'endommager les aubes de la turbine.

3.5.4 Principe de base du processus de combustion et problèmes rencontrés

L'énergie interne du mélange air/fuel qui circule dans la chambre est augmentée par le processus de combustion. Le fuel doit être vaporisé et mélangé à l'air avant que la réaction chimique n'ait lieu. Une fois cette étape réalisée, le processus de combustion peut être lancé. Il est à l'origine de l'accroissement de la température du mélange.

La conception de la chambre de combustion diffère de plusieurs façons de celle des appareils conventionnels de combustion. La longueur du système est un paramètre fondamental dans les applications pour l'aéronautique. Ainsi, la longueur de la chambre de combustion peut être réduite en diminuant la durée du processus de combustion. L'intensité de la combustion (énergie libérée par unité de volume et de temps) est beaucoup plus importante dans le cas de la chambre de combustion d'un turbojet ($11,150 \text{ MW/m}^3$) que dans celui d'une centrale à vapeur ($2,8 \text{ MW/m}^3$).

Certains paramètres clés sont utilisés pour faire évoluer la conception de la chambre de combustion. Ces paramètres permettent de déterminer la taille et les performances aérodynamiques. Les propriétés requises pour la chambre de combustion conventionnelle sont les suivantes :

- Perte de pression totale
- Combustion complète
- Stabilité du processus de combustion
- Profil de température bien défini
- Longueur et sections
- Efficacité de combustion
- Facteur de Motif
- Aspect thermodynamique
-

Pourtant, la plupart de ces propriétés sont en compétition les unes avec les autres. Par conséquent, il faut faire des compromis lors de la conception d'une chambre de combustion ou d'un réchauffeur.

1/ Perte de pression

Après avoir quitté le compresseur à une pression et à une température élevée, l'air pénètre dans la chambre de combustion où il oxyde complètement un carburant liquide ou gazeux injecté sous pression. Le processus de combustion élève la température des gaz de combustion à la température d'entrée T_4 de la turbine.

L'un des objectifs de la conception de la chambre de combustion est de minimiser la perte de charge du compresseur vers la turbine.

La perte de pression dans la chambre de combustion est engendrée par la montée de température.

Et comme supposé par l'analyse de l'air standard (voir le Figure Cycle réel ou Cycle pratique)

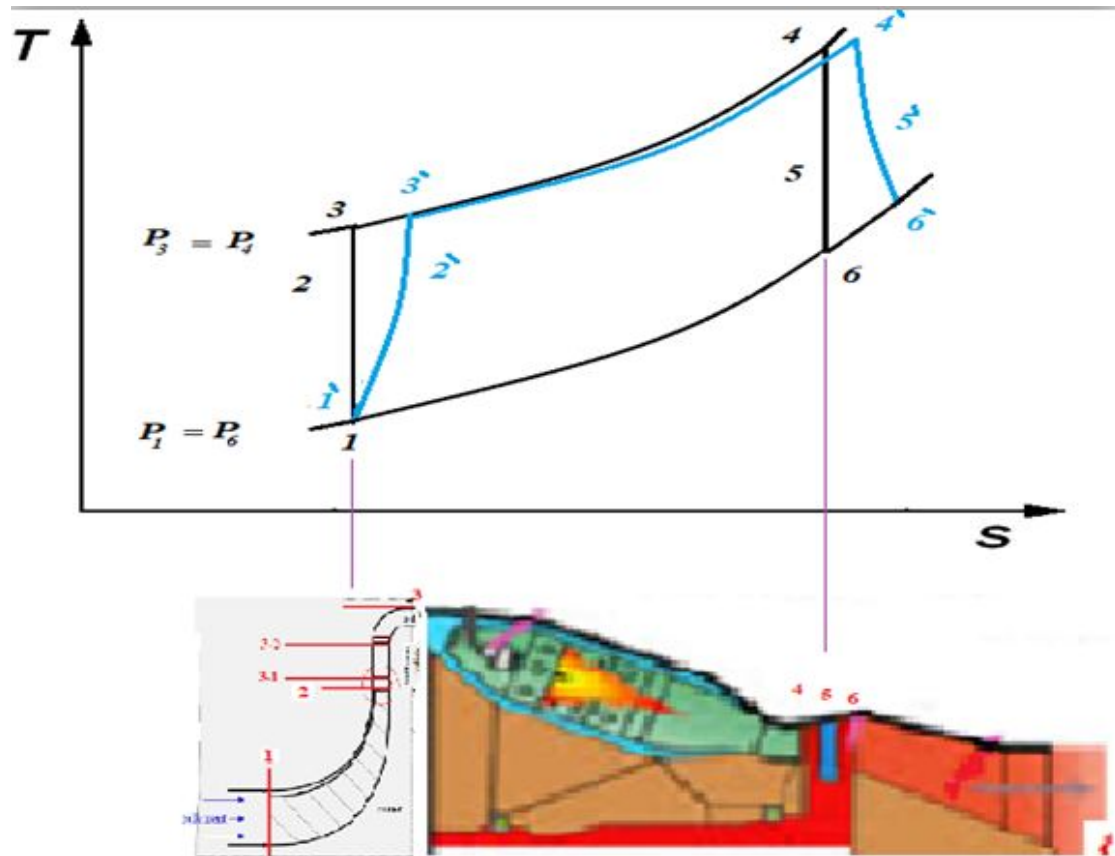


FIGURE 3.27 – Cycle réel ou Cycle pratique (3.27)

Idéalement, on a :

$$P_4 = P_3 \quad (3.108)$$

Et comme Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

1. Nous avons supposé la **combustion isobare**. Or, la chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression de sortie de chambre de combustion sera plus faible.
2. Dans un cycle idéal, il est habituel de considérer C_p et C_v constants, alors qu'en réalité ces valeurs dépendent de la composition chimique des gaz et de la température.
3. Le débit d'air qui parcourt le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut prendre en compte le débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour refroidir la turbine.
4. **Pertes mécaniques** : Aucun accouplement mécanique n'est parfait et par conséquent l'arbre de la machine est sujet à des pertes mécaniques.
5. Un écart qui peut être quantifié par les rendements isentropiques de compression et de détente.

De manière plus réaliste, une valeur fixe de la perte de charge fractionnelle du combustible, PLF -Pressure Loss Fractional- (il est estimé de 0,05 à 5%), PLF est utilisée pour comptabiliser les pertes de brûleur.

$$PLF = \frac{p_4 - p_3}{p_3} \quad (3.109)$$

Et par la suite, la pression d'entrée de la turbine peut être déterminée (estimé) :

$$p_4 = [1 - PLF] \times p_3 \quad (3.110)$$

La perte de charge globale peut souvent être exprimée par une équation de la forme suivant :

$$PLF = \frac{\Delta P}{\left(\frac{\dot{m}^2}{2\rho A_m^2}\right)} = \widehat{K}_1 + \widehat{K}_2 \left(\frac{T_{04}}{T_{03}} - 1\right) \quad (3.111)$$

A_m : Aire de section maximale de la chambre.

La perte de pression constatée dans une chambre de combustion lors d'un fonctionnement à froid (sans combustion) est due au frottement de la peau et à la turbulence uniquement (perte à froid).

[Sans combustion, il n'y a pas de rapport de température et, partant, de l'équation ci-dessus, il est évident que \widehat{K}_1 représente la perte à froid.]

Une course à chaud (avec combustion) révélerait en revanche la perte totale. Par conséquent, \widehat{K}_1 et \widehat{K}_2 sont déterminés à partir d'une chambre de combustion sur un **banc d'essai**, à partir d'une analyse à froid et d'une analyse à chaud.

Pour donner une idée des ordres de grandeur relatifs, les valeurs typiques de la PLF dans les conditions de fonctionnement nominales pour les chambres de combustion de type CAN, les CANNULAR et ANNULAR sont 35, 25 et 18 respectivement.

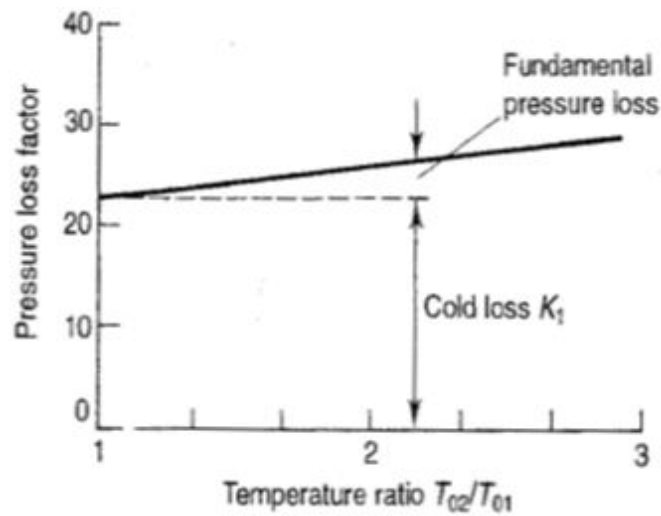


FIGURE 3.28 – Variation du facteur de perte de pression

2/ Le processus de combustion

Le processus de combustion fait intervenir le mélange (échelle moléculaire) (air/fuel) vaporisé.

Une réaction n'est pas un phénomène instantané, c'est un processus qui se déroule dans le temps et qui a une durée. A tout moment de son déroulement, des molécules de réactifs disparaissent et des molécules de produits se forment. Le temps nécessaire à la réalisation d'une réaction, autrement dit la vitesse de son déroulement, varie énormément de l'une à l'autre.

La **vitesse de la réaction** dépend de la pression statique P et de la température T . Pour plusieurs situations, la vitesse de réaction peut être évaluée en faisant appel à une des nombreuses formes de la **loi d'Arrhenius**.

$$\text{Vitesse de reaction} \propto P^n f(T) \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (3.112)$$

(La **loi d'Arrhenius** permet de décrire la variation de la vitesse d'une réaction chimique en fonction de la température).

L'étude quantitative de la variation du coefficient de vitesse K avec la température T a permis à **Svante Arrhenius** de proposer en 1889 une l'équation qui porte son nom :

$$K = \widehat{A} \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (3.113)$$

Le facteur $\exp\left(\frac{-E}{RT}\right)$ représente la fraction des chocs qui se produisent entre les molécules avec une énergie supérieure à E , d'où son nom d'énergie d'activation. Ce facteur dépend fortement de la température.

Le facteur pré exponentiel \widehat{A} , lui, dépend très peu de la température, on peut donc le considérer comme constant pour une réaction donnée (du moins dans une plage de température pas trop grande).

Le facteur pré exponentiel \widehat{A} est proportionnel à la fréquence des chocs entre molécules, d'où le nom de facteur de fréquence qu'on lui donne également.

Pour une combustion hydrocarbure-air, $n=1-8$. A basse pression, la vitesse de réaction devient faible et peut devenir limitant pour les systèmes aéronautiques à très haute altitude. Cependant, il faut garder à l'esprit que la vitesse de combustion est limitée par la vitesse à laquelle le fuel est vaporisé et est mélangé à l'air. Dans la plupart des chambres de combustion, le fuel est injecté sous forme d'un spray de gouttelettes très fines dans la zone de réaction chaude. Il est alors mélangé à l'air et aux gaz chauds. Si la température et la pression de la zone de réaction sont suffisamment élevées, la vitesse de réaction sera rapide et la vapeur de fuel réagira comme si elle était en contact avec suffisamment d'oxygène.

La richesse est supérieure à un dans le cas d'un mélange air/fuel riche et elle est inférieure à un dans le cas d'un mélange air/fuel pauvre. Pour prévenir tout échauffement excessif en sortie de la chambre de combustion et protéger les parois, le rapport fuel/air utilisé doit être inférieur à celui correspondant aux conditions stœchiométriques.

Pour les mélanges pauvres, il existe des limites d'inflammabilité à partir desquelles le mélange ne brûle plus (T = température d'extinction).

Pour résoudre ce problème, une solution consiste à mélanger et à brûler de l'air et du fuel dans une région de petite taille où le rapport équivalent local est voisin de un. En utilisant seulement une petite portion de l'air dans une région, un mélange localement riche peut être brûlé de façon efficace.

Une limitation est imposée par la combustion. Il est en effet nécessaire de maintenir la flamme stationnaire même si la vitesse du flux d'air est élevée. Pour avoir une flamme stable, la vitesse du mélange doit être maintenue entre certaines limites. Si la vitesse est trop élevée, la flamme va être soufflée hors de la sortie ; si elle est trop faible, **la flamme va s'éteindre**.

Ce problème de maintien de la flamme de combustion à l'intérieur du système de combustion est résolu en générant des régions de recirculation dans la chambre de combustion ou derrière un organe situé à l'entrée d'un réchauffeur. Ces régions de recirculation créent des régions de faible vitesse locale qui tiennent la flamme. En même temps, la turbulence résultante est à l'origine de l'augmentation de la vitesse de transfert d'énergie de ces régions.

3/ Echelle de longueur

Une estimation de la taille de la chambre de combustion est requise durant la conception du système. La section transversale peut être déterminée facilement si l'on se base sur la dynamique unidimensionnelle des gaz, mais l'évaluation de la longueur nécessite d'utiliser des lois d'échelles. La longueur de la chambre de combustion est fonction de la distance nécessaire pour que la combustion soit complète.

La durée t_{res} est le temps de séjour de la masse gazeuse dans la chambre de combustion.

On l'exprime par la relation suivante :

$$t_{res} \approx \frac{L}{F(\dot{m})_{ref}} = \frac{\rho_{t_3} A_{ref} L}{\dot{m}_3} \quad (3.114)$$

$F(\dot{m})_{ref}$: Fonction du débit massique d'air qui entre dans la chambre

A_{ref} : Section transversale normale au flux d'air de la chambre de combustion

L : Longueur de la chambre de combustion

ρ_{t_3} : Densité de l'air qui entre dans la chambre de combustion

Si l'on considère que le processus de compression est isentropique. Il vient donc :

$$L \propto \frac{p_{t_3}^{r-1} A_4}{\sqrt{T_{t_4}} A_{ref}} \times t_{res} O r t_{res} \propto P_{t_3}^{-r} \quad (3.115)$$

Soit :

$$L \propto p_{t_3}^{-r} \frac{1}{\sqrt{T_{t_4}}} \quad (3.116)$$

Des auteurs comme Hawthorne et al. [1949] ou plus tard Driscoll et al. [1996] ont établi que la longueur de flamme visible (longueur de combustion) dans le cas d'une flamme-jet non pré mélangée constitue un indicateur important du mélange global carburant/oxydant, puisque la longueur moyenne de la flamme est égale à la distance longitudinal (axe de l'injecteur) nécessaire pour diluer la fraction massique de carburant sur l'axe jusqu'à la stœchiométrie.

Driscoll et al. ont établi une expression (3.119) permettant l'approximation de la longueur de combustion dans le cas des flammes H_2/air turbulentes subsoniques non pré mélangées axisymétriques en fonction du ratio de vitesse

$$r = \frac{C_{air}}{C_{fuel}} \quad (3.117)$$

Et du ratio de masse volumique

$$S = \frac{\rho_{air}}{\rho_{fuel}} \quad (3.118)$$

La figure (3.29) présente la longueur de combustion estimée par l'expression de Driscoll et al. [1996] en fonction de $(1/r)$:

$$\frac{L_{combustion}}{d_{injecteur}} = c_1 f_{st}^{\frac{1}{2n}} \left(\frac{\rho_{fuel} C_{fuel}}{\rho_{air} C_{air}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{C_{air}}{C_{fuel} - C_{air}} \right)^{\frac{1-n}{2n}} \quad (3.119)$$

Avec c_1 une constante et f_{st} le coefficient stœchiométrique. Le coefficient « n » vaut (1) dans le cas des jets axisymétriques « faiblement advectés » (transportée) et (1/3) dans le cas des jets axisymétriques « fortement advectés ».

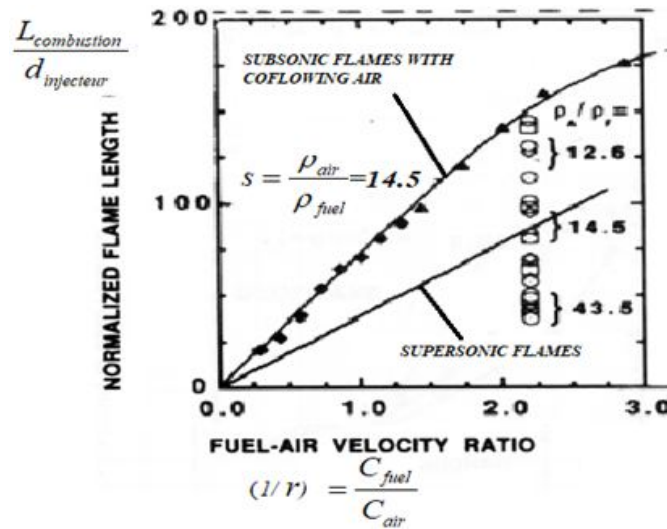


FIGURE 3.29 – Evaluation de la longueur de flamme par l'expression de Driscoll et al. [1996]

On observe sur la figure (3.29) que dans les écoulements subsoniques, lorsque le ratio de vitesse r diminue la longueur de flamme augmente. L'expression (3.119) est très intéressante car elle met en avant l'influence prépondérante du rapport de vitesse r et du rapport de densité S sur le mélange et la combustion d'une flamme-jet non pré mélangée dans un écoulement subsonique (figure 3.30).

En introduisant r et S l'expression (3.119) devient :

$$\frac{L_{combustion}}{d_{injecteur}} = c_1 f_{st}^{\frac{1}{2n}} \left(\frac{1}{rs} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{r}{1-r} \right)^{\frac{1-n}{2n}} \quad (3.120)$$

Les travaux de nature expérimentale Présentée par John GRONDIN en montre que l'étude de la combustion a révélé que la variation du ratio de masse volumique S n'a pas d'influence significative sur l'efficacité de la combustion. Il apparaît donc que ce soit principalement la turbulence qui pilote le mélange et donc la combustion ainsi l'étude de l'influence de la variation du ratio de vitesse r sur le mélange et la combustion d'une flamme d'hydrogène/air non pré mélangée dans un écoulement subsonique haut vitesse a été menée à partir d'une analyse paramétrique sur la vitesse d'entrée de l'écoulement d'hydrogène. Ainsi trois cas d'étude ont été comparés et ont permis de mettre en exergue différents comportements du jet. L'étude du mélange aérodynamique a permis d'établir une augmentation du mélange avec la diminution du ratio de vitesse r .

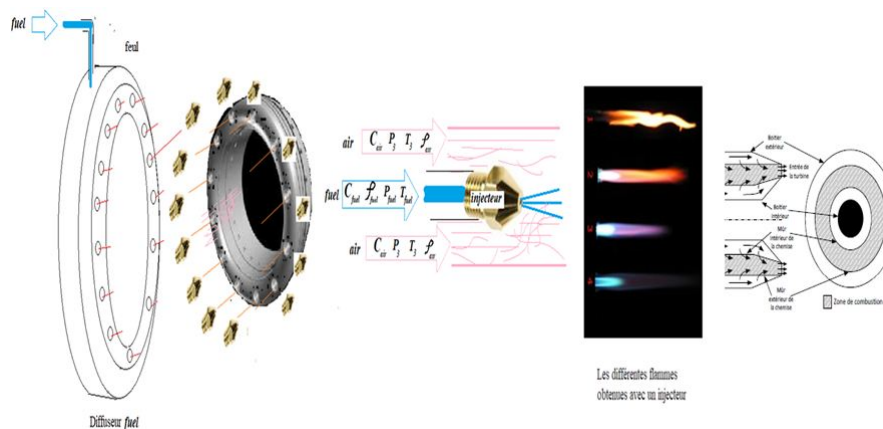


FIGURE 3.30 – Les différentes longueurs flammes obtenues avec un injecteur

De même l'étude de la combustion a permis d'établir l'augmentation de l'efficacité de la combustion avec la diminution du rapport de vitesse r .

4/ Efficacité de combustion

L'efficacité de combustion ε_{comb} est définie comme le ratio de carburant brûlé sur la quantité de carburant injectée. Il est important d'atteindre une bonne efficacité de combustion afin d'éviter les émissions d'hydrocarbures non brûlés et de monoxyde de carbone. Une efficacité de plus de 90 % est généralement recherchée sur toute l'enveloppe opérationnelle d'une turbine. Durant les premières années de développement des turbines à gaz, plusieurs essais ont permis d'établir une relation empirique reliant l'efficacité de combustion et un paramètre appelé le facteur de chargement de la chambre de combustion (Combustor Loading Parameter CLP).

La figure (3.31) montre la relation entre l'efficacité et le facteur de chargement. Il faut minimiser au maximum le facteur de chargement pour obtenir une haute efficacité de combustion.

Le facteur de chargement est une mesure de la difficulté d'opération de la chambre de combustion. Il est calculé à l'aide de l'équation empirique (3.121), où P_3 est la pression à l'entrée de la chambre de combustion, \dot{m} est le débit massique d'air entrant en kg/s, T_3 est la température à l'entrée de la chambre de combustion et V_{CH} est le volume de la chemise en (M^3).

Lors de la conception de la chambre de combustion, la relation entre l'efficacité et le facteur de chargement est utilisée pour une première estimation du volume de la chemise de la chambre de combustion.

$$CLP = \frac{\dot{m}}{V_{CH} P_3^{1.8} 10^{0.00145(T_3-400)}} \quad (3.121)$$

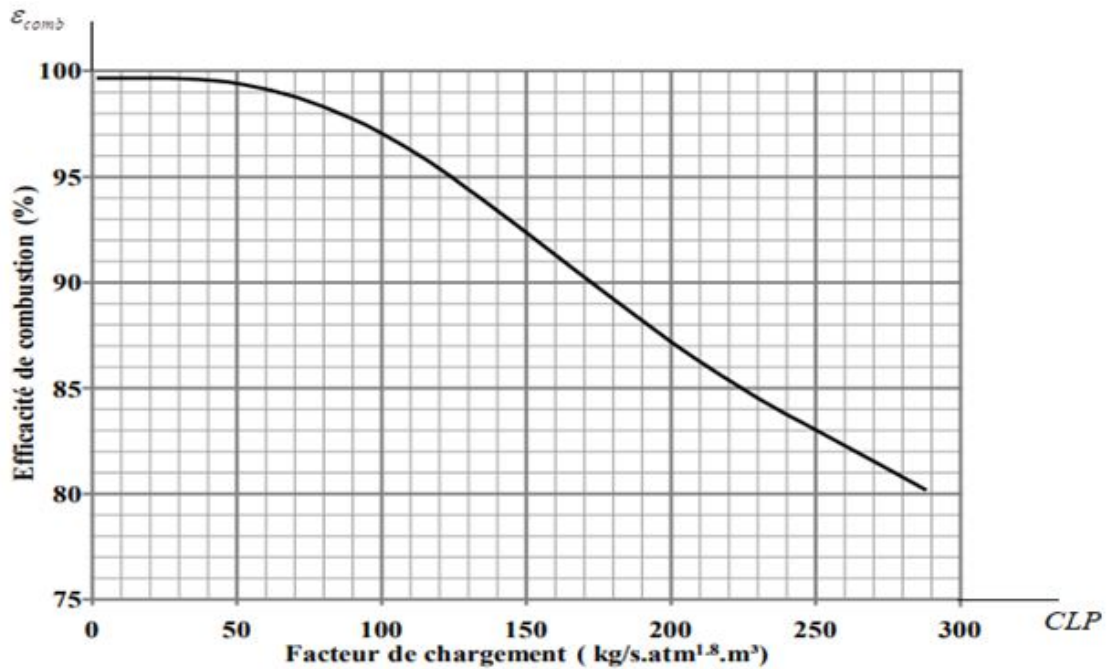


FIGURE 3.31 – Efficacité de combustion en fonction du facteur de chargement de la chambre de combustion

5/ Facteur de motif

Le facteur de motif (Pattern Factor PF) est une mesure de la distribution de température à la sortie de la chambre de combustion. Il est défini par l'équation (3.122), où \tilde{T}_4 est la moyenne pondérée sur la masse à la sortie de la chambre de combustion, \tilde{T}_3 est la température moyenne pondérée à l'entrée et \tilde{T}_{\max} est la température maximale à la sortie. Le facteur de motif doit avoir une valeur en dessous de (0.5), et idéalement en dessous de (0.2).

$$PF = \frac{\tilde{T}_{\max} - \tilde{T}_4}{\tilde{T}_4 - \tilde{T}_3} \quad (3.122)$$

Le facteur de motif est influencé par la longueur de la zone de dilution et les pertes de pression causées par le passage de l'air à travers la chemise. La longueur de la zone influence le temps de mélange des gaz pour uniformiser la température. Les pertes de pression influencent la pénétration des jets d'air entrant dans la chemise pour diluer les gaz chauds.

Thaddeus W,Fowler.Ed,D Ont établi une expression (3.125) d'un Modèle de corrélation du facteur PPF Qui est en relation avec le facteur de motif PF cette relation est représenté dans la figure (3.32).

L'expression (3.125) est en fonction de plusieurs paramètres de conception critiques tel que :

- Le rapport entre la longueur de la chambre de combustion L_C et l'espacement circonférentiel des injecteurs de carburant b qui est en fonction du nombre des injecteurs (L_C/b compris entre 2.5 et 4.5).
- Le rapport entre la longueur de la chambre de combustion L_C et la hauteur du dôme H_d . L_C/H_d est constant supérieur à (3) pour des vitesses grand et entre (2.5) pour des faibles vitesses.
- la perte de charge fractionnelle du combustible PLF. $\Delta p/p$
- Le facteur l'efficacité estimée de la chambre de combustion ϵ_{comb} .
- Le taux de charge CLP.
- Le temps de séjour $t_{res} \dots \frac{\rho_{t_3} Vol_c}{\dot{m}_3} = \frac{\rho_{t_3} A_{ref} L}{\dot{m}_3}$
- Le rapport fuel-air f .
- Valeur calorifique fuel (Fuel Heating Value h_{fuel})
- Le taux de dégagement de chaleur et l'espace de combustion SR (Space Rate) est une mesure de la concentration de l'énergie libérée à l'intérieur de la chambre de combustion est calculé comme suit :

$$SR = \frac{3600 \cdot h_{fuel} \cdot f \cdot C_3}{\left(\frac{P_{T_3}}{14.7}\right) \cdot Vol_c} \quad (3.123)$$

En règle générale, les chambres de combustion pour les gros moteurs devraient avoir des taux d'espace relativement faibles et les chambres de combustion pour les petits moteurs peuvent avoir des taux d'espace relativement élevées.

Le taux d'espace est inversement proportionnel au temps de résidence (de séjour t_{res}) et directement à l'élévation de température ΔT , comme suit :

$$SR = K \cdot \frac{\Delta T}{T_3} \cdot \frac{1}{t_{res}} \quad (3.124)$$

Où k est une constante pour une conception de système de combustion particulière.

- Débit d'air de la chambre de combustion \dot{m}_{cc}
- Débit d'air du dôme \dot{m}_d

$$PPF = \frac{SR \times \left(\frac{\dot{m}_{cc}}{\dot{m}_d}\right) \times \left(\frac{V_p}{V_{ref}}\right)^{1/2}}{F(\epsilon_{comb}, CLP) \times \left[\left(\frac{L_c}{H_d}\right) \times \left(\frac{L_c}{b}\right) \times (PLF)\right]^{1/2}} \quad (3.125)$$

Autre model de de corrélation du facteur établie par A. H. LEFEBVRE 1982 .

$$\frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - \exp -k_{tcc} \left[(PLF) \times \left(\left(\frac{L_c}{H_d} \right) - \frac{0.33 \dot{m}_a D_0^2}{\rho_g A_L H_d \lambda_{eff}} \right) \right]^{-1} \quad (3.126)$$

(λ_{eff}) Valeur effective de la constante d'évaporation, (D_0)taille moyenne des gouttes de carburant pulvérisé est les valeurs appropriées a (k_{tcc}) sont : (0,70) pour tubo-annular et (0,50) chambres de combustion annulaires.

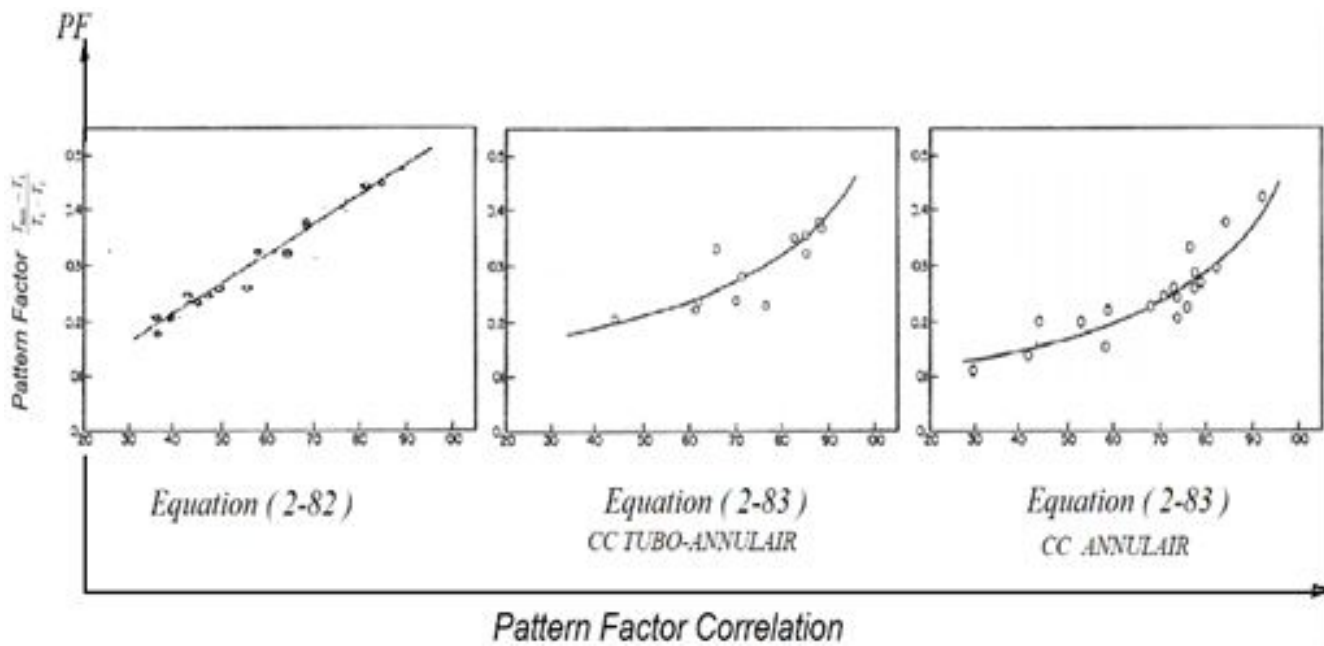


FIGURE 3.32 – Pattern Factor Corrélation.

