

THESE

Présentée en vue de
l'obtention du titre de

DOCTEUR

de

**L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE
DE L'AÉRONAUTIQUE ET DE L'ESPACE**

ÉCOLE DOCTORALE : Transferts, dynamique des fluides, énergétique et procédés

SPÉCIALITÉ : **Énergétique**

par

Pawarej CHOMDEJ

**Élaboration d'un modèle thermodynamique robuste de
turboréacteur**

Soutenue le 18 octobre 2006 devant le jury :

MM.	A.	GIOVANNINI	Président
	P.	BRUEL	Rapporteur
	A.	CARRÈRE	Directeur de thèse
	D.	HANUS	Rapporteur
	G.	LAVERGNE	
	S.	RAYMOND	

*A mes parents, mon frère, ma sœur,
et Nathalie,
avec tout mon amour.*

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier M. Alain CARRERE de m'avoir encadré pour ma recherche de thèse, et pour ses conseils et sa volonté de m'apporter son aide au cours de cette thèse. Je souhaite remercier les membres du jury, M. André GIOVANNINI, M. Gérard LAVERGNE et M. Sébastien RAYMOND, d'avoir accepté de participer à la finalisation de cette étude et plus particulièrement les rapporteurs, M. Pascal BRUEL et M. Daniel HANUS, pour leurs corrections et remarques pertinentes.

Je remercie également M. Roger BARENES et Mme. Valérie FERRAND de m'avoir accueilli au sein du LAP et toutes les personnes du LAP avec lesquelles j'ai partagé de bons moments.

De même, un grand merci à toutes les personnes qui nous rendent de fiers services et toujours avec le sourire à la bibliothèque, à l'édition et particulièrement au responsable des études doctorales, Mme Annie BAILHE et Mme Maryse HERBILLON.

Enfin, je remercie beaucoup Nathalie KAING, Nicolas GARCIA, Bruno FRACKOWIAK, Claire LAURENT, Nicolas DOUE, Boris BATAILLE, Camille MACHOT et Dax AU qui m'ont aidé et corrigé mon rapport et ma présentation de thèse et à tous les amis français et thaïlandais et ma famille pour leur encouragement, leur soutien, pour leur participation à créer une ambiance très chaleureuse et pour les très bons moments que nous avons partagé ensemble.

Table des Matières

NOMENCLATURE	5
SYMBOLES LATINS	5
SYMBOLES GRECS	7
INDICES ET EXPOSANTS.....	8
INTRODUCTION.....	11
CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	15
1.1 INTRODUCTION	15
1.2 APPARITION DE PROGRAMMATION DE TURBINES A GAZ.....	16
1.3 EVOLUTIONS DES PROGRAMMES A TRAVERS DES INTERFACES GRAPHIQUES	19
1.3.1 <i>GasTurb, Smooth C et Smooth T</i>	19
1.3.2 <i>Logiciels basés sur des composantes de moteur par NLR</i>	21
Développement et Evolution du GSP.....	22
Développement des simulateurs de vol	25
Modélisation en temps réel	27
1.4 DEVELOPPEMENT DES PROGRAMMES DE SIMULATION SUR JAVA	29
1.5 D' AUTRES RECHERCHES DE SIMULATION DE FONCTIONNEMENTS DE MOTEURS...	31
CHAPITRE II FONCTIONNEMENT STABILISE	37
2.1 INTRODUCTION	37
2.2 FONCTIONNEMENT STABILISE.....	37
2.2.1 <i>Paramètres et analyse de la performance de point stabilisé</i>	38
2.2.2 <i>Effets de second ordre sur des performances du point stabilisé</i>	40
2.2.3 <i>Composants d'un turboréacteur</i>	42
2.2.3.1 Entrée d'air	42
2.2.3.2 Compresseurs	42
2.2.3.3 Fan.....	45
2.2.3.4 Chambre de combustion.....	46
2.2.3.5 Turbines	48
2.2.3.6 Mélangeur de flux	49
2.2.3.7 Post-combustion.....	50
2.2.3.8 Tuyère d'éjection	52
2.2.4 <i>Systèmes de prélèvement d'air</i>	52
2.3 THEORIE, CALCULS ET EQUATIONS	54
2.3.1 <i>Schémas et positions des composants de turboréacteurs</i>	54
2.3.2 <i>Calculs des composants de turboréacteurs</i>	58
2.3.2.1 Entrée d'air	58
2.3.2.2 Equations de l'enthalpie	61
2.3.2.3 Compresseurs et Fan	62
2.3.2.4 Chambre de combustion.....	63
2.3.2.5 Turbine haute pression	65
2.3.2.6 Refroidissement.....	66
2.3.2.7 Rapport de débits entrants et sortants de la chambre de combustion et des turbines au débit primaire D_{2p}	68
2.3.2.8 Turbine basse pression	68
2.3.2.9 Le refroidissement de la turbine basse pression	69
2.3.2.10 Canal secondaire	70
2.3.2.11 Mélangeur	70

2.3.2.12 Post-combustion	72
2.3.2.13 Tuyère	73
2.3.2.14 Composition de la poussée	74
2.3.2.15 Fonctionnement de la tuyère, la poussée et le débit entrant D_2	75
2.3.2.16 Calculs des rendements du cycle	80
2.3.2.17 Calculs des débits de gaz	81
2.3.3 <i>Calculs de la tuyère en écoulement réel</i>	83
2.3.3.1 Géométrie de la tuyère	83
2.3.3.2 Corrections de débit	84
2.3.3.3 Section effective du col	87
2.3.3.4 Décollement de la couche limite	87
2.3.3.5 Poussée corrigée $F_{cor} (N)$	91
2.3.3.6 Pression moyenne $\bar{P} (Pa)$	95
2.3.3.7 Poussée totale $F_{tot} (N)$	97
2.3.4 <i>Poussée spécifique et Consommation spécifique</i>	97
2.3.5 <i>Coefficients de charges et Nombres des turbines</i>	99
2.4 CONCLUSION	101

CHAPITRE III FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION.....107

3.1 INTRODUCTION	107
3.2 METHODE FONDAMENTALE DE L'ANALYSE DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION	107
3.2.1 <i>Application de méthode fondamentale</i>	107
3.2.2 <i>Effet de tuyère critique</i>	111
3.2.3 <i>Turboréacteurs multi corps</i>	112
3.3 CARACTERISTIQUES ET PERFORMANCES DES COMPOSANTS POUR LE FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION	113
3.3.1 <i>Compresseur axial et champ des caractéristiques</i>	113
3.3.1.1 Champ de caractéristiques	113
3.3.1.2 Pompage	114
3.3.1.3 Echelle et nombre de Reynolds	115
3.3.1.4 Température ambiante	118
3.3.1.5 Prélèvement de débit d'air	118
3.3.2 <i>Fan</i>	119
3.3.3 <i>Chambre de combustion</i>	119
3.3.3.1 Rendement et pertes de pression	119
3.3.3.2 Stabilité de la combustion	120
3.3.4 <i>Turbines</i>	120
3.3.4.1 Champ de caractéristiques	120
3.3.4.2 Echelle et nombre de Reynolds	122
3.3.4.3 Distributeurs à sections variables	123
3.3.5 <i>Mélangeur de flux et amélioration de la poussée</i>	124
3.3.6 <i>Post-combustion</i>	126
3.3.6.1 Pertes de pression	126
3.3.6.2 Post-combustion avec tuyère à section variable	127
3.3.6.3 Stabilité	127
3.4 MODELISATION ET CALCUL DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION	128
3.4.1 <i>Analyse dimensionnelle</i>	128
3.4.2 <i>Méthode de modélisation</i>	129
3.4.3 <i>Equations et calcul du fonctionnement hors adaptation</i>	130
3.4.3.1 Compresseur basse pression	130
3.4.3.2 Compresseur haute pression	131
3.4.3.3 Chambre de combustion et Turbine haute pression	132
3.4.3.4 Turbine basse pression	135
3.4.3.5 Tuyère	137
3.4.3.6 Poussée, F_s , C_s et Rendements du cycle	138

3.4.3.7 Marges au pompage	139
3.4.4 <i>Fonctionnement critique hors adaptation pour des turboréacteurs double corps à double flux séparés</i>	140
3.4.4.1 Fan et canal secondaire	141
3.4.4.2 Compresseur basse pression	143
3.4.4.3 Compresseur haute pression	144
3.4.4.4 Chambre de combustion et Turbine haute pression	144
3.4.4.5 Turbine basse pression	146
3.4.4.6 Tuyère	148
3.4.4.7 Poussées, F_s , C_s , rendements et marges au pompage	148
3.4.5 <i>Fonctionnement critique hors adaptation pour des turboréacteurs double corps à double flux mélangés</i>	149
3.4.5.1 Fan et compresseur basse pression	149
3.4.5.2 Compresseur haute pression, chambre de combustion et turbines	149
3.4.5.3 Mélangeur	150
3.4.5.4 Tuyère	150
3.4.5.5 Poussée, F_s , C_s , rendements et marges au pompage	151
3.4.6 <i>Post-combustion et Tuyère à section variable</i>	151
3.5 CONCLUSION	155

CHAPITRE IV FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE159

4.1 INTRODUCTION	159
4.2 MECANISME FONDAMENTAL ET PHENOMENES DU FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE	159
4.2.1 <i>Moment de torsion</i>	160
4.2.2 <i>Ligne de fonctionnement transitoire</i>	161
4.2.3 <i>Accélération et décélération rapide</i>	162
4.2.4 <i>Pompage sur reprise</i>	162
4.2.5 <i>Démarrage et accélération à froid</i>	164
4.2.6 <i>Arrêt d'urgence</i>	165
4.2.7 <i>Délai de combustion</i>	165
4.2.8 <i>Délai et décalage du système de contrôle</i>	165
4.2.9 <i>Post-combustion</i>	165
4.2.10 <i>Volume intercomposant</i>	166
4.2.11 <i>Transfert de chaleur</i>	166
4.2.12 <i>Jeux de tolérance</i>	167
4.2.13 <i>Prélèvement de puissance</i>	168
4.2.14 <i>Débit de carburant</i>	168
4.3 MODELISATION DU FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE	169
4.3.1 <i>Modèle de couplage thermodynamique</i>	169
4.3.2 <i>Modèles du fonctionnement transitoire en temps réel</i>	170
4.3.3 <i>Modèle aérothermodynamique (Méthode de volume)</i>	170
4.3.3.1 Variation de températures et pressions totales dans les volumes	171
4.3.3.2 Modélisation du transfert de chaleur	172
4.3.3.3 Délai et décalage de temps	174
4.4 PROCEDURE DE CALCUL DE LA METHODE DE VOLUME	175
4.4.1 <i>Turboréacteur double corps mono flux</i>	175
4.4.1.1 Variation de pression totale	175
4.4.1.2 Puissances et Vitesses de rotation transitoires	177
4.4.1.3 Chambre de combustion	178
4.4.1.4 Turbine haute pression	180
4.4.1.5 Entrée d'air et Compresseur basse pression	181
4.4.1.6 Compresseur haute pression	182
4.4.1.7 Turbine basse pression	182
4.4.1.8 Tuyère	183
4.4.1.9 Poussée, Rendements du cycle, F_s et C_s , Marges au pompage	184

4.4.2 Turboréacteur double corps à double flux mélangés	184
4.4.2.1 Calculs de la pression et de la vitesse de rotation.....	185
4.4.2.2 Chambre de combustion et Turbine haute pression.....	185
4.4.2.3 Fan.....	186
4.4.2.4 Compresseur basse pression.....	187
4.4.2.5 Compresseur haute pression et Turbine basse pression.....	187
4.4.2.6 Mélangeur	187
4.4.2.7 Tuyère, Poussée, Rendements, Fs et Cs, Marges au pompage	189
4.4.2.8 Post-combustion.....	190
4.5 CONCLUSION.....	191
CHAPITRE V MISE EN PLACE DES MODELS DE CALCUL	195
5.1 INTRODUCTION	195
5.2 MATLAB	195
5.2.1 Avantages de Matlab	195
5.2.2 Interpolation par Matlab	196
5.3 METHODE D'ITERATION.....	200
5.4 APPLICATION DES MODELES DU CALCUL DE FONCTIONNEMENTS DES TURBOREACTEURS	202
5.4.1 Interfaces graphiques des utilisateurs	204
5.4.2 Mise en place des calculs.....	208
5.4.2.1 Point de fonctionnement stabilisé.....	208
5.4.2.2 Fonctionnement hors adaptation	213
5.4.2.2.1 Création des champs de caractéristiques des compresseurs des turbines et les lignes de beta	213
5.4.2.2.2 Affichage, modification des données et lancement des calculs.....	217
5.4.2.2.3 Affichage des résultats après exécution du calcul.....	217
5.4.2.3 Fonctionnement transitoire.....	225
5.5 CONCLUSION.....	230
CONCLUSION GENERALE	231
PERSPECTIVES	233
ANNEXE A EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT STABILISE.....	235
ANNEXE B EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION	241
ANNEXE C EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE	249
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	255

NOMENCLATURE

Symboles latins

<i>A</i>	Section, Superficie	m^2
<i>a</i>	Constante, Fonction exponentielle	
<i>a</i>	Vitesse du son	m/s
<i>Cl</i>	Largeur de la sortie	m
C^m	Chaleur spécifique du métal	$J/(kg \cdot K)$
<i>Cm</i>	Corde moyenne	m
C_D	Coefficient de correction de débit	
<i>CD</i>	Conservation du débit	
C_f	Coefficient de frottement	
Cor_{Re}	Correction de l'effet du nombre de Reynolds	
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J/(kg \cdot K)$
<i>Cs</i>	Consommation spécifique	$kg/h/N$
<i>CT</i>	Criticité de la turbine	
C_v	Chaleur spécifique du fluide à volume constant	$J/(kg \cdot K)$
\mathcal{D}	Paramètre de débit	
<i>D</i>	Débit de gaz	kg/s
<i>Dim</i>	Diamètre	m
D_r	Débit réduit	$\frac{kg/s \cdot \sqrt{K}}{Pa \cdot m^2}$
D_{ST}	Débit standard	kg/s
<i>d</i>	Débit de refroidissement	kg/s
d_c	Débit de carburant	kg/s
d_{PC}	Débit de carburant de post-combustion	kg/s
<i>F</i>	Poussée	N
F_C	Fonction universelle de tuyère	
F_s	Poussée spécifique	$N/kg/s$
H, h	Enthalpie massique	J/kg
HF	Facteur de forme d'écoulement	

h^*	Enthalpie de référence	J / kg
h	Coefficient de transfert de chaleur de convection	$W / (m^2 \cdot K)$
I	Moment d'inertie du rotor	$kg \cdot m^2$
K	Rugosité de la surface d'aube	m
$K1, K2$	Constante	
K_f, K_c	Constante	
M	Nombre de Mach	
MP_V	Marge au pompage de vitesse de rotation constant	
MP_D	Marge au pompage de débit standard constant	
m	Masse, Poids	kg
m_v	Masse de fluide contenue dans un volume	kg
N	Vitesse de rotation	RPM
No	Nombre d'étages	
n	Constante	
PW	Puissance	W
P	Pression statique	Pa
\bar{P}	Pression moyenne	Pa
P_i	Pression totale	Pa
PC_{eff}	Pouvoir calorifique du kérosène	J / kg
P_{max}	Pression statique maximum après décollement de la couche limite	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	
P_{ref}	Pression statique de référence	Pa
\dot{q}	Flux de chaleur entrant dans un volume	W
R	Constante de gaz	$J / (kg \cdot K)$
R_{courb}	Rayon courbure du col de tuyère	m
Re	Nombre de Reynolds	
r	Facteur de récupération	
r	Rayon	m
S	Constante	K
so	Constante	
T	Température statique	K

T°	Constante	K
T^*	Température de référence	K
T_f	Température de frottement	K
$T_{hot\ ou\ cold\ day}$	Température statique de l'atmosphère chaude ou froide	K
T_i	Température totale	K
T_p	Température de paroi	K
T_{ref}	Température statique de référence	K
TyP	Tuyère principale	
TyS	Tuyère secondaire	
t	Constante	
t	Temps	s
t_d	Délai	s
t_{cm}	Constante du temps thermique	s
U	Vitesse d'écoulement	m/s
V	Vitesse	m/s
V_{CB}	Volume de chambre de combustion	m^3
\dot{W}	Puissances mécaniques perdues	W
X'	Valeur décalée de paramètre	
X_{dt}	Valeur de délai de paramètre	
X_t	Longueur de tuyère	m
x	Coordonné de l'axe horizontal de tuyère	
y	Coordonné de l'axe vertical de tuyère	
Z	Altitude de vol	m

Symboles grecs

α	Richesse	
Γ	Moment de torsion	$N \cdot m$
γ	Rapport de la chaleur spécifique à pression constante à la chaleur spécifique à volume constante	
Δ	Différence, Changement	
ΔP_f	Perte froide	Pa

ΔP_c	Perte chaude	<i>Pa</i>
ΔPW	Puissances déséquilibrées	<i>W</i>
Δt	Pas de temps	<i>s</i>
δ	Rapport de pressions de référence	
δ	Epaisseur de couche limite	<i>m</i>
δ_1	Epaisseur de déplacement	<i>m</i>
δ_2	Epaisseur de quantité de mouvement	<i>m</i>
ε	Efficacité (Perte de pression)	
η	Rendement, Rendement polytropique	
η_{is}	Rendement isentropique	
η_m	Rendement mécanique de rotor	
θ	Demi-angle de divergence de tuyère	<i>degré</i>
θ	Rapport de températures de référence	
λ	Taux de dilution	
μ	Coefficient de viscosité du gaz	<i>Pl</i>
π_{PP}	Rapport de pressions totales sur la ligne de pompage	
π_N	Rapport de pressions totales sur la ligne de fonctionnement	
ρ	Masse volumique	<i>kg / m³</i>
τ_C	Rapport de pression critique	
ϕ	Fonction	
Ω	Charge de combustion	<i>kg / s·atm^{1.8}·m³</i>
ω	Vitesse angulaire	<i>rad / s</i>
$\dot{\omega}$	Accélération angulaire	<i>rad / s²</i>

Indices et exposants

<i>ad</i>	Adiabatique
<i>amb</i>	Ambiant
<i>air</i>	Air
<i>av</i>	Valeur moyenne
<i>BP</i>	Basse pression

<i>cor</i>	Valeur corrigée
<i>CB</i>	Chambre de combustion
<i>CBP</i>	Compresseur basse pression
<i>CHP</i>	Compresseur haute pression
<i>calculé</i>	Valeur calculée
<i>cb</i>	Combustion
<i>ciné</i>	Cinétique
<i>champ</i>	Valeur de champ de caractéristiques
<i>col</i>	Col de tuyère
<i>com</i>	Compresseur
<i>cri</i>	Critique
<i>dec</i>	Décollement, Décollé
<i>dl</i>	Délai
<i>en</i>	Entrée
<i>ef</i>	Effectif
<i>F</i>	Fan
<i>g</i>	Gaz
<i>f</i>	Frottement
<i>HP</i>	Haute pression
<i>i</i>	Condition génératrice
<i>is</i>	Isentropique
<i>K</i>	Effet de courbure au col
<i>kéro</i>	Kérosène
<i>m</i>	Mélangé, Métal
<i>P</i>	Primaire
<i>PP</i>	Valeur sur la ligne de pompage
<i>N</i>	Valeur au point nominal
<i>n</i>	Valeur initiale
<i>PC</i>	Post-combustion
<i>PR</i>	Propulsif
<i>p</i>	Paroi
<i>nonISA</i>	Ambiant Non-ISA
<i>ref</i>	Référence

<i>rel</i>	Relatif
<i>so</i>	Sortie
<i>S</i>	Secondaire, Ecoulement conique
<i>T</i>	Total
<i>TH</i>	Thermique
<i>TBP</i>	Turbine basse pression
<i>THP</i>	Turbine haute pression, Thermopropulsif
<i>t</i>	Indice de temps, Indice transitoire
<i>tot</i>	Total
<i>tur</i>	Turbine
<i>util</i>	Utile
<i>V</i>	Effet de viriel au banc d'essai
<i>x</i>	Valeur sur l'axe horizontal de tuyère
<i>'</i>	Décalé
<i>0</i>	Condition ambiante
<i>1,2,...10</i>	Numéro de plan de turboréacteur
γ	Effet de variation de γ
δ	Effet de déplacement de la couche limite

INTRODUCTION

Modélisation de turbine à gaz

Les modélisations informatiques de moteur sont exigées par des développements et les phases de la vie d'une turbine à gaz. Dans l'étape de développement ces modélisations peuvent réaliser des performances des composants, mais aussi permettre de définir des spécifications des systèmes de commandes globales. Tandis que l'effort de modélisation peut être étendu, il devrait produire un rendement significatif en termes de développement global de moteur. La performance de modèle de moteur doit être vérifiée en utilisant de vraies données recueillies de la turbine à gaz, par lesquelles les paramètres des modèles pourraient avoir besoin de la mise à jour. Un autre domaine important de l'application de tels modèles est la manipulation de moteur. Des taux de réponse rapides sont exigés pour des raisons de manœuvrabilité et de sécurité mais des problèmes tels que le pompage de compresseur doit être évités. La conception d'un système de commande de moteur qui peut faire face à ces conditions différentes est considérablement facilitée par l'utilisation de la simulation de turboréacteur au niveau du développement.

Programmation

Des programmes généralisés, comme DYNGEN [45], sont utilisés dans certaines applications pour calculer des fonctionnements et des performances du domaine stationnaire et du domaine transitoire des moteurs d'avion. Ces logiciels sont créés pour calculer différents types et configurations de turboréacteur monoflux et doubleflux. En raison de leur capacité à examiner une grande variété de moteur, ils sont lourds et compliqués à employer. En conséquence, ils ne sont pas pratiques ou utiles pour la recherche sur des fuites d'air, des efficacités de diverses sections d'écoulement, des marges de pompage, des coefficients de perte de diffuseur d'échappement et de tuyère, des paramètres de charge et des rendements de la chambre de combustion etc. On sait que des constructeurs de moteur et les utilisateurs se servent des différentes variables, des fonctions et des représentations graphiques pour la description

des champs de caractéristique de compresseur, de turbine et de tuyère. Des paramètres d'écoulement sont employés pour des descriptions de champs de caractéristiques de compresseur et de turbine. Des lignes de rendement dans les champs de caractéristiques sont décrites normalement sous forme de lignes fermées en fonction des rapports de pressions et des débits (fig. 1).

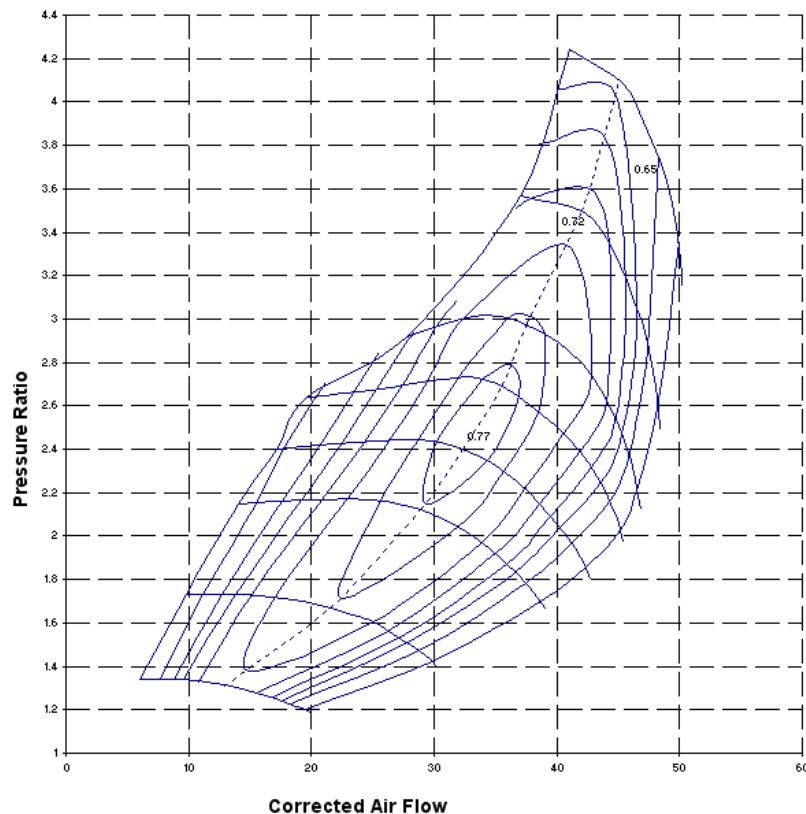


Figure 1

La transformation de ces variables et ces courbes aux programmes généralisés peut parfois être très compliquée. La présentation graphique et tabulaire de ces variables n'est pas commode. Il n'est également pas pratique d'employer ces programmes généralisés pour résoudre des problèmes de commande de moteur non-linéaire compliquée, par exemple, la commande de la marge de pompage de compresseur ou la commande de la vitesse de rotation minimum.

Une solution alternative est réalisée dans cette recherche. Un programme généralisé pour analyser des fonctionnements stationnaires et transitoires des turboréacteurs est codé par le programme de Matlab. Matlab est

flexible et peut être appliqué à différents problèmes de recherches. Sous Matlab, nous pouvons modifier et additionner des nouvelles équations pour des conditions spécifiques et d'utiliser les programmes standards pour interpoler deux fonctions variables des caractéristiques de compresseur et turbine. Le programme peut aussi calculer des fonctionnements et des performances de moteur avec des tableaux unidimensionnels ou des graphiques des champs de caractéristiques de Fan, de compresseurs et de turbines. Matlab a également des moyens puissants pour la visualisation des processus de calcul et de la présentation graphique des résultats calculés.

Le programme se compose en 3 principaux logiciels exécutables.

- 1) le programme pour calculer le point de fonctionnement stabilisé des turboréacteurs,
- 2) le programme pour calculer le fonctionnement hors adaptation,
- 3) le programme pour calculer le fonctionnement transitoire.

Tous les programmes sont effectués par Matlab et les unités SI sont utilisés dans les programmes.

Le programme de Matlab

Matlab est un système interactif et convivial de calcul numérique et de visualisation graphique destiné aux ingénieurs et scientifiques. Il possède un langage de programme à la fois puissant et simple d'utilisation. Il permet d'exprimer les problèmes et solutions d'une façon aisée, contrairement aux autres langages de programmation. Dans Matlab, l'élément de base est la matrice. L'utilisateur ne s'occupe pas des allocations mémoire ou de redimensionnement comme dans les langages classiques. Les problèmes numériques peuvent être résolus en un temps record, ce qui ne représente qu'une fraction infime du temps à passer avec d'autres langages comme le Basic, C, C++ ou le Fortran. Matlab s'impose dans les mondes universitaire et industriel comme un outil puissant de simulation et de visualisation de problèmes numériques. Dans le monde universitaire, Matlab est utilisé pour l'enseignement de l'algèbre linéaire, le traitement du signal, l'automatique, ainsi que dans la recherche scientifique. Dans le domaine industriel, il est utilisé pour la résolution et la simulation de problèmes pratiques d'ingénierie et de prototypage [34].

CHAPITRE I

Etude bibliographique

1.1 Introduction

Le développement et la conception de nouveaux systèmes de propulsion aérospatiale sont indispensables car l'industrie aérospatiale entre dans le 21^{ème} siècle. A ce moment là, la pression de réduire la période, le coût et le risque de développement de moteur d'avion augmente. La simulation de calcul est des moyens de promesse d'alléger ce coût, mais exige un système logiciel flexible capable d'intégrer des méthodes d'analyse avancées et fiable, des modèles de simulations construis arbitrairement et dynamiquement et des tâches informatiques complexes.

Pour accomplir le développement et la conception efficacement dans le marché global d'aujourd'hui, les approches innovatrices à réduire le temps de développement de système de propulsion sont nécessaires. Une solution existe pour réduire des coûts de conception et de développement en remplaçant une partie des essais à grande échelle. Cette condition est actuellement exigé pour le développement de production par la simulation informatique [Evan et al., 17]. La plus grande utilisation de la simulation informatique réduit non seulement le besoin d'essai, mais aussi permet l'évaluation rapide et relativement peu coûteuse de la conception alternative plus rapidement dans le processus de conception [Jameson et al., 32].

La méthode traditionnelle pour la simulation numérique décompose le turboréacteur par ses composants. L'opération de composants est définie en utilisant les équations de conservation appropriées, et l'ensemble du moteur est simulé en résolvant le système de l'équation résultant. Autrefois, la limitation des ressources informatiques obligeait les représentations des composants à être sur des équations relativement simples et des données empiriques obtenues à partir du composant et de l'essai de système [19, 21, 52]. Au cours des années, des modèles numériques plus détaillés basés sur les premiers principes ont émergés. Ces modèles ont utilisé des méthodes numériques discrètes avancées telles que *Computational Fluid Dynamic (CFD)* et *Finite Element Analysis (FEA)*, pour permettre des investigations plus réalistes et plus détaillées sur le

processus de fluide et mécanique se produisant dans des éléments de moteur. L'intégration des modèles à niveau élevé de *CFD* et de *FEA* dans des modèles de système de moteur pouvait améliorer des durées de cycle de conception en réduisant la nécessité d'obtenir les données modèles expérimentalement. Cependant, le processus des méthodes numériques avancées par intégration de niveau élevé dans le logiciel de simulation de moteur existant était difficile. Les programmes de simulation de turbomoteur en cours conçus pour opérer les machines simples de processeur, n'étaient pas suffisamment robustes et flexibles pour soutenir l'intégration des analyses détaillées de *CFD* et de *FEA* [10]. En conséquence, le logiciel de simulation de turbomoteur se fonde toujours fortement sur les modèles empiriques

Plusieurs outils, pour calculer les fonctionnements des moteurs, sont développés depuis des années et les solutions de simulation ainsi que les descriptions des applications sont présentées au public. L'analyse de la performance traditionnelle des systèmes de turbine à gaz s'agit d'impliquer trois tâches élémentaires:

1. La conception et l'analyse du fonctionnement stabilisé
2. L'analyse du fonctionnement hors adaptation
3. L'analyse du fonctionnement transitoire

La présente étude bibliographique a pour objet de montrer des outils généraux qui sont disponibles et qui sont bien efficaces. Sachant également qu'il y a beaucoup de travaux réalisés dans ce domaine, certains, pour cause de confidentialité, ont été rendus inaccessibles.

Un système avec la possibilité et la capacité d'accomplir chacune des trois tâches élémentaires ci-dessus s'appelle un logiciel généralisé. Sans dispositif d'analyse de fonctionnement transitoire, un tel système s'appelle un logiciel généralisé statique. Le terme semi-généralisé se rapporte à un système pour lequel de nouvelles configurations de moteur peuvent être modélisées avec la reprogrammation limitée.

1.2 Apparition de programmation de turbines à gaz

Au début des années 70, il y a eu un besoin accru d'outil de simulation des turbines à gaz général parce que principalement le coût de

développement des nouveaux logiciels, pour tous les nouveaux moteurs réalisés, avait augmenté rapidement. D'où l'apparition du premier programme semi-généralisé testé sur certains cycles de moteur, *GENENG/GENENG II*, développé par Fishbach et Koenig [21,22]. GENENG II était capable de simuler neuf cycles de moteur différents. Des sous-programmes permettaient au système de calculer des cycles variés pouvant définir 6 modes de fonctionnement, par exemple avec ou sans une post-combustion, avec une tuyère à section fixée ou variable, pour un modèle de moteur.

GENENG a été développé dans le cadre du projet *NNEP (the Navy NASA Engine Program)*, par Fishbach et Caddy [20], pour être un programme général statique, qui permettait à des utilisateurs d'assembler virtuellement des configurations de moteur par des fichiers de données. Certaines options ont été rajoutées dans le NNEP pendant des années, par exemple l'analyse du poids de moteur, l'estimation de pertes d'installation et la simulation de l'équilibre chimique des compositions pour calculer des effets de dissociation ou de nouveaux carburants. Une autre évolution du logiciel GENENG, DYNGEN [51], capable de calculer le domaine transitoire, est aussi un programme semi-généralisé. DYNGEN est basé sur 3 programmes de la NASA : SMOTE par McKinney (1967) et GENENE/GENENG II. Il pouvait résoudre 10 équations différentielles non-linaires, utiliser des champs de caractéristiques et des tableaux des données thermodynamiques. Le programme de simulation a été codé à l'origine en FROTRAN IV pour la machine de la *NASA Lewis Research Centre*. Pourtant, DYNGEN échouait sur certaines conditions de fonctionnement comme l'exigence de la grande variation de débit de carburant, parce que de telles conditions provoquaient un certain nombre de paramètres de moteur dans une région non définie par des champs de caractéristiques des composants. De plus DYNGEN a été considéré comme difficilement adaptable notamment pour la modification de l'échelle du modèle, qui correspondait à celui d'un moteur de taille réel. Un autre programme, appelé HYDES [56], a été développé afin de pallier à ces problèmes. Un autre code transitoire entièrement numérique, appelé DIGTEM, a été aussi fait pour faciliter la modification et améliorer la modularisation de la création de programme.

Une recherche a été réalisée à la *NASA Lewis Research Center* afin d'aboutir à une complète généralisation du modèle de moteur. *The National*

Cycle Program (NCP) est actuellement en cours de développement pour fournir *The architectural framework* pour *The Numerical Propulsion System Simulation (NPSS)* [2,14] *project*. Le programme de NCP est codé en langage C++ qui est un langage orienté objet, compatible avec d'autres langages à travers CORBA (Common Object Request Broker Architecture). CORBA est un utilitaire assurant la communication de données entre deux programmes codés entre deux langages différents et/ou compilés sur deux plates-formes différentes. Par exemple, un programme d'analyse de système de moteur écrit en C++ pour un PC peut communiquer avec le langage Fortran 77 sur une station de travail.

NPSS, étant développé au bureau interdisciplinaire de technologie de la NASA Lewis, est une cellule numérique d'essai conçue pour assister la conception et l'analyse informatique complète des systèmes aérospatiaux de propulsion. Il fournira des analyses multidisciplinaires sur une variété de plateformes informatiques, et des systèmes spécifiques comprenant des interfaces utilisateurs, la gestion de base de données et des outils se composant d'une visualisation afin de permettre au concepteur d'étudier les interactions complexes inhérentes à ces systèmes. NPSS a utilisé le concept *Zooming*. En principe, *zooming* permet à des codes, qui à différents niveaux de la fidélité, de s'intégrer dans une simulation unique procurant à l'utilisateur le *zoom in*, et d'étudier des processus physiques appropriés se produisant dans un élément de moteur. La surveillance des paramètres de simulation est fournie dans un format graphique, et les affichages graphiques visuels interactifs du fluide à travers un élément de moteur que l'on considère sont rendus disponibles à l'utilisateur pour fournir la rétroaction pendant la simulation.

Une autre organisation qui est spécialisé dans la modélisation est *Cranfield University of Technology*. En 1974, MacMillan [37] a créé un logiciel TURBOMATCH similaire au NNEP sans les options qui ont été rajoutées. TURBOMATCH est devenu un précurseur de TURBOTRANS [41] qui est devenu un programme entièrement généralisé en 1982. Au même moment que NNEP et TURBOMATCH étaient accomplis, un outil généralisé statique de simulation, appelé TA45 [30] a été développé à *Volvo Aero Corporation*.

1.3 Evolutions des programmes à travers des interfaces graphiques

Récemment, des travaux intéressants sont effectués en développant les outils de simulation en *Graphical User Interfaces (GUIs)*. L'élément de base d'une interface graphique est la fenêtre. Elle permet de grouper des outils graphiques dans un même cadre dans un but de clarté et de manipulation facile. A une fenêtre, sont associées des propriétés modifiables telles que la taille, le nom, la position, le titre, la couleur, etc.

1.3.1 GasTurb, Smooth C et Smooth T

Un programme généralisé bien développé, appelé *GasTurb*, a été développé par Kurzke [34]. *GasTurb* est un programme puissant et flexible pour simuler des fonctionnements des turbines à gaz pour la propulsion aéronautique et terrestre et pour la production d'électricité. Le programme offre une grande variété de configurations de moteur prédéfinies, permettant de ce fait un début immédiat du calcul. Le programme fait facilement et directement les tâches les plus fréquentes, que des ingénieurs rencontrent habituellement. Des études paramétriques, les simulations de Monte Carlo et les calculs d'optimisation de cycle, peuvent être accomplies en un temps record ; ce qui est nécessaire avec beaucoup d'autres programmes d'exécution. Ces avantages sont aussi vrai pour :

- L'analyse d'essai de moteur (analyse basée conventionnelle ou modèle d'essai),
- Réaliser les effets de petits changements,
- Estimer l'influence de la déformation d'écoulement d'admission de la stabilité de compresseur et les excursions de ligne de fonctionnement tracées dans des courbes des champs de caractéristiques de compresseurs et de fan qui se produisent pendant l'opération transitoire.

En plus du programme *GasTurb* il y a quelques utilités pratiques par lesquelles on peut créer les champs de caractéristiques pour des simulations de fonctionnement et vérifier les résultats.

Les programmes d'ordinateur, qui calculent les fonctionnements des turbines à gaz ou des moteurs de piston avec des turbocompresseurs, ont besoin des descriptions des caractéristiques de compresseurs et de turbines. Les

champs de compresseurs et de turbines sont calculés ou dérivés des essais de montage de compresseurs. Les caractéristiques de compresseurs et de turbines sont dans des formats spéciaux. Produire ces formats "à la main" est une tâche encombrante qui prend beaucoup de temps en raison de l'éparpillement des données. De plus les données des essais de montage de compresseurs et de turbines ne sont habituellement pas distribuées dans une gamme de vitesse voulue où les écarts entre les intervalles de vitesse sont grands. L'interpolation et l'extrapolation des données mesurées sont donc exigées.

Il existe des programmes additionnels de GasTurb pour créer des données des compresseurs et des turbines à partir des champs de caractéristiques. Les programmes *Smooth C* pour des compresseurs et *Smooth T* pour des turbines, sont les utilitaires qui produisent rapidement des caractéristiques de compresseurs et des turbines de haute qualité à partir des données mesurées. De telles caractéristiques peuvent être utilisées pour des calculs de performance mais on peut également évaluer de petites différences entre plusieurs types de compresseurs ou de turbines, par exemple les effets du prélèvement d'air entre des étages, le nombre de Reynolds, la déformation etc. L'exactitude de la représentation des champs de compresseurs et de turbines est très importante pour des calculs précis de cycle. Des erreurs peuvent se produire dans des calculs de cycle en utilisant des champs de compresseurs et de turbines de mauvaise qualité. *Smooth C* et *Smooth T* ne sont pas que des logiciels valables pour traiter des données mesurées. Ils peuvent également être utilisés pour vérifier la qualité de n'importe quel champ de compresseur ou de turbine. On peut de même utiliser par exemple les champs existants comme des données. Des déficiences peuvent être corrigées et les interpolations et les extrapolations physiques de la carte sont possibles. A la place des données mesurées réelles, qui sont rarement disponibles à l'extérieur des industries et des centres de recherches, on peut prendre des données des figures éditées en littérature. Même des valeurs de champs peuvent être relativement utilisées comme données. Des résultats du programme sont des valeurs sous forme tabulée avec le même nombre de points pour toutes les lignes de vitesse. Ces données sont convenues comme des données pour des programmes d'exécution afin de simuler des turbines à gaz ou des moteurs de piston turbocompressé.

1.3.2 Logiciels basés sur des composantes de moteur par NLR

Un autre programme basé sur GUI, appelé *The Gas turbine Simulation Program (GSP)* [6], un environnement de modélisation basé sur des composants de moteur, est l'outil primaire de *NLR (National Aerospace Laboratory – The Netherlands)* pour l'analyse de performance de turbomoteur.

Au NLR, la modélisation de turboréacteur est exécutée pour la simulation off-line et en temps réel. La simulation off-line de turboréacteur est appliquée pour :

- L'analyse de performance : nécessaire pour le diagnostic, résolvant des problèmes de manipulation et de performance éprouvés par des opérateurs de moteur ou d'avion. Une nouvelle application est l'analyse de sensibilité de performance pour définir des systèmes de surveillance de condition qui emploient des techniques d'analyse de trajectoire de gaz.
- La prévision de performance : fournir des données pour des calculs de performance d'avion, de modèles en temps réel et des calculs d'émission.

Les modèles off-line s'étendent du calcul simple à la main aux calculs 3d-CFD. Des calculs de CFD ne peuvent pas être exécutés dans une turbine à gaz entière, mais sont limités aux secteurs locaux dans la turbine à gaz. Cependant, en combinant la modélisation locale de CFD avec les modèles globaux moins complexes de turbine à gaz, l'analyse de CFD qui agit l'un sur l'autre directement avec l'exécution de la turbine à gaz entière peut être exécutée. Pour l'analyse de la performance globale de turbine à gaz à NLR, les modèles les moins compliqués sont généralement suffisants. Les modèles de compositions sont basés sur des caractéristiques composantes.

Des modèles en temps réel de turbomoteur sont développés pour des modèles de simulateur de vol. Des modèles de simulateur de vol à NLR sont généralement employés pour des recherches, comme le développement des systèmes de commande de vol. Les modèles off-line et en temps réel existent dans une variété de types, avec différents niveaux de complexité, de fidélité, d'exactitude et d'exigences de performances d'ordinateur.

Pour l'analyse off-line de performance de système de propulsion, NLR a développé GSP. Ce dernier est un modèle d'empilement de composant capable de calculer des fonctionnements stationnaires et transitoires des turbines

à gaz, y compris des calculs détaillés des effets secondaires tels que la purge de compresseur et le refroidissement de turbine.

Sans compter que GSP est un outil de prévision de performance, il est aussi particulièrement approprié pour analyser la sensibilité de paramètre comme : l'analyse des effets ambiants de condition de vol, l'analyse des effets de perte d'installation, l'analyse des effets de mauvais fonctionnement de moteur (y compris des mauvais fonctionnements du système de commande) et l'analyse des effets de détérioration des composantes.

L'architecture orienté objet flexible du système du GSP permet à des utilisateurs de faire des simulations de fonctionnement stationnaire et transitoire de n'importe quelle configuration de turbine à gaz, à travers une interface graphique facile à utiliser, grâce à des fonctionnalité telles que le *drag and drop* et l'aide en ligne fonctionnant sous Windows. Diverses configurations de turbine à gaz peuvent ainsi être simulées, en établissant un arrangement spécifique de modèles d'élément de moteur dans une fenêtre de modèle d'ensemble.

Développement et Evolution du GSP

Le développement du GSP a commencé à *Delft Technical University (TUD, Aerospace department)* en 1986. À TUD, le programme DYNGEN de la NASA a été utilisé pour la simulation de turboréacteurs. Cependant, DYNGEN semblait présenter de nombreux problèmes de stabilité numérique et avait une interface utilisateur faible. Par conséquent, GSP a été développé, en héritant des dispositifs de DYNGEN. Des insuffisances significatives de DYNGEN ont été corrigées dans GSP, notamment au niveau de la stabilité, de la vitesse des procédés d'itération numériques et de l'interface utilisateur qui ont été améliorées. Le développement a été continué au NLR, où GSP a été converti en langage standard ANSI Fortran-5 et mis en application sur un ordinateur central puissant. Il s'est avéré qu'un nombre supplémentaire d'améliorations, d'ajustements et de prolongements au programme du GSP étaient nécessaires avant que la simulation utile d'un turboréacteur ait été possible. A présent, des phénomènes physiques dans une turbine à gaz sont modélisés avec plus de détail. Cela en a amélioré l'exactitude. L'amélioration la

plus significative a été le développement d'un modèle de Fan en calculant la séparation de flux primaire et secondaire. Avec les premières versions de GSP, la déviation significative de la réalité s'est produite avec la simulation des turboréacteurs de type double flux. Cela était particulièrement dû au fait que dans le Fan, des propriétés varient significativement au-dessus de la section transversale d'écoulement d'air. Dû aux pales relativement longues de Fan (résultant d'une large différence de la vitesse du pied à la tête de la pale), il y a une variation substantielle dans des caractéristiques locales de Fan le long des pales. Pour un modèle de compresseur, ce n'est pas un problème, car l'air sort pour ensuite entrer dans un composant suivant qui requiert les mêmes propriétés d'air en ce qui concerne les données.

Une extension a été ajoutée sous forme de module de turbine de puissance, permettant la simulation de turbomoteur. De plus, l'interface utilisateur a été améliorée et un certain nombre de dispositifs de présentation de résultat ont été ajoutés. La version 10 de GSP est un outil confirmé pour l'analyse d'exécution détaillée de n'importe quel genre de turbine à gaz (turboréacteur monoflux, turboréacteur doubleflux, turboshaft, et conceptions génériques comme les variations de cycle de turbine à gaz.)

Pendant plusieurs décennies, le NLR confrontait une grande variété de problèmes lors des exécutions des turboréacteurs. Des opérateurs militaires et civils ainsi que les fabricants de moteur ont été internationalement soutenus avec des projets liés à la performance de moteur et à la manipulation, au diagnostic, à la consommation de carburant, à la surveillance de fonctionnement, etc. Par conséquent, des outils de simulation avec un degré élevé de flexibilité sont exigés. GSP a été développé pour permettre l'adaptation rapide à divers problèmes plutôt que d'être consacré à un travail spécifique. Pendant son développement continu, GSP a été prolongé et amélioré avec de nouveaux dispositifs pour des applications spécifiques.

La version 8 de GSP inclut un modèle chimique de gaz et un modèle générique de chambre de combustion multi-réacteur 1-D, basés sur le modèle CEA de la NASA. La modélisation utilise des composants de turboréacteur différents avec des relations thermodynamiques et des caractéristiques stationnaires. Avec la modélisation 1-D, des propriétés d'air et de gaz, en valeurs thermodynamiques moyennes sur la coupe d'écoulement,

sont utilisées dans les calculs. Un modèle de turbine à gaz est créé en arrangeant différents composants prédéfinis (comme des Fans, des compresseurs, des chambres de combustion, des turbines et les tuyères) dans une configuration semblable au type spécifique de turbine à gaz à simuler. L'état de gaz de sortie d'un composant forme alors l'état de gaz entré du prochain composant dans la configuration. Combiné avec des spécifications détaillées de composition de carburant, GSP fournit les moyens de calculer des effets de carburant et de composition de gaz et d'injection d'eau ou de vapeur dans le fonctionnement et les émissions de turbine à gaz, y compris des effets de dissociation. Le modèle de gaz est employé tout au long du calcul de cycle de moteur. Un nouveau composant de générateur à gaz de biomasse a été développé pour l'analyse de performance des systèmes intégrés de générateur à gaz de turbine-biomasse de gaz. La plateforme Windows a été choisie en raison de l'augmentation rapide de la puissance d'ordinateur et à son faible coût, combinée à l'augmentation de l'utilisation de ce système d'exploitation. GSP est mis en application dans l'environnement orienté-objet de Borland® Delphi (TM), offrant d'excellents moyens de maintien et développement du programme.

Pour analyser des fonctionnements hors adaptation, un point stabilisé prédéfini est d'abord calculé à partir d'un ensemble de données de point stabilisé indiqué par l'utilisateur. La déviation du point stabilisé est calculée en résolvant un ensemble d'équations non linéaires. Les équations sont déterminées par les équilibres de masses, les équilibres thermiques et les équilibres de puissances (énergies) pour tous les composants.

Dans le cas d'une simulation transitoire, les équations incluent des dérivés de temps. Puis, dans chaque intervalle de temps, la solution représente un point d'opération quasi-stationnaire. Les modèles off-line peuvent accepter des temps non définis de calcul pour l'itération vers une solution de point de fonctionnement transitoire appartenant à un intervalle de temps. Cependant, les modèles en temps réel doivent utiliser des méthodes numériques spéciales pour garantir la convergence suffisante à tous les intervalles dans un temps d'exécution prédéfini.

L'ensemble d'équations non linéaires est résolu en utilisant la méthode multi-variable de Newton-Raphson. Le calcul d'intégrales est effectué

en utilisant une méthode modifiée d'Euler, fournissant la stabilité suffisante d'intégration. Ces méthodes ont été héritées de DYNGEN. Dans GSP, la méthode par Broyden [8] est employée pour mettre à jour des matrices des équations de Jacobien au lieu de recalculer ces matrices pour chaque étape d'itération. Souvent, une matrice de Jacobien est employée pour représenter un modèle linéarisé (comme la sensibilité des erreurs d'équation aux déviations d'état) dans un point particulier du fonctionnement. Pendant l'itération, l'inverse du Jacobien a besoin d'être déterminée pour représenter les modèles linéarisés successifs afin d'être le plus proche de la solution, en raison de la nature non linéaire d'un système de turbine à gaz. Ceci réduit considérablement le temps de calcul. Les effets de la purge de compresseur et du refroidissement de turbine sont inclus dans le modèle détaillé. Pour la simulation transitoire, le transfert thermique et les effets internes de volume sont aussi calculés.

Développement des simulateurs de vol

NLR est aussi motivé dans le développement des simulateurs de vol et des systèmes de commande de vol. Un des modules principaux dans un modèle en temps réel de simulateur de vol est le modèle de moteur. Normalement, l'exactitude du modèle de moteur affecte la fidélité globale du simulateur de vol. Les effets des valeurs imprécises de poussée sur la fidélité de simulateur sont significatifs particulièrement avec des avions dont la puissance massique est élevée. Les simulateurs d'avions de chasse modernes devraient donc avoir des modèles de système de propulsion avec des exactitudes comparables à celle du modèle aérodynamique. De plus, les modèles détaillés de moteur du simulateur de vol sont nécessaires pour le développement du système de commande de vol.

La simulation en temps réel du fonctionnement de turbomoteur est employée dans une grande variété d'applications aérospatiales. Pour la simulation de la performance du système de propulsion dans des simulateurs de vol, les besoins de fidélité deviennent de plus en plus rigoureux. Des améliorations significatives de la fiabilité de la simulation peuvent être obtenues en utilisant les modèles thermodynamiques à la place des modèles en temps réel linéaires usuels. Cependant, les modèles thermodynamiques en temps réel

exigent des méthodes sophistiquées afin de résoudre efficacement les équations découlant de ces modèles sur une base en temps réel à faible temps de calcul. Jusqu'à 1990, les modèles de simulateur de vol de NLR ont été obtenus en utilisant des techniques d'identification du système, résultant par des modèles linéaires de moteur avec une fidélité relativement basse, comparé aux modèles aérodynamiques d'avion. L'exactitude et le détail, croissant avec les modèles linéaires, demeure difficile et long parce que pour de représenter des effets secondaires tels que des effets d'installation du moteur et de déviation de la température, une grande quantité de tables supplémentaires de données sont nécessaire.

Une nouvelle attitude, en ce qui concerne la modélisation en temps réel de moteur emploie des relations non linéaires thermodynamiques à la place des modèles, linéaires obtenus à partir de l'identification du système. Un problème important avec le modèle non linéaire est comment établir des temps fixes de calcul par étape d'intégration en garantissant la stabilité numérique et l'exactitude acceptable. Lors de l'exécution d'un programme, les équations différentielles peuvent être résolues par des intégrations ; en calculant seulement une étape d'itération par intervalles de temps, une petite erreur stable apparaît après quelques étapes de temps.

Les efforts effectués dans cette direction proviennent d'une demande croissante de la fidélité élevée des modèles de turbine à gaz, pour le développement du système de commande de turbine à gaz et du simulateur de vol. En outre l'amélioration de la fidélité du modèle offre des possibilités intéressantes sur la réduction de la quantité de tables de données empiriques de la performance du moteur. En développant également les modules réutilisables séparés, ceci mènera à une réduction de l'effort du développement de la modélisation. Cependant, lorsque des modélisations explicites sont nécessaires afin de représenter des composants des turbines et des compresseurs, les tables supplémentaires de données seront indispensables afin de représenter les caractéristiques des composants.

En 1993, le développement d'un modèle de simulation de vol pour l'avion de recherches de NLR, *Cessna Citation*, faisant partie du projet d'AFC/NFT (*Automatic flight control / National Fly-by-Wire testbed project ; NLR-TUD cooperation on autothrottle, autopilot and flight control system*

development), a été commencé. Un modèle non linéaire en temps réel simple de turbine à gaz a été développé avec seulement la thermodynamique limitée pour les moteurs JT15D-4 de P&WC de cet avion, celle-ci étant considéré comme un modèle d'étude. Cependant, un degré supérieur de modularité a été exigé afin de permettre dès le début un développement évolutif vers des modèles plus complexe. Le moteur JT15D-4 est un petit turboréacteur avec un étage de Fan, un étage de booster et un compresseur radial à haute pression. Pour le fonctionnement stationnaire de Fan, un programme d'exécution de plate-forme a été employé; les données transitoires étaient disponibles sous forme de mesures effectuées lors d'essai en vol prenant en compte les réponses de manette de gaz de moteur. Un logiciel de simulation nommé Matlab-Simulink [58] a été employé pour développer le modèle de JT15D-4 car c'était également l'outil de développement du modèle de simulateur de vol. Simulink permet d'évaluer rapidement des concepts de modélisations différentes et de les intégrer facilement dans les modèles de simulateur de vol de Simulink. De plus, de Simulink permet à des utilisateurs de construire une bibliothèque de module, qui est souhaitable en raison des exigences de modularité et de réutilisabilité.

Modélisation en temps réel

NLR a créé un autre programme de modélisation d'environnement basé sur le temps réel et sur les éléments de moteur appelé *Turbine Engine Real-Time Simulator (TERTS)* [7]. NLR a développé TERTS pour la simulation thermodynamique pure de diverses configurations de turboréacteur. Au Service National de la Simulation du NLR, la recherche est effectuée sur la simulation de "pilot in-the-loop" des configurations complexes d'avions et d'hélicoptères telles que le pousser-diriger et *l'Integrated Flight Propulsion Control (IFPC)*. Pour cette application, des modèles de turbines à gaz en temps réel de haute fidélité sont exigés. TERTS a une méthode de résolution efficace des équations de modèle de moteur en temps réel. Le système est mis en application dans Matlab-Simulink, ce qui offre des avantages en termes de système de commande modélisés et de flexibilité.

Matlab-Simulink offre des méthodes excellentes pour développer les modèles de composants séparés et de sous-système (particulièrement pour

des systèmes de commande). De Simulink, le C-code peut être produit pour exécuter directement le modèle dans l'environnement de simulation de *NSF* (*National Simulation Facility of NLR*). Dans TERTS, une façon d'éviter un recalcul de l'inverse du Jacobien lors d'une simulation est appliquée. On a remarqué qu'un inverse du Jacobien simple peut représenter le comportement du moteur d'une partie limitée d'un domaine de fonctionnement. Et ainsi, un multiple de l'inverse du Jacobien pourrait représenter le domaine entier.

Avec TERTS, des modèles thermodynamiques détaillés de moteur en temps réel peuvent facilement être mis en application dans NSF, fournissant d'excellents moyens d'analyser une diversité d'effets de moteur sur la performance d'avion. Il existe également un modèle de TERTS pour calculer le fonctionnement de postcombustion de turboréacteur militaire.

TERTS est employé dans plusieurs applications;

- Modèle de turbomoteur T700 [59]
- L'Europa (*European Rotorcraft Performance Analysis*), un programme commun européen de prévision de performance d'hélicoptère [48]. Le code d'Europa analyse la performance de dynamique des hélicoptères en simulant des manœuvres, telles que des décollages et des débarquements sur une plateforme. En simulant des défaillances de moteurs au moment le plus critique durant la manœuvre, la masse de fonctionnement maximum de sécurité d'un hélicoptère peut être déterminée.
- Modèle de turboréacteur double flux avec une post-combustion comprenant les modèles de système de commande détaillés.

L'utilisation de Simulink pour créer des modèles non linéaires simples de turbine à gaz est salutaire. Avec peu d'effort, des paramètres et les tables du modèle générique peuvent être assortis à un moteur particulier, ayant pour résultat un modèle relativement détaillé et précis. Le modèle avec des équations thermodynamiques pour le modèle composant individuel est prévu pour être faisable avec des algorithmes hérités de GSP et la méthode de *one pass per time step*. Il est important de continuer le développement du modèle de JT15D par Simulink, afin d'obtenir non seulement un modèle de moteur en temps réel précis pour l'avion de recherches de Cessna Citation, mais aussi

d'obtenir également un modèle générique, afin de l'utiliser pour la conception de simulateur de vol et de système de commande de vol à NLR dans l'avenir.