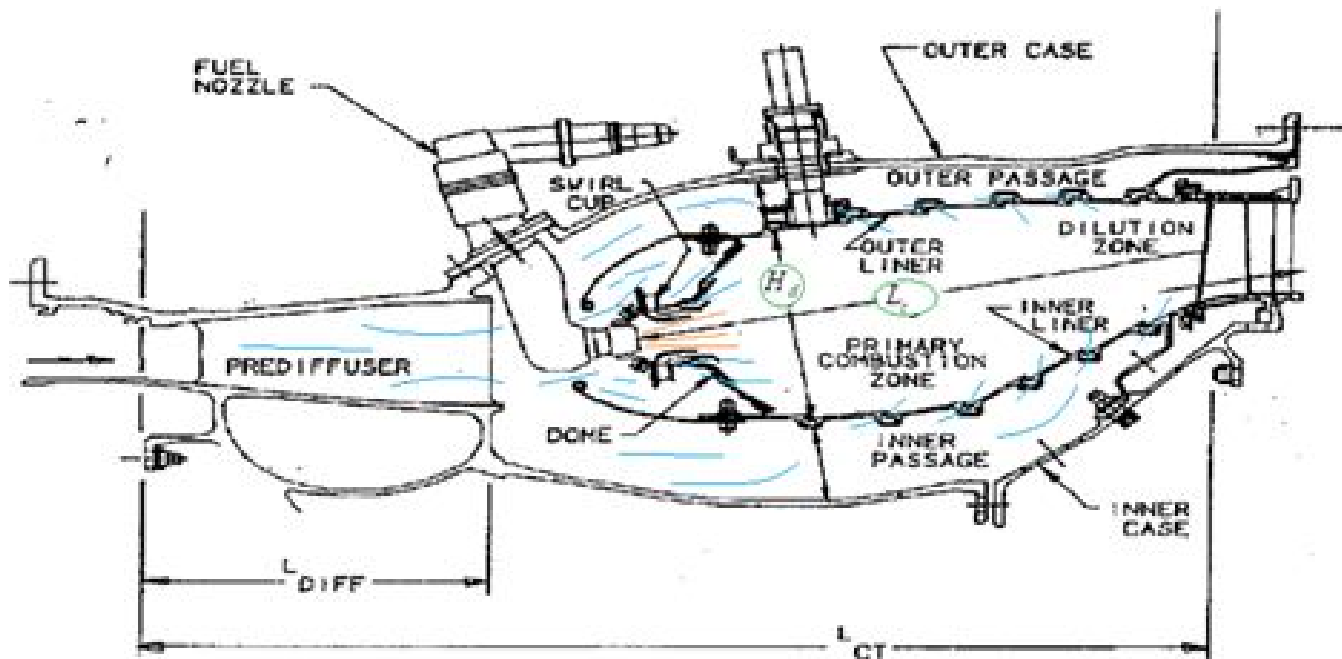
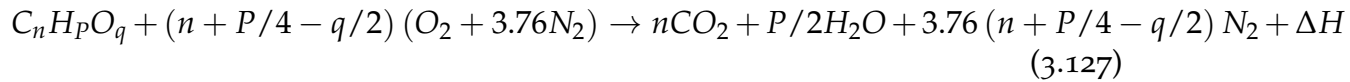


FIGURE 3.33 – Conception typique de la trajectoire de combustion.

Le facteur de motif PF est un paramètre important dans la conception d'une chambre de combustion puisqu'il a une influence directe sur la durée de vie **des ailettes de la turbine**. Comme les ailettes du stator de la turbine sont directement après la chambre de combustion, ils doivent être conçus pour la température la plus élevée à la sortie.

6/ Aspect thermodynamique

Pour les combustibles en réaction avec de l'oxygène, les produits de combustion sont le gaz de carbone, de l'eau et autres produits selon la température de réaction. L'équation de réaction chimique prend la forme générale suivante :



En effet, pour un équilibre énergétique à haute température réalisé pendant la réaction de combustion, les produits de combustion s'expriment sous la forme suivante en tenant compte du phénomène de dissociation :



Le taux de dissociation s'exprime en fonction de la température de combustion à l'aide d'un coefficient d'équilibre :

$$K_1(T) = \frac{[CO] [O_2]^{1/2}}{[CO_2]} \quad (3.133)$$

$$K_2(T) = \frac{[H_2] [CO_2]^{1/2}}{[H_2 O]} \quad (3.134)$$

$$K_3(T) = \frac{[H_2]^{1/2} [OH]}{[H_2 O]} \quad (3.135)$$

$$K_4(T) = \frac{[H]^2}{[H_2]} \quad (3.136)$$

$$K_5(T) = \frac{[O]^2}{[O_2]} \quad (3.137)$$

Le principe de conservation d'énergie permet d'écrire :

$$(\Delta H)_{T_i} = \int_{T_i}^{T_f} C_{P \text{ produit}} dT \quad (3.138)$$

La résolution des équations (3.128) à (3.138) permet d'obtenir la valeur de la température de combustion.

7/ Stabilité de combustion

La stabilité de combustion est la capacité d'une chambre de maintenir une combustion sur une plage d'opération pour différents ratios stoechiométriques. La stabilité est dépendante du débit massique, de la pression et de la température à l'entrée de la chambre de combustion. Un plus petit débit massique ralentit l'écoulement dans la chambre de combustion, ce qui favorise le temps pour mélanger et brûler le carburant entrant. L'augmentation de la pression et de la température aident la combustion en augmentant l'activité moléculaire dans l'écoulement dans la chambre de combustion.

Puisque le débit massique, la température et la pression sont tous des paramètres inclus dans le facteur de chargement, il est possible d'établir une relation entre la stabilité et le facteur de chargement.

La figure(3.34) montre la relation Pour un facteur de chargement au-delà de $1000((kg/s)/((m^3).(atm^{1.8})))$; aucune combustion ne peut être maintenue. En dessous de cette valeur, la limite de stabilité augmente graduellement lorsque le facteur de chargement diminue. La variation de la stabilité en fonction du facteur de chargement se fait dans le même sens que l'efficacité de combustion. Une chambre de combustion avec une bonne efficacité de combustion assure donc une large plage de stabilité.

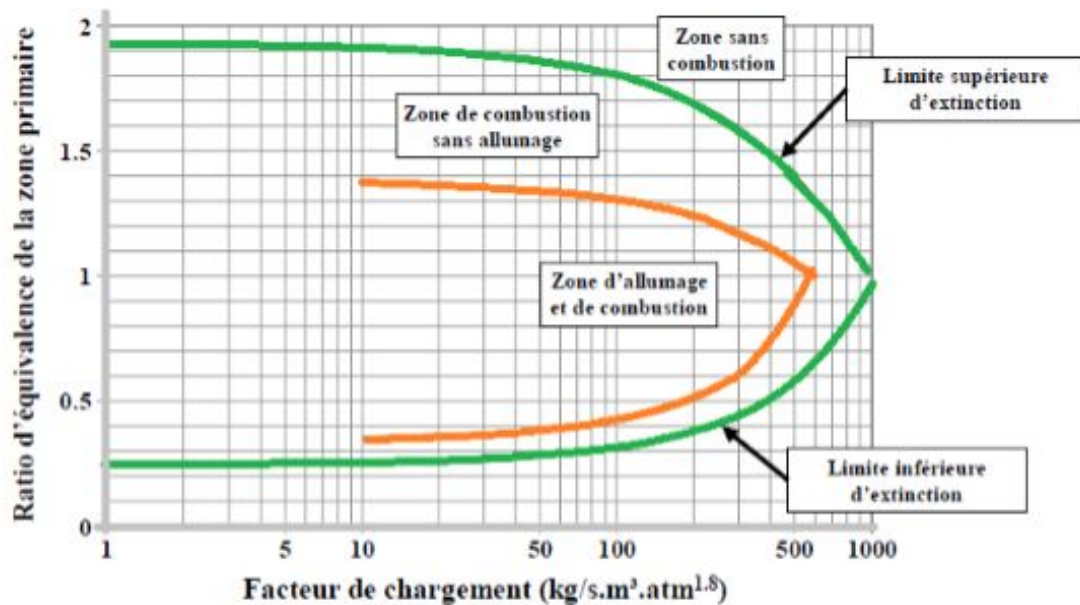


FIGURE 3.34 – Courbe de stabilité en fonction du facteur de chargement (Walsh & Fletcher, 2004)

La figure 3.35 montre différents exemples de courbes de stabilité de combustion obtenues lors d'expérimentation à différentes pressions d'entrée. Ces courbes sont obtenues sur un banc d'essai dédié à la chambre de combustion. Durant l'essai, un débit massique d'air est fixé, La combustion est démarrée et :

La limite supérieure d'extinction est ensuite cherchée en augmentant la quantité de carburant jusqu'à l'arrêt de la combustion. Après le rallumage de la chambre de combustion.

La limite inférieure d'extinction est cherchée en diminuant l'apport de carburant jusqu'à l'arrêt de la combustion.

La recherche de la limite supérieure et inférieure de stabilité est ensuite répétée sur plusieurs débits massiques d'air, jusqu'à l'obtention d'une courbe complète.

La procédure peut être répétée pour plusieurs pressions d'entrée pour avoir une caractérisation plus complète de la chambre de combustion.

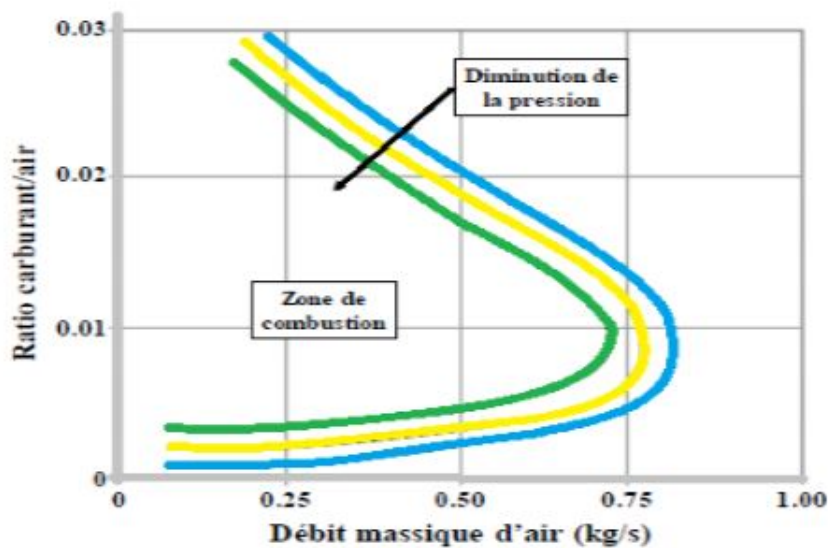


FIGURE 3.35 – Courbe de stabilité pour différentes pressions (Lefebvre & Ballal, 2010)

3.6 THÉORIES GÉNÉRALES SUR L'AÉROTHERMIQUE D'UNE TURBINE AXIALE

Les turbines, comme les compresseurs, sont conçues soit axiales soit radiales.

Les turbines à flux axial sont les plus largement utilisées car elles offrent la possibilité de débits massiques supérieurs à ceux des turbines radiales.

Les turbines à écoulement axial sont généralement composées de plusieurs étages afin d'accroître l'efficacité et la production de poussée. Cependant, lors de la conception de petites turbines à gaz, on utilise souvent des turbines axiales à un étage.

L'étage de turbine se compose généralement d'aubes fixes de guidage de la buse, également appelées stator. Les pales du stator sont des pales aérodynamiques dont les bords d'attaque font face à la chambre de combustion. Leur objectif est de réduire les phénomènes de Swirl et de permettre à l'air d'accélérer dans les aubes de la turbine.

Le stator dirige les gaz d'échappement dans la direction axiale vers les aubes de la turbine tout en augmentant la vitesse absolue et l'énergie cinétique des gaz d'échappement.

Le stator a un rôle similaire mais opposé à celui du diffuseur dans l'étage du compresseur.

Le stator et la turbine doivent supporter des charges thermiques extrêmement élevées.

En élevant la température d'entrée de la turbine, une plus grande poussée par unité de débit massique est générée. La turbine fonctionne également à des vitesses angulaires extrêmement élevées.

Ces critères ont motivé le développement de nouveaux matériaux et techniques de refroidissement utilisés à cette étape du moteur.

Même les petites aubes de turbine peuvent rencontrer des gaz d'échappement dont la température est supérieure à 1000 degrés centigrades tout en tournant à une vitesse supérieure à 100 000 tr / min.

Les aubes de la turbine sont des pièces qui fonctionnent à très haute température. Elles conditionnent le rendement du réacteur, et elles sont donc l'objet d'une attention toute particulière. Leur développement mobilise des aérodynamiciens, des thermiciens, des métallurgistes et des mécaniciens.

En raison de pressions, de températures et de vitesses angulaires élevées, des superalliages à base de nickel sont souvent. Ces matériaux doivent également présenter une résistance au fluage élevée en raison de leur utilisation continue dans ces conditions. Diverses sociétés ont mis au point des superalliages nickel-

chrome destinés aux aubes de turbines. Les noms commerciaux courants de ces alliages incluent : Inconel 625, Altemp 625 et Chronin 625.

3.6.1 Diagrammes des vitesses

La conception des aubes de turbine est peut-être la considération la plus critique pour améliorer la création de poussée.

L'objectif de la conception des aubes de turbine est de produire un vecteur de vitesse à la sortie de la turbine qui a la même ampleur et la même direction partout le long de la pale (Mattingly, 2000).

Ainsi le but de cette conception est de fournir un écoulement dirigé axialement à la sortie de la turbine avec le moins de tourbillon possible, compte tenu du tourbillon inutilisable pour la création de poussée.

Afin de mieux comprendre la conception des stators et des aubes de turbine, il est nécessaire d'examiner l'analyse vectorielle avec des triangles de vitesse.

Trois variables normalisées sont couramment utilisées dans les diagrammes de vitesse pour représenter l'interaction entre les aubes de la turbine et le fluide de travail.

Ces trois variables sont :

- Vecteur vitesse de rotation de la roue \vec{U} .
- Vecteur vitesse absolue (\vec{V}).
- Vecteur vitesse relative (\vec{W}).

Il est possible d'analyser, d'explorer et de comprendre le comportement d'une classe d'étages de turbine véritablement représentative, sous réserve uniquement de l'hypothèse d'une vitesse axiale constante et de l'application des contraintes relatives au nombre de Mach de sortie de l'ailette du stator et du rotor susmentionnées. Étant donné que ces deux conditions reflètent fidèlement les hypothèses de cycle moteur et les pratiques de conception actuelles, les solutions résultantes ressembleront beaucoup aux conceptions réelles.

Un étage de turbine typique et ses diagrammes de vitesse sont illustrés à la Figure (3.36).

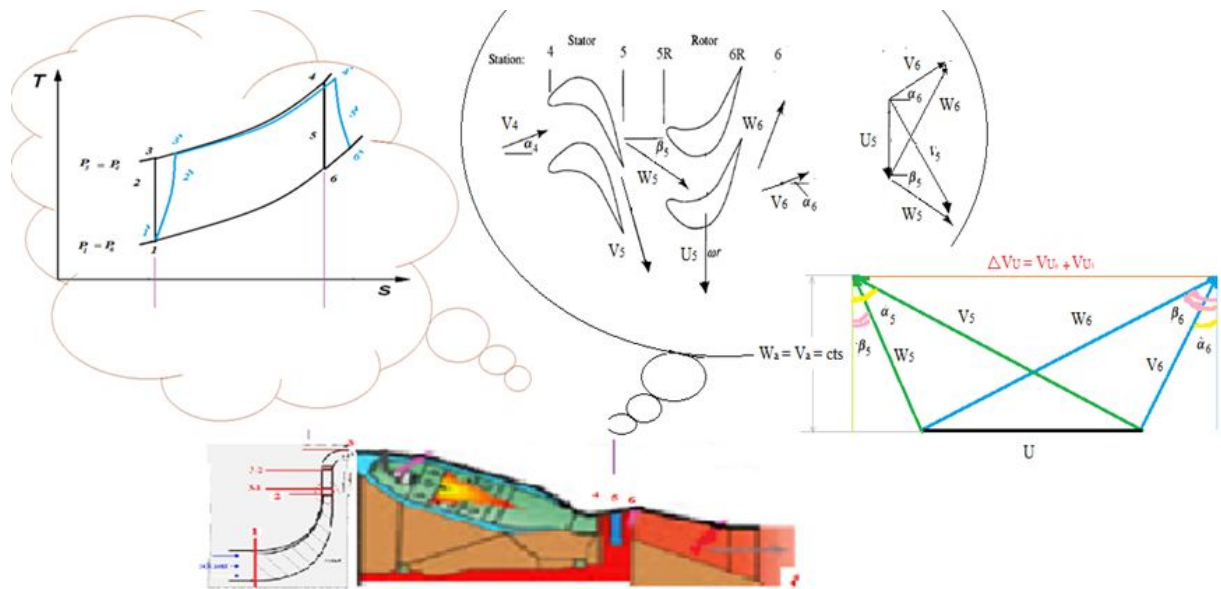


FIGURE 3.36 – Diagrammes de vitesse d'un étage de turbine

Les angles du diagramme vectoriel déterminent sa forme et deviennent donc des paramètres de conception importants. Les angles peuvent être utilisés directement en tant que paramètres de conception ou peuvent être impliqués par l'utilisation de rapports de vitesse.

L'équation de turbine d'Euler donne l'énergie par unité de débit massique échangée entre le rotor et le fluide pour un rayon constant :

$$h_{t_4} - h_{t_6} = C_{p_{turbine}} (T_{t_4} - T_{t_6}) = \frac{\omega \cdot r}{g_c} (V_{U4} - V_{U6}) \quad (3.139)$$

Avec : dans le (Unit system SI) Newton's constant $g_c = 1$. (Le terme apparaît pour rappeler que les unités doivent être surveillées attentivement)

Les triangles de vitesse de la figure (3.36) permettent de constater qu'en raison du grand angle (α_5) à la sortie du stator et du grand braquage possible dans le rotor, la valeur de V_{U6} est souvent positive, En conséquence, les deux termes de vitesse situés à droite de l'équation. (3.139), donnant une plus grande puissance de sortie.

En raison des effets de compressibilité, le degré de réaction du rotor (R_t°) a une définition qui convient mieux aux turbines, à savoir la chute de l'enthalpie statique du rotor divisée par la chute de l'enthalpie totale de l'étage.

$$R_t^\circ = \frac{\text{Energie cinétique perdue dans le rotor}}{\text{Energie total perdue dans l'étalage}} \quad (3.140)$$

Pour les gaz parfaits, cela devient,

$$R_t^\circ = \frac{h_5 - h_6}{h_{t_4} - h_{t_6}} = \frac{T_5 - T_6}{T_{t_4} - T_{t_6}} \quad (3.141)$$

Pour faire la conception de la turbine on a les hypothèses suivantes :

1. M_4 et M_{6R} sont donnés.
2. Gaz calorifiquement parfait ($\gamma_{turbine}, R_{turbine}$) donnés.
3. $V_{a_4} = V_{a_5} = V_{a_6} = V_a$
4. r_m Rayon moyen constant.
5. Flux adiabatique dans le stator et le rotor.
6. Flux bidimensionnel (c'est-à-dire aucune variation de propriété ou composante de vitesse normale à l'écoulement).

Pour rendre toutes les vitesses sans dimension en les divisant par la vitesse ($\sqrt{g_c C_{p_{turbine}} T_{t_4}}$), notée (V').

(Une quantité à l'entrée de stator qui correspond à l'énergie cinétique que le fluide atteindrait si elle était dilatée dans le vide, également appelée vitesse maximale ou vitesse à vide).

Cette action rend les équations plus compactes et les résultats plus universels. Nous utilisons le symbole Ω pour la vitesse du rotor sans dimension ($\Omega \cdot R$).

Ainsi,

$$V' = \sqrt{g_c C_{p_{turbine}} T_{t_4}} \quad (3.142)$$

$$\Omega = \frac{\omega r}{V'} \quad (3.143)$$

Cette approche ne peut pas être utilisée pour concevoir une turbine à plusieurs étages, Ainsi, cette méthode est principalement utilisée pour révéler les capacités d'un seul étage de turbine.

3.6.2 L'analyse théorique

A/ Analyse à la station (5)

1/ Vitesse absolue totale

$$\frac{V_5}{V'} = \sqrt{\frac{(\gamma_t - 1) M_5^2}{1 + (\gamma_t - 1) M_5^2/2}} \quad (3.144)$$

2/ Vitesse absolue axial

$$\frac{V_a}{V'} = \frac{V_5}{V'} \cos \alpha_5 \quad (3.145)$$

3/ Vitesse absolue tangentielle

$$\frac{V_{U_5}}{V'} = \frac{V_5}{V'} \sin \alpha_5 \quad (3.146)$$

4/ Vitesse relative tangentielle

$$\frac{W_{U_5}}{V'} = \frac{V_{U_5}}{V'} - \Omega \quad (3.147)$$

5/ Température totale à l'entrée du rotor

$$T_{t_5} = T_{t_4} \left(1 + \Omega^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{V_{U_5}/V'}{\Omega} \right) \right) \quad (3.148)$$

6/ Angle relatif d'écoulement β_5

$$\tan \beta_5 = \frac{W_{U_5}/V'}{V_a/V'} \quad (3.149)$$

7/ Angle de flux de sortie

$$\alpha_5 : \tan \alpha_5 = \frac{V_{U_5}/V'}{V_a/V'} = \frac{(U + W_{U_5})/V'}{V_a/V'} \dots \frac{U/V'}{V_a/V'} = \tan \alpha_5 - \tan \beta_5 \quad (3.150)$$

B/ Analyse à la station (6)

1/ Vitesse absolue totale

$$\frac{V_6}{V'} = \sqrt{\frac{(\gamma_t - 1) M_6^2}{1 + (\gamma_t - 1) M_6^2/2}} \quad (3.151)$$

2/ Vitesse absolue axial

$$\frac{V_a}{V'} = \frac{V_6}{V'} \cos \alpha_6 \quad (3.152)$$

3/ Vitesse absolue tangentielle

$$\frac{V_{U_6}}{V'} = \frac{V_6}{V'} \sin \alpha_6 \quad (3.153)$$

4/ Vitesse relative tangentielle

$$\frac{W_{U_6}}{V'} = \Omega + \frac{V_{U_6}}{V'} \quad (3.154)$$

5/ Angle relatif d'écoulement β_6

$$\tan \beta_6 = \frac{W_{U_6}/V'}{V_a/V'} = \frac{(U + V_{U_6})/V'}{V_a/V'} \quad (3.155)$$

6/ Angle de flux de sortie α_6

$$\tan \alpha_6 = \frac{V_{U_6}/V'}{V_a/V'} \cdot \frac{U/V'}{V_a/V'} = \tan \beta_6 - \tan \alpha_6 \quad (3.156)$$

C/ Analyse à la station (5-6)

1/ Rapport de température τ_t

$$\tau_t = \frac{T_{t_6}}{T_{t_4}} = \frac{T_6}{T_4} + \frac{U^2}{V'^2} \frac{1 + (\tan \alpha_6)^2}{2} \quad (3.157)$$

2/ le degré de réaction R_t°

$$R_t^\circ = \frac{W_{U_6}^2 - W_{U_5}^2}{2(1 - \tau_t) V'^2} \quad (3.158)$$

3/ le facteur d'écoulement (turning flow)

$$\varepsilon = \beta_6 + \beta_5 \quad (3.159)$$

4/

$$\therefore \tan \alpha_6 + \tan \alpha_5 = \tan \beta_6 + \tan \beta_5 \quad (3.160)$$

5/ Angle relatif d'écoulement β_6

$$\tan \beta_6 = \sqrt{\frac{T_{t_5}/T_{t_4}}{V_a^2/V'^2} \frac{(\gamma_t - 1) M_6^2}{1 + (\gamma_t - 1) M_6^2/2}} - 1 \quad (3.161)$$

6/Solidité du rotor basé sur la corde axiale C_x

$$\sigma_{xr} = \frac{c_x}{s} = \frac{2 \cos^2 \beta_6 (\tan \beta_5 + \tan \beta_6)}{Z} \quad (3.162)$$

S : Espacement , C_x :corde axial , Z : coefècient de force tangentielle Zweifel

Pour éviter les répétitions inutiles et donner à la conclusion principale l'accent qu'elle mérite, nous commençons par noter que chaque mesure de la performance aérodynamique et thermodynamique est améliorée en augmentant Ω .

Ceci est conforme aux idées reçues de la littérature et explique les ambitions du concepteur d'augmenter la vitesse de la roue jusqu'à la limite permise par les matériaux et la technologie structurale.

Suit à l'analyse faite par J. Mattingly, Nous pouvons maintenant utiliser cette analyse pour explorer le comportement de l'étage de turbines.

L'analyse de la variation des propriétés de turbine Pour les domaines attendues de α_5 et Ω . La littérature suggère fortement que la meilleure performance est obtenue lorsque $60^\circ < \alpha_5 < 75^\circ$, et que des valeurs plus grandes de Ω sont meilleures, la limite supérieure étant actuellement dans la plage $0,2 < \Omega < 0,3$. Les résultats des calculs sont présentés par J. Mattingly, dans les Figure (3.37) :

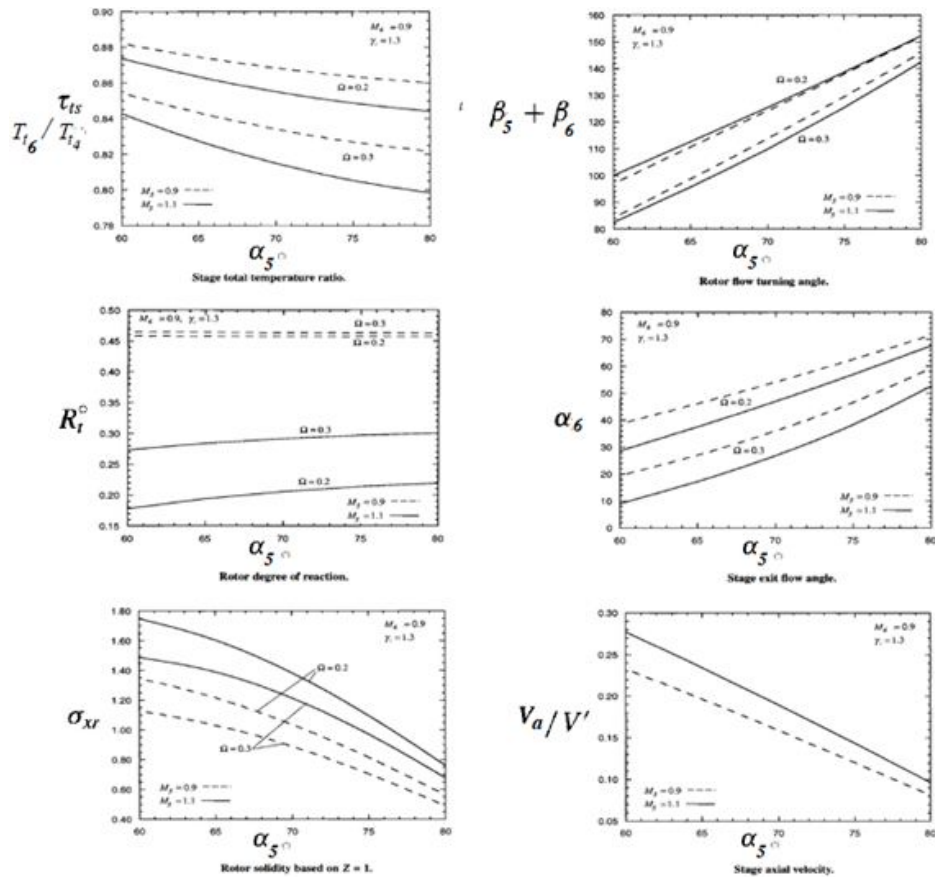


FIGURE 3.37 – Les résultats des calculs d'un étage de turbine présentés par J. Mattingly

Ces résultats sont clairement en accord avec les idées reçues de la conception des étages de turbines. En particulier, ils soutiennent la volonté universelle d'augmenter Ω jusqu'à la limite permise par les matériaux et les structures. En outre, ils soutiennent l'affirmation selon laquelle le meilleur choix de α_5 est compris entre 60 et 75 degrés. Enfin, ils fournissent une base solide pour les estimations initiales des calculs détaillés à effectuer pour une conception spécifique d'étages de turbines.

Quatre ensembles de choix de conception initiaux représentatifs qui répondent à tous les critères de conception avec :

($M_6 = 0.9$, $\gamma_t = 1.3$ et $Z = 1$) sont présentés dans le tableau 3.2 à titre de référence.

M_5		1.1	0.9
$\Omega=0.2$			
	α_5	67deg	61deg
	τ_{ts}	0.860	0.880
	$\beta_5 + \beta_6$	116deg	103deg
	R_t°	0.199	0.458
	α_6	41.2deg	40.2deg
	σ_{xt}	1.25	1.09
	V_a/V'	0.217	0.226
$\Omega=0.3$			
	α_5	72deg	72deg
	τ_{ts}	0.811	0.831
	$\beta_5 + \beta_6$	120deg	116deg
	R_t°	0.294	0.463
	α_6	31.1deg	40.0deg
	σ_{xt}	0.92	0.67
	V_a/V'	0.171	0.144

TABLE 3.2 – Résumé des choix de conception d'un étage de turbine Représentatifs pour $M_6 = 0.9$, $\gamma_t = 1.3$ et $Z = 1$

3.6.3 Rendement, pertes et rapport de pression

o1/ Rendement et rapport de pression formule théorique :

$$1/\eta_s = \frac{T_{t_4} - T_{t_6}}{T_{t_4} - T_{t_{6s}}} = \frac{\Delta T_{t_E}}{T_{t_4} \left(1 + \frac{T_{t_{6s}}}{T_{t_4}}\right)} \quad (3.163)$$

Avec : s : isotropique , E : Etage

$$2/\tau_{E_{Turbine}} = \frac{T_{t_{6s}}}{T_{t_4}} = \left(\frac{P_{t_6}}{P_{t_4}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (3.164)$$

$$3/\pi_{E_{Turbine}} = \frac{P_{t_6}}{P_{t_4}} \quad (3.165)$$

Les équations (3.163), (3.164) et (3.165) donne :

$$\eta_s = \left[\frac{1 - \tau_{E_{Turbine}}}{1 - (\pi_{E_{Turbine}})^{(\gamma-1)/\gamma}} \right] \text{ et } \pi_{E_{Turbine}} = \left[1 - \frac{\Delta T_{t_E}}{\eta_s T_{t_4}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.166)$$

C'est la formule thermodynamique.

Mais en cherchant la formule aérodynamique, on a l'expression du travail sur l'arbre est :

$$w_a = c_p \cdot \Delta T_{t_E} = U \cdot V_a \cdot (\tan \alpha_5 + \tan \alpha_6) = U \cdot V_a \cdot (\tan \beta_5 + \tan \beta_6) \quad (3.167)$$

L'équation (3.166) et (3.167) donne :

$$\pi_{E_{Turbine}} = \left[1 - \frac{U \cdot V_a}{c_p \eta_s T_{t_4}} (\tan \alpha_5 + \tan \alpha_6) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.168)$$

C'est la formule aérodynamique.

o2/ Rendement et rapport de pression formule pratique :

$$\pi_{E_{Turbine}} = \frac{P_{t_6}}{P_{t_4}} = \left[1 - \frac{(\gamma-1) M_U^2}{\eta_s (1 + (\gamma-1)/2) - M_4^2} \cdot \frac{M_{a_5}^2}{M_U} \cdot (\tan \alpha_5 + AVR \cdot \tan \alpha_6) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.169)$$

Avec :

$$M_4 = \frac{V_4}{\sqrt{\gamma RT_4}}, M_U = \frac{U}{\sqrt{\gamma RT_4}}, M_{a_5} = \frac{V_{a_5}}{\sqrt{\gamma RT_4}}, AVR = \frac{V_{a_6}}{V_{a_4}} \quad (3.170)$$

03/ Coefficient de pertes des aubes

Le coefficient de perte pour les aubes de buse peut être défini soit par λ_S ou bien Y_S .

(λ_S) et (Y_S) expriment tous les deux la proportion de l'énergie de sortie qui est dégradé par friction. Y_S Peut être mesuré relativement facilement dans des tests tandis que λ_S est le plus facilement utilisé dans la conception. (Mais ne sont pas très différents numériquement) .

A/ coefficient de pertes de Stator

$$\lambda_S = \frac{T_5 - T_{5s}}{V_5^2 / 2 \cdot c_p} \text{ OU } Y_S = \frac{p_{t4} - p_{t5}}{p_{t5} - p_6}$$

B/ coefficient de pertes de Rotor

$$\lambda_R = \frac{T_6 - T_{6s}}{W_6^2 / 2 \cdot c_p} \text{ OU } Y_R = \frac{p_{t5s} - p_{t6s}}{p_{t6s} - p_6}$$

Et le nouveau rendement de l'étage est :

$$\eta_s = \left[1 + \frac{V_a}{2U} \left(\frac{\lambda_R \cos^2 \beta_6 + \left(\frac{T_6}{T_5} \right) \lambda_S \cos^2 \alpha_5}{\tan \beta_6 + \tan \alpha_5 - \left(\frac{U}{V_a} \right)} \right) \right]^{-1} \quad (3.171)$$

λ_S et λ_R Sont des valeurs semi empiriques et qui sont comprises dans les marges suivantes :

$$0.02 \leq \lambda_S \leq 0.07 \text{ et } 0.06 \leq \lambda_R \leq 0.15$$

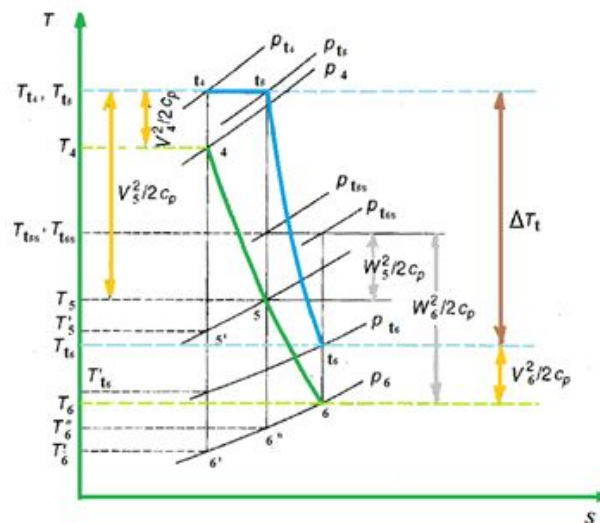


FIGURE 3.38 – Diagramme T-S étage de turbine

3.6.4 Paramètres de conceptions

01/ Coefficient de chargement de l'aube ψ

Le coefficient de charge est le rapport entre le travail de l'étage par unité de masse et l'énergie cinétique de rotation de la roue.

$$\psi = \frac{w_a}{U^2} = \frac{V_a}{U} (\tan \alpha_5 + \tan \alpha_6) = \frac{V_a}{U} (\tan \beta_5 + \tan \beta_6) \quad (3.172)$$

02/ Coefficient de flux ϕ

Le coefficient de flux est le rapport entre la vitesse axiale entrant au rotor et la vitesse tangentielle du rotor U.

$$\phi = \frac{V_{a5}}{U} \quad (3.173)$$

$$\phi = \frac{1}{\tan \beta_6 - \tan \alpha_6} = \frac{1}{\tan \beta_5 - \tan \alpha_5} \quad (3.174)$$

03/ Rapport de vitesse VR

Le rapport de vitesse VR est défini comme le rapport de la vitesse tangentielle du rotor U sur la vitesse équivalente à l'échange d'enthalpie totale dans l'étage, ou bien :

$$VR = \frac{U}{\sqrt{2 g_c \Delta h_t}} = \frac{\omega r}{\sqrt{2 g_c \Delta h_t}} \quad (3.175)$$

Le rapport de vitesse est utilisé par certains concepteurs de turbines plutôt que le coefficient de charge d'étage ψ , et on peut le montrer :

$$VR = \frac{1}{\sqrt{2} \psi} \quad (3.176)$$

Le VR au rayon moyen est compris entre 0,5 et 0,6 pour les moteurs à turbine à gaz des avions modernes. Cette plage correspond à des coefficients de charge ψ compris entre 1,4 et 2.

04/ Le degré de réaction R_t°

Le degré de réaction peut être exprimé en fonction des angles d'écoulement pour une vitesse axiale constante.

On a :

$$R_t^\circ = \frac{\Delta T_R}{\Delta T_E} \dots\dots\dots 01$$

$$\Delta T_{tE} = \frac{U V_a}{c_p} (\tan \beta_5 + \tan \beta_6) = \Delta T_E \dots\dots\dots 02$$

$$\Delta T_R = \frac{1}{2 c_p} (W_{U_6}^2 - W_{U_5}^2) = \frac{V_a^2}{2 c_p} (\tan^2 \beta_6 - \tan^2 \beta_5) \dots\dots\dots 03$$

$$(\tan \beta_6 - \tan \beta_5) = (\tan \alpha_5 - \tan \alpha_6) \dots\dots\dots 04$$

Les relations dans 1, 2,3 et 4 nous donnent :

$$R_t^\circ = \frac{V_a}{2 U} (\tan \beta_6 - \tan \beta_5) = 1 - \frac{V_a}{2 U} (\tan \alpha_5 - \tan \alpha_6) \quad (3.177)$$

En remarque pour un degré de réaction :

1/ $R_t^\circ = 0$ on a un triangle de vitesse asymétrique avec aubage à impulsion :

$$(\beta_6 = \beta_5) \quad \text{ainssi} \quad (T_5 = T_6)$$

2/ $R_t^\circ = 1/2$ on a un triangle de vitesse asymétrique avec aubage à réaction :

$$(\alpha_6 = \beta_5) \quad \text{et} \quad (\alpha_5 = \beta_6) \quad \text{ainssi} \quad \left(T_5 = \frac{T_4 + T_6}{2} \right)$$

3/ $R_t^\circ = 1$ on a un triangle de vitesse asymétrique avec aubage a réaction :

$$(\alpha_6 = \alpha_5) \quad \text{ainssi} \quad (T_4 = T_5) \quad (3.178)$$

05/ Critère de Zweifel Z

La charge de l'aubage est évaluée à travers le coefficient de Zweifel. Ce paramètre, introduit par Otto Zweifel, compare la charge réelle de l'aubage à la charge idéale définie comme la différence entre la pression totale amont et la pression statique aval. L'expression du nombre de Zweifel en tenant compte des effets de compressibilité est donnée ci-dessous :

$$Z = \frac{\text{charge de l'aubage}}{\text{charge ideale}} = \frac{(\rho^{aval} V_a^{aval} V_U^{aval} - \rho^{amont} V_a^{amont} V_U^{amont})}{c_x (P_t^{amont} - P_s^{aval})} \quad (3.179)$$

Un nombre de Zweifel élevé signifie un fort gradient de pression adverse dans la zone de décélération. Les valeurs conventionnelles de ce facteur sont de l'ordre de 0.9-1.0.

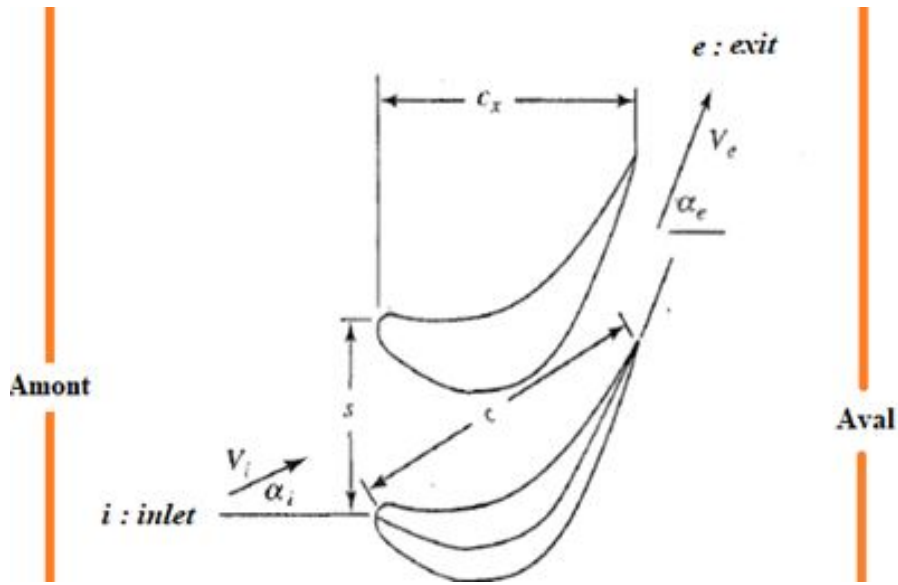


FIGURE 3.39 – Nomenclature d'un profil d'aube

Alors le coefficient Zweifel est défini comme le rapport de la composante tangentielle de la force de pression de l'aube à une force idéale basée sur la différence entre la pression totale à l'entrée et la pression statique à la sortie agissant sur la corde axiale.

Pour un écoulement réversible et un fluide incompressible la force tangentielle maximale peut être écrite comme suit :

$$F_{t_{Max}} = \frac{\rho V_{exit}^2 c_x}{2g_c} = \frac{\rho V_{a_{exit}}^2 c_x}{2g_c \cos^2 \alpha_{exit}} \quad (3.180)$$

Et la force tangentielle par unité de profondeur des aubes espacées d'une distance S est :

$$F_t = \frac{\rho V_{a_{inlet}} S (V_{U_{inlet}} + V_{U_{exit}})}{g_c} = \frac{\rho V_{a_{inlet}}^2 S (\tan \alpha_{inlet} + \tan \alpha_{exit})}{g_c} \quad (3.181)$$

Et le coefficient de force tangentielle de Zweifel est défini comme suit :

$$Z = \frac{F_t}{F_{t_{Max}}} \quad (3.182)$$

A partir de l'équation (3.181) et (3.182), l'équation de Z devient :

$$Z = \frac{2 S}{c_x} \left(\cos^2 \alpha_{exit} \right) \left(\tan \alpha_{inlet} + \frac{V_{a_{exit}}}{V_{a_{inlet}}} \tan \alpha_{exit} \right) \left(\frac{V_{a_{inlet}}}{V_{a_{exit}}} \right)^2 \quad (3.183)$$

Pour le stator, nous écrivons :

$$Z_{S_{turbine}} = \frac{2 S_{S_{turbine}}}{c_{x_{S_{turbine}}}} \left(\cos^2 \alpha_5 \right) \left(\tan \alpha_4 + \frac{V_{a_5}}{V_{a_4}} \tan \alpha_5 \right) \left(\frac{V_{a_4}}{V_{a_5}} \right)^2 \quad (3.184)$$

Pour le rotor, nous écrivons :

$$Z_{R_{turbine}} = \frac{2 S_{R_{turbine}}}{c_{x_{R_{turbine}}}} \left(\cos^2 \beta_6 \right) \left(\tan \beta_5 + \frac{V_{a_6}}{V_{a_5}} \tan \beta_6 \right) \left(\frac{V_{a_5}}{V_{a_6}} \right)^2 \quad (3.185)$$

On a la Solidité du rotor est :

$$\sigma_{XR_{turbine}} = \frac{c_{x_{R_{turbine}}}}{S_{R_{turbine}}} \quad (3.186)$$

L'équation (3.185) nous donne :

$$Z_{R_{turbine}} = 2 \left(\cos^2 \beta_6 \right) \left(\tan \beta_5 + \frac{V_{a_6}}{V_{a_5}} \tan \beta_6 \right) \left(\frac{V_{a_5}}{V_{a_6}} \right)^2 \times \left(\sigma_{XR_{turbine}} \right)^{-1} \quad (3.187)$$

Avec cette relation Le coefficient Zweifel fournit une méthode fiable et simple pour faire une estimation initiale de la solidité, elle peut être utilisée pour estimer la solidité minimale du rotor sur la base d'une valeur maximale supposée de Z .

En utilisant la relation (3.187) pour représenter les variations des angles relatif du rotor β_5 et β_6 pour des valeurs constantes de $\frac{Z_R c_x}{S}$ dans la figure 3.40.

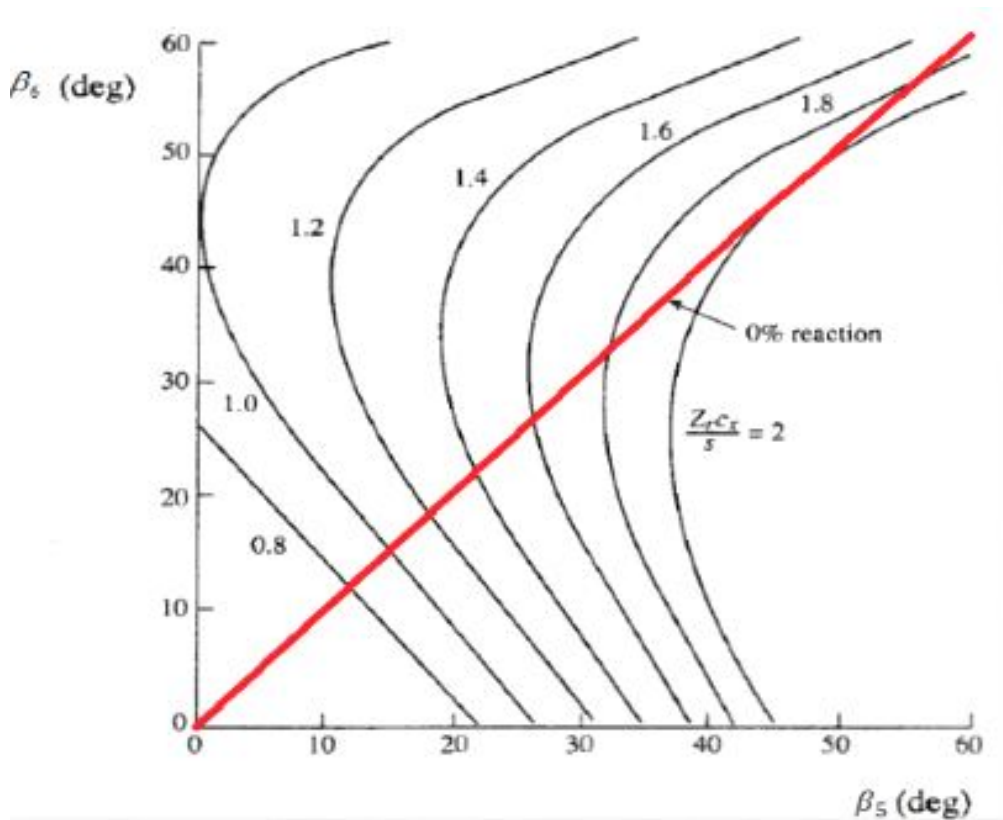


FIGURE 3.40 – Pour des valeur constantes de $\frac{Z_x c_x}{5} \beta_6$ en fonction des angles relatif du rotor β_5 et β_6

o6/ Différentes relations entre les paramètres de conception

(R_t° , ψ , ϕ , Z , σ , VI , ε et les angles α et β)

Pour une interprétation physique est plus aisée en utilise les coefficients de charge ψ et de débit ϕ , en qualité d'indicateur de performance globale (le célèbre diagramme de Smith qui fait intervenir la version isentropique de ψ est reporté en figure (3.41)), peuvent être directement associés à des valeurs d'angles intervenant dans le triangle des vitesses.

Les coefficients ψ et ϕ peuvent prendre plusieurs valeurs selon les types de turbines, ces valeurs influent sur le rendement de l'étage et ses performances.

Le diagramme de Smith nous permettent de trouver un compromis entre le rendement d'étage et les coefficients ϕ et ψ .

Pour les turbine a grandes dimensions ces coefficients prennent des valeurs correspondantes a un rendement entre 94 et 89 % de l'ordre de :

$$0.5 \leq \phi \leq 1.1 \text{ et } 1.3 \leq \psi \leq 2.2$$

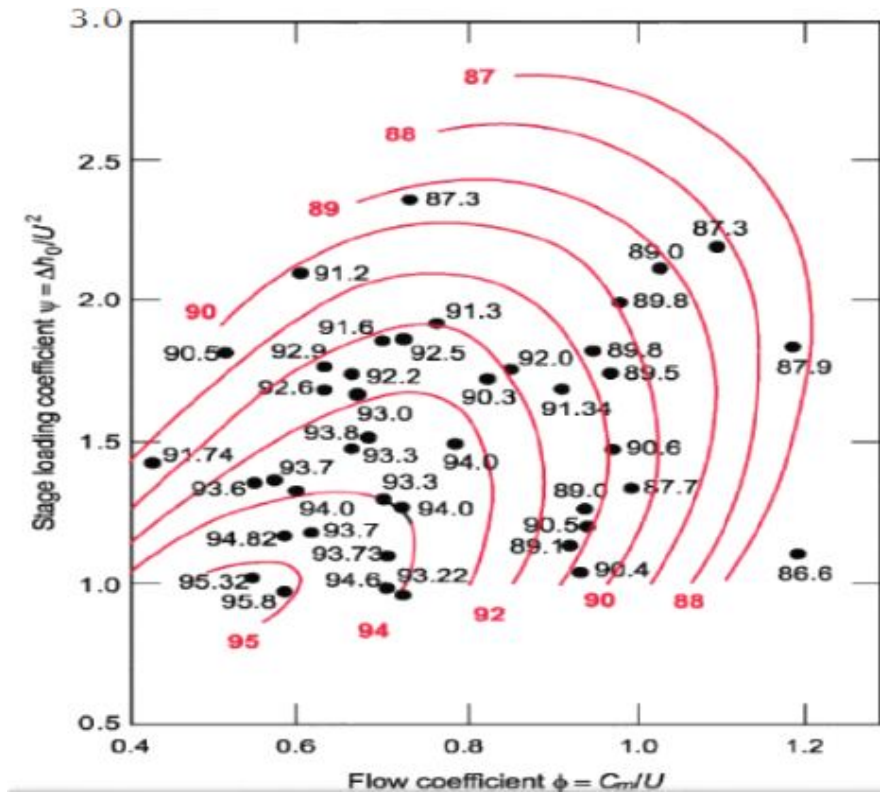


FIGURE 3.41 – Diagramme turbines axiales d'après Smith (1965)

Le coefficient de charge peut être réécrit en termes de coefficient d'écoulement et des angles d'écoulement comme suit par les relations ci-dessous :

On a $V_{a5} = V_a$ L'équation (3.172) et (3.173) nous donne :

$$\phi = \psi / (\tan \alpha_5 + \tan \alpha_6) = \psi / (\tan \beta_5 + \tan \beta_6) \quad (3.188)$$

La relation (3.174) nous donne :

$$\psi = \frac{\tan \alpha_5 + \tan \alpha_6}{\tan \alpha_5 - \tan \beta_5} \quad (3.189)$$

Les deux précédentes équations sont représentées graphiquement sur la figure suivante (avec vitesse axiale constante).

Cette figure montre l'effet des changements d'angles d'écoulement sur ϕ et ψ . La figure (3.42) peut également être utilisée pour déterminer approximativement le coefficient de flux ϕ à partir des angles α_5 et β_5 et/ou le coefficient de charge d'étage ψ à partir des angles α_5 , β_5 et α_6 .

Par exemple, avec $\alpha_5 = 65$, $\beta_5 = 40$ et $\alpha_6 = 10$, la Fig. (3.42) donne un ϕ d'environ 0,77 et un ψ d'environ 1,8. Des résultats plus précis peuvent être obtenus en utilisant les Eq.(3.6.4) et (3.189).

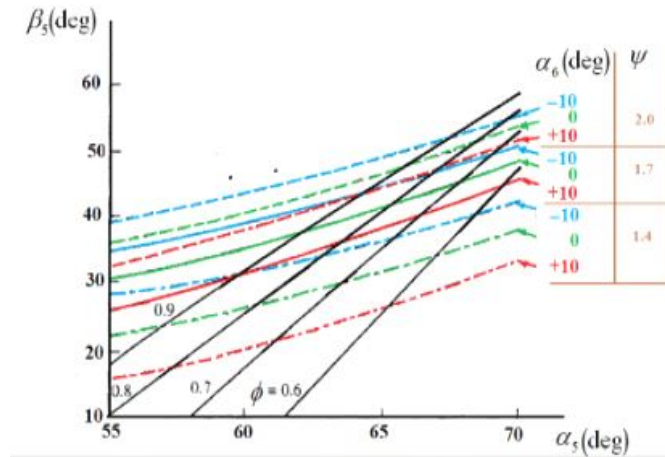


FIGURE 3.42 – Coefficient de charge et coefficients d'écoulement en fonction des angles d'écoulement (vitesse axiale constante).

La relation () nous donne :

$$\frac{\psi}{\phi} = \tan\beta_5 + \tan\beta_6 \quad (3.190)$$

La figure ((3.43) ci-dessus montre le facteur d'écoulement (turning flow ε) $\varepsilon = \beta_6 + \beta_5$ en fonction de l'angle d'écoulement β_5 pour différentes valeurs du rapport $\frac{\psi}{\phi}$. Cette figure peut être utilisée conjointement avec la Figure (3.42 pour déterminer le facteur d'écoulement et l'angle β_6 .

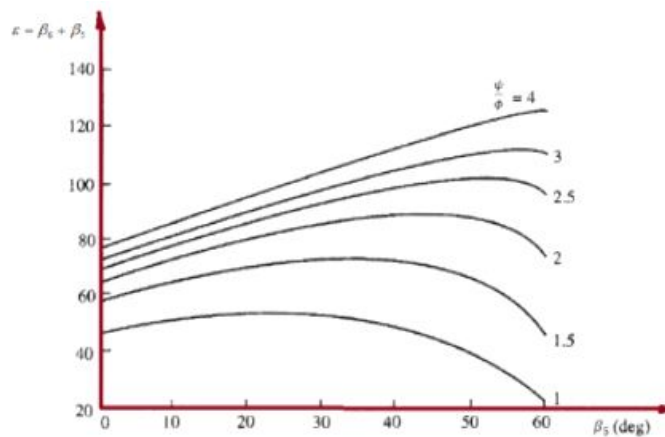


FIGURE 3.43 – Le facteur d'écoulement (ε) en fonction de l'angle d'écoulement (β_5) pour différentes valeurs du rapport ($\frac{\psi}{\phi}$)

Et l'équation (3.177) nous donne : $\frac{R_t^\circ}{\phi} = \frac{1}{2}(\tan\beta_6 - \tan\beta_5)$

Et en peut conclut des relations entre les angles et une fonction de $(\frac{R_t^\circ}{\phi}$ et $\frac{\psi}{\phi}$) est en trouve :

$$\tan\beta_6 = \frac{1}{2}\frac{\psi}{\phi} + \frac{R_t^\circ}{\phi}, \tan\beta_5 = \frac{1}{2}\frac{\psi}{\phi} - \frac{R_t^\circ}{\phi} \text{ et } \tan\alpha_6 = \frac{1}{2}\frac{\psi}{\phi} + \frac{R_t^\circ}{\phi} - \frac{1}{\phi}, \tan\alpha_5 = \frac{1}{2}\frac{\psi}{\phi} - \frac{R_t^\circ}{\phi} + \frac{1}{\phi}$$

En utilisant l'équation $\frac{R_t^\circ}{\phi} = \frac{1}{2}(\tan\beta_6 - \tan\beta_5)$, des tracés de $\frac{R_t^\circ}{\phi}$ ont été ajoutés à la Figure (3.43, donnant la Fig. (3.44).

On peut voir à partir de cette figure que zéro réaction correspond à la réaction maximale du rotor tourner ε pour une valeur fixe de $\frac{\psi}{\phi}$.

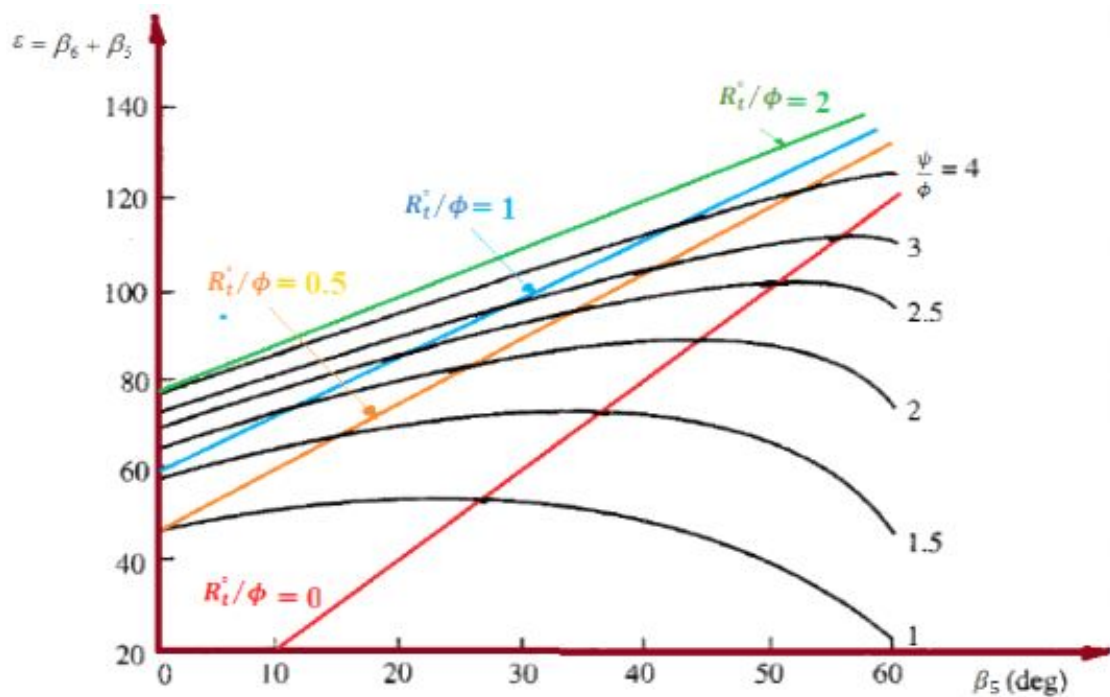


FIGURE 3.44 – Le degré de réaction et coefficient de chargement de l'aube et coefficient de flux en fonction des angles de débit du rotor.

07/ Carte de performance de turbine axiale

Les performances d'une turbine axiale sont généralement indiquées en utilisant le rapport de pression totale, le débit massique corrigé, la vitesse de la turbine corrigée et l'efficacité des composants.

Cette performance peut être présentée sous forme de deux cartes ou d'une carte combinée (similaire à celle présentée pour le compresseur à la Figure (3.45)).

Lorsque deux cartes sont utilisées, une carte montre l'interrelation du rapport de pression totale, débit massique corrigé et de la vitesse de la turbine corrigée, comme illustré à la Figure (3.45a). L'autre carte montre l'interrelation entre l'efficacité de la turbine et le rapport débit massique corrigé, comme dans la Figure (3.45b). Lorsqu'une carte combinée est utilisée, le rapport de pression totale de la turbine est tracé en fonction du produit du débit massique corrigé et de la vitesse corrigée, comme illustré à la Figure (3.45c). Cela étend les lignes de vitesse corrigée constante par rapport à celles de la Figure (3.45a), et le rendement de la turbine peut maintenant être montré. Si nous essayions d'ajouter ces lignes d'efficacité constante de la turbine à la Figure (3.45a), beaucoup d'entre elles coïncideraient avec la ligne d'écoulement étranglé.