1.4 Développement des programmes de simulation sur JAVA

Combinaison de GUI avec JAVA

Un autre système créé basé sur GUI est un outil de turbine à gaz entièrement généralisé provenant du travail de Reed et de l'Abdollah [44,45]. Ils ont développé un système orienté-objet basé sur JAVA fournissant à des utilisateurs l'avantage majeur du langage: l'indépendance et le soutien de plateforme des versions interactives de *World Wide Web (WWW)*. Le facteur initial de motivation pour l'usage de Java était que c'était une langue libre-disponible et entièrement orientée objet. Le système fournit un environnement graphique interactif qui permet la construction et l'analyse rapide et efficace des systèmes arbitraires de propulsion de turbine à gaz. Le système de simulation couple une interface utilisateur graphique, développée en utilisant le *Java Abstract Windowing Toolkit (AWT)*, et la méthode aérien-thermo-dynamique transitoire d'analyse de turbine à gaz, toutes les deux entièrement codées dans le langage de Java. Cette fusion fournit les outils analytiques, graphiques et de gestion des données qui permettent à l'utilisateur de construire et piloter des simulations de moteur en manœuvrant les objets graphiques sur l'écran de visualisation d'ordinateur. Des simulations distribuées, y compris le traitement parallèle et l'accès de base de données répartie à travers l'Internet et WWW, sont faites à travers les services fournis par l'environnement du Java.

Le GUI fournit à des utilisateurs des commandes interactives pour analyser des fonctionnements et des performances de turbine à gaz. Le GUI complet est entièrement construit en utilisant le Java Abstract Window Toolkit, qui fournit des composants de base de fenêtrage nécessaires pour créer des interfaces graphiques. Le Java AWT fournit une collection de composants graphiques de plateforme-indépendants pour des applications graphiques de création dans Java. L'AWT, qui fait partie du système de Java runtime, offre des supports pour des opérations graphiques et fournit aussi bien les objets d'interface graphiques d'utilisateur communs tels que des boutons, des listes, des *TextFields*, des *Choice Boxes*, etc. L'indépendance de la plateforme est

réalisée par l'utilisation des *Peers* qui sont les composants indigènes de GUI manipulés par l'AWT. Les *Peers* permettent aux programmes Java, qui emploient l'AWT, de maintenir le regard et la sensation familière du système de fenêtrage de l'ordinateur. Ceci signifie que lorsqu'un programme Java est exécuté sur un ordinateur de Macintosh, les boutons, les fenêtres, les *List Boxes*, etc., tous apparaissent dans le modèle familier de Macintosh. Quand le même programme est exécuté sur le système d'exploitation de Windows, ces boutons, ces fenêtres et ces *List Boxes* apparaîtront en tant qu'objets familiers du style de Windows. L'indépendance de la plateforme de l'AWT, combinée avec la portabilité offerte par la langue Java, font de Java un système de langage et d'exécution idéal pour l'utiliser sur les systèmes informatiques hétérogènes en réseau et aussi sur WWW.

La langue de Java a le soutien intégré pour le traitement multiprocessus. L'exécution de multiprocessus (également connue sous le nom de processus léger) permet au programme de créer des chemins multiples du code d'exécution. L'utilisation de multiprocessus peut significativement améliorer la performance de GUI.

Le logiciel de simulation de turbine à gaz de Java procure à des utilisateurs une construction graphique des configurations arbitraire de turbine à gaz, de choisir et de contrôler des fonctionnements stationnaires et transitoires du système et visionner des résultats en formats graphiques pendant que la simulation s'exécute. Le logiciel de simulation de turbine à gaz est entièrement écrit en Java et peut être exécuté en tant qu'un applet ou une application. Pour des exécutions parfaites comme le cadre d'une simulation, le logiciel de simulation de turbine à gaz de Java fonctionne comme une application. Ceci permet la fonctionnalité nécessaire, telle que l'accès de dossier, qui serait restreinte dans le cas d'un applet dû à ses dispositifs de sécurité. Dans certains cas, il peut être souhaitable d'effectuer le simulateur comme un applet. Ceci peut être utile, par exemple, pour enseigner à des étudiants comment les systèmes de turbine à gaz fonctionnent. De plus les programmes sont accessibles à partir des browsers de Java-enabled situés sur les ordinateurs hétérogènes et gérés en réseau [44].

Fonctionnalités du programme

Dans ce programme, un système de turbine à gaz est décomposé en composants de base différents : une entrée d'air, des compresseurs, une chambre de combustion, des turbines, des tuyères, des tuyaux de prélèvement d'air, et des arbres. Des volumes entre les composants sont employés pour relier deux composants successifs et définissent aussi bien la température et la pression aux frontières des composantes. L'opération de chacun des composants est décrite par les équations aérothermodynamiques pour fournir un modèle de paramètre localisé pour chaque composant. Pour des fonctionnements (transitoires) dynamiques de turbine à gaz, le modèle inclut les équations instables pour le moment cinétique de fluide dans les tuyaux de connexion, des inerties des arbres tournants, et des stockages d'énergie et de masses en volumes de mélange inter-composant. Des champs de caractéristiques sont utilisés pour des représentations précises de fonctionnement stationnaire des compresseurs et des turbines. Quand les différentes composantes dans le système de turbine à gaz sont combinées, chaque tuyau de connexion, arbre, et volume de mélange permettent d'établir une équation instable respective pour former un système d'équations différentielles ordinaires instables. Ce système peut alors être résolu en utilisant des techniques numériques standard telles que Newton-Raphson, Runge-Kutta, etc. Bien que le code d'analyse de moteur a été conçu pour être employé avec des interfaces graphiques d'utilisateur, il peut être exécuté sans GUI en utilisant des dossiers de données écrit par des utilisateurs qui définissent les composants dans le modèle, leurs raccordements, et des sélections de solutionneur et des contrôles.

1.5 D'autres recherches de simulation de fonctionnements de moteurs

Les travaux les plus avancés, succédant à ce système, nommé *Onyx*, sont décrit dedans [46,47]. Basé sur la décomposition et les interfaces normalisées, *Onyx* fournit une représentation flexible basée sur des composants pour des systèmes, des sous-ensembles et des éléments de turbine à gaz. Il permet au nouveau modèle de se composer par programmation ou visuellement pour former des modèles plus complexes. Le modèle d'ingénierie commun

d'Onyx permet également l'intégration des modèles qui représente le système à différents niveaux de l'abstraction. La sélection d'un modèle particulier est basée sur un certain nombre de critères, y compris le niveau du détail requis, l'objectif de la simulation, la connaissance disponible, et les ressources données. Le système Onyx peut exécuter un certain nombre de fonctionnalités intéressantes telles que la capacité de brancher de nouveaux modèles de composants de moteur et de les faire interpoler sans modifier le système. Onyx permet à des utilisateurs d'adapter et prolonger le cadre aux besoins du client pour ajouter la nouvelle fonctionnalité ou pour adapter des comportements de simulation exigés. Une interface visuelle personnalisable fournit la commande symbolique à un haut niveau de la construction et de la réalisation du système de propulsion. Pour l'analyse comportant de nombreux calculs, des composants peuvent être distribués sur des architectures hétérogènes d'analyse, de calcul et différents logiciels d'exploitation. Un modèle distribué de turbomoteur est développé et simulé pour illustrer l'utilisation du framework.

Etant donné que les systèmes semi-généralisés ont besoin de reprogrammer pour pouvoir modéliser de nouvelles configurations, ces ajouts sont souvent maintenus dans le code pendant qu'elles sont ajoutées et puis rendues accessibles aux futurs utilisateurs. La fonctionnalité des codes semi-généralisés se rapproche donc de celle des codes généralisés. Même si un système semi-généralisé soutient une majorité de configurations de moteur qui n'ont jamais été en service ou n'ont pas été suggérées pour l'utilisation, un modèle détaillé de moteur tend toujours à exiger la reprogrammation du système. Pour l'instant nous pouvons penser que les systèmes semi-généralisés sont utilisés principalement dans des études avant-projet de nouveaux moteurs. Pour le niveau de l'exactitude nécessaire pour ces genres d'études, il est souvent suffisant de modifier des données des configurations.

D'autre part, les outils généralisés sont susceptibles de devenir difficiles à modifier, quand ceci est nécessaire. Le nombre de personnes capables d'effectuer cette modification, sans un grand effort d'implication, est très limité. Une autre observation intéressante indiquant la difficulté de modifier des codes généralisés peut être faite en étudiant les modifications décrites dans des rapports ouverts du code de simulation de NNEP. Par exemple l'utilisation du code de TURBOTRANS, développé à Cranfield University of Technology, a

été arrêtée après la retraite de Dr. J. R. Palmer. L'interprétation appropriée n'est pas que la première génération des codes généralisés qui était impossible de modifier à moins que le programmeur original ait été disponible. L'effort requis pour effectuer le travail a donc limité le nombre d'ingénieur capable et intéressé en un petit groupe de spécialistes. Ce groupe faisait souvent partie du développement initial du système. Même après cette première période, les modifications du système nécessaire pour fournir des possibilités afin d'analyser le fonctionnement transitoire ont été considérées très étendus et nous avons décidé qu'il serait plus approprié d'intégrer les vieilles fonctionnalités dans un système entièrement nouveau. Ceci permettrait alors la pleine utilisation d'un certain nombre de dispositifs inclus dans Fortran 90. Un autre système de simulation orienté-objet basé sur GUI, GESTPAN (General Stationary Transient Propulsion ANalysis) [25], permet à des utilisateurs d'accomplir les trois tâches élémentaires indiquées précédemment. Les outils numériques et algorithmiques ont été travaillés pour réduire la complexité de son utilisation et son entretien au minimum. GESTPAN a été développé en Fortran 90. Il permet la construction de classes statiques, qui fait l'encapsulation orienté objet des données et des routines possibles [38]. La performance supérieure du procédé de résolution de GESTPAN est obtenue en résolvant les équations différentielles et algébriques simultanément [24, 53].

De plus, la première génération de codes généralisés de turbine à gaz correspond à ceux qui ont été gardés en service et qui ont été réalisés ainsi pendant un temps remarquablement long. TURBOMATCH, NNEP ainsi que TA45 ont tous été utilisés pendant plus de 20 ans, survivant sur un grand nombre de plateformes et de logiciels d'exploitation. Et bien que le nombre d'ingénieurs capables de modifier les codes ait été très limité, le nombre et la variété des utilisateurs ne l'étaient pas.

Il semble clair que la conception des premiers systèmes de logiciels généralisés ait négligé les aspects de maintien et d'évolution du système. Cela est naturellement, ou du moins partiellement, dû au fait que les ressources informatiques, à ce moment-là, étaient très modestes et que les codes généralisés exigeaient des ordinateurs possédant une plus haute technologie pour leur exécution. De nos jours, des simulations stationnaires peuvent être

effectuées en quelques fractions de seconde et des simulations de fonctionnement transitoire peuvent être exécutées plus rapidement qu'en temps réel. Ainsi en développant un nouveau système généralisé d'exécution, le programmeur peut maintenant moins se concentrer sur la performance et axer sa réflexion sur l'obtention d'une structure claire et modifiable du code.

Les outils traditionnels d'exécution posent le problème de la conception de telle manière que l'on élimine les équations. Le résultat de cette simplification est que tous les modèles d'élément de moteur ont deux algorithmes différents, un pour le domaine stabilisé et un pour les problèmes hors adaptation. Par conséquent, n'importe quel changement de modèle doit être mis en application dans les deux versions d'équations de module pour entretenir un ensemble cohérent d'équations. Un autre aspect qui tient compte de l'obtention des systèmes supérieurs, comparé à la première génération des codes généralisés, est que les langages de la programmation ont évolué considérablement au cours des 20 dernières années. Notamment, la révolution du développement de logiciel basée sur le paradigme de programmation orientée objet [31,49] permet aux programmeurs de maintenir et de modifier des programmes avec plus de facilité.

A ce jour, certains outils commerciaux de simulation sont disponibles pour développer des modèles de système, comme AVS [1], MatrixX [29], Matlab [58]. Ces systèmes offrent habituellement à des utilisateurs des interfaces très puissantes pour le développement de modèles et l'analyse. Cependant, les évaluations du système de MatrixX ont prouvé que, bien que le système ait bien avancé dans la modélisation dynamique et la conception de contrôle, il n'était pas très approprié à la conception de système de moteur mis en œuvre.

D'autres imperfections ont été mises en évidence par Reed et Abdollah lorsqu'ils ont travaillé avec le système AVS (*The Application Visualization System*) [1, 44], un environnement de programmation interactif pour le développement d'un environnement de simulation de propulsion d'aéronautique. AVS est un logiciel conçu principalement pour procurer aux utilisateurs scientifiques une facilité d'analyse et de visualisation de données. Il permet de construire des applications de visualisation en combinant des

composants de logiciel, connus sous le nom de « modules » dans les réseaux exécutables qui sont employés pour filtrer les données, les tracer au Pixel ou à la forme géométrique, et de les rendre visibles sur l'écran. Un des problèmes qu'ils ont découvert est que le transfert des données entre les processus séparés d'Unix, employés pour simuler différents composants dans le modèle de moteur, s'est avéré très lent [45]. Bien que des faiblesses puissent être trouvées dans n'importe quel outil commercial pour des simulations de système, on devrait noter que ces systèmes sont sans cesse en cours d'amélioration, comme le problème de performance de transfert de données du système AVS qui a été résolu dans plus la nouvelle version. De même, une option de SIMULINK pour mettre en application l'approche directe pour résoudre les systèmes algébriques différentiels est actuellement en cours de discussions [54].

En faisant ces observations, on devrait également garder à l'esprit, qu'au fur et à mesure que les coûts de développement de nouveaux systèmes pour avoir le même niveau de sophistication et que les systèmes commerciaux augmentent, les prix des licences des systèmes commerciaux tendent aussi bien à augmenter. En outre, l'accès limité au code source peut souvent être un obstacle décisif dans le procédé de développement, particulièrement quand des tâches non standard sont accomplies.

CHAPITRE II

FONCTIONNEMENT STABILISE

2.1 Introduction

La configuration, les paramètres du cycle, les niveaux des performances des composants et les tailles du moteur sont choisis pour répondre à des spécifications données. Le point stabilisé est primordial pour la conception d'un réacteur. La ligne de points stabilisés doit être définie avant que l'analyse de toutes les autres conditions de fonctionnement soit possible. Ainsi les calculs génériques de diagramme de point stabilisé et de point de fonctionnement seront présentés pour tous les principaux types de turbine à gaz. La performance globale résultante du moteur est cruciale à son succès commercial.

2.2 Fonctionnement stabilisé

Au cours du travail initial de définition, le moteur est supposé fonctionner la plupart du temps au point stabilisé de moteur. Celui-ci se réfère au standard ISO pour un moteur au sol, ou au standard ISA [61] pour un moteur d'avion en altitude de croisière. Dans les deux cas, il correspond à une puissance élevée choisie où la conception des composants et les paramètres de cycle sont optimisés. La méthode utilisée est le calcul d'exécution de point stabilisé. Chaque fois que des paramètres donnés sont modifiés, ce procédé de calcul est réitéré. Chaque modification du point stabilisé se traduit par une géométrie différente de moteur, sous la condition de fonctionnement fixe. Dans ce chapitre, la phase de conception fait intervenir les points stabilisés qui correspondent habituellement à la même condition de fonctionnement du point de conception de moteur.

Les équations régissant le mode stabilisé sont mises sous une forme qui permet aux utilisateurs d'indiquer les paramètres qui peuvent facilement être estimés à l'étape préliminaire de la conception de moteur. Les paramètres habituels sont la pression et la température d'altitude, le nombre de Mach à l'entrée d'air du moteur, les rapports de pression, les températures et les efficacités de compresseur et de turbine, les pertes de pression dans la chambre

de combustion, la post-combustion et les tuyères, les coefficients de frottement des tuyères, les vitesses de rotation, les températures et les pressions d'admission de turbine, le nombre de Mach dans le mélangeur de flux etc.

Ces équations du mode stabilisé assurent un lien entre les composants du moteur, elles reposent sur des équilibres (thermodynamiques et mécaniques):

- conservation du travail
- conservation des paramètres de l'écoulement
- égalité des vitesses de rotation

La conception d'un moteur repose sur une approche classique qui commence par l'entrée d'air et procède ensuite dans le sens d'écoulement dans les moteurs, en utilisant des données à partir des composants déjà conçus quand elles deviennent disponibles. Cette utilisation des données en amont permet automatiquement d'assurer les équilibres mentionnés ci-dessus.

2.2.1 Paramètres et analyse de la performance de point stabilisé

Un certain nombre de paramètres principaux, qui définissent la performance globale du moteur, est utilisé pour évaluer la stabilité d'un point lié à une conception de moteur donnée à l'application ou compare plusieurs conceptions possibles de moteur. Ces paramètres de performance de moteur sont décrits ci-dessous.

- La puissance (PW) ou la poussée totale (F)

Le calcul global de cycle constitue presque toujours un objectif fondamental pour la conception du moteur.

- La puissance ou la poussée spécifique (F_s)

Il s'agit de la quantité de puissance utile ou de poussée par unité de débit entrant dans le moteur. Elle fournit une indication correcte de premier ordre sur le poids de moteur, la superficie frontale et le volume.

Il est particulièrement important de maximiser la puissance ou la poussée spécifique dans les applications où le poids ou le volume de moteur est crucial, ou alors pour l'avion qui vole aux nombres de Mach élevés où la traînée par unité de superficie frontale est haute.

- La consommation spécifique (C_s)
C'est la masse du carburant brûlée par unité de temps par unité de puissance ou de poussée. Il est important de réduire le C_s au minimum pour des applications où le poids et/ou le coût du carburant est significatif.
- La température du gaz d'échappement (T_{i5})
En général, une température d'échappement élevée permet d'augmenter le rendement global. Il y a une limite à cette température d'échappement permise en raison des propriétés mécaniques des éléments du moteur.
- Le débit de gaz d'échappement (D_5)
Ce débit est important pour indiquer la quantité de chaleur disponible dans l'échappement de la turbine à gaz, et par conséquent le rendement thermique.
- Le rendement thermique (η_{TH})
Il est défini comme le taux d'addition d'énergie cinétique dans l'air divisé par le taux d'énergie de carburant fourni, habituellement exprimé en pourcentage. Généralement le rendement thermique augmente lorsque le rapport de pression et T_{i5} augmentent.
- Le rendement propulsif (η_{PR})
Il est défini comme la puissance propulsive utile produit par le moteur divisé par le taux d'addition cinétique d'énergie de l'air, habituellement exprimé en pourcentage. Le rendement propulsif est amélioré par une faible vitesse de jet, qui diminue les pertes converties en énergie cinétique de jet. Ceci exige un haut rapport de pression et un faible T_{i5} . Cependant les basses vitesses de jet produisent une faible poussée. Par conséquent, afin d'obtenir un rendement propulsif et une poussée élevés, le débit de masse du moteur doit être élevé et couplé avec une basse vitesse de jet. Ceci conduit à des moteurs à faible poussée

spécifique, qui sont grands et lourds. Des turboréacteurs double flux sont basés sur ce principe.

Le C_s est directement proportionnel à la vitesse de vol et, inversement, proportionnel aux rendements thermiques et propulsifs. La dépendance sur les rendements est intuitivement évidente. Le choix du rapport de pression et de T_{i5} , pour obtenir le minimum C_s , est un compromis entre la maximisation du rendement propulsif et thermique. Un compromis entre le rapport de pression et T_{i5} devra être effectué. La dépendance du C_s avec la vitesse de vol intervient parce que le débit de carburant est lié à la puissance avec les rendements thermiques et propulsifs donnés, et la puissance propulsive est directement proportionnelle à la vitesse de vol pour une poussée donnée.

2.2.2 Effets de second ordre sur des performances du point stabilisé

Cette section décrit les divers phénomènes qui ont un effet de second ordre sur les performances du moteur.

- Nombre de Reynolds (Re)

C'est un paramètre non-dimensionnel qui indique l'effet de viscosité sur la performance du moteur. Au-dessous du nombre de Reynolds critique pour une conception de moteur donnée, une viscosité a un effet néfaste de second-ordre sur la performance de moteur, réduisant des rendements de composants et les capacités d'écoulement. Pour un moteur avec une géométrie fixée, le nombre de Reynolds diminue avec la chute de pression d'entrée et son effet est donc le plus prononcé pour un fonctionnement à altitude élevée. D'autre part, un moteur de taille réduit aura un nombre de Reynolds réduit.

- Effets ambiants

Les propriétés de gaz varient avec la température et la richesse. En outre, à un point de fonctionnement donné, la richesse change avec la température d'entrée. Un changement de température d'entrée d'air du moteur a un effet de second-ordre sur la performance de moteur. Une

température modifiée change une vitesse mécanique si $\frac{N}{\sqrt{T}}$ est tenu constant. Ceci modifie des tensions des disques et des aubes, et par conséquent des croissances physiques. Ceci change également des jeux de tête et de pied des aubes qui affectent la performance du compresseur. Ce changement de température d'entrée intervient lors des situations de vol où les températures ambiantes ne sont pas les mêmes que celles rencontrées lors des essais au sol.

- Variations de géométrie

Les équations liant les différents paramètres dans chaque composant du moteur sont déterminées pour une géométrie donnée. Les aubes variables de compresseur ou de turbine, et les tuyères variables, changent la géométrie et par conséquent ces équations.

- Conditions d'entrée et de sortie

Pour une conception donnée de moteur, les états non-standards d'entrée de sortie peuvent faire dévier le moteur de son comportement non-dimensionnel normal. Par exemple ;

- Des pertes résultant de configurations différentes à l'entrée et à la sortie de tuyère.
- Des déformations d'écoulement à la première entrée du compresseur due au vent ou au lacet et tangage de l'avion

- Puissance prélevée à la poussée

La puissance prélevée à la poussée pour l'électricité ou la pressurisation de la cabine constitue un effet de second ordre.

- Humidité et Injection d'eau

L'effet de la vapeur d'eau sur les performances du moteur peut être significatif parce que les propriétés du gaz changent.

2.2.3 Composants d'un turboréacteur

La conception d'une turbine à gaz est largement évoquée à travers la littérature. L'intérêt de l'étude est porté non pas sur une description détaillée de la turbine à gaz, mais plutôt sur les performances de ses éléments, en terme de rendement, et leur influence sur les performances globales du moteur. Des calculs du point stabilisé et du fonctionnement hors adaptation d'un moteur sont présentés dans les sections et les chapitres suivants en s'appuyant sur les performances de chaque composant. Malheureusement la conception est fortement complexe nécessitant un cahier des charges élaboré par le motoriste et des codes informatiques finis accumulés pendant des décennies.

2.2.3.1 Entrée d'air

Une entrée d'air est le premier composant qui se connecte directement au flux d'air. L'objectif principal d'une entrée d'air est d'apporter l'air, exigé par un moteur, de la condition d'un écoulement libre à la condition exigée du Fan ou du compresseur avec une perte minimum de pression totale. Dans des calculs de point stabilisé, la perte de pression totale est calculée comme un pourcentage de la pression totale de l'entrée. La perte de pression d'entrée d'air en pourcentage est une fonction de ;

- La géométrie d'entrée d'air– ceci est rendu compte par un coefficient de perte
- L'angle de tourbillon d'entrée
- Le nombre de Mach d'entrée

Le coefficient de perte ou l'efficacité est le rapport entre les pressions totales à l'amont et à l'aval de l'entrée d'air.

En réalité, le montage du moteur avec le fuselage est l'un des problèmes les plus complexes et a un impact important sur la performance des avions mais dans cette recherche, elle ne prend pas en compte ces problèmes.

2.2.3.2 Compresseurs

L'objectif d'un compresseur est d'augmenter toute la pression du gaz exigée par le cycle de moteur en absorbant la puissance d'arbre la plus faible possible. Pour l'application aéronautique, le diamètre et le poids sont

également les enjeux principaux de conception. Les compresseurs axiaux ont un plus grand nombre de paramètres de conception que les autres composants du réacteur. Dans ce travail, les calculs de cycle du moteur aéronautique sont basés sur l'utilisation du compresseur axial. Voici les paramètres importants pour calculer le fonctionnement du compresseur ;

- Rendement

Le rendement isentropique repose sur un travail idéal spécifique, avec une élévation de la température totale, pour un rapport de pression donné divisé par la valeur réelle de ce dernier. La définition d'isentropique équivaut à une transformation adiabatique et réversible. C'est-à-dire que le transfert thermique et le frottement sont exclus.

Le rendement polytropique est défini comme le rendement isentropique d'une étape infinitésimale dans le processus de compression, en supposant qu'il reste constant pendant toute la compression.

- Nombre de Mach moyen à l'entrée

C'est le nombre de Mach moyen à l'entrée du compresseur calculé en utilisant un débit réduit ainsi que le débit d'entrée connu, la pression, la température et la superficie frontale. Il est souhaitable en particulier pour des moteurs aéronautiques d'avoir un nombre de Mach élevé à l'entrée afin de réduire la superficie frontale au minimum et que ceci mène aux vitesses relatives élevées à la tête d'aube du premier étage et par conséquent à l'inefficacité. Les valeurs entre 0,4 et 0,6 sont généralement utilisées. Un niveau plus élevé est utilisé dans des applications supersoniques.

- Charge de compresseur

La charge correspond à la quantité de travail reçue par le compresseur ou d'un/des étage(s) de compresseur. Les rendements de compresseur sont améliorés quand les charges diminuent. Mis à part le cas des moteurs supersoniques, les charges devraient être entre 0,25 and 0,5 pour tous les étages. La valeur minimale n'est généralement viable que

pour des compresseurs à basse pression. Pour des moteurs supersoniques, les charges peuvent être aux alentours de 0,7. Des pertes de rendement sont acceptables à condition d'avoir une réduction du nombre d'étapes. La pratique courante en matière de conception consiste à réduire les charges à travers les premiers étages du compresseur, tolérant des valeurs élevées à mi-étages pour les réduire sur les étages en aval.

- Vitesses de rotation

Le choix approprié de la vitesse de rotation est crucial. C'est un paramètre influençant fortement les niveaux de rendement de compresseur et de turbine au même titre que le nombre d'étages et le diamètre, et le concepteur de turbine de compresseur doit s'adapter aux conditions citées ci-dessus. Sa valeur doit correspondre au rendement maximum en optimisant la vitesse spécifique, tout en étant acceptable pour la conception de la turbine.

- Rapport de pression, Nombre d'étages et arbres

Le nombre d'étages est déterminé par la gamme des rapports de pression de compresseur. Le rapport de pression d'étage diminue de l'avant vers l'arrière, dû à la température croissante. Le rapport de pression réalisable pour un nombre d'étages donné est régi par plusieurs facteurs. Toutefois les plus importants sont les marges au pompage satisfaisantes et des bons rendements. De plus, une charge correspond à un rapport de pression donné et à une vitesse d'aube est optimisée à une température donnée.

Le compresseur se dédoublant entre deux arbres a un certain nombre d'avantages. Premièrement, la vitesse de rotation s'écarte de la solution de pompage, ce qui permet une marge de choix plus importante. Ainsi le même rapport de pression peut être réalisé en moins d'étages, et avec moins de géométrie variable.

Deuxièmement, une vitesse de rotation plus élevée pour les étages arrière leur permet d'avoir une charge inférieure, et être sur une ligne de

squelette inférieure pour la même charge. Le rapport entre la tête d'aube et le moyeu est plus faible. Cependant la mise en œuvre de ce compresseur est plus complexe technologiquement.

- Marge au pompage

La marge au pompage pour un fonctionnement stationnaire exigé dépendra des exigences d'application et des configurations du moteur.

La puissance ou la poussée au-delà desquelles la marge au pompage minimum se produit variera également.

2.2.3.3 Fan

Un Fan est habituellement un compresseur à un étage sur un turboréacteur double flux et présente des caractéristiques de conception distinctes. Pour désigner les Fans à plusieurs étapes, le terme *compresseur basse pression* est fréquemment utilisé. Le Fan a un débit élevé et un rapport de pression faible comparé aux compresseurs. Immédiatement en aval du Fan, le débit entrant se divise en deux parties : un débit froid ou un débit secondaire, et un débit chaud ou un débit primaire. Quelques paramètres importants pour réaliser les fonctionnements de Fan ;

- Taux de dilution

L'augmentation des taux de dilution améliore généralement la consommation spécifique mais détériore la poussée spécifique. De plus le nombre d'étages de turbine augmente rapidement parce qu'à mesure que le taux de dilution augmente, la vitesse de tête d'aubes de fan doit être maintenue approximativement constante et par conséquent sa vitesse de rotation doit diminuer.

- Nombre de Mach d'entrée

Le nombre de Mach d'entrée est habituellement entre 0,55 et 0,65, les valeurs les plus élevées interviennent pour des applications militaires. Ces valeurs sont plus hautes que pour des compresseurs axiaux de par la nécessité de réduire la superficie frontale de Fan.

- Rapport de pression

Le rapport de pression maximal réalisable d'un fan à un étage se situe autour de 1,9. C'est considérablement plus haut que celui pour le premier étage d'un compresseur multi-étage. Ce rapport de pression sera plus important durant la phase de montée où le Fan fonctionne à sa vitesse référée plus élevée que dans le domaine de vol opérationnel. Par conséquent en croisière, le rapport de pression maximum d'un étage simple sera entre 1,7 et 1,8.

2.2.3.4 Chambre de combustion

Même si des étapes significatives d'analyse des systèmes de combustion ont été validées ces dernières années en améliorant la méthodologie de conception, en particulier par la méthode *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, une grande partie du processus de conception relève toujours de considérations empiriques. Par conséquent un programme spécifique d'essai de montage de système de combustion est essentiel avant et simultanément à un plan de développement de moteur. Ces mesures concernent non seulement le point stabilisé et le fonctionnement hors adaptation, mais également les phénomènes extrêmement instables produits pendant un démarrage de moteur. Quelques paramètres importants pour optimiser une chambre de combustion ;

- Efficacité (Perte de pression, ε)

Le nombre de Mach en sortie de compresseur sera normalement de l'ordre de 0,2-0,3. Il doit être réduit dans le diffuseur d'entrée de la chambre de combustion entre 0,05 et 0,1, autrement la perte de pression sera élevée ce qui est inadmissible.

En outre d'autres effets sur la pression dans la chambre de combustion se manifestent ;

- La perte froide est due à la décharge d'air injecté sur la paroi de chambre. Pour une conception correcte, cette perte se situe entre 2 et 4% de la pression totale au point stabilisé, perte fortement influencée par la géométrie de la chambre. Lorsque le nombre de Mach de vol est élevé, à l'extérieur de chambre, le nombre de Mach

peut être plus haut que la valeur désirée afin de réduire la superficie frontale au minimum. Dans ce cas-là, la perte froide de pression peut être avoisinée de 7%.

- Dans le cas de la perte chaude, l'écoulement dans le conduit avec le transfert thermique est appelé *Écoulement de Raleigh* et selon le principe fondamental de la thermodynamique une perte de pression liée à l'émission de la chaleur se manifeste, la vitesse augmente par conservation du débit réduit, générant une perte de pression importante.

- Rendement (η_{CB})

Le rendement de combustion est le rapport de la quantité de carburant brûlée dans la chambre de combustion sur la quantité de carburant total donné. A l'époque des premières turbines à gaz, beaucoup de mesures expérimentales corrélaient cette quantité de carburant en fonction de la charge de combustion et de la richesse.

$$\eta_{CB} = \frac{d_{c,brulé}}{d_{c,donné}}$$

- Charge

Au niveau de la mer, la charge maximum statique devrait être inférieure à $10 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$, et de préférence inférieure à $5 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$. La valeur de charge la plus élevée dans le domaine de vol opérationnel se produira habituellement au ralenti à l'altitude la plus élevée, au plus bas de nombre de Mach de vol et au jour le plus froid. La charge idéale dans cette condition devrait être inférieure à $50 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$, pour assurer un rendement acceptable et une marge d'extinction faible. Au pire, elle devrait être inférieure à $75 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$ ou $100 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$ pour la conception avec contrainte ou sans contrainte respectivement. En outre, afin de permettre le rallumage de la chambre de combustion, la charge doit être inférieure à $300 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$ à l'altitude la plus élevée et au plus bas nombre de Mach.

2.2.3.5 Turbines

Une turbine extrait la puissance à partir du débit de gaz pour entraîner les compresseurs de moteur ou dans le cas d'une turbine de puissance, pour transmettre une charge, en particulier pour un propulseur ou un générateur électrique. Un étage de turbine se compose d'une roue de redresseur suivi par une roue mobile (un rotor). Le gaz à haute température et haute pression entre habituellement dans le premier étage du redresseur à un nombre de Mach inférieur à 0,2, il est alors accéléré. Le nombre de Mach moyen à la sortie du redresseur peut être entre 0,75 et la valeur supersonique. Il n'y a aucun transfert de travail ni de transfert thermique, il y a seulement une petite perte de pression totale due au frottement et aux dissipations turbulentes. La température totale reste constante, exceptée dans le cas d'une addition de l'air de refroidissement, alors que la pression et la température statique diminuent en raison de l'accélération. La puissance est extraite à travers le rotor qui génère une vitesse de mouvement giratoire. La température et la pression totale sont réduites. Certains paramètres sont importants pour réaliser les fonctionnements de turbines ;

- Nombre de Mach d'entrée
Pour réduire les pertes de pression au minimum dans la canalisation en amont et pour s'assurer que le gaz accélère à tous les points le long de la surface de redresseur, le nombre de Mach moyen à l'entrée du premier étage devrait idéalement être inférieur à 0,2. Il est possible que pour les étages suivants le nombre de Mach soit le même que pour le premier étage.
- Charges d'étages, Nombre d'étages
Une charge d'étape est un paramètre adimensionnel qui correspond à la difficulté du travail de l'étage. Le nombre d'étages est un compromis entre des charges faibles réalisés qui améliorent l'efficacité du moteur, et le surpoids engendré par l'augmentation du nombre d'étages.

- Vitesses de rotation
Elles doivent être choisies pour maintenir des vitesses de jantes et des vitesses de têtes d'aubes dans des limites acceptables pour l'intégrité mécanique, tout en optimisant des rendements par le biais des charges d'étages et des rapports de vitesses axiales. Elles résultent d'un compromis avec les exigences de vitesse de composants dans les conduits.
- Nombre de Mach en sortie du dernier étage
Le nombre de Mach en sortie du dernier étage devrait être autour de 0,3. La valeur la plus haute acceptable est 0,55. Au-delà, une décomposition dramatique dans l'écoulement pourrait se produire dans le tuyau de dispersion en aval.

2.2.3.6 Mélangeur de flux

Pour un turboréacteur double flux, un mélangeur de flux peut être utilisé pour combiner un flux d'air froid et un flux d'air chaud avant de s'éjecter par une tuyère propulsive. Des turboréacteurs double flux sont dotés d'un mélangeur pour plusieurs raisons.

- si une post-combustion doit être employée, alors un mélange des flux froid et chaud offrira une poussée totale bien plus grande.
- En croisière, une amélioration de la poussée spécifique et du C_s peut être réalisée si le cycle est conçu spécifiquement pour un mélangeur.
- Un rapport de pression de Fan optimum pour une poussée spécifique et le C_s sont sensiblement inférieurs comparés à ceux d'un moteur à flux séparés. Ceci mène à abaisser le poids et le coût.
- la poussée inversée augmente quand un inverseur de flux froid (typique de la conception de turboréacteurs à un taux de dilution élevés) se déploie. C'est parce que la poussée vers l'avant qui est produite par le flux principal, est diminuée due à la grande perte de pression de décharge dans le mélangeur.
- le bruit du jet est d'un niveau bien inférieur à celui d'un moteur à double flux séparés.

La décision d'adopter un mélangeur ou non doit prendre en considération les inconvénients du coût et du poids additionnels. Les effets cités au-dessus concernent des turboréacteurs à double flux mélangés avec une post-combustion. En raison d'une croissance du taux de dilution qui augmente la poussée et le C_s , avec une diminution du bruit, beaucoup de moteurs modernes sont de type à double flux mélangés.

2.2.3.7 Post-combustion

Une post-combustion, appelée également une réchauffe, est un mécanisme permettant d'augmenter la poussée pour les moteurs d'avion supersoniques. Une chambre de combustion additionnelle est placée entre la dernière turbine et la tuyère de propulsion. Une augmentation importante de la température de tuyère augmente la vitesse de gaz dans la tuyère. En raison du rendement propulsif médiocre le C_s se détériore de manière significative. Un moteur sera seulement utilisé avec une post-combustion sur certains points dans son domaine de vol. Par exemple, un moteur militaire au nombre de Mach élevé utilise sa post-combustion pour décoller et pour des vols supersoniques. Les moteurs pour un Concorde, l'avion de transport civil supersonique, fonctionnent seulement avec leurs post-combustions au décollage et en accélérant à travers le mur du son.

- Rendement

Un rendement de post-combustion interprète l'efficacité chimique de combustion et l'effet des profils de température de sortie sur la capacité à produire la poussée. L'efficacité chimique est faible parce que normalement la charge est élevée, due à une basse pression relative à la chambre de combustion principale et des contraintes géométriques de volume. Une température élevée en sortie (profil de température) réduit la poussée parce que l'énergie est perdue dans des flux excessivement chauds qui au même rapport de pression d'entraînement acquièrent une vitesse plus élevée. Le rendement de post-combustion est normalement autour de 90% à haute altitude, au point stabilisé du nombre de Mach de vol supersonique. Quant à la chambre de combustion, il est essentiel de faire des essais sur une post-combustion indépendamment du moteur

avant d'effectuer des expériences de moteur dans un programme de développement. C'est seulement à ce moment-là que les caractéristiques de rendement d'une post-combustion seront exactement déterminées.

- Hausse de température

Pour la conception préliminaire, l'élévation de la température de post-combustion pourrait être évaluée en fonction de la richesse ; elle est limitée par une diminution de la teneur en oxygène dans le gaz d'échappement issue de la chambre de combustion principale. Normalement une hausse de température se produit seulement dans le cas où les températures de sorties de turbine sont faibles et où la richesse de post-combustion sera élevée.

- Perte de pression totale

Une perte de pression totale dans une post-combustion dépend de plusieurs paramètres, par exemple des installations, de la diffusion de chaleur par des tuyaux à flamme. Généralement, la perte de pression totale au point stabilisé est entre 5% et 7% environ.

- Gain de poussée

L'objectif d'une post-combustion est d'augmenter la poussée. Au nombre de Mach de vol élevé, le gain de poussée totale est considérablement plus grand que pour une configuration statique pour un taux de température de flux donnée. Cela est dû à un accroissement de la poussée brute par le rapport approximatif de la température élevé au carré sans modifier le moment cinétique.

- Charge

Dans le meilleur des cas celle-ci devrait être inférieure à $100 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$ pour présenter une efficacité de 90% environ.

2.2.3.8 Tuyère d'éjection

L'objectif d'une tuyère d'éjection est d'augmenter la vitesse du gaz d'échappement avant qu'il se décharge dans l'atmosphère et de redresser l'écoulement de gaz. Les caractéristiques d'une tuyère peut être récapitulée comme suit ;

- Accélérer l'écoulement à la vitesse élevée avec la perte de pression totale minimum.
- Permettre à la post-combustion d'opérer sans affecter le fonctionnement du moteur principal. La section de la tuyère doit être variable.
- Permettre de refroidir des parois si nécessaire.
- Mélanger le flux chaud et le flux froid pour des turboréacteurs de type double flux si nécessaire.
- Permettre d'utiliser la poussée inversée.
- Diminuer le bruit du son
- Contrôler l'orientation de la poussée.

2.2.4 Systèmes de prélèvement d'air

Un système d'air comporte un certain nombre de trajectoires de circulation d'air parallèles à la trajectoire principale de gaz. Une partie de l'air est extraite de compresseurs, par l'intermédiaire des fentes dans un carter extérieur, ou par les jeux axiaux intérieurs. L'air est donc transféré à travers une série d'orifices intérieurs ou par des tuyaux de carter extérieur de moteur. Plus le point d'extraction est tôt, moins la perte de performance est importante. Cependant le point d'extraction doit être de pression suffisante pour que l'air soit à une pression plus élevée que celle de l'écoulement principal afin d'être évacuer vers les zones concernées, en tenant compte des pertes par le système d'air. L'impact du système de prélèvement d'air sur la performance de moteur est très important, et doit absolument être pris en compte. Les pourcentages d'écoulement d'air peuvent être définis soit comme une fraction d'écoulement de prise d'air, ou soit comme une fraction de l'écoulement entrant dans le composant où se trouve la prise d'air. Au cours de cette étude, la première définition sera utilisée. Le pourcentage du débit d'air entrant total qui est extrait avant la chambre de combustion, pourrait avoisiner 2% du débit de gaz à

l'entrée pour un moteur d'UAV, mais jusqu'à 25% pour un moteur aéronautique de haute technologie. Un système d'air se compose des éléments suivants ;

- Des refroidissements de disques de turbine qui exigent un écoulement radial sur la surface de chaque disque. Généralement, pour des turbines à haute pression, 0.5% environ par disque est requis et 0.25% pour des turbines à basse pression. Les impacts sur les rendements aérodynamiques peuvent être négligeables parce que les débits de refroidissement prélevés à la trajectoire du gaz principal ont des vitesses radiales faibles.
- Des fuites se produisent d'une zone à haute pression vers une zone basse pression parmi les trajectoires d'écoulement d'air. Dans un système d'air complexe, jusqu'à 2% de l'air peut fuir vers les trajectoires d'écoulement voisines.
- Le refroidissement auxiliaire peut être exigé pour des moteurs d'avion, sur l'ensemble des accessoires situé dans le coffrage du moteur.
- Des pistons équilibreur de poussée peuvent être exigés pour réduire une partie de la charge axiale d'arbre et le travail de palier. Ils comportent deux écoulements de système d'air de la pression statique différente de chaque côté d'un disque tournant. Occasionnellement, un écoulement d'air additionnel, est exigé pour résoudre ce problème.
- Une action sur les prélèvements d'air pourrait être exigée pour contrôler la marge au pompage de compresseur à la puissance partielle. En général il y en aura approximativement 5% prélevé par vanne. Jusqu'à environ quatre clapets de purge sont situés en aval de chaque compresseur.
- Le prélèvement d'air intervient pour remplir des fonctions telles que des systèmes frigorifiques ou la pressurisation de cabine d'avion. Pour des moteurs d'avion, 0.01 kg/s par passager est exigé.
- Des refroidissements d'aubes de redresseurs
L'évaluation exacte de la quantité d'air de refroidissement exigée pour un ensemble donné d'aubes de redresseurs est complexe car elle dépend d'une multitude de paramètres comme ;
 - La durée de vie exigée

- Le niveau de technologie
- La température d'air de refroidissement
- L'environnement corrosif en fonction du type de carburant
- La tension centrifuge des aubes dues à la vitesse de rotation
- La configuration d'aubes

Habituellement, dans les trajectoires de l'air de refroidissement, des températures totales sont constantes. Les écoulements d'air sont considérés adiabatiques le long de leurs trajets et par conséquent conservent leurs températures totales. C'est seulement pour les modèles de performance fortement sophistiqué de moteur, ou bien lorsque la circulation d'air traverse un échangeur de chaleur, que le transfert de chaleur sera modélisé.

2.3 Théorie, Calculs et Equations

Cette partie énumère tout d'abord quelques notations de composants de turboréacteurs pour ensuite développer des descriptions de calculs de cycles.

2.3.1 Schémas et positions des composants de turboréacteurs

- Nomenclature générale pour les composants des turboréacteurs représentée dans les figures (2.1) à (2.6) ci-dessous.

Flux primaire

- 0 – Conditions ambiantes de vol
- 2 – Entrée d'air
- 2P – Entrée d'air primaire
- 21P – Sortie de Fan et Entrée de compresseur basse pression
- 3 – Sortie de compresseur basse pression et Entrée de compresseur haute pression
- 4 – Sortie de compresseur haute pression
- 41 – Entrée de chambre de combustion
- 5 – Sortie de chambre de combustion et Entrée de turbine haute pression
- 6 – Sortie de turbine haute pression et Entrée de turbine basse pression
- 6m – Mélange du gaz chaud avec du gaz de refroidissement et Entrée de turbine basse pression
- 7 – Sortie de turbine basse pression

- 7m – Mélange du gaz chaud avec du gaz de refroidissement
- 8 – Entrée de tuyère ou Entrée de post-combustion pour des turboréacteurs mono flux mono corps
- 8P – Entrée de tuyère primaire ou Entrée de mélangeur ou Entrée de post-combustion pour des turboréacteurs double flux double corps
- 8m – Entrée de tuyère ou Entrée de post-combustion pour des turboréacteurs à flux mélangés
- 9 – Sortie de post-combustion
- 9m – Mélange du gaz chaud avec du gaz de refroidissement et Entrée de tuyère
- 10 – Sortie de tuyère

Flux secondaire

- 2F – Entrée d'air secondaire
- 3F – Sortie de Fan
- 8S – Entrée de tuyère secondaire ou Entrée de mélangeur
- 10S – Sortie de tuyère secondaire

- Application de la nomenclature générale sur différentes architectures de turboréacteurs

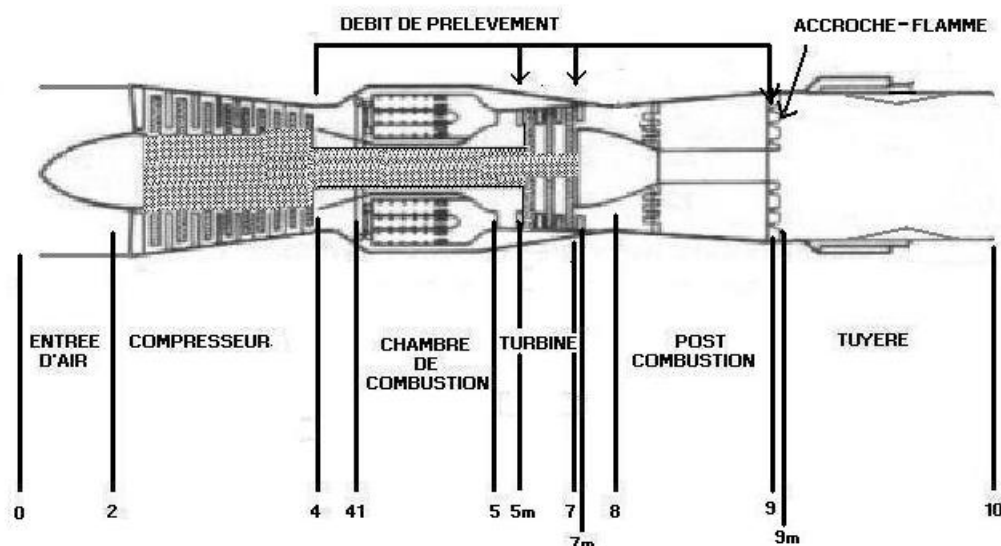


Figure 2.1 - Turboréacteur Mono Corps Mono Flux avec Post-combustion

(Source : www.aerospaceweb.org)

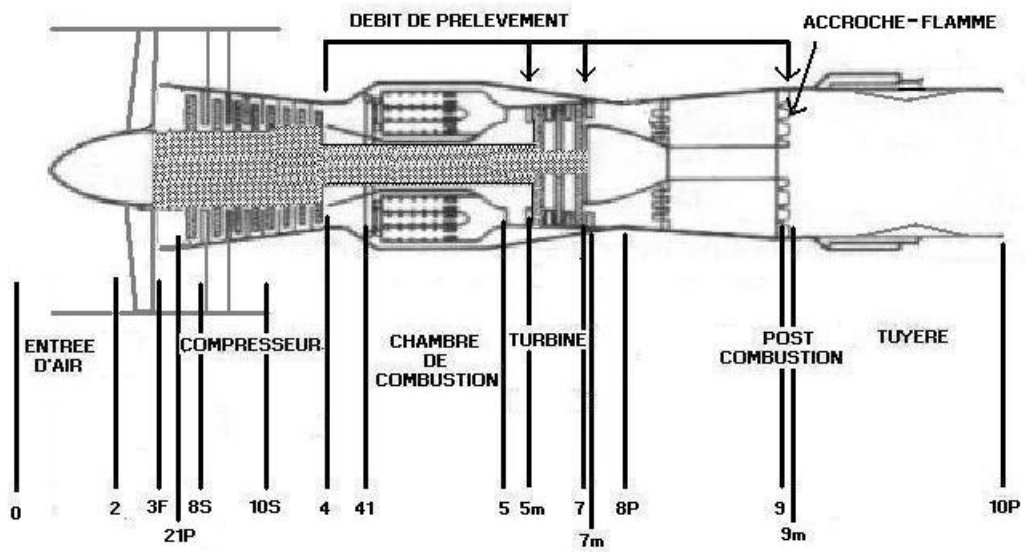


Figure 2.2 - Turboréacteur Mono Corps à Double Flux Séparés avec Post-combustion

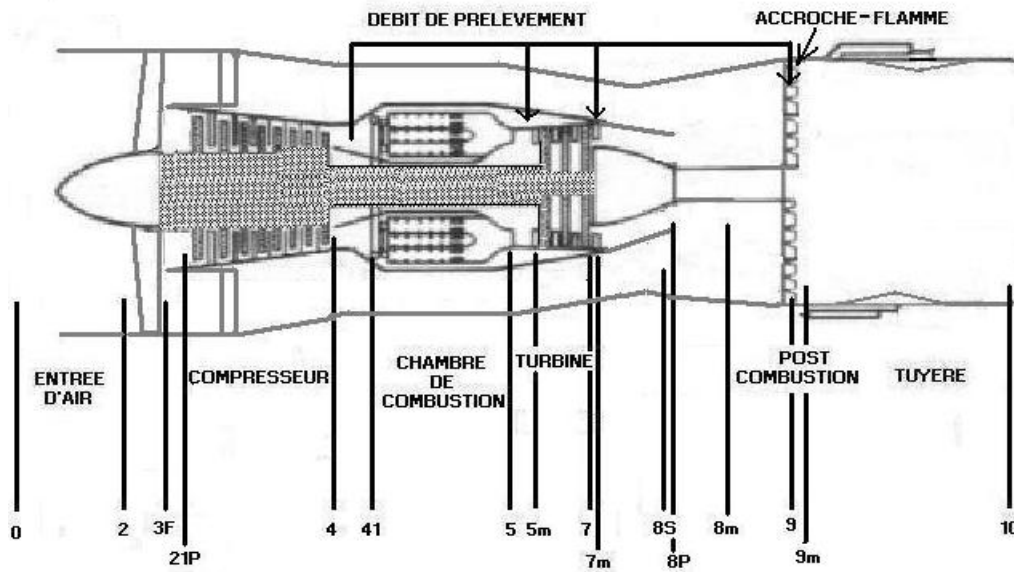


Figure 2.3 - Turboréacteur Mono Corps à Double Flux Mélangé avec Post-combustion

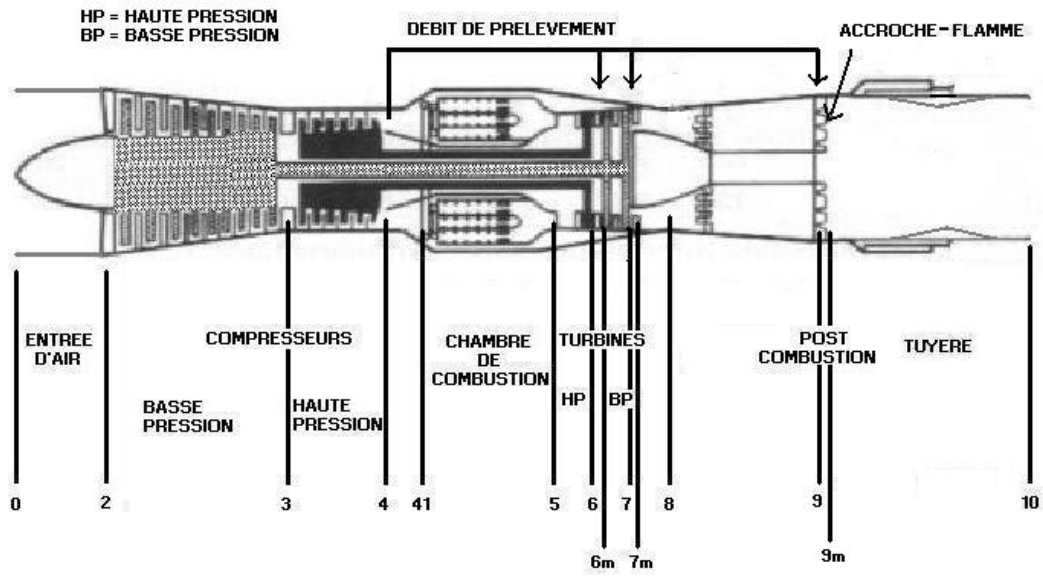


Figure 2.4 - Turboréacteur Double Corps Mono Flux avec Post-combustion

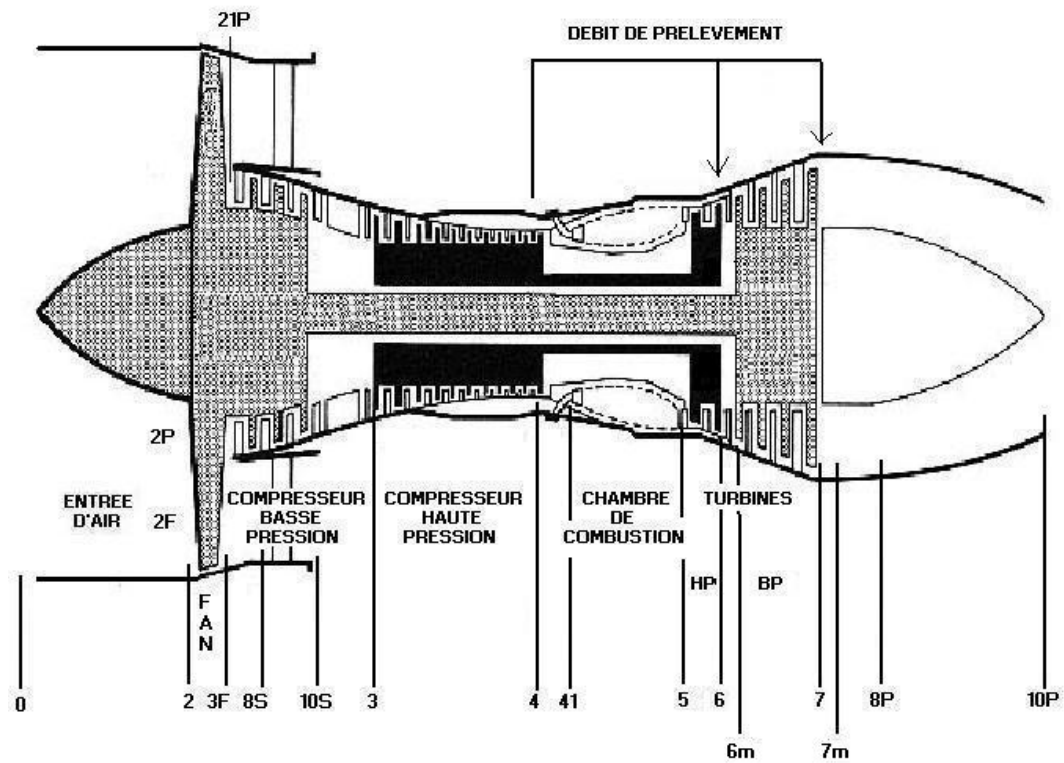


Figure 2.5- Turboréacteur Double Corps, à Double Flux Séparés

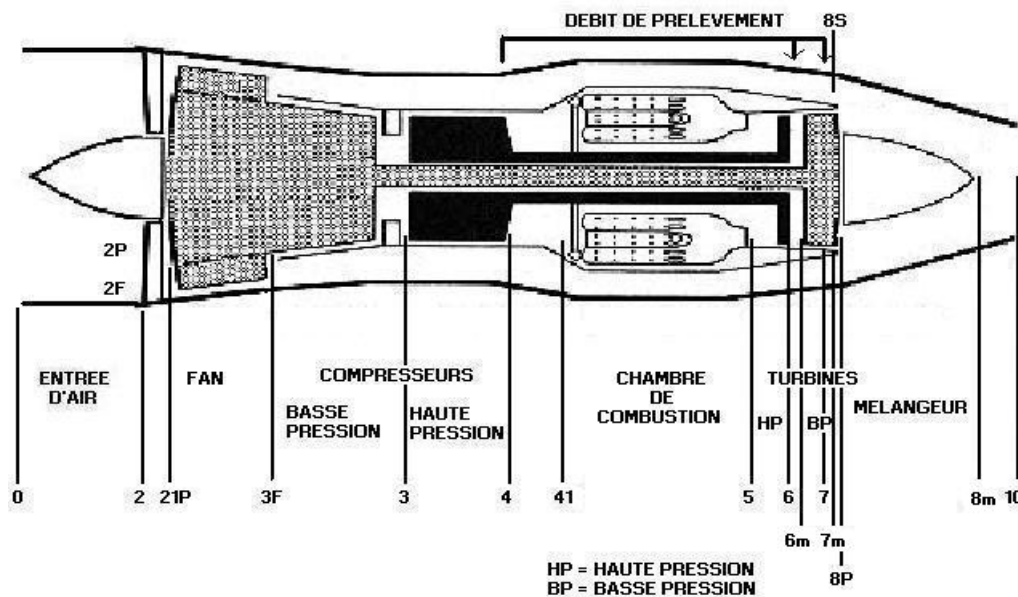


Figure 2.6 - Turboréacteur Double Corps, à Double Flux Mélangés

2.3.2 Calculs des composants de turboréacteurs

Nous décrivons dans ce paragraphe les calculs, étape par étape, de chaque composant depuis l'entrée d'air jusqu'à l'échappement dans le sens de l'écoulement. Les températures sont exprimées en *Kelvin* (K), les pressions sont exprimées en *Pascal* (Pa).