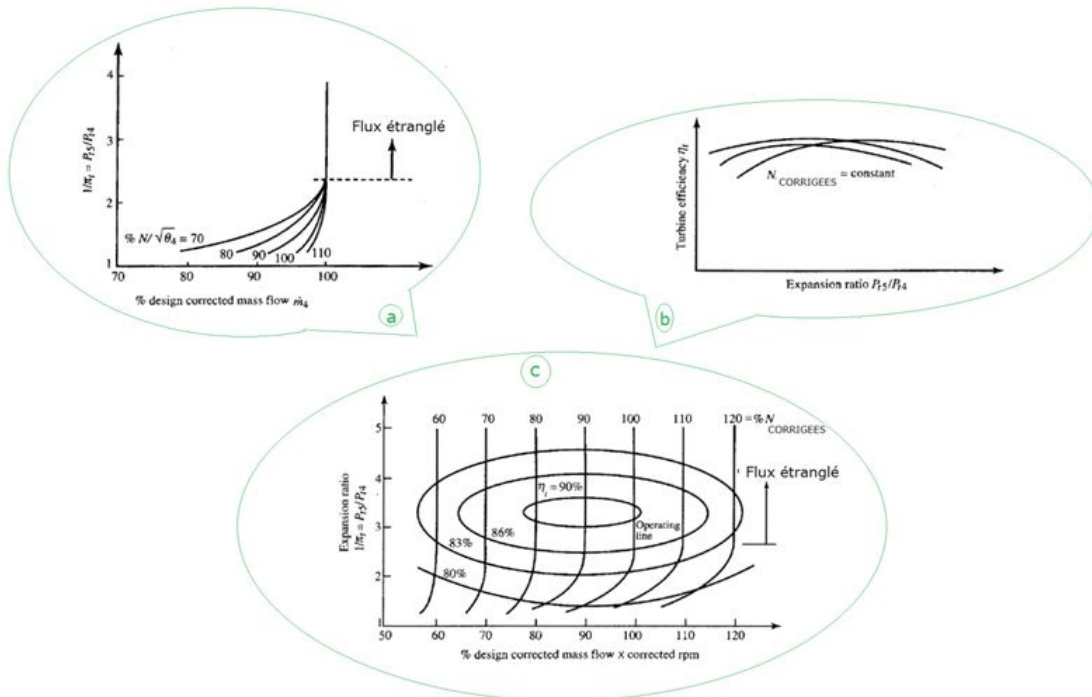


FIGURE 3.45 – Carte de performance de turbine combinée

3.7 L'ARBRE DE TRANSMISSION (ROUE COMPRESSEUR -ROUE TURBINE) ET LES THEORIES DE L'RDM.

Pour les chapitres précédente Jusqu'à présent nous avons évoqué des sciences physiques que les branches de la thermodynamique et de l'aérodynamique ainsi l'aérothermique et la thermo énergétique, Il à un autre domaine qui s'impose c'est La résistance des matériaux RDM et cela pour vérifier la fiabilité des éléments à construire et celle de leur assemblage.

La résistance des matériaux RDM est une discipline particulière de la mécanique de milieux continus permettant le calcul des contraintes et déformations dans les structures des différents matériaux, RDM permet de ramener l'étude du comportement global d'une structure (relation entre sollicitations forces ou moments et déplacements) à celle du comportement local des matériaux la composant (relation entre contraintes et déformations). L'objectif est de concevoir la structure suivant des critères de résistance, de déformation admissible et de coût financier acceptable.

Dans son utilisation courante, la RDM fait appel aux hypothèses suivantes :

Le matériau est :

- élastique (le matériau reprend sa forme initiale après un cycle charge-ment déchargement),
- linéaire (les déformations sont proportionnelles aux contraintes),
- homogène (le matériau est de même nature dans toute sa masse),
- isotrope (les propriétés du matériau sont identiques dans toutes les directions).

En va simplifiée sur un élément que on a pas parlé dans les chapitres précédente c'est l'arbre de transmission roue compresseur et roue turbine , cette arbre est un organe mécanique transmettant une puissance sous forme d'un couple et d'un mouvement de rotation. La forme cylindrique de cet organe est à l'origine de son nom. La contrainte de torsion est la sollicitation principale à laquelle est soumis un arbre. Ce type de sollicitation implique que les contraintes maximales sont à la surface de la pièce.

La qualité de cette surface (rugosité et géométrie) est donc un paramètre essentiel pour la résistance d'un arbre.

L'utilisation de la résistance des matériaux avant tout est pour déterminer les dimensions des éléments de construction et vérifier leur résistance et leur déformation. L'arbre de transmission c'est une poutre, c'est-à-dire un objet de grande longueur par rapport à sa section, chargée dans son plan moyen de symétrie, l'étude nous guide à la théorie de poutre.

Après avoir passé en revue divers modèles d'arbres utilisés dans des moteurs

similaires, tels que les KJ66 et SR30, nous avons décidé d'utiliser un modèle très similaire au KJ 66.

Notre arbre et pour bien spécifier les différentes longueurs et les diamètres, une esquisse est représentée ci-dessous figure (3.46) :

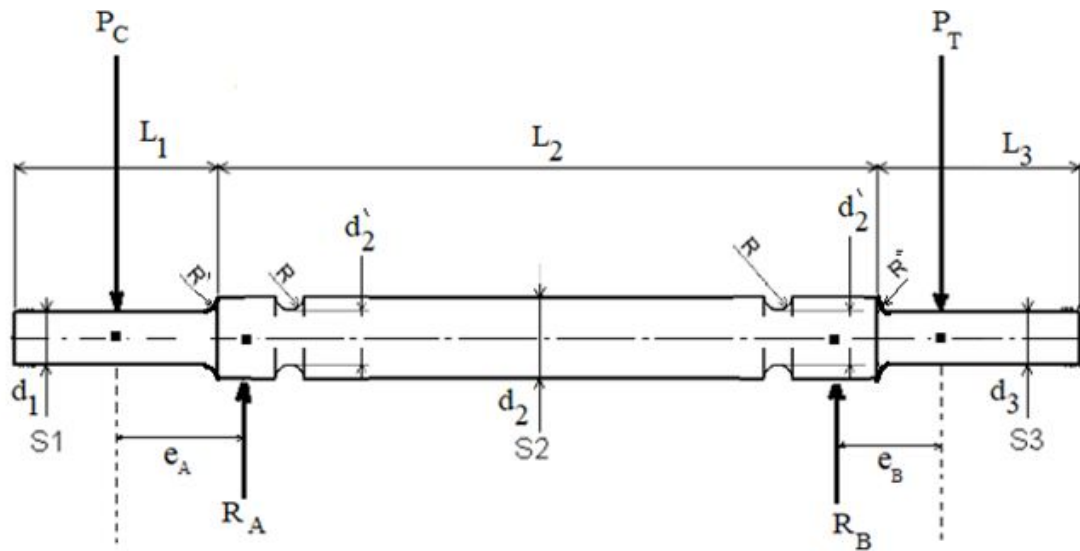


FIGURE 3.46 – L'arbre de transmission (roue compresseur-roue turbine)

Lorsque les pièces étudiées présentent de brusques variations de section (gorge, épaulement, trou de perçage, ..), les formules de la résistance des matériaux ne sont plus applicables. Au voisinage du changement de section, la répartition des contraintes est modifiée. La contrainte maximum est supérieure à la contrainte uniforme (contrainte théorique calculée que nous appellerons σ_0 en extension et τ_0 en torsion). On dit qu'il y a concentration de contraintes :

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_0 \quad \text{et} \quad \tau_{\max} = K_t \tau_0 \quad (3.191)$$

K_t Est appelé coefficient de concentration de contraintes. Il est fonction des dimensions des variations de sections et de leurs positions.

K_t Est, en général, à lire dans des abaques.

La Figure (3.47) illustre ce problème pour une arbre entaillé par une gorge. σ représente les contraintes nominales, dues à différentes sollicitations dans une section sans discontinuités.

σ_r représente les contraintes réelles dues à l'effet d'entaille.

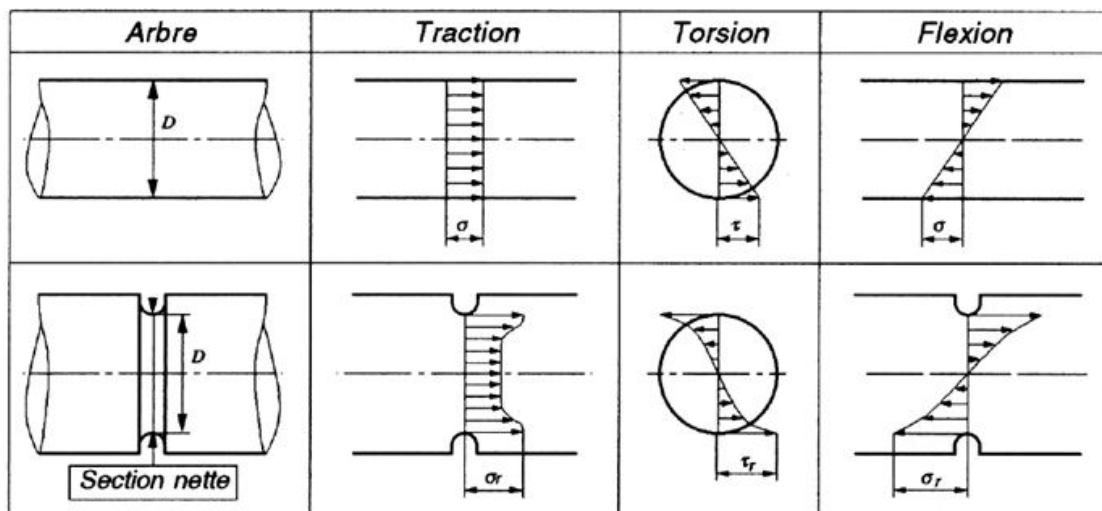


FIGURE 3.47 – Représentation des contraintes réelles

Dans la pratique, les sollicitations extérieures permettent de dimensionner les organes mécaniques liés à l'arbre (paliers, clavettes, roulements, cannelures. . .). Leurs dimensions conduisent à définir les dimensions et la géométrie de l'arbre. Au moment du calcul de l'arbre, les sollicitations et la géométrie de l'arbre sont donc souvent connues.

D'une manière générale, le calcul de prédétermination d'un arbre se fait sous deux aspects :

1/ Un aspect statique : à partir du calcul de la résistance de l'arbre et de sa déformation

2/ Un aspect dynamique : à partir du calcul de la tenue en fatigue de l'arbre et des vibrations engendrées

Suivant l'utilisation de l'arbre considéré, certains types de dimensionnement seront prédominants. Par exemple, un arbre de réducteur de forte capacité sera en premier lieu calculé à la résistance tandis qu'un arbre de turboréacteur tournant à haute vitesse sera d'abord vérifié à partir de sa vitesse critique.

3.7.1 Aspect statique

Pour l'étude statique on suppose que les poids de la roue compresseur et celle de la roue turbine sont appliqués aux centre de gravité de celle-ci, et le poids de l'arbre est considéré comme une charge répartie tel que, la réaction aux appuis à l'équilibre des force nous donne :

$$\sum \vec{F} = 0 \quad \text{et} \quad \sum \vec{M}_A = 0 \quad \text{et} \quad \sum \vec{M}_B = 0 \quad (3.192)$$

Cette formule nous donne les efforts tranchant et les moments fléchissent appliqués le long de la poutre, ainsi on détermine l'effort max et le moment max, cela pour estimer la contrainte de notre arbre et vérifier qu'elle est bien inférieure à la contrainte max.

D'une manière générale, les critères de dimensionnement sont de la forme :

(Coefficient de sécurité K_s) X (variable observée) \leq (limite admissible)

K_s Critères de résistance : Il s'agit de critères portant sur les contraintes maximales admissibles (point de vue sécurité).

$K_s \times \tau_{\text{observee}} \leq R_{Pg}$ et $K_s \times \sigma_{\text{observee}} \leq R_P$, $R_{Pg,p}$: Résistance pratique

Avec : $\tau_{\text{max}} = M_{t,c,t}$ (moment de torsion) / M_{I_0} (module de torsion)

Et

$$M_{I_0} = \frac{I_0}{D/2} = \frac{\pi D^4 / 32}{D/2} \Rightarrow M_{I_0} = \frac{\pi D^3}{16}, M_{t,c,t} = \frac{P_{c,t}}{\omega \eta_m} \quad (3.193)$$

η_m : Rendement mécanique est estimé à 0.98.

Le coefficient de sécurité est toujours supérieur à 1. Il traduit l'incertitude sur le calcul. Un 'bon' calcul a donc un coefficient de sécurité proche de 1. Dans certains cas, le coefficient de sécurité intègre d'autres notions comme l'importance de la dégradation partielle ou totale du mécanisme ou le danger pour la vie humaine. Sa valeur est alors bien plus importante. Lors d'un calcul de dimensionnement, la connaissance du coefficient de sécurité souhaité permet de déterminer la dimension minimale requise de la section étudiée. Pour un calcul de vérification, on détermine la valeur réelle du coefficient de sécurité et on la compare au coefficient de sécurité souhaité. L'équation (3.194) nous donne une estimation du diamètre de l'arbre :

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \text{ idial}}{\pi \cdot R_{Pg}}} \quad (3.194)$$

3.7.1.1 Critère de résistance statique

Il existe un grand nombre de critères pour calculer la contrainte équivalente, aucun ne convient à tous les matériaux et à tous les états de contraintes. On en retient généralement deux qui donnent des résultats convenables pour les matériaux usuels de construction mécanique. Pour ces deux critères, on suppose que les matériaux ont la même résistance élastique en traction et en compression.

1/ Le critère de Tresca ou du cisaillement maximum :

Ce critère convient pour les aciers doux et les alliages légers. Il peut s'énoncer ainsi : deux états de contrainte sont également dangereux s'il y a égalité des contraintes tangentielles maximales.

On obtient la formulation suivante :

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 4(\tau^2 + \tau_c^2)} \quad (3.195)$$

2/ Le critère de Von Mises :

Ce critère est très utilisé pour l'ensemble des matériaux métalliques. Il est basé sur l'hypothèse que la défaillance du matériau se produit lorsque l'énergie de variation de forme atteint une valeur limite fixée.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3(\tau^2 + \tau_c^2)} \quad (3.196)$$

σ_t : Contrainte normale de traction / compression

σ_f : Contrainte normale de flexion

τ : Contrainte tangentielle de torsion

τ_c : Contrainte tangentielle de cisaillement

Et comme les contraintes nominales sont affectées individuellement du K_t (coefficient de concentration de contraintes) qui leur correspond.

On note K_{tt}, K_{tf} et K_{to} les coefficients d'entailles relatifs aux sollicitations de traction, flexion et torsion.

Et pour le calcul de la contrainte équivalente :

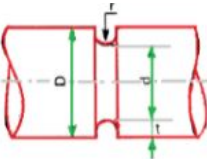
Tresca :

$$\sigma_e = \sqrt{(K_{tt}\sigma_t + K_{tf}\sigma_f)^2 + 4K_{to}^2 \tau_c^2} \quad (3.197)$$

Von Mises :

$$\sigma_e = \sqrt{(K_{tt}\sigma_t + K_{tf}\sigma_f)^2 + 3K_{to}^2 \tau_c^2} \quad (3.198)$$

La Détermination du coefficient de concentration K_t Est, en général, à lire dans des abaques comme indique les figures suivant :



$$K_p = \sqrt{\frac{t}{r} \times \frac{d}{D} + 1} - 1 \quad \text{et} \quad K_q = \sqrt{\frac{t}{r}}$$

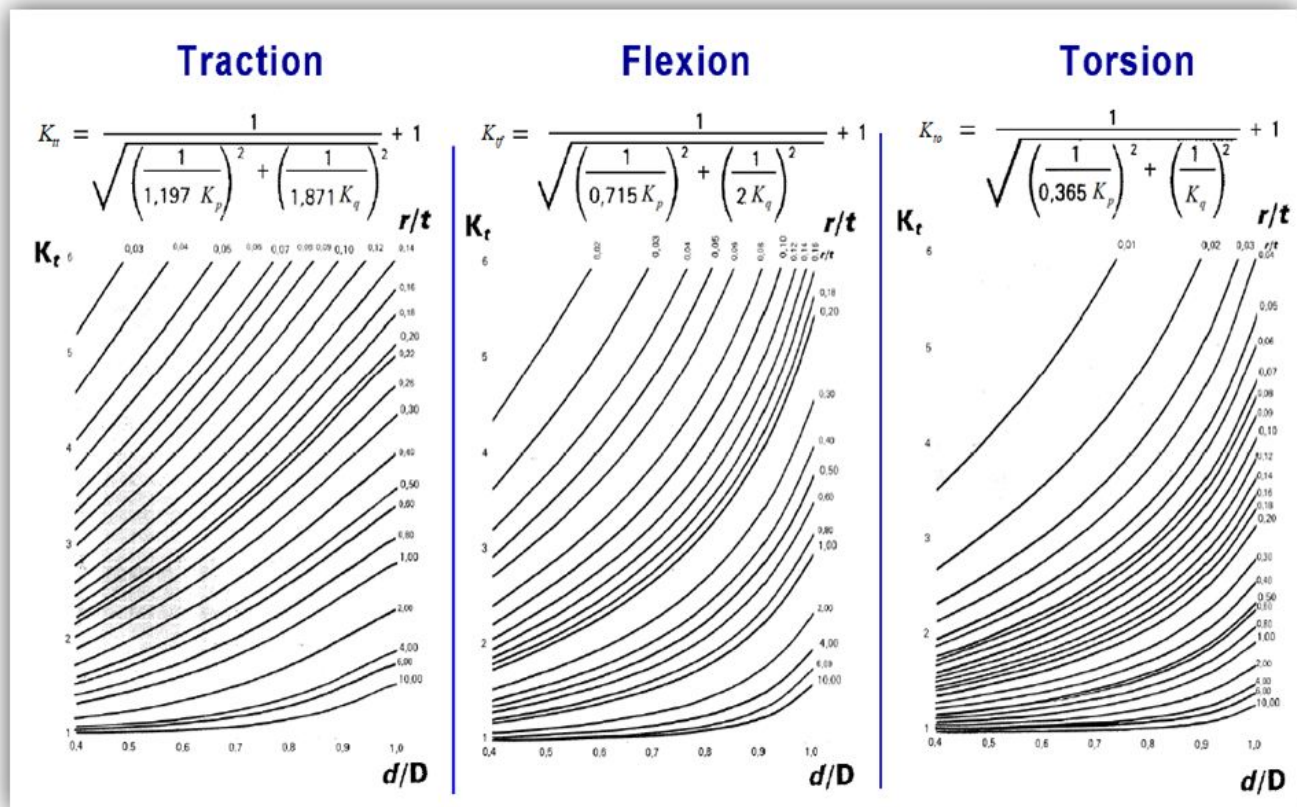
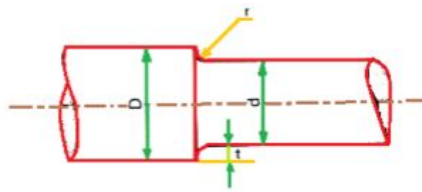


FIGURE 3.48 – Détermination de K_t pour arbre avec UNE GORGE



$$K_p = \sqrt{\frac{t}{r} \times \frac{d}{1 - \frac{d}{D}} + 1 - 1} \quad \text{et} \quad K_q = \sqrt{\frac{t}{r}}$$

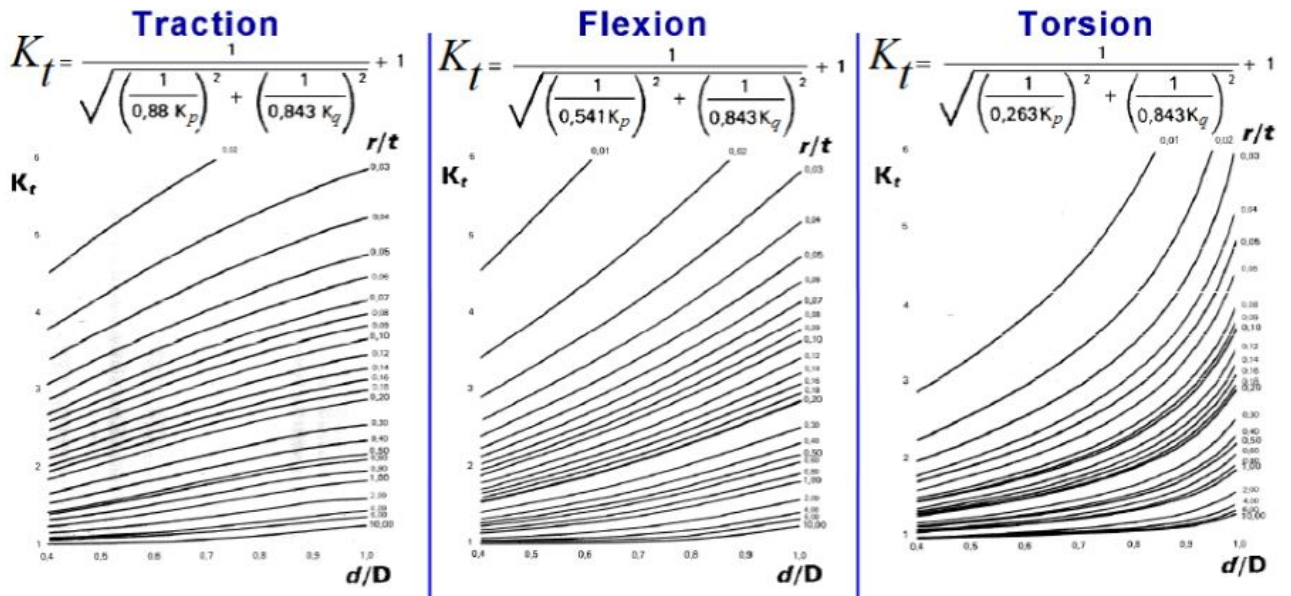
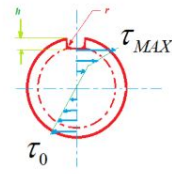


FIGURE 3.49 – Détermination de K_t pour un arbre AVEC EPAULEMENT



$$\tau_{MAX} = K_{to} \tau_0$$

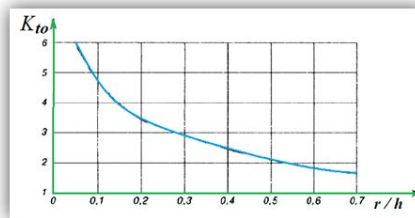
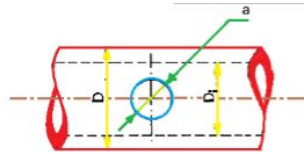


FIGURE 3.50 – Détermination de K_t pour un arbre AVEC UNE RAINURE DE CLAVETTE



$$K_t = \begin{cases} K_{tt} = K_{t\tau} = 3 \left(\frac{a}{D} + 1 \right)^{\alpha} \left(\frac{a}{D} + 1 \right)^{-\beta} \\ K_{to} = 4 \left(\frac{a}{D} + 1 \right)^{\alpha} \left(\frac{a}{D} + 1 \right)^{-\beta} \end{cases}$$

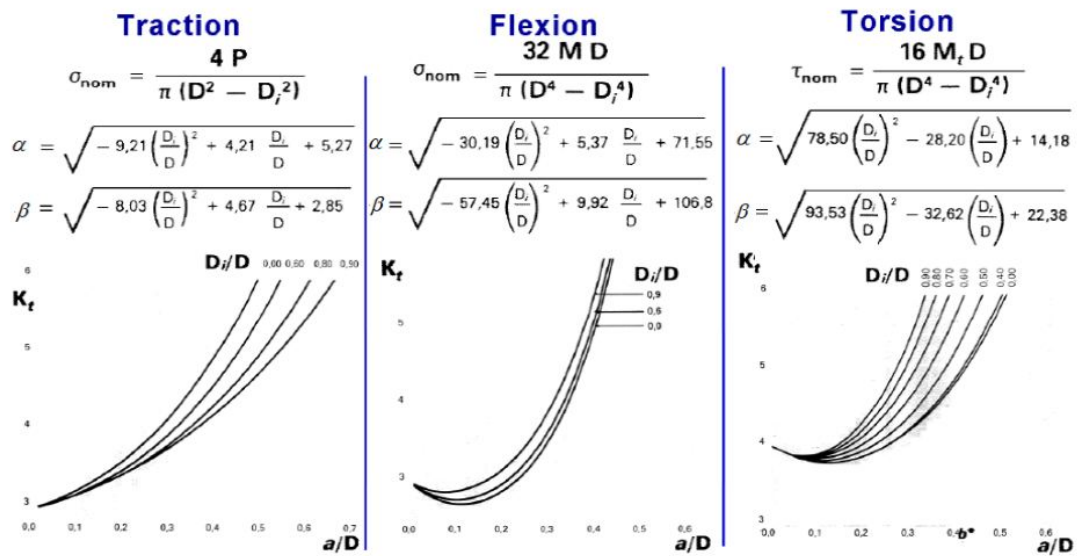


FIGURE 3.51 – Détermination de K_t POUR UN ARBRE CREUX AVEC TROU TRANSVERSAL

3.7.1.2 Le gradient de contrainte χ

Le gradient de contrainte est le facteur que nous l'utiliser pour caractériser l'influence du type de sollicitation, des dimensions et du défaut de forme.

Le gradient de contrainte χ (Figure 3.52) exprimé en mm^{-1} est la valeur de la pente de la tangente à fond d'entaille du champ de contrainte rapportée à la valeur maximale de la contrainte au même point.

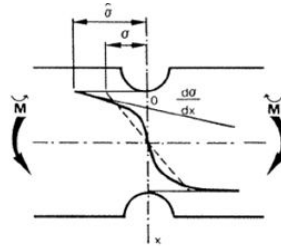


FIGURE 3.52 – Gradient de contrainte

La table suivante donne des formules simples permettant de calculer χ .

Sollicitations	Types de pièces	χ (mm^{-1})
TRACTION	Plaque	$\frac{2}{r}$
	Arbre	
FLEXION	Plaque	$\frac{2}{r} + \frac{2}{d}$
	Arbre	
TORSION	Plaque	$\frac{2}{r} + \frac{4}{d \cdot D}$
	Arbre	
FLEXION	Arbre	$\frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
	Arbre percé	
TORSION	Arbre percé	$\frac{4}{r}$
		$\frac{3}{r}$

FIGURE 3.53 – Table de détermination du gradient de contrainte

3.7.1.3 Notions sur la fatigue des pièces mécaniques et leur impact sur le dimensionnement :

La plupart des pièces mécaniques, au cours de leur fonctionnement, sont soumises à des sollicitations variables dans le temps.

Ce type de sollicitations entraîne des variations cycliques des contraintes.

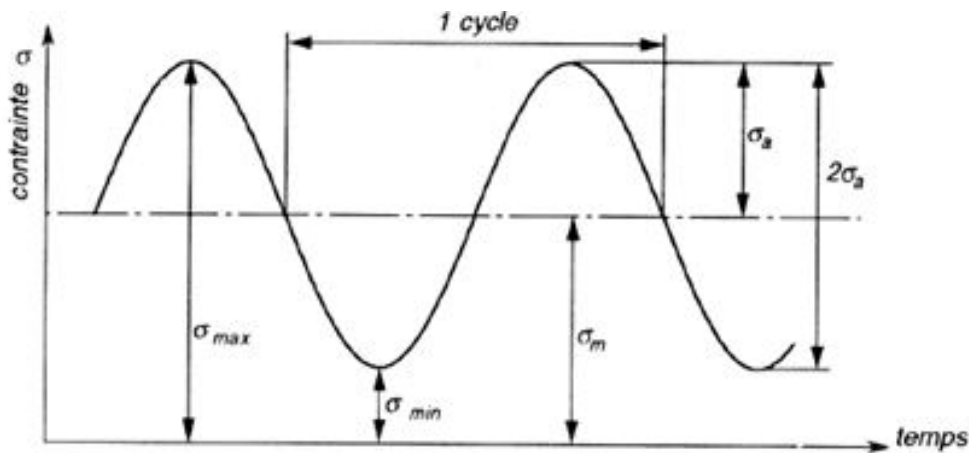


FIGURE 3.54 – Sollicitations cycliques

Pour ces pièces, on constate que la rupture se produit au bout d'un nombre de cycles N , pour une amplitude de contrainte inférieure à la contrainte de rupture statique R_m du matériau utilisé, c'est le phénomène de fatigue.

L'essai de fatigue est un essai normalisé qui consiste à appliquer à une éprouvette lisse ou entaillée de forme cylindrique ou prismatique un nombre très élevé de cycles identiques de contraintes. Le but est de déterminer pour un cycle de contrainte donné, le nombre de cycles à rupture de l'éprouvette testée. Compte tenu de la dispersion obtenue dans les résultats, dans la pratique, on ne réalise par un seul essai mais des campagnes d'essais et les valeurs exploitées dans les calculs sont indiquées pour une probabilité de survie donnée.

Dans la littérature on trouve des résultats sur les essais de traction obtenus pour des différent éprouvette, la figure suivante représente pour une contrainte moyenne nulle, l'évolution de la contrainte alternée en fonction du nombre de cycles pour un pourcentage de survie P .

Ce type de courbe issu des très nombreux résultats expérimentaux obtenus en flexion rotative ou traction alternée est appelé **courbe de WOHLER**.

Cette courbe montre le comportement caractéristique des aciers.