2.3.2.1 Entrée d'air

La conception et le fonctionnement des entrées d'air subsoniques et supersoniques diffèrent considérablement en raison des caractéristiques de l'écoulement. Pour les entrées d'air subsoniques, la diffusion interne proche-isentropique peut être facilement réalisée, et le débit entrant s'ajuste selon la demande. La performance aérodynamique interne d'une entrée d'air supersonique est un problème de conception important, parce que des efficacités désirables et la diffusion supersonique stable sur un grand éventail de nombres de Mach sont très difficiles à réaliser. En outre, une entrée d'air supersonique doit pouvoir capturer des débits de masse exigés par le moteur, demande peut-être une géométrie variable afin de réduire au minimum des pertes et des traînées et fournit des opérations stables.

A cause de la complexité des calculs des pertes d'installation de moteurs et d'écoulement supersonique, Nous limiterons notre étude aux cas des entrées d'air à géométrie fixe en écoulement subsonique.

Les conditions de fonctionnement d'une entrée d'air dépendent des vitesses de vol ou des nombres de Mach, des débits d'air exigés par le moteur et également des conditions ambiantes. Une façon générale de trouver des conditions atmosphériques telle que des pressions et des températures ambiantes est d'utiliser les équations extraites de la courbe de *The International Standard Atmosphere (ISA) of US Military Standard 210 (MIL 210)*, (Figure 2.7). C'est le standard le plus généralement utilisé pour définir des températures et des pressions ambiantes en fonction de l'altitude avec des corrections de températures ambiantes de l'atmosphère froide et chaude (Figure 2.7). Pour l'atmosphère de l'ISA, au niveau de la mer, nous avons les valeurs ambiantes de références :

- Température statique de référence (T_{ref}) = 288,15 K
- Pression statique de référence (P_{ref}) = 101325 Pa

Les équations pour calculer des Températures $T_0(K)$ et Pressions $P_0(Pa)$ statiques ambiantes d'ISA en fonction de l'altitude $Z(m)$;

Pour $Z < 11000$ m

$$T_0 = 288,15 - 0,0065 \cdot Z \quad (2.1)$$

$$P_0 = 101325 \cdot \left(\frac{288,15}{T_0} \right)^{-5,25588} \quad (2.2)$$

Pour $Z \geq 11000$ m et < 24994 m

$$T_0 = 216,65 \quad (2.3)$$

$$P_0 = \frac{22632,53}{e^{0,000157689 \cdot (Z - 10998,1)}} \quad (2.4)$$

Pour $Z \geq 24994$ m et < 30000 m

$$T_0 = 216,65 + 0,0029892 \cdot (Z - 24994) \quad (2.5)$$

$$P_0 = 2523,7 \cdot \left(\frac{216,65}{T_0} \right)^{11,8} \quad (2.6)$$

Les températures corrigées pour l'atmosphère Non-ISA, l'atmosphère chaude (*hot day*) ou froide (*cold day*), sont

$$T_{0,\text{nonISA}} = T_0 + \Delta T_{(\text{nonISA-ISA})} \quad (2.7)$$

avec

$$\Delta T_{(\text{nonISA-ISA})} = T_{\text{hot ou cold day}} - T_0$$

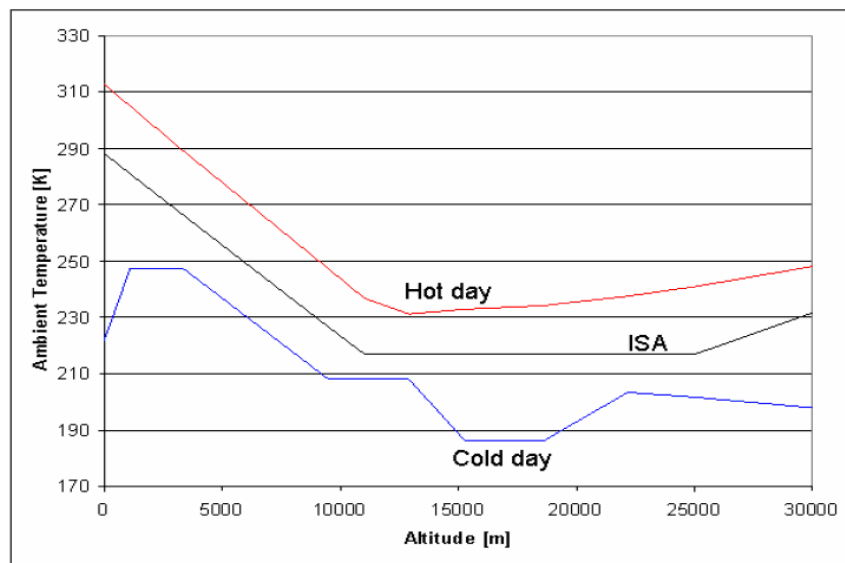


Figure 2.7 – Courbes d'ISA, d'atmosphère chaude (*Hot day*) et froide (*Cold day*)

Les valeurs de ces courbes sont représentées dans le tableau 2.1-2.4

Les pressions totales P_{i0} (Pa) et les températures totales T_{i0} (K) ambiantes sont en fonction du nombre de Mach de vol M_0 décrites par

$$P_{i0} = P_0 \cdot \left(1 + \frac{\gamma_0 - 1}{2} \cdot M_0^2 \right)^{\frac{\gamma_0}{\gamma_0 - 1}} \quad (2.8)$$

$$T_{i0} = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_0^2 \right) \quad (2.9)$$

On rappelle la valeur de la constante des gaz parfaits R_0

$$R_0 = 287,04 \quad \frac{J}{kg \cdot K} \quad (2.10)$$

et la vitesse de vol est donc définie par

$$V_0 = M_0 \cdot \sqrt{\gamma_0 \cdot R_0 \cdot T_0} \quad (2.11)$$

Les pertes de charge pouvant survenir dans l'entrée d'air sont traduites dans le facteur d'efficacité ε_0 qui est tel que

$$P_{i2} = P_{i0} \cdot (1 - \varepsilon_0) \quad (2.12)$$

et la température totale est constante dans l'entrée d'air

$$T_{i2} = T_{i0} \quad (2.13)$$

2.3.2.2 Equations de l'enthalpie

Dans le cas du gaz réel, ces équations ci-dessous, extraites des tables thermochimiques de JANAF [9], sont utilisées pour calculer des enthalpies dépendantes des températures totales de chaque composant de turboréacteur. Les valeurs d'enthalpie sont employées pour effectuer les calculs de rapports de pressions totales de compresseurs et de turbines, des calculs de températures totales de mélange, et des calculs d'équilibres mécaniques et thermodynamiques. L'erreur de calcul se trouve entre 5% et 10% selon la température.

Nous posons

$$a = e^{\frac{3090}{T_i}} \quad (2.14)$$

Nous définissons les équations de ϕ , de H et de Cp en fonction de la température totale telles que :

- Fonctions ϕ

$$\phi_{air} = \frac{\left(3,5 \cdot \ln T_i - 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot T_i + 1,12 \cdot 10^{-8} \cdot T_i^2 + \frac{3090}{T_i \cdot (a-1)} - \ln \left(\frac{a}{a-1} \right) \right)}{\ln 10} \quad (2.15)$$

$$\phi_{kéro} = \frac{\left(4,47659 \cdot \ln T_i + 8,01994 \cdot 10^{-3} \cdot T_i - 9,18648 \cdot 10^{-7} \cdot T_i^2 \right)}{\ln 10} \quad (2.16)$$

$$\phi = \left(\frac{\phi_{air} + \alpha \cdot \phi_{kéro}}{1 + \alpha} \right) \quad (2.17)$$

- Fonctions H (Enthalpie massique en $\frac{J}{kg}$)

$$H_{air} = R_0 \cdot \left(3,5 \cdot T_i - 1,4 \cdot 10^{-5} \cdot T_i^2 + 7,467 \cdot 10^{-9} \cdot T_i^3 + \frac{3090}{a-1} \right) \quad (2.18)$$

$$H_{kéro} = R_0 \cdot \left(-6,12432 \cdot 10^{-7} \cdot T_i^3 + 4,00997 \cdot 10^2 \cdot T_i^2 + 4,47659 \cdot T_i - 149,054 \right) \quad (2.19)$$

$$H = \frac{H_{air} + \alpha \cdot H_{kéro}}{(1 + \alpha)} \quad (2.20)$$

- Fonctions Cp (Chaleur spécifique à pression constante en $\frac{J}{kg \cdot K}$)

$$Cp_{air} = R_0 \cdot \left(3,5 - 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot T_i + 2,24 \cdot 10^{-8} \cdot T_i^2 + \left(\frac{3090}{T_i} \right)^2 \cdot \frac{a}{(a-1)^2} \right) \quad (2.21)$$

$$Cp_{kéro} = R_0 \cdot \left(-1,8373 \cdot 10^{-6} \cdot T_i^2 + 8,01994 \cdot 10^{-3} \cdot T_i + 4,47659 \right) \quad (2.22)$$

$$Cp = \frac{Cp_{air} + \alpha \cdot Cp_{kéro}}{1 + \alpha} \quad (2.23)$$

2.3.2.3 Compresseurs et Fan

La fonction d'un compresseur est d'augmenter la pression totale de l'air entrant, de sorte que les processus de combustion et d'extraction de puissance après la chambre de combustion puissent être effectués plus efficacement. Après avoir calculé les paramètres de l'entrée d'air, Nous calculons le fonctionnement des compresseurs et du Fan. Le calcul du fonctionnement d'un compresseur est effectué en prenant en compte un cycle thermodynamique polytropique. Avec un rapport de pression totale et un rendement polytropique du compresseur ou du Fan donnés, on pourra déduire la température totale à la sortie du compresseur ou du Fan, à titre d'exemple, le calcul d'un compresseur basse pression est montré ci-dessous :

- pour le cas du gaz idéal, la température totale est donnée par l'équation

$$T_{i3P} = T_{i2} \cdot \left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}} \right)^{\frac{\gamma_{CBP}-1}{\gamma_{CBP} \cdot \eta_{CBP}}} \quad (2.24)$$

avec :

η : Rendement polytropique

γ : Rapport de la chaleur spécifique à pression constante C_p à la chaleur spécifique à volume constant C_v

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Si on ne connaît que les rendements isentropiques η_{is} , les rendements polytropiques η pourront être calculés par la formule

$$\eta_{CBP} = \frac{\gamma_{CBP} - 1}{\gamma_{CBP}} \cdot \frac{\ln\left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}^{\frac{\gamma_{CBP}-1}{\gamma_{CBP}}} - 1 + \eta_{isCBP}}{\eta_{isCBP}}\right)} \quad (2.25)$$

- pour le gaz réel, il s'agit d'un cycle adiabatique irréversible. Par des équations de l'enthalpie, (2.13), (2.14), (2.15), en fonction de la température totale (K)

$$\frac{P_{i3P}}{P_{i2}} = 10^{(\phi_{3Pair} - \phi_{2air}) \cdot \eta_{CBP}} \quad (2.26)$$

$$\phi_{3Pair} = \phi_{2air} + \frac{\log\left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}\right)}{\eta_{CBP}} \quad (2.27)$$

Et dans ce cas, il faut utiliser une méthode itérative afin de trouver la température.

2.3.2.4 Chambre de combustion

Une chambre de combustion est conçue pour brûler un mélange de carburant et d'air et pour fournir les gaz pour la turbine à une température uniforme. La température du gaz ne doit pas dépasser la température maximale acceptable par la turbine sous peine d'avoir la rupture de celle-ci par fluage. Par une valeur prédéfinie du rendement η_{CB} et de la température totale du gaz

d'échappement sortant de la chambre de combustion T_{i5} (K) avec les équations de l'enthalpie du cas de gaz réel :

On obtient le pouvoir calorifique du kérosène Pc_{eff} (J/kg) en fonction de T_{i5} (K) :

$$Pc_o = \frac{10300 \cdot 4184}{Ro} \quad (2.28)$$

$$\Delta Pc = -6,12432 \cdot 10^{-7} \cdot T_{i5}^3 + 4,00997 \cdot 10^{-3} \cdot T_{i5}^2 + 4,47659 \cdot T_{i5} - 1607,2 \quad (2.29)$$

$$Pc_{eff} = Pc_o - \Delta Pc \quad (2.30)$$

La richesse dans une chambre de combustion α est le rapport du débit de carburant brûlé d_c (kg/s) par le débit d'air entrant dans la chambre de combustion D_{41} (kg/s).

$$\alpha_5 = \frac{d_c}{D_{41}} \quad (2.31)$$

Afin de trouver la richesse par l'équation d'énergie de la chambre de combustion, nous avons :

- pour le cas du gaz idéal,

$$\eta_{CB} \cdot d_c \cdot Pc_{eff} = D_{41} \cdot C_p \cdot (T_{i5} - T_{i4}) \quad (2.32)$$

$$\alpha_5 = \frac{C_p \cdot (T_{i5} - T_{i4})}{Pc_{eff}} \quad (2.33)$$

- pour le cas du gaz réel avec les équations de l'enthalpie,

$$\eta_{CB} \cdot d_c \cdot Pc_{eff} = D_{41} \cdot (H_{5air} - H_4) \quad (2.34)$$

$$\alpha_5 = \frac{H_{5air} - H_4}{Pc_{eff}} \quad (2.35)$$

Les pertes de pression totale dans une chambre de combustion considérées dans cette étude sont principalement dues aux frottements, aux parois (pertes froides) et aux émissions de chaleurs (pertes chaudes). Pour le calcul du point de fonctionnement stabilisé, seule la perte due à la friction, ou l'efficacité ε_4 , qui est normalement définie par l'utilisateur, est prise en compte

lors du calcul. C'est la valeur en pourcentage de la pression totale entrante dans la chambre de combustion.

$$P_{i5} = P_{i4} \cdot (1 - \varepsilon_4) \quad (2.36)$$

Les rendements (η_{CB}) des chambres de combustion modernes sont élevés et des charges ($\Omega, kg / s \cdot atm^{1.8} \cdot m^3$) sont proches de celles qui sont en état ralenti en haute altitude. En notant V_{CB} (m^3) le volume de chambre de combustion donnée par l'utilisateur, nous avons l'équation proposée par Walsh [61] ci-dessous :

$$\Omega = \frac{D_{41}}{\left(\frac{P_{i4}}{101325}\right)^{1.8} \cdot 10^{[0,00145 \cdot (T_{i4} - 400)]} \cdot V_{CB}} \quad (2.37)$$

Le rendement de combustion (η_{CB} , en pourcentage) peut être relié à la charge approximativement par la relation suivante

$$\eta_{CB} = -5,46974 \cdot 10^{-11} \cdot \Omega^5 + 3,97923 \cdot 10^{-8} \cdot \Omega^4 - 8,73718 \cdot 10^{-6} \cdot \Omega^3 + 0,000300007 \cdot \Omega^2 - 0,004568246 \cdot \Omega + 99,7 \quad (2.38)$$

Cette équation est extraite de la figure 2.8 ci-dessus pour le cas sans contrainte.

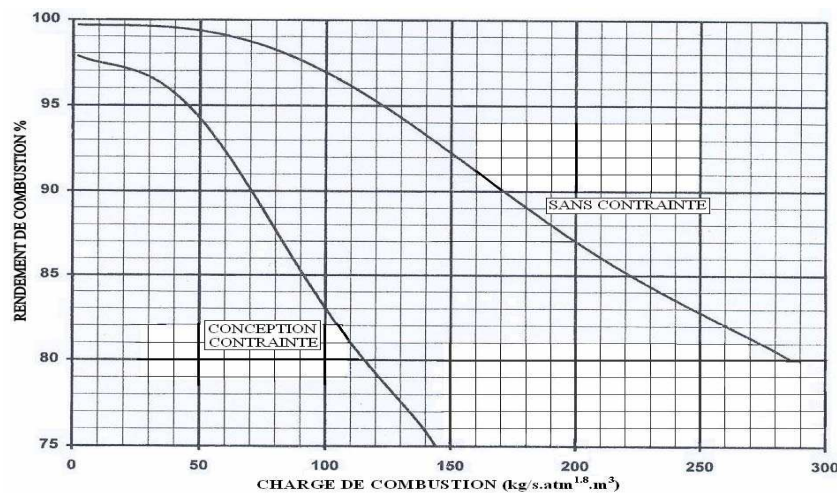


Figure 2.8 : Rendement et charge de combustion

2.3.2.5 Turbine haute pression

Les turbines transforment l'énergie cinétique du gaz brûlé en puissance sur des arbres mécanique. Cette puissance sert à entretenir la rotation

du Fan et des compresseurs, et au fonctionnement des accessoires du moteur (système hydraulique par exemple).

Par les valeurs de rendement polytropique η_{THP} et de températures T_{i6} prédéfinies et les températures et les pressions calculées précédemment, on obtient les rapports de pression totale des turbines.

- pour le cas du gaz idéal, nous avons

$$\frac{P_{i6}}{P_{i5}} = \left(\frac{T_{i6}}{T_{i5}} \right)^{\frac{\gamma_{THP}}{(\gamma_{THP}-1) \cdot \eta_{THP}}} \quad (2.39)$$

Si l'on ne connaît pas les rendements polytropiques, ils pourront être calculés par la formule suivante,

$$\eta_{THP} = \frac{\ln \left(\eta_{isTHP} \cdot \left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)^{\frac{\gamma_{THP}-1}{\gamma_{THP}}} - 1 \right) + 1}{\frac{\gamma_{THP}-1}{\gamma_{THP}} \cdot \left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)} \quad (2.40)$$

- pour le cas du gaz réel, avec les équations de l'enthalpie, nous avons

$$\alpha_6 = \alpha_5$$

$$\frac{P_{i6}}{P_{i5}} = 10^{(\phi_6 - \phi_5) \cdot \frac{1}{\eta_{THP}}} \quad (2.41)$$

2.3.2.6 Refroidissement

Une partie de l'air est prélevée du compresseur haute pression (Figure 2.1 à la position 4) avant d'entrer dans la chambre de combustion pour plusieurs raisons, par exemple pour refroidir les aubes de turbine, pour l'utiliser dans des systèmes frigorifiques etc. Le mélange d'air afin de refroidir les aubes des turbines est effectué après la turbine haute pression (Figure 2.4 au plan 6m) et la turbine basse pression (Figure 2.4 à la position 7m) pour des turboréacteurs double corps. Pour des turboréacteurs mono corps, l'air de refroidissement est réinjecté à l'entrée et à la sortie de la turbine (Figure 2.1 aux plan 5m et 7m). Une autre partie de l'air de refroidissement est utilisé pour la post-combustion qui est réinjecté au plan 9 m.

Le débit de refroidissement pour la turbine haute pression d'un turboréacteur double corps se compose de 2 parties. Une partie, nommée d_4 (kg/s), est en fonction de T_{i5} et l'autre, nommée d_6 (kg/s), est définie par l'utilisateur en pourcentage du débit d'air primaire D_{2P} (kg/s). Le rapport de d_4 à D_{2P} est décrit par

$$d_{4/D_{2P}} = (T_{i5} - 273.15 - 950) \cdot 10^{-4} \quad (2.42)$$

Pour la turbine basse pression et la post-combustion, les débits de refroidissement d_7 et d_9 (kg/s) sont définis de la même manière que d_6 . On définit donc également $d_{6(\%D_{2P})}$, $d_{7(\%D_{2P})}$ et $d_{9(\%D_{2P})}$ qui représentent les d_6 , d_7 et d_9 en pourcentage de D_{2P} . Ensuite nous avons les rapports de d_6 à D_{2P} , de d_7 à D_{2P} et de d_9 à D_{2P} décrits ci-dessous

$$d_{6/D_{2P}} = 0.01 \cdot d_{6(\%D_{2P})} \quad (2.43)$$

$$d_{7/D_{2P}} = 0.01 \cdot d_{7(\%D_{2P})} \quad (2.44)$$

$$d_{9/D_{2P}} = 0.01 \cdot d_{9(\%D_{2P})} \quad (2.45)$$

Les richesses en 6m et 7m peuvent donc être calculés par

$$\alpha_0 = \alpha_5 \cdot (1 - d_{4(\%D_{2P})} - d_{6(\%D_{2P})} - d_{7(\%D_{2P})} - d_{9(\%D_{2P})}) \quad (2.46)$$

$$\alpha_{6m} = \frac{\alpha_0}{1 - d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}} \quad (2.47)$$

$$\alpha_{7m} = \frac{\alpha_0}{1 - d_{9/D_{2P}}} \quad (2.48)$$

Le calcul de température totale de mélange utilise la conservation de l'enthalpie ci-dessous :

$$H_{6m} = \frac{(d_{4/D_{2P}} + d_{6/D_{2P}}) \cdot H_4 + (1 + \alpha_0 - d_{4/D_{2P}} - d_{6/D_{2P}} - d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}) \cdot H_6}{1 + \alpha_0 - d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}} \quad (2.49)$$

Afin de trouver la température totale de mélange T_{i6m} , nous itérons sur T_{i6m} dans les équations (2.18), (2.19), (2.20) et (2.49).

La pression totale de mélange P_{i6m} est proportionnelle à la pression totale en sortie de turbine, par la perte de pression totale à travers les diffuseurs.

$$P_{i6m} = P_{i6} \cdot (1 - \varepsilon_6) \quad (2.50)$$

2.3.2.7 Rapport de débits entrants et sortants de la chambre de combustion et des turbines au débit primaire D_{2P}

Sachant que $D_4 = D_{3P} = D_{2P}$, nous définissons donc

$$D_{41/D_{2P}} = 1 - d_{4/D_{2P}} - d_{6/D_{2P}} - d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}} \quad (2.51)$$

$$D_{6m/D_{2P}} = D_{41/D_{2P}} + d_{4/D_{2P}} + d_{6/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}} \quad (2.52)$$

$$D_{7m/D_{2P}} = D_{6m/D_{2P}} + d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}} \quad (2.53)$$

En revanche, pour des turboréacteurs mono corps, il n'existe pas de $d_{6/D_{2P}}$ et ces équations sont modifiées par

$$D_{5m/D_{2P}} = D_{41/D_{2P}} + d_{4/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}$$

$$D_{7m/D_{2P}} = D_{5m/D_{2P}} + d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}$$

2.3.2.8 Turbine basse pression

On utilise l'équilibre mécanique afin de trouver la température totale en sortie de la turbine basse pression, par exemple ;

- l'équilibre mécanique du rotor basse pression d'un turboréacteur mono flux double corps qui est décrit par l'égalité suivante

$$\eta_{mBP} \cdot D_{6m/D_{2P}} \cdot (H_{6m} - H_7) = D_{2P} \cdot (H_{3P} - H_2) \quad (2.54)$$

- l'équilibre mécanique du rotor basse pression d'un turboréacteur double flux double corps qui est décrit par

$$\eta_{mBP} \cdot D_{6m/D_{2P}} \cdot (H_{6m} - H_7) = D_{2P} \cdot (H_{3P} - H_2) + \lambda \cdot (H_{3F} - H_2) \quad (2.55)$$

η_{mBP} est le rendement mécanique du rotor basse pression, donné par l'utilisateur.

Nous posons le taux de dilution λ , le rapport entre le débit primaire D_{2P} (kg/s) et le débit secondaire D_{2F} (kg/s), prédéfini par l'utilisateur, décrit par

$$\lambda = \frac{D_{2F}}{D_{2P}} \quad (2.56)$$

Nous pouvons trouver T_{i7} par les équations (2.54) ou (2.55) avec (2.18), (2.19) et (2.20) en effectuant des itérations.

Avec une valeur de rendement polytropique prédéfini, le rapport de pression totale et la pression totale en sortie de la turbine sont obtenus par l'équation ci-dessous :

- pour le cas du gaz idéal, nous avons

$$\frac{P_{i7}}{P_{i6m}} = \left(\frac{T_{i7}}{T_{i6m}} \right)^{\frac{\gamma_{TBP}}{(\gamma_{TBP}-1) \cdot \eta_{TBP}}} \quad (2.57)$$

- pour le cas du gaz réel, avec les équations de l'enthalpie (2.15), (2.16) et (2.17), nous avons

$$\frac{P_{i7}}{P_{i6m}} = 10^{(\phi_7 - \phi_{6m}) \cdot \frac{1}{\eta_{TBP}}} \quad (2.58)$$

2.3.2.9 Le refroidissement de la turbine basse pression

La température totale de mélange en sortie de la turbine basse pression T_{i7m} peut être calculée par l'équation

$$H_{7m} = \frac{d_{7/D_{2P}} \cdot H_4 + (1 + \alpha_0 - d_{7/D_{2P}} - d_{9/D_{2P}}) \cdot H_7}{1 + \alpha_0 - d_{9/D_{2P}}} \quad (2.59)$$

avec les équations de l'enthalpie (2.18), (2.19) et (2.20) en effectuant également des itérations.

Pour la turbine basse pression, la pression totale de mélange est égale à la pression totale en sortie de la turbine.

$$P_{i7m} = P_{i7} \quad (2.60)$$

Ensuite, la pression et la température totales en entrée de la tuyère d'un turboréacteur mono flux ou à double flux non-mélangés sont décrites par les équations ci-dessous, avec une perte de pression totale ε_7 prédéfinie par l'utilisateur.

$$P_{i8P} = P_{i7m} \cdot (1 - \varepsilon_7) \quad (2.61)$$

$$T_{i8P} = T_{i7m} \quad (2.62)$$

2.3.2.10 Canal secondaire

Pour un turboréacteur de type double flux, les valeurs de l'efficacité ε_{38S} (les pertes de pression totale) sont données par l'utilisateur. Les températures totales sont considérées constantes tout le long du canal. Nous avons donc :

$$P_{i8S} = P_{i3F} \cdot (1 - \varepsilon_{38S}) \quad (2.63)$$

$$T_{i8S} = T_{i3F} \quad (2.64)$$

2.3.2.11 Mélangeur

Pour un turboréacteur à double flux mélangés, nous considérons un mélangeur subsonique sans frottements avec une superficie constante et les flux primaires et secondaires qui ont des valeurs de Cp et de γ différentes. Les débits de gaz sont monodimensionnels. La température totale de mélange T_{i8m} est calculée par les équations de l'enthalpie (2.18), (2.19), (2.20) et l'équation de l'équilibre d'énergie décrite en-dessous en faisant des itérations. Nous avons :

$$\alpha_{8P} = \alpha_{7m}$$

$$\alpha_{8m} = \frac{\alpha_0}{1 + \lambda - d_{9/D_{2P}}} \quad (2.65)$$

$$\lambda_{8m} = \frac{\lambda}{1 + \alpha_0} \quad (2.66)$$

$$H_{8m} = \frac{(1 + \alpha_0 - d_{9/D_{2P}}) \cdot H_{8P} + \lambda \cdot H_{8S}}{1 + \alpha_0 + \lambda} \quad (2.67)$$

Afin de calculer la pression totale de mélange P_{i8S} , la pression statique du débit primaire P_{8P} doit être égale à celle du débit secondaire P_{8S} entrant dans le mélangeur.

$$P_{8P} = P_{8S} \quad (2.68)$$

Par les relations analytiques de l'écoulement chaud (*Rayleigh flow*), le nombre de Mach du flux principal à l'entrée du mélangeur M_{8P} et le rendement du mélangeur η_{8m} prédéfinis, nous avons :

- le nombre de Mach du flux secondaire M_{8S} qui est déterminé par M_{8P} et le rapport de pression totale à l'entrée du mélangeur $\frac{P_{i8S}}{P_{i8P}}$.

$$\frac{P_{i8}}{P_8} = \left(1 + \frac{\gamma_8 - 1}{2} \cdot M_8^2\right)^{\frac{\gamma_8}{\gamma_8 - 1}} \quad (2.69)$$

$$\frac{P_{i8S}}{P_{8S}} = \frac{P_{i8S}}{P_{8P}} = \left(\frac{P_{i8S}}{P_{i8P}}\right) \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8P}^2\right)^{\frac{\gamma_{8P}}{\gamma_{8P} - 1}} \quad (2.70)$$

$$M_{8S} = \sqrt{\left(\left(\frac{P_{i8S}}{P_{8S}}\right)^{\frac{\gamma_{8S} - 1}{\gamma_{8S}}} - 1\right) \cdot \frac{2}{\gamma_{8S} - 1}} \quad (2.71)$$

- avec les équations de l'écoulement chaud et les relations entre R , Cp et γ ,

$$\phi_{8P} = \frac{M_{8P}^2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8P}^2\right)}{\left(1 + \gamma_{8P} \cdot M_{8P}^2\right)^2} \quad (2.72)$$

$$R_{8P} = \frac{(\gamma_{8P} - 1) \cdot Cp_{8P}}{\gamma_{8P}} \quad (2.73)$$

$$R_{8m} = \frac{R_7 + \lambda_{8m} \cdot R_4}{1 + \lambda_{8m}} \quad (2.74)$$

$$Cp_{8m} = \frac{Cp_7 + \lambda \cdot Cp_4}{1 + \lambda_{8m}} \quad (2.75)$$

$$\gamma_{8m} = \frac{Cp_{8m}}{Cp_{8m} - R_{8m}} \quad (2.76)$$

$$\phi_{8m} = \left(\frac{1 + \lambda_{8m}}{\frac{1}{\sqrt{\phi_{8P}}} + \lambda_{8m} \cdot \sqrt{\frac{R_{8S} \cdot \gamma_{8P} \cdot T_{i8S}}{R_{8P} \cdot \gamma_{8S} \cdot T_{i8P} \cdot \phi_{8S}}}} \right)^2 \cdot \frac{R_{8S} \cdot \gamma_{8P} \cdot T_{i8m}}{R_{8P} \cdot \gamma_{8m} \cdot T_{i8P}} \quad (2.77)$$

avec

$$R_{8S} = \frac{(\gamma_{8S} - 1) \cdot Cp_{8S}}{\gamma_{8S}}$$

en utilisant l'équation de débit réduit,

$$D_{r8P} = M_{8P} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{8P}}{R_{8P}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8P}^2 \right)^{-\frac{\gamma_{8P} - 1}{2(\gamma_{8P} - 1)}} \quad (2.78)$$

Nous en déduisons

- le rapport des sections d'entrée secondaire et principale

$$\frac{A_{8S}}{A_{8P}} = \frac{\lambda_{8m} \cdot \sqrt{\frac{T_{i8S}}{T_{i8P}}}}{\frac{M_{8S}}{M_{8P}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{8S}}{\gamma_{8P}} \cdot \frac{R_{8P}}{R_{8S}} \cdot \frac{1 + \frac{\gamma_{8S} - 1}{2} \cdot M_{8S}^2}{1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8P}^2}}} \quad (2.79)$$

- le nombre de Mach du flux mélangé

$$M_{8m} = \sqrt{\frac{2 \cdot \phi_{8m}}{1 - 2 \cdot \gamma_{8m} \cdot \phi_{8m} + \sqrt{1 - 2 \cdot (\gamma_{8m} + 1) \cdot \phi_{8m}}}} \quad (2.80)$$

- la pression totale du flux mélangé

$$P_{i8m} = \eta_{8m} \cdot P_{i8P} \cdot \frac{(1 + \lambda_{8m}) \cdot \sqrt{\frac{T_{i8m}}{T_{i8P}}} \cdot D_{r8P}}{1 + \frac{A_{8S}}{A_{8P}} \cdot D_{r8m}} \quad (2.81)$$

2.3.2.12 Post-combustion

Pour un turboréacteur fonctionnant avec une post-combustion, la perte de pression totale ε_9 due à la présence d'obstacles de réchauffe (accroche-

flammes par exemple) est définie préalablement par l'utilisateur. Nous avons donc

- pour un moteur mono flux ou à double flux séparés

$$P_{i9} = P_{i8P} \cdot (1 - \varepsilon_9) \quad (2.82)$$

- pour un moteur double à flux mélangés

$$P_{i9} = P_{i8m} \cdot (1 - \varepsilon_9) \quad (2.83)$$

Le calcul de la richesse après la réchauffe est effectué par les équations de l'enthalpie avec une température totale en sortie de réchauffe T_{i9} (K) donnée par l'utilisateur. De la même manière que pour le calcul de la chambre de combustion, on obtient le pouvoir calorifique du kérosène par les équations (2.28), (2.29) et (2.30) en remplaçant T_{i5} par T_{i9} . Ensuite en utilisant les équations (2.18), (2.19) et (2.20) et l'équation d'énergie, nous avons donc :

- pour un moteur mono flux ou à double flux séparés

$$\alpha_{PC} = \frac{(1 + \alpha_0 - d_{9/D_{2P}}) \cdot (H_9 - H_{8P})}{Pc_{eff}(T_{i9}) \cdot \eta_{PC}} \quad (2.84)$$

- pour un moteur à double flux mélangés

$$\alpha_{PC} = \frac{(1 + \lambda + \alpha_0 - d_{9/D_{2P}}) \cdot (H_9 - H_{8m})}{Pc_{eff}(T_{i9}) \cdot \eta_{PC}} \quad (2.85)$$

2.3.2.13 Tuyère

L'efficacité de la tuyère ε_{10} est prédéfinie par l'utilisateur. Pour un turboréacteur mono flux à double flux séparés, nous avons les relations suivantes :

- Tuyère primaire

sans post-combustion

$$P_{i10P} = P_{i8P} \cdot (1 - \varepsilon_{10P}) \quad (2.86)$$

$$T_{i10P} = T_{i8P} \quad (2.87)$$

avec post-combustion

$$P_{i10P} = P_{i9} \cdot (1 - \varepsilon_{10P}) \quad (2.88)$$

$$T_{i10P} = T_{i9P} \quad (2.89)$$

- Tuyère secondaire

$$P_{i10S} = P_{i8S} \cdot (1 - \varepsilon_{10S}) \quad (2.90)$$

$$T_{i10S} = T_{i8S} \quad (2.91)$$

Pour un turboréacteur à double flux mélangés, nous considérons qu'il fonctionne avec une seule tuyère. Nous avons alors :

- Tuyère sans post-combustion

$$P_{i10P} = P_{i8m} \cdot (1 - \varepsilon_{10P}) \quad (2.92)$$

$$T_{i10P} = T_{i8m} \quad (2.93)$$

- Tuyère avec post-combustion

$$P_{i10P} = P_{i9} \cdot (1 - \varepsilon_{10P}) \quad (2.94)$$

$$T_{i10P} = T_{i9P} \quad (2.95)$$

2.3.2.14 Composition de la poussée

En principe, la poussée totale F_{tot} (N) se compose de trois termes. L'équation de la poussée totale s'écrit, pour un turboréacteur mono corps mono flux par exemple :

$$F_{tot} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_{0P} + (P_{10P} - P_0) \cdot A_{10P}$$

avec

P_{10} : Pression statique du gaz à la sortie de la tuyère en Pascal

V_{10} : Vitesse du gaz à la sortie de la tuyère en m/s

A_{10} : Section de la sortie de tuyère en m²

- Le premier terme, appelée *la poussée brute*, est le produit de $D_{10} \cdot V_{10}$. Il est dépendant des caractéristiques et des conditions de la tuyère.

- Le deuxième terme, appelée *la trainée d'air dynamique*, est le produit de $D_{2P} \cdot V_0$. Il est relié avec des conditions de l'entrée d'air.
- Le troisième terme est appelé *la correction de pression*.

2.3.2.15 Fonctionnement de la tuyère, la poussée et le débit entrant D_2

Dans le cas où la poussée totale F_{tot} est définie par l'utilisateur, en appliquant les équations d'équilibre du moment cinétique du turboréacteur décrites ci-dessous :

pour le turboréacteur mono flux

$$F_{tot} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot A_{10P} \quad (2.96)$$

pour le turboréacteur à double flux séparés

$$F_{tot} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot A_{10P} + D_{2F} \cdot (V_{10S} - V_0) + (P_{10S} - P_0) \cdot A_{10S} \quad (2.97)$$

pour le turboréacteur à double flux mélangés

où V_{10S} , P_{10S} et A_{10S} sont égaux à zéro

$$F_{tot} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot A_{10P} - D_{2F} \cdot V_0 \quad (2.98)$$

La température statique en sortie de la tuyère est définie par

$$T_{10} = T_{i10} \cdot \left(\frac{P_{10}}{P_{i10}} \right)^{\frac{\gamma_{10}-1}{\gamma_{10}}} \quad (2.99)$$

En utilisant les fonctions C_p exprimées par les équations (2.21), (2.22), (2.23), la vitesse V_{10} (m/s), la constante R_{10} et la masse volumique ρ_{10} (kg/m³) du gaz, la vitesse du son a_{10} (m/s), le nombre de Mach M_{10} en sortie de la tuyère sont décrites par

$$V_{10} = \sqrt{2 \cdot C_{p10} \cdot (T_{i10} - T_{10})} \quad (2.100)$$

$$R_{10} = \frac{C_{p10} \cdot (\gamma_{10} - 1)}{\gamma_{10}} \quad (2.101)$$

$$\rho_{10} = \frac{P_{10}}{R_{10} \cdot T_{10}} \quad (2.102)$$

$$a_{10} = \sqrt{\gamma_{10} \cdot R_{10} \cdot T_{10}} \quad (2.103)$$

$$M_{10} = \frac{V_{10}}{a_{10}} \quad (2.104)$$

Nous pouvons calculer le débit entrant D_2 et la pression statique P_{10} selon le type de tuyère par les équations ci-dessous :

- *Tuyère convergente*

Nous calculons d'abord le rapport de pression totale en sortie sur pression statique ambiante $\frac{P_{i10}}{P_0}$.

Nous définissons le rapport de pression critique τ_C (le nombre de Mach égal à 1) par

$$\tau_C = \left(\frac{\gamma_{10} + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}} \quad (2.105)$$

a.1) *Tuyère convergente adaptée*

Si $\frac{P_{i10}}{P_0} < \tau_C$, la tuyère est adaptée. La pression statique en sortie de la tuyère P_{10}

(P_a) est égale à la pression ambiante. Nous avons donc :

$$P_{10} = P_0$$

Nous en déduisons, dans le cas du turboréacteur avec post-combustion, pour le turboréacteur mono flux, l'expression du débit décrite par :

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - V_0} \quad (2.106)$$

Si les tuyères primaire et secondaire sont convergentes et adaptées, pour le turboréacteur à double flux mélangés

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \lambda + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - (1 + \lambda) \cdot V_0} \quad (2.107)$$

pour le turboréacteur à double flux séparés

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - V_0 + \lambda \cdot (V_{10S} - V_0)} \quad (2.108)$$

et $\alpha_{PC} = 0$ pour le cas sans post-combustion.

Nous posons ensuite

$$D_{10P} = D_{2P} + d_C + d_{PC}$$

$$D_{10S} = D_{2F} = \lambda \cdot D_{2P}$$

La poussée primaire F_{pri} (N) et la poussée secondaire F_{sec} (N) du turboréacteur double flux peuvent donc être exprimées par

$$F_{pri} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 \quad (2.109)$$

$$F_{sec} = D_{2F} \cdot (V_{10S} - V_0) \quad (2.110)$$

et $d_{PC} = 0$ pour le cas sans post-combustion.

Par conservation du débit de masse, nous pouvons également calculer la section de sortie de la tuyère A_{10} (m^2) :

$$A_{10} = \frac{D_{10}}{\rho_{10} \cdot V_{10}} \quad (2.111)$$

a.2) *Tuyère convergente non adaptée*

Si $\frac{P_{i10}}{P_0} > \tau_C$, la tuyère est non adaptée et le nombre de Mach en sortie est égal à

un. Nous avons donc :

la pression statique en sortie définie par

$$P_{10} = \frac{P_i}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2}\right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}} \quad (2.112)$$

D'après les équations (2.99), (2.100), (2.101), (2.102), nous pouvons calculer T_{10} , ρ_{10} , et V_{10} . Avec la conservation de masse, nous posons

$$D_{10P} = D_{2P} + d_C + d_{PC} = D_{2P} \cdot (1 + \alpha_0 + \alpha_{PC})$$

$$D_{10S} = D_{2F} = \lambda \cdot D_{2P}$$

et nous obtenons les sections de sorties des tuyères :

$$\text{primaire} \quad A_{10P} = \frac{D_{10P}}{\rho_{10P} \cdot V_{10P}} = \frac{D_{2P} \cdot (1 + \alpha_0 + \alpha_{PC})}{\rho_{10P} \cdot V_{10P}} \quad (2.113)$$

$$\text{secondaire} \quad A_{10S} = \frac{D_{10S}}{\rho_{10S} \cdot V_{10S}} = \frac{\lambda \cdot D_{2P}}{\rho_{10S} \cdot V_{10S}} \quad (2.114)$$

Nous en déduisons, dans le cas du turboréacteur avec post-combustion,
pour le turboréacteur mono flux

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot \frac{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC})}{\rho_{10P} \cdot V_{10P}}} \quad (2.115)$$

Si les tuyères primaires et secondaires sont convergentes et non adaptées,
pour le turboréacteur à double flux mélangés

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \lambda + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - (1 + \lambda) \cdot V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot \frac{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC})}{\rho_{10P} \cdot V_{10P}}} \quad (2.116)$$

pour le turboréacteur à double flux séparés

$$D_{2P} = \frac{F_{tot}}{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC}) \cdot V_{10P} - V_0 + \lambda \cdot (V_{10S} - V_0) + (P_{10P} - P_0) \cdot \frac{(1 + \alpha_0 + \alpha_{PC})}{\rho_{10P} \cdot V_{10P}} + (P_{10S} - P_0) \cdot \frac{\lambda}{\rho_{10S} \cdot V_{10S}}} \quad (2.117)$$

et $\alpha_{PC} = 0$ pour le cas sans post-combustion.

La poussée primaire F_{pri} (N) et la poussée secondaire F_{sec} (N) du turboréacteur
double flux peuvent donc être exprimées par

$$F_{pri} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10} - P_0) \cdot A_{10} \quad (2.118)$$

$$F_{sec} = D_{2S} \cdot (V_{10S} - V_0) \quad (2.119)$$

avec $d_{PC} = 0$ pour le cas sans la post-combustion.

- *Tuyère convergente-divergente*

b) *Tuyère convergente-divergente adaptée*

Les calculs sont similaires à ceux du cas de la tuyère convergente adaptée (cas a.1), en ajoutant le calcul de la section du col A_{col} (m^2) de la tuyère, où le nombre de Mach est égal à 1. Par conservation du débit massique, nous avons

$$A_{col} = \frac{A_{10} \cdot M_{10}}{\left(\frac{2}{\gamma_{10} + 1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{10}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma_{10} + 1}{2(\gamma_{10} - 1)}}} \quad (2.120)$$

c) *pour la tuyère convergente-divergente non adaptée*

Nous calculons d'abord le rapport de pressions $\frac{P_{i10}}{P_0}$.

c.1) Si $\frac{P_{i10}}{P_0} < \tau_C$, la tuyère est adaptée et nous ferons les calculs comme dans le cas précédent (cas b).

c.2) Si $\frac{P_{i10}}{P_0} \geq \tau_C$, le nombre de Mach au col est égal à 1. Nous devons définir soit le nombre de Mach en sortie M_{10} ou soit le rapport de sections de la sortie et du col $\frac{A_{10}}{A_{col}}$.

c.2.1) Dans le cas où le nombre de Mach M_{10} est donné,

La pression statique P_{10} peut être calculée par

$$P_{10} = \frac{P_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{10}^2 \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}}$$

Ensuite nous effectuons les mêmes calculs que dans le cas a.2 en ajoutant le calcul de la section du col d'après l'équation (2.120).

c.2.2) Dans le cas où le rapport $\frac{A_{10}}{A_{col}}$ est donné

D'après l'équation (2.120), nous avons

$$\frac{A_{10}}{A_{col}} = \frac{\left(\frac{2}{\gamma_{10} + 1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{10}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma_{10} + 1}{2(\gamma_{10} - 1)}}}{M_{10}} \quad (2.121)$$

Ensuite nous calculons M_{10} par itérations et effectuons les mêmes calculs que dans le cas c.2.1.

2.3.2.16 Calculs des rendements du cycle

Nous calculons ici les rendements propulsif, thermique et thermopropulsif. D'après les définitions des rendements expliquées dans la partie 2.2.1, ces rendements peuvent être calculés avec les équations ci-dessous.

- *Le rendement propulsif (η_{PR})* : on rappelle qu'il s'agit du rapport de la puissance nécessaire à la propulsion, appelée la puissance propulsive, à la puissance totale fournie par le moteur, appelée la puissance utile.

La puissance propulsive PW_{PR} (W) est le produit de la poussée totale et la vitesse de vol décrite par :

$$PW_{PR} = F_{tot} \cdot V_0 \quad (2.122)$$

La puissance utile PW_{util} (W) est la somme de la puissance propulsive, nécessaire à la propulsion et de la puissance due à l'énergie cinétique $PW_{ciné}$ (W) du gaz éjecté. Pour un turboréacteur à double flux séparés par exemple, elle sera donnée par :

$$PW_{ciné} = D_{10P} \cdot \frac{(V_{10P} - V_0)^2}{2} + \lambda \cdot D_{2p} \cdot \frac{(V_{10S} - V_0)^2}{2} \quad (2.123)$$

$$PW_{util} = F_{tot} \cdot V_0 + PW_{ciné} \quad (2.124)$$

Par exemple, pour un turboréacteur à double flux avec tuyère adaptée :

$$PW_{util} = D_{10P} \cdot \frac{V_{10P}^2}{2} - (D_{2p} - d_c) \cdot \frac{V_0^2}{2} + \lambda \cdot D_{2p} \cdot \left(\frac{V_{10S}^2 - V_0^2}{2} \right)$$

Nous avons donc l'expression du rendement propulsif :

$$\eta_{PR} = \frac{PW_{PR}}{PW_{util}} \quad (2.125)$$

- *Le rendement thermique* (η_{TH}) est le rapport entre la puissance utile et la puissance consommée par la chambre de combustion principale et la post-combustion PW_{cb} (W). Nous en déduisons donc

$$PW_{cb} = d_C \cdot Pc_{eff}(T_{i5}) + d_{PC} \cdot Pc_{eff}(T_{i9}) \quad (2.126)$$

$$\eta_{TH} = \frac{PW_{util}}{PW_{cb}} \quad (2.127)$$

- *Le rendement thermopropulsif* (η_{THP}) est le produit du rendement thermique et du rendement propulsif, cela peut être aussi le rapport entre la puissance propulsive et la puissance consommée par la chambre de combustion. Il représente le rendement d'ensemble du turboréacteur.

$$\eta_{THP} = \eta_{TH} \cdot \eta_{PR} = \frac{PW_{PR}}{PW_{cb}} \quad (2.128)$$

2.3.2.17 Calculs des débits de gaz

Les calculs des débits de gaz pour le fonctionnement stationnaire sont effectués afin de connaître les valeurs du débit de chaque composant du turboréacteur. Les valeurs du débit de gaz sont exprimées en *kg/s*.

Le débit d'air total entrant D_{2T} est la somme du débit primaire D_{2P} et du débit secondaire D_{2F} défini par

$$D_{2T} = D_{2P} + D_{2F}$$

Le taux de dilution λ est le rapport entre le débit primaire et le débit secondaire défini par

$$\lambda = \frac{D_{2F}}{D_{2P}}$$

Les débits de refroidissement sont définis par

$$d_4 = 0.01 \cdot d_{4(\%D_{2P})} \cdot D_{2P}$$

$$d_6 = 0.01 \cdot d_{6(\%D_{2P})} \cdot D_{2P}$$

$$d_7 = 0.01 \cdot d_{7(\%D_{2P})} \cdot D_{2P}$$

$$d_9 = 0.01 \cdot d_{9(\%D_{2P})} \cdot D_{2P}$$

Les débits de carburant

Nous notons :

d_c pour la chambre de combustion principale et

d_{PC} pour la post-combustion

Nous définissons également les débits primaires dans le générateur de gaz,

$$D_4 = D_{3P} = D_{2P}$$

$$D_{41} = D_4 - d_4 - d_6 - d_7 - d_9$$

$$D_6 = D_5 = D_{41} + d_c - d_9$$

$$D_7 = D_{6m} = D_6 + d_4 + d_6 - d_9$$

pour des turboréacteur mono corps

$$D_{41} = D_4 - d_4 - d_7 - d_9$$

$$D_{5m} = D_7 = D_{41} + d_c + d_4 - d_9$$

et le débit entrant de la tuyère primaire

$$D_{8p} = D_{7m} = D_7 + d_7 - d_9$$

Les débits secondaires,

$$D_{8S} = D_{3F} = D_{2F}$$

Le débit entrant dans le mélangeur,

$$D_{8M} = D_{8P} + D_{8S}$$

La post-combustion

- pour un turboréacteur mono flux ou à double flux séparés

$$D_{9P} = D_{8P} + d_{PC} + d_9$$

- pour un turboréacteur à double flux mélangés

$$D_{9P} = D_{8P} + D_{8S} + d_{PC} + d_9$$

Les tuyères

- pour un turboréacteur mono flux sans la post-combustion

$$D_{10P} = D_{8P}$$

- pour un turboréacteur mono flux ou à double flux mélangés avec post-combustion

$$D_{10P} = D_{9P}$$

- pour un turboréacteur à double flux séparés sans post-combustion

tuyère primaire : $D_{10P} = D_{8P}$

tuyère secondaire : $D_{10S} = D_{8S}$

- pour un turboréacteur à double flux séparés avec post-combustion

tuyère primaire : $D_{10P} = D_{9P}$

tuyère secondaire : $D_{10S} = D_{8S}$

2.3.3 Calculs de la tuyère en écoulement réel

Cette partie présente les calculs des pertes, dues à l'effet de la courbure au col, à l'effet de déplacement de la couche limite, à l'effet de la compressibilité aux fortes pressions et à l'effet de variation de γ à une température totale élevée (supérieure à 2000 K), et du décollement de la couche limite qui modifie la poussée du turboréacteur. Ces calculs sont effectués pour la tuyère convergente-divergente dont l'écoulement dans la partie divergente est supersonique.

2.3.3.1 Géométrie de la tuyère

Avec l'hypothèse d'écoulement monodimensionnel, nous considérons la section telle qu'elle est décrite comme dans la figure 2.9 ci-dessous, en supposant, par exemple, que la paroi après le col est en rectiligne avec un angle d'ouverture de la tuyère θ constant.

En connaissant la géométrie de la tuyère, telles que la section géométrique du col $A_{col} (m^2)$ et de la sortie $A_{10} (m^2)$, la longueur de tuyère $X_t (m)$

de la partie divergente est directement liée au demi-angle de divergence de la tuyère θ (degré) par

$$r_{10} = \sqrt{\frac{A_{10}}{\pi}} \quad \text{et} \quad r_{col} = \sqrt{\frac{A_{col}}{\pi}}$$

$$r_{10} = X_t \cdot \tan \theta + r_{col} \quad (2.129)$$

L'équation linéaire de la paroi de tuyère est donc définie par

$$y = x \cdot \tan \theta + r_{col} \quad (2.130)$$

avec :

r_{10} : Rayon de la sortie (m)

r_{col} : Rayon du col (m)

Dim_{10} : Diamètre de la sortie (m)

R_{courb} : Rayon courbure du col (m)

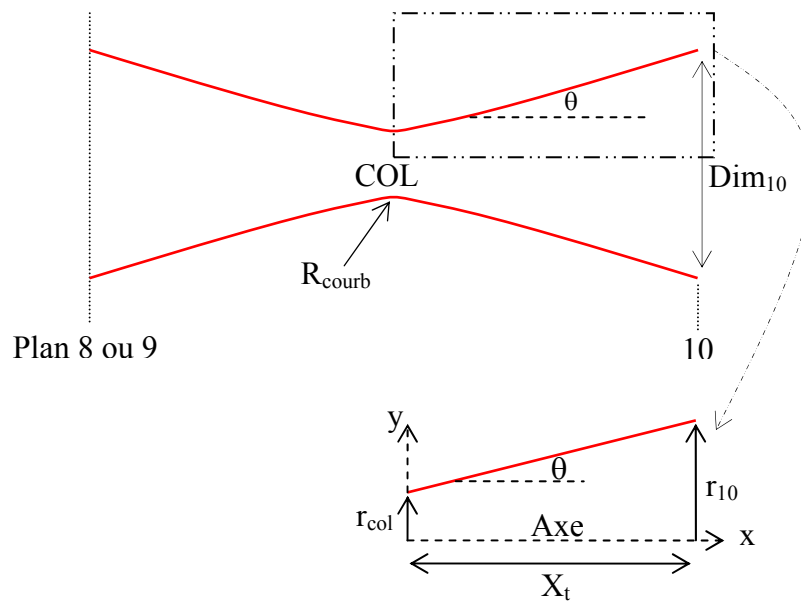


Figure 2.9 : Tuyère Convergente-Divergente

2.3.3.2 Corrections de débit

Au cours du développement des performances du turboréacteur, un certain nombre d'effets est pris en compte et il est nécessaire de procéder à un calcul précis du débit sortant de la tuyère qui modifie la poussée.

Le coefficient de correction de débit C_D est le produit des coefficients de l'effet de courbure au col C_{DK} , l'effet de déplacement de la couche limite $C_{D\delta}$ (l'effet de viscosité), l'effet de viriel au banc d'essai (l'effet de compressibilité aux fortes pressions) C_{DV} et l'effet de variation de γ (ou l'effet de gaz réel) $C_{D\gamma}$ à des températures supérieures à 2000K. Nous avons donc

$$C_D = C_{DK} \cdot C_{D\delta} \cdot C_{DV} \cdot C_{D\gamma} \quad (2.131)$$

Le débit réel est le produit du débit calculé théoriquement et du coefficient de débit donné par :

$$D_{réel} = C_D \cdot D \quad (2.132)$$

Les coefficients des effets présentés ci-dessus sont calculés par les relations suivantes [13]:

a) *Le coefficient de l'effet de déplacement de la couche limite $C_{D\delta}$*

Dans le cadre de l'hypothèse d'un écoulement par tranches planes dans la région du col, la présence d'une couche limite sur la paroi de la tuyère, pour le débit réel, sera supposée de révolution.