On observe 3 zones :

1. La **zone plastique** : nombre de cycles inférieur à 10^3 . La rupture intervient

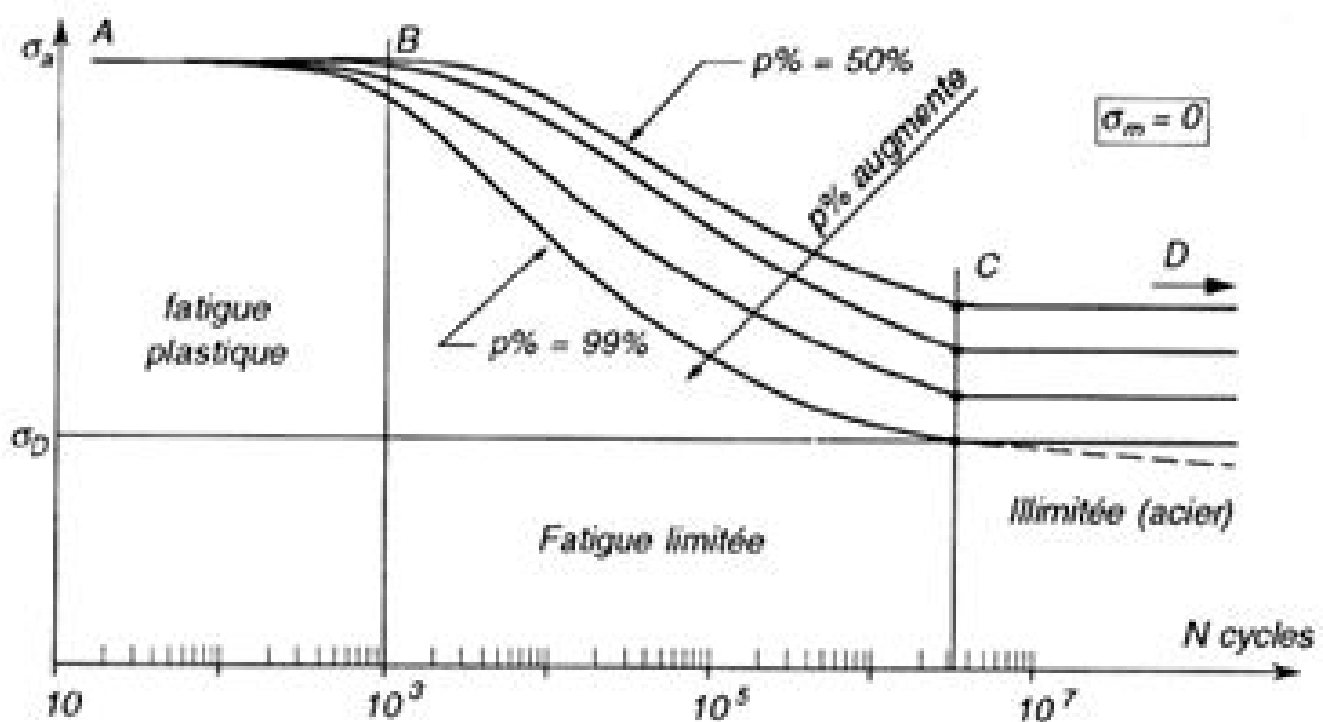


FIGURE 3.55 – Courbe de WOHLER

après un tout petit nombre de cycles, on est proche du comportement statique du matériau.

2. La **zone de fatigue limitée** : la rupture intervient après un nombre de cycles d'autant plus important que la contrainte est faible

3. La **zone de fatigue illimitée** : nombre de cycles supérieur à 10^7 . Lorsque la contrainte est en dessous d'un certain seuil, la rupture ne se produit plus quel que soit le nombre de cycles.

σ_D est appelé **limite de fatigue**. C'est la contrainte alternée la plus grande possible pour laquelle la rupture ne se produit pas pour un nombre illimité de cycles.

3.7.2 Aspect Dynamique

Au moment du calcul en fatigue, les facteurs influents sur les caractéristiques de fatigue du matériau sont généralement connus. Ainsi, **le calcul d'un arbre en fatigue est majoritairement un calcul de vérification**. Le coefficient de sécurité en fatigue sera comparé au coefficient de sécurité requis pour le mécanisme.

Comme en statique, la première étape consiste à déterminer les sollicitations dans la section réputée la plus dangereuse. Dans le cas de la fatigue, les sollicitations se décomposent en sollicitations moyennes (indice m) et en sollicitations alternées (indice a).

Voici la forme générale du torseur en G (centre d'inertie) :

Résultantes :

$$(N_m + N_a)x + (T_m + T_a)z \quad (3.199)$$

Moments :

$$(M_{tm} + M_{ta})x + (M_{fm} + M_{fa})y \quad (3.200)$$

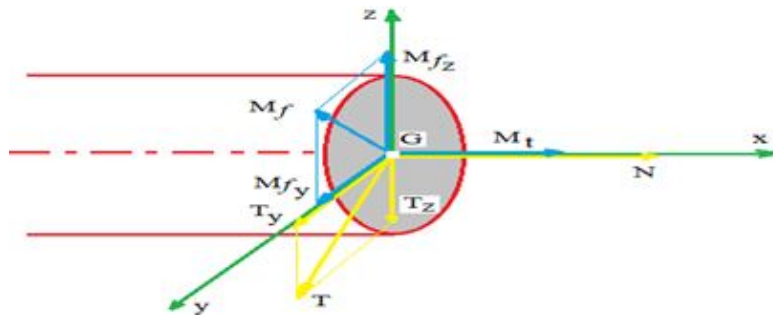


FIGURE 3.56 – Représentation du torseur des efforts intérieurs

On calcule tout d'abord les contraintes nominales (sans tenir compte des défauts de forme) au point de la section le plus sollicité. Rappelons ici que pour les arbres, dans la plupart des cas, le calcul est effectué sur la périphérie de la section et par conséquent l'influence de l'effort tranchant est négligée. On obtient ainsi :

$$\sigma_{tm} = 4N_m / (\pi d^2) \quad (3.201)$$

$$\sigma_{fm} = 32M_{fm} / (\pi d^3) \quad (3.202)$$

$$\sigma_{ta} = 4N_a / (\pi d^2) \quad (3.203)$$

$$\sigma_{fa} = 32M_{fa} / (\pi d^3) \quad (3.204)$$

$$\tau_m = 16M_{tm} / (\pi d^3) \quad (3.205)$$

$$\tau_a = 16M_{ta} / (\pi d^3) \quad (3.206)$$

La contrainte moyenne équivalente σ_{me} est calculée à partir des contraintes moyennes nominales et ne prend pas en compte les défauts de forme. On obtient à partir du critère de Von Mises :

$$\sigma_{me} = \sqrt{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3 \tau_m^2} \quad (3.207)$$

La contrainte alternée équivalente σ_{ae} est calculée à partir des contraintes alternées nominales et prend en compte les défauts de forme en intégrant les K_t correspondant : K_{tt} (traction), K_{tf} (flexion) et K_{to} (torsion). On obtient à partir du critère de Von Mises :

$$\sigma_{ae} = \sqrt{(K_{tt} \sigma_{ta} + K_{tf} \sigma_{fa})^2 + 3 K_{to}^2 \tau_a^2} \quad (3.208)$$

Pour prendre en compte les défauts de forme, l'influence des dimensions et des sollicitations, on détermine tout d'abord les gradients de contrainte pour les sollicitations considérées figure 3.53. On obtient ainsi les valeurs de χ_t (traction), χ_f (flexion) et χ_o (torsion).

La résistance pratique à la rupture R_{mp} dépend de la valeur de R_m et de χ . Pour une sollicitation simple pure, on obtient avec une probabilité à 90% :

$$R_{mp} = R_m (0.25 \log \chi + 1.4) \quad (3.209)$$

Pour une sollicitation combinée on remplace le gradient de contrainte par une valeur équivalente χ_{me} :

$$\chi_{me} = \sqrt{\frac{(\sigma_{tm} \chi_t + \sigma_{fm} \chi_f)^2 + 3 \tau_m^2 \chi_o^2}{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3 \tau_m^2}} \quad (3.210)$$

La limite pratique de fatigue dépend aussi de R_m et de χ . Elle dépend aussi du défaut de surface K_s (La figure 3.57 montre l'abaque permettant de définir le facteur correctif K_s en fonction de R_m et de la rugosité totale R_t).

– Pour une sollicitation simple, un calcul à 10^7 cycles et une probabilité à 90%, σ_{Dp} est de la forme :

$$\sigma_{Dp} = K_s (a \log \chi + b) \quad (3.211)$$

Les valeurs de a et b en fonction de R_m peuvent être prises dans la table (figure 3.58).

– Pour une sollicitation simple, un nombre de cycle N inférieur à 10^7 et une probabilité à 90%, σ_{Dp} est de la forme :

$$\sigma_{Dp} = K_s (a_2 \log \chi + b_2 \log N + c_2) \quad (3.212)$$

Les valeurs de a_2 , b_2 et c_2 en fonction de R_m peuvent être lues sur le graphique (figure 3.58).

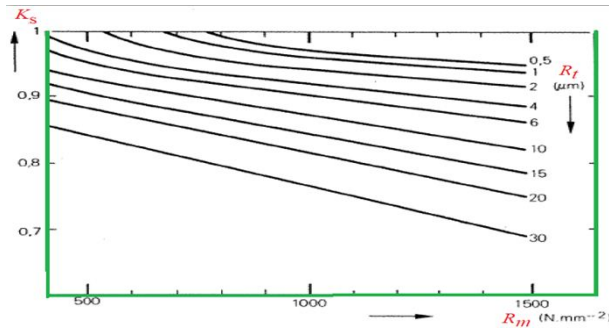


FIGURE 3.57 – Détermination de K_s

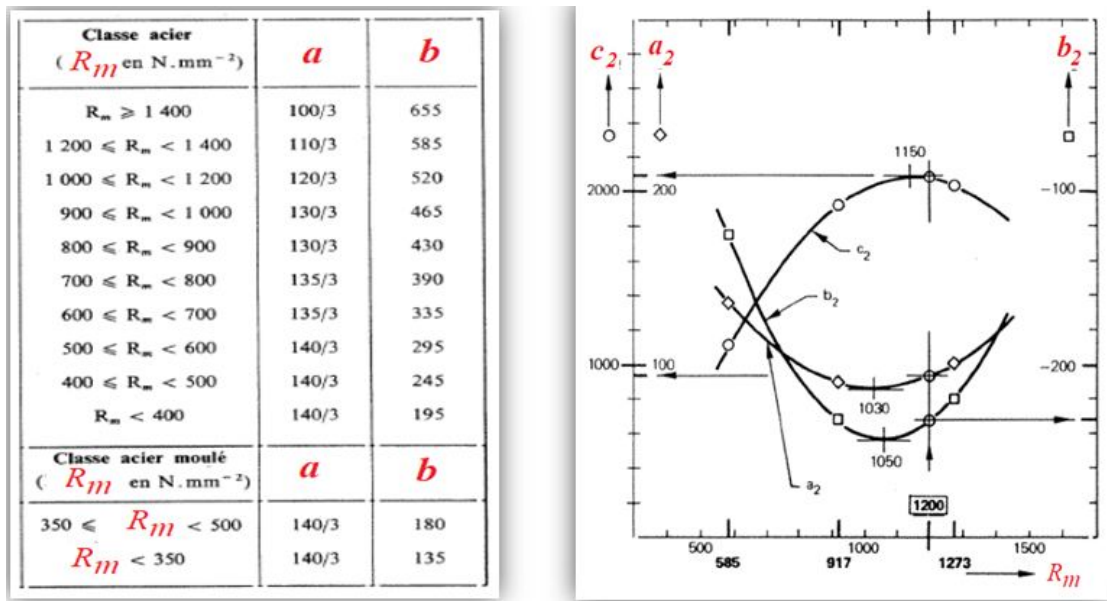


FIGURE 3.58 – Table de détermination des paramètres pour le calcul de σ_{Dp}

3.7.3 Vibrations d'arbre et la vitesse critique

Un arbre possède des vitesses critiques de rotations N_c dues notamment aux fréquences de résonance en flexion et en torsion. Lorsqu'un arbre tourne à une vitesse proche d'une vitesse critique, il peut subir des détériorations importantes.

En règle générale, on fait en sorte que la vitesse de rotation soit en dehors de la zone comprise entre $0.7 N_c$ et $1.3 N_c$.

Une étude approfondie du comportement en flexion permet de mettre en évidence un **phénomène d'auto stabilisation à haute vitesse**. Pour le concepteur, cela veut dire qu'un arbre sera stable à haute vitesse si l'on prend la précaution, lors de la mise en route, de franchir rapidement les zones de vitesse critique.

Pour estimer la pulsation critique de l'ensemble tournant, on va devoir calculer le régime critique de chaque élément indépendamment ($\omega_{critique\ compresseur}$, $\omega_{critique\ arbre}$, $\omega_{critique\ turbine}$) et déterminer par la suite de l'assemblage $\omega_{critique}$.

En utilisant une formulation similaire à celle de l'assemblage électrique en d'autres termes :

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_{cc}^2} + \frac{1}{\omega_{ca}^2} + \frac{1}{\omega_{ct}^2} \quad (3.213)$$

$$\Rightarrow \omega_c = \sqrt{\frac{\omega_{cc}^2 \cdot \omega_{ca}^2 \cdot \omega_{ct}^2}{\omega_{cc}^2 \omega_{ca}^2 + \omega_{cc}^2 \omega_{ct}^2 + \omega_{ca}^2 \omega_{ct}^2}} \quad (3.214)$$

Avec :

$$\omega_{cc} = \sqrt{\frac{3 \cdot E_c \cdot I_c}{m \cdot (L + e_a) \cdot e_a^2}} \quad (3.215)$$

$$\omega_{ca} = \frac{2.47}{I_a^2} \cdot d_2 \sqrt{\frac{E_a}{\rho}} \quad (3.216)$$

$$\omega_{ct} = \sqrt{\frac{3 \cdot E_t \cdot I_t}{m \cdot (L + e_b) \cdot e_b^2}} \quad (3.217)$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (3.218)$$

3.8 LES ROULEMENTS

3.8.1 Généralités

Pour déplacer de lourdes charges, il est d'usage depuis fort longtemps d'utiliser des rouleaux; l'effort horizontal de frottement étant alors diminué d'un facteur de 10 à 20. C'est par ce moyen que les Assyriens et les Egyptiens transportaient les blocs de pierre utilisés dans leurs constructions. La résistance au roulement remplaçait la résistance au frottement.

Ce principe est utilisé en construction mécanique sous forme de *Douilles à billes* dans les liaisons glissières, *Roulements* dans les liaisons pivots, *Vis à billes* dans les liaisons hélicoïdales. Les premières utilisations de ces composants datent de 1870, l'essor de l'automobile à partir de 1910 a favorisé leur développement.

En 1920 la normalisation commence. La technique du roulement est aujourd'hui à maturité, elle est soumise aux normes internationales... Composants de base d'un grand nombre de machines les roulements, moins de 1 mm à plus de 7 m, sont des pièces de précision et de qualité. Plusieurs milliards en sont fabriqués chaque année, les deux tiers sont des roulements à billes à gorges profondes.

3.8.2 Frottement/Roulement

Sous charge, la zone de contact entre chemin et élément roulant se comprime, puis se détend après passage, comme un ressort.

En mouvement, il en résulte, devant l'élément roulant, la formation d'un bourrelet métallique s'opposant au mouvement. C'est le phénomène de résistance au roulement.

La Figure (3.59) nous aide à comprendre pourquoi la résistance au roulement n'est pas nulle.

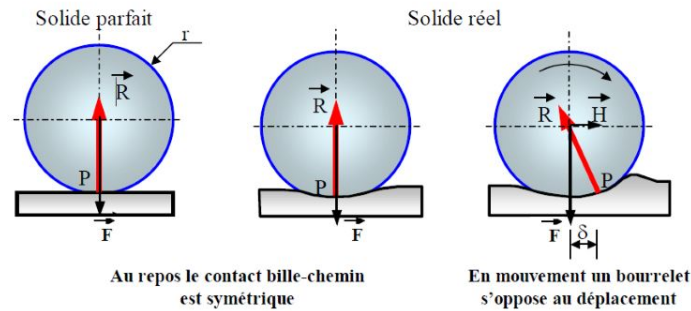


FIGURE 3.59 – Phénomène de résistance au roulement

En effet, sans chargement, la bille est en contact ponctuel avec le plan en un point (**P**). L'hypothèse de solides parfaits, au repos, est telle que pour tout chargement (**F**) appliqué sur la bille en son centre, le plan applique sur celle-ci une réaction (**R**), d'intensité égale à l'intensité de (**F**), et de direction opposée. Si la bille et le plan sont des solides réels, le contact bille/plan devient surfacique par déformation locale des deux solides. Au repos, la résultante des forces de pression plan/bille est toujours égale à (**R**), et est centrée sur la zone de déformation. L'application d'un effort horizontal (**H**) sur la bille, en son centre, provoque une nouvelle répartition de pression plan/bille. Celle-ci a pour résultante une nouvelle force (**R**), passant toujours par le centre de la bille, et équilibrant l'effort normal (**F**) et l'effort horizontal (tangenciel) (**H**). Le point d'application de (**R**) se trouve donc déporté d'une valeur (δ) (*paramètre de résistance au roulement*) telle que :

$$(F.\delta) \approx (H.r) \quad (3.219)$$

L'augmentation de l'effort (**H**) peut se faire, la bille restant au repos, jusqu'à une certaine limite à laquelle correspond une valeur limite de (δ_{Lim}). Le moment du couple résistant au roulement est donc :

$$C_f = F.\delta_{Lim} \quad (3.220)$$

Pour information, le constructeur SKF propose dans son catalogue une relation globale introduisant le coefficient de frottement de roulement (μ) en fonction du diamètre nominal (**d**) du roulement et de la charge appliquée (**F**). L'expression du couple de résistance au roulement est :

$$C_f = 0,5.\mu.d.F \quad (3.221)$$

Remarques : $\mu \approx 0,0015$ (billes), $\mu \approx 0,002$ (rouleaux), $\mu \approx 0,004$ (aiguilles).

3.8.3 Principaux éléments d'un roulement

La liaison par roulement est donc réalisée en intercalant entre l'arbre et l'alésage des éléments supplémentaires, les plus courants étant des billes. Une gorge torique est alors nécessaire pour recevoir ces billes, c'est le chemin de roulement. L'usure de ce chemin, et le couple résistant au roulement, imposent une grande dureté au contact avec les billes. Aussi place-t-on en insert des bagues, intérieure et extérieure, réalisées dans des aciers de haute qualité. Dans certain cas, si l'arbre et/ou l'alésage nécessitent des aciers ayant des caractéristiques mécaniques, et de traitement superficiel élevés, les bagues intérieure et/ou extérieure peuvent être supprimées. C'est le cas, par exemple, dans des boîtes de vitesses pour l'aéronautique où l'arbre est le support de pignons arbrés. Le dernier élément constituant un roulement à billes standard est la cage, pièce en tôle emboutie en deux morceaux assurant un écart constant entre les billes.

3.8.4 Charges supportées par les roulements

Les actions mécaniques de contact exercées par les éléments roulants sur l'une ou l'autre bague sont en général schématisées par des forces ou des charges (Figure 3.60).

On observe trois cas :

01/Charge radiale (F_r) : sa direction, perpendiculaire à l'axe de rotation, passe par le centre géométrique du roulement. F_r est toujours portée par un rayon, d'où le nom de charge radiale.

02/Charge axiale (F_a) : sa direction est celle de l'axe de rotation du roulement.

03/Charge combinée (F) : c'est la combinaison des deux cas précédents. La direction de (F), quelconque, passe par le centre géométrique du roulement.

Remarque : (F_a) et (F_r) sont deux projections orthogonales possibles de (F).

La projection de (F) sur l'axe de rotation donne une composante axiale (F_a) et la projection de (F) sur un rayon perpendiculaire à l'axe donne une composante radiale (F_r).

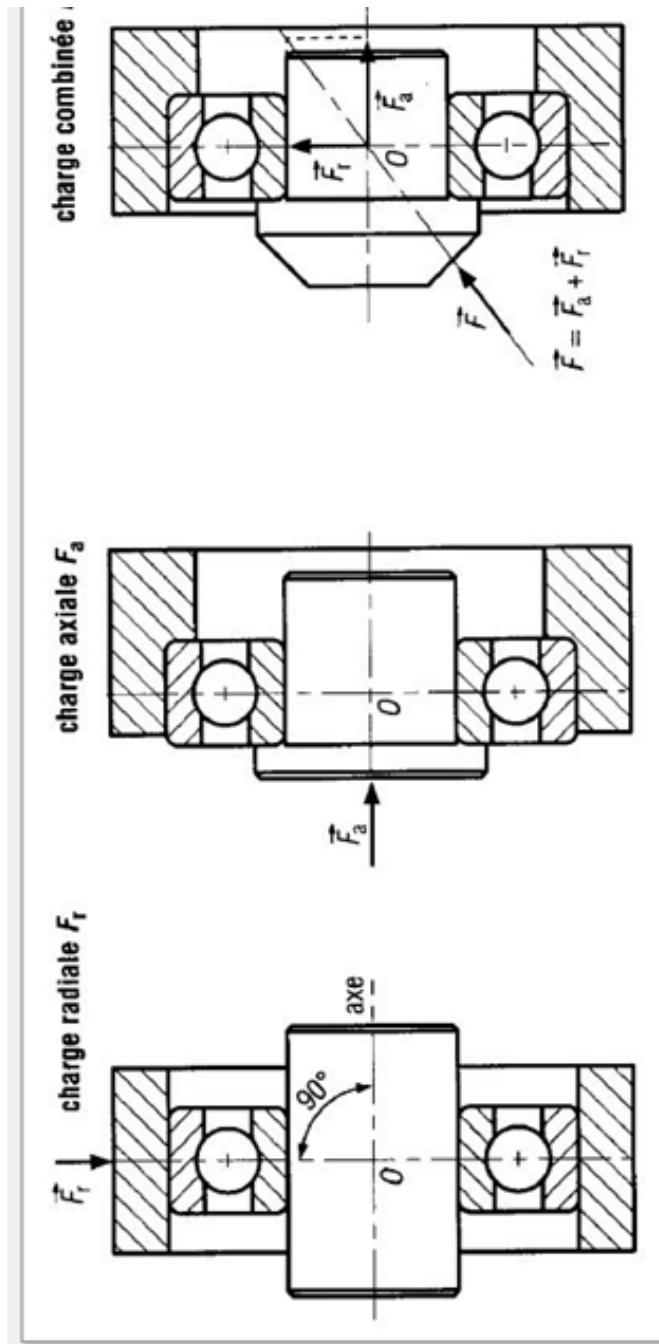


FIGURE 3.60 – Charges supportées par un roulement

3.8.5 Normalisation internationale des roulements (ISO)

Reprise par l'AFNOR*, elle porte sur les dimensions, les tolérances de fabrication, les contrôles de qualités, les conditions d'utilisation, les méthodes de calculs et les accessoires utilisés écrous à encoches, manchons coniques...

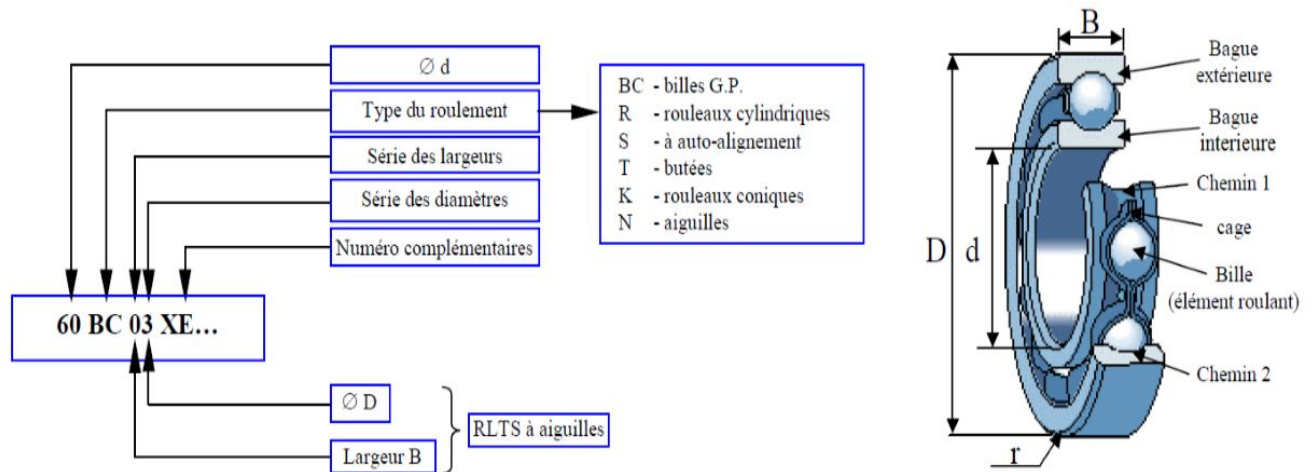


FIGURE 3.61 – Désignation normalisée des roulements.

Remarque : le numéro complémentaire précise les particularités : cages, flasques, joints, jeu interne, tolérances, lubrifiant, exigences spéciales...

*L'Association française de normalisation (abrégée AFNOR) est l'organisation française qui représente la France auprès de l'Organisation internationale de normalisation (ISO) et du Comité Européen de Normalisation (CEN).

3.8.6 Différents types de roulements

Dans les montages réels, l'arbre ne peut être guidé par un seul roulement à cause entre autre du rotulage introduit par le jeu fonctionnel du roulement, de plus l'arbre est soumis à un ensemble d'actions mécaniques lui imposant des déformations. Ainsi, il se peut que la rotation de l'arbre par rapport à sa ligne neutre théorique au droit des roulements soit supérieure à l'angle de rotulage admissible par ceux-ci. Dans ce cas, il faudra avoir recours à des roulements à rotule (billes ou rouleaux en forme de tonneaux). La bague extérieure de ceux-ci ne sera plus cylindrique ou torique mais sphérique. L'angle restant toutefois limité afin d'assurer un contact permanent des éléments roulants sur la zone de roulement. La Figure 3.63 donne les différents types de roulements courants. Sur cette figure, sont également représentées des butées à billes et à rouleaux fonctionnant suivant le même principe, et assurant un arrêt en translation de l'arbre. Chaque roulement accepte un type de charge et admet un mésalignement plus ou moins important.



FIGURE 3.62 – *Différents Types de roulements.*

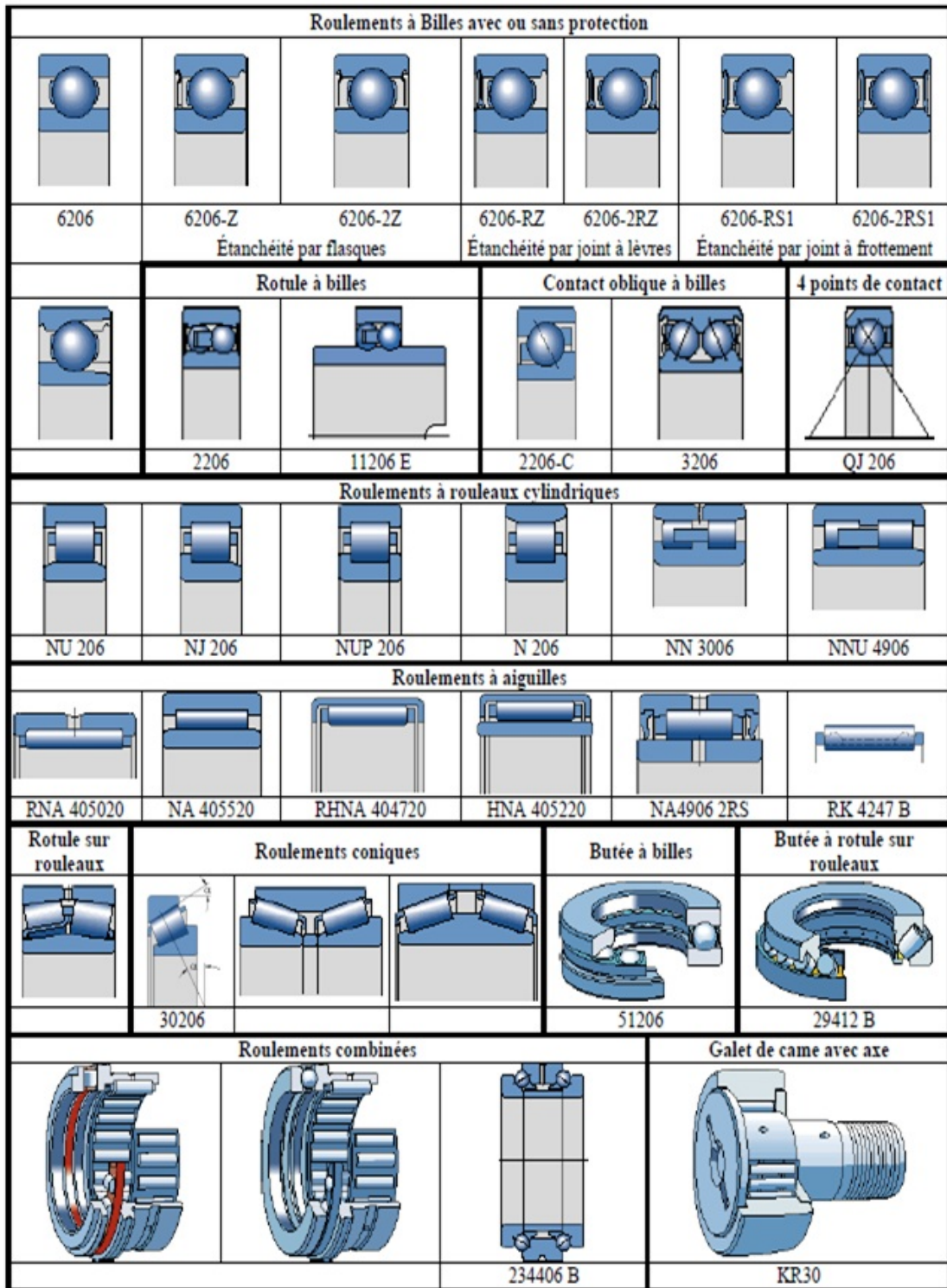


FIGURE 3.63 – Différents Types de roulements.

3.8.7 Phénomène de la fatigue

Nous avons vu précédemment qu'un corps roulant sur un autre implique l'apparition de forces au niveau du contact. Des composantes de celles-ci s'opposent au roulement. Pendant le roulement, la matière des deux corps en contact va être comprimée dans la partie avant et déchargée dans la partie arrière de la zone de contact. Il apparaît un bourrelet sur la bague, en amont des éléments roulants et qui se déplace avec ceux-ci, le même phénomène existe évidemment au niveau de l'élément roulant. Ainsi, la matière subit alternativement des pressions et des dépressions, d'où un phénomène de fatigue des pièces constituant le roulement, et à terme une détérioration de celles-ci par écaillage, conduisant à la ruine du roulement.

Le but de la méthode de calcul qui va suivre, est de définir la durée de vie des roulements.