D'après les relations suivantes :

$$\rho_i = \frac{P_{i10}}{R_{10} \cdot T_{i10}} \quad \text{et} \quad a_i = \sqrt{\gamma_{10} \cdot R_{10} \cdot T_{i10}}$$

$$\mu_i = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_{i10}}{273,15} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1 + \frac{S}{273,15}}{1 + \frac{S}{T_{i10}}} \right)$$

$$\text{Re}_{col,i} = \frac{\rho_i \cdot a_i \cdot r_{col}}{\mu_i}$$

avec $\mu_0 = 9,642 \cdot 10^{-6}$ Pl, $S = 110,4$ K

Nous avons donc :

$$F_C = 0,0253 \cdot \left(\frac{r_{col}}{R_{courb}} \right)^{-0,4229} \quad (2.133)$$

$$C_{D\delta} = 1 - F_C \cdot \text{Re}_{col,i}^{-1/6} \quad (2.134)$$

F_C est une fonction universelle pour une famille de tuyères données et un rapport de température de paroi T_P et de température de frottement T_f imposé. En effet pour une paroi adiabatique, la température T_P est égale à la température T_f et la valeur de l'épaisseur de déplacement au col ne dépend pratiquement que du gradient de pression dans la région sonique. L'équation

(2.133) est valable pour le cas de la paroi adiabatique $\left(\frac{T_P}{T_f} = 1\right)$.

b) le coefficient de l'effet de courbure au col C_{DK}

C_{DK} représente l'effet de courbure au col résultant du fait que l'écoulement de fluide parfait n'est pas monodimensionnel.

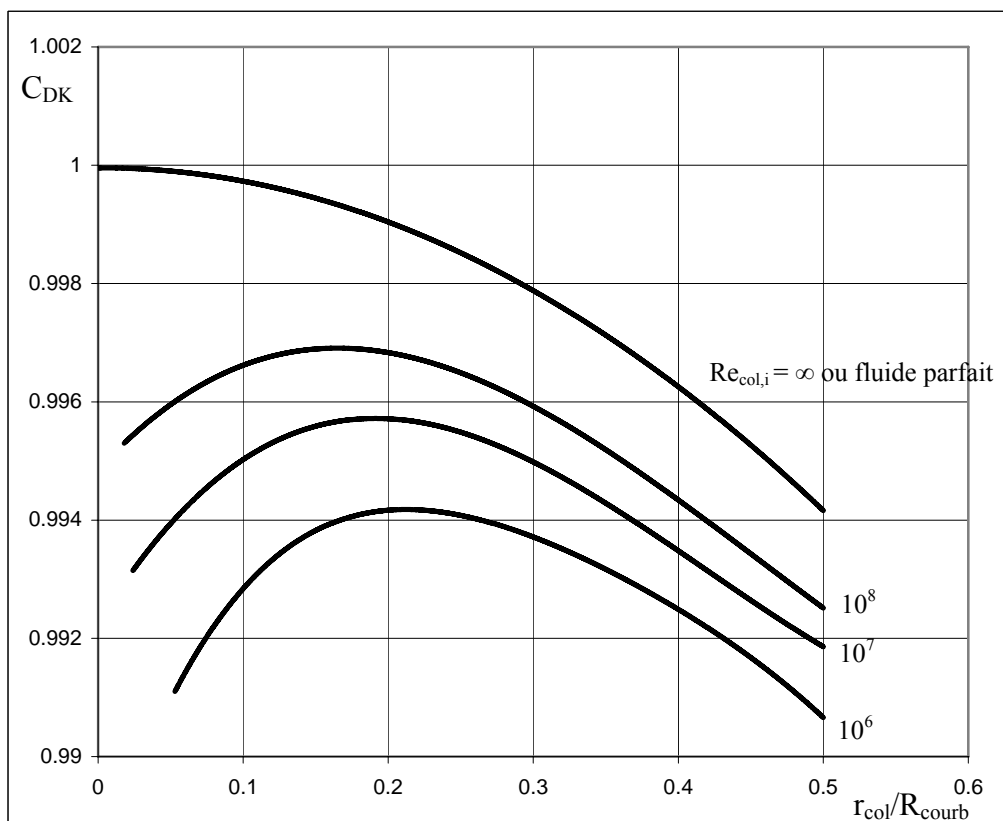


Figure 2.10 : Courbes du coefficient de l'effet de courbure au col.
Tuyère de révolution à faible courbure au col et paroi adiabatique.

Source : Aérodynamique interne [13]

Afin de trouver C_{DK} , nous utilisons les courbes du coefficient de l'effet de courbure au col, montrées ci-dessus (Figure 2.10). C_{DK} est en fonction du nombre de Reynolds et du rapport $\frac{r_{col}}{R_{courb}}$. Le cas limite $Re_{col,i} = \infty$ correspond au fluide parfait pour lequel il n'y a pas de couche limite, alors $C_{D\delta}$ est égal à 1.

c) *Le coefficient de l'effet de variation de γ*

Pour le cas d'un turboréacteur classique où $T_{i10} \leq 1500$, $C_{D\gamma} = 0,9988$

Pour le cas d'un statoréacteur où $T_{i10} > 1500$, $C_{D\gamma} = 1,0035$

d) *Le coefficient de l'effet de viriel au banc d'essai C_{DV}*

Durant les essais à petite échelle, le jet est simulé par de l'air comprimé à une température proche de l'ambiante. Par cette raison, l'effet de viriel se produit lorsque la température du gaz d'échappement est proche de l'ambiante avec la pression génératrice élevée. En fonctionnement réel, l'effet de viriel disparaît en raison des températures élevées rencontrées dans les turboréacteurs. Le coefficient de l'effet de viriel est calculé par :

$$C_{DV} = 1 + 0,035 \cdot \frac{P_{i(ambiante)}}{T_{i10} - 210} \quad (2.135)$$

2.3.3.3 Section effective du col

La section effective du col $A_{col,ef}$ est donc définie par :

$$A_{col,ef} = C_D \cdot A_{col} \quad (2.136)$$

2.3.3.4 Décollement de la couche limite

Nous réalisons ensuite les calculs de la couche limite en utilisant la méthode intégrale simplifiée de la théorie des couches limites turbulentes en fluide compressible [11,12] afin de calculer le coefficient de frottement, la pression statique et de trouver la position du décollement de la couche limite. Avec les valeurs de T_{10} , A_{10} et ρ_{10} , nous calculons

- *Nombre de Reynolds*

$$Re_{10} = \frac{\rho_{10} \cdot V_{10} \cdot Dim_{10}}{\mu_{10}} \quad (2.137)$$

Si $Re_{10} < 10^6$, l'écoulement est laminaire.

Si $Re_{10} \geq 10^6$, l'écoulement est turbulent.

- *Facteur de récupération r*

Il est en fonction du nombre de Prandtl (Pr). Approximativement, pour les gaz diatomiques, Pr est donné par

$$Pr = \frac{Cp}{1,9 \cdot Cv} = \frac{\gamma}{1,9} \quad (2.138)$$

ou par des corrélations plus rigoureuses, en fonction de la température statique T_{10} (K). Pour le gaz n-decane souvent utilisé pour simuler le kérosène [15], nous avons

$$\mu = -4,3697 \cdot 10^{-7} + 1,9629 \cdot 10^{-8} \cdot T_{10} - 2,9702 \cdot 10^{-12} \cdot T_{10}^2$$

$$Cp = -5,7432 \cdot 10 + 5,4176 \cdot T_{10} - 2,9702 \cdot 10^{-12} \cdot T_{10}^2$$

$$k = -2,4359 \cdot 10^{-3} + 6,8136 \cdot 10^{-6} \cdot T_{10} + 1,1002 \cdot 10^{-7} \cdot T_{10}^2$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (2.139)$$

Nous avons donc

$$\text{pour l'écoulement laminaire : } r = Pr^{0,5} \quad (2.140)$$

$$\text{pour l'écoulement turbulent : } r = Pr^{1/3} \quad (2.141)$$

- *Equations de l'enthalpie*

L'enthalpie de gaz :

$$h_{10} = Cp_{10} \cdot T_{10} \quad (2.142)$$

L'enthalpie de paroi :

$$h_{p10} = h_{10} + \frac{V_{10}^2}{2} \quad (2.143)$$

L'enthalpie de frottement :

$$h_{f10} = h_{10} \cdot \left(1 + r \cdot \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{10}^2 \right) \quad (2.144)$$

L'enthalpie de référence proposée par Monhagan [12] :

$$h_{10}^* = h_{10} + 0.54 \cdot (h_{p10} - h_{10}) + 0.16 \cdot (h_{f10} - h_{10}) \quad (2.145)$$

- Coefficient de viscosité du gaz μ

$$\mu_{10} = \mu^\circ \cdot \left(\frac{T_{10}}{T^\circ} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1 + \frac{S}{T^\circ}}{1 + \frac{S}{T_{10}}} \right) \quad (2.146)$$

$$\mu^\circ = 9,642 \cdot 10^{-6} \text{ Pl}, \quad T^\circ = 273,15 \text{ K}, \quad S = 110,4 \text{ K}$$

- Coefficient de viscosité de référence μ^*

en utilisant la loi de Sutherland, ce coefficient est calculé avec

$$\mu_{10}^* = \mu_{10} \cdot \left(\frac{T_{10}^*}{T_{10}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1 + \frac{S}{T_{10}}}{1 + \frac{S}{T_{10}^*}} \right) \quad (2.147)$$

avec la température de référence :

$$T_{10}^* = \frac{h_{10}^*}{Cp_{10}} \quad (2.148)$$

et nous posons ensuite

$$f_{10} = \left(\frac{T_{10}}{T_{10}^*} \right)^{1-so} \cdot \left(\frac{\mu_{10}^*}{\mu_{10}} \right)^{so} \quad (2.149)$$

$so = 1/2$ pour l'écoulement laminaire

$so = 1/6$ pour l'écoulement turbulent.

- Coefficient de frottement C_{f10}

$$C_{f10} = \frac{2 \cdot a \cdot f_{10}}{\text{Re}_{10}^{so}} \quad (2.150)$$

$a = 0,332$ pour l'écoulement laminaire

$a = 0,0184$ pour l'écoulement turbulent.

- *Pression statique maximum après décollement de la couche limite P_{max} (Pa)*

C'est la pression statique maximale que peut supporter la couche limite surdétendue [9]. En utilisant le critère de Chapman, nous avons

Pour l'écoulement laminaire

$$P_{max} = P_{10} + 0,75 \cdot \gamma_{10} \cdot P_{10} \cdot M_{10}^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C_{f10}}{\sqrt{M_{10}^2 - 1}}} \quad (2.151)$$

Pour l'écoulement turbulent

$$P_{max} = P_{10} + 3 \cdot \gamma_{10} \cdot P_{10} \cdot M_{10}^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C_{f10}}{\sqrt{M_{10}^2 - 1}}} \quad (2.152)$$

Ensuite, nous comparons la pression ambiante avec P_{max} .

Si $P_{max} > P_{amb}$, il n'y a pas de décollement de couche limite.

Si $P_{max} < P_{amb}$, la couche limite décolle avant de sortir de la tuyère.

- *Position, Nombre de Mach et Pression du décollement*

Nous choisissons deux valeurs de x sur l'axe de tuyère et avec l'équation (2.147), en tenant compte du coefficient de correction de débit C_D , nous calculons les sections A_x et les nombres de Mach M_x correspondant à x par :

$$A_x = \pi \cdot y_x^2$$

$$\frac{A_x}{C_D \cdot A_{col}} = \frac{1}{M_x} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_{10} + 1} + \frac{\gamma_{10} - 1}{\gamma_{10} + 1} \cdot M_x^2 \right)^{\frac{\gamma_{10} + 1}{2(\gamma_{10} - 1)}} \quad (2.153)$$

Les nombres de Mach M_x sont obtenus par itérations. Ceci nous donne directement l'état de l'écoulement en x par les équations ci-dessous :

$$T_x = \frac{T_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_x^2 \right)}$$

$$P_x = \frac{P_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_x^2 \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}}$$

$$\rho_x = \frac{P_x}{R_{10} \cdot T_x}$$

$$V_x = \sqrt{2 \cdot C_{p10} \cdot (T_{i10} - T_x)}$$

C_{fx} et P_{maxx} , correspondant à x , peuvent être calculés par les équations (2.137) à (2.152). Avec les deux valeurs de P_{maxx} , nous calculons le point de décollement x_{dec} où P_{max} est égale à la pression ambiante, par interpolation ou extrapolation. Nous avons donc :

le rayon au point de décollement r_{dec} (m)

$$r_{dec} = x_{dec} \cdot \tan \theta + r_{col}$$

la section au point de décollement A_{dec} (m²)

$$A_{dec} = \pi \cdot r_{dec}^2$$

avec l'équation de débit réduit, en effectuant des itérations sur M_{dec} , nous pouvons calculer le nombre de Mach au point de décollement par :

$$A_{dec} = \frac{C_D \cdot D_{10} \cdot T_{i10}}{P_{i10} \cdot M_{dec} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{10}}{R_{10}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{dec}^2\right)^{\frac{\gamma_{10} - 1}{2(\gamma_{10} - 1)}}}} \quad (2.154)$$

et nous pouvons calculer la pression statique au point de décollement avec :

$$P_{dec} = \frac{P_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{dec}^2\right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}} \quad (2.155)$$

2.3.3.5 Poussée corrigée F_{cor} (N)

Après avoir calculé précédemment la position de décollement (x_{dec}), nous effectuons ensuite le calcul de la poussée corrigée ou la poussée de la partie non décollée.

a) Si $x_{dec} < 10$ cm, nous ne calculons pas l'effet de la couche limite. La poussée corrigée est donc donnée par les relations suivantes :
pour un écoulement plan :

$$F_{cor} = P_{dec} \cdot A_{dec} + \gamma_{10} \cdot P_{dec} \cdot M_{dec}^2 \cdot A_{dec} \quad (2.156)$$

pour un écoulement conique :

$$F_{cor} = P_{dec} \cdot A_{dec} + \gamma_{10} \cdot P_{dec} \cdot M_{dec}^2 \cdot A_{Sdec} \quad (2.157)$$

avec :

$$A_{Sdec} = \frac{2 \cdot A_{dec}}{1 + \cos \theta} \quad (2.158)$$

b) Si $x_{dec} > 10$ cm, les effets de viscosité sur la poussée est pris en compte dans le calcul. La perte de débit due à la couche limite est considérée lorsque nous avons un écoulement de fluide parfait dans une tuyère dont le rayon y est diminué de l'épaisseur de déplacement δ_1 de la couche limite. L'épaisseur de couche limite δ est calculée par la solution de Blasius décrite par :

pour un écoulement laminaire :

$$\delta = \frac{5 \cdot (2 \cdot r_{dec})}{\sqrt{\text{Re}_{dec}}} \quad (2.159)$$

pour un écoulement turbulent :

$$\delta = \frac{0.38 \cdot (2 \cdot r_{dec})}{\text{Re}_{dec}^{\frac{1}{5}}} \quad (2.160)$$

D'après l'équation (2.143), l'enthalpie de paroi est égale à l'enthalpie totale qui est constant dans toute la longueur de la tuyère. La température de paroi T_p est donc :

$$T_p = T_{i10P}$$

Le profil de vitesse de couche limite est donné par

$$\frac{U}{U_e} = t \cdot \left(\frac{y}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.161)$$

avec, $t = 1$ et $n = 7$

L'épaisseur de déplacement δ_1 est donnée par :

$$\delta_1 = \delta \cdot \int_0^1 \left(1 - \frac{\rho \cdot U}{\rho_e \cdot U_e} \right) d\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (2.162)$$

Avec la loi de Croco, nous avons

$$\frac{\rho_e}{\rho} = \frac{T}{T_e} = \frac{T_p}{T_e} + \frac{T_f - T_p}{T_e} \cdot \left(\frac{U}{U_e}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{T_f}{T_e} - 1\right) \cdot \left(\frac{U}{U_e}\right)^{\frac{2}{n}} \quad (2.163)$$

Nous en déduisons donc

$$\delta_1 = \int_0^\delta \left[1 - \frac{\left(\frac{U}{U_e}\right)^{\frac{1}{n}}}{\left[\frac{T_p}{T_e} + \frac{T_f - T_p}{T_e} \cdot \left(\frac{U}{U_e}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{T_f}{T_e} - 1\right) \cdot \left(\frac{U}{U_e}\right)^{\frac{2}{n}} \right]^{\frac{2}{n}}} \right] dy \quad (2.164)$$

Le facteur de forme HF est donné par les relations suivantes :

pour un écoulement laminaire

$$HF = 2,591 + 0,667 \cdot M_{dec}^2 + 2,9 \cdot \frac{T_p - T_f}{T_{10}} \quad (2.165)$$

pour un écoulement turbulent

$$HF = 1,4 + 0,4 \cdot M_{dec}^2 + 1,222 \cdot \frac{T_p - T_f}{T_{10}} \quad (2.166)$$

L'épaisseur de quantité de mouvement δ_2 est donnée par

$$\delta_2 = \frac{\delta_1}{HF} \quad (2.167)$$

La poussée corrigée est donc décrite par les relations ci-dessous :

pour un écoulement plan :

$$F_{cor} = P_{dec}'' \cdot A_{dec} + \gamma_{10} \cdot P_{dec}'' \cdot M_{dec}''^2 \cdot \left(A_{dec}'' - 2 \cdot \pi \cdot r_{dec} \cdot \delta_2 \right) \quad (2.168)$$

avec :

$$A_{dec}'' = A_{dec} - 2 \cdot \pi \cdot r_{dec} \cdot \delta_1 \quad (2.169)$$

Le nombre de Mach M_{dec}'' et la pression P_{dec}'' sont calculés par les relations suivantes :

$$\frac{A_{dec}''}{C_D \cdot A_{col}} = \frac{1}{M_{dec}''} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_{10} + 1} + \frac{\gamma_{10} - 1}{\gamma_{10} + 1} \cdot M_{dec}''^2 \right)^{\frac{\gamma_{10} + 1}{2(\gamma_{10} - 1)}}$$

$$P_{dec}'' = \frac{P_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{dec}''^2 \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}}$$

pour un écoulement conique :

$$F_{cor} = P_{dec}'' \cdot A_{dec} + \gamma_{10} \cdot P_{dec}'' \cdot M_{dec}''^2 \cdot \left(A_{Sdec}'' - 2 \cdot \pi \cdot r_{dec} \cdot \delta_2 \cdot \cos \theta \right) \quad (2.170)$$

avec :

$$A_{Sdec}'' = \frac{2 \cdot A_{dec}''}{1 + \cos \theta} \quad (2.171)$$

Le nombre de Mach M_{dec}'' et la pression P_{dec}'' sont donnés par les relations suivantes :

$$\frac{A_{Sdec}''}{C_D \cdot A_{col}} = \frac{1}{M_{dec}''} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_{10} + 1} + \frac{\gamma_{10} - 1}{\gamma_{10} + 1} \cdot M_{dec}''^2 \right)^{\frac{\gamma_{10} + 1}{2(\gamma_{10} - 1)}}$$

$$P_{dec}'' = \frac{P_{i10}}{\left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \cdot M_{dec}''^2 \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}}$$

c) Pour le cas sans décollement de la couche limite, les valeurs au point de décollement sont remplacées par les valeurs en sortie de la tuyère. La poussée corrigée, en tenant compte des effets de viscosité, est donnée par les relations suivantes :

pour un écoulement plan :

$$F_{cor} = P_{10}'' \cdot A_{10} + \gamma_{10} \cdot P_{10}'' \cdot M_{10}''^2 \cdot \left(A_{10}'' - 2 \cdot \pi \cdot r_{10} \cdot \delta_2 \right) \quad (2.172)$$

avec :

$$A_{10}'' = A_{10} - 2 \cdot \pi \cdot r_{10} \cdot \delta_1 \quad (2.173)$$

pour un écoulement conique :

$$F_{cor} = P_{10}'' \cdot A_{10} + \gamma_{10} \cdot P_{10}'' \cdot M_{10}''^2 \cdot (A_{S10}'' - 2 \cdot \pi \cdot r_{10} \cdot \delta_2 \cdot \cos \theta) \quad (2.174)$$

avec :

$$A_{S10}'' = \frac{2 \cdot A_{10}''}{1 + \cos \theta} \quad (2.175)$$

Le nombre de Mach et la pression statique dans ce cas sont calculés de la même façon que dans le cas précédent (cas b).

2.3.3.6 Pression moyenne \bar{P} (Pa)

Afin de calculer la poussée de la partie décollée, la pression statique moyenne \bar{P} entre la sortie de la tuyère (plan 10) et la position de décollement x_{dec} doit être calculée (Figure 2.11).

Cette pression statique moyenne est définie par la relation :

$$\bar{P} \cdot (A_{10} - A_{dec}) = \int_{A_{dec}}^{A_{10}} P dA \quad (2.176)$$

La pression moyenne présentée par une courbe empirique (Figure 2.12) de Campbell et Farley [13] peut être calculée par la relation

$$1 - \frac{\bar{P}}{P_0} \cdot \cos \theta = f \left(\frac{P_0}{P_{i10}} \cdot \left(\frac{A_{10} - A_{dec}}{A_{col,réel}} \right) \right)$$

Afin de trouver cette pression moyenne dans la zone décollée, nous calculons d'abord :

$$\frac{P_0}{P_{i10}} \cdot \left(\frac{A_{10} - A_{dec}}{A_{col,réel}} \right)$$

En suite, par la courbe, nous trouvons la valeur de

$$1 - \frac{\bar{P}}{P_0} \cdot \cos \theta$$

et, nous pouvons calculer \bar{P} à partir de cette relation.

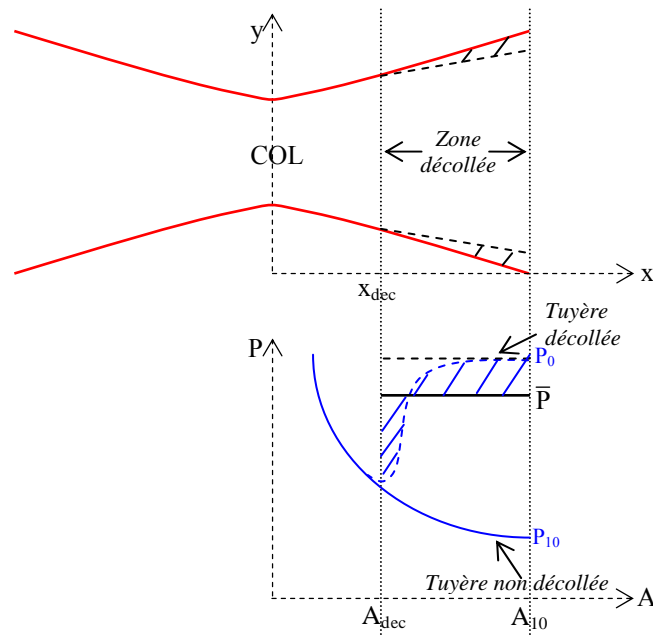


Figure 2.11 : Position de décollement de la couche limite

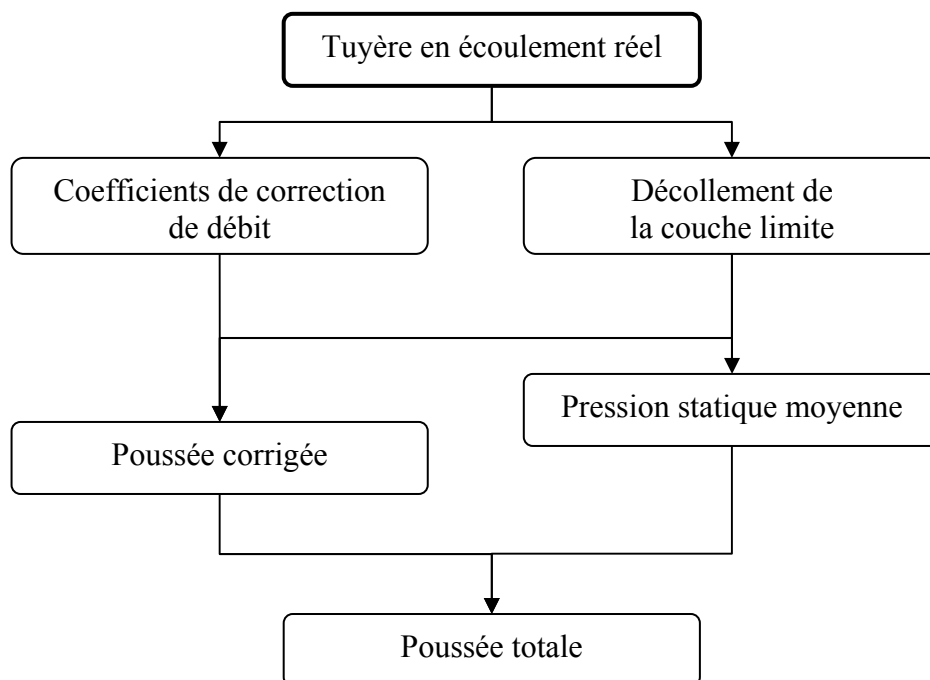


Figure 2.12 : Schéma du calcul de tuyère en écoulement réel

2.3.3.7 Poussée totale F_{tot} (N)

A partir des calculs précédents, la poussée totale, étant la somme de la poussée corrigée et la poussée de la partie décollée, s'obtient par :

$$F_{tot} = F_{cor} + \bar{P} \cdot (A_{10} - A_{dec}) - P_0 \cdot A_{10} \quad (2.177)$$

avec

$$\bar{P} \cdot (A_{10} - A_{dec}) : \text{Poussée de la partie décollée}$$

Pour la tuyère sans décollement de la couche limite, la poussée totale est donnée par :

$$F_{tot} = F_{cor} - P_0 \cdot A_{10} \quad (2.178)$$

2.3.4 Poussée spécifique et Consommation spécifique

D'après les définitions de la poussée spécifique et de la consommation spécifique expliquées dans la partie 2.2.1, ces deux paramètres peuvent être calculés par les équations ci-dessous :

- la poussée spécifique F_s (N/kg/s)

$$F_s = \frac{F_{tot}}{D_{2T}} \quad (2.179)$$

- la consommation spécifique C_s (kg/h/N)

$$C_s = \frac{d_c}{F_{tot}} \quad (2.180)$$

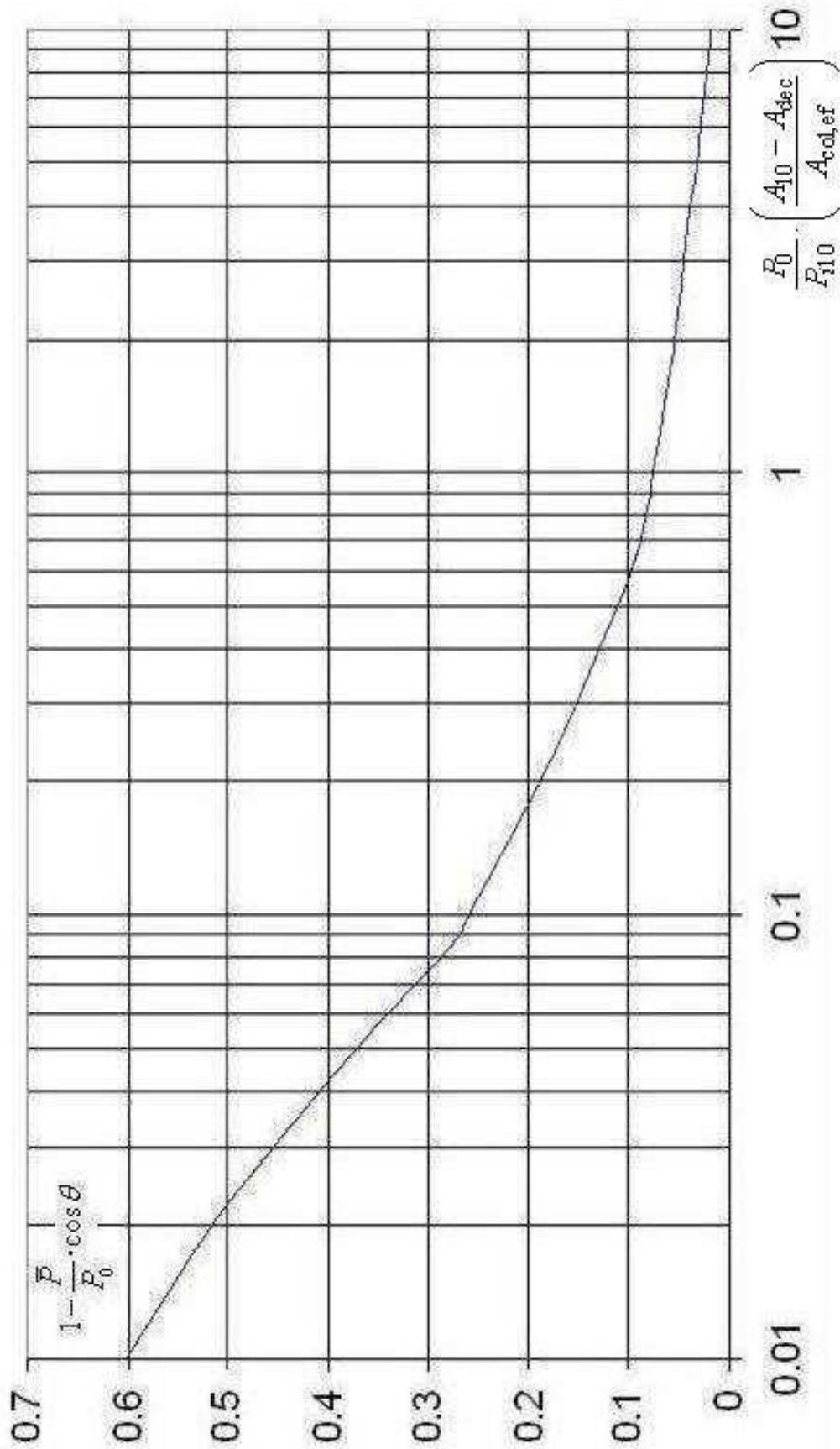


Figure 2.13 : Courbe du critère empirique de Campbell et Farley

2.3.5 Coefficients de charges et Nombres des turbines

- Turbine haute pression

Le coefficient de charge Ψ pour l'ensemble de la turbine haute pression peut être calculé avec :

$$\Psi_{THP} = \frac{(H_5 - H_6)}{U_{pied} \cdot \sqrt{T_{i5}}} \quad (2.181)$$

U_{pied} : Vitesse d'entraînement au pied d'aube (m/s)

Par la connaissance du critère de charge $\Psi_{HP,cri}$ prédéfinie par l'utilisateur, le nombre d'étage (No) est calculé avec :

$$No_{THP} = \frac{\Psi_{HP}}{\Psi_{HP,cri}} \quad (2.182)$$

Normalement $\Psi_{HP,cri} \leq 21$.

- Turbine basse pression

Le coefficient de charge Ψ pour l'ensemble de la turbine basse pression peut être calculé avec :

$$\Psi_{TBP} = \frac{(H_{6m} - H_7)}{U_m^2} \quad (2.183)$$

U_m : Vitesse d'entraînement au rayon moyen d'aube (m/s)

Ou

$$\Psi_{TBP} = \frac{(H_{6m} - H_7)}{U_{pied} \cdot \sqrt{T_{i6m}}}$$

Dans ce cas, les critères de charge sont définis par :

- l'étage avant dernier

$$\Psi_{av,cri} = 2.7$$

- le dernier étage

$$\Psi_{dr,cri} = 1.7$$

- les autres étages

$$\Psi_{autres,cri} \leq 18$$

Le coefficient pour l'ensemble d'autres étage est donc calculé par :

$$\Psi_{autres} = \Psi_{TBP} - \Psi_{av,cri} - \Psi_{dr,cri} \quad (2.184)$$

Le nombre d'étage peut donc être calculé par :

$$No_{TBP} = \frac{\Psi_{autres}}{\Psi_{autres,cri}} + 2 \quad (2.185)$$

2.4 Conclusion

Le point de fonctionnement stabilisé du turboréacteur est calculé ici par la méthode de conception de composants. Les analyses des cycles thermodynamiques sont utilisées afin d'avoir les équations pour calculer le fonctionnement stabilisé et la performance pour plusieurs types de turboréacteur. Les calculs des cycles et des performances sont basés sur des conditions réelles du gaz et du moteur. Nous considérons, par exemple, la variation de chaleur spécifique et d'enthalpie avec la température et la richesse. Les pertes dans les conduits et les rendements des composants et des machines tournants sont également pris en comptes. Les caractéristiques au point de fonctionnement stabilisé du turboréacteur sont étudiées dans ce chapitre afin de déterminer la ligne de fonctionnement et d'aborder le fonctionnement hors adaptation que nous allons expliquer dans le chapitre suivant.

Pressure altitude (m)	MIL STD 210A cold atmosphere						Standard atmosphere						MIL STD 210A hot atmosphere					
	Pressure (kPa)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	
	0	101.325	222.1	1.298	1.139	581.0	288.2	1.000	1.000	661.7	312.6	0.922	0.960	689.0	312.6	0.922	0.960	689.0
250	98.362	228.2	1.226	1.107	589.0	286.6	0.976	0.988	659.8	310.9	0.900	0.949	687.1	310.9	0.900	0.949	687.1	
500	95.460	234.4	1.158	1.076	596.9	284.9	0.953	0.976	658.0	309.1	0.878	0.937	685.2	309.1	0.878	0.937	685.2	
750	92.631	240.6	1.095	1.046	604.7	283.3	0.930	0.964	656.1	307.4	0.857	0.926	683.3	307.4	0.857	0.926	683.3	
1000	89.873	245.3	1.042	1.021	610.7	281.7	0.907	0.953	654.2	305.6	0.836	0.914	681.3	305.6	0.836	0.914	681.3	
1250	87.180	247.1	1.004	1.002	612.8	280.0	0.885	0.941	652.3	303.8	0.816	0.903	679.3	303.8	0.816	0.903	679.3	
1500	84.558	247.1	0.973	0.987	612.8	278.4	0.864	0.929	650.4	302.1	0.796	0.892	677.3	302.1	0.796	0.892	677.3	
1750	81.994	247.1	0.944	0.972	612.8	276.8	0.842	0.918	648.5	300.3	0.777	0.881	675.4	300.3	0.777	0.881	675.4	
2000	79.496	247.1	0.915	0.957	612.8	275.2	0.822	0.906	646.6	298.5	0.757	0.870	673.3	298.5	0.757	0.870	673.3	
2250	77.060	247.1	0.887	0.942	612.8	273.5	0.801	0.895	644.7	296.7	0.739	0.859	671.3	296.7	0.739	0.859	671.3	
2500	74.683	247.1	0.860	0.927	612.8	271.9	0.781	0.884	642.8	294.8	0.720	0.849	669.2	294.8	0.720	0.849	669.2	
2750	72.367	247.1	0.833	0.913	612.8	270.3	0.761	0.873	640.9	293.0	0.702	0.838	667.2	293.0	0.702	0.838	667.2	
3000	70.106	247.1	0.807	0.898	612.8	268.6	0.742	0.861	639.0	291.2	0.685	0.827	665.2	291.2	0.685	0.827	665.2	
3250	67.905	246.8	0.783	0.885	612.4	267.0	0.723	0.850	637.1	289.5	0.667	0.817	663.2	289.5	0.667	0.817	663.2	
3500	65.761	245.7	0.761	0.872	611.1	265.4	0.705	0.839	635.1	287.8	0.650	0.806	661.3	287.8	0.650	0.806	661.3	
3750	63.673	244.2	0.741	0.861	609.3	263.8	0.686	0.829	633.2	286.1	0.633	0.796	659.3	286.1	0.633	0.796	659.3	
4000	61.640	242.7	0.722	0.850	607.4	262.1	0.669	0.818	631.2	284.4	0.616	0.785	657.3	284.4	0.616	0.785	657.3	
4250	59.657	241.2	0.703	0.839	605.5	260.6	0.651	0.807	629.3	282.6	0.600	0.775	655.3	282.6	0.600	0.775	655.3	
4500	57.731	239.7	0.685	0.828	603.6	258.9	0.634	0.796	627.3	280.8	0.585	0.765	653.2	280.8	0.585	0.765	653.2	
4750	55.852	238.2	0.667	0.817	601.7	257.3	0.617	0.786	625.3	279.1	0.569	0.754	651.2	279.1	0.569	0.754	651.2	
5000	54.022	236.6	0.649	0.806	599.7	255.7	0.601	0.775	623.4	277.3	0.554	0.744	649.1	277.3	0.554	0.744	649.1	
5250	52.242	235.1	0.632	0.795	597.8	254.1	0.585	0.765	621.4	275.5	0.539	0.734	647.0	275.5	0.539	0.734	647.0	
5500	50.507	233.5	0.615	0.784	595.8	252.4	0.569	0.754	619.4	273.7	0.525	0.724	644.9	273.7	0.525	0.724	644.9	
5750	48.820	231.9	0.599	0.774	593.8	250.8	0.554	0.744	617.4	271.9	0.511	0.715	642.8	271.9	0.511	0.715	642.8	

Tableau 2.1 : Conditions ambiantes en fonction des altitudes (0-5750 m)

Pressure altitude (m)	MIL STD 210A cold atmosphere						Standard atmosphere						MIL STD 210A hot atmosphere					
	Pressure (kPa)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	
	6000	47.178	230.4	0.582	0.763	591.8	249.2	0.538	0.734	615.4	270.2	0.497	0.705	640.8	270.2	0.497	0.705	640.8
6250	45.584	228.8	0.567	0.753	589.7	247.5	0.524	0.724	613.4	268.5	0.483	0.695	638.8	268.5	0.483	0.695	638.8	
6500	44.033	227.2	0.551	0.742	587.7	245.9	0.509	0.714	611.4	266.8	0.469	0.685	636.8	266.8	0.469	0.685	636.8	
6750	42.525	225.6	0.536	0.732	585.5	244.3	0.495	0.704	609.3	265.1	0.456	0.675	634.7	265.1	0.456	0.675	634.7	
7000	41.063	224.0	0.521	0.722	583.5	242.7	0.481	0.694	607.4	263.4	0.443	0.666	632.7	263.4	0.443	0.666	632.7	
7250	39.638	222.3	0.507	0.712	581.3	241.0	0.468	0.684	605.3	261.7	0.431	0.656	630.6	261.7	0.431	0.656	630.6	
7500	38.254	220.7	0.493	0.702	579.2	239.4	0.454	0.674	603.2	259.9	0.419	0.647	628.5	259.9	0.419	0.647	628.5	
7750	36.909	219.0	0.479	0.692	577.0	237.8	0.441	0.664	601.2	258.2	0.407	0.638	626.5	258.2	0.407	0.638	626.5	
8000	35.601	217.4	0.466	0.682	574.9	236.2	0.429	0.655	599.2	256.5	0.395	0.628	624.3	256.5	0.395	0.628	624.3	
8250	34.330	215.8	0.453	0.673	572.7	234.5	0.416	0.645	597.1	254.7	0.383	0.619	622.2	254.7	0.383	0.619	622.2	
8500	33.096	214.1	0.440	0.663	570.4	232.9	0.404	0.636	595.0	252.9	0.372	0.610	620.0	252.9	0.372	0.610	620.0	
8750	31.899	212.3	0.427	0.654	568.1	231.3	0.392	0.626	592.9	251.2	0.361	0.601	617.9	251.2	0.361	0.601	617.9	
9000	30.740	210.6	0.415	0.644	565.9	229.7	0.381	0.617	590.9	249.5	0.350	0.592	615.8	249.5	0.350	0.592	615.8	
9250	29.616	209.1	0.403	0.635	563.8	228.0	0.369	0.608	588.7	247.9	0.340	0.583	613.8	247.9	0.340	0.583	613.8	
9500	28.523	208.0	0.390	0.624	562.3	226.4	0.358	0.599	586.6	246.2	0.329	0.574	611.8	246.2	0.329	0.574	611.8	
9750	27.463	208.0	0.375	0.613	562.3	224.8	0.347	0.589	584.6	244.6	0.319	0.565	609.7	244.6	0.319	0.565	609.7	
10000	26.435	208.0	0.361	0.601	562.3	223.2	0.337	0.580	582.4	242.9	0.310	0.556	607.6	242.9	0.310	0.556	607.6	
10250	25.441	208.0	0.348	0.590	562.3	221.5	0.327	0.571	580.3	241.2	0.300	0.548	605.6	241.2	0.300	0.548	605.6	
10500	24.475	208.0	0.335	0.578	562.3	219.9	0.317	0.563	578.2	239.7	0.290	0.539	603.6	239.7	0.290	0.539	603.6	
10750	23.540	208.0	0.322	0.567	562.3	218.3	0.307	0.554	576.0	238.2	0.281	0.530	601.7	238.2	0.281	0.530	601.7	
11000	22.628	208.0	0.309	0.556	562.3	216.7	0.297	0.545	573.9	236.7	0.272	0.521	599.8	236.7	0.272	0.521	599.8	
11250	21.758	208.0	0.297	0.545	562.3	216.7	0.286	0.534	573.9	235.2	0.263	0.513	597.9	235.2	0.263	0.513	597.9	
11500	20.914	208.0	0.286	0.535	562.3	216.7	0.275	0.524	573.9	233.6	0.255	0.505	595.9	233.6	0.255	0.505	595.9	
11750	20.106	208.0	0.275	0.524	562.3	216.7	0.264	0.514	573.9	232.1	0.246	0.496	593.9	232.1	0.246	0.496	593.9	
12000	19.331	208.0	0.264	0.514	562.3	216.7	0.254	0.504	573.9	230.6	0.238	0.488	592.5	230.6	0.238	0.488	592.5	
12250	18.583	208.0	0.254	0.504	562.3	216.7	0.244	0.494	573.9	229.1	0.229	0.479	592.0	229.1	0.229	0.479	592.0	
12500	17.862	208.0	0.244	0.494	562.3	216.7	0.234	0.484	573.9	227.6	0.220	0.469	592.3	227.6	0.220	0.469	592.3	
12750	17.176	208.0	0.235	0.485	562.3	216.7	0.225	0.475	573.9	226.1	0.211	0.460	592.5	226.1	0.211	0.460	592.5	
13000	16.512	207.0	0.227	0.476	560.9	216.7	0.217	0.466	573.9	224.6	0.203	0.451	592.8	224.6	0.203	0.451	592.8	
13250	15.872	205.1	0.220	0.469	558.3	216.7	0.208	0.456	573.9	223.1	0.195	0.442	593.0	223.1	0.195	0.442	593.0	
13500	15.257	202.7	0.214	0.463	555.1	216.7	0.200	0.447	573.9	221.5	0.187	0.433	593.2	221.5	0.187	0.433	593.2	
13750	14.669	200.3	0.208	0.456	551.8	216.7	0.193	0.439	573.9	220.0	0.180	0.424	593.5	220.0	0.180	0.424	593.5	
14000	14.105	197.9	0.203	0.450	548.4	216.7	0.185	0.430	573.9	218.5	0.173	0.416	593.8	218.5	0.173	0.416	593.8	
14250	13.558	195.4	0.197	0.444	545.0	216.7	0.178	0.422	573.9	217.0	0.166	0.408	594.1	217.0	0.166	0.408	594.1	
14500	13.034	193.0	0.192	0.438	541.6	216.7	0.171	0.414	573.9	215.5	0.160	0.399	594.3	215.5	0.160	0.399	594.3	
14750	12.530	190.7	0.187	0.432	538.4	216.7	0.164	0.406	573.9	214.0	0.153	0.391	594.6	214.0	0.153	0.391	594.6	
15000	12.045	188.7	0.182	0.426	535.6	216.7	0.158	0.398	573.9	212.5	0.147	0.384	594.9	212.5	0.147	0.384	594.9	

Tableau 2.2 : Conditions ambiantes en fonction des altitudes (6000-15000 m)

Pressure altitude (m)	MIL STD 210A cold atmosphere						Standard atmosphere						MIL STD 210A hot atmosphere					
	Pressure (kPa)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	
	15250	11.579	187.1	0.176	0.420	533.2	216.7	0.152	0.390	573.9	233.1	0.141	0.376	595.2	233.1	0.141	0.376	595.2
15500	11.131	186.1	0.170	0.412	531.9	216.7	0.146	0.382	573.9	233.2	0.136	0.368	595.4	233.2	0.136	0.368	595.4	
15750	10.702	185.9	0.164	0.405	531.6	216.7	0.140	0.375	573.9	233.3	0.130	0.361	595.5	233.3	0.130	0.361	595.5	
16000	10.287	185.9	0.157	0.397	531.6	216.7	0.135	0.367	573.9	233.4	0.125	0.354	595.6	233.4	0.125	0.354	595.6	
16250	9.889	185.9	0.151	0.389	531.6	216.7	0.130	0.360	573.9	233.5	0.120	0.347	595.7	233.5	0.120	0.347	595.7	
16500	9.509	185.9	0.145	0.381	531.6	216.7	0.125	0.353	573.9	233.6	0.116	0.340	595.9	233.6	0.116	0.340	595.9	
16750	9.142	185.9	0.140	0.374	531.6	216.7	0.120	0.346	573.9	233.7	0.111	0.334	596.0	233.7	0.111	0.334	596.0	
17000	8.789	185.9	0.134	0.367	531.6	216.7	0.115	0.340	573.9	233.7	0.107	0.327	596.0	233.7	0.107	0.327	596.0	
17250	8.446	185.9	0.129	0.359	531.6	216.7	0.111	0.333	573.9	233.8	0.103	0.321	596.1	233.8	0.103	0.321	596.1	
17500	8.118	185.9	0.124	0.352	531.6	216.7	0.107	0.326	573.9	233.9	0.099	0.314	596.2	233.9	0.099	0.314	596.2	
17750	7.806	185.9	0.119	0.346	531.6	216.7	0.102	0.320	573.9	234.0	0.095	0.308	596.4	234.0	0.095	0.308	596.4	
18000	7.502	185.9	0.115	0.339	531.6	216.7	0.098	0.314	573.9	234.1	0.091	0.302	596.5	234.1	0.091	0.302	596.5	
18250	7.213	185.9	0.110	0.332	531.6	216.7	0.095	0.308	573.9	234.2	0.088	0.296	596.6	234.2	0.088	0.296	596.6	
18500	6.936	185.9	0.106	0.326	531.6	216.7	0.091	0.302	573.9	234.2	0.084	0.290	596.7	234.2	0.084	0.290	596.7	
18750	6.668	186.8	0.102	0.319	532.8	216.7	0.088	0.296	573.9	234.3	0.081	0.284	596.8	234.3	0.081	0.284	596.8	
19000	6.410	188.1	0.097	0.311	534.8	216.7	0.084	0.290	573.9	234.4	0.078	0.279	596.9	234.4	0.078	0.279	596.9	
19250	6.162	189.5	0.092	0.304	536.7	216.7	0.081	0.284	573.9	234.5	0.075	0.273	597.1	234.5	0.075	0.273	597.1	
19500	5.924	190.9	0.088	0.297	538.7	216.7	0.078	0.279	573.9	234.6	0.072	0.268	597.2	234.6	0.072	0.268	597.2	
19750	5.695	192.2	0.084	0.290	540.5	216.7	0.075	0.273	573.9	234.7	0.069	0.263	597.3	234.7	0.069	0.263	597.3	
20000	5.475	193.5	0.080	0.284	542.3	216.7	0.072	0.268	573.9	234.8	0.066	0.258	597.4	234.8	0.066	0.258	597.4	
20250	5.263	194.7	0.077	0.277	544.0	216.7	0.069	0.263	573.9	234.9	0.064	0.252	597.5	234.9	0.064	0.252	597.5	
20500	5.060	195.9	0.073	0.271	545.6	216.7	0.066	0.258	573.9	235.1	0.061	0.247	597.8	235.1	0.061	0.247	597.8	
20750	4.864	197.0	0.070	0.265	547.2	216.7	0.064	0.253	573.9	235.4	0.059	0.242	598.1	235.4	0.059	0.242	598.1	
21000	4.676	198.1	0.067	0.259	548.8	216.7	0.061	0.248	573.9	235.6	0.056	0.238	598.5	235.6	0.056	0.238	598.5	

Tableau 2.3 : Conditions ambiantes en fonction des altitudes (15250-21000 m)

MIL STD 210A cold atmosphere							Standard atmosphere							MIL STD 210A hot atmosphere						
Pressure altitude (m)	Pressure (kPa)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)	Temp (K)	Relative density	$\sqrt{\text{Relative density}}$	Speed of sound (kt)			
21 250	4.495	199.2	0.064	0.253	550.3	216.7	0.059	0.243	573.9	236.0	0.054	0.233	598.9							
21 500	4.321	200.2	0.061	0.248	551.7	216.7	0.057	0.238	573.9	236.3	0.052	0.228	599.4							
21 750	4.155	201.2	0.059	0.242	553.0	216.7	0.055	0.234	573.9	236.6	0.050	0.223	599.8							
22 500	3.690	203.0	0.052	0.227	555.5	216.7	0.048	0.220	573.9	237.6	0.044	0.210	601.0							
22 750	3.549	202.9	0.050	0.223	555.4	216.7	0.047	0.216	573.9	237.9	0.042	0.206	601.4							
23 000	3.411	202.8	0.048	0.219	555.2	216.7	0.045	0.212	573.9	238.2	0.041	0.202	601.8							
23 250	3.280	202.7	0.046	0.215	555.1	216.7	0.043	0.207	573.9	238.6	0.039	0.198	602.2							
23 500	3.153	202.6	0.044	0.210	554.9	216.7	0.041	0.203	573.9	238.9	0.038	0.194	602.6							
23 750	3.031	202.5	0.043	0.206	554.8	216.7	0.040	0.199	573.9	239.2	0.036	0.190	603.0							
24 000	2.914	202.3	0.041	0.202	554.6	216.7	0.038	0.196	573.9	239.5	0.035	0.186	603.4							
24 250	2.801	202.2	0.039	0.199	554.4	216.7	0.037	0.192	573.9	239.8	0.033	0.182	603.8							
24 500	2.691	202.0	0.038	0.195	554.2	216.7	0.035	0.188	573.9	240.2	0.032	0.179	604.2							
24 750	2.594	201.9	0.037	0.191	554.0	216.7	0.034	0.185	573.9	240.5	0.031	0.175	604.7							
25 000	2.522	201.7	0.036	0.189	553.7	216.7	0.033	0.182	573.9	240.9	0.030	0.173	605.1							
25 250	2.397	201.5	0.034	0.184	553.5	217.4	0.031	0.177	574.9	241.2	0.028	0.168	605.5							
25 500	2.299	201.4	0.032	0.180	553.2	218.2	0.030	0.173	575.9	241.6	0.027	0.165	606.0							
25 750	2.212	201.2	0.031	0.177	553.0	218.9	0.028	0.170	576.9	241.9	0.026	0.161	606.4							
26 000	2.128	201.0	0.030	0.174	552.7	219.7	0.028	0.166	577.8	242.3	0.025	0.158	606.9							
26 250	2.047	200.8	0.029	0.170	552.5	220.4	0.026	0.163	578.8	242.7	0.024	0.155	607.3							
26 500	1.969	200.7	0.028	0.167	552.3	221.2	0.025	0.159	579.8	243.0	0.023	0.152	607.8							
26 750	1.895	200.5	0.027	0.164	552.1	221.9	0.024	0.156	580.8	243.4	0.022	0.149	608.3							
27 000	1.823	200.3	0.026	0.161	551.8	222.7	0.023	0.153	581.8	243.8	0.021	0.146	608.8							
27 250	1.754	200.1	0.025	0.158	551.6	223.4	0.022	0.149	582.8	244.2	0.020	0.143	609.2							
27 500	1.689	200.0	0.024	0.155	551.3	224.2	0.021	0.146	583.7	244.5	0.020	0.140	609.6							
27 750	1.626	199.8	0.023	0.152	551.1	224.9	0.021	0.143	584.7	244.8	0.019	0.137	610.0							
28 000	1.565	199.6	0.022	0.149	550.8	225.7	0.020	0.140	585.7	245.2	0.018	0.135	610.4							
28 250	1.507	199.4	0.021	0.147	550.5	226.4	0.019	0.138	586.7	245.5	0.017	0.132	610.9							
28 500	1.452	199.2	0.021	0.144	550.3	227.2	0.018	0.135	587.6	245.8	0.017	0.130	611.3							
28 750	1.398	199.0	0.020	0.141	550.0	227.9	0.017	0.132	588.6	246.2	0.016	0.127	611.8							
29 000	1.347	198.9	0.019	0.139	549.8	228.7	0.017	0.129	589.6	246.6	0.016	0.125	612.3							
29 250	1.298	198.7	0.019	0.136	549.5	229.4	0.016	0.127	590.5	247.0	0.015	0.122	612.7							
29 500	1.250	198.4	0.018	0.134	549.2	230.1	0.015	0.124	591.5	247.3	0.014	0.120	613.2							
29 750	1.205	198.3	0.017	0.131	549.0	230.9	0.015	0.122	592.4	247.7	0.014	0.118	613.7							
30 000	1.161	198.1	0.017	0.129	548.7	231.7	0.014	0.119	593.4	248.2	0.013	0.115	614.2							
30 250	1.119	197.9	0.016	0.127	548.4	232.4	0.014	0.117	594.4	248.6	0.013	0.113	614.7							
30 500	1.079	197.7	0.016	0.125	548.1	233.1	0.013	0.115	595.3	248.9	0.012	0.111	615.1							

Tableau 2.4 : Conditions ambiantes en fonction des altitudes (21250-30500 m)

CHAPITRE III

FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION

3.1 Introduction

Ce chapitre explique la variation de la performance sur une caractéristique fixée du turboréacteur lorsque la condition de fonctionnement est modifiée. Ceci est l'opposé du Chapitre II qui développe le cas de la variation de la performance en condition de fonctionnement fixée lorsque la caractéristique du turboréacteur est changée. Dans ce chapitre, nous considérons donc les fonctionnements du turboréacteur dans des conditions autre que son point stabilisé.

3.2 Méthode fondamentale de l'analyse du fonctionnement hors adaptation

Lorsqu'une turbine à gaz est actionnée dans une autre condition que le point de conception, sa performance dépendra de l'adaptation entre des compresseurs et des turbines. Les compresseurs et les turbines ont des variations de débit définies en fonction des rapports de pressions totales et les vitesses de rotation, et lorsque les puissances des compresseurs sont fournies par les turbines, le domaine de fonctionnement est très restreint. La configuration de la turbine à gaz a une influence importante sur le fonctionnement hors adaptation. Deux moteurs peuvent être conçus pour avoir des conditions de cycle quasiment identiques mais ils présenteront des caractéristiques de fonctionnement complètement différentes. La majorité des turboréacteurs modernes à haute performance utilise des compresseurs multi-corps. La configuration la plus répandue est le compresseur double corps. Une autre configuration possible est le turboréacteur triple corps double flux au taux de dilution élevé pour des avions civils.

3.2.1 Application de méthode fondamentale

Sans tenir compte des configurations de turboréacteurs utilisées, le fonctionnement hors adaptation nécessite la compatibilité entre compresseurs et

turbines. Cette compatibilité implique deux conditions qui sont :

- La conservation du travail
- La conservation du débit de gaz

La prévision du fonctionnement hors adaptation nécessite l'étude des caractéristiques des compresseurs et des turbines, qui font intervenir les débits entrants, des rendements, des rapports de pressions totales et des vitesses de rotation de ses composants. Les variables utilisés pour ces caractéristiques sont normalement adimensionnelles tels que :

- le paramètre de débit \mathcal{D}

$$\mathcal{D} = \frac{D_0 \cdot \sqrt{T_i}}{P_i}$$

- le rapport de pressions totales entrante et sortante

$$\frac{P_{i,sortante}}{P_{i,entrante}}$$

- la vitesse de rotation relative corrigée

$$N_{rel,cor} = \frac{\frac{N}{\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}}}{\frac{N_0}{\sqrt{\frac{T_{i0}}{T_0}}}}$$

Il est souvent difficile au début d'obtenir ces caractéristiques. Les méthodes, déjà existantes, sont soit basées sur la connaissance des composants semblables ou soit basées sur des données de composants indiquées par les fabricants de moteur. La documentation sur des données peut être un problème pour l'utilisateur qui souhaite créer un modèle de moteur.

Un procédé de calcul simple pour analyser le fonctionnement est présenté ici pour un turboréacteur mono corps mono flux. Au point A sur le champ des caractéristiques du compresseur montré ci-dessous (Figure 3.1), les

valeurs de $\frac{D_{2P} \cdot \sqrt{T_{i2}/T_0}}{P_{i2}/P_0}$, $\frac{P_{i4}}{P_{i2}}$ et η sont connues.