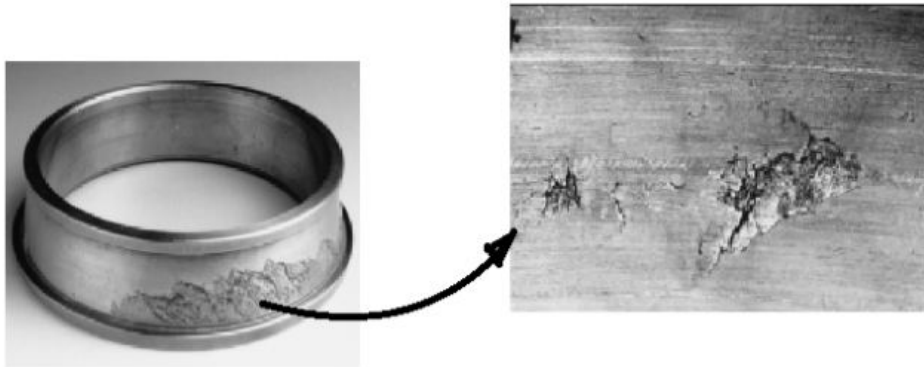


FIGURE 3.64 – Exemples de mode de ruine par écaillage.

3.8.7.1 Durée de vie :

On appelle durée de vie d'un roulement, le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de détérioration par fatigue (écaillage) sur l'une des bagues ou l'un des éléments roulants.

Cependant, des expérimentations en laboratoire montrent que des roulements identiques, fonctionnant dans les mêmes conditions (même machine d'essai, même montage, même charge,...) n'ont pas la même durée de vie.

Il est de ce fait nécessaire de baser le calcul de durée sur l'évaluation statistique d'un grand nombre de roulements, soumis aux mêmes conditions de fonctionnement. C'est pour cela que l'on définit la *Durée de vie nominale L10*

du roulement. Celle-ci correspond à la durée de vie minimale atteinte par 90 % des roulements d'une population prise dans un même lot de fabrication, lors d'un même essai.

De nombreux essais ont prouvé qu'une distribution du type **Weibull** peut être utilisée pour déterminer la durée de vie des roulements.

Les courbes expérimentales obtenues montrent que 50 % des roulements atteignent une durée de vie égale à 5 fois la durée de vie nominale.

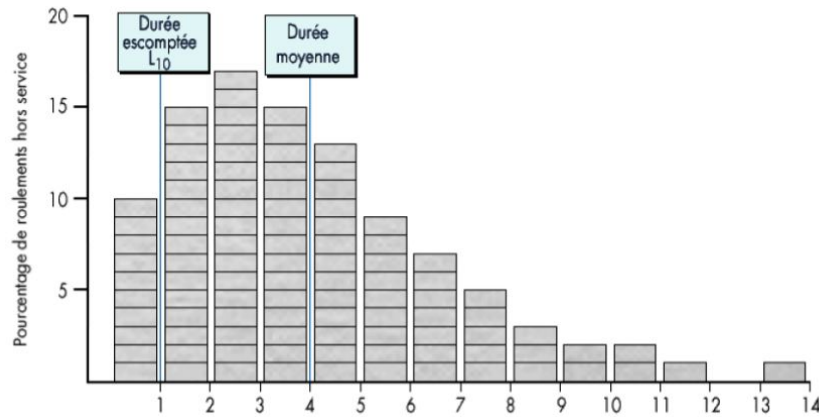


FIGURE 3.65 – Histogramme de la durée théorique de 100 roulements apparemment identiques soumis à des conditions de fonctionnement similaires.

Enfin, le pourcentage de 90 % a été adopté parce qu'il représente un bon compromis entre un fonctionnement sûr et un prix de revient acceptable.

3.8.7.2 Méthode de calcul L_{10}

L'expérience a permis de mettre en place une relation liant durée de vie et charge pour les roulements

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \text{ ou } L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot N} \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (3.222)$$

L_{10} : Durée de vie nominale en millions de tours.

L_{10h} : Durée de vie nominale en heures de fonctionnement.

N : vitesse de rotation (en tr/mn).

C : Constante pour le roulement étudié, nommée Charge dynamique de base (en Newton).

P : Charge dynamique équivalente appliquée au roulement (en Newton).

n : constante dépendant de la nature du contact((3) ponctuel, (10/3) linéique).

La durée de vie nominale est également nommée L_{10} en "mémoire" au 10 % de roulements qui sont défailant avant d'atteindre sa valeur.

La charge dynamique de base C c'est la charge à appliquer au roulement dans les conditions de l'expérience, pour que celui-ci atteigne une durée de vie de 1 million de tours.

Les catalogues donnent en plus de la charge dynamique de base C , une charge statique de base C_0 . Celle-ci est utilisée pour le calcul des roulements en fonctionnement quasi-statique (arrêt, vitesse de rotation faible, faibles mouvements d'oscillation). Le constructeur la définit comme étant la charge pour laquelle la déformation permanente totale au contact éléments roulants le plus sollicité/bagues atteint 10^{-4} fois le diamètre de l'élément roulant. Son utilisation est en tous points identiques à celle de C .

3.8.7.3 Durée de vie corrigée :

L'emploi de la formule de durée est approprié dans tous les cas d'applications classiques, où la durée nominale L_{10} prise en considération est basée sur l'expérience et tient compte, par conséquent, de facteurs non explicités tels que la lubrification. Afin de tenir compte de conditions de fonctionnement particulières on utilise la relation adoptée par ISO en 1977 :

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad (3.223)$$

L_{na} : Durée corrigée, millions de tours (l'indice n représente la différence entre 100 % et la fiabilité considérée)

a_1 : Un facteur de correction relatif à la fiabilité.

a_2 : Un facteur de correction relatif à la matière.

a_3 : Un facteur de correction relatif aux conditions de fonctionnement.

3.8.7.4 Influence de la température de fonctionnement :

La température augmentant, la dureté superficielle du matériau diminue, cela se traduit par une diminution de la capacité de charge du roulement.

Pour en tenir compte, les constructeurs corrige la charge dynamique de base C par un coefficient δ_θ approprié du Tableau 3.3.

$$C_\theta = \delta_\theta \cdot C \quad (3.224)$$

θ °C	$\leq 125^\circ$	150°	175°	200°	225°	250°	275°	300°
δ_θ	1	0.96	0.92	0.88	0.82	0.75	0.68	0.60

TABLE 3.3 – Coefficient correctif de température

3.8.8 Lubrification des roulements :

La lubrification facilite les mouvements, diminue les frottements internes et protège contre la corrosion.

La plupart des montages de roulements, environ 90 %, sont lubrifiés à la graisse. C'est la solution à envisager en premier, du fait de la simplicité de conception et de la facilité de mise en œuvre. De plus elle permet le graissage à vie.

L'organigramme suivant permet une première approche dans le choix d'un mode de lubrification.

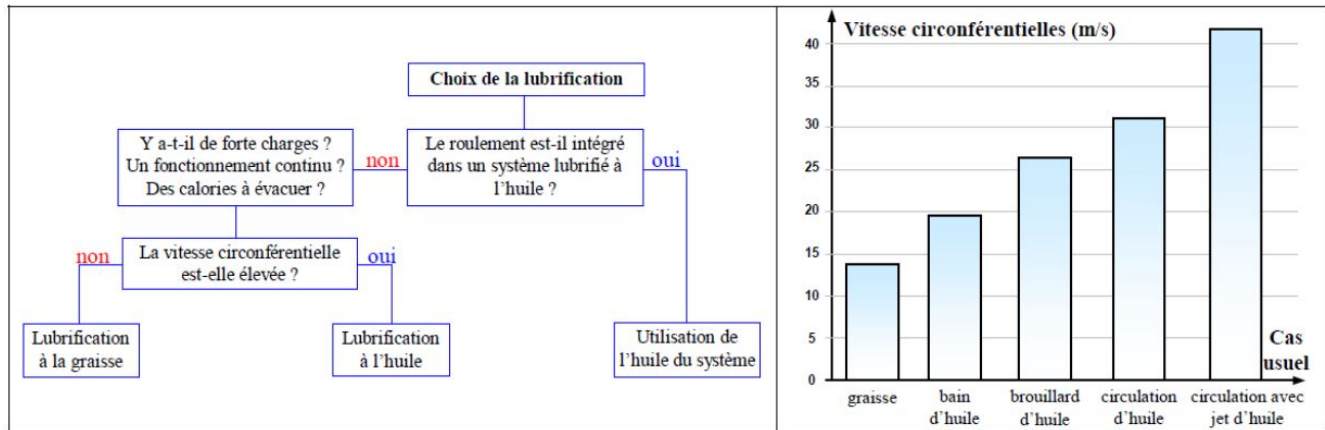


FIGURE 3.66 – Organigramme pour le choix du mode de lubrification

3.8.8.1 Lubrification à la graisse

Elle protège le roulement contre la corrosion, y compris à l'arrêt ; assure une certaine étanchéité en s'opposant à l'entrée des impuretés ; convient à une large gamme de vitesses ; permet un démarrage doux ; s'utilise en faible quantité et offre un fonctionnement sans entretien pendant de longues périodes.

3.8.8.2 Lubrification à l'huile

Elle est utilisée dans les cas suivants : vitesses très élevées, paliers très chargés, températures élevées nécessitant une évacuation des calories, machine déjà lubrifiée à l'huile.

Remarques : plus les vitesses sont élevées, plus la viscosité doit être faible. Une viscosité trop faible peut entraîner la rupture du film d'huile suivi d'un grippage. Une viscosité trop élevée amène une élévation de la température de fonctionnement des paliers. Un excès d'huile peut être plus néfaste qu'une insuffisance car il crée un brassage provoquant un échauffement anormal des paliers.

a) Lubrification par bain d'huile :

Ce dispositif est le plus simple ; l'huile doit atteindre l'élément roulant le plus bas et ne pas le dépasser pour éviter le brassage.

b) Lubrification par bain et ruissellement :

Si les projections et le ruissellement sont suffisants, l'huile projetée sur les parois par effet centrifuge peut être recueillie (goulottes, larmiers, etc.) puis canalisée vers les roulements à lubrifier.

c) Lubrification par brouillard d'huile :

Elle est surtout utilisée aux hautes vitesses.

d) Lubrification par circulation d'huile :

L'huile circule en permanence et arrive près des roulements grâce à une pompe et des canalisations.

Lorsque les roulements sont très chargés, les vitesses très élevées, l'huile peut être injectée sous pression par un ou deux becs. Le jet est dirigé vers les éléments roulants justes entre la bague intérieure et la cage.

Certains roulements non symétriques, rouleaux coniques et contacts obliques, créent un phénomène de pompage centrifuge entraînant une circulation de l'huile.

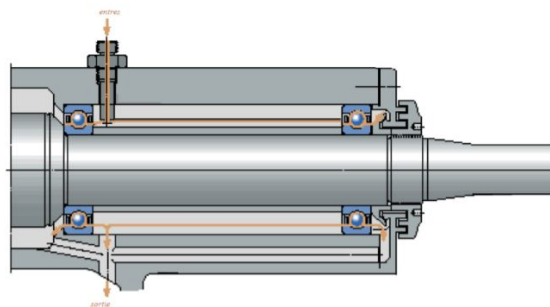


FIGURE 3.67 – Exemples d'un système de lubrification

DIMENSIONNEMENT DES ORGANES D'UN MICRO TURBORÉACTEUR ET SOLUTION TECHNOLOGIQUE

4

SOMMAIRE

4.1	DIMENSIONNEMENT ET ANALYSE DES PERFORMANCES DES TURBO- MACHINES	137
4.1.1	Probleme direct (analyse)	137
4.1.2	Problème inverse (dimensionnement)	137
4.1.3	Optimisation	138
4.1.4	Notre Approche	139
4.2	DIMENSIONNEMENT ET FABRICATION DES ORGANES	142
4.2.1	Compresseur	142
4.2.2	carénage d'entrée	144
4.2.3	Diffuseur	145
4.2.4	Chambre de combustion	146
4.2.5	Distributeur de carburant	149
4.2.6	Arbre	150
4.2.7	Logement d'arbre	152
4.2.8	Turbine	153
4.2.9	Stator et logement de stator	155
4.2.10	Enveloppe extérieure et bride d'entrée	156
4.2.11	Buse d'échappement	157
4.2.12	Roulements, et lubrification	158

4.1 DIMENSIONNEMENT ET ANALYSE DES PERFORMANCES DES TURBOMACHINES

Au cours des dernières années, l'évolution conjointe des moyens informatiques et des méthodes numériques est à l'origine de grands progrès dans le dimensionnement et l'analyse des performances des turbomachines. Cependant, malgré des progrès constants et remarquables, le caractère tridimensionnel, visqueux et instationnaire de l'écoulement interne, rend le processus de conception et de prévision des performances très difficile. Ainsi, la détermination de la géométrie la mieux adaptée aux besoins de l'utilisateur reste toujours une question d'actualité. Depuis toujours, le principal souci des constructeurs est de disposer, pour la conception, de méthodes rapides, fiables et suffisamment précises. Deux approches sont appliquées dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine : **le problème direct et le problème inverse.**

4.1.1 Probleme direct (analyse)

Le problème direct concerne l'évaluation des performances d'une machine existante. Pour une géométrie donnée, il s'agit de définir quels sont les champs de pression et de vitesse régissant les écoulements internes et, par la suite, quelles sont les performances globales. Les constructeurs utilisent fréquemment la méthode directe pour la conception de nouvelles machines. Copier de l'ensemble des éléments du moteur existantes, les modifier en suivant des lois expérimentales ou tout simplement en modifiant quelques dimensions suivant des règles géométriques, rend plus facile et rapide la conception et la fabrication d'une « nouvelle » machine. Les problèmes apparaissent quand la machine dimensionnée ne répond pas exactement aux besoins de l'utilisateur, c'est à dire lorsque le moteur comme produit finale n'est pas aussi performante que prévu.

4.1.2 Problème inverse (dimensionnement)

Dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine, le problème inverse représente la démarche normale de dimensionnement. Elle permet au concepteur, à partir d'un cahier des charges établi, de spécifier à priori un certain nombre d'éléments des champs de vitesse et de pression... Une gamme de méthodes numériques qui va du modèle simplifié jusqu'à des modèles très avancés permet de déterminer la géométrie des profils qui peuvent réaliser ces distributions. Dans la littérature il existe d'excellentes procédures de dimensionnement définies à partir de la combinaison des différentes méthodes

analytiques et/ou empiriques. Ces procédures de conception sont classées, par la suite, comme « **Démarches Intégrales** ».

4.1.3 Optimisation

Quelle que soit la démarche retenue des difficultés subsisteront lors de la conception d'un moteur. Elles sont dues principalement aux limitations que présente chaque procédure et au nombre très élevé de degrés de liberté (paramètres géométriques) par rapport au nombre d'équations permettant de résoudre le problème. Dans le cadre du dimensionnement utilisant une **méthode directe**, il est nécessaire de mettre en place une boucle itérative où la géométrie recherchée est obtenue par des améliorations successives de critères tels que : régularité de l'écoulement, stabilité des caractéristiques, optimisation des performances (rendement, bruit...). La manifestation la plus élevée de l'usage de la méthode directe est atteinte par l'utilisation des techniques d'algorithmes génétiques, méthodes employées pour la résolution des problèmes où les contraintes sont multiples et complexes. L'algorithme génétique part d'une population de base (groupe de solutions) qui est soumise à une imitation de l'évolution des espèces : mutations et reproduction par hybridation. En favorisant le maintien des meilleures solutions, on obtient des hybrides meilleurs que chacun de leurs parents. Pour les turbomachines, cette technique part d'un groupe de machines existantes plus au moins bien dimensionnées en fixant certaines contraintes d'évolution, d'autres machines possibles sont générées jusqu'à obtenir une configuration convenable. Dans le cadre de la résolution d'un problème direct, de nombreuses difficultés surgissent, donnant lieu à de multiples questions, par exemple : quels sont ces critères? ; Sont-ils des critères géométriques (de forme) ou des limites empiriques? ; Quelle est la configuration de départ?..... De même qu'avec les méthodes directes, l'emploi des **méthodes inverses** entraîne plusieurs inconvénients. Il n'existe pas toujours un profil correspondant à toute distribution imaginable ; d'autre part, si une solution existe, elle n'est pas toujours réaliste ou structurellement stable. Cette solution peut même ne pas être unique. **Quel que soit le type de problème, direct ou inverse**, résolu pour le dimensionnement et/ou l'analyse, une procédure d'**OPTIMISATION** est nécessaire pour garantir le succès. Différents points de vue doivent être mis en évidence avant la sélection définitive de la machine.

4.1.4 Notre Approche

Le présent travail rentre dans le cadre de la conception des turbomachines et consiste à développer une méthode mixte, ou en va démarrer par la méthode directe en choisissant quelques composants déjà existants puis procéder à la « démarche intégrale » pour le dimensionnement et l'optimisation. L'objectif de ce chapitre est de s'appuyer sur la littérature disponible concernant les petites turbines à gaz afin de concevoir et de fabriquer un moteur autonome. En raison de contraintes de budget et de temps, nous ne pouvons pas effectuer plusieurs itérations d'un nouveau moteur. Par conséquent, nous nous appuyons sur les conceptions de moteur actuellement développées pour faciliter la conception de nos principaux composants. Des sujets tels que la nouvelle conception de profil aérodynamique pour les aubes de turbine, l'efficacité des buses et l'efficacité de la chambre de combustion peuvent faire l'objet des années de recherche et d'investissement. Pour cette raison, nous avons utilisé les normes de l'industrie et les recommandations des modélisateurs pour concevoir certains de nos composants. Nous avons compris très tôt que trois composants essentiels, le compresseur centrifuge et les roulements à billes ainsi que la turbine axiale (stator et rotor), seraient impossibles à concevoir et à fabriquer étant donné le calendrier. Nous avons pris la décision d'acheter ces composants afin de rendre notre projet plus réalisable compte tenu des restrictions.



FIGURE 4.1 – Les composants achetés

Dans ce projet en doit abouti à la fabrication de dix composants majeurs.

- **01 Carénage d'entrée du compresseur**
- **02 Diffuseur**
- **03 Arbre de transmission de puissance**
- **04 carter d'arbre**
- **05 Chambre de combustion annulaire**
- **06 Distributeur de carburant**
- **07 Carter de stator / turbine**
- **08 Buse d'échappement**
- **09 Étui extérieur**
- **10 Bride d'entrée.....**

De plus, on doit assembler nos composants et ajouté un système d'injection de carburant et un système de lubrification des roulements et mettre en œuvre un mécanisme d'accélérateur et un système de télécommande et enfin de construire un support de moteur simple et sûr pour le tester.

Chaque composant énuméré ci-dessus il doit d'abord être modélisé avec le logiciel SOLIDWORKS, une vue éclatée dans la figure (4.2) fait par ce logiciel nous donne la totalité des composant a construire puis fabriqué avec les capacités de traitement des matériaux disponibles dans les laboratoires de prototypage. Tout au long de cette expérience, en doit a approfondi nos compétences en matière de conception et de fabrication par le fraisage et le tournage manuels et à commande numérique par ordinateur CNC, le soudage TIG, le formage de tôle Nous présentons chaque composant et décrivons les considérations et les défis rencontrés au cours du processus de conception. De plus, nous discutons des matériaux et des méthodes de fabrication utilisés pour produire chaque composant.

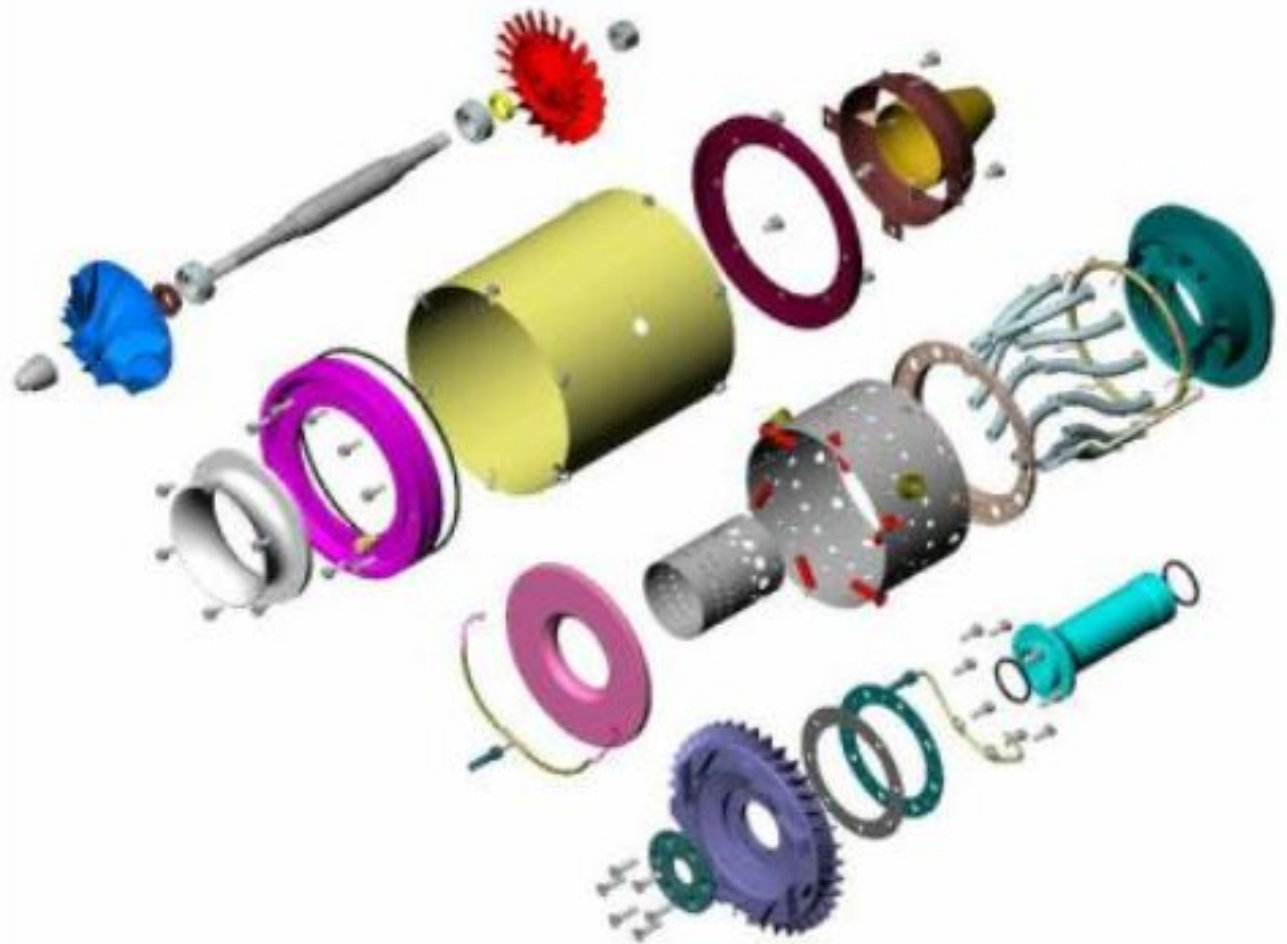


FIGURE 4.2 – Vue éclatée d'un micro turboréacteur modélisé avec le logiciel SOLIDWORKS

4.2 DIMENSIONNEMENT ET FABRICATION DES ORGANES

4.2.1 Compresseur

Afin de simplifier le processus de conception et de fabrication et terminer le projet dans la contrainte de temps donné, on a décidé d'acheter une roue de compresseur.

Après avoir examiné la littérature sur les roues de compresseur utilisées dans les petits moteurs à turbine à gaz, Les moteurs de taille similaire à notre conception, comme le SR-30, utilisent un compresseur centrifuge afin d'atteindre des taux de compression et des rendements adéquats.

Pour ces raisons, nous avons choisi d'étudier les roues de compresseurs centrifuges utilisées dans les turbocompresseurs automobiles .

Nous avons constaté que la roue de compresseur **LAKTRA KK-1161** fournissait un débit massique et un rapport de pression, à notre régime souhaité.

La disponibilité de la carte de compresseur et les paramètres géométriques ainsi Les conditions atmosphériques nous donne une liste d'entrées pour l'exploité dans un programme informatique et ca pour fournir toutes les sorties de performances du moteur nécessaires.

A partir des formules et les équations utilisées dans les chapitres précédents peuvent être résolues de nombreuse manière, mais le plus pratique devrait être simplement d'utiliser le programme informatique ONX.

Le programme informatique de conception paramétrique ONX est conçu pour accepter une liste d'entrées traditionnelle et pour fournir toutes les sorties de performances du moteur nécessaires. **(Voire annexe A)**

Les résultats du programme, nous permettent de tracer les courbes spécifiant la variation de la poussée spécifique en fonction de la consommation spécifique pour différents taux de compression et différentes températures de fin de combustion, ces traces nous permettent de suivre le comportement du cycle moteur dans une large plage de données et de connaître les limites de son fonctionnement, pour pouvoir effectuer un choix permettant de définir un POINT DE FONCTIONNEMENT préliminaire pour notre moteur selon le but a atteindre, point de vue poussée et consommation.

Le choix de ce compresseur a eu d'autres avantages : sa disponibilité à l'achat et l'accessibilité de sa carte de compresseur.

La carte de compresseurs pour le **LAKTRA KK-1161** est visible à la figure (4.3).

L'intégration du compresseur **KK-1161** dans la conception de notre moteur a été le principal défi à relever .

Les modèles de conception assistée par ordinateur (CAO) du compresseur sont

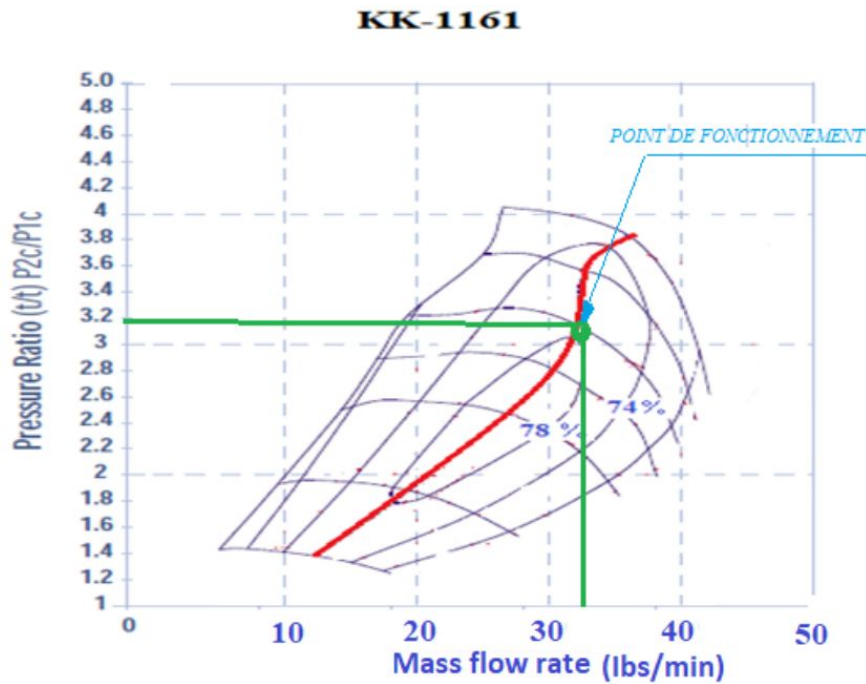


FIGURE 4.3 – LA CART DE COMPRESSEUR KK-1161

exclusifs et inaccessibles aux consommateurs. Cependant, il était essentiel de trouver ces dimensions pour concevoir un carénage d'entrée.

Après avoir envisagé l'utilisation d'une machine à mesurer tridimensionnelle ainsi que d'un comparateur optique, nous avons déterminé que la démarche adéquate était d'obtenir un balayage 3D du compresseur c.à.d. c'est de scanner la roue compresseur. Nous avons contacté CDTA, Leur personnel a fait don de son temps, de son équipement et de son expertise pour générer un fichier stéréolithographique (STL) de notre roue de compresseur.

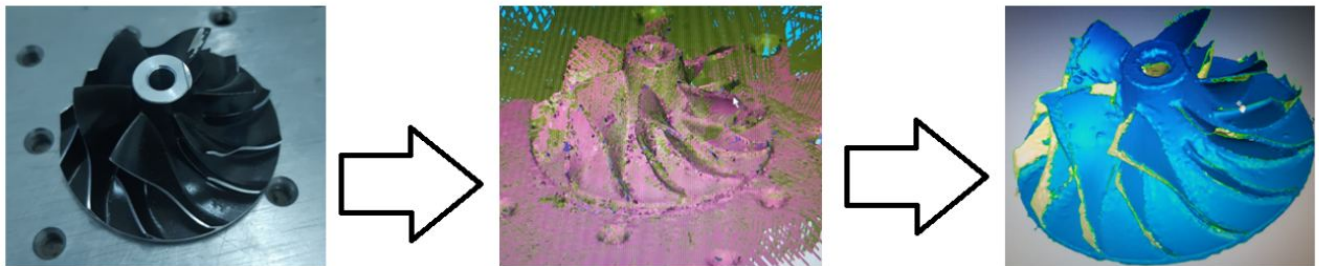


FIGURE 4.4 – scanner la roue compresseur et le fichier stéréolithographique (STL)

Nous avons ensuite importé ce fichier STL dans logiciel SolidWorks.