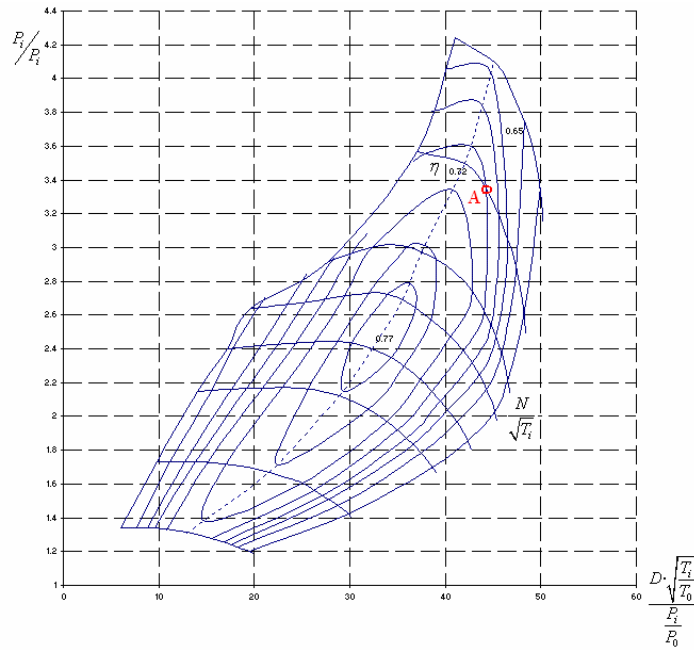


Figure 3.1

En considérant la compatibilité du débit, nous avons :

$$\frac{D_{2P} \cdot \sqrt{T_{i2}}}{P_{i2}} = \frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i2}} \cdot \frac{\sqrt{T_{i2}}}{\sqrt{T_{i5}}} \cdot \frac{D_{2P}}{D_5}$$

où $\frac{P_{i5}}{P_{i4}}$ est la perte de pression totale dans la chambre de combustion. Nous

développons ensuite :

$$\sqrt{\frac{T_{i5}}{T_{i2}}} = \frac{\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i2}}}{\frac{D_{2P} \cdot \sqrt{T_{i2}}}{P_{i2}}} \cdot \frac{D_{2P}}{D_5} \quad (3.1)$$

La compatibilité du travail donne :

$$\eta_m \cdot D_5 \cdot (Cp_5 \cdot T_{i5} - Cp_7 \cdot T_{i7}) = D_{2P} \cdot (Cp_4 \cdot T_{i4} - Cp_2 \cdot T_{i2})$$

Nous réécrivons l'équation ci-dessus en fonction du rapport de températures totales :

$$\frac{(Cp_5 \cdot T_{i5} - Cp_7 \cdot T_{i7})}{T_{i5}} = \frac{D_{2P}}{\eta_m \cdot D_5} \cdot \frac{(Cp_4 \cdot T_{i4} - Cp_2 \cdot T_{i2})}{T_{i2}} \cdot \frac{T_{i2}}{T_{i5}}$$

où :

$$\frac{T_{i5}}{T_{i2}} = \frac{D_{2P}}{\eta_m \cdot D_5} \cdot \frac{\left[\frac{(Cp_4 \cdot T_{i4} - Cp_2 \cdot T_{i2})}{T_{i2}} \right]}{\left[\frac{(Cp_5 \cdot T_{i5} - Cp_7 \cdot T_{i7})}{T_{i5}} \right]} \quad (3.2)$$

Les expressions de $\frac{T_{i5}}{T_{i2}}$ des équations (3.1) et (3.2) doivent être égales.

Cependant, nous ne connaissons pas le rapport de pressions totales de la turbine $\left(\frac{P_{i5}}{P_{i7}} \right)$. Si nous supposons une valeur de $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$, nous pouvons calculer

$\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}}$, η_t , T_{i5} et T_{i7} à partir des champs des caractéristiques de turbine. Ceci,

en général, donne les valeurs de T_{i5} différentes des équations (3.1) et (3.2). Il est donc nécessaire de faire des itérations afin d'atteindre une valeur de $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$

appropriée. La valeur de $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$ trouvée, doit fournir la même valeur pour T_{i5}

(venant de la compatibilité du débit et de la compatibilité du travail), afin de satisfaire la contrainte d'adaptation du générateur de gaz.

Nous pouvons également calculer les conditions à la sortie de turbine par :

$$\frac{D_7 \cdot \sqrt{T_{i7}}}{P_{i7}} = \frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i7}} \cdot \frac{\sqrt{T_{i7}}}{\sqrt{T_{i5}}} \cdot \frac{D_7}{D_5}$$

où $\sqrt{\frac{T_{i7}}{T_{i5}}} = \sqrt{1 - \frac{\Delta T_{i57}}{T_{i5}}}$, $\Delta T_{i57} = T_{i5} - T_{i7}$

et P_{i5} et P_{i7} sont calculées de la manière suivante :

$$P_{i5} = P_{i2} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i2}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}}$$

$$P_{i7} = P_{i5} \cdot \frac{P_{i7}}{P_{i5}}$$

Par la valeur de $\frac{P_{i7}}{P_{i0}}$ connue, la caractéristique de tuyère donne une valeur

de $\frac{D_7 \cdot \sqrt{T_{i7}}}{P_{i7}}$. Ceci, n'est malheureusement pas, en général, la même valeur

calculée à la sortie de la turbine. Cependant, il faut assurer la compatibilité du débit entre la turbine et la tuyère. Afin d'y parvenir, un point critique satisfait la contrainte d'adaptation pour le générateur de gaz et la tuyère est sélectionnée sur une série de points le long d'une des lignes de vitesse de rotation pour enfin déterminer un point critique satisfaisant la contrainte d'adaptation du générateur de gaz et de la tuyère. Si ce procédé est répété pour chaque ligne de vitesse de rotation sur la caractéristique de compresseur, le résultat est une ligne de fonctionnement simple, dépendant de la caractéristique de la tuyère.

3.2.2 Effet de tuyère critique

Il est utile de considérer le fonctionnement d'une turbine et d'une tuyère ou bien de deux turbines en ligne. A partir de la caractéristique de la turbine classique, connaissant $\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}}$ et η_t en fonction de $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$, nous pouvons calculer le paramètre de débit sortant de la turbine :

$$\frac{D_7 \cdot \sqrt{T_{i7}}}{P_{i7}} = \frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i7}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta T_{i57}}{T_{i5}}} \cdot \frac{D_7}{D_5}$$

Il est évident que le rapport de pressions totales $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$ est limité par le blocage du

débit au niveau des composants en aval. Avec la tuyère critique, la turbine fonctionne au point déterminé par les valeurs adimensionnelles

$\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}}$, $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$ et $\frac{\Delta T_{i57}}{T_{i5}}$ constantes. C'est la raison pour laquelle la turbine haute

pression peut fonctionner efficacement dans des conditions de fonctionnement très variées. La tuyère critique fournit une ligne unique de fonctionnement sur la caractéristique du compresseur qui est indépendante de la vitesse de vol. Pour des turboréacteurs modernes, la tuyère est critique pour les conditions de vol

normales ; elle est non-critique seulement lors de la phase de descente ou du fonctionnement au sol, lorsque la puissance du moteur est réduite.

3.2.3 Turboréacteurs multi corps

Pour les turboréacteurs multi corps il est nécessaire de réaliser la compatibilité du travail de tous les rotors et la compatibilité du débit entre des composants. Par exemple pour un turboréacteur double corps mono flux nous avons :

Puissance de Compresseur BP = Puissance de Turbine BP

Puissance de Compresseur HP = Puissance de Turbine HP

et

$$\frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ sortant du BPC} = \frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ entrant au HPC}$$

$$\frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ sortant de la HPT} = \frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ entrant à la BPT}$$

$$\frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ sortant de la BPT} = \frac{D\sqrt{T_i}}{P_i} \text{ entrant à la tuyère}$$

BPC = Compresseur basse pression

HPC = Compresseur haute pression

BPT = Turbine basse pression

HPT = Turbine haute pression

Le niveau de complexité du calcul augmente rapidement lorsque des composants sont rajoutés. Pourtant la méthode fondamentale de calcul décrite précédemment est toujours valable.

Dans les cas d'un turboréacteur mono corps mono flux, les distributeurs de BPT sont normalement critiques la plupart du temps durant le fonctionnement. Le rotor à haute pression peut être assimilé à un turboréacteur mono corps mono flux avec une tuyère critique, sa ligne de fonctionnement est unique sur la caractéristique de HPC tant que la turbine BP est critique. La tuyère à section variable a une influence sur la performance du système à basse pression, mais le système à haute pression est protégé des perturbations en aval de la turbine BP critique.

3.3 Caractéristiques et performances des composants pour le fonctionnement hors adaptation

La caractérisation des composants est simplifiée par l'utilisation des groupes de paramètres en quantité réduite par rapport au nombre de paramètres de base. Pour un composant à géométrie fixée, la caractéristique est unique. Celle-ci a une influence importante sur la performance globale du moteur. Pour un compresseur, par exemple, une vitesse de rotation prédéfinie et un débit de masse attribué fournissent un rapport de pressions totales et un rendement. Un point de fonctionnement pourra être tracé sur le champ de caractéristiques du compresseur. Une fois ces deux groupes de paramètres définis, les autres sont fixées.

Pour un turboréacteur mono corps mono flux, par exemple, lorsqu'un groupe de paramètres est défini, les autres groupes et les points de fonctionnement des composants sont fixés. Les caractéristiques des turbines et des tuyères fournissent des valeurs de débit qui dépendent de leurs rapports de détente ; et le point de fonctionnement du moteur fournit des rapports de détente qui dépendent des valeurs de débit. Pour des turboréacteurs sans tuyères critiques, la ligne de fonctionnement pourra être calculée si des paramètres additionnels sont fixés. Ces paramètres peuvent être un nombre de Mach ou une vitesse de rotation.

3.3.1 Compresseur axial et champ des caractéristiques

3.3.1.1 Champ de caractéristiques

Une fois la géométrie du turboréacteur définie au point de fonctionnement stabilisé notamment les sections de passage de chaque composant, le champ de caractéristiques du compresseur (Figure 3.2) peut être tracé afin d'évaluer les performances en fonctionnement hors adaptation. Les rapports de pressions totales et les rendements isentropiques (ou les rendements polytropiques) sont tracés avec les débits de référence sur une série de lignes de vitesse de rotation réduite constante (les lignes d'iso-vitesse). Pour chaque vitesse réduite, il y a une valeur maximum de débit pour laquelle il ne peut pas la dépasser, une valeur quelconque du rapport de pressions totales est réduite. Ce régime de fonctionnement est appelé la zone de blocage. La diminution du

débit est limitée par une ligne, appelé la ligne de pompage, représentant, sur les lignes de vitesse constante, les valeurs minimums de débits pouvant être atteintes. Le régime, qui se trouve au-dessus de cette ligne, est appelé la zone de pompage

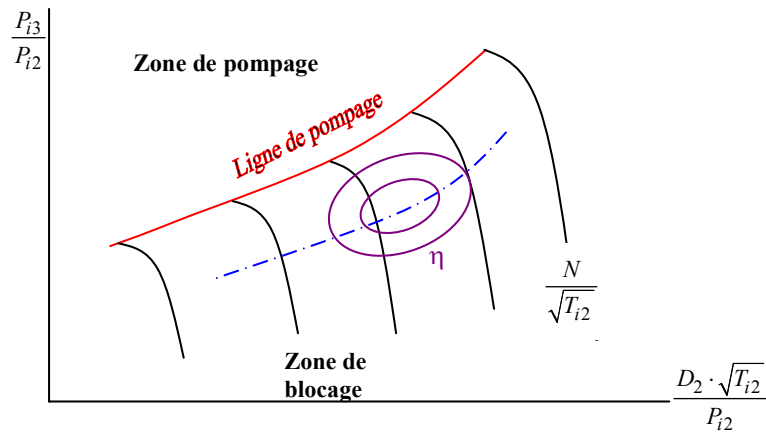


Figure 3.2 : Champ de caractéristiques du compresseur

En négligeant les effets de second ordre, tel que l'effet du nombre de Reynolds et l'effet de la distorsion d'écoulement en entrée, pour un angle de calage de redresseurs fixé, nous considérons que :

- pour une géométrie fixée du compresseur, le champ de caractéristique est unique,
- des points de fonctionnement sur le champ de caractéristique sont principalement imposé par les composants autour du compresseur,
- chaque point de fonctionnement sur le champ de caractéristique a un triangle de vitesse unique (avec des vitesses en fonction du nombre de Mach).

3.3.1.2 Pompage

Chaque étage d'un compresseur multi-étage a son propre champ de caractéristiques. Habituellement, ces champs de caractéristiques de chaque étage sont empilés afin de former un champ de caractéristiques global qui est plus pratique pour calculer des fonctionnements de moteur.

Pour un compresseur multi-étage, lorsqu'une vitesse de rotation est faible, au démarrage par exemple, les premiers étages pourraient fonctionner dans la zone de pompage durant le fonctionnement normal, mais le

fonctionnement stabilisé est possible car les derniers étages ne sont pas dans la zone de pompage et stabilisent l'écoulement contre le gradient de pression.

Le pompage peut se produire pour toutes les vitesses de rotation si les composants se situant autour du compresseur forcent ce dernier, par l'augmentation du taux de pressions totales par exemple, à fonctionner au point se situant près de la ligne de pompage ou au dessus de la ligne. C'est le point où le décrochage d'aubes devient critique car les aubes ne peuvent plus supporter le gradient de pression et l'écoulement est instantanément décollé par la hausse de pression inférieure. Il en résulte une détonation à cause de l'inversion d'une partie de l'écoulement à travers le compresseur de la pression élevée à la pression faible. Dans un moteur, une flamme sera souvent visible à l'entrée du moteur et dans la tuyère d'échappement car la combustion se déplace vers l'avant et vers l'arrière de la chambre de combustion. Si la ligne de fonctionnement n'est pas déplacée, telle que par l'ouverture de vanne de prélèvement d'air, pour être en dessous de la ligne de pompage, le compresseur rétablit le débit lui-même et donc décroche encore. Le pompage pourrait continuer sur une fréquence entre 5 ou 10 fois par seconde provoquant des dommages au compresseur.

Afin que la ligne de fonctionnement du compresseur ne dépasse pas la ligne de pompage, la marge au pompage est calculée durant la réalisation de la ligne de fonctionnement stabilisé. La marge au pompage, exprimée en pourcentage, est en fonction des rapports de pressions totales sur la ligne de pompage et sur la ligne de fonctionnement pour un débit constant ou pour une vitesse de rotation constante. La méthode de calcul est exprimée dans la partie 3.4.3.5.

La marge au pompage minimum du fonctionnement stabilisé exigée est dépendante des configurations et des applications du moteur. La marge au pompage devrait être normalement entre 20% et 30% au point de fonctionnement stabilisé.

3.3.1.3 Echelle et nombre de Reynolds

Si un champ de caractéristiques d'un compresseur est retracé de façon proportionnelle afin de pouvoir créer un compresseur à taille réduite, l'effet du nombre de Reynolds doit être pris en compte.

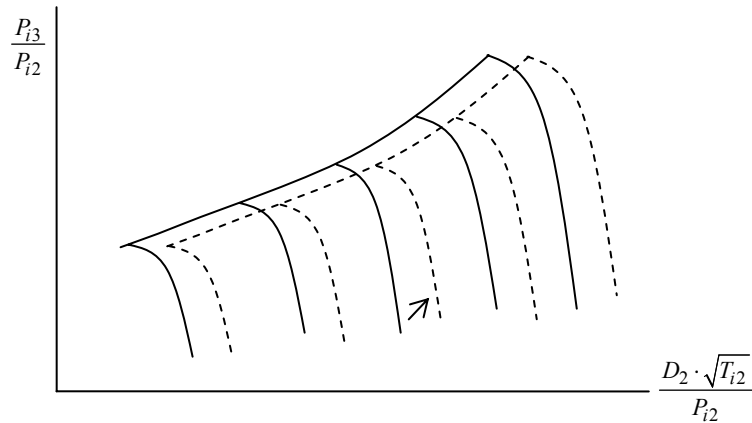


Figure 3.3 : Champ de caractéristiques retracé de façon proportionnelle

Lorsque le nombre de Reynolds est diminué au-dessous de la valeur critique, dû à la réduction de l'échelle, les effets de l'écoulement visqueux deviennent importants. Une méthode simple, afin de calculer la correction de l'effet du nombre de Reynolds, utilise les relations suivantes :

Le nombre de Reynolds à l'entrée du compresseur :

$$\text{Re}_{com} = \frac{D_{2P} \cdot Cm_{com}}{A_{com} \cdot \mu_{com}} \quad (3.3)$$

Le nombre de Reynolds critique :

$$\text{Re}_{cri} = \frac{0,63 \cdot Cm_{com}}{K_{com}} \quad (3.4)$$

Cm_{com} (m) : Corde moyenne d'aube de compresseur

A_{com} (m²) : Section à l'entrée du compresseur

μ_{com} (Pl) : Coefficient de viscosité à l'entrée du compresseur

K_{com} (m) : Rugosité de la surface d'aube selon les conditions ci-dessous [61] :

- surface coulée précisée : $2 - 3 \times 10^{-6}$
- surface forgée polie : $0,75 - 1 \times 10^{-6}$
- surface bien polie : $0,25 - 0,5 \times 10^{-6}$

Ensuite la correction de l'effet du nombre de Reynolds Cor_{Re} est calculée comme suit :

- si $Re_{com} < Re_{cri}$

$$Cor_{Re} = 100 - \left(100 - \eta_{is, champ}\right) \cdot \left(\frac{Re}{Re_{cri}}\right)^{0,13} \quad (3.5)$$

$\eta_{is, champ}$ est le rendement isentropique lu du champ de caractéristiques. Dans le cas où nous ne connaissons que les rendements polytropiques. Nous pouvons calculer les rendements isentropiques à l'aide de l'équation (2.25).

- si $Re_{com} > Re_{cri}$

$$Cor_{Re} = 0$$

Les valeurs corrigées du champ de caractéristiques sont calculées par les relations suivantes :

pour le cas d'un compresseur basse pression par exemple :

- Le rendement corrigé

$$\eta_{is, CBP, cor} = \eta_{is, CBP, champ} - Cor_{Re} \quad (3.6)$$

- Le rapport de pressions totales corrigé

$$\left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}\right)_{cor} = \left(\eta_{is, CBP, cor} \cdot \left(\frac{T_{i3P}}{T_{i2}} - 1\right) + 1\right)^{\frac{\gamma_{CBP}}{\gamma_{CBP} - 1}} \quad (3.7)$$

En tenant compte du fait que $\frac{T_{i3P}}{T_{i2}}$ n'est pas changé par cet effet.

- Le débit corrigé

$$D_{2P, cor} = D_{2, champ} \cdot \frac{\left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}\right)_{cor}}{\left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}\right)_{champ}} \quad (3.8)$$

avec

cor : Valeur corrigée

champ : Valeur lue par champ caractéristiques

3.3.1.4 Température ambiante

Lorsque la température ambiante est changée, la géométrie du compresseur et son champ de caractéristiques pourraient être modifiés du fait du transfert thermique et de la variation des physiques d'air. La différence du changement radial entre les moyeux et les aubes peut modifier les jeux des têtes de pales. Normalement les effets de température ambiante sont faibles et peuvent être négligés.

3.3.1.5 Prélèvement de débit d'air

Lorsque les vannes de décharge en aval du compresseur sont ouvertes, le champ de caractéristiques n'est pas modifié mais la ligne de fonctionnement se déplace vers le bas comme dans la figure 3.4a montré ci-dessous. Les vannes de décharge pourraient être utilisées afin d'avoir les marges au pompage acceptables. Elles sont moins coûteuses, plus légères et plus fiables que les stators à sections variables. Cependant la consommation spécifique peut être augmentée parce que le débit d'air prélevé peut atteindre jusqu'à 25% du débit entrant (D_{2P}).

En revanche, l'utilisation de vannes de décharge situées entre chaque étage du compresseur peut modifier la géométrie interne et également le champ de caractéristiques du compresseur. En pratique, le champ de caractéristiques devrait être tracé à partir d'essais au sol du compresseur avec la variation de vannes de décharge entre étages. L'ouverture de ces vannes déplace la ligne de pompage vers le haut aux faibles vitesses, et vers le bas aux vitesses plus élevées (Figure 3.4b). Toutefois la ligne de fonctionnement est déplacée vers le bas.

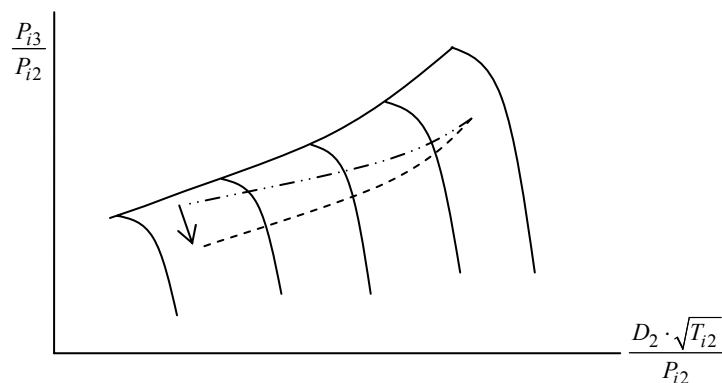


Figure 3.4a : Effet de l'ouverture de vannes de décharge en aval du compresseur

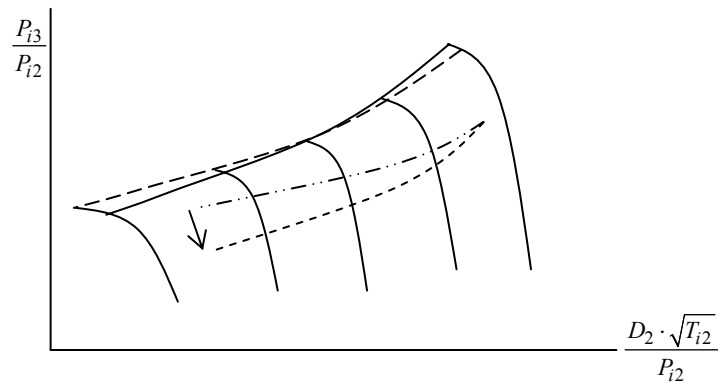


Figure 3.4b : Effet de l'ouverture de vannes de décharge entre étages du compresseur

3.3.2 Fan

Toutes les explications concernant les compresseurs de la partie 3.3.1 peuvent également être adaptées au calcul des Fans. Un effet important pour le fonctionnement du Fan est l'effet de la variation du taux de dilution (λ). Lorsqu'un turboréacteur double flux réduit la puissance, le débit principal diminue plus rapidement que le débit secondaire. Ceci provoque l'augmentation du taux de dilution et l'utilisation d'un champ différent de caractéristiques du Fan pour une valeur de taux de dilution utilisée.

En outre, le champ de caractéristiques du Fan extérieur peut être différent du champ du Fan intérieur. Pour analyser plus rigoureusement le fonctionnement hors adaptation du Fan, une série de champ de caractéristiques est nécessaire pour chacune des deux parties du Fan en fonction du taux de dilution.

3.3.3 Chambre de combustion

3.3.3.1 Rendement et pertes de pression

Le rendement de combustion (η_{CB}) peut être calculé par les équations (2.37) et (2.38) ou par la courbe 2.1. Nous pouvons également calculer la perte de pression totale en prenant en compte les pertes froides et chaudes expliquées dans la partie 2.2.3.4. La méthode et les équations permettant de calculer ces pertes froide et chaude seront montrées dans la partie 3.4.

3.3.3.2 Stabilité de la combustion

Si le carburant est injecté correctement dans une chambre de combustion bien fabriquée, la stabilité de la combustion est donc en fonction de la vitesse, de la pression absolue et de la température du gaz. A basse vitesse la flamme est bien stabilisée, lorsque la pression et la température élevées à l'entrée de la chambre améliorent la combustion par une meilleure qualité du mélange air-carburant ou l'augmentation de l'énergie moléculaire.

La figure 3.5, par exemple, montre les courbes de stabilité de combustion génériques. La combustion ne peut pas se produire dans la zone où la charge de combustion est supérieure à $1000 \text{ kg/s} \cdot \text{atm}^{1.8} \cdot \text{m}^3$.

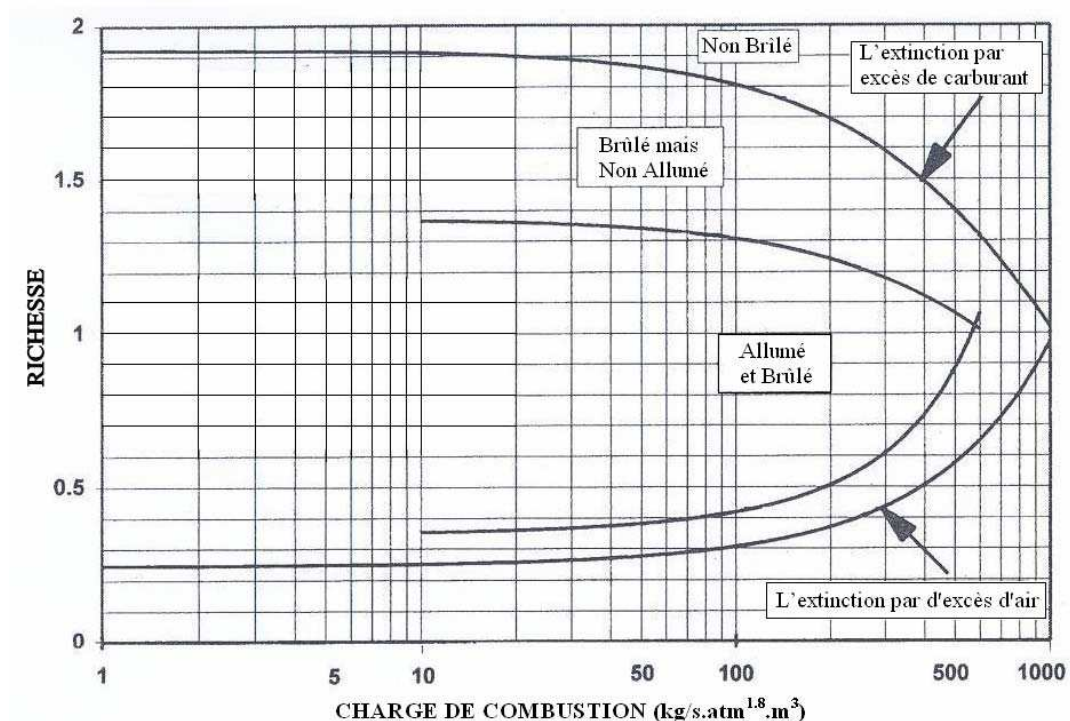


Figure 3.5 : Stabilité de combustion

3.3.4 Turbines

3.3.4.1 Champ de caractéristiques

Une fois la géométrie de turbine fixée, au point du fonctionnement stabilisé, le champ de caractéristiques de la turbine peut donc être tracé afin d'évaluer les performances hors adaptation. Deux formes de champ les plus générales sont présentées dans la figure 3.6 ci-dessous.

La première forme, montrée dans la figure 3.6a, est le champ combiné. Le produit du débit de référence et de la vitesse de rotation réduite est

tracé en fonction de la charge réduite $\left(\frac{dH}{T_i} \text{ ou } \frac{Cp \cdot dT_i}{T_i}\right)$ ou du rapport de pressions totales sur une série de lignes de vitesse de rotation réduite constante et également sur une série de lignes de rendement. Pour chaque vitesse réduite et une valeur quelconque du rapport de pressions totales ou de la charge augmentée, il existe une valeur maximale de débit correspondant au blocage sonique des cols des canaux inter-aubes. Ce régime de fonctionnement est appelé la zone de blocage ou la limite en puissance. La limite en puissance est l'ensemble des points pour un taux de détente croissant dont la puissance fournie sur l'arbre reste constante.

La deuxième forme est composée sur deux figures séparées. La figure 3.6b représente le débit de référence en fonction de la charge réduite ou du rapport de pressions totales sur une série de lignes de vitesse de rotation réduite constante et la figure 3.6c montre les valeurs de rendement en fonction du rapport de pressions totales sur une série de lignes de vitesse de rotation réduite constante.

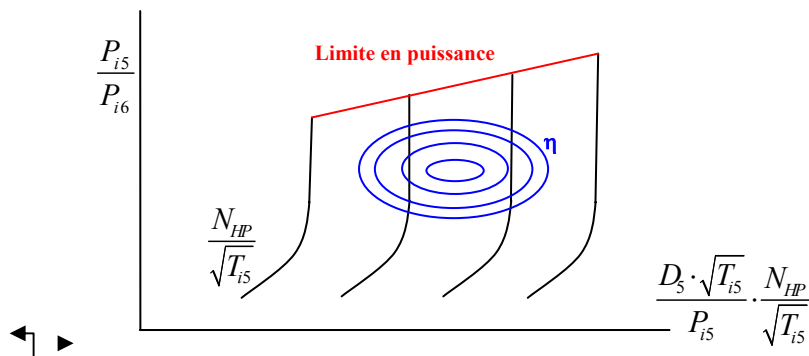


Figure 3.6a : Le champ combiné de caractéristiques de la turbine

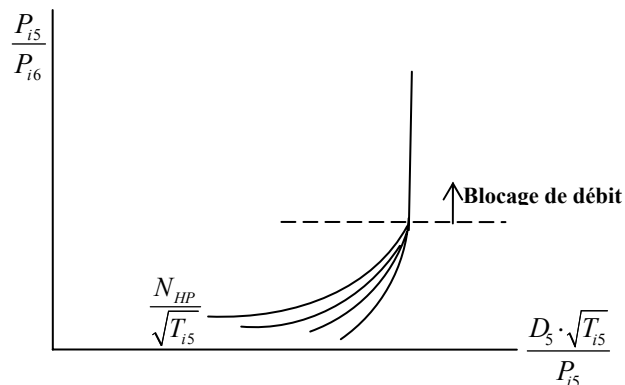


Figure 3.6a : Le champ de caractéristiques de la turbine

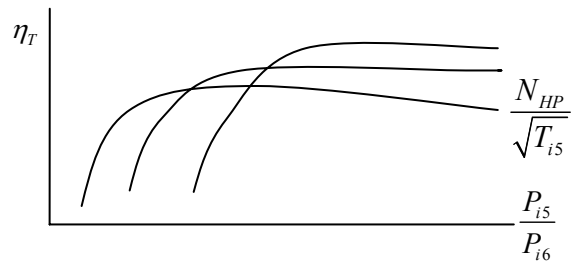


Figure 3.6c : Le champ de rendement de la turbine

En négligeant les effets de second ordre, tels que l'effet du nombre de Reynolds, pour un angle de calage des distributeurs fixé nous considérons que :

- pour une géométrie fixée de la turbine, le champ de caractéristiques est unique,
- des points de fonctionnement sur le champ de caractéristiques sont principalement imposés par les composants qui se trouvent autour de la turbine,
- chaque point de fonctionnement sur le champ de caractéristiques a un triangle de vitesse unique (avec des vitesses en fonction du nombre de Mach).

3.3.4.2 Echelle et nombre de Reynolds

La reconstruction de l'échelle du champ de caractéristiques du compresseur, expliquée dans la partie 3.3.1.1, peut également être appliquée pour le champ de caractéristiques de la turbine. Si la reconstruction à l'échelle est faite pour une petite turbine, il ne serait pas possible de faire une échelle précise de toutes les dimensions, telles que le jeu de têtes d'aubes ou l'épaisseur de bord de fuite, provoquant ainsi une perte de pression et une diminution du rendement. L'effet du nombre de Reynolds doit donc être pris en compte. Pourtant du fait des températures et pressions élevées dans la turbine, le nombre de Reynolds diminue rarement en dessous de la valeur critique. La correction, pour le champ de caractéristiques de la turbine, due à l'effet du nombre de Reynolds, est calculée approximativement par les équations ci-dessous :

Le nombre de Reynolds à l'entrée de la turbine :

$$\text{Re}_{tur} = \frac{D_{2P} \cdot Cl_{tur}}{A_{tur} \cdot \mu_{tur}} \quad (3.9)$$

- Le rendement corrigé

$$\eta_{is,tur,cor} = 1 - \frac{(1 - \eta_{is,tur,champ})}{\left(\frac{Re_{tur}}{Re_{cri}}\right)^{K1}} \quad (3.10)$$

- Le débit corrigé

$$D_{5,cor} = D_{5,map} \cdot \left(1 - K2 \cdot \left(\frac{\eta_{is,tur,map} - \eta_{is,tur,cor}}{\eta_{is,tur,map}} \right) \right) \quad (3.11)$$

Avec

a) $0,05 \leq K1 \leq 0,25$

b) $0,4 \leq K2 \leq 0,6$

c) Cl_{tur} : Largeur de la sortie de la turbine

d) $Re_{cri} \approx 10^5$

3.3.4.3 Distributeurs à sections variables

Le champ de caractéristiques, présenté dans la partie 3.3.2.1, est créé uniquement à partir de la géométrie fixée de la turbine. La variation des sections de distributeurs peut réduire le débit et le rendement. Pour la turbine, l'effet de la variation de section est plus important que dans le cas du compresseur parce que le tourbillon à l'entrée de la turbine est très puissant. Les distributeurs à sections variables sont occasionnellement utilisés dans la turbine basse pression ou dans la turbine de puissance afin de conserver la température de gaz et récupérer la chaleur. Le mécanisme de fonctionnement pour faire pivoter les distributeurs est complexe et coûteux parce qu'il fonctionne dans un environnement à très haute température. Ce système de distributeurs n'est donc pas pratique pour la turbine haute pression du fait des températures extrêmes. Chaque angle de distributeurs représente une géométrie unique et a donc son propre champ de caractéristiques. Afin de calculer le fonctionnement hors adaptation avec des différents distributeurs à sections variables, il faut utiliser un champ de caractéristiques de la turbine pour chaque angle de distributeurs.

3.3.5 Mélangeur de flux et amélioration de la poussée

Puisque la puissance d'un turboréacteur à flux mélangés est réduite de son point de fonctionnement stabilisé, le taux de détente de la tuyère baisse. Si le taux de détente diminue, par exemple pour la plupart des turboréacteurs double corps à double flux mélangés [61], en dessous de 2,5, le gain de poussée brute est rapidement réduit. Ce phénomène se produit dans le cas où le pourcentage de la poussée est plus important en statique qu'à un nombre de Mach élevé. En outre la poussée totale augmente pour un gain de poussée brute donné qui diminue parce que le nombre de Mach de vol est réduit. La poussée brute, pour des turboréacteurs à flux séparés et à flux mélangés, est calculée pour chaque configuration avec son taux de dilution optimum correspondant. Le rapport de Fan optimum pour un turboréacteur à flux mélangés est considérablement inférieur à celui d'un turboréacteur à flux séparés avec le même générateur de gaz. Le taux de détente devrait être supérieur à 2,5 pour que la vitesse du jet soit assez élevée et que le fonctionnement du mélangeur soit bien efficace. Si le taux de détente est bien inférieur à 2,5, le gain de poussée brute est insignifiant.

Les courbes de la figure 3.7 montrent les gains de poussée brute théorique d'un turboréacteur à flux mélangés par rapport aux taux de dilution et aux rapports des températures totales du débit chaud et du débit froid.

Les courbes de la figure 3.8 représentent l'effet de la dimension du mélangeur (le rapport de la longueur et du diamètre) sur les gains de poussée brute théorique.

La courbe de la figure 3.9 représente l'effet du taux de pressions totales du débit chaud et du débit froid sur les gains de poussée brute théorique. Les courbes, dans ces trois figures, sont tracées avec les conditions suivantes :

- la pression totale du flux chaud égale à celle du flux froid et
- le taux de détente supérieur à 2,5.

Le gain de poussée brute dû aux effets de mélange du flux peut donc être calculé par l'équation ci-dessous :

$$\frac{F_{\text{brute,mélangé}}}{F_{\text{brute,non-mélangé}}} = (Y_1 - 1) \cdot \frac{Y_2}{100} \cdot Y_3 + 1 \quad (3.12)$$

avec Y_1 lu sur la figure 3.7
 Y_2 lu sur la figure 3.8
 Y_3 lu sur la figure 3.9

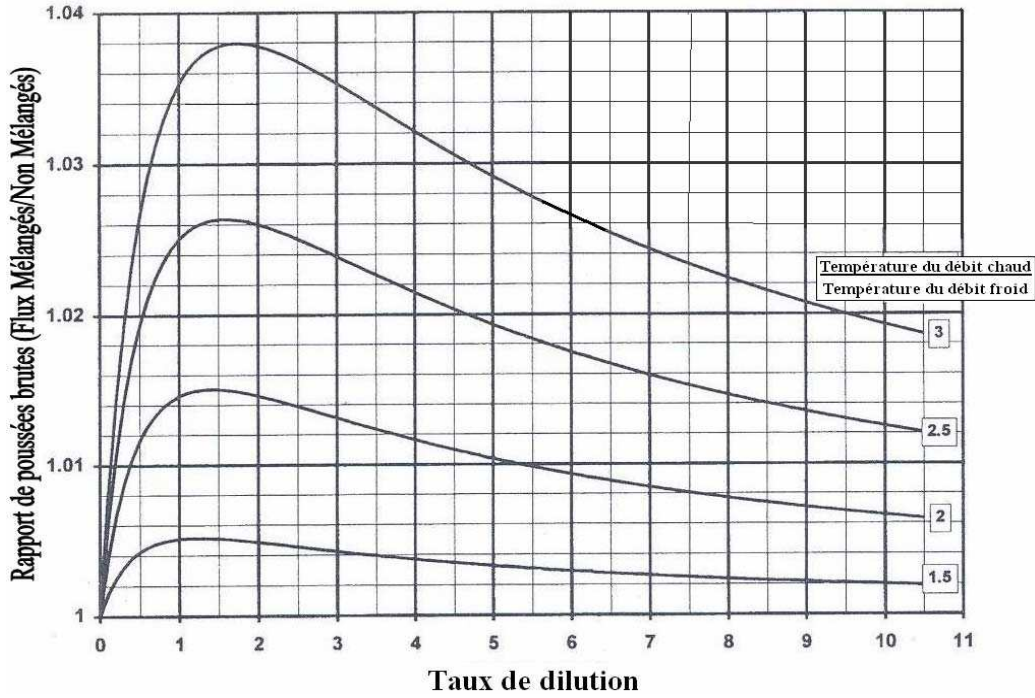


Figure : 3.7

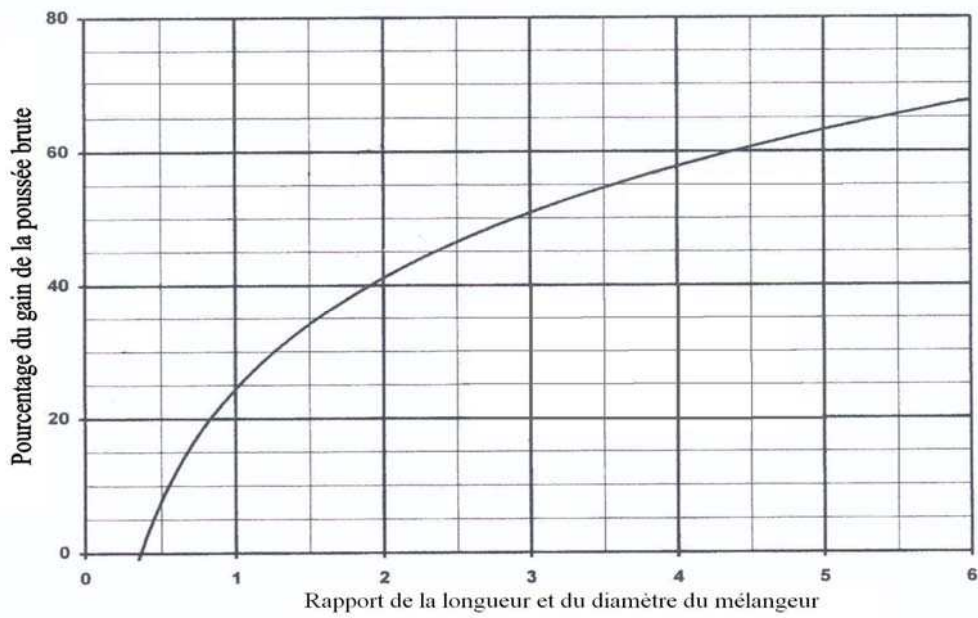


Figure : 3.8

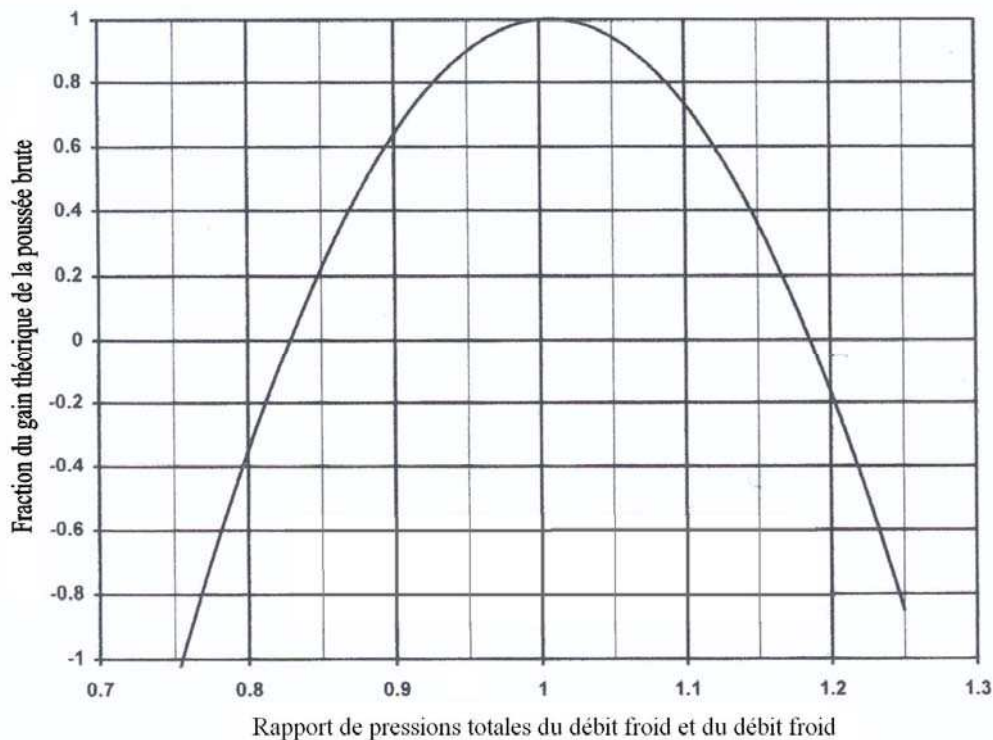


Figure : 3.9

Pour le fonctionnement hors adaptation, tous les paramètres, influant sur la performance du mélangeur, tels que les rapports de températures et de pressions du flux chaud et froid et le taux de détente de la tuyère, varient. Afin de modéliser un mélangeur, les paramètres de chaque plan du turboréacteur doivent être calculés à travers le mélangeur et la poussée brute est calculée de manière conventionnelle en utilisant les conditions de la tuyère.

3.3.6 Post-combustion

3.3.6.1 Pertes de pression

La perte de pression, la perte froide et la perte chaude peuvent être calculées par la même méthode que pour celles de la chambre de combustion principale. La perte chaude dans la chambre de combustion principale peut être négligée à cause de la faible valeur du nombre de Mach du gaz. En revanche elle peut être prise en compte pour la post-combustion.

3.3.6.2 Post-combustion avec tuyère à section variable

Afin d'éviter le pompage du compresseur, il est nécessaire d'avoir une tuyère à section variable en aval de la post-combustion. En effet lorsque la post-combustion est utilisée, l'augmentation considérable de la température dans la tuyère pourrait faire fonctionner le compresseur dans la zone de pompage. Pour que le compresseur demeure en fonctionnement dans la zone stabilisé, la section variable de la tuyère doit augmenter proportionnellement avec la valeur de la température carrée en sortie de la post-combustion en conservant le taux de détente de la tuyère. Les rapports de pressions des turbines et des compresseurs sont les paramètres les plus généraux utilisés parce qu'ils sont très sensibles à la modification de la température dans la tuyère permettant de changer rapidement la section de la tuyère.

Dans le cas d'un générateur de gaz qui n'est pas compatible avec une post-combustion, la section de la tuyère doit être un peu plus grande lorsqu'il fonctionne avec post-combustion que lorsqu'il fonctionne sans post-combustion. Ceci a pour but de faire fonctionner le générateur de gaz sur le point stabilisé parce que la perte de pression de post-combustion et le débit de carburant supplémentaire augmentent le débit de gaz.

3.3.6.4 Stabilité

En fonctionnement normal, une post-combustion ne rencontrera jamais l'extinction riche. Pourtant à une richesse élevée, une instabilité perceptible, appelée le bourdonnement de post-combustion, peut se produire. Le bourdonnement est le bruit produit par le procédé de combustion. Il est souvent présent en haute pression et aux nombres de Mach élevés dans la post-combustion. Un fonctionnement prolongé dans ce régime peut endommager la structure de la post-combustion du turboréacteur. Afin d'éviter cette instabilité, en pratique, la température en sortie de la post-combustion est limitée à une valeur inférieure à la limite structurale. L'extinction pauvre doit être réalisée pour le cas de la richesse faible.

3.4 Modélisation et calcul du fonctionnement hors adaptation

L'analyse du fonctionnement hors adaptation des turboréacteurs nécessite une modélisation de caractéristiques de chaque composant d'un turboréacteur sur sa gamme de fonctionnement actuel. Plus le modèle sera précis et complet, plus les résultats calculés seront fiables. Il est important de connaître les données, les corrélations et les caractéristiques des composants que les motoristes utilisent afin d'analyser correctement et précisément les fonctionnements et les performances des turboréacteurs. Les valeurs principales dans des champs de caractéristiques améliorent la connaissance sur les fonctionnements des composants et augmentent la précision de calcul.

3.4.1 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle identifie les paramètres de similitude qui permettent à des données prises dans un ensemble de conditions de pouvoir être utilisées dans d'autres conditions. Ces paramètres sont utiles et indispensables parce qu'il n'est pas pratique d'accumuler des données expérimentales de toutes les conditions possibles de fonctionnement et il n'est pas possible de faire des essais au sol d'un composant dans toutes les conditions. De l'analyse dimensionnelle des composants de turboréacteur résultent plusieurs paramètres importants, par exemple le taux de pression, le nombre de Mach et le nombre de Reynolds, pour analyser des performances de turboréacteurs. Ces paramètres peuvent être partagés en trois groupes, les paramètres non-dimensionnels, les paramètres quasi-dimensionnels et les paramètres de référence.

- Les paramètres de référence sont directement proportionnels aux paramètres non-dimensionnels et ils sont interchangeables lors de l'utilisation. Les paramètres les plus importants de ce groupe sont :

le rapport de températures de référence θ :

$$\theta = \frac{T_i}{T_{ref}}$$

le rapport de pressions de référence δ :

$$\delta = \frac{P_i}{P_{ref}}$$

le débit standard D_{ST} :

$$D_{ST} = \frac{D \cdot \sqrt{\theta}}{\delta}$$

la vitesse de rotation de référence N_{ref} :

$$N_{ref} = \frac{N}{\sqrt{\theta}}$$

- Les paramètres non-dimensionnels se composent des variables qui ont des influences sur les performances des composants et des turboréacteurs, incluant les échelles de composants et les propriétés des fluides, par exemple le nombre de Mach, le nombre de Reynolds, les rendements, etc.

- Les paramètres quasi-dimensionnels sont, par exemple :
le paramètre de débit :

$$\mathcal{D} = \frac{D \cdot \sqrt{T_i}}{P_i}$$

le débit réduit D_r :

$$D_r = \frac{D \cdot \sqrt{T_i}}{P_i \cdot A}$$

la vitesse de rotation réduite N_r :

$$N_r = \frac{N}{\sqrt{T_i}}$$

3.4.2 Méthode de modélisation

Pour un turboréacteur donné, dans un jeu de conditions de fonctionnement donné, par exemple, la condition ambiante ISO et la puissance à 100%, le point de fonctionnement stabilisé est unique sur chaque champ de caractéristiques des composants. Il y a donc, pour une condition du fonctionnement de chaque turboréacteur, un ensemble de points de fonctionnement des composants, par exemple un point de fonctionnement

différent sur le champ de caractéristiques du compresseur pour chaque vitesse de rotation.

La modélisation du fonctionnement hors adaptation utilise ici la méthode de compatibilité thermodynamique. Cette méthode calcule chaque point de fonctionnement de composants en ayant une corrélation avec les autres points et a besoin d'itérer et de deviner successivement des points de fonctionnement sur des champs de caractéristiques de certains composants. Ces derniers sont mis à jour à chaque itération jusqu'à ce que les autres conditions connues soient satisfaites. Une fois l'itération terminée, les paramètres globaux du cycle peuvent facilement être calculés. (tels que la poussée, la consommation spécifique etc.).

3.4.3 Equations et calcul du fonctionnement hors adaptation

Cette partie développe le procédé du calcul, expliqué dans la partie 3.2.1, en utilisant le modèle d'un turboréacteur double corps mono flux comme exemple. Nous connaissons les valeurs de la pression $P_0(Pa)$ et de la température $T_0(K)$ ambiantes et le nombre de Mach de vol M_0 par le calcul du point du fonctionnement stabilisé. Nous décrivons dans ce paragraphe les calculs du fonctionnement hors adaptation, étape par étape, de chaque composant depuis l'entrée d'air jusqu'à la tuyère d'échappement, dans le sens de l'écoulement.

3.4.3.1 Compresseur basse pression

Nous choisissons un point (A) sur le champ de caractéristiques du compresseur basse pression et nous obtenons la valeur du taux de pression totale $\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}$, du débit standard $D_{ST2P} (kg/s)$, du rendement η_{CBP} et de la vitesse de rotation réduite $N_{r,BP}$. Nous pouvons ensuite calculer :

le débit entrant principal $D_{2P} (kg/s)$:

$$D_{2P} = \frac{D_{ST2P} \cdot \delta_2}{\sqrt{\theta_2}} \quad (3.13)$$

la vitesse de rotation de l'arbre basse pression N_{BP} , en tour par minute :

$$N_{BP} = N_{rBP} \cdot \sqrt{T_{i2}} \quad \text{ou} \quad N_{BP} = N_{rel,cor,CBP} \cdot \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_0}} \cdot \sqrt{\theta_2} \quad (3.14)$$

avec
$$\delta_2 = \frac{P_{i2}}{P_{ref}} ; \theta_{2P} = \frac{T_{i2}}{T_{ref}} \quad (3.15)$$

et N_{BP_0} la vitesse de rotation au point stabilisé, en tour par minute.

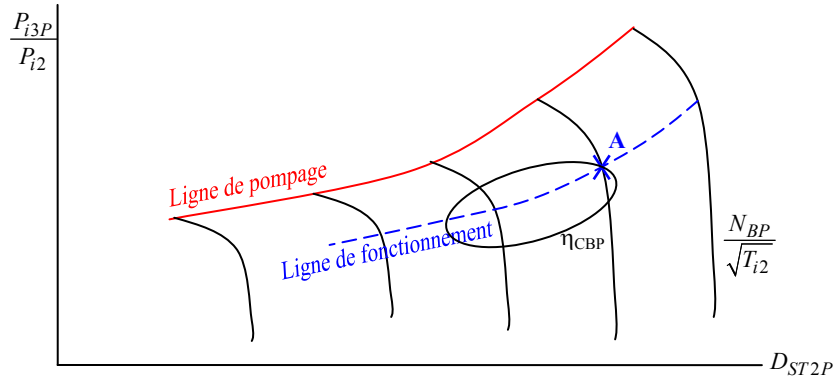


Figure 3.10 : Champ de caractéristiques du compresseur basse pression

La pression et la température totales à la sortie du compresseur basse pression sont calculées par :

$$P_{i3P} = P_{i2} \cdot \frac{P_{i3P}}{P_{i2}} \quad (3.16)$$

$$T_{i3P} = T_{i2} \cdot \left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}} \right)^{\frac{\gamma_{CBP}-1}{\gamma_{CBP} \cdot \eta_{CBP}}} \quad (3.17)$$

3.4.3.2 Compresseur haute pression

Le débit traversant du compresseur haute pression est défini par :

$$D_4 = D_{3P} = D_{2P} \quad (3.18)$$

Le débit standard entrant dans le compresseur haute pression est défini par :

$$D_{ST3P} = \frac{D_{3P} \cdot \sqrt{\theta_{3P}}}{\delta_{3P}} \quad (3.19)$$

En choisissant une valeur du taux de pressions totale $\frac{P_{i4}}{P_{i3P}}$, nous pouvons trouver le rendement η_{CHP} et $N_{rel,cor,HP}$ à l'aide du champ de caractéristiques du compresseur haute pression ainsi que D_{ST3P} , calculé par l'équation (3.19). Nous calculons ensuite la température et la pression totales à la sortie du compresseur basse pression :

$$T_{i4} = T_{i3P} \cdot \left(\frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \right)^{\frac{\gamma_{CHP}-1}{\gamma_{CHP} \cdot \eta_{CHP}}} \quad (3.20)$$

$$P_{i4} = \frac{P_{i4P}}{P_{i3P}} \cdot P_{i3P} \quad (3.21)$$

puis la vitesse de rotation de l'arbre haute pression N_{HP} :

$$N_{HP} = N_{rel,cor,CHP} \cdot \frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}} \cdot \sqrt{\theta_{3P}} \quad (3.22)$$

où N_{HP_0} est la vitesse de rotation au point stabilisé.

3.4.3.3 Chambre de combustion et Turbine haute pression

Nous choisissons un point sur le champ de caractéristiques de la turbine haute pression. Nous avons donc :

- le taux de pression totale $\left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)_{champ}$
- le rendement η_{THP}
- la vitesse relative corrigée $\frac{N_{HP}}{\sqrt{\theta_5}} \bigg/ \frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}}$
- et le débit standard $D_{ST5} = \frac{D_5 \cdot \sqrt{\theta_5}}{\delta_5}$

La température totale du gaz sortant de la chambre de combustion T_{i5} peut être calculée par la relation de la vitesse corrigée, donnée ci-dessous.

$$T_{i5} = T_{ref} \cdot \left(\frac{N_{HP}}{N_{cor,THP} \cdot \frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}}} \right)^2 \quad (3.23)$$

En conservant les mêmes pourcentages des débits de prélèvement que pour le point stabilisé, le débit entrant dans la chambre de combustion D_{41} et les débits de prélèvement (d_4 , d_6 et d_7) sont calculés de la même façon qu'en fonctionnement stabilisé, comme nous l'avons détaillée dans la partie 2.3.2.17. η_{CB} est la même valeur qu'au point stabilisé.

Les pertes de pression totale dans la chambre de combustion peuvent être calculées en prenant en compte les pertes froides et chaudes, données ci-dessous :

- la perte froide (Pa)

$$\Delta P_f = 0.001 \cdot K_f \cdot \frac{(D_{41} \cdot \sqrt{T_{i4}})^2}{P_{i4}} \quad (3.24)$$

- la perte chaude (Pa)

$$\Delta P_c = 0.001 \cdot K_c \cdot \left(\frac{T_{i5}}{T_{i4}} - 1 \right) \cdot \frac{(D_{41} \cdot \sqrt{T_{i4}})^2}{P_{i4}} \quad (3.25)$$

Les coefficients K_f et K_c sont constants et issus du calcul du point stabilisé.

En conservant la valeur de ε_4 du point stabilisé, la pression totale en sortie de la chambre de combustion P_{i5} peut être calculée par la relation ci-dessous :

$$P_{i5} = P_{i4} \cdot (1 - \varepsilon_4) + \Delta P_f + \Delta P_c \quad (3.26)$$

Le débit sortant de la chambre de combustion peut être calculé par :

$$D_5 = \frac{D_{ST5} \cdot \delta_5}{\sqrt{\theta_5}} \quad (3.27)$$

D'après la conservation du débit, nous obtenons :

$$\frac{D_{3P} \cdot \sqrt{T_{i3P}}}{P_{i3P}} = \frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \cdot \sqrt{\frac{T_{i3P}}{T_{i5}}} \cdot \frac{D_{3P}}{D_5} \quad (3.28)$$

et

$$T_{i5} = T_{i3P} \cdot \left(\frac{\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}} \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \cdot D_{3P}}{P_{i5}}}{\frac{D_{3P} \cdot \sqrt{T_{i3P}}}{P_{i3P}}} \cdot \frac{D_{3P}}{D_5}}{1} \right)^2 \quad (3.29)$$

Ensuite, la pression totale en sortie de la turbine haute pression P_{i6} est donnée par :

$$P_{i6} = \left(\frac{P_{i6}}{P_{i5}} \right)_{champ} \cdot P_{i5}$$

Nous pouvons calculer la température totale en sortie de la turbine haute pression T_{i6} par :

$$T_{i6} = T_{i5} \cdot \left(\frac{P_{i6}}{P_{i5}} \right)_{champ}^{\frac{(\gamma_{THP}-1) \cdot \eta_{THP}}{\gamma_{THP}}} \quad (3.30)$$

L'équilibre mécanique (ou la compatibilité du travail) et les équations de l'enthalpie donnent :

$$\eta_{mHP} \cdot D_5 \cdot (H_5 - H_6) = D_{3P} \cdot (H_4 - H_{3P}) \quad (3.31)$$

Et à l'aide des fonctions enthalpie (2.18-2.20), nous pouvons calculer T_{i5} par des itérations.

Nous itérons sur $\left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)_{champ}$ à vitesse de rotation constante (sur la

même ligne d'iso-vitesse), en ayant la nouvelle valeur de rendement η_{THP} , jusqu'à ce que la valeur T_{i5} donnée par l'équation (3.29) soit égale à celle donnée par l'équation (3.31).

Nous pouvons alors calculer le débit de carburant d_c (kg/s), en utilisant la valeur du rendement de combustion (η_{CB}) du point stabilisé, par les équations de l'enthalpie (2.18-2.20) et l'équation d'énergie suivantes

$$\eta_{CB} \cdot d_c \cdot Pc_{eff} = D_{41} \cdot (H_{5air} - H_4)$$

$$d_c = \frac{D_{41} \cdot (H_{5air} - H_4)}{\eta_{CB} \cdot Pc_{eff}} \quad (3.32)$$

Le débit de carburant peut également être calculé à l'aide du débit D_5 trouvé par l'équation (3.27).

$$d_c = D_5 - D_{41} \quad (3.33)$$

Nous itérons sur $\frac{P_{i4}}{P_{i3P}}$, jusqu'à ce que la valeur de d_c donnée par l'équation (3.32) soit égale à celle donnée par l'équation (3.33).

Le débit sortant D_6 est égal au débit entrant dans la turbine haute pression D_5 .

$$D_6 = D_5$$

3.4.3.4 Turbine basse pression

La température totale du gaz mélangé T_{i6m} peut être calculée de la même façon qu'en fonctionnement stabilisé par :

$$H_{6m} = \frac{(d_4 + d_6) \cdot H_4 + (D_{2P} + d_c - d_4 - d_6 - d_7) \cdot H_6}{D_{2P} + d_c - d_7} \quad (3.34)$$

La pression totale du gaz mélangé P_{i6m} est égale à la pression totale en sortie de la turbine.

$$P_{i6m} = P_{i6}$$

La valeur de la vitesse relative corrigée du champ de caractéristiques de la turbine basse pression est donc imposée par la relation ci-dessous :

$$N_{rel,cor,TBP} = \frac{\frac{N_{BP}}{\sqrt{\theta_{6m}}}}{\frac{N_{BR_0}}{\sqrt{\theta_0}}} \quad (3.35)$$

Le débit entrant dans la turbine basse pression, en prenant compte des débits de refroidissement, est calculé par :

$$D_{6m} = D_6 + d_4 + d_6$$

et nous calculons ensuite

$$\mathcal{D}_{6m} = \frac{D_{6m} \cdot \sqrt{T_{i6m}}}{P_{i6}} \quad (3.36)$$

Par le champ de caractéristiques de la turbine basse pression, nous choisissons une valeur du taux de détente $\frac{P_{i6m}}{P_7}$ qui correspond aux valeurs des paramètres de la vitesse (équation 3.35) et du débit (équation 3.36). Nous obtenons une valeur de rendement de la turbine η_{TBP} . Ensuite nous calculons la température totale en sortie la turbine T_{i7} par :

$$T_{i7} = T_{i6m} \cdot \left(\frac{P_{i7}}{P_{i6m}} \right)^{\frac{(\gamma_{TBP}-1) \eta_{TBP}}{\gamma_{TBP}}} \quad (3.37)$$

L'équation d'équilibre mécanique du compresseur et de la turbine basse pression, ci-dessous, donne la température totale en sortie de turbine T_{i7} , en effectuant des itérations avec les fonctions enthalpie.

$$H_7 = H_6 - \frac{D_{2P} \cdot (H_{3P} - H_2)}{D_{6m}} \quad (3.38)$$

Les équations (3.37) et (3.38) doivent donner la même valeur de T_{i7} . Sinon nous changeons la valeur de $\frac{P_{i6m}}{P_{i7}}$ et η_{TBP} pour obtenir la bonne valeur de T_{i7} .

De la même façon qu'en fonctionnement stabilisé, en faisant des itérations avec les équations de l'enthalpie, la température totale du gaz mélangé sortant de la turbine basse pression T_{i7m} peut être calculée avec :

$$H_{7m} = \frac{d_7 \cdot H_4 + (D_{2P} + d_c - d_7) \cdot H_7}{D_{2P} + d_c}$$

La pression totale du gaz sortant de la turbine P_{i7} et la pression totale du gaz mélangé P_{i7m} sont calculées à l'aide des relations ci-dessous :

$$P_{i7m} = P_{i7} = \frac{P_{i7}}{P_{i6m}} \cdot P_{i6m}$$

3.4.3.5 Tuyère

Afin de calculer les pressions totales du gaz dans la tuyère, nous utilisons les mêmes valeurs de pertes de pressions ($\varepsilon_7, \varepsilon_{10}$) qu'en fonctionnement stabilisé. Les pressions totales P_{i8} et P_{i10} peuvent être calculées par :

$$P_{i8p} = P_{i7m} \cdot (1 - \varepsilon_7)$$

$$P_{i10p} = P_{i8p} \cdot (1 - \varepsilon_{10p})$$

Les températures totales sont constantes tout le long de la tuyère. Nous avons donc :

$$T_{i10p} = T_{i8p} = T_{i7m}$$

Le débit entrant dans la tuyère D_{8p} est égal au débit mélangé sortant de la turbine basse pression D_{7m} . Nous avons donc :

$$D_{8p} = D_{7m}$$

D'après la compatibilité du débit, le débit sortant D_{10p} doit être égal au débit entrant dans la tuyère D_{8p} et de plus, D_{10p} est également dépendant du régime de fonctionnement de la tuyère, telle que tuyère adapté ou non adapté. Nous avons donc :

$$D_{10p} = D_{8p} \tag{3.39}$$

Ensuite nous calculons le rapport $\frac{P_{i10p}}{P_0}$ et d'après la définition du rapport de pressions critique τ_C (le nombre de Mach égal à 1), nous avons également :

$$\tau_C = \left(\frac{\gamma_{10} + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}$$

- Si $\frac{P_{i10P}}{P_0} < \tau_C$, la tuyère est adaptée, donc $P_{10P} = P_0$. Avec la section de la sortie

de tuyère A_{10} fixée et connue suite au calcul du fonctionnement stabilisé, nous calculons ensuite :

le nombre de Mach M_{10P} :

$$M_{10P} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_{10P} - 1} \cdot \left(\left(\frac{P_{i10P}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma_{10P} - 1}{\gamma_{10P}}} - 1 \right)} \quad (3.40)$$

le débit D_{10P} :

$$D_{10P} = P_{i10P} \cdot A_{10P} \cdot M_{10P} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{10P}}{R_{10P} \cdot T_{i10P}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10P} - 1}{2} \cdot M_{10P}^2 \right)^{-\frac{\gamma_{10P} - 1}{2 \cdot (\gamma_{10P} - 1)}} \quad (3.41)$$

- Si $\frac{P_{i10P}}{P_0} > \tau_C$, le nombre de Mach M_{10P} est égal à 1. Le débit D_{10P} peut

donc être calculé par la relation :

$$D_{10P} = P_{i10P} \cdot A_{10P} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{10P}}{R_{10P} \cdot T_{i10P}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10P} - 1}{2} \right)^{-\frac{\gamma_{10P} - 1}{2 \cdot (\gamma_{10P} - 1)}} \quad (3.42)$$

Dans tous les cas, la valeur de D_{10P} calculée avec l'équation (3.39) doit être égale à celle obtenue avec l'équation (3.41) ou (3.42) afin de valider la compatibilité du débit D_{10P} . Nous pouvons faire déplacer le point A dans le champ de caractéristiques du compresseur basse pression et nous continuons le calcul du fonctionnement.

3.4.3.6 Poussée, F_s , C_s et Rendements du cycle

D'après les explications du chapitre II, la poussée, F_s , C_s et les rendements du turboréacteur peuvent être calculés par :

- la poussée,

nous avons

$$F = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10} - P_0) \cdot A_{10}$$

d'après les équations (2.171) et (2.172),

- *la poussée spécifique,*

$$F_S = \frac{F_{tot}}{D_{2T}}$$

- *la consommation spécifique,*

$$C_S = \frac{d_c}{F_{tot}}$$

- *les rendements,*

d'après les équations (2.119-2.125) exprimées dans la partie 2.3.2.16, nous avons

$$\eta_{PR} = \frac{PW_{PR}}{PW_{util}}$$

$$\eta_{TH} = \frac{PW_{util}}{PW_{cb}}$$

$$\eta_{THP} = \eta_{TH} \cdot \eta_{PR} = \frac{PW_{PR}}{PW_{cb}}$$

3.4.3.7 Marges au pompage

Les marges au pompage peuvent être calculées selon deux méthodes. Nous posons :

π_{PP} : le rapport de pressions totales sur la ligne de pompage et

π_N : le rapport de pressions totales sur la ligne de fonctionnement.

- *les marges au pompage sur les lignes de vitesse de rotation constante*

En considérant une ligne de vitesse constante dans un champ de caractéristiques du compresseur, la marge au pompage est fonction de deux points se situant l'un sur la ligne de pompage et l'autre sur la ligne de fonctionnement.

$$MP_V = \left(\frac{\left(\frac{\pi}{D_{ST}} \right)_{PP}}{\left(\frac{\pi}{D_{ST}} \right)_N} - 1 \right) \cdot 100 \quad (3.43)$$

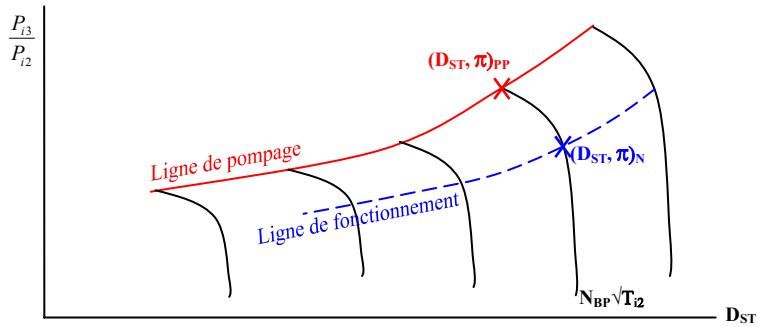


Figure 3.11 : Marge au pompage – Vitesse constante

- les marges au pompage sur les lignes de débit standard constant

En choisissant une ligne de débit constant dans un champ de caractéristiques du compresseur, la marge au pompage est fonction de deux points se situant l'un sur la ligne de pompage et l'autre sur la ligne de fonctionnement.

$$MP_D = \left(\frac{(\pi)_{PP} - 1}{(\pi)_N - 1} - 1 \right) \cdot 100 \quad (3.44)$$

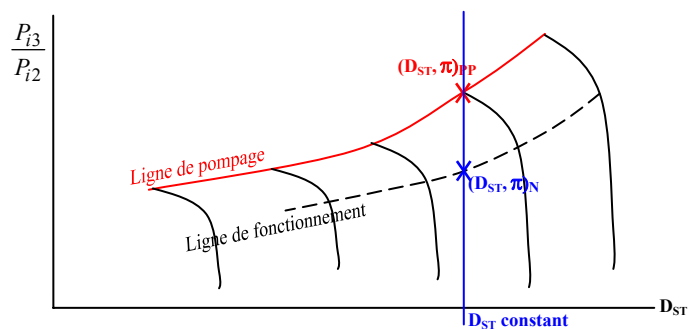


Figure 3.12 : Marge au pompage – Débit standard constant

3.4.4 Fonctionnement critique hors adaptation pour des turboréacteurs double corps à double flux séparés

Cette partie développe le procédé du calcul, expliqué dans la partie 3.2.1, en utilisant le modèle d'un turboréacteur double corps double flux comme exemple. Afin de tracer la ligne de fonctionnement critique, les distributeurs des turbines hautes pressions et basses pressions sont considérés critiques et leurs sections de cols (A_{col}) fixes. D'après l'équation de débit réduit :

$$\mathcal{D} = \frac{D \cdot \sqrt{T_i}}{P_i} = A_{col} \cdot M_{col} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{col}^2 \right)^{-\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}}$$

avec le nombre de Mach au col (M_{col}) égale à 1

Nous posons les valeurs au point nominal ou au point de fonctionnement stabilisé :

$$\mathcal{D}_{5N} = \left(\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \right)_N$$

$$\mathcal{D}_{6N} = \left(\frac{D_6 \cdot \sqrt{T_{i6}}}{P_{i6}} \right)_N$$

Nous avons donc :

$$\mathcal{D}_5 = \frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} = \left(\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \right)_N = \text{constant}$$

et également

$$\mathcal{D}_6 = \frac{D_6 \cdot \sqrt{T_{i6}}}{P_{i6}} = \left(\frac{D_6 \cdot \sqrt{T_{i6}}}{P_{i6}} \right)_N = \text{constant}$$

De la même manière que dans la partie 3.4.3, les valeurs de T_0 , P_0 , M_0 , A_{10P} et A_{10S} sont calculées et définies par le point de fonctionnement stabilisé et les calculs sont expliquées, étape par étape, pour chaque composant de l'entrée d'air à la tuyère d'échappement dans le sens de l'écoulement.

3.4.4.1 Fan et canal secondaire

Nous avons le champ de caractéristiques du Fan donnant des rapports de pressions totales $\frac{P_{i3f}}{P_{i2}}$ en fonction de débits standards $\frac{D_{2T} \cdot \sqrt{\theta_2}}{\delta_2}$ pour différentes valeurs de rendements polytropiques η_F et de vitesses de rotation

relative corrigées $\frac{N_{BP}}{\sqrt{\theta_2}} / \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_0}}$ ou de vitesse réduite $\frac{N_{BP}}{\sqrt{T_{i2}}}$.

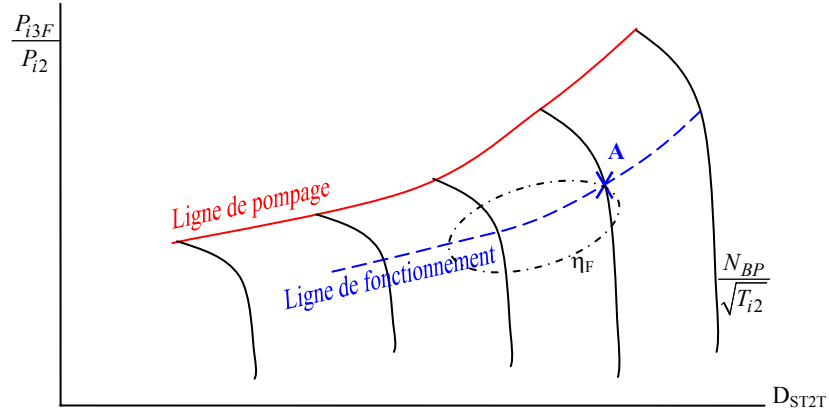


Figure 3.13 : Champ de caractéristiques du Fan

Nous choisissons un point (A) sur ce champ de caractéristiques et nous obtenons les valeurs de $\frac{P_{i3f}}{P_{i2}}$, de D_{ST2T} (kg/s), de η_F et de $N_{rel,cor,F}$ correspondantes. Nous pouvons ensuite calculer :
le débit total entrant D_{2T} (kg/s):

$$D_{2T} = \frac{D_{ST2T} \cdot \delta_2}{\sqrt{\theta_2}} \quad (3.45)$$

la vitesse de rotation de l'arbre basse pression N_{BP} en tour par minute :

$$N_{BP} = N_{rel,cor,F} \cdot \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_0}} \cdot \sqrt{\theta_2}$$

la pression et la température totales à la sortie du Fan :

$$P_{i3F} = P_{i2} \cdot \frac{P_{i3F}}{P_{i2}} \quad (3.46)$$

$$T_{i3F} = T_{i2} \cdot \left(\frac{P_{i3F}}{P_{i2}} \right)^{\frac{\gamma_F - 1}{\gamma_F \cdot \eta_F}} \quad (3.47)$$

En utilisant les mêmes valeurs de pertes de pression du canal secondaire (ε_{38S} et ε_{10S}) en fonctionnement stabilisé, les pressions totales en entrée et en sortie de la tuyère secondaire sont calculées par :

$$P_{i8S} = P_{i3F} \cdot (1 - \varepsilon_{38S})$$

$$P_{i10S} = P_{i8S} \cdot (1 - \varepsilon_{10S})$$

La température totale dans la tuyère est constante.

$$T_{i3F} = T_{i8S} = T_{i10S}$$

D'après la définition du débit réduit, nous avons :

$$Dr_{10S} = \frac{D_{10S} \cdot \sqrt{T_{i10S}}}{P_{i10S} \cdot A_{10S}} = \frac{1}{R_{10S}} \cdot \left(\frac{P_0}{P_{i10S}} \right)^{\frac{1}{\gamma_{10S}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_{10S} \cdot R_{10S}}{\gamma_{10S} - 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_0}{P_{i10S}} \right)^{\frac{\gamma_{10S}-1}{\gamma_{10S}}} \right)} \quad (3.48)$$

$$D_{10S} = \frac{Dr_{10S} \cdot A_{10S} \cdot P_{i10S}}{T_{i10S}} \quad (3.49)$$

La conservation du débit impose :

$$D_{2F} = D_{3F} = D_{8S} = D_{10S}$$

Le débit primaire D_{2P} et le taux de dilution λ peuvent être calculés par :

$$D_{2P} = D_{2T} - D_{2F}$$

$$\lambda = \frac{D_{2F}}{D_{2P}}$$

3.4.4.2 Compresseur basse pression

A partir du calcul du fonctionnement du Fan, nous obtenons :

le débit standard D_{ST2P}

$$D_{ST2P} = \frac{D_{2P} \cdot \sqrt{\theta_2}}{\delta_2} \quad (3.50)$$

$$N_{rel,cor,F} = N_{rel,cor,CBP} = \frac{N_{BP}}{\sqrt{\theta_2}} \Big/ \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_0}} \quad (3.51)$$

Ensuite, à l'aide du champ de caractéristiques du compresseur basse pression,

nous avons la valeur de $\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}$, de η_{CBP} ,

$$P_{i3P} = \frac{P_{i3P}}{P_{i2}} \cdot P_{i2} \quad (3.52)$$

$$T_{i3P} = T_{i2} \cdot \left(\frac{P_{i3P}}{P_{i2}} \right)^{\frac{\gamma_{CBP}-1}{\gamma_{CBP} \cdot \eta_{CBP}}} \quad (3.53)$$

3.4.4.3 Compresseur haute pression

Le débit et le débit standard traversant le compresseur haute pression sont définis par :

$$D_{3P} = D_{2P}$$

$$D_{ST3P} = \frac{D_{3P} \cdot \sqrt{\theta_{3P}}}{\delta_{3P}} \quad (3.54)$$

Nous choisissons une valeur de $\frac{P_{i4}}{P_{i3P}}$ et nous obtenons le rendement η_{CHP} , et la vitesse corrigée $N_{cor,CHP}$ du champ de caractéristiques à l'aide de D_{ST3P} calculé ci-dessus. La pression P_{i4} et la température T_{i4} totales en sortie du compresseur ainsi que la vitesse de rotation de l'arbre haute pression N_{HP} peuvent être calculées par les relations suivantes

$$P_{i4} = \frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \cdot P_{i3P} \quad (3.55)$$

$$T_{i4} = T_{i3P} \cdot \left(\frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \right)^{\frac{\gamma_{CHP}-1}{\gamma_{CHP} \cdot \eta_{CHP}}} \quad (3.56)$$

$$N_{HP} = N_{rel,cor,CHP} \cdot \frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}} \cdot \sqrt{\theta_{3P}} \quad (3.57)$$

3.4.4.4 Chambre de combustion et Turbine haute pression

La pression P_{i5} est calculée par la méthode expliquée dans la partie 3.4.3.4.

L'hypothèse de criticité de la turbine entraînant la constance du paramètre de débit \mathcal{D}_N , le débit traversant la turbine D_5 peut être calculé par :

$$D_5 = \mathcal{D}_N \cdot \frac{P_{i5}}{\sqrt{T_{i5}}} \quad (3.58)$$

La conservation du débit (équation 3.29) conduit à

$$T_{i5} = T_{i3} \cdot \left(\frac{\left(\frac{D_5 \cdot \sqrt{T_{i5}}}{P_{i5}} \right)_N \cdot \frac{P_{i5}}{P_{i4}} \cdot \frac{P_{i4}}{P_{i3P}} \cdot \frac{D_{3P}}{D_5}}{\frac{D_{3P} \cdot \sqrt{T_{i3P}}}{P_{i3P}}} \right)^2 \quad (3.59)$$

Pour le champ de caractéristique, nous calculons ensuite

$$N_{rel,cor,THP} = \frac{\frac{N_{HP}}{\sqrt{\theta_5}}}{\frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}}}$$

$$\frac{\frac{D_5 \cdot \sqrt{\theta_5}}{\delta_5} \cdot \frac{N_{HP}}{\sqrt{\theta_5}}}{\frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_0}}}$$

Nous choisissons une valeur de $\left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)_{champ}$ correspondant aux deux valeurs

calculées ci-dessous et nous obtenons le rendement η_{THP} .

La température totale du gaz sortant de la turbine T_{i6} peut être calculée par la relation ci-dessous :

$$T_{i6} = T_{i5} \cdot \left(\frac{P_{i6}}{P_{i5}} \right)_{champ}^{\frac{(\gamma_{THP}-1) \eta_{THP}}{\gamma_{THP}}} \quad (3.60)$$

La compatibilité du travail et les fonctions enthalpie fournissent la relation

$$\eta_{mHP} \cdot D_5 \cdot (H_5 - H_6) = D_{3P} \cdot (H_4 - H_{3P}) \quad (3.61)$$

Ensuite, à l'aide des fonctions enthalpie (2.18-2.20), nous pouvons calculer T_{i5} par itérations.

Nous itérons sur $\left(\frac{P_{i5}}{P_{i6}} \right)_{champ}$ à vitesse de rotation constante (sur la

même ligne d'iso-vitesse), en ayant la nouvelle valeur de rendement η_{THP} ,

jusqu'à ce que la valeur T_{i5} donnée par l'équation (3.59) soit égale à celle donnée par l'équation (3.61).

Nous pouvons alors calculer le débit de carburant d_c (kg/s), en utilisant la valeur du rendement de combustion (η_{CB}) du point stabilisé, les fonctions enthalpie (2.18-2.20) et l'équation d'énergie suivante

$$\eta_{CB} \cdot d_c \cdot Pc_{eff} = D_{41} \cdot (H_{5air} - H_4)$$

$$d_c = \frac{D_{41} \cdot (H_{5air} - H_4)}{\eta_{CB} \cdot Pc_{eff}} \quad (3.62)$$

Le débit de carburant peut également être calculé à l'aide du débit D_5 donné par l'équation 3.58.

$$d_c = D_5 - D_{41} \quad (3.63)$$

Nous itérons sur $\frac{P_{i4}}{P_{i3P}}$, jusqu'à ce que la valeur de d_c donnée par

l'équation (3.62) soit égale à celle donnée par l'équation (3.63).

Le débit sortant D_6 est égal au débit entrant dans la turbine haute pression D_5 .

$$D_6 = D_5 \quad (3.64)$$

3.4.4.5 Turbine basse pression

La température totale du gaz mélangé T_{i6m} peut être calculée de la même façon qu'en fonctionnement stabilisé par l'équation suivante

$$H_{6m} = \frac{(d_4 + d_6) \cdot H_4 + (D_{2P} + d_c - d_4 - d_6 - d_7) \cdot H_6}{D_{2P} + d_c - d_7} \quad (3.65)$$

La pression totale du gaz mélangé P_{i6m} est égale à la pression totale en sortie de la turbine.

$$P_{i6m} = P_{i6} \quad (3.66)$$

La valeur de la vitesse corrigée du champ de caractéristiques de la turbine basse pression est donc donnée par la relation ci-dessous :

$$N_{rel,cor,TBP} = \frac{\frac{N_{BP}}{\sqrt{\theta_{6m}}}}{\frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_0}}} \quad (3.67)$$

Le débit entrant dans la turbine basse pression, en prenant en compte les débits de refroidissement, est calculé par :

$$D_{6m} = D_6 + d_4 + d_6 \quad (3.68)$$

Nous en déduisons ensuite

$$\mathcal{D}_{6m} = \left(\frac{D_{6m} \cdot \sqrt{T_{i6m}}}{P_{i6}} \right)_{calculé} \quad (3.69)$$

A cause de l'hypothèse de criticité de la turbine, la valeur de \mathcal{D}_{6m} calculé dans l'équation ci-dessus doit être égale à celle du point de fonctionnement stabilisé. Nous itérons alors sur la valeur de $\frac{P_{i3P}}{P_{i2}}$ jusqu'à l'obtention de ces débits.

Ensuite, par la connaissance de $N_{rel,cor,TBP}$, de \mathcal{D}_{6m} et du champ de caractéristiques de la turbine basse pression, nous pouvons trouver le rendement η_{THP} . Nous choisissons une valeur de rapport de pressions totales $\frac{P_{i6m}}{P_{i7}}$ correspondante à $N_{rel,cor,TBP}$, \mathcal{D}_{6m} et η_{THP} . La pression et la température totales en sortie de la turbine sont alors calculées par les relations suivantes

$$P_{i7} = \frac{P_{i7}}{P_{i6m}} \cdot P_{i6m} \quad (3.70)$$

$$T_{i7} = T_{i6m} \cdot \left(\frac{P_{i7}}{P_{i6m}} \right)^{\frac{(\gamma_{TBP}-1) \eta_{TBP}}{\gamma_{TBP}}} \quad (3.71)$$

L'équilibre mécanique de l'arbre basse pression (Fan-Compresseur BP et Turbine BP) fournit l'équation :

$$H_7 = H_{6m} - \left[\frac{D_{2P} \cdot (H_{3P} - H_2) + D_{2F} \cdot (H_{3F} - H_2)}{\eta_{mBP} \cdot D_{6m}} \right] \quad (3.72)$$

A l'aide des fonctions enthalpie (2.18-2.20), la température T_{i7} peut être calculée par itérations avec l'équation (3.72). Les équations (3.71) et (3.72) doivent fournir la même valeur de T_{i7} . Sinon nous itérons sur la valeur de $\frac{P_{i6m}}{P_{i7}}$ afin d'avoir la bonne valeur de T_{i7} .

De la même façon qu'en fonctionnement stabilisé, la température totale du gaz mélangé sortant de la turbine basse pression T_{i7m} peut être calculée par l'équation suivante, par itérations sur les fonctions enthalpie.

$$H_{7m} = \frac{d_7 \cdot H_4 + (D_{2P} + d_c - d_7) \cdot H_7}{D_{2P} + d_c}$$

La pression totale du gaz sortant de la turbine P_{i7} et la pression totale du gaz mélangé P_{i7m} sont calculées pas la relation ci-dessous :

$$P_{i7m} = P_{i7} = \frac{P_{i7}}{P_{i6m}} \cdot P_{i6m} \quad (3.73)$$

3.4.4.6 Tuyère

Nous effectuons les mêmes calculs expliqués dans la partie 3.4.3.5 afin d'avoir les valeurs de température, de pression et du débit du gaz traversant la tuyère. Nous changeons le point A du champ de caractéristiques du Fan dans la partie 3.4.4.1 afin de satisfaire la conservation du débit (D_{7m} , D_8 et D_{10P}) avec la condition de tuyère (critique ou non).

3.4.4.7 Poussées, F_s , C_s , rendements et marges au pompage

Nous suivons les procédés de calcul du point de fonctionnement stabilisé afin de calculer les poussées, F_s , C_s et les rendements, et les mêmes procédés de calcul que dans la partie 3.4.3.7 pour les marges au pompage.

La poussée totale peut être calculée par :

$$F_{tot} = D_{10P} \cdot V_{10P} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10P} - P_0) \cdot A_{10P} + D_{2F} \cdot (V_{10S} - V_0) + (P_{10S} - P_0) \cdot A_{10S}$$

3.4.5 Fonctionnement critique hors adaptation pour des turboréacteurs double corps à double flux mélangés

Nous utilisons le principe de la partie 3.4.4, en supposant les distributeurs des deux turbines critiques. Pour un turboréacteur à double flux mélangés, nous ajoutons le calcul du fonctionnement du mélangeur, qui donne la valeur du taux de dilution.

3.4.5.1 Fan et compresseur basse pression

Nous choisissons un point sur le champ de caractéristiques du compresseur et un autre sur le champ de Fan. Ces deux points se trouvent sur la même ligne d'iso-vitesse.

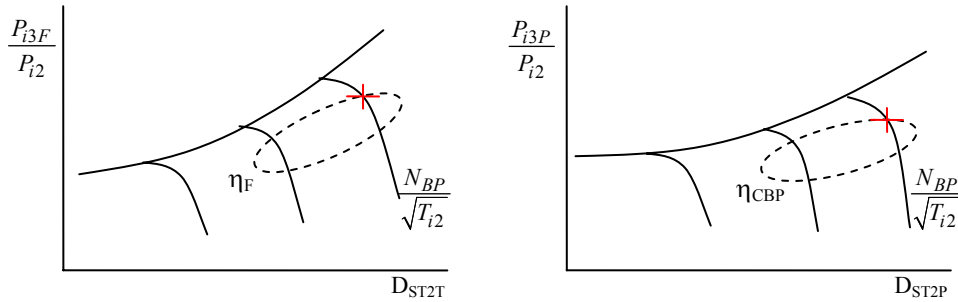


Figure 3.14 : Champs de caractéristiques du Fan et du compresseur BP

- Le champ du compresseur fournit $\eta_{CBP}, P_{i3P}, T_{i3P}$ et D_{2P} .
- Le champ du Fan fournit $\eta_F, P_{i3F}, P_{i8S}, P_{i10S}, T_{i3F}, T_{i8S}, T_{i10S}$ et D_{2T} .

Le taux de dilution et le débit secondaire peuvent être calculés par :

$$\lambda = \frac{D_{2T}}{D_{2P}} - 1 \quad (3.74)$$

$$D_{2F} = \lambda \cdot D_{2P} \quad (3.75)$$

3.4.5.2 Compresseur haute pression, chambre de combustion et turbines

Nous effectuons les calculs expliqués précédemment (dans la partie 3.4.4) pour le turboréacteur à flux séparés. A la sortie de la turbine basse pression, nous obtenons les valeurs de P_{i8P}, T_{i8P}, D_{8P} .

3.4.5.3 Mélangeur

Les sections A_{8P} , A_{8S} , A_{8m} déjà calculées dans le cadre du fonctionnement stabilisé, sont réutilisées pour le cadre du fonctionnement hors adaptation. La température et la pression totales mélangées (T_{i8m} et P_{i8m}) sont calculées par les équations du chapitre II, partie 2.3.2.11. Le débit sortant du mélangeur est défini par :

$$D_{8m} = D_{8P} + D_{8S} \quad (3.76)$$

3.4.5.4 Tuyère

Nous effectuons les calculs expliqués dans la partie 3.4.3.5 afin de trouver la température, la pression et le débit de gaz sortant de la tuyère (T_{i10} , P_{i10} , D_{10}). Le débit entrant doit être égal au débit sortant de la tuyère. Si le débit D_{8m} calculé avec l'équation (3.76) n'est pas égal au débit D_{10} correspondant au fonctionnement de tuyère (critique ou non), nous calculons le taux de dilution, à l'aide de l'équation (2.64) :

$$\lambda_{8m} = \frac{\lambda}{1 + \alpha_0} = \frac{D_{8S}}{D_{8P}} = \frac{D_{10}}{D_{8P}} - 1 \quad (3.77)$$

Le débit D_{8S} peut être calculé par :

$$D_{8S} = \lambda_{8m} \cdot D_{8P} \quad (3.78)$$

Les débits dans le canal secondaire sont :

$$D_{2F} = D_{3F} = D_{8S} \quad (3.79)$$

Si D_{2F} calculé ici n'est pas égal à celui calculé dans la partie 3.4.5.1, nous changeons le point A sur le champ de caractéristiques du Fan.

La nouvelle valeur de taux de dilution est donc calculée par :

$$\lambda = \frac{D_{2F}}{D_{2T}} - 1 \quad (3.80)$$

Les nouvelles valeurs de débits sur le champ de caractéristiques du compresseur basse pression sont calculées par :

$$D_{2P} = \frac{D_{2F}}{\lambda} \quad (3.81)$$

$$D_{ST2P} = \frac{D_{2P} \cdot \sqrt{\theta_2}}{\delta_2} \quad (3.82)$$

Nous avons ensuite un nouveau rapport de pressions totales et un nouveau rendement du compresseur basse pression, correspondant à la nouvelle valeur de D_{ST2P} , se situant sur la même ligne d'iso-vitesse. Nous continuons les calculs des composants suivants.

3.4.5.5 Poussée, Fs, Cs, rendements et marges au pompage

Nous suivons les procédés de calcul du point de fonctionnement stabilisé afin de calculer les poussées, F_s , C_s et les rendements, et les procédés de calcul de la partie 3.4.3.7 pour les marges au pompage.

La poussée totale vaut alors :

$$F_{tot} = D_{10} \cdot V_{10} - D_{2P} \cdot V_0 + (P_{10} - P_0) \cdot A_{10} - D_{2F} \cdot V_0$$

3.4.6 Post-combustion et Tuyère à section variable

Une post-combustion fonctionne normalement avec des turbines et une tuyère critiques. Pour un turboréacteur fonctionnant avec post-combustion, la tuyère à section variable est contrôlée par le système de commande afin que le fonctionnement des composants en amont ne soit pas perturbé par la post-combustion. Autrement dit lorsque la post-combustion fonctionne, la section de tuyère est contrôlée de manière à ce que les conditions du gaz (la température, la pression, le nombre de Mach etc.) en sortie de la turbine ou du mélangeur restent constantes.

Pour un turboréacteur à double flux mélangés avec post-combustion et tuyère à section variable, la post-combustion n'a pas de l'influence sur le taux de dilution λ_{sm} . Lorsque la post-combustion fonctionne, la section du col pour la tuyère divergente et convergente ou la section de sortie pour la tuyère convergente doit être modifiée pour que l'écoulement en amont ne soit pas perturbé par la post-combustion, par exemple, le système de commande augmente la section de col afin que les conditions à l'entrée de la post-combustion restent constantes.

La section du col de la tuyère critique dépend du fonctionnement de la post-combustion. Si la post-combustion ne fonctionne pas, nous supposons que la section de col est conservée constante par le système de contrôle. Cela fixe, par conséquent, les lignes de fonctionnement stabilisé du Fan et du compresseur haute pression. Si le système de contrôle permet la pression P_{i8p} ou P_{i8m} de varier lorsque la post-combustion fonctionne, l'écoulement en amont est perturbé. Cela provoque le pompage de compresseur ou la survitesse de moteur.

Une relation pour la section de col ou de sortie de tuyère, lorsque la post-combustion fonctionne, est développée ici, pour un turboréacteur à double flux mélangés avec post-combustion et une tuyère convergente critique à section variable.

L'équation du débit réduit s'écrit :

$$D_r = M \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot T_i}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{\gamma-1}{-2(\gamma-1)}}$$

$$D = \frac{P_i \cdot A}{\sqrt{T_i}} \cdot D_r$$

Nous posons :

$$A_{10} = A_{col}$$

Si la post-combustion fonctionne, nous avons

$$D_{10} = D_{col} = D_9 = D_{8m} + d_{PC} + d_9 \quad (3.83)$$

Nous remplaçons les débits dans l'équation (3.83) par la relation du débit standard.

Lorsque la post-combustion fonctionne (PC) :

$$\left(\frac{P_{i10} \cdot A_{10}}{\sqrt{T_{i10}}} \cdot D_{r10, M_{10}=1} \right)_{PC} = \left(1 + \frac{d_{PC}}{D_{8m}} + \frac{d_9}{D_{8m}} \right) \cdot \frac{P_{i8m} \cdot A_{8m}}{\sqrt{T_{i8m}}} \cdot D_{r8m} \quad (3.84)$$

Avec la température du gaz en sortie de la post-combustion T_{i9} (K) prédéfinie, nous avons :

$$T_{i10} = T_{i9}$$

D'après l'équation (2.82), la richesse de la post-combustion est donnée par :

$$\alpha_{PC} = \frac{(1 + \alpha_{8m}) \cdot (H_9 - H_{8m})}{Pc_{eff}(T_{i9}) \cdot \eta_{PC}} \quad (3.85)$$

Donc le débit de carburant de la post-combustion d_{PC} (kg/s) peut être calculé par

$$d_{PC} = \alpha_{PC} \cdot D_{2P}$$

Ou avec le débit de carburant de la post-combustion donné par les utilisateurs, nous calculons la richesse

$$\alpha_{PC} = \frac{d_{PC}}{D_{2P}}$$

Puis d'après l'équation (2.82), nous en déduisons

$$H_9 = \frac{\alpha_{PC} \cdot Pc_{eff}(T_{i9}) \cdot \eta_{PC}}{(1 + \alpha_{8m})} + H_{8m} \quad (3.86)$$

La température du gaz en sortie de la post-combustion T_{i9t} peut être calculée par itération l'équation (3.86) avec les équations de l'enthalpie (2.18-2.20).

Lorsque la post-combustion ne fonctionne pas (NPC) :

$$\left(\frac{P_{i10} \cdot A_{i10}}{\sqrt{T_{i10}}} \cdot D_{r10} \right)_{NPC} = \frac{P_{i8m} \cdot A_{8m}}{\sqrt{T_{i8m}}} \cdot D_{r8m} \quad (3.87)$$

Du fait que la post de combustion n'ait pas d'influence sur l'écoulement en amont, les paramètres $\frac{P_{i8m} \cdot A_{8m}}{\sqrt{T_{i8m}}} \cdot D_{r8m}$ dans les équations (3.84) et (3.87) doivent donc être égaux.

Lorsque la post-combustion fonctionne, nous avons donc la section de la sortie de la tuyère :

$$A_{10,PC} = A_{10,NPC} \cdot \left(1 + \frac{d_{PC}}{D_{8m}} + \frac{d_9}{D_{8m}} \right)_{PC} \cdot \sqrt{\frac{T_{i10,SPC}}{T_{i10,PC}}} \cdot \frac{P_{i10,PC}}{P_{i10,NPC}} \cdot \frac{D_{r10,NPC}}{D_{r10,PC,M_{10}=1}} \quad (3.88)$$

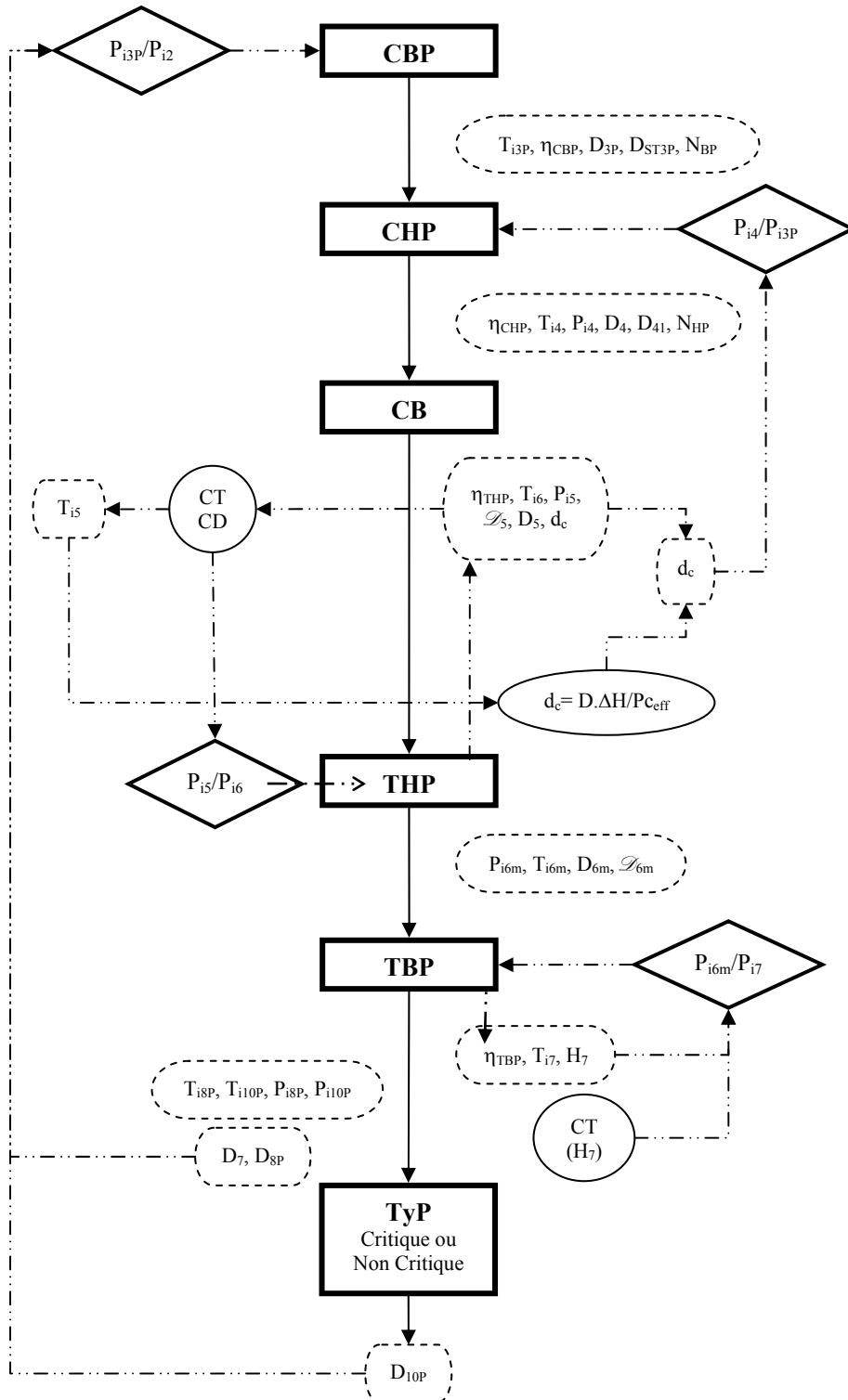
et le débit sortant de la tuyère :

$$D_{10,PC} = \left(\frac{P_{i10} \cdot A_{10}}{\sqrt{T_{i10}}} \cdot D_{r10,M_{10}=1} \right)_{PC} \quad (3.89)$$

3.5 Conclusion

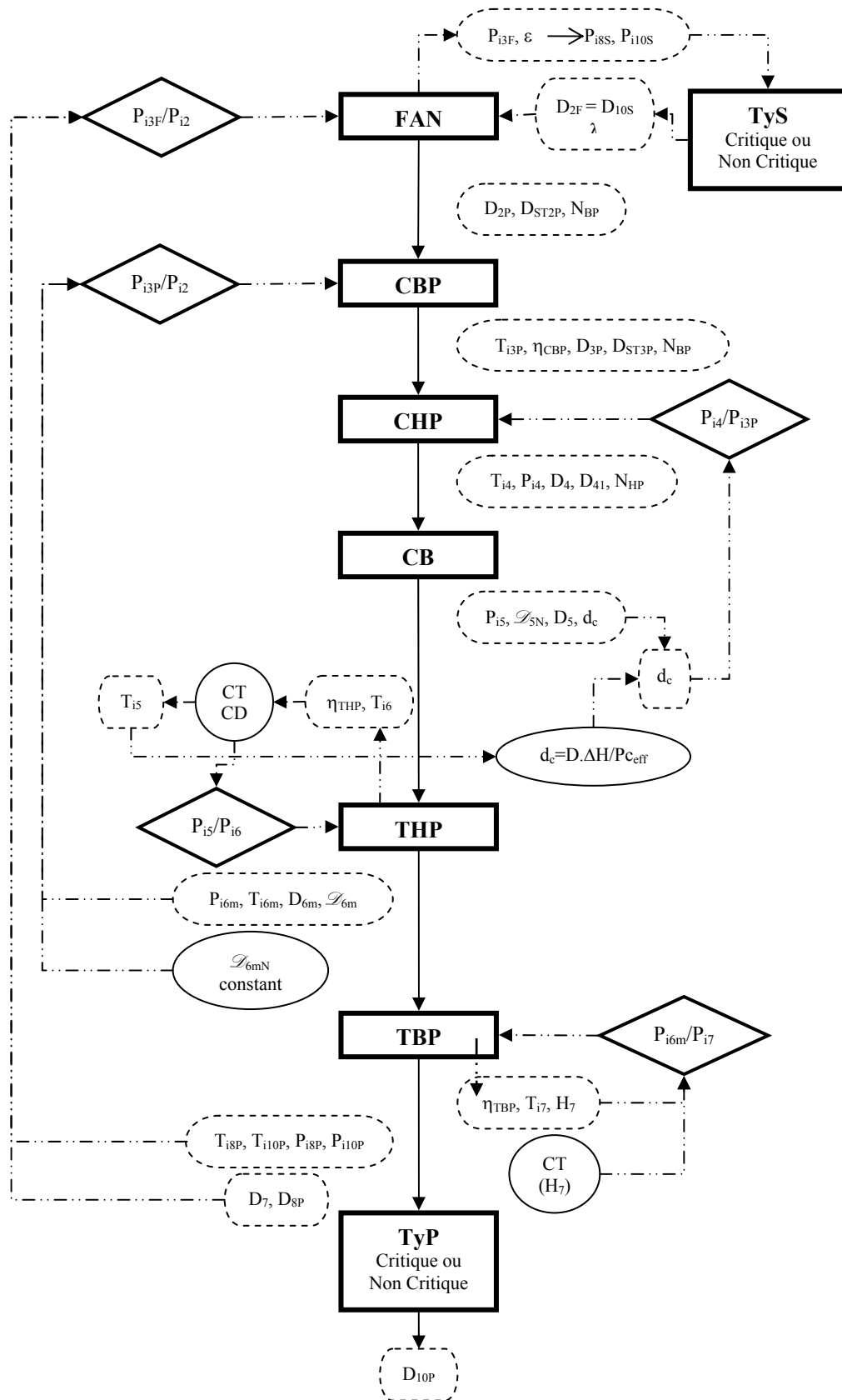
Le fonctionnement hors adaptation est déduit du fonctionnement stabilisé, qui peut être le vol en croisière, par exemple. En réalité, un turboréacteur doit être capable de fonctionner dans plusieurs conditions de vol. Ces calculs sont donc effectués afin de connaître la performance du turboréacteur sur les autres conditions de vol lorsque le moteur sort du fonctionnement nominal. Cela revient à définir et à tracer les lignes de fonctionnement des composants sur les champs de caractéristiques toujours en supposant la conservation du débit et l'équilibre mécanique du rotor. Dans le cas où les puissances fournies par les turbines ne sont pas égales aux puissances reçues par les compresseurs, le turboréacteur fonctionnera dans un autre régime appelé le régime transitoire ou le fonctionnement transitoire, tels que l'accélération ou la décélération du turboréacteur.

**Processus du calcul de fonctionnement hors adaptation
Turboréacteur double corps mono flux**



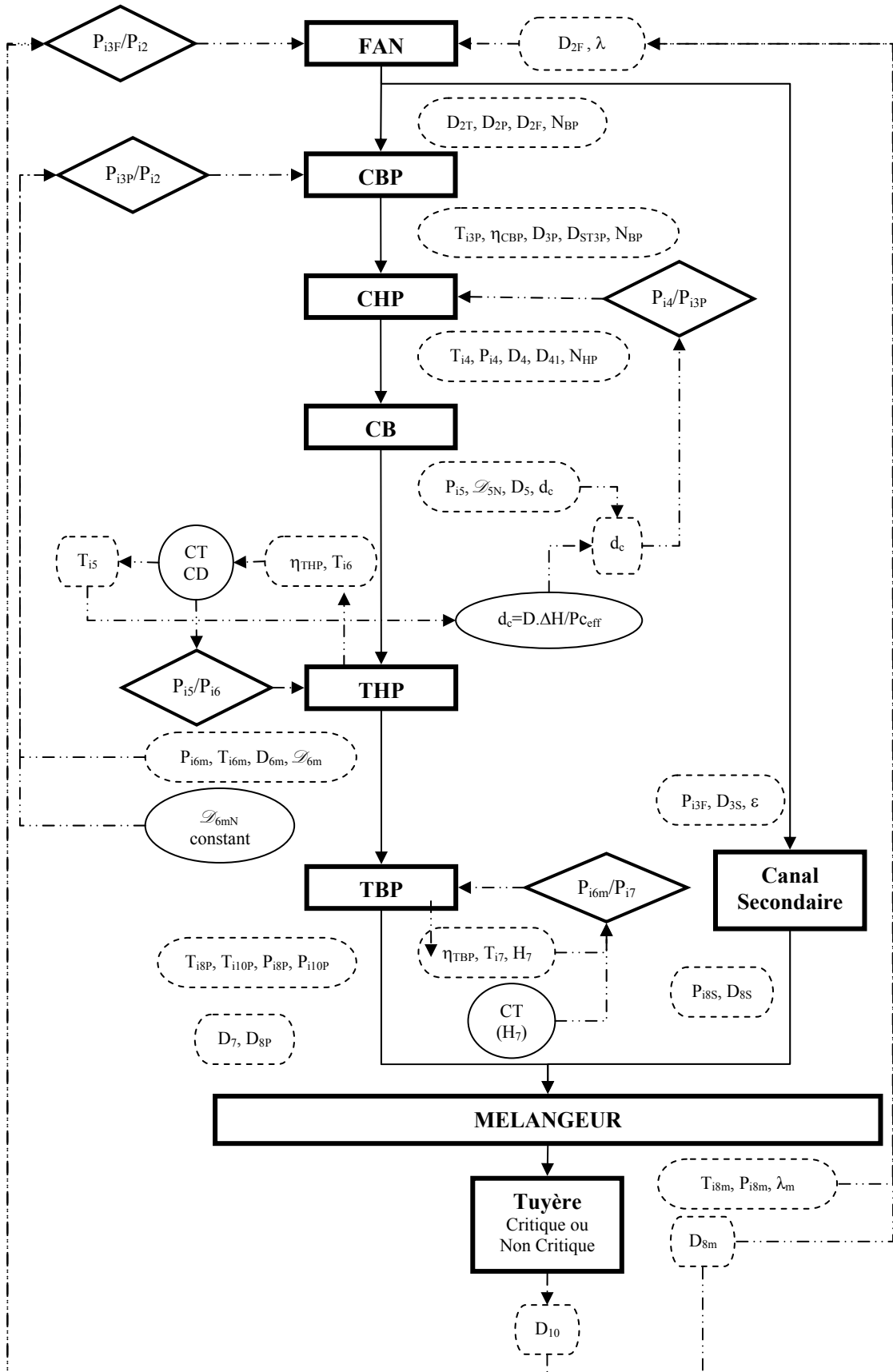
Processus du calcul de fonctionnement critique hors adaptation

Turboréacteur double corps à double flux séparés



Processus du calcul de fonctionnement critique hors adaptation

Turboréacteur double corps à double flux mélangés



CHAPITRE IV

FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE

4.1 Introduction

Le fonctionnement transitoire correspond à la variation des paramètres du turboréacteur avec le temps durant l'accélération et la décélération à partir d'un point de fonctionnement stabilisé. Il est normalement calculé à partir du fonctionnement hors adaptation. L'accélération du turboréacteur dépend des paramètres, tels que le moment d'inertie du système d'arbres et la température maximale que les turbines peuvent supporter pendant une courte durée. Généralement la ligne de pompage, qui limite le fonctionnement d'un turboréacteur est un facteur limitant pour l'accélération. Ceci est particulièrement critique au début d'une accélération lorsque la puissance est faible. La caractéristique du turboréacteur a un effet important sur son fonctionnement transitoire ; par exemple, un turboréacteur double corps répond différemment par rapport à un turboréacteur mono corps. Le turboréacteur au régime transitoire peut également rencontrer les mêmes phénomènes aérodynamiques qu'en fonctionnement stabilisé, par exemple le pompage du compresseur. Un programme complet de modélisation de turboréacteurs doit permettre de calculer le fonctionnement transitoire. Afin de réaliser la performance transitoire, ce programme doit non seulement modéliser les équations de la thermodynamique mais également intégrer les données fournies par le système de contrôle, telles que le débit carburant en fonction du temps.

4.2 Mécanisme fondamental et phénomènes du fonctionnement transitoire

D'après le chapitre II, il est évident que la modélisation du fonctionnement hors adaptation est basée sur la compatibilité du débit et la compatibilité du travail. Pour le fonctionnement transitoire, afin d'accélérer le moteur, le débit carburant est rajouté, en conséquence la température totale (T_{i5}) en sortie de la chambre de combustion augmente. Ceci entraîne un

accroissement de la puissance, fournie par les turbines, plus importante que la puissance nécessaire aux compresseurs. La vitesse de rotation augmente donc jusqu'à l'équilibre des moments de torsion. Par l'effet de l'excès de puissance ou du déséquilibre de puissance positif, la conservation du débit peut être considérée valide contrairement à la conservation du travail. Le ralentissement par la diminution du débit carburant produit les effets opposés, tels que la diminution de la vitesse de rotation et le déséquilibre de puissance négatif.

4.2.1 Moment de torsion

Lorsque le turboréacteur fonctionne sous la condition de déséquilibre, un paramètre important est le moment d'inertie, créé par ce déséquilibre entre turbines et compresseurs et intervient dans le modèle mathématique et thermodynamique du fonctionnement transitoire. Un problème important est la modélisation de l'augmentation ou de la diminution du moment de torsion, liée à la variation du débit de carburant, afin de calculer le changement de la vitesse de rotation.

Nous considérons, par exemple, le cas de l'accélération du turboréacteur. L'accélération du rotor et le moment de torsion d'excès (ou le moment de torsion d'accélération) $\Delta\Gamma$ sont reliées par la seconde loi de Newton (Théorème des moments) :

$$\Delta\Gamma = I\dot{\omega} = \Gamma_{turbine} - \Gamma_{compresseur} \quad (4.1)$$

avec

I : Moment d'inertie du rotor ($kg \cdot m^2$)

$\dot{\omega}$: Accélération angulaire (rad/s^2)

Γ : Moment de torsion ($N \cdot m$)

La vitesse angulaire ω (rad/s)

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot N \quad (4.2)$$

avec

N : Vitesse de rotation du rotor en tour par minute (RPM)

D'après l'équation (4.1), le moment de torsion d'accélération peut être calculé par l'intégration sur un intervalle de temps afin d'en déduire le

changement de vitesse du rotor. Il peut également être calculé à partir du moment de torsion de turbine et celui de compresseur. Le problème maintenant est de trouver les valeurs des moments de torsion au régime transitoire. Le couple de la turbine peut être supérieur ou inférieur au couple du compresseur, selon l'accélération ou la décélération du rotor.

Pour des turboréacteurs mono corps, l'accélération est inversement proportionnelle au moment d'inertie. Pour des turboréacteurs double ou triple corps, l'accélération est également inversement proportionnelle au moment d'inertie s'il est constant. Dans le cas contraire l'accélération sera, approximativement, inversement proportionnelle au moment d'inertie du rotor haute pression. En général, la variation du moment de rotor a une petite influence sur l'accroissement de la poussée mais modifie la vitesse de rotation et la ligne de fonctionnement du compresseur basse pression.