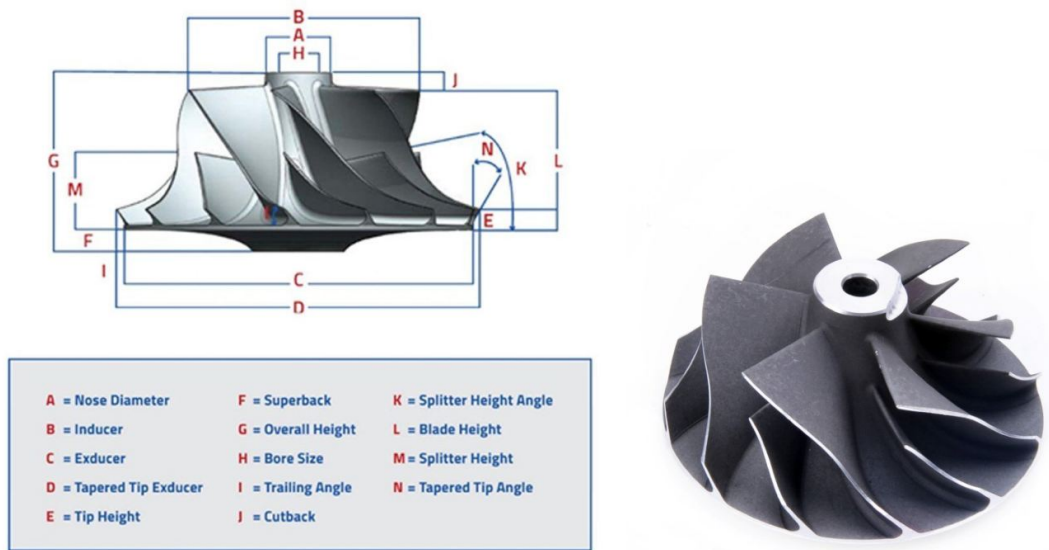


FIGURE 4.5 – PARAMETRE DIMENSIONNEL DE LA ROUE COMPRESSEUR

Spécification de la roue

- (Diamètre de l'inducteur B / de l'exducteur C) : (45,2 mm / 60,0 mm)
- Alésage H : 6.1 mm
- Hauteur totale G : 31,5 mm
- Lames : 6 + 6
- Super dos F : 1.8 mm
- Rotation : en avant

4.2.2 carénage d'entrée

Afin de concevoir le carénage d'entrée en fonction de la courbure du profil du compresseur en rotation, La rotation de cette roue autour d'une ligne centrale a généré une surface correspondant au profil du compresseur.

En compensant cette surface, nous pouvons concevoir un carénage d'entrée dans les limites de la tolérance acceptable.

Le déflecteur peut être usiné avec des barres en aluminium 6061 t651 et après tourné sur un tour à commande numérique (Computer Numerical Control - CNC), dans l'unité de prototypage du CDTA.

Mais malheureusement l'accès à l'atelier de prototypage de CDTA pour la fabrication n'était pas possible (En raison de contraintes de budget)

Par conséquent, figure (4.6); un exemple de fabrication dans une étude similaire dans le cadre d'un projet majeur de qualification Soumis à la Faculté de INSTITUT DE POLYTECHNIE WORCESTER



FIGURE 4.6 – CARENAGE D'ENTREE

4.2.3 Diffuseur

La première décision à prendre lors de la conception de l'étage du diffuseur était de choisir le style de diffuseur : veiné ou canal.

Après avoir examiné la littérature sur les petits moteurs à turbine à gaz et d'autres conceptions similaires, nous avons choisi la conception du diffuseur à canaux calés.

Ce même diffuseur a été utilisé avec succès dans le moteur KJ66.

De plus, les cales constituent un emplacement idéal pour percer des trous de boulons afin de fixer le carénage d'entrée.

Etant donné que le diffuseur n'éprouve pas de températures extrêmement élevées, nous pouvons l'utiliser en aluminium 6061 t651. Nous pouvons usiner la pièce sur une fraiseuse 4 axe.

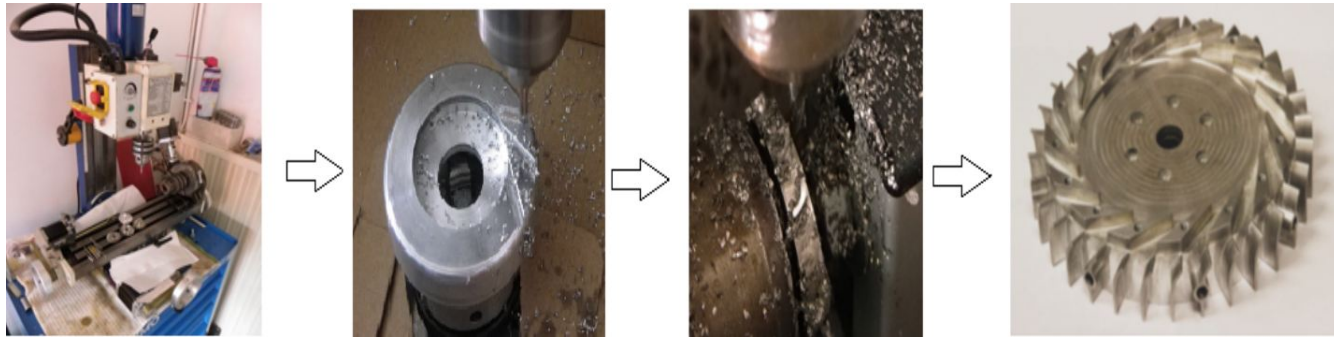


FIGURE 4.7 – Fabrication du DIFFUSEUR

Une fois l'opération d'usinage des cales terminée, nous pouvons forer les trous à l'aide d'un programme CNC séparé et usiner les aubes sur le côté du diffuseur. Enfin, nous pouvons mettre en place un programme d'usinage des trous sur certaines ailettes.

Le diffuseur terminé peut être vu à la figure (4.7) (exemple diffuseur du moteur KJ66).

4.2.4 Chambre de combustion

Sur la base de la littérature recensée, et comme la conception de la chambre de combustion repose en grande partie sur des données empiriques et que nous ne nous sommes pas concentrés sur l'optimisation de la conception (En raison de contraintes de budget et de temps), on peut modéliser notre chambre de combustion suit au document (*https) .

La conception de notre chambre de combustion comprend une conduite externe et un tube à flamme interne.

Les deux contiennent 3 zones distinctes de trous. Trous primaires, secondaires et dans la Zone de dilution, Cette disposition assure une bonne répartition de l'air et garantit une protection maximale de la paroi interne du revêtement.

En raison de sa capacité à résister à des températures extrêmement élevées, nous pouvons choisir de fabriquer notre chambre de combustion en Inconel 625.

Une image de la chambre de combustion terminée peut être vue à la figure (4.8) (*https).

La technique de fabrication de la chemise nécessite plusieurs itérations. Initialement, la chemise était découpée à plat en trois pièces : le cylindre intérieur, le cylindre extérieur et la paroi arrière. Les trois pièces étaient ensuite roulées et soudées au laser pour obtenir la chemise de la figure (4.8). La soudure au laser avait été choisie parce que le matériau était très mince (0.2 mm), donc difficile à souder avec des méthodes à arc électrique.

Les composantes sont ensuite trouées indépendamment sur une fraiseuse à 4 axes. Pour cette technique, Le résultat donne une chambre de combustion qui respecte les tolérances dimensionnelles et géométriques.

La figure (4.9) montre les différentes étapes de fabrication de la chambre de combustion :

* (<https://www.youtube.com/watch?v=dYFYZ-g7fzA>)

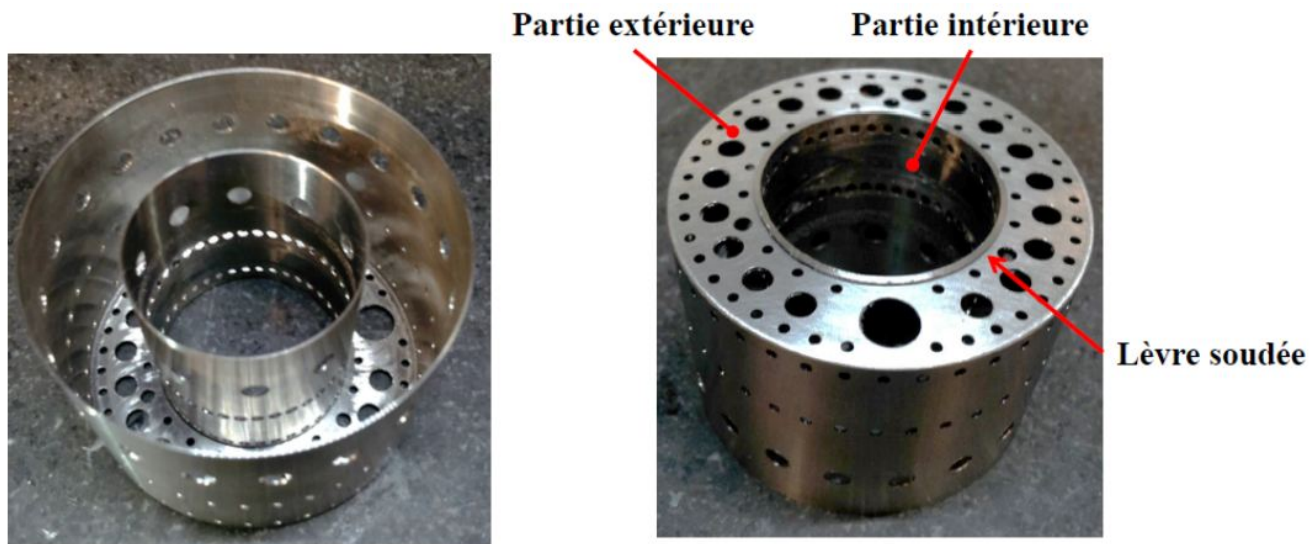


FIGURE 4.8 – Combustion Chamber

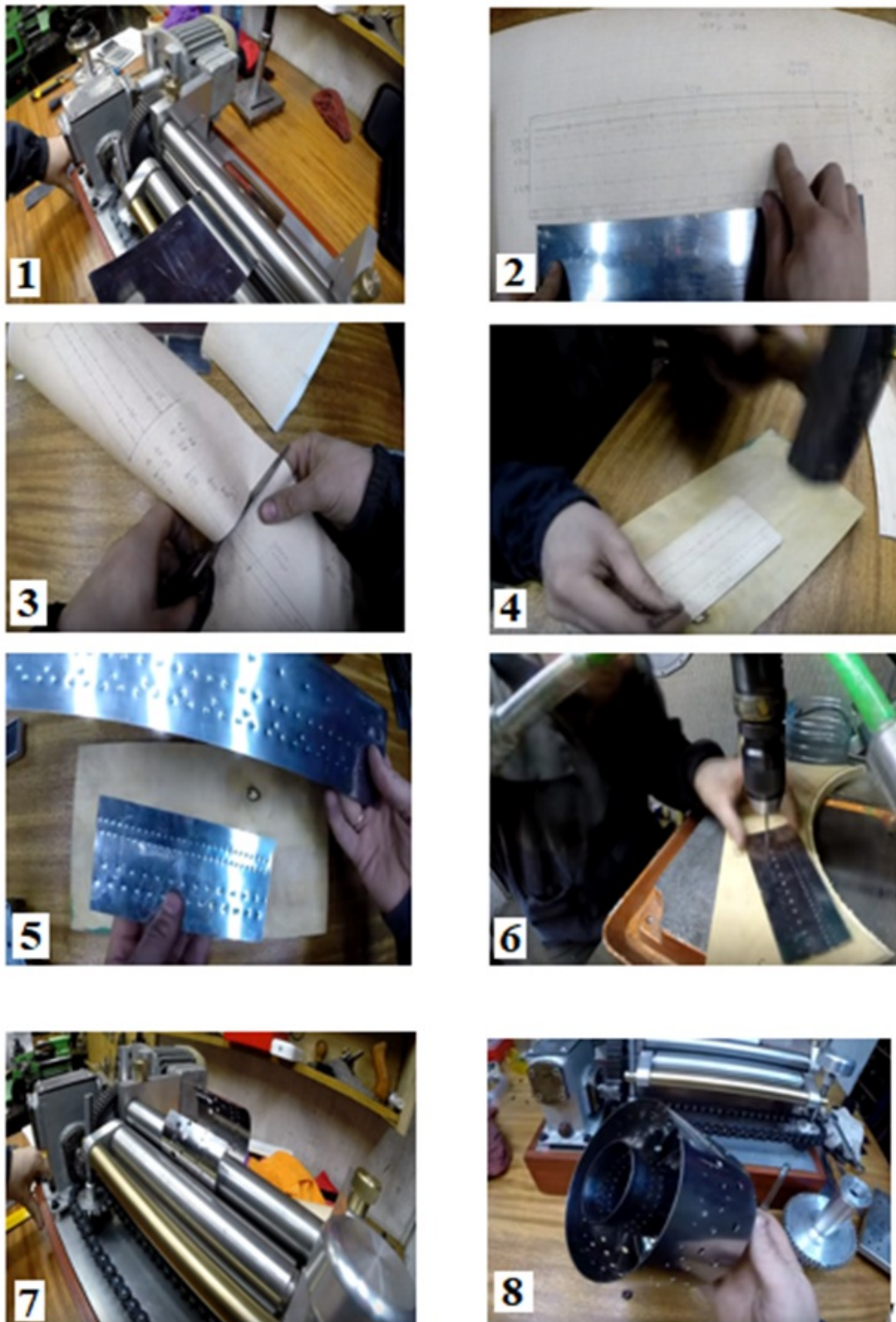


FIGURE 4.9 – Les différentes étapes de fabrication de la chambre de combustion Combustion Chamber ¹⁴⁸

4.2.5 Distributeur de carburant

Le distributeur de carburant sert à transporter le carburant d'une source extérieure dans les tubes de vaporisation de la chambre de combustion.

Nous avons choisi un distributeur simple conçu similaire à celui de nombreuses petites turbines à gaz.

Le distributeur est constitué de huit injecteurs de carburant de 0,08 pouce (2,032 mm) de diamètre, montés normalement à notre bague d'injection de 6,35 mm (0,25 pouce).

Chaque injecteur est adapté à un tube de vaporisation correspondant situé sur l'embout côté turbine de la chambre de combustion.

La bague d'injection se trouve à l'extérieur de cet embout et est maintenue en place par le boîtier du stator.

La tubulure se connecte à la bague qui longe la longueur de la chambre de combustion et traverse le carter extérieur du moteur. C'est ici que le distributeur se connecte à une source de carburant extérieure.

Le distributeur de carburant était entièrement fabriqué à partir de tubes en acier inoxydable 316.

Nous avons d'abord coupé et roulé le tube le plus large pour obtenir la bague d'injection. Ensuite, nous avons percé huit trous de 0,08 pouce (2,032 mm) de diamètre dans la bague d'injection pour loger les injecteurs de carburant. Un trou supplémentaire a été foré perpendiculairement à ces trous pour la conduite d'alimentation en carburant.

Nous avons ensuite coupé huit injecteurs de carburant de 0,08 pouce (2,032 mm) de diamètre.

Nous avons déterminé que les méthodes de soudage conventionnelles ne seraient pas réalisables en raison du petit diamètre et de l'épaisseur de paroi du tube.

Par conséquent, dans Un projet majeur de qualification Soumis à la Faculté de INSTITUT DE POLYTECHNIE WORCESTER ils ont décidé de contacter une entreprise locale dotée de capacités de soudage au laser. Ils ont convenu de souder l'ensemble et le distributeur de carburant résultant est visible à la figure (4.10).



FIGURE 4.10 – Fabrication des tubes de vaporisation et les Injecteurs de carburant

À l'origine, la chambre de combustion avait été conçue spécifiquement pour contenir des combustibles liquides grâce à l'utilisation des tubes de vaporisation.

Cependant, il est apparu plus tard dans le processus de conception que nous ne serions pas en mesure d'acheter et d'assembler une pompe à essence et un système d'accélérateur dans les délais et le budget impartis.

Cependant, notre moteur est capable de fonctionner avec plusieurs carburants, liquides et gazeux.

Par conséquent, nous avons décidé de faire fonctionner le moteur avec du carburant gazeux afin d'éviter le recours à une pompe à carburant.

4.2.6 Arbre

Après avoir passé en revue divers modèles d'arbres utilisés dans des moteurs similaires, tels que les KJ66 et SR30, nous avons décidé d'utiliser un modèle très similaire au KJ 66.

Notre moteur est légèrement plus grand que le KJ 66, nous avons donc optimisé la conception de l'arbre tout en maintenant le style général.

L'arbre, fabriqué en acier inoxydable 316 de diamètre 2 pouces (5cm), a été coupé à une longueur d'environ 11,5 pouces (28 cm), puis retourné sur un tour pour répondre à nos spécifications.

La conception comprend une conicité de chaque côté de l'arbre destinée à réduire les concentrations de contraintes et à éliminer les arêtes vives qui pourraient nuire au débit de lubrifiant dans le logement de l'arbre.

Il existe deux marches de localisation / sièges de roulement servant à positionner les roulements à chaque extrémité. Ces marches sont usinées pour permettre un ajustement serré à la pression lors de l'installation du roulement. Afin de nous assurer que l'arbre était fabriqué de manière ou on doit la concentrique et aussi équilibré que possible, en utilisant un indicateur pour établir une rotation réelle dans le mandrin chaque fois que la pièce devait être manipulée figure (4.11).



FIGURE 4.11 – *Fabrication de l'arbre*

De plus, lors de toutes les opérations de fabrication, l'arbre doit être maintenu par une poupée centrale vive afin de minimiser les risques de déviation et d'imprécision.

Pour compléter l'arbre, nous avons coupé des filets à gauche dans chaque extrémité afin de loger la turbine et le compresseur. L'arbre est visible à la figure (4.12).



FIGURE 4.12 – *Shaft Assembly*

4.2.7 Logement d'arbre

Nous pouvons construire le logement d'arbre pour tenir compte des dimensions de l'arbre et du roulement.

Il existe une grande flexibilité quant à la conception du profil extérieur du boîtier. Différents modèles sont proposés dans le monde des turbines à gaz miniatures.

Nous avons opté pour un profil simple et rectiligne qui s'élargit à une extrémité pour laisser de la place aux trous de boulons pour fixer le boîtier au diffuseur.

La chambre à air comprend deux sièges de roulement.

1/ Le siège de palier situé à l'extrémité du diffuseur, visible à la figure (4.13), reçoit la moitié de l'épaisseur du palier. Lorsqu'il est boulonné au diffuseur, le boîtier d'arbre prend en sandwich le palier à mi-chemin entre le diffuseur et le boîtier.

2/ Le siège de roulement d'extrémité de turbine est conçu pour laisser de la place pour un ressort et système de manchon qui place dix livres (4.5 kg) de précharge sur le roulement.

Le but de ce système est d'augmenter la longévité du roulement lorsque les vitesses de rotation et les températures élevées sont proches de la turbine.

Le boîtier de l'arbre pour SR-30 était fabriqué à partir d'une tige en aluminium de 6061 t651 de trois pouces (7.62cm) de diamètre.

Le carter d'arbre est visible à la figure (4.13).

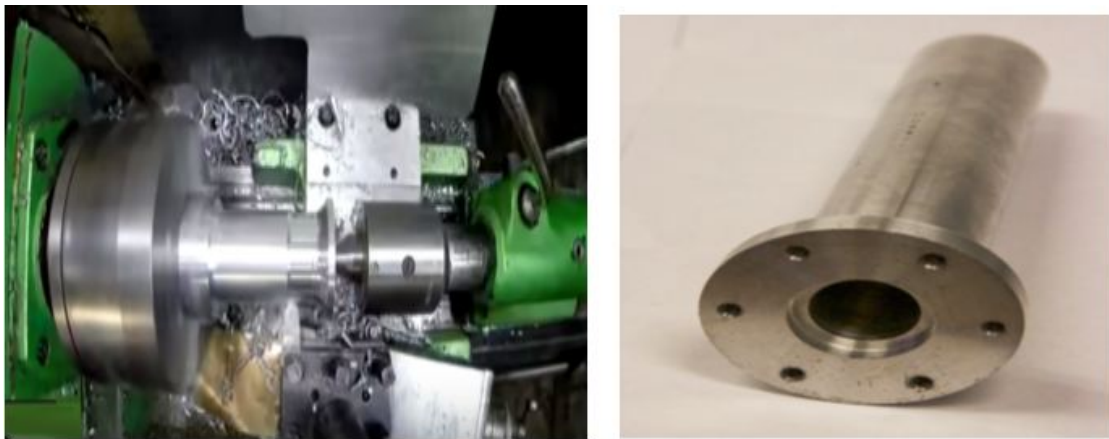


FIGURE 4.13 – Fabrication de carter d'arbre

4.2.8 Turbine

Le développement de pales aérodynamiques et de turbines pour les nouveaux moteurs fait l'objet de nombreuses années d'étude et il était impossible de concevoir et de tester nos propres pales aérodynamiques d'origine. Par conséquent, pour simplifier la conception des turbines, nous avons choisi le NACA 23012, un profil aérodynamique commun utilisée pour les aubes de turbine.

La turbine a été initialement conçue pour être usinée à partir de barres de quatre pouces (10.16 cm) Inconel 718 en raison de la capacité des matériaux à conserver leur résistance lors de la rotation à haute température.

Afin d'obtenir la géométrie de profil aérodynamique souhaitée et un plancher de canal incurvé entre les ailettes, ils sont tenté de terminer l'opération d'usinage dans une fraiseuse à 5 axes.

Cependant, les premières tentatives d'usinage de l'Inconel se sont avérées assez difficiles. L'usinage des canaux entre les ailettes a nécessité une fraise en bout de 1/8 "

En discutant avec le personnel des ateliers CDTA et en consultant des forums populaires de machinistes en ligne, nous avons constaté qu'il était presque impossible d'éviter de casser des fraises en carbure de 1/8 " lors de l'usinage d'Inconel pendant une longue période.

Nous avons envisagé une variété d'aliments et de vitesses, de techniques de lubrification et de parcours d'outils afin de concevoir une procédure d'usinage plus efficace pour les ailettes de la turbine.

Cependant, nous avons finalement déterminé que l'usinage de notre turbine à partir d'Inconel 718 impliquerait un coût financier trop important et une consommation supérieure à une quantité acceptable de notre calendrier.

L'échec de la turbine Inconel consommé une quantité excessive de temps.

Les premières tentatives d'usinage de la turbine à partir du superalliage de nickel ont abouti à plusieurs fraises en bout cassées par pale et l'opération d'usinage a été calculée pour durer plus de vingt heures .

Rétrospectivement, nous sommes devenus trop attachés à l'idée d'utiliser Inconel et nous nous sommes engagés à résoudre le problème au lieu de prendre une décision rapide pour changer le matériau.

Finalement, nous avons décidé d'acheter la turbine similaire à la nôtre, réduisant ainsi considérablement le temps d'usinage, le coût d'outillage et les difficultés.

Du côté positif, cette décision a réduit notre temps machine, nos coûts d'usinage et notre main d'œuvre.

En conséquence, En raison de la différence de longueur des pales, nous avons été obligés d'adapter les autres organes à la turbine achetée.

Bien que la turbine convienne au fonctionnement, elle n'est pas idéale et souffrira d'une perte d'espace inutile pendant le fonctionnement. La turbine choisie est visible à la figure (4.14).



FIGURE 4.14 – *Axial Turbine*

4.2.9 Stator et logement de stator

Le carter de stator a été conçu pour être usiné à partir de barres en acier inoxydable 316.

L'objectif principal du boîtier est de maintenir le stator en place et de permettre à la turbine de tourner à pleine vitesse tout en maintenant la tolérance élevée nécessaire à l'efficacité.

On peut construire une géométrie simple qui comprend un simple cylindre creux à paroi mince avec une bride à chaque extrémité. Les brides fournissent des surfaces où la chambre de combustion et la buse d'échappement peuvent être fixées.

Du côté de la combustion, la bride doit être conçue pour être soudée à la chambre de combustion, tandis que la buse (la tuyère) peut être fixée à l'aide de boulons traversant de petites languettes situées sur la buse et dans le logement. Le stator peut être usiné de la même manière que la turbine. Une fois, le stator est usiné en tant que disque à ailettes, on installe le disque dans le logement du stator et on soude les aubes aux parois extérieures.

L'ensemble du stator et de son logement acheter peut être vu dans La figure (4.15)



FIGURE 4.15 – Stator et de son logement

4.2.10 Enveloppe extérieure et bride d'entrée

L'élément le plus simple à concevoir était peut-être l'enveloppe extérieure. Un tube de six pouces (15.24 cm) de diamètre avec huit trous de boulon placés autour du compresseur.

Les boulons traversant ces trous fixent la bride d'entrée, le boîtier extérieur et le diffuseur dans un corps rigide et garantissent le maintien de l'écartement entre le compresseur et le carénage.

Alors que l'extrémité du compresseur est entourée par le compresseur et l'ensemble carénage d'entrée, l'extrémité de la turbine est entourée par le carter du stator et par un capuchon annulaire.

Nous avons choisi de fabriquer le boîtier extérieur à partir de tubes en acier inoxydable 304 de six pouces (15.24 cm) de diamètre extérieur.

Une fois que les diamètres des tubes ont été correctement dimensionnés, nous pouvons percer huit trous autour de l'extrémité du diffuseur et soudé un capuchon annulaire au côté de la turbine. La principale caractéristique du capuchon annulaire est de permettre la fixation de la buse.

Le boîtier extérieur est visible à la figure (4.16) .



FIGURE 4.16 – *Outer Casing*

4.2.11 Buse d'échappement

La principale fonction d'une tuyère d'échappement de turbine à gaz d'aéronef est de générer la poussée utilisée pour propulser l'aéronef vers l'avant.

Les objectifs de conception de nos buses étaient d'éviter un écoulement étranglé et d'assurer une fabrication facile.

Par conséquent, nous avons décidé de choisir une buse convergente simple dérivée d'une turbine à jet RC très répandue, la KJ-66.

la buse est composée d'un cône externe court avec une conicité de 15 degrés et d'un cône interne de diamètre plus long mais de diamètre plus petit.

De plus, ils sont inclus huit languettes sur le périmètre du cône externe qui permettent à la buse d'être vissée au logement du stator et à l'enveloppe externe. Tous les composants sont fabriqués à partir de tôle Inconel 718.

Ils sont utilisé SolidWorks pour créer un modèle de la buse et générer un modèle bidimensionnel des cônes, ensuite transféré sur une feuille d'Inconel d'une épaisseur de 0,02 pouce (0,5mm). Après ils sont coupons la feuille en deux formes, une pour chaque cône, et les soudons ensemble. Le cône extérieur a ensuite été boulonné sur le boîtier à l'aide des languettes.



FIGURE 4.17 – Nozzle

4.2.12 Roulements, et lubrification

Pour construire et utiliser un moteur, il est essentiel de prendre en compte les roulements, et la lubrification qui assureront le bon fonctionnement des composants en rotation.

Au cours des premières étapes de notre processus de conception, nous avons déterminé qu'il serait impossible de concevoir et de construire les roulements à billes ou les pompes à huile.

Après des recherches sur les roulements utilisés par les modelers de jets RC et les fabricants de petites turbines à gaz, nous avons identifié un ensemble de roulements capable de résister aux températures extrêmes et aux vitesses de rotation de notre moteur. Les roulements que nous avons choisis sont spécifiquement proposés par BOCA BEARING pour les turbines à jet miniatures. Ce sont des roulements hybrides à contact angulaire en acier inoxydable / céramique capables de résister à des régimes allant jusqu'à 100 000 tours avec une lubrification appropriée.

Afin de garantir que les roulements ne risquent pas de tomber en panne à des vitesses de rotation et à des températures élevées pendant le fonctionnement, on doit incorporer un système de lubrification des roulements dans notre conception.

Le circuit de lubrification est de type carter sec à recirculation, il se compose :

-D'un circuit de d'alimentation comprenant :

Le réservoir, la pompe de mise en pression, un filtre.

-D'un circuit de récupération comprenant :

Les détecteurs de limailles ou bouchons magnétiques, les filtres de récupérations, les pompes de récupération, l'échangeur thermique.

-D'un circuit de mise à l'air libre (reniflard)

-D'un circuit de drainage On doit également acheter c'est composent pour faire face à notre conception final.

La conception du système de lubrification faite par une équipe chercheur est visible à la figure (4.18).



FIGURE 4.18 – *Système de Lubrication*

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

LE moteur à réaction est une machine fascinante, et bien que ses principes de base soient très simples, il existe de nombreux obstacles à surmonter pour construire l'un de nos propres projets. Il y a beaucoup de variables à contrôler, et beaucoup ne sont pas encore complètement comprises.

La science des réacteurs est encore dans une large mesure empirique, où des données expérimentales et une bonne quantité d'essais et d'erreurs sont nécessaires pour faire avancer le domaine.

Chaque composant qui entre dans la fabrication d'un moteur à réaction pourrait constituer à lui seul la base de nombreux projets de ce type, et essayer de le faire en même temps dans un projet de cette taille était peut-être un peu trop ambitieux apprendre au cours de notre travail.

Lorsque vous essayez de concevoir ce type de moteur, vous devez d'abord bien comprendre chacune de ces connaissances, le fonctionnement de chaque composant et son interaction avec les autres.

La littérature sur ce sujet est souvent dense et pas toujours facile à naviguer. Néanmoins, nous avons beaucoup appris à la fois sur la théorie, le processus de conception et sur le travail avec le métal pour créer quelque chose de notre choix.

En effet, à l'issue de cette étude de conception, nous avons pu mettre en évidence nos connaissances théoriques et pratiques dans le domaine de la propulsion aéronautique des microturboréacteurs.

L'outil informatique a été d'une aide importante pour la mise au point des calculs et surtout pour la conception, logiciel ONX a permis de présenter de mieux sur les paramètres de conception ainsi le logiciel SOLID WORKS nous a permis de présenter les éléments du moteur en 3D .

L'approche adoptée dans le dimensionnement des organes et les solutions technologiques à montrer théoriquement la faisabilité d'une telle conception qui sera à moindre cout du faite que les organes acheté sont disponible dans le commerce.

Cependant, en raison d'importants problèmes de fabrication et en raison de contraintes de budget, Les impacts d'un matériel informatique insuffisant sur

la performance globale de l'avancement du projet (Postes de travail DAO, CAO et FAO, Logiciel 2D et 3D) ainsi les équipements de fabrication mécanique (atelier de prototypage), les outils CNC appropriés aux expériences de l'usinage, les labos pour les essais expérimentale

Compte tenu de ces facteurs, il devient évident que notre projet était assez ambitieux et nous n'avons pas pu fabriquer et tester le moteur avant la date limite.

Cependant, au fil de nos luttes, nous avons acquis une connaissance directe des turbines à gaz et des défis auxquels elles ont été confrontées lors de la conception et de la fabrication.