4.2.2 Ligne de fonctionnement transitoire

Sur certains régimes transitoires, la ligne de fonctionnement du compresseur haute pression se déplace vers le haut par exemple pendant l'accélération du turboréacteur (Figure 4.1). Celle-ci dépend de l'augmentation du débit de carburant ou de la température du gaz sortant de la chambre de combustion. L'accélération est effectuée par le système de contrôle qui fait monter la ligne de fonctionnement juste en dessous de la ligne de pompage jusqu'à ce que la poussée exigée soit atteinte.

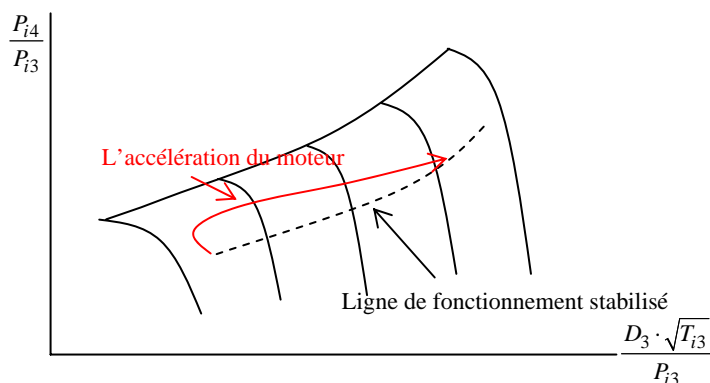


Figure 4.1 : Accélération

En général, la ligne d'accélération du compresseur haute pression se trouve au-dessus de la ligne d'adaptation des turboréacteurs mono flux, double flux, des turboréacteurs avec des turbines libres et également des turboréacteurs mono corps, double corps et triple corps. Le compresseur haute pression qui a donc de grandes marges au pompage aura potentiellement une bonne performance d'accélération.

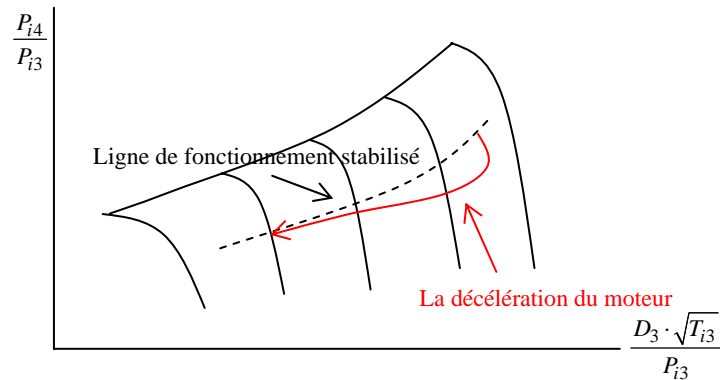


Figure 4.2 : Décélération

La décélération (Figure 4.2) présente les effets inverses de l'accélération et la ligne de fonctionnement de décélération du compresseur se situe en dessous de la ligne de fonctionnement stabilisé. Le problème de pompage du compresseur est ainsi évité.

Le compresseur basse pression ou à pression intermédiaire, ainsi que le Fan présentent un déplacement de ligne de fonctionnement moins important que le compresseur haute pression. Leurs lignes de fonctionnement dépendent d'autres paramètres. La ligne de fonctionnement du Fan, par exemple, dépend du taux de dilution. Au début de l'accélération, la ligne du compresseur basse pression ou à pression intermédiaire se déplace légèrement vers le haut sur la ligne d'isovitesse correspondant à la décroissance du débit du compresseur haute pression. Lorsque le compresseur haute pression continue à accélérer, il aspire davantage d'air et la ligne de fonctionnement transitoire du compresseur basse pression ou à pression intermédiaire descend en dessous de la ligne d'adaptation. La trajectoire de cette ligne dépend de l'inertie du rotor basse pression par rapport à l'inertie du rotor haute pression.

4.2.3 Accélération et décélération rapides

Le système de contrôle le plus simple est effectué sur la vitesse de rotation qui doit correspondre à la consigne donnée par la manette des gaz. Lorsque la manette des gaz est actionnée afin d'accélérer le turboréacteur, la vitesse de rotation requise est éloignée de la vitesse à l'instant présent. Le système de contrôle augmente donc le débit de carburant jusqu'à ce que la vitesse de rotation exigée soit atteinte. La température atteinte pendant cette accélération de courte durée n'a pas d'effet sur le fluage. Pourtant plus la durée d'accélération est courte, plus la durée de vie du réacteur est réduite à cause des contraintes thermiques.

4.2.4 Pompage sur reprise

Au cours de l'accélération du turboréacteur, au début de la reprise, le régime n'a peut-être pas encore eu le temps de changer en raison de l'inertie du rotor qui empêche la modification instantanée de la vitesse. Le point de fonctionnement pourrait se déplacer vers la gauche dans le champ de caractéristiques du compresseur en suivant une ligne d'isovitesse (Figure 4.3).

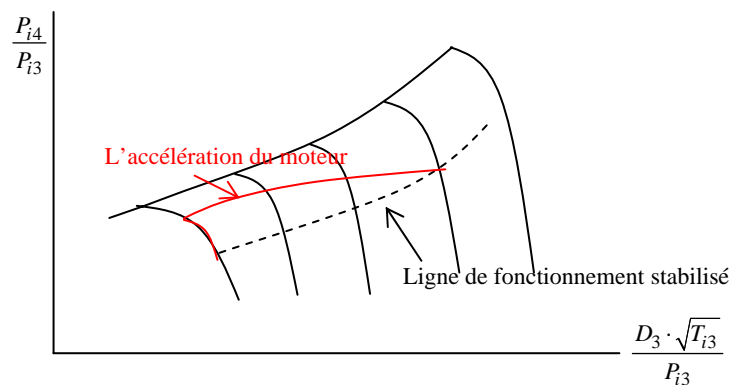


Figure 4.3 : Accélération

Le régime augmente, ensuite le point de fonctionnement se déplace vers la droite pour rejoindre le point de fonctionnement au plein gaz. L'augmentation du débit d'air se justifie par l'accroissement de la pression, consécutive à la croissance du régime.

La forme de la trajectoire du point de fonctionnement entre le point de départ et d'arrivée dépend de la nature de la reprise ou de la loi

d'augmentation du débit de carburant. Si l'accroissement de débit est très lent, l'accélération sera constituée d'une succession de régimes stabilisés et la trajectoire du point de fonctionnement sera la ligne d'adaptation. La trajectoire s'incurvera d'autant plus vers la gauche que l'augmentation de débit de combustible sera importante. Si le débit de carburant est excessivement augmenté, la diminution du débit d'air peut être telle que le point de fonctionnement atteigne la ligne de pompage (Figure 4.4). Il est donc nécessaire de limiter le débit au cours des accélérations pour éviter le pompage. Les reprises sont d'autant plus critiques que la ligne de fonctionnement stabilisé est proche de la ligne de pompage. Par conséquent, l'accélération devra être d'autant plus lente que l'altitude sera grande et la vitesse faible.

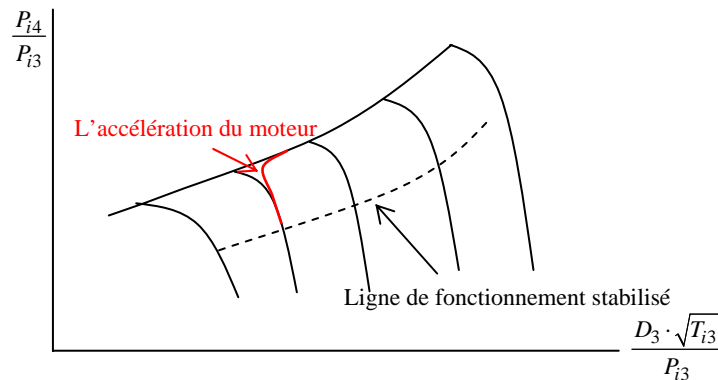


Figure 4.4 : Accélération à la ligne de pompage

4.2.5 Démarrage et accélération à froid

Le turboréacteur peut être démarré à froid dans le cas d'urgence mais le démarrage à froid est normalement effectué au cours du développement afin de trouver la limite de la marge au pompage. Le démarrage et l'accélération à froid sont particulièrement contraignants parce que la différence de température entre les disques et les aubes relative au carter est maximale. Les extrémités d'aubes atteignent leur limite de tolérances. Les tolérances maximales baissent, par conséquent, la ligne de pompage se déplace vers le bas. Habituellement, entre 30 et 80 secondes après que le turboréacteur ait atteint sa vitesse de rotation maximale, les tolérances maximales et la marge au pompage minimale se produisent.

4.2.6 Arrêt d'urgence

Lorsque le turboréacteur fonctionne dans n'importe quelle condition, le système de contrôle peut signaler un arrêt d'urgence si un phénomène critique, tel qu'une température de surchauffe ou une survitesse pouvant mettre les passagers ou le turboréacteur en danger, est détecté. La soupape de carburant est coupée instantanément et les vannes de décharge sont probablement ouvertes. Pour un turboréacteur de grand volume, une décélération rapide réduit les marges au pompages du compresseur haute pression. Ceci parce que la pression à l'entrée est réduite plus vite qu'à la sortie (le débit sortant est supérieur au débit entrant), par conséquent le rapport de

pression augmente, le taux de $\frac{D_3 \cdot \sqrt{T_{i3}}}{P_{i3}}$ baisse et la ligne de fonctionnement se déplace donc vers le haut.

4.2.7 Délai de combustion

Le délai, entre le moment où le carburant sortant des injecteurs et le moment où il est brûlé afin de fournir de l'énergie, se situe entre une et deux secondes. Il peut être négligé pour le fonctionnement stabilisé mais il doit être pris en compte pour le fonctionnement transitoire.

4.2.8 Délai et décalage du système de contrôle

Les composants mécaniques du système de contrôle, tels que la soupape de carburant ou les calages variables de stators, nécessitent un certain temps fini pour changer de positions au cours du régime transitoire. Ce temps fini peut être appelé le délai s'il n'y a pas de mouvement relatif au temps et il peut être appelé le décalage pour un mouvement du composant qui se déclenche après le signal demandé. Le système de contrôle mesure également les paramètres, tels que les températures et les pressions et intègre les délais et décalages relatifs au fonctionnement réel du turboréacteur.

4.2.9 Post-combustion

Lorsque la post-combustion est allumée, la section du col de tuyère doit être augmentée simultanément, autrement une contre-pression apparaît sur

la turbine, provoquant la décélération du turboréacteur. Ce problème n'est pas très critique pour le cas des turboréacteurs mono flux à cause du temps de réponse concernant la vitesse qui est assez long. En revanche le problème devient important pour des turboréacteurs doubles flux à flux mélangés parce que la contre-pression de la post-combustion a une influence directe sur le Fan et le temps de transmission se mesure en milliseconde. Ceci peut provoquer le phénomène de pompage du Fan puis également le pompage du compresseur. La solution est d'avoir le système de contrôle qui est capable de minimiser l'erreur sur le temps de réponse entre l'allumage de la post-combustion et l'ouverture du col de tuyère. D'autre part, le système de post-combustion doit assurer la variation continue de T_{i0} sans changement soudain.

De plus l'utilisation des géométries variables des compresseurs, de l'entrée d'air et des tuyères permettent au turboréacteur de fonctionner dans les conditions différentes de vol de façon optimale. Les géométries variables peuvent également être utilisées afin d'optimiser le temps de réponse en régime transitoire, l'accélération et la décélération, pour fournir les changements rapide de la poussée sans avoir des sur-températures ou l'extinction du moteur.

4.2.10 Volume intercomposant

Un volume intercomposant se place entre deux composants du turboréacteur. Dans ce volume, le stockage de masse et d'énergie se produit, et les équations de continuité, d'énergie et d'état sont utilisées afin de calculer les masses stockées, les températures et les pressions correspondantes. Au cours du fonctionnement stabilisé, le débit de gaz entrant dans un volume, tel qu'un conduit, est égal au débit sortant. Ceci n'est plus valide pour le fonctionnement transitoire parce que la température, la pression et la masse volumique du gaz varient avec le temps. Ce phénomène peut avoir un impact remarquable sur la performance du régime transitoire du turboréacteur, en particulier pour les plus gros volumes tels la chambre de combustion et le mélangeur.

4.2.11 Transfert de chaleur

Un turboréacteur, tournant à haute vitesse, a des températures de gaz plus élevées que lorsqu'il fonctionne à basse vitesse. Par conséquent, les

pièces métalliques du turboréacteur sont également plus chaudes à haute vitesse qu'à basse vitesse. Au cours de l'accélération, les pièces métalliques absorbent la chaleur du gaz qui traverse le turboréacteur. Le phénomène inverse se produit pour la décélération. La quantité de chaleur absorbée peut varier considérablement suivant le fonctionnement du turboréacteur. Elle dépend également de la taille du turboréacteur, des composants mécaniques, des matériaux et du cycle. L'effet d'absorption de chaleur est complexe et dépend de l'endroit où il se produit et à la manière dont est contrôlé le turboréacteur. Pour une ligne de fonctionnement du compresseur haute pression fixée, l'accroissement de l'absorption de chaleur a des effets sur le temps d'accélération des composants, par exemple le temps est augmenté pour le compresseur et la turbine alors qu'il est réduit pour la tuyère. En général, l'effet sur le temps d'accélération n'est pas important mais la poussée atteinte à la fin d'une accélération rapide peut être réduite jusqu'à 5 pourcent. Afin d'obtenir la pleine poussée, plusieurs minutes sont nécessaires, cette durée dépend du système de contrôle utilisé.

4.2.12 Jeux de tolérance

Au cours du fonctionnement transitoire les températures du métal diffèrent selon la capacité de chaleur des composants, les trajectoires de flux de chaleur, les taux de transfert thermique, etc. L'augmentation de température des composants peut varier considérablement. Elle peut être modifiée par d'autres facteurs, tels que l'effet centrifuge des disques et des aubes et les effets de pression sur les carters. Toutefois la différence de jeu entre les composants est très faible mais elle peut être prise en compte pendant le fonctionnement transitoire. Par exemple, à la fin d'une accélération, les jeux de tolérance restent élevés parce que les aubes et les carters répondent assez rapidement aux variations de température à l'inverse des disques et des rotors qui répondent moins vite. Les jeux de tolérance élevés ont une influence sur les rendements, les débits de gaz ou les marges au pompage et peuvent être considérés, avec l'absorption de chaleur, comme une cause de perte de poussée maximale après l'accélération.

Au cours de l'accélération, le jeu de tolérance entre une aube et le carter change. Au début la longueur du disque et celle de l'aube augmentent simultanément en raison de la force centrifuge et le jeu de tolérance minimal est obtenu à la fin de l'accélération. Le carter se situe plus proche du gaz et absorbe la chaleur plus rapidement que le disque. Ceci provoque un jeu de tolérance plus grand. Le disque finalement se dilate et le jeu est réduit au niveau de celui du fonctionnement stabilisé.

L'accroissement du jeu de tolérance a des effets directs sur la ligne de pompage en raison de l'augmentation plus rapide de la couche limite du carter. Le jeu de tolérance plus élevé réduit le rendement du compresseur et déplace la ligne de fonctionnement vers le haut. Les effets peuvent être particulièrement mauvais pour un turboréacteur qui accélère, décélère immédiatement et accélère à nouveau. Ceci peut provoquer le pompage.

4.2.13 Prélèvement de puissance

En général, une partie de la puissance fournie par les turbines est prélevée pour des systèmes utilitaires tels que des pompes hydrauliques, des générateurs électriques etc. La quantité de la puissance prélevée dépend du type et de la grandeur de l'avion. Pour calculer le fonctionnement du turboréacteur, le prélèvement de puissance peut être négligé parce que sa quantité en pourcentage n'est pas importante par rapport à la puissance totale.

4.2.14 Débit de carburant

Le débit de carburant, exigé pour l'accélération et la décélération, est normalement programmé pour avoir le fonctionnement sécurisé, la réponse rapide et la longue durée de vie. La réponse rapide nécessite une variation du débit de carburant importante, provoquant des températures élevées. Ce choc thermique est indésirable pour avoir la longue durée de vie. En revanche pour avoir le fonctionnement sécurisé, les compresseurs nécessitent des marges au pompage importantes afin d'éviter l'extinction au cours de la décélération. Les marges au pompage élevées sont défavorables à la réponse rapide. Le système de contrôle doit également fournir le débit de carburant pour la chambre en évitant les instabilités de combustion.

Pour l'accélération, le débit de carburant doit être assez élevé afin d'arriver au temps d'accélération exigé et éviter la perte de puissance et le pompage de compresseur. Pour la décélération, le débit de carburant doit être assez bas afin d'obtenir le temps de décélération requis mais assez élevé afin d'éviter l'extinction en mélange pauvre et le pompage du compresseur basse pression ou à pression intermédiaire. Les valeurs du débit de carburant dépendent de l'application du turboréacteur et peuvent être réalisées à l'aide de la modélisation mathématique et thermodynamique du fonctionnement transitoire.

4.3 Modélisation du fonctionnement transitoire

Les modélisations du fonctionnement transitoire et du système de contrôle sont essentielles afin de réaliser la conception détaillée et le développement des turboréacteurs.

4.3.1 Modèle de couplage thermodynamique

Cette méthode de modélisation se compose d'un modèle thermodynamique du turboréacteur couplé avec des algorithmes de contrôle numérique et des sous-programmes correspondant aux modèles des composants hydromécaniques. Le principe de cette méthode réside dans le fonctionnement stabilisé calculé à des vitesses de rotation définies par les méthodes expliquées dans le chapitre I et II. Les algorithmes de contrôle numérique utilisent comme valeurs initiales la solution du pas du temps précédent. Les valeurs du point stabilisé sont les premières valeurs initiales pour le temps zéro.

Le temps est incrémenté et le calcul du fonctionnement transitoire commence avec les sous-programmes prenant en compte les phénomènes tels que l'absorption de chaleur, les volumes intercomposants etc. La puissance déséquilibrée, fournissant la vitesse de rotation, est calculé à l'aide d'une boucle itérative additionnelle. Dans cette boucle, la puissance déséquilibrée sur le rotor est estimée et le débit de carburant calculé est comparé avec celui fournit par les algorithmes de contrôle. Les itérations continuent, en modifiant la valeur de puissance déséquilibrée estimée, jusqu'à ce que le débit calculé par le modèle du turboréacteur soit égal à celui des algorithmes de contrôle. Une fois qu'un point

transitoire est trouvé, la vitesse de rotation à l'instant $t + \Delta t$ est calculée connaissant la vitesse à l'instant t précédent, la puissance déséquilibrée, et l'inertie du rotor. Le processus est repris en $t + \Delta t$ pour la nouvelle puissance déséquilibrée. Idéalement, l'incrément de temps pour ce modèle est entre 10 à 30 millisecondes afin d'éviter des erreurs dans le système de contrôle, par exemple le temps de délai, le décalage etc.

En général, le modèle de couplage thermodynamique ne fonctionne pas en temps réel et il ne peut pas se combiner avec le système de contrôle de matériels (hardware). En outre, la méthode itérative produit des erreurs sur des résultats parce que les solutions à chaque intervalle sont déterminées avec une certaine incertitude. Afin de pouvoir effectuer le modèle en temps réel, le modèle de couplage thermodynamique doit être grossièrement simplifié, malgré la perte de précision.

4.3.2 Modèles du fonctionnement transitoire en temps réel

Ces modèles doivent être combinés avec des systèmes de contrôle de matériels. Ils utilisent essentiellement des données sous formes de tableau au lieu des relations polynomiales qui ralentissent le temps de calcul. Ces modèles présentent de nombreux avantages :

- Le développement des matériels hydromécaniques de contrôle dépend du turboréacteur. Ce modèle réduit le coût de développement et permet aux matériels de contrôle d'être testés au cours du développement avant que le turboréacteur soit disponible.
- La vérification des algorithmes des logiciels des contrôleurs peut être effectuée avant de les utiliser sur le turboréacteur final. Les logiciels de contrôles peuvent donc être validés pour assurer qu'il n'y a pas d'erreurs de transmission qui pourraient détériorer le turboréacteur.
- Le modèle peut être utilisé pour des simulateurs de vol

4.3.3 Modèle aérodynamique (Méthode de volume)

La méthode de modélisation du fonctionnement transitoire utilisée dans ce travail est appelée Modèle aérodynamique ou Méthode de volume. Selon le calcul de la ligne de fonctionnement stabilisé, le fonctionnement transitoire

sera calculé à l'intervalle de temps défini par le système de contrôle ou par des utilisateurs. De la même façon que pour le calcul du fonctionnement stabilisé et hors adaptation, le turboréacteur est décomposé en composants : l'entrée d'air, le Fan, les compresseurs et les turbines basses pressions et hautes pressions, la chambre de combustion, la tuyère et les rotors. Le fonctionnement de chaque composant est décrit par les équations aérothermodynamiques. Pour les rotors, à partir des équations (4.1) et (4.2), l'équation d'énergie mécanique s'écrit :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I} \cdot \sum \Gamma \quad (4.3)$$

Les champs de caractéristiques des compresseurs et des turbines sont nécessaires afin de calculer précisément leur fonctionnement. Les volumes intercomposants, reliant deux composants successifs, sont utilisés afin de définir les températures et les pressions dans les volumes.

4.3.3.1 Variation de températures et pressions totales dans les volumes

Dans le cas de l'écoulement transitoire, le débit massique et le flux d'énergie sortant d'un volume ne sont pas égaux à ceux qui entrent. La différence est due à l'accumulation de masse et d'énergie interne dans le volume. Les lois de conservation du débit et de l'énergie sont appliquées afin de définir les variations de températures et de pressions totales par rapport au temps dans le volume.

La conservation du débit massique s'écrit :

$$D_{en} - D_{so} = \frac{dm_v}{dt} = \frac{V}{\gamma \cdot R \cdot T_i} \cdot \frac{dP_i}{dt} \quad (4.4)$$

avec $P_i \cdot V = m_v \cdot R \cdot T_i$

Le volume $V (m^3)$ est constant.

La variation de pression totale par rapport au temps vaut alors :

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_i}{V} (D_{en} - D_{so}) \quad (4.5)$$

D'autre part, la conservation de l'énergie s'écrit :

$$D_{en} \cdot H_{en} - D_{so} \cdot H_{so} + \dot{q} + \dot{W} = \frac{d(m_v \cdot C_v \cdot T_i)}{dt} = C_v \cdot \left(T_i \cdot \frac{dm_v}{dt} + m_v \cdot \frac{dT_i}{dt} \right) \quad (4.6)$$

Avec l'équation (4.4), nous obtenons

$$D_{en} \cdot H_{en} - D_{so} \cdot H_{so} + \dot{q} + \dot{W} = C_v \cdot \left(T_i \cdot (D_{en} - D_{so}) + \frac{P_i \cdot V}{R \cdot T_i} \cdot \frac{dT_i}{dt} \right) \quad (4.7)$$

La variation de température totale par rapport au temps est alors donnée par l'expression suivante :

$$\frac{dT_i}{dt} = (D_{en} \cdot H_{en} - D_{so} \cdot H_{so} + \dot{q} + \dot{W}) \cdot \frac{R \cdot T_i}{C_v \cdot P_i \cdot V} - \frac{T_i^2 \cdot R}{P_i \cdot V} \cdot (D_{en} - D_{so}) \quad (4.8)$$

avec,

D_{en} : Débit massique entrant dans le volume (kg/s)

D_{so} : Débit massique sortant du volume (kg/s)

m_v : Masse de fluide contenue dans le volume (kg)

C_v : Chaleur spécifique du fluide à volume constant (J/(kg·K))

H_{en} : Enthalpie massique à l'entrée du volume (J/kg)

H_{so} : Enthalpie massique à la sortie du volume (J/kg)

\dot{q} : Flux de chaleur entrant dans le volume (W)

\dot{W} : Pertes mécaniques, Puissances mécaniques perdues (W), par exemple : la dissipation visqueuse, le prélèvement de puissance pour servitudes.

Au point stabilisé, les équations différentielles ci-dessus (les équations (4.5) et (4.8)) devraient être exactement égales à zéro, indiquant que la conservation de l'énergie dans le volume est satisfaite.

4.3.3.2 Modélisation du transfert de chaleur

Au cours de l'accélération du turboréacteur, les pièces métalliques absorbent l'énergie thermique de l'écoulement gazeux et au contraire au cours du ralentissement, l'énergie thermique stockée est transmise au flux gazeux. Pour la simulation du fonctionnement transitoire, les effets du transfert de chaleur peuvent être pris en compte dans le calcul du cycle. Le calcul du

transfert thermique est effectué dans chaque composant ayant une influence sur la température du gaz, en considérant que l'écoulement de gaz traversant est non adiabatique.

Le flux de chaleur \dot{q} (W) est défini par :

$$\dot{q} = m^m \cdot C^m \cdot \frac{dT_i}{dt} = h \cdot A^m \cdot (T_{i,av}^g - T^m) \quad (4.9)$$

avec

m^m : Poids du métal (kg)

C^m : Chaleur spécifique du métal (J/(kg·K))

h : Coefficient de transfert de chaleur de convection (W/(m²·K))

A^m : Superficie du métal (m²)

T^m : Température du métal (K)

$T_{i,av}^g$: Température totale moyenne du gaz (K) définie par

$$T_{i,av}^g = \frac{T_{i,en}^g + T_{i,so,ad}^g}{2}$$

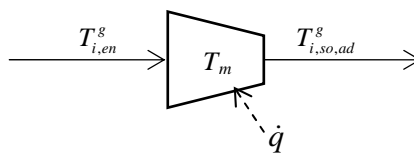


Figure 4.5 : Température du gaz traversant un composant

avec

$T_{i,en}^g$: Température totale du gaz à l'entrée

$T_{i,so,ad}^g$: Température totale adiabatique du gaz à la sortie

Nous posons

$$\Theta = T^m - T_{i,av}^g$$

Nous en déduisons

$$\int \frac{d\Theta}{\Theta} = -\int \frac{h \cdot A^m}{m^m \cdot C^m} \cdot dt$$

$$\ln\left(\frac{\Theta}{\Theta_n}\right) = \ln\left(\frac{T^m - T_{i,av}^g}{T_n^m - T_{i,av}^g}\right) = -\frac{h \cdot A^m \cdot t}{m^m \cdot C^m}$$

$$\frac{T^m - T_{i,av}^g}{T_n^m - T_{i,av}^g} = e^{-\frac{h \cdot A^m \cdot t}{m^m \cdot C^m}}$$

avec

T_n^m : Température initiale du métal (K)

Le terme $\frac{h \cdot A^m}{m^m \cdot C^m}$ est la constante du temps thermique t_{cm} (seconde) qui est d'environ 5 secondes pour un turboréacteur de 200 kg ou 40 secondes pour un turboréacteur de 2 tonnes [60]. Nous avons ensuite :

$$T^m = T_{i,av}^g - (T_{i,av}^g - T_n^m) \cdot e^{-\frac{t}{t_{cm}}}$$

Pour le fonctionnement transitoire, le calcul est effectué à chaque intervalle de temps Δt . La température du métal peut donc être calculée par :

$$T^m = T_{i,av}^g - (T_{i,av}^g - T_n^m) \cdot e^{-\frac{\Delta t}{t_{cm}}} \quad (4.10)$$

A la sortie d'un composant, la température totale du gaz T_{ig} est calculée à l'aide de sa température totale adiabatique.

$$T_i^g = T_{i,so,ad}^g - \frac{\dot{q}}{Cp \cdot D} \quad (4.11)$$

avec,

D : Débit traversant le composant

Cp : Chaleur spécifique à pression constante du gaz

4.3.3.3 Délai et décalage de temps

D'après les définitions expliquées dans les parties 4.2.7 et 4.2.8, le délai et le décalage de temps des systèmes sont pris en compte dans le calcul du modèle aérothermodynamique.

A partir des données d'un paramètre en fonction du temps, les valeurs décalées du paramètre du système peuvent être calculées par :

$$X'_t = \frac{(X'_{t-1} \cdot t_c) + (X_t \cdot \Delta t)}{t_c + \Delta t} \quad (4.12)$$

avec,

t : Temps

Δt : Pas de temps

t_c : Constante de temps du système

X : Valeur du paramètre fournie par le système de contrôle ou par les utilisateurs

X' : Valeur décalée du paramètre

Les valeurs de délai du paramètre sont calculées, en utilisant une méthode par interpolation, à partir des données fournies par le système de contrôle ou à partir des valeurs décalées calculées par l'équation (4.12). Les valeurs de délai peuvent être calculées en utilisant, par exemple, l'interpolation linéaire :

$$X_{dt} = X_{t-1} + \frac{(X_t - X_{t-1}) \cdot (\Delta t - t_d)}{\Delta t} \quad (4.13)$$

avec,

X_{dt} : Valeur de délai du paramètre

t_d : Délai (s)

4.4 Procédure de calcul de la méthode de volume

Cette partie présente les équations et les exemples du calcul du cycle du turboréacteur en régime transitoire.

4.4.1 Turboréacteur double corps mono flux

4.4.1.1 Variation de pression totale

La procédure commence par les calculs des variations des pressions totales par rapport au temps dans les volumes intercomposants à l'aide de l'équation (4.5).

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_i}{V} (D_{en} - D_{so})$$

Les volumes intercomposants considérés dans cette étape sont les volumes qui se trouvent entre le compresseur basse pression et le compresseur haute pression, entre la turbine haute pression et la turbine basse pression et entre la turbine basse pression et l'entrée de tuyère (ou de la post-combustion). Pour plus de rigueur, la variation des pressions totales par rapport au temps peut être calculée par la relation, proposée par WALSH [60], ci-dessous :

$$\frac{dP_i}{dt} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \frac{R \cdot T_i}{V} \cdot (D_{en} - D_{so}) \quad (4.14)$$

Le nombre de Mach M du gaz entrant dans le volume est calculé par la relation du débit réduit.

$$\frac{D \cdot \sqrt{T_i}}{P_i \cdot A} = M \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2 \right)^{-\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}}$$

avec

A : Section d'entrée du volume (m^2)

Nous avons donc, à l'instant précédent $t-1$:

pour le volume entre les compresseurs (plan 3)

$$\left(\frac{dP_{i3}}{dt} \right)_{t-1} = \left(1 + \frac{(\gamma_{CBP} - 1)}{2} \cdot M_{3,t-1}^2 \right)^{\frac{1}{\gamma_{CBP}-1}} \frac{R_{3,t-1} \cdot T_{i3,t-1}}{V_3} (D_{3,en} - D_{3,so})_{t-1} \quad (4.15)$$

pour le volume entre les turbines (plan 6)

$$\left(\frac{dP_{i6}}{dt} \right)_{t-1} = \left(1 + \frac{(\gamma_{THP} - 1)}{2} \cdot M_{6,t-1}^2 \right)^{\frac{1}{\gamma_{THP}-1}} \frac{R_{6,t-1} \cdot T_{i6,t-1}}{V_6} (D_{6,en} - D_{6,so})_{t-1} \quad (4.16)$$

pour le volume entre la sortie de turbine et l'entrée de tuyère (ou de la post-combustion) (plan 8)

$$\left(\frac{dP_{i8}}{dt} \right)_{t-1} = \left(1 + \frac{(\gamma_8 - 1)}{2} \cdot M_{8,t-1}^2 \right)^{\frac{1}{\gamma_{TBP}-1}} \frac{R_{8,t-1} \cdot T_{i8,t-1}}{V_7} (D_{8,en} - D_{8,so})_{t-1} \quad (4.17)$$

Les pressions totales P_{i3t} , P_{i6t} et P_{i7t} (Pa) dans ces volumes au temps t peuvent donc être calculées comme suit :

$$P_{i3t} = P_{i3,t-1} + \left(\frac{dP_{i3}}{dt} \right)_{t-1} \cdot \Delta t \quad (4.18)$$

$$P_{i6t} = P_{i6,t-1} + \left(\frac{dP_{i6}}{dt} \right)_{t-1} \cdot \Delta t \quad (4.19)$$

$$P_{i8t} = P_{i8,t-1} + \left(\frac{dP_{i8}}{dt} \right)_{t-1} \cdot \Delta t \quad (4.20)$$

4.4.1.2 Puissances et Vitesses de rotation transitoires

Les puissances déséquilibrées ΔPW (W) peuvent être calculées, par exemple pour un turboréacteur double corps, par les relations suivantes :

pour le rotor haute pression :

$$\Delta PW_{hp,t-1} = \left(D_5 \cdot (H_5 - H_6) - \frac{D_3 \cdot (H_4 - H_3)}{\eta_{mhp}} \right)_{t-1} \quad (4.21)$$

pour le rotor basse pression :

$$\Delta PW_{bp,t-1} = \left(D_{6m} \cdot (H_{6m} - H_7) - \frac{D_2 \cdot (H_3 - H_2)}{\eta_{mbp}} \right)_{t-1} \quad (4.22)$$

Les rendements mécaniques des rotors (η_{mhp}, η_{mbp}) sont constants en utilisant leurs valeurs du pont de fonctionnement stabilisé.

La puissance d'arbre PW et la vitesse angulaire (la vitesse de rotation) sont reliées par l'expression

$$PW = \Gamma \cdot \omega \quad (4.23)$$

que nous développons ensuite, à l'aide des équations (4.1) et (4.2),

$$I \cdot \dot{\omega} = \Gamma_{tur} - \Gamma_{com} = \frac{\Delta PW}{\omega}$$

$$\left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot I \cdot N \cdot \frac{dN}{dt} = \Delta PW$$

La vitesse de rotation N_t (RPM) à l'instant t peut donc être calculée par :

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_{t-1} = \frac{900 \cdot \Delta PW_{t-1}}{\pi \cdot I \cdot N_{t-1}} \quad (4.24)$$

$$N_t = N_{t-1} + \left(\frac{dN}{dt}\right)_{t-1} \cdot \Delta t \quad (4.25)$$

Nous avons donc :

pour le rotor haute pression

$$N_{HPt} = N_{HP,t-1} + \frac{900 \cdot \Delta PWhp_{t-1}}{\pi \cdot I \cdot N_{HP,t-1}} \cdot \Delta t \quad (4.26)$$

$$N_{HP,rel,cor,t} = \frac{N_{HPt}}{\sqrt{\theta_{3t}}} \bigg/ \frac{N_{HP_0}}{\sqrt{\theta_{3_0}}} \quad (4.27)$$

pour le rotor basse pression

$$N_{BPt} = N_{BP,t-1} + \frac{900 \cdot \Delta PWbp_{t-1}}{\pi \cdot I \cdot N_{BP,t-1}} \cdot \Delta t \quad (4.28)$$

$$N_{BP,rel,cor,t} = \frac{N_{BPt}}{\sqrt{\theta_2}} \bigg/ \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_2}} \quad (4.29)$$

4.4.1.3 Chambre de combustion

Nous passons ensuite aux calculs dans la chambre de combustion. La température totale T_{i5t} , les pressions totales P_{i4t} (ou P_{i41t}) et P_{i5t} sont calculées à l'aide des débits de carburant d_{ct} (kg/s) en fonction du temps, fournis par le système de contrôle, ou par les utilisateurs. Les débits de gaz D_{41t} , D_{5t} et les températures totales T_{i4t} (ou T_{i41t}), T_{i5t} à l'instant précédent sont utilisés pour initialiser les boucles de calculs. Ces valeurs seront mises à jour au cours de ces derniers.

Les débits de carburant préprogrammés peuvent être recalculés en prenant en compte le délai et le décalage de temps par les équations (4.12) et (4.13). Nous en déduisons :

$$d'_{ct} = \frac{(d'_{c,t-1} \cdot t_c) + (d_{ct} \cdot \Delta t)}{t_c + \Delta t} \quad (4.30)$$

$$d_{ct,dl} = d'_{c,t-1} + \frac{(d'_{ct} - d'_{c,t-1}) \cdot (\Delta t - t_d)}{\Delta t} \quad (4.31)$$

avec

d_{ct} : Valeur de débit de carburant donnée par le système

d'_{ct} : Débit de carburant décalé

$d_{ct,dl}$: Débit de carburant décalé

En développant l'équation (4.8), nous avons

$$\frac{dT_{i5}}{dt} = (D_{41} \cdot H_4 - D_5 \cdot H_5) \cdot \frac{R_5 \cdot T_{i5}}{C_{V5} \cdot P_{i5} \cdot V_{CB}} - \frac{T_{i5}^2 \cdot R_5}{P_{i5} \cdot V_{CB}} \cdot (D_{41} - D_5)$$

D'où

$$\frac{dT_{i5}}{dt} = \frac{R_{5t} \cdot T_{i5t}}{P_{i5t} \cdot V_{CB}} \left(\frac{(D_{41t} \cdot H_{4t} - D_{5air,t} \cdot H_{5air,t} + d_{ct} \cdot Pc_{efft})}{C_{V5t}} - T_{i5t} \cdot (D_{41t} - D_{5t}) \right) \quad (4.32)$$

avec

V_{CB} : Volume de la chambre de combustion (m^3), qui est constant.

La température totale du gaz à la sortie de la chambre de combustion T_{i5t} (K) à l'instant temps t peut être calculée par la relation :

$$T_{i5t} = T_{i5,t-1} + \left(\frac{dT_{i5}}{dt} \right) \cdot \Delta t \quad (4.33)$$

La pression totale à la sortie de la chambre de combustion P_{i5t} (Pa) à l'instant t peut être calculée par l'équation d'état :

$$P_{i5t} = \rho_{5t} \cdot R_{5t} \cdot T_{i5t}$$

ou par la relation, plus précise, proposé par WALSH [60] :

$$P_{i5t} = \left(1 + \frac{\gamma_5 - 1}{2} \cdot M_{5t}^2 \right)^{\frac{1}{\gamma_5 - 1}} \cdot \rho_{5t} \cdot R_{5t} \cdot T_{i5t} \quad (4.34)$$

La masse volumique ρ_{5t} est calculée à l'aide des les expressions suivantes :

$$\frac{d\rho_5}{dt} = \frac{D_{41t} - D_{5air,t} + d_{ct}}{V_{CB}} \quad (4.35)$$

$$\rho_{5t} = \rho_{5,t-1} + \left(\frac{d\rho_5}{dt} \right) \cdot \Delta t \quad (4.36)$$

Ensuite si nous considérons que la perte de pression totale dans la chambre de combustion ε_4 est constante, la pression totale à l'entrée de la chambre de combustion P_{i4t} pourra être calculée par l'équation :

$$P_{i41t} = P_{i4t} = \frac{P_{i5t}}{(1 - \varepsilon_4)}$$

Pour un calcul plus précis, les pertes chaude et froide, expliquées dans le chapitre III, peuvent être prises en compte. A partir des équations (3.25), (3.26), (3.27) ci-dessous, nous avons :

$$\Delta P_{ft} = 0.001 \cdot K_f \cdot \frac{(D_{41t} \cdot \sqrt{T_{i4t}})^2}{P_{i4t}}$$

$$\Delta P_{ct} = 0.001 \cdot K_c \cdot \left(\frac{T_{i5t}}{T_{i4t}} - 1 \right) \cdot \frac{(D_{41t} \cdot \sqrt{T_{i4t}})^2}{P_{i4t}}$$

Nous obtenons

$$P_{i4t} = \frac{P_{i5t} - \Delta P_{ft} - \Delta P_{ct}}{(1 - \varepsilon_4)} \quad (4.37)$$

4.4.1.4 Turbine haute pression

A cette étape du calcul, le champ de caractéristiques de la turbine haute pression est utilisé afin de satisfaire la conservation du débit. Par la connaissance de la pression totale P_{i6t} , la vitesse de rotation N_{HPt} et les valeurs de D_{41t} , P_{i5t} , T_{i4t} et T_{i5t} à la sortie de la chambre de combustion, calculées précédemment, le rendement de la turbine η_{THPt} et le rapport $\frac{D_{5t} \cdot \sqrt{T_{i5t}}}{P_{i5t}}$ peuvent

être trouvés en utilisant le champ de caractéristiques.

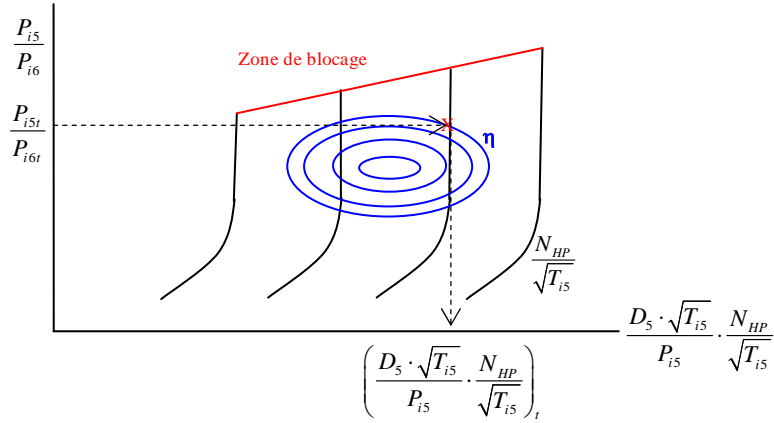


Figure 4.6 : Champ de caractéristiques de la turbine haute pression

Nous avons donc la nouvelle valeur de D_{5t} obtenue à partir du champ de caractéristiques et nous la remplaçons dans les calculs de la chambre de combustion de la partie 4.4.1.3. Nous itérons ainsi jusqu'à ce que la valeur de D_{5t} converge.

La température totale du gaz en sortie de la turbine est donnée par :

$$T_{i6t} = T_{i5t} \cdot \left(\frac{P_{i6t}}{P_{i5t}} \right)^{\frac{(\gamma_{THP}-1) \cdot \eta_{THPt}}{\gamma_{THP}}} \quad (4.38)$$

La température totale du gaz mélangé T_{i6mt} est ensuite calculée avec le bilan d'enthalpie ci-dessous (équation 2.48), à l'aide des fonctions enthalpie (2.18-2.20), ce qui nous donne :

$$H_{6mt} = \frac{(d_{4t} + d_{6t}) \cdot H_{4t} + (D_{2t} + d_{ct} - d_{4t} - d_{6t} - d_{7t}) \cdot H_{6t}}{D_{2t} + d_{ct} - d_{7t}}$$

4.4.1.5 Entrée d'air et Compresseur basse pression

La perte de pression totale de l'entrée d'air ε_0 est constante et la température ambiante T_0 , la pression ambiante P_0 et le nombre de Mach M_0 sont définis par le système de contrôle ou par les utilisateurs. La température totale T_{i2t} et la pression totale P_{i2t} peuvent être calculées en utilisant les équations (2.1-2.13). A partir des valeurs de pression totale P_{i3t} et de vitesse de rotation N_{BPt} , calculées par les calculs précédents et du champ de caractéristiques du compresseur basse pression, nous obtenons le débit d'air entrant D_{2t} et le rendement du compresseur η_{CBPt} .

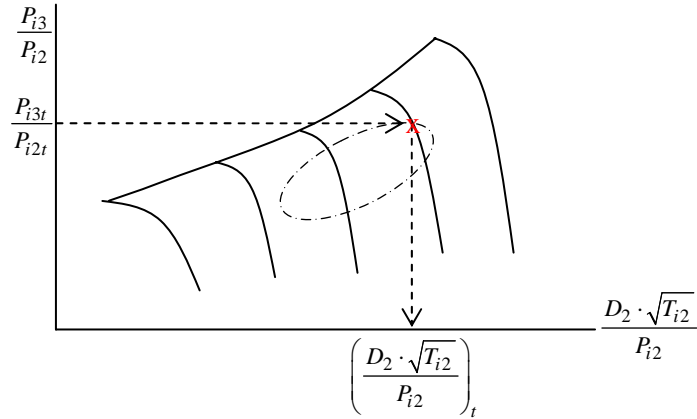


Figure 4.7 : Champ de caractéristiques du compresseur basse pression

La température totale à la sortie du compresseur T_{i3t} peut être calculée par l'équation (2.24) ci-dessous.

$$T_{i3t} = T_{i2t} \cdot \left(\frac{P_{i3t}}{P_{i2t}} \right)^{\frac{\gamma_{CBP}-1}{\gamma_{CBP} \cdot \eta_{CBPt}}}$$

4.4.1.6 Compresseur haute pression

Les calculs précédents donnant T_{i3t} , P_{i3t} , et N_{HPt} , nous lisons sur le champ de caractéristiques du compresseur haute pression la valeur du rendement η_{CHPt} et de $\frac{D_{3t} \cdot \sqrt{T_{i3t}}}{P_{i3t}}$. Nous avons donc la nouvelle valeur de D_{3t}

déduite à partir du champ de caractéristiques. Le débit D_{4t} est égal au débit D_{3t} et nous le remplaçons dans les calculs de la chambre de combustion de la partie 4.4.1.3. Les calculs sont ainsi réitérés jusqu'à ce que la valeur de D_{4t} converge.

Ensuite, la température totale à la sortie du compresseur T_{i4t} peut être calculée par la relation suivante :

$$T_{i4t} = T_{i3t} \cdot \left(\frac{P_{i4t}}{P_{i3t}} \right)^{\frac{\gamma_{CHP}-1}{\gamma_{CHP} \cdot \eta_{CHPt}}} \quad (4.39)$$

4.4.1.7 Turbine basse pression

La perte de pression totale entre la sortie de la turbine basse pression et l'entrée de la tuyère ε_7 est constante. La pression totale P_{i7t} est donc calculée par :

$$P_{i7t} = P_{i7mt} = \frac{P_{i8t}}{(1 - \varepsilon_7)} \quad (4.40)$$

Nous lisons les valeurs de $\frac{D_{6mt} \cdot \sqrt{T_{i6mt}}}{P_{i6mt}} \cdot \frac{N_{BPt}}{\sqrt{T_{i6mt}}}$ et de η_{TBPt} sur le champ de caractéristiques de la turbine basse pression, à l'aide des valeurs de P_{i6mt} , P_{i7t} , et N_{BPt} calculées précédemment, ce qui fournit le débit entrant dans la turbine D_{6mt} et la température totale T_{i7t} .

$$T_{i7t} = T_{i6mt} \cdot \left(\frac{P_{i7t}}{P_{i6mt}} \right)^{\frac{(\gamma_{TBP}-1) \cdot \eta_{TBPt}}{\gamma_{TBP}}} \quad (4.41)$$

La température totale du gaz mélangé T_{i7mt} est ensuite calculée en faisant un bilan d'enthalpie (équation 2.58) à l'aide des fonctions enthalpie (2.18-2.20) :

$$H_{7mt} = \frac{d_{7t} \cdot H_{4t} + (D_{2t} + d_{ct} - d_{7t}) \cdot H_{7t}}{D_{2t} + d_{ct}}$$

Le débit D_{7t} est égal au débit D_{6mt} et la température totale T_{i8t} est égale à la température totale T_{i7mt} .

4.4.1.8 Tuyère

Les températures totales dans la tuyère sont constantes. Nous avons donc :

$$T_{i10t} = T_{i8t} = T_{i7mt}$$

La perte de pression totale ε_{10} dans la tuyère est constante. La pression totale dans la tuyère est calculée par la relation suivante :

$$P_{i10t} = P_{i8t} \cdot (1 - \varepsilon_{10})$$

Nous calculons ensuite le rapport $\frac{P_{i10t}}{P_0}$ et d'après la définition du rapport de pressions critique τ_C (le nombre de Mach égal à 1), nous avons :

$$\tau_C = \left(\frac{\gamma_{10} + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_{10}}{\gamma_{10} - 1}}$$

- Si $\frac{P_{i10t}}{P_0} < \tau_C$, la tuyère est adaptée, donc $P_{10t} = P_0$. Avec la section de sortie de la tuyère A_{10} fixée et connue suite au calcul du fonctionnement stabilisé, le débit sortant de la tuyère D_{10t} est calculé à l'aide de la définition du débit réduit.

$$\begin{aligned} \frac{D_{10t} \cdot \sqrt{T_{i10t}}}{A_{10} \cdot P_{i10t}} &= \frac{2 \cdot C_{P10t}}{R_{10t}} \cdot \left(\frac{P_{10t}}{P_{i10t}} \right)^{\frac{1}{\gamma_{10}}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{i10t}}{P_{10t}} \right)^{\frac{\gamma_{10} - 1}{\gamma_{10}}}} \\ &= \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_{10}}{(\gamma_{10} - 1) \cdot R_{10t}} \cdot \left(\frac{P_{i10t}}{P_{10t}} \right)^{\frac{-2}{\gamma_{10}}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{i10t}}{P_{10t}} \right)^{\frac{1 - \gamma_{10}}{\gamma_{10}}} \right)} \end{aligned} \quad (4.42)$$

- Si $\frac{P_{i10t}}{P_0} > \tau_C$, le nombre de Mach M_{10t} est égal à 1. Le débit D_{10t} peut donc être calculé par la relation suivante :

$$D_{10t} = P_{i10t} \cdot A_{10} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{10}}{R_{10t} \cdot T_{i10t}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{10} - 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_{10} - 1}{-2 \cdot (\gamma_{10} - 1)}} \quad (4.43)$$

4.4.1.9 Poussée, Rendements du cycle, F_s et C_s , Marges au pompage

La poussée F , les rendements propulsif η_{PR} , thermique η_{TH} et thermopropulsif η_{THP} , la poussée spécifique F_s , la consommation spécifique C_s et les marges au pompage sont calculés avec les équations présentées dans le chapitre II.

4.4.2 Turboréacteur double corps à double flux mélangés

De la même façon que ceux du turboréacteur double corps mono flux, la procédure est commencée par les calculs des pressions et les vitesses de rotation.

4.4.2.1 Calculs de la pression et de la vitesse de rotation

- *Fan*

La pression totale à la sortie du Fan P_{i3Ft} est calculée par les relations suivantes :

$$\left(\frac{dP_{i3F}}{dt} \right)_{t-1} = \left(1 + \frac{(\gamma_F - 1)}{2} \cdot M_{3F,t-1}^2 \right)^{\frac{1}{\gamma_F - 1}} \frac{R_{3F,t-1} \cdot T_{i3F,t-1}}{V_{3F}} (D_{3F,en} - D_{3F,so})_{t-1} \quad (4.44)$$

$$P_{i3Ft} = P_{i3F,t-1} + \left(\frac{dP_{i3F}}{dt} \right)_{t-1} \cdot \Delta t \quad (4.45)$$

La vitesse de rotation du Fan N_{Ft} est ensuite donnée par :

$$N_{Ft} = N_{BPt} = N_{BP,t-1} + \frac{900 \cdot \Delta P W b p_{t-1}}{\pi \cdot I \cdot N_{BP,t-1}} \cdot \Delta t \quad (4.46)$$

$$N_{F,rel,cor,t} = \frac{N_{Ft}}{\sqrt{\theta_2}} \Big/ \frac{N_{F_0}}{\sqrt{\theta_2}} \quad (4.47)$$

- *Compresseur basse pression*

A l'entrée du compresseur basse pression, en considérant la partie externe (Figure 2.3, plan 3F) et la partie interne du Fan (plan 21P), la relation entre P_{i3ft} et P_{i21Pt} et la relation entre T_{i3ft} et T_{i21Pt} sont connues. De plus nous avons les champs de caractéristiques externe et interne du Fan. Nous pouvons ensuite calculer P_{i21Pt} , T_{i21Pt} et

$$N_{BP,rel,cor,t} = \frac{N_{BPt}}{\sqrt{\theta_{21Pt}}} \Big/ \frac{N_{BP_0}}{\sqrt{\theta_{21_0}}} \quad (4.48)$$

4.4.2.2 Chambre de combustion et Turbine haute pression

Les pressions totales P_{i3Pt} , P_{i6t} , P_{i8Pt} sont calculées avec les équations (4.15-4.20). Les calculs de la chambre de combustion et de la turbine haute pression sont effectués en suivant les méthodes expliquées dans les parties 4.4.1.3 et 4.4.1.4.

En prenant en compte les effets de transfert de chaleur expliqués dans la partie 4.3.3.2, pour la turbine haute pression par exemple, à partir des équations (4.9-4.11), nous en déduisons :

- la température totale moyenne du gaz traversant la turbine $T_{iTHPt,av}$ (K)

$$T_{iTHPt,av} = \frac{T_{i5mt} + T_{i6t,ad}}{2} \quad (4.49)$$

avec

$$T_{i6t,ad} = T_{i5t} \cdot \left(\frac{P_{i6t}}{P_{i5t}} \right)^{\frac{(\gamma_{THP}-1) \cdot \eta_{THPt}}{\gamma_{THP}}}$$

- la température du métal de la turbine T_{THPt}^m (K)

$$T_{THPt}^m = T_{iTHPt,av} - (T_{iTHPt,av} - T_{THP,n}^m) \cdot e^{-\frac{\Delta t}{t_{cm}}} \quad (4.50)$$

$T_{THP,n}^m$: Température initiale du métal

- le flux de chaleur \dot{q} (W)

$$\dot{q} = h \cdot A_{THP}^m \cdot (T_{iTHPt,av} - T_{THPt}^m) \quad (4.51)$$

- la température totale du gaz en sortie de la turbine T_{i6t} (K)

$$T_{i6t} = T_{i6t,ad} - \frac{\dot{q}}{Cp_{6t} \cdot D_{6t}} \quad (4.52)$$

4.4.2.3 Fan

La perte de pression totale de l'entrée d'air ε_0 est constante et la température ambiante T_0 , la pression ambiante P_0 et le nombre de Mach M_0 sont définis par le système de commande ou par les utilisateurs. La température totale T_{i2t} et la pression totale P_{i2t} peuvent être calculées en utilisant les équations (2.1-2.13). A partir des valeurs de pression totale P_{i3Ft} et de vitesse de rotation $N_{F,rel,cor,t}$ calculées précédemment, et à partir du champ de caractéristiques du Fan, nous obtenons le débit d'air total entrant D_{2Tt} et le rendement du Fan η_{Ft} . La température totale à la sortie du Fan T_{i3Ft} peut être calculée avec l'équation suivante :

$$T_{i3Ft} = T_{i2t} \cdot \left(\frac{P_{i3Ft}}{P_{i2t}} \right)^{\frac{\gamma_F - 1}{\gamma_F \cdot \eta_{Ft}}}$$

4.4.2.4 Compresseur basse pression

La température totale T_{i21P} et les pressions totales P_{i21P} , P_{i3Pt} ont été calculées précédemment. A partir du champ de caractéristiques du compresseur basse pression et des valeurs de $\frac{P_{i3Pt}}{P_{i21t}}$ et $N_{BP,rel,cor,t}$, nous lisons le

rapport $\left(\frac{D_{21P} \cdot \sqrt{T_{i21P}}}{P_{i21P}} \right)_t$ et η_{CBPt} . Nous calculons ensuite D_{21Pt} , D_{2Ft} , λ , α_0 et T_{i3Pt} .

4.4.2.5 Compresseur haute pression et Turbine basse pression

Par un raisonnement analogue à celui des parties 4.4.1.6 et 4.4.1.7, nous obtenons les valeurs de η_{CHPt} , $\frac{D_{3Pt} \cdot \sqrt{T_{i3Pt}}}{P_{i3Pt}}$, D_{3Pt} , D_{41t} , T_{i4t} , T_{i7t} , T_{i7mt} , T_{i8Pt} , P_{i7t} et P_{i7mt} .

4.4.2.6 Mélangeur

La température totale T_{i8mt} et la pression totale P_{i8mt} du gaz mélangé sont calculées en utilisant les équations montrées dans la partie 2.3.2.11.

- *Canal primaire*

Nous avons :

$$T_{i8Pt} = T_{i7mt}$$

et

$$P_{i7t} = P_{i7mt} = \frac{P_{i8Pt}}{(1 - \varepsilon_7)}$$

Puis nous calculons Cp_{8Pt} , R_{8Pt} et le débit réduit

$$Dr_{8Pt} = \frac{D_{8Pt} \cdot \sqrt{T_{i8Pt}}}{P_{i8Pt}} = M_{8Pt} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{8P}}{R_{8Pt}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8Pt}^2 \right)^{\frac{\gamma_{8P} - 1}{-2 \cdot (\gamma_{8P} - 1)}} \quad (4.53)$$

Nous pouvons calculer M_{8P} par itération de l'équation (4.53) et puis avec le critère d'égalité des pressions statiques en sortie du canal primaire P_{8Pt} et du canal secondaire P_{8St} , nous calculons

$$P_{8St} = P_{8Pt} = \frac{P_{i8Pt}}{\left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8Pt}^2\right)^{\frac{\gamma_{8P}}{\gamma_{8P} - 1}}} \quad (4.54)$$

- Canal secondaire

La perte de pression totale ε_{38S} et la température totale d'écoulement dans ce canal sont constantes. D'après les équations (2.62) et (2.63), nous avons :

$$P_{i8St} = P_{i3Ft} \cdot (1 - \varepsilon_{38S})$$

$$T_{i8St} = T_{i3Ft}$$

et également

$$D_{8St} = D_{3Ft}$$

D'après les équations (2.64), (2.68) et (2.69), nous calculons ensuite :

$$\lambda_{8mt} = \frac{\lambda_t}{1 + \alpha_{0,t}}$$

$$\frac{P_{i8St}}{P_{8St}} = \frac{P_{i8St}}{P_{8Pt}} = \left(\frac{P_{i8St}}{P_{i8Pt}}\right) \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8Pt}^2\right)^{\frac{\gamma_{8P}}{\gamma_{8P} - 1}}$$

$$M_{8St} = \sqrt{\left[\left(\frac{P_{i8St}}{P_{8St}}\right)^{\frac{\gamma_{8S} - 1}{\gamma_{8S}}} - 1\right] \cdot \frac{2}{\gamma_{8S} - 1}}$$

Puis, la température totale du gaz mélangé T_{i8mt} est calculée par itération des équations de l'enthalpie (2.18-2.20) avec l'équation (4.55) ci-dessous.

$$H_{8mt} = \frac{(1 + \alpha_{8P}) \cdot H_{8Pt} + \lambda_{8mt} \cdot H_{8St}}{1 + \alpha_{8P} + \lambda_{8mt}} \quad (4.55)$$

A partir des équations (2.70-2.75), nous pouvons calculer :

$$\phi_{8Pt} = \frac{M_{8Pt}^2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8Pt}^2\right)}{\left(1 + \gamma_{8P} \cdot M_{8Pt}^2\right)^2}$$

$$\phi_{8St} = \frac{M_{8St}^2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8St}^2\right)}{\left(1 + \gamma_{8P} \cdot M_{8St}^2\right)^2}$$

et

$$\phi_{8mt} = \left(\frac{1 + \lambda_{8mt}}{\frac{1}{\sqrt{\phi_{8Pt}}} + \lambda_{8mt} \cdot \sqrt{\frac{R_{8St} \cdot \gamma_{8P} \cdot T_{i8St}}{R_{8Pt} \cdot \gamma_{8S} \cdot T_{i8Pt} \cdot \phi_{8St}}}} \right)^2 \cdot \frac{R_{8St} \cdot \gamma_{8P} \cdot T_{i8mt}}{R_{8Pt} \cdot \gamma_{8m} \cdot T_{i8Pt}}$$

Le débit réduit D_{r8mt} , le nombre de Mach M_{8mt} et la pression totale P_{i8mt} du gaz mélangé sont calculés à l'aide des équations (2.76-2.78), pour obtenir :

$$D_{r8Pt} = M_{8Pt} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{8P}}{R_{8Pt}}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_{8P} - 1}{2} \cdot M_{8Pt}^2\right)^{-\frac{\gamma_{8P}-1}{2(\gamma_{8P}-1)}}$$

$$M_{8mt} = \sqrt{\frac{2 \cdot \phi_{8mt}}{1 - 2 \cdot \gamma_{8m} \cdot \phi_{8mt} + \sqrt{1 - 2 \cdot (\gamma_{8m} + 1) \cdot \phi_{8mt}}}}$$

et

$$P_{i8mt} = \eta_{8m} \cdot P_{i8Pt} \cdot \frac{(1 + \lambda_{8mt}) \cdot \sqrt{\frac{T_{i8mt}}{T_{i8Pt}}} \cdot D_{r8Pt}}{1 + \frac{A_{8S}}{A_{8P}} \cdot D_{r8mt}}$$

Le débit de gaz mélangé D_{8mt} est ensuite calculé par :

$$D_{8mt} = \frac{D_{r8mt} \cdot (A_{8P} + A_{8S}) \cdot P_{i8mt}}{\sqrt{T_{i8mt}}} \quad (4.56)$$

Le rendement du mélangeur η_{8m} et les sections d'entrée A_{8P} et A_{8S} sont les mêmes que pour le point de fonctionnement stabilisé.

4.4.2.7 Tuyère, Poussée, Rendements, Fs et Cs, Marges au pompage

Nous effectuons les mêmes calculs que dans les parties 4.4.18 et 4.4.1.9.

4.4.2.8 Post-combustion

Lorsque la post-combustion fonctionne avec le débit de carburant de post-combustion d_{PCt} (kg/s) fourni en fonction du temps par le système de contrôle, ou par les utilisateurs, nous avons les résultats suivants.

D'après l'équation (2.82), la richesse de la post-combustion est donnée par :

$$\alpha_{PC} = \frac{(1+\alpha_{8m}) \cdot (H_9 - H_{8m})}{PC_{eff}(T_{i9}) \cdot \eta_{PC}} = \frac{d_{PCt}}{D_{2Pt}}$$

Nous en déduisons

$$H_{9t} = \frac{\alpha_{PCt} \cdot PC_{eff}(T_{i9t}) \cdot \eta_{PC}}{(1+\alpha_{8mt})} + H_{8mt} \quad (4.57)$$

La température totale du gaz en sortie de post-combustion T_{i9t} est calculée par itération de l'équation (4.57) avec les équations de l'enthalpie (2.18-2.20).

A partir des explications fournies dans la partie 3.4.6, et des équations (3.86) et (3.87), nous en déduisons :

- la température totale du gaz :

$$T_{i10t} = T_{i9t} \quad (4.58)$$

- la section de la sortie de la tuyère :

$$A_{10t,PC} = A_{10,NPC} \cdot \left(1 + \frac{d_{PCt}}{D_{8mt}} + \frac{d_{9t}}{D_{8mt}} \right)_{PC} \cdot \sqrt{\frac{T_{i10t,NPC}}{T_{i10t,PC}}} \cdot \frac{P_{i10t,PC}}{P_{i10t,NPC}} \cdot \frac{D_{r10t,NPC}}{D_{r10t,PC,M_{10}=1}} \quad (4.59)$$

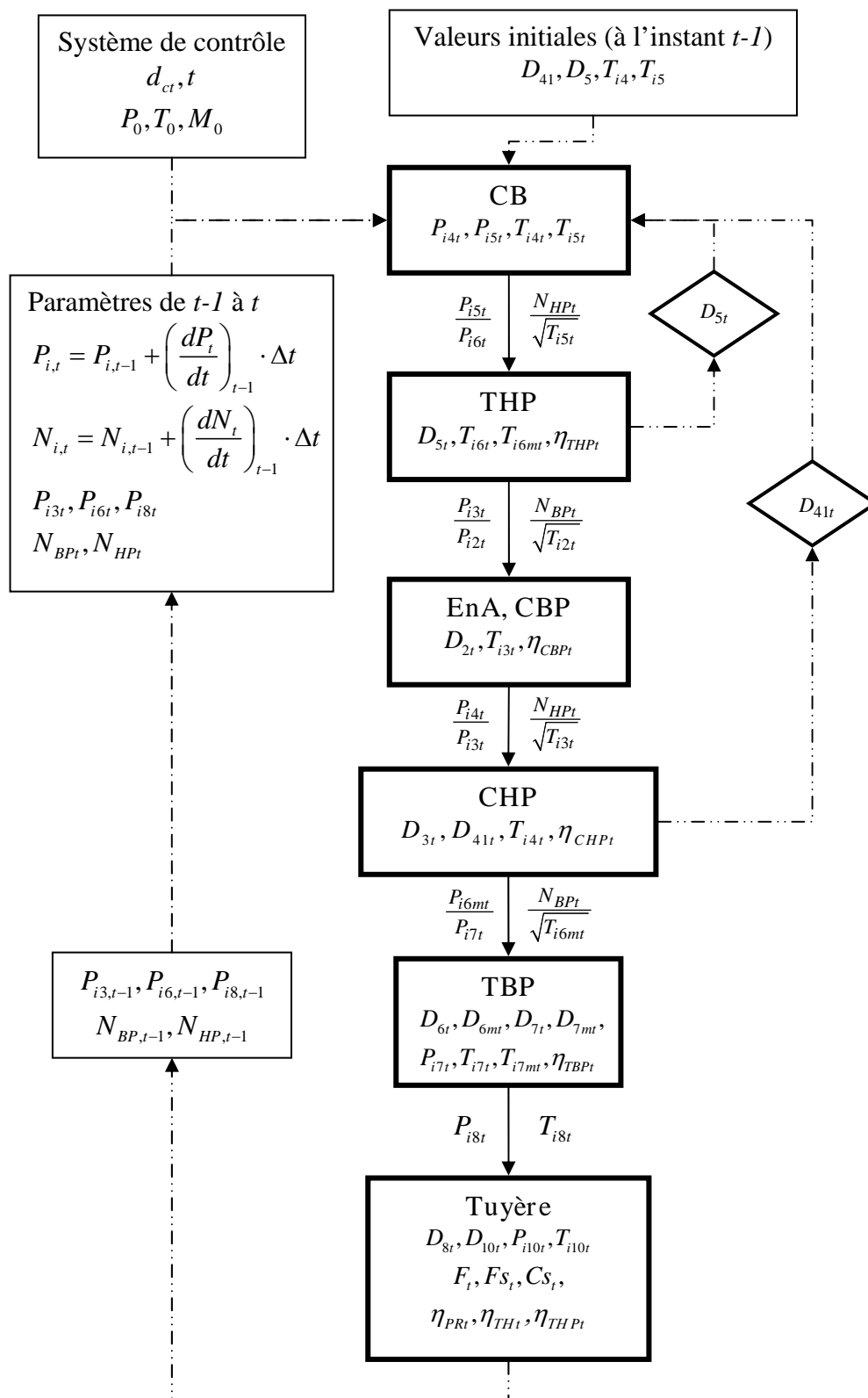
- le débit sortant de la tuyère :

$$D_{10t,PC} = \left(\frac{P_{i10t} \cdot A_{10t}}{\sqrt{T_{i10t}}} \cdot D_{r10t,M_{10}=1} \right)_{PC} \quad (4.60)$$

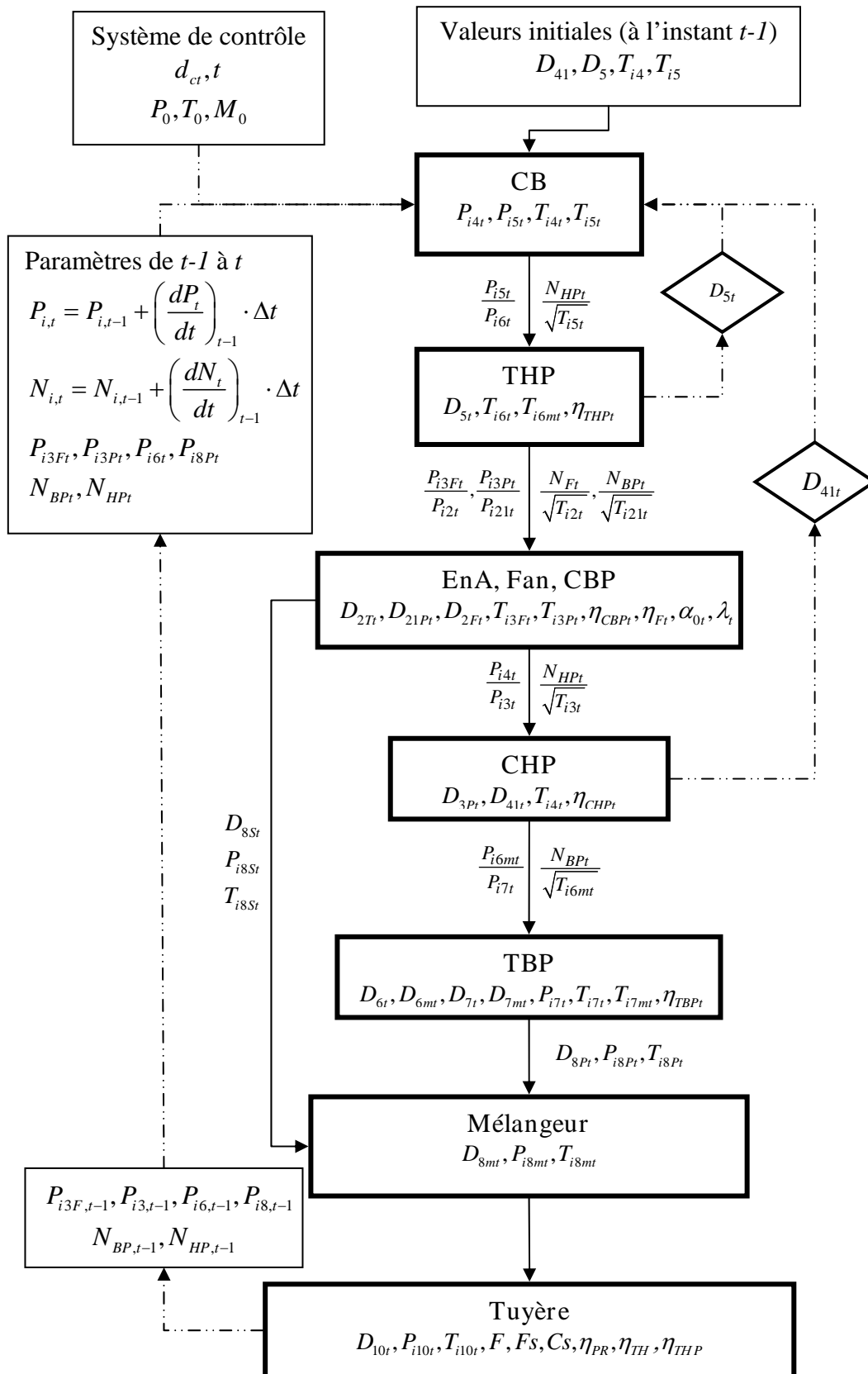
4.5 Conclusion

Les fonctionnements stabilisés et hors adaptation d'un turboréacteur doivent être effectués dans la première partie du développement du calcul afin de vérifier que le turboréacteur puisse fonctionner dans toutes les missions. Dans ce chapitre, le fonctionnement transitoire (accélération et décélération) du turboréacteur, nécessaire pour le développement du système de contrôle et de performance de manœuvrabilité, est réalisé. La performance transitoire s'agit du régime de fonctionnement où les paramètres du moteur varient avec le temps. Il est évident que le système de contrôle et le fonctionnement transitoire sont inséparables parce que le calcul du fonctionnement exige des débits de carburant, des géométries variables etc. qui sont dirigés par le système de contrôle. Les débits de carburant programmés pour l'accélération et la décélération peuvent être optimisés avec le réglage de géométrie exigé. La prévision obtenue par le modèle mathématique et l'utilisation judicieuse du modèle réduisent le nombre d'essai et minimisent le coût de développement du turboréacteur.

Processus du calcul de fonctionnement transitoire
 Turboréacteur double corps mono flux



Processus du calcul de fonctionnement transitoire
Turboréacteur double corps à double flux mélangés



CHAPITRE V

MISE EN PLACE DES MODELES DE CALCUL

5.1 Introduction

Les modèles mathématiques et les calculs complexes sont nécessaires pour l'évolution de la performance des programmes de calcul de fonctionnement des turboréacteurs. La modélisation de turboréacteurs est réalisée et souvent utilisée au cours du développement.

5.2 Matlab

Matlab est utilisé dans ce travail afin de modéliser et calculer les fonctionnements et les performances des turboréacteurs. Matlab est un langage de calcul numérique et de visualisation graphique pour la résolution des problèmes scientifiques, mathématiques, d'ingénieurs etc. Il est facile à comprendre et à utiliser grâce à son système interactif. Matlab a été créé afin de calculer des vecteurs et des matrices dans le système de nombre réel et complexe. De plus la méthode pour coder des programmes n'est pas compliquée et il se compose d'une multitude de fonctions disponible pour des utilisateurs dans plusieurs domaines.

5.2.1 Avantages de Matlab

Matlab est à présent beaucoup employé dans les industries et les universités grâce à ses avantages présentés ci-dessous.

- Les commandes de Matlab afin de gérer des fichiers et des répertoires sont faciles à maîtriser.
- Matlab fournit les boîtes à outils (*toolboxes*) dans les domaines variés, par exemple ; le traitement de signal (*Signal processing*), le traitement d'image (*Image processing*), le calcul symbolique (*Symbolic calculation*), le système de commande (*Control system*), les réseaux de neurones (Neural networks), etc. De plus chaque boîte à outil comporte des fonctions nécessaires à la résolution des problèmes dans divers domaines.

- La logique de Matlab est basée sur la notion de matrice, contrairement aux langages classiques, tels que *Basic*, *C* ou *Fortran*. Le redimensionnement et les allocations de mémoire sont gérés automatiquement.
- Matlab peut communiquer et s'exécuter avec d'autres langages, par exemple *Fortran*, *C* ou *Microsoft Visual*, à travers l'outil nommé *Application Program Interface (API)*.
- Les utilisateurs peuvent travailler avec Matlab dans le mode interactif ou le mode programmation. En mode interactif, Matlab fournit un nombre important de fonctions mathématiques que les utilisateurs peuvent utiliser afin d'effectuer des calculs complexes et de présenter des résultats sous forme numérique ou graphique. En mode programmation, les utilisateurs peuvent écrire des programmes ou des fonctions comme dans les autres langages classiques.
- Matlab fournit un outil appelé *Graphical User Interfaces (GUIs)* comme expliqué dans la partie 1.3. Les utilisateurs peuvent créer des interfaces graphiques sous forme de fenêtres composées par des éléments de GUIs. Les contrôles sont des objets graphiques qui réagissent et provoquent une action lorsqu'ils sont manipulés par la souris ou le clavier. Dans une interface graphique, la communication avec les utilisateurs est généralement établie à l'aide d'objets tels que des groupes d'options, des cases à cocher, des boutons de commande, des textes statiques ou modifiables. Ainsi, les programmes offrent une meilleure convivialité, car il suffit d'un simple clic avec le pointeur de la souris pour définir, par exemple, de nouvelles valeurs.
- Les algorithmes sont généralement simples à retranscrire en Matlab et d'une bonne lisibilité par rapport aux langages classiques.
- En complément de Matlab, l'outil additionnel *SIMULINK* est proposé pour la modélisation et la simulation de systèmes dynamiques, en utilisant une représentation de type schémas-blocs. Il est capable de simuler les systèmes linaires et non-linaires, dans le cas continu et dans le cas discret.

5.2.2 Interpolation par Matlab

Une interpolation consiste à relier des points expérimentaux par une courbe formée de segments de droites ou de courbes polynomiales. Ce travail

utilise souvent des interpolations, par exemple, nous avons des valeurs de rapport de pression totale et de paramètre de débit sur une ligne d'iso-vitesse d'un champ de caractéristiques du compresseur et nous pouvons trouver une valeur de paramètre de débit en connaissant une valeur de rapport de pression totale par interpolation sur la ligne d'iso-vitesse.

Méthodes d'interpolation disponibles dans Matlab

- *Interpolation linéaire*

Cette méthode relie deux points de données par une équation linéaire et utilise cette équation afin de calculer des valeurs entre ces deux points.

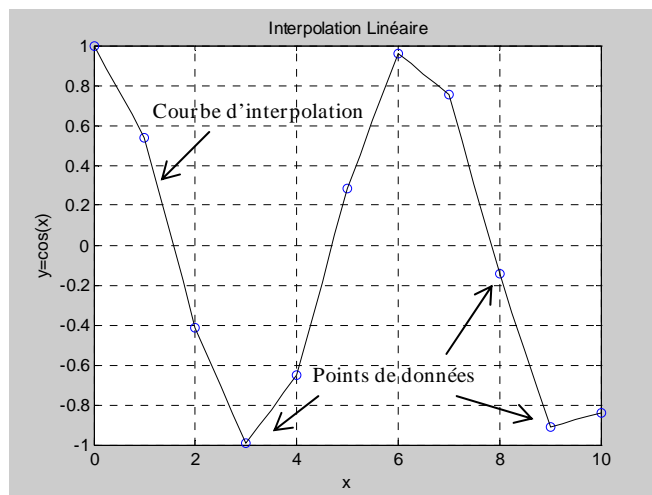


Figure 5.1 : Interpolation linéaire

- *Interpolation par splines*

Cette méthode permet d'obtenir un interpolant polynomial par morceaux (intervalle) et globalement de classe C^2 , et éventuellement en imposant les dérivées au bord des limites. Elle utilise différentes équations polynomiales reliant des points dans chaque intervalle. Ces équations se rejoignent aux points de limite d'intervalle de telle façon que le degré de lissage soit garanti. La fonction résultante est appelée la fonction spline.

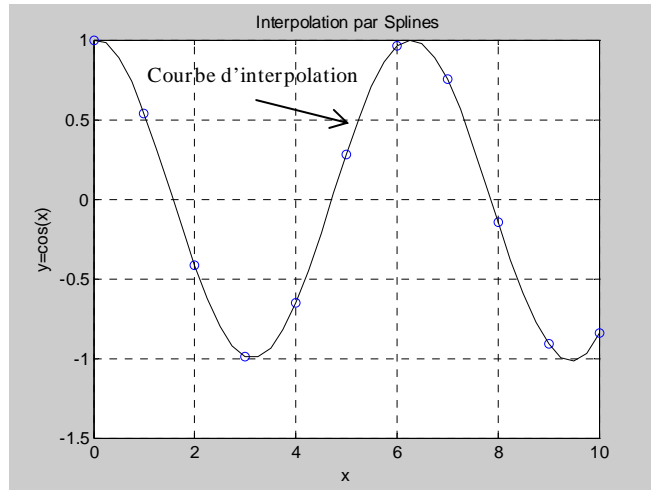


Figure 5.2 : Interpolation par splines

- *Interpolation par cubiques*

Cette méthode utilise une équation cubique (polynôme de degré 3) pour modéliser localement la courbe. Quatre points sont nécessaires pour évaluer la fonction qui remplace la courbe discrète. La forme cubique peut varier et donner une interpolation différente selon les conditions de continuité utilisées.

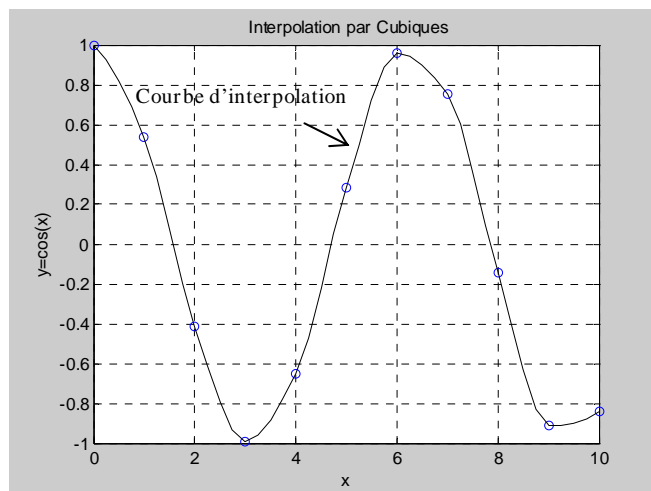


Figure 5.3 : Interpolation par cubiques

- *Interpolation polynomiale*

Cette méthode remplace les points de données par une ligne d'équation polynomiale ayant un degré convenable qui passe approximativement par chacun de ces points.

Soit un ensemble de données (x_i, y_i) , Supposons que le polynôme p d'interpolation de degré n est donné par :

$$p(x) = a_n \cdot x^n + a_{n-1} \cdot x^{n-1} + \dots + a_2 \cdot x^2 + a_1 \cdot x + a_0 \quad (5.1)$$

Le polynôme p doit vérifier

$$p(x_i) = y_i, \quad \forall i \in \{0, 1, \dots, n\} \quad (5.2)$$

afin que ce polynôme passe par l'ensemble des points de donnée à interpoler. En intégrant l'équation (5.2) à l'équation (5.1), nous obtenons donc un système d'équations linéaires d'inconnus a_n . L'écriture matricielle est la suivante :

$$\begin{pmatrix} x_0^n & x_0^{n-1} & \dots & x_0 & 1 \\ x_1^n & x_1^{n-1} & \dots & x_1 & 1 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ x_n^n & x_n^{n-1} & \dots & x_n & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_n \\ a_{n-1} \\ \vdots \\ a_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_0 \\ y_1 \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

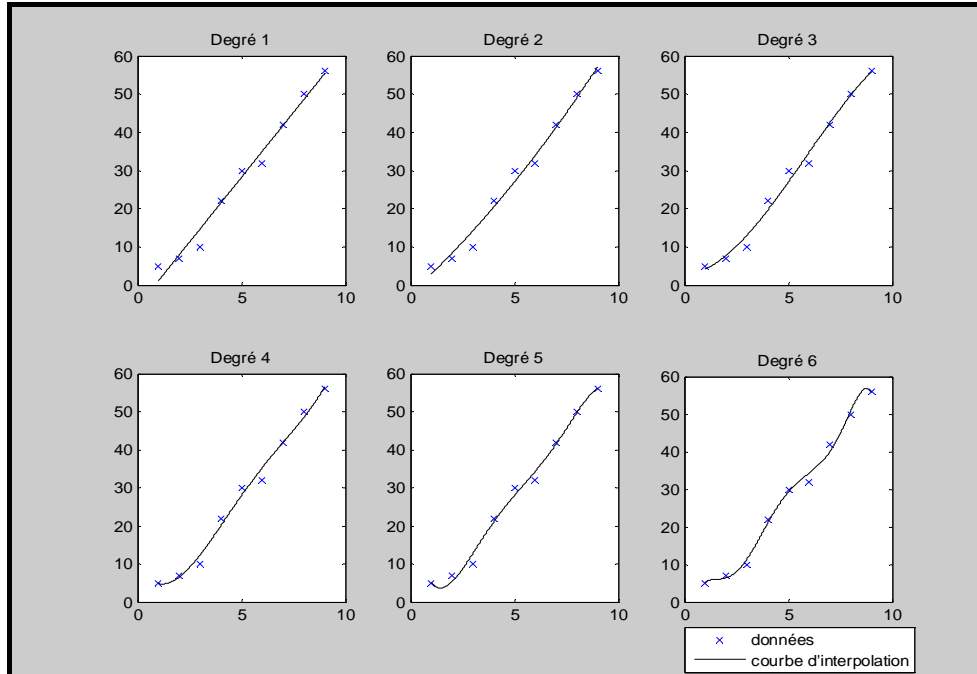


Figure 5.4 : Interpolation polynomiale

Pour construire $p(x)$, nous devons résoudre ce système afin d'obtenir les valeurs de a_n . Matlab fournit un outil pour résoudre des équations

polynomiales de degré allant de un à six selon les caractéristiques des données. Nous utiliserons cet outil, par exemple, sur un champ de caractéristiques du compresseur, pour représenter les lignes d'iso-vitesse en fonction des rapports de pressions totales et des paramètres de débit.

5.3 Méthode d'itération

Les calculs des cycles et des fonctionnements de turboréacteurs réalisés dans cette étude utilisent souvent les itérations. Par exemple, afin de calculer les températures totales du gaz mélangé (T_{i6m} ou T_{i7m}), à partir des équations de l'enthalpie (2.18) – (2.20) et des équations de la conservation de l'enthalpie (2.48) et (2.58) représentées ci-dessous :

pour T_{i6m} , nous développons :

$$H_{6m,air} = R_0 \cdot \left(3,5 \cdot T_{i6m} - 1,4 \cdot 10^{-5} \cdot T_{i6m}^2 + 7,467 \cdot 10^{-9} \cdot T_{i6m}^3 + \frac{3090}{\alpha_{6m} - 1} \right)$$

$$H_{6m,kéro} = R_0 \cdot \left(-6,12432 \cdot 10^{-7} \cdot T_{i6m}^3 + 4,00997 \cdot 10^2 \cdot T_{i6m}^2 + 4,47659 \cdot T_{i6m} - 149,054 \right)$$

$$H_{6m} = \frac{H_{6m,air} + \alpha_{6m} \cdot H_{6m,kéro}}{(1 + \alpha_{6m})} \quad (5.4)$$

et également pour T_{i7m}

$$H_{7m} = \frac{H_{7m,air} + \alpha_{7m} \cdot H_{7m,kéro}}{(1 + \alpha_{7m})} \quad (5.5)$$

La conservation de l'enthalpie

$$H_{6m} = \frac{(d_{4/D_{2P}} + d_{6/D_{2P}}) \cdot H_4 + (1 + \alpha_0 - d_{4/D_{2P}} - d_{6/D_{2P}} - d_{7/D_{2P}}) \cdot H_6}{1 + \alpha_0 - d_{7/D_{2P}}} \quad (2.48)$$

$$H_{7m} = \frac{d_{7/D_{2P}} \cdot H_4 + (1 + \alpha_0 - d_{7/D_{2P}}) \cdot H_7}{1 + \alpha_0} \quad (2.58)$$

La valeur de T_{i6m} doit satisfaire la valeur de H_{6m} de l'équation (5.4) et de l'équation (2.48). De la même façon pour T_{i7m} , la valeur de H_{7m} de l'équation

(5.5) doit être égale à celle de l'équation (2.58). Donc pour le calcul du point de fonctionnement stabilisé, nous itérons sur les températures totales dans les équations de l'enthalpie jusqu'à ce que les valeurs de H_{6m} et de H_{7m} soient les mêmes que celles calculées par les équations de la conservation de l'enthalpie (2.48) et (2.58).

Afin de trouver les bonnes valeurs d'itérations, une méthode d'analyse numérique appelée *la méthode de la sécante* (Figure 5.5) est utilisée dans ce travail. La méthode de la sécante est un algorithme de recherche de racines x d'une fonction $f(x)$. C'est une méthode dérivée de celle de Newton-Raphson. Ces deux méthodes ont le même principe de calcul mais afin de contourner la difficulté de dérivation des certaines fonctions, la méthode de la sécante remplace la fonction dérivée de celle de Newton-Raphson par :

$$f'(x_b) = \frac{f(x_b) - f(x_a)}{x_b - x_a} \quad (5.6)$$

avec

x_a : Première valeur estimée initiale

x_b : Deuxième valeur estimée initiale

L'initialisation de ces deux valeurs x_a et x_b peut être quelconque mais il est préférable que celles-ci soit le plus proche possible de la solution recherchée.

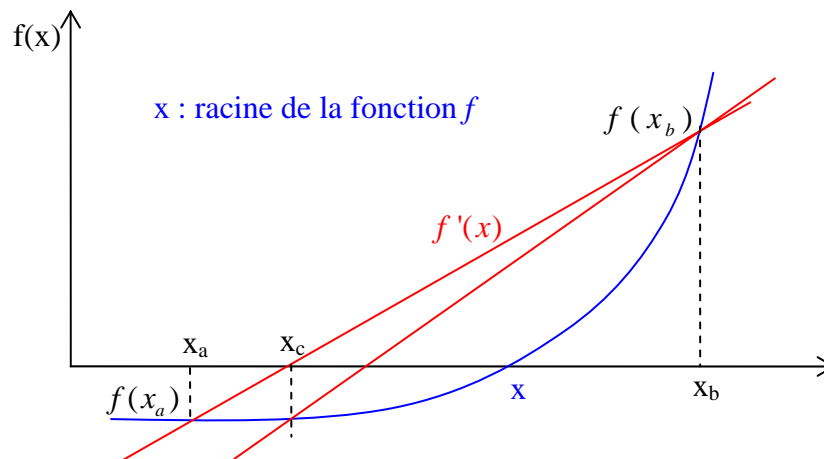


Figure 5.5 : La méthode de la sécante

A l'aide de l'équation (5.6) citée ci-dessus, nous obtenons une nouvelle valeur de x_c par la relation ci-dessous :

$$x_c = x_b - \frac{f(x_b)}{f'(x_b)} \quad (5.7)$$

Ensuite, les valeurs initiales dans l'équation (5.6) sont modifiées par :

$$\begin{aligned} x_a &= x_b \\ x_b &= x_c \end{aligned} \quad (5.8)$$

Le calcul reboucle jusqu'à ce que la valeur d'erreur atteigne un seuil donné. L'erreur r en pourcentage est défini par :

$$r = \frac{|x_a - x_b|}{x_a} \cdot 100 \quad (5.9)$$

Pour les calculs de T_{i6m} et de T_{i7m} , la fonction $f(x)$ est l'ensemble des équations de l'enthalpie et les racines x sont les valeurs de H_{6m} et de H_{7m} calculées par les équations (2.48) et (2.58). Les valeurs estimées initiales x_a et x_b sont les valeurs des températures T_{i5} et T_{i6} pour le calcul de T_{i6m} , et les valeurs des températures T_{i6m} et T_{i7} pour le calcul de T_{i7m} .

5.4 Application des modèles du calcul de fonctionnements des turboréacteurs

Les programmes sont codés afin de calculer les fonctionnements de plusieurs types de turboréacteur. L'organigramme du type de turboréacteur (Figure 5.6 ci-dessous) se compose en deux parties principales :

- Turboréacteur mono corps
- Turboréacteur double corps

Dans chaque partie, les utilisateurs peuvent choisir ensuite que le turboréacteur fonctionne avec :

- la post-combustion ou non
- mono flux ou double flux
- le type de tuyère (convergente ou convergente-divergente)

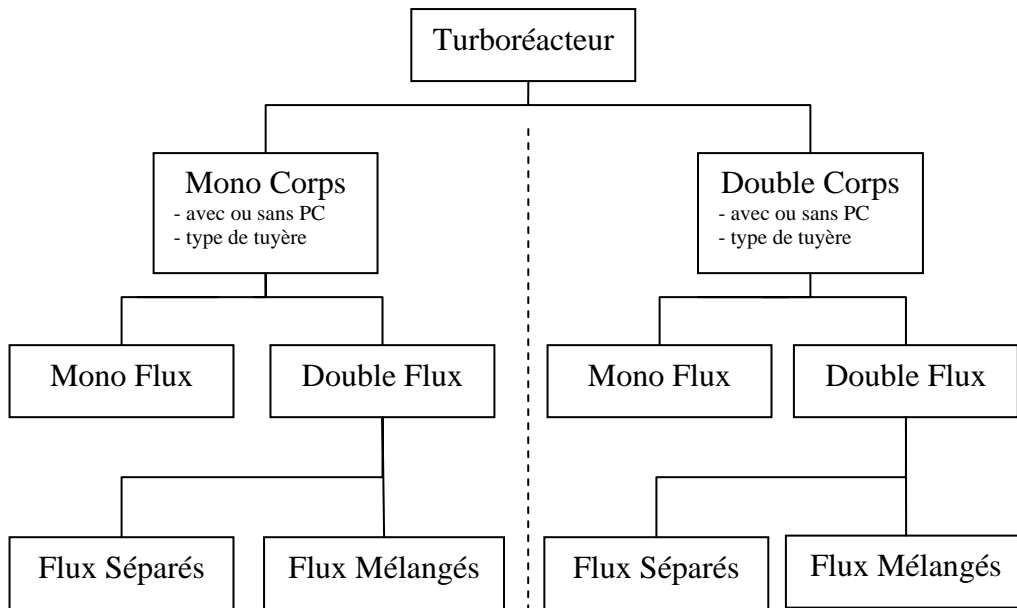


Figure 5.6 : L'organigramme du type de turboréacteur

Les programmes sont également partagés en deux parties : les programmes principaux et les sous-programmes. Dans la principale, elle se compose de trois modules de programmes selon le fonctionnement. Le schéma des programmes est présenté par la figure 5.7 ci-dessous.

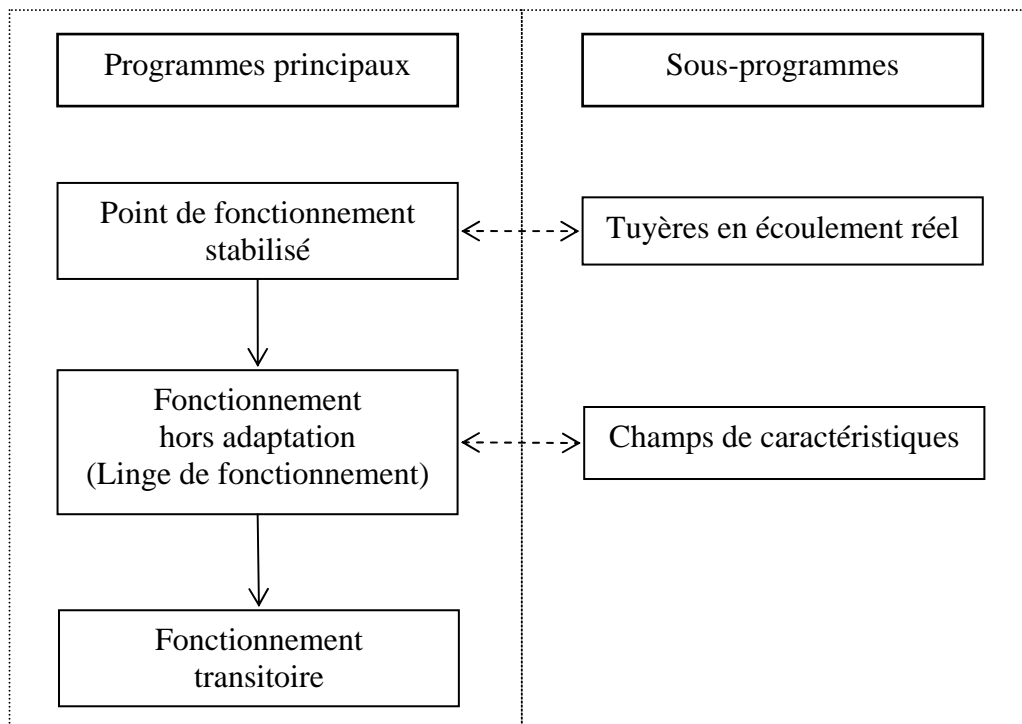


Figure 5.7 : Schéma des programmes

La composition de programmation se compose de 2 parties principales :

- Interfaces graphiques des utilisateurs
- Programmes de calculs de cycles et de fonctionnements

5.4.1 Interfaces graphiques des utilisateurs

Afin que les utilisateurs puissent communiquer avec les programmes de calculs, nous créons les interfaces graphiques en utilisant l'outil de GUIs de Matlab. A travers les fenêtres graphiques par les commandes interactives, les utilisateurs entrent des données et des paramètres du turboréacteur dont ils veulent effectuer le calcul de cycle et de fonctionnements, telles que

- les données globales comme les conditions atmosphériques (P_0, T_0, γ_0 etc.), le nombre de Mach de vol M_0 , la température totale du gaz T_{i5} en sortie de la chambre de combustion, les rapports de pressions totales, le taux de dilution, etc.
- les caractéristiques des composants, par exemple, les rendements, les pertes de pression totale, les sections, les champs de caractéristiques, le type de tuyère, etc.
- le type de turboréacteur, mono flux, mono corps ou double corps à flux séparés.

Les utilisateurs choisissent un type de turboréacteur par la première fenêtre (Figure 5.8, ci-dessous) pour commencer la procédure des calculs.

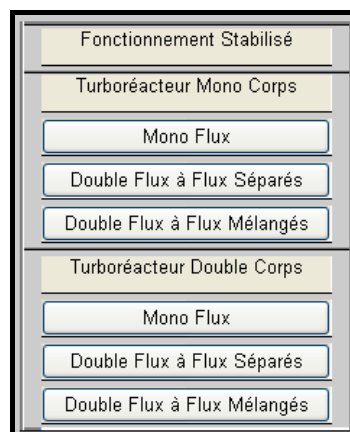


Figure 5.8 : Fenêtre de départ

Les fenêtres résumant les données (Figure 5.9a, b et c ci-dessous), par exemple, apparaissent ensuite et sont utilisées pour présenter les valeurs importantes du calcul du point de fonctionnement stabilisé des turboréacteurs fonctionnant avec ou sans post-combustion selon le choix de l'utilisateur. Les utilisateurs peuvent également configurer la tuyère, de telle sorte qu'elle soit convergente ou convergente et divergente.

Point de fonctionnement stabilisé	
Poussée (N)	25104.9
TD (K)	288.15
PO (Pa)	101325
RO	287.04
Mach0	0.3
Pi4/Pi2	12
Ti5 (K)	1450
GAMMA	
Entrée d'air	1.4
Compresseur	1.386
Turbine	1.296
Tuyère	1.304
Rendement mécanique	
Combustion	0.996
Rotor	0.999
Rendement polytropique	
Compresseur	0.89
Turbine	0.9
Perte de charge (%)	
Entrée d'air	0
4-5	5
7-8	1
8 ou 9 --10	0.5
CALCULER	
Critère de charge de la turbine	
Dernier étage	1.7
Avant-dernier étage	2.7
Autres étages	21
Vitesse au pied d'aubes (m/s)	500
Débit de refroidissement (%D2p)	
<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
automatique à l'entrée de la turbine	
à la sortie de la turbine	5
post-combustion	2
Post-Combustion	
<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
Ti9 (K)	2000
Rendement	0.95
Perte (%)	3
TUYERE	
<input checked="" type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)	
<input type="radio"/> Convergente-Divergente	
<input type="radio"/> Tuyère Adaptée (Psortie=Po)	
<input checked="" type="radio"/> Non Imposée	
Tuyère non adaptée	<input checked="" type="radio"/> Mach10
	<input type="radio"/> A10/Acol

Figure 5.9a : Fenêtre rassemblant des données pour le calcul du point de fonctionnement stabilisé d'un turboréacteur mono corps mono flux

Les utilisateurs choisissent d'abord le type de tuyère (convergente ou convergente-divergente). Dans le cas de la tuyère convergente, le programme calculera le rapport $\frac{P_{i10}}{P_0}$ et vérifiera si cette valeur est inférieure ou supérieure au rapport de pression critique τ_c (équation (2.105)) afin de définir le régime de

la tuyère (adaptée ou non) et de calculer la section de la sortie A_{10} correspondante.

Dans le cas de la tuyère convergente-divergente, si les utilisateurs ne veulent pas prendre en compte le fait que la tuyère soit adaptée ou non ils peuvent choisir l'option *Non imposée*. L'option *Tuyère Adaptée* permet de spécifier que la tuyère est adaptée (la pression statique à la sortie P_{10} est forcément égale à la pression ambiante). Dans l'option *Non imposée*, le programme calcule également le taux $\frac{P_{i10}}{P_0}$ afin de définir le régime de la tuyère comme dans le cas de la tuyère convergente. En revanche, si $\frac{P_{i10}}{P_0} \geq \tau_c$ (ou si la tuyère est non adaptée), le nombre de Mach en sortie M_{10} ou le rapport de sections $\frac{A_{10}}{A_{col}}$ est nécessaire afin de calculer les sections de la sortie A_{10} et du col A_{col} .

Point de fonctionnement stabilisé			
T0 (K)	218.82	Poussée (N)	67000
P0 (Pa)	23849	Ti5 (K)	1450
R0	287.04	Lambda	9
Mach0	0.8	CALCULER	
Rendement mécanique	GAMMA		
Chambre Combustion	1	Entrée d'air	1.4
Rotor BP	1	Canal secondaire	1.4
Rotor HP	1	Compresseur	1.386
Rendement polytropique	Taux de pression		
Fan	0.91	FAN (Pi3F/Pi2)	1.5
Compresseur	Débit de refroidissement (%D2p)		
BP	0.91	<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
HP	0.89	sortie de la turbine HP	2
Turbine	sortie de la turbine BP		
BP	0.92	post-combustion	1
HP	0.9	Post-Combustion	
Perte de charge (%)	<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON		
Entrée d'air	0	Ti9 (K)	2000
4-5	5	Rendement	0.95
3F-8S	1	Perte (%)	3
7-8P	1	Tuyère primaire	
8P ou 9P-10P	0.5	<input type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)	
8S-10S	0.5	<input checked="" type="radio"/> Convergente-Divergente	
Critère de charge de la turbine HP			
Tous les étages		21	
Vitesse au pied d'aubes (m/s)		500	
Critère de charge de la turbine BP			
Dernier étage		1.7	
Avant-dernier étage		2.7	
Autres étages		18	
Vitesse au pied d'aubes (m/s)		450	
Tuyère non adaptée			
<input type="radio"/> Mach10 1.5			
<input type="radio"/> A10/Acol --			
Tuyère secondaire			
<input type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)			
<input checked="" type="radio"/> Convergente-Divergente			
<input checked="" type="radio"/> Tuyère Adaptée (Psortie=Po)			
<input type="radio"/> Non Imposée			
Tuyère non adaptée			
<input checked="" type="radio"/> Mach10 --			
<input type="radio"/> A10/Acol --			

Figure 5.9b : Fenêtre rassemblant des données pour le calcul du point de fonctionnement stabilisé d'un turboréacteur double corps à double flux séparés

Point de fonctionnement stabilisé			
T0 (K)	218.82	Poussée (N)	67000
P0 (Pa)	23849	Tt5 (K)	1450
R0	287.04	Lambda	9
Mach0	0.8		
Rendement mécanique		GAMMA	
Chambre Combustion	1	Entrée d'air	1.4
Rotor BP	1	Canal secondaire	1.4
Rotor HP	1	Compresseur	1.386
		Turbine	1.296
		Tuyère	1.304
Rendement polytropique		Taux de pression	
Fan	0.91	FAN (P3F/Pi2)	1.5
Compresseur		Compresseur BP	2.4
BP	0.91	Compresseur HP	16
HP	0.89		
Turbine		Débit de refroidissement (%D2p)	
BP	0.92	<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
HP	0.9	sortie de la turbine HP	2
Perte de charge (%)		sortie de la turbine BP	2
Entrée d'air	0	post-combustion7	1
4-5	5	Post-Combustion	
3F-8S	1	<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
7-8P	1	Tt9 (K)	2000
8m ou 9-10	0.5	Rendement	0.95
		Perte (%)	3
CALCULER			
Critère de charge de la turbine HP			
Tous les étages	21	Vitesse au pied d'aubes (m/s)	
		500	
Critère de charge de la turbine BP			
Dernier étage	1.7	Vitesse au pied d'aubes (m/s)	
Avant-dernier étage	2.7	450	
Autres étages	18		
Tuyère			
<input checked="" type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)			
<input type="radio"/> Convergente-Divergente			
<input type="radio"/> Tuyère Adaptée (Psortie=Po)			
<input checked="" type="radio"/> Non Imposée			
Tuyère non adaptée		Mach10	
		<input type="radio"/> A10/Acol	
Mélangeur			
M8p		0.5	
Rendement (%)		100	

Figure 5.9c : Fenêtre rassemblant des données pour le calcul du point de fonctionnement stabilisé d'un turboréacteur double corps à double flux mélangés

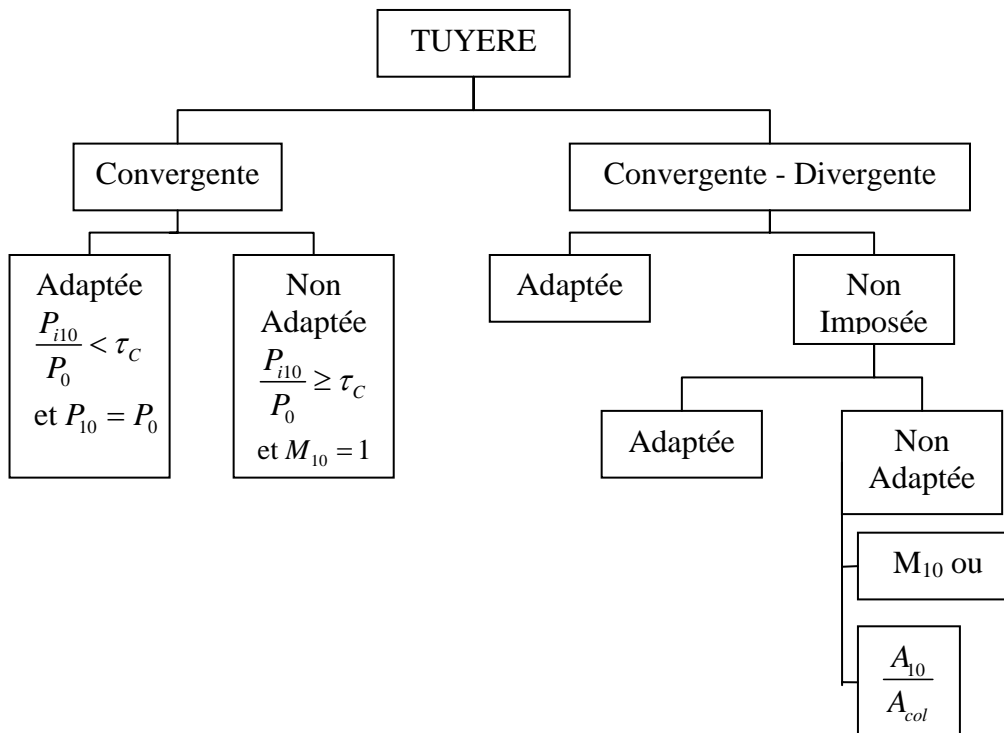


Figure 5.10 : L'organigramme du calcul de régime de tuyère

Ces informations sont ensuite passées par les interfaces au module de calcul. De plus, les résultats des calculs sont également présentés sous forme graphique (tableaux et courbes des résultats) en utilisant GUIs.

5.4.2 Mise en place des calculs

Après avoir entré les données nécessaires au calcul du cycle et des points de fonctionnement du turboréacteur dans les fenêtres correspondantes, ces valeurs sont envoyées aux programmes de calcul afin de lancer la procédure. Les programmes de calculs se composent de trois modules principaux.

- 1) Programmes de calcul du point de fonctionnement stabilisé
- 2) Programmes de calcul du fonctionnement hors adaptation
- 3) Programmes de calcul du fonctionnement transitoire

5.4.2.1 Point de fonctionnement stabilisé

Les équations des composants de turboréacteurs présentées dans le Chapitre II sont utilisées dans le programme de calcul du point de fonctionnement stabilisé. La procédure est lancée après l'action sur le bouton *CALCULER* (Figure 5.9). A la fin de l'exécution du programme, la fenêtre des résultats du calcul (Figure 5.11) s'affiche. Cette fenêtre fournit des boutons pour effectuer le calcul des pertes dans les tuyères primaire et/ou secondaire, selon le fonctionnement et le régime de fonctionnement des tuyères après que le calcul du point de fonctionnement soit calculé.

En complément de ces programmes de calcul du fonctionnement stabilisé, les sous-programmes du calcul du fonctionnement de la tuyère convergente et divergente en écoulement réel (Chapitre II, Partie 2.3.3) sont codés. De la même manière que pour les programmes principaux, ces sous-programmes se composent d'une part d'une interface graphique (fenêtres des données et des résultats) et d'autre part de calcul.

Valeur du point de fonctionnement stabilisé									
Hors Adaptation			Calculer les pertes dans la tuyère						
Débit (kg/s)		Pression (Pa)		Température (K)		Tuyère Adaptée			
D2	21.7126	Pi2	107853	Ti2	293.337	P10 (Pa)	101325	T10 (K)	1455.72
D4	19.7002	Pi4	1.29424e+006	Ti4	643.648	Pi10/P0	3.70518	V10 (m/s)	1195.55
D5	20.1562	Pi5	1.22953e+006	Ti5	1450	M10	1.61964	A10 (m²)	0.0880209
D7	20.6487	Pi7	390948	Ti7	1126.8	Acol (m²)	0.0683311		
D8	21.7343	Pi8	387038	Ti8	1104.47				
D9	22.4183	Pi9	375427	Ti9	2000				
D10	22.8525	Pi10	375427	Ti10	1975.53				
dc	0.455966	Rendement (%)		Charge de la turbine		Richesse			
dpc	0.683928	Propulsif	15.7958	Charge totale (kJ/kg)	377.312	dc/D2P	0.0210001		
d4	0.492551	Thermique	36.8777	Nombre d'étages	3	dpc/D2P	0.0314991		
d7	1.08563	Thermo Prop	5.82512	Fs (m/s)	1156.23	Puissance (kW)	7783.22		
d9	0.434252			Cs (kg/h/daN)	0.653849				

Figure 5.11a : Fenêtre représentant les résultats du calcul du point de fonctionnement stabilisé d'un turboréacteur mono corps mono flux avec post-combustion et tuyère convergente-divergente

Valeur du point de fonctionnement stabilisé									
Hors Adaptation		Calculer les pertes dans la tuyère primaire				Calculer les pertes dans la tuyère secondaire			
Débit (kg/s)		Pression (Pa)		Température (K)		Tuyère primaire Non Adaptée		Tuyère secondaire Adaptée	
D2p	38.3947	Pi2	36354	Ti2	246.829	Poussée (N)	27987.8	Poussée (N)	39012.2
D2f	345.553	Pi3	87249.6	Ti3	325.005	P10 (Pa)	14073.9	P10 (Pa)	23849
D3	38.3947	Pi3f	54531	Ti3f	280.387	T10 (K)	1481.97	T10 (K)	222.334
D41	35.604	Pi41	1.39599e+006	Ti41	772.438	Pi10/P0	2.08418	Pi10/P0	2.25233
D5	36.3044	Pi5	1.32619e+006	Ti5	1450	V10 (m/s)	1190.96	V10 (m/s)	350.128
D7	37.9433	Pi6	285596	Ti6	1047.4	M10	1.5	M10	1.17135
D8	38.7112	Pi7	52020.7	Ti7	698.614	A10 (m²)	1.17699	A10 (m²)	2.77558
D9	40.4247	Pi8	51500.5	Ti8	700.053	Acol (m²)	0.98997	Acol (m²)	2.71428
D10p	40.8087	Pi9	49955.5	Ti9	2000				
D10s	345.553	Pi10p	49705.7	Ti10p	1988.81	Charge de la turbine (kJ/kg)		Rendement (%)	
dc	0.70041	Pi10s	53715.7	Ti10s	280.387	Turbine HP	491.696	Propulsif	43.3606
dpc	1.71351	Puissance (kW)				Turbine BP	386.021	Thermique	39.5708
d4	0.870985	Rotor HP	17850.7			Nombre d'étages		Thermo Prop	17.1582
d6	0.767895	Rotor BP	14646.9			Turbine HP	2	Richesse	
d7	0.767895	Fs (m/s)	174.503			Turbine BP	4	dc/D2P	0.0182423
d9	0.383947	Cs (kg/h/daN)	0.376339					dpc/D2P	0.0446289

Figure 5.11b : Fenêtre représentant les résultats du calcul du point de fonctionnement stabilisé d'un turboréacteur double corps double flux à flux séparés avec post-combustion et tuyère convergente-divergente

La figure 5.12 représente la fenêtre des données de ces sous-programmes de calcul de la tuyère. Dans cette fenêtre, les utilisateurs peuvent définir les valeurs de la géométrie de la tuyère, telles que, l'angle d'ouverture de

la tuyère θ (degré) ou la longueur de la partie divergente X_t (m) avec ses valeurs initiales X_1, X_2 (m) et la courbure du col R (m). La forme de la paroi de la partie divergente est représentée sous forme de fonction linéaire.

En modifiant les valeurs initiales X_1, X_2 (m) avec le coefficient de frottement C_{f10} et la pression statique maximale P_{max} (calculés par les équations (2.147), (2.148) et (2.149)) correspondant à ces valeurs de X , les sous-programmes font l'interpolation afin de calculer la position du décollement.

Mach sortie	3.5	Cfe sortie	0.0018223
Patm (Pa)	100000	Pmax (Pa)	48391.3
Re sortie	2.82053e+006	r col (m)	0.150867
Décollement dans la tuyère primaire			
Les données pour calculer le point de décollement (Xdécollé)		COUCHE LIMITE	
Fonction de la paroi ($Y=Xt * \tan(\theta)+c$)		Le profil de vitesse	
<input checked="" type="radio"/> Angle d'ouverture (theta, degré)	15	$U/U_e = t * (y/\delta)^{1/n}$	
<input type="radio"/> Longueur de la partie divergente (Xt, m)	--	t	1
Point X1 (m)	0.75	n	7
Point X2 (m)	0.8		
R courbure (m)	0.5		
Calculer Le Point du décollement--La Poussée Corrigée--La Poussée Totale			

Figure 5.12 : Fenêtre des données pour le calcul de la tuyère en écoulement réel :
Cas du décollement dans la tuyère

Le coefficient de correction de débit C_D et la pression moyenne \bar{P} sont calculés automatiquement, en utilisant les valeurs du plan