L'ANALYSE PARAMETRIQUE DU CYCLE
AVEC LE LOGICIEL ONX

A

L'objet de l'analyse paramétrique du cycle est d'obtenir des estimations des paramètres de performance (principalement poussée spécifique et consommation spécifique de carburant.....) en termes de limitations (telles que la température maximale admissible de la turbine et les rendements atteints), les conditions initial (pression ambiante, température, et le nombre de mach.....) et les choix de conception (tels que le taux de compression, le taux de dilution et la rupture thêta.....).

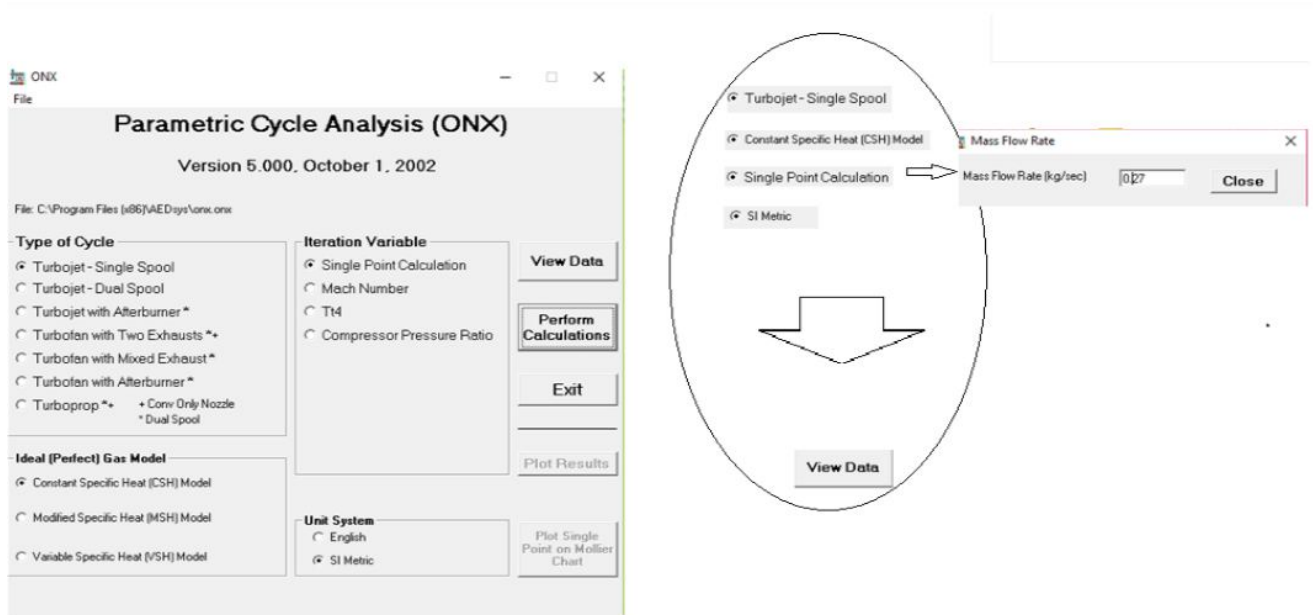


FIGURE A.1

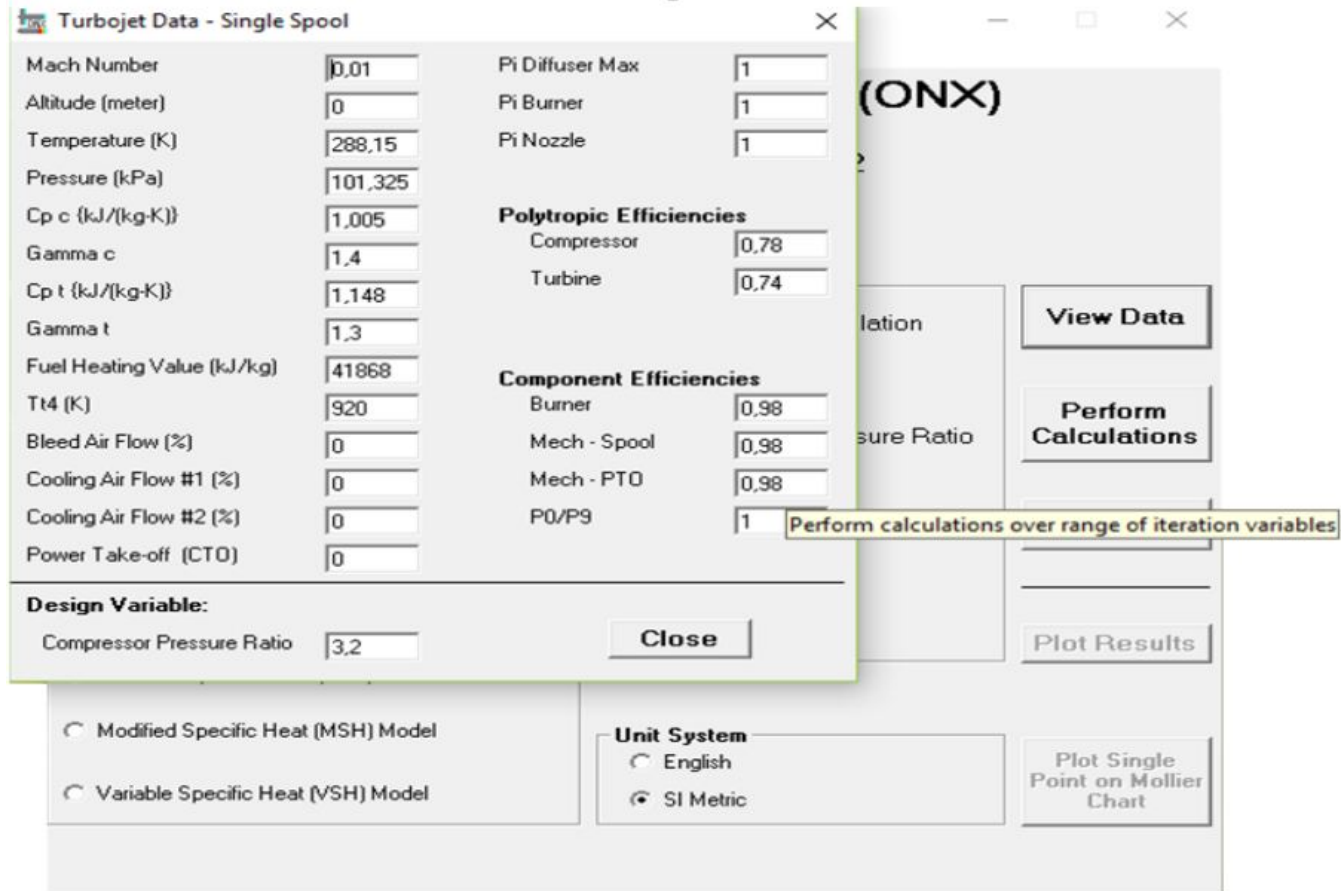


FIGURE A.2

A.0.1 Estimation du cycle de conception

Les calculs de cycle sont à la base de la conception des différentes étapes du turboréacteur. Ici, la condition d'entrée est basée sur la poussée souhaitée et la température ambiante de systèmes similaires. Les valeurs initiales des paramètres d'entrée pris en compte dans l'analyse sont données dans (le tableau A1).

Chapitre A. L'analyse parametrique du cycle avec le logiciel ONX

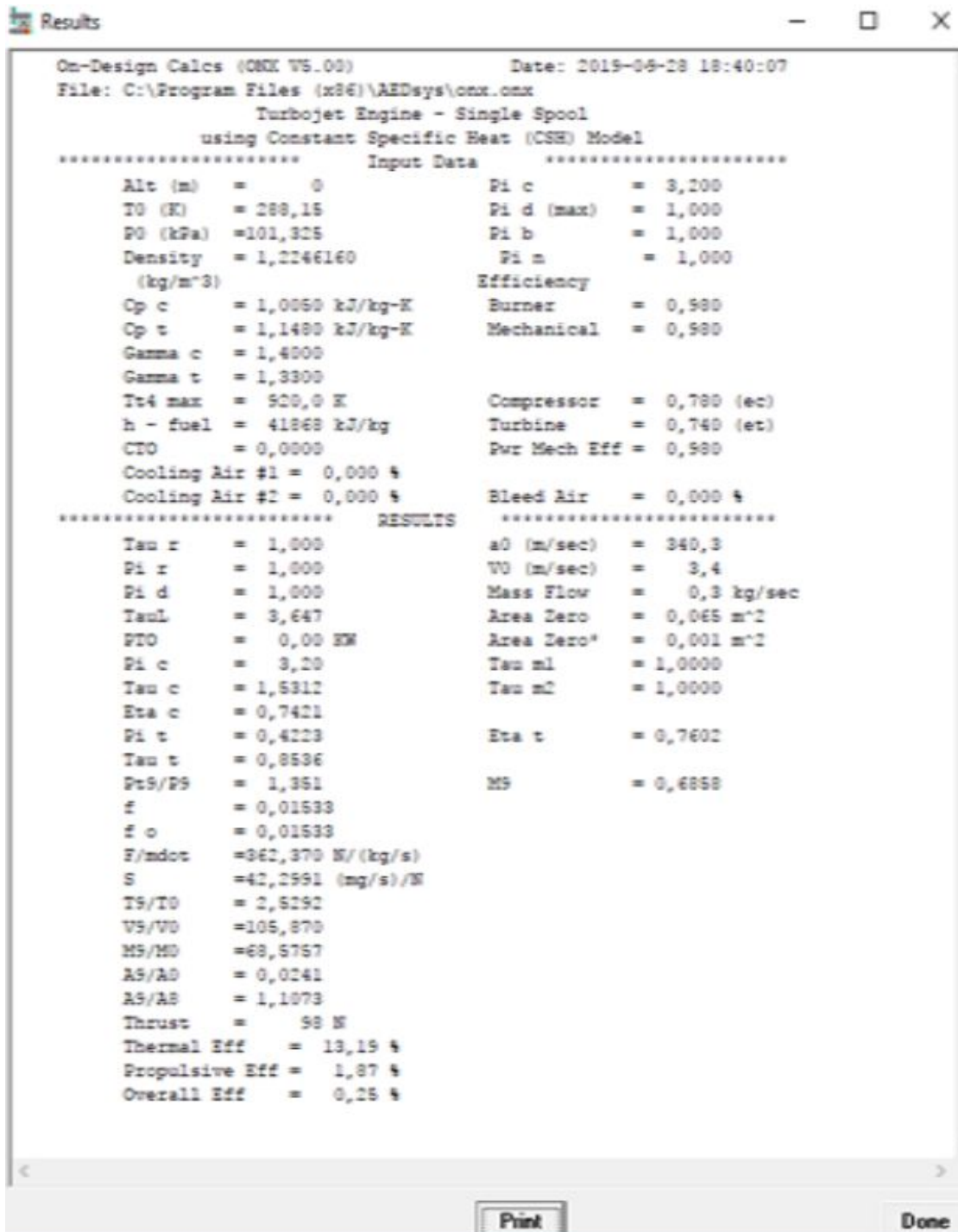


FIGURE A.3

TABLE A.1 – Contribution initiale à la conception théorique

Thrust required	(Poussée requise)	98 N
Mass flow rate		0.27 kg/s 16.2 kg/min 35.28 lbs/min
Pressure Ratio	(Rapport de pression)	3.2
Inlet Temperature	(Température d'entrée)	288.15
Initial Pressure	(Pression initiale)	101.325 KPa
Max Turbine Inlet Temperature	(Température d'entrée de turbine maximale)	920K
Compressor Efficiency	(Efficacité du compresseur)	0.78
Turbine Efficiency	(Efficacité de la turbine)	0.74
Mechanical Efficiency	(Efficacité mécanique)	0.98
Combustion Efficiency	(Efficacité de combustion)	0.98

Avec NOX (Parametric cycle analysis) on peut tracer les courbes (thrust specific fuel consumption) en fonction de (specific thrust) et en varier la température Tt_4 et CPR (compressor pressure ration).

Chapitre A. L'analyse parametrique du cycle avec le logiciel ONX

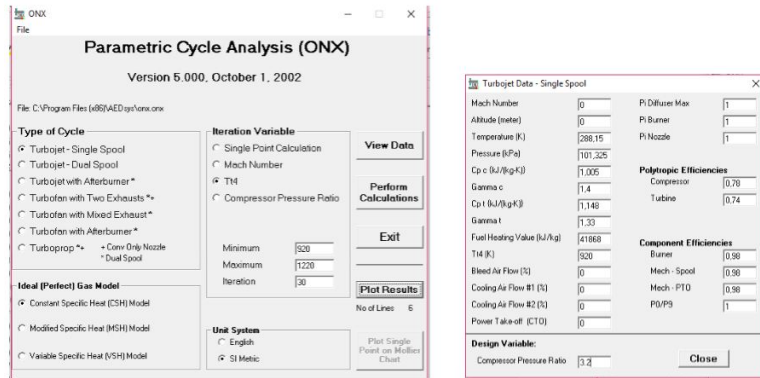


FIGURE A.4 – *Variant Compressor Pressure Ratio*

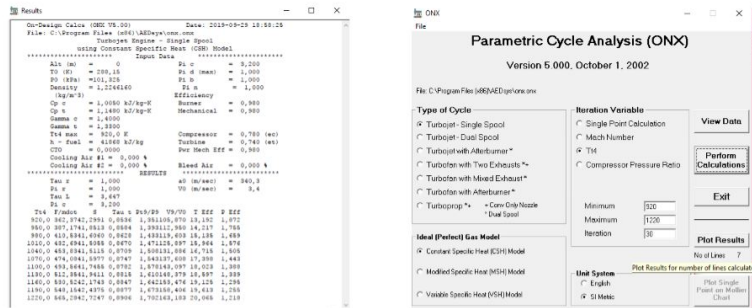


FIGURE A.5 – *PERFORM CALCULATION PLOT RESULTS*

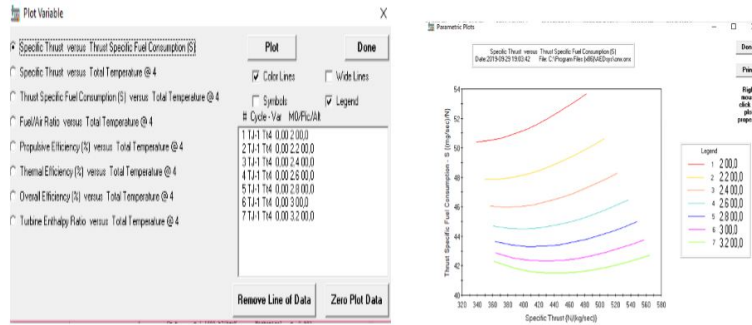


FIGURE A.6 – *PLOT VARIABLE (Variant CPR de 2 à 3.2) PLOT*

A.0.2 Conclusion

L'analyse du cycle paramétrique effectuée sur un turboréacteur simple flux dans des conditions de vol subsoniques est présentée à l'aide d'un ensemble de tracer les courbes spécifiant la variation de la consommation spécifique en fonction de la poussée spécifique pour différents taux de compression (le rapport de pression du compresseur PI varie de 2 à 3,2) et différentes températures de fin de combustion (la température à l'entrée de la turbine TIT varie de 920 à 1220 K.), Pour tracé les courbes donné à la figure A.8 on a :

A / discutez des effets de la variation de chaque rapport de pression du compresseur et de la température d'entrée de la turbine sur la poussée spécifique du moteur et la consommation spécifique de poussée SFC. Expliquez en quoi cela affectera la sélection des paramètres de cycle optimaux.

B / si l'analyse du cycle paramétrique est effectuée à partir d'un cycle moteur de référence ayant $PI = 2,6$ et $TIT = 1040K$, recherchez le point de conception optimal du cycle moteur (en termes de PI et de TIT) pour une poussée spécifique maximale, en supposant que la température d'entrée a la turbine ne doit pas dépasser 1220 K (pour des considérations liées au refroidissement de la turbine) et le rapport de pression du compresseur ne doit pas dépasser 3,2 (pour des considérations relatives au patinage du compresseur).

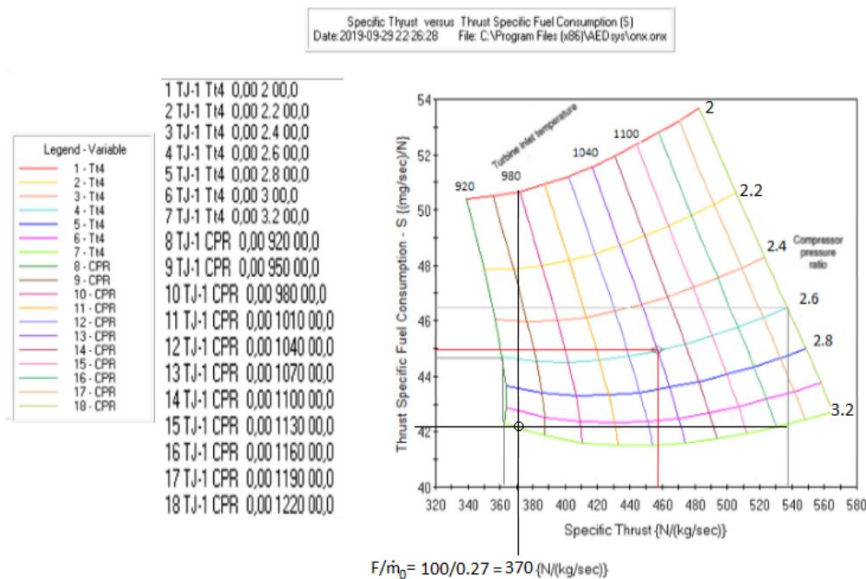


FIGURE A.8 – Résultats du programme ONX Thrust Specific Fuel Consumption en fonction de Specific Thrust

BIBLIOGRAPHIE

Le lecteur désirant plus de détails est invité à se reporter à ces documentation ci dessus :

- [01] Miguel ASUAJE, Méthodologie et Optimisation dans la Conception et l'Analyse des Performances des Turbomachines à Fluide Incompressible
- [02]-HIH SARAVANAMUTTOO-GAS TURBINE THEORY
- [03]-John GRONDIN-Etude du Mélange et de la Combustion dans les Flammes Jets Subsoniques à Haute Vitesse
- [04] Kenneth C. Weston-ENERGY CONVERSION CHAPITRE 3 -Gas Turbines And Jet Propulsion
- [05] -Taddeuz W, Fowler.Ed, D Jet engines and propulsion systems for engineers
- [06] -Akash James- Gas Turbine Combustion Chamber.
- [07] - Hugo- Fortier-Topping, CONCEPTION D'UNE CHAMBRE DE COMBUSTION POUR LA MICROTURBINE À GAZ SRT-2
- [08] -A. H. LEFEBVRE, FUEL EFFECTS ON GAS TURBINE COMBUSTION
- [09]-A.MARSAN-Analyse et Contrôle des Ecoulements en Compresseur Centrifuge avec Diffuseur Aspiré
- [10]-J.Mattingly- Aircraft Engine Design.pdf
- [11]-Wislicenus, G. F., 1965-, Fluid Mechanics of Turbomachinery, Dover, New York.
- [12]-Weiss, P., 1996-, Etude théorique et expérimentale de la compression diphasique. Application au pompage de liquides aérés, Th. Méc., ENSAM – Paris
- [13] -BENTATA O.-Turbomachines 1 A Fluides incompressibles Cours et Exercices
- [14] -Daniel Alonzo 2018-Design and Manufacturing of a Miniature Turbojet Engine
- [15] T.- HAMEL .M-Etude numérique des performances d'une turbine semi axiale en régime pulsé
- [16] T -Nicolas BINDER - ETUDE AERODYNAMIQUE EXPERIMENTALE DES ETAGES DE TURBINES CENTRIPETES A GEOMETRIE VARIABLE
- [17] C -Q H Nagpurwala- Axial Turbines
- [18] M-Deghboudj Samir-Etude numérique du vrillage des aubes d'une turbine à vapeur axiale
- [19] T-Ludovic KOZUCH-Etude de l'écoulement dans une turbomachine axiale
- [20] JL Fernandez – Blagnac Saint Exupéry - Cours Thermopropulsion Turbines
- [21] M -DUMAS Martial-DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE SIMULATION DE POMPAGE AU SEIN D'UN COMPRESSEUR MULTI-ÉTAGÉ
- [22] -KLAA EFTIKHAR-Conception d'une aube de turbine à gaz en matériaux
- [23]-Jack D. Mattingly-ELEMENTS OF GAS TURBINE PROPULSION
- [24]--Chung-Hua Wu (NACA TN 2604)-A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachine in Radial, Axial and Mixed Flow Types
- [25]-Weiss- AGARD LS 167-Blading Design for Axial Flow Turbomachines
- [26]-Lakshmy Devi.S.M-Design and Analysis of Turbine Blades in a Micro Gas Turbine Engine
- [27]-Roy G. Stabe- DESIGN AND TWO-DIMENSIONAL

BIBLIOGRAPHIE

- [28]-Nicolas BINDER-Aéro-thermodynamique des Turbomachines en Fonctionnement Hors-Adaptation
- [29]-jean-claude theven- le turboreacteur moteur pour avion a reaction 3em edition juin 2004
- [30]-Philip G. Hill; Carl R. Peterson-Mécanique et thermodynamique de propulsion
- [31]-BOURAI Djamel-MEKHLOUFI Amirouche-Etude comparative d'un turbopropulseur et d'un turboréacteur air algérie dar el baida alger
- [32]-Nader A. Elqussas, Aly M. Elzahaby, Mohamed K. Khalil and Ahmad M. Elshabka-Automated axial flow turbine design with performance prediction
- [33]-Simon Fahlström, Rikard Pihl-Roos- Design and construction of a simple turbojet engine
- [34]-Alain DAIDIE,Manuel PAREDES ,André FERRAND-MODELISATION DES SYSTEMES MECANIKES INSA Toulouse.
- [35]MAGISTER- Mr MESSAOUD Zahi- chap1 Modélisation des écoulements internes en turbomachines.
- [36]-A. VIJAYKUMAR- DESIGN METHODOLOGY FOR AERODYNAMIC DESIGN OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Symboles et abréviations

La table suivante donne la liste alphabétique des symboles employés dans ce mémoire. L'alphabet étant limité, on ne peut éviter d'employer la même lettre pour désigner plusieurs notions.

a	Accélération en m/s^2 , aire en m^2	g_c	Newton's constant = 1
a_1 ou 2 ou 3	Un facteur de correction relatif à (la fiabilité, la matière, aux conditions de fonctionnement)	$G(r, z)$	Fonction (le champ de Vorticité induit par les aubages.)
A	Surface, aire en m^2	h	Hauteur ; L'enthalpie
A_c	Section du col de la tuyère	H	L'enthalpie
A_m	Aire de section maximale de la chambre	H_d	Hauteur du dôme
A_{ref}	Section transversale normale au flux d'air de la chambre de combustion	h_{fuel}	Valeur calorifique fuel (Fuel Heating Value)
\tilde{A}	Le facteur pré exponentiel.	I	Rothalpie ; Moment d'inertie en m^4
b	L'espacement ; L'espacement circonférentiel des injecteurs de carburant, l'espacement.	I_{sp}	L'impulsion spécifique du carburant utilisé [s]
C	Vitesse ; vitesse absolue ; Constante pour le roulement étudié, nommée Charge dynamique de base (en Newton).	k	Constante pour une conception de système de combustion particulière ; Le coefficient de conductivité thermique
C_f	Facteur de correction de la tuyère ; le moment du couple résistant au roulement.	K	Coefficient de vitesse ; Coefficient dépend de la nature de la résistance locale.
$C_{p,v}$	Chaleur spécifique à pression ; volume constante	K_s	Critères de résistance
C_0	Charge statique de base	K_t	Coefficient de concentration de contraintes.
C_x	Corde axial	$\widehat{K}_1, \widehat{K}_2$	Représente la perte à partir d'une analyse à froid et d'une analyse à chaud.
C_{Air}, C_{fuel}	Vitesse de l'air et la vitesse d'injection du carburant	K_{2-3}	Coefficient de pertes
C_{recup}	Le coefficient de récupération	L	Longueur de la chambre de combustion
CLP	(Combustor Loading Parameter) Le facteur de chargement de la chambre de combustion	L_{10}	Durée de vie nominale en millions de tours
d	Diamètre nominal du roulement	L_{10h}	Durée de vie nominale en heures de fonctionnement
D	Diamètre	L_{na}	Durée corrigée, millions de tours (l'indice n représente la différence entre 100 % et la fiabilité considérée)
dS	Unité de surface	M	Le moment angulaire
dV	Unité de volume	M	Masse molaire dans gaz brûlés (g) ; Nombre de mach
e	L'épaisseur ou bien la hauteur de la vaine	\dot{m}_0	Débit d'air
$e_{c;t}$	L'efficacité poly tropique	\dot{m}_{cc}	Débit d'air dans la chambre de combustion
e_{R-Dif}	Le rapport entre le rayon du bord d'attaque du diffuseur sur celui du bord de fuite du rouet.	\dot{m}_d	Débit d'air du dôme
f	La richesse (le rapport de la masse du carburant sur la masse d'air).	$M_{t,c,t}$	Moment de torsion
F	Sommation des forces ; Force de poussée [N] ; Charge combinée	M_{I_0}	Module de torsion
F_a	Force de poussée réelle ; Charge axiale	MFp	Paramètre de débit massique basé sur la pression statique MFp (Static Pressure Mass Flow Parameter)
F_i	Force de poussée parfaite	n	Constante dépendant de la nature du contact : 3 ponctuel, 10/3 linéique
F_r, F_z	Charge radiale ; Les efforts exercés par les aubages sur le fluide que l'on nommera « force d'aubage », sont exprimés en fonction de la cinématique de l'écoulement.	N	Vitesse de rotation (en tr/mn) ; nombre de cycles
$F(\dot{m})_{ref}$	Fonction du débit massique d'air qui entre dans la chambre	N_c	Vitesses critiques de rotations
F_{sp}	La poussée spécifique	P	Pression totale [Pa] ; pourcentage de survie
F_{tmax}	Force tangentielle max	PF	Le facteur de motif (Pattern Factor PF)
g	Accélérateur de la pesanteur = $9.807 \approx 9.81$ en m/s^2	PLF	Facteur de perte de pression Pressure Loss Fractional
		P_{ci}	Le pouvoir calorifique inférieur du combustible
		P_U	La puissance
		Q	La Chaleur
		Q_m	Débit massique (Kg/s) ;
		Q_v	Débit Volumétrique (M^3/s)
		r	Constante des gaz parfaits ; rayon ; ratio de vitesse
		R	Constante des gaz parfaits
		R_m	La contrainte de rupture statique
		$R_{pg,p}$	Résistance pratique

R_t°	Le degré de réaction
S	Surface ; L'entropie; Espacement ; Ratio de masse volumique
SR	L'espace de combustion SR (Space Rate)
T	Temps en s ; moment en N ; La température
t_{res}	Temps de résidence (de séjour)
$TSFC$	Consommation de carburant spécifique
\vec{U}	Vecteur vitesse de rotation de la roue
\vec{V}	Vecteur vitesse absolue
VR	Rapport de vitesse
V	Vitesse ; Volume
V_{CH}	Volume de la chemise m^3
\vec{W}	Vecteur vitesse relative
W	Travail ; Vitesse relative ; Poids
u, v, w	Composantes d'une vitesse dans les direction X,Y,Z
$y_s ; y_R$	Coefficient de pertes des aubes Stator ; Rotor
Z	Critère de Zweifel ; Hauteur

α (Alpha)	Angle de calage
β (Beta)	Angle de construction, Angle relatif d'écoulement.
γ (Gamma)	Coefficient isentropique des gaz parfait ; Rapport des chaleurs spécifiques.
λ (Lambda)	Conductivité thermique
$\lambda_s ; \lambda_r$	Coefficient de pertes des aubes Stator ; Rotor
δ (Delta)	Paramètre de résistance au roulement
δ_θ	Coefficient correctif de température
θ (Thêta)	Température ; Angle
η (Eta)	L'efficacité / Le rendement
η_{c_s}	Le rendement isentropique
η_m	Rendement mécanique
τ (Tau)	Contrainte tangentielle de torsion ; Taux
τ_c	Contrainte tangentielle de cisaillement
τ_{ij}	Les effets visqueux
μ (Mu)	Viscosité dynamique ; le coefficient de frottement de roulement
π (Pi)	Taux de pression ; 3.14
χ (Khi)	Le gradient de contrainte exprimé en mm^{-1}
ρ (Rho)	Masse volumique

ϵ (Epsilon)	Le facteur d'écoulement (turning flow ϵ)
ϵ_{comb}	L'efficacité de combustion
σ (Sigma)	Facteur de ralentissement ; Facteur de glissement
σ_t	Contrainte normale de traction / compression
σ_f	Contrainte normale de flexion
σ_r	Contraintes réelles dues à l'effet d'entaille.
ψ (Psi)	Facteur de charge
ϕ (Phi)	Coefficient de flux
Φ (Phi)	Fonction de dissipation
ω (Oméga)	vitesse angulaire (rad/s ou $rad \cdot s^{-1}$)
Ω (Oméga)	vitesse angulaire (rad/s ou $rad \cdot s^{-1}$)

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur de la recherche

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

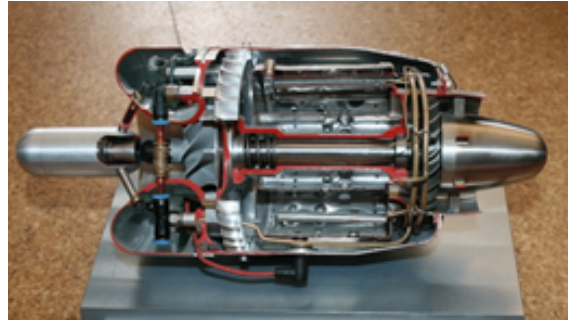


UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

جامعة سعد دحلب البليدة 1

Institut D'aéronautique Est Des Etudes Spatiales

معهد علم الطيران والدراسات الفضاء



Projet de Fin D'étude : ETUDE DES PRINCIPAUX PARAMETRES POUR LA CONCEPTION
D'UN MICRO TURBOREACTEUR

Présenté en vue de l'Obtention du Diplôme de MASTER 2èmeCycle LMD en Aéronautique

Option : Construction et Maintenance Aéronautique

Spécialité : Propulsion

Présenté Par
Mr. BITAH SIDAHMED

Année : 2018-2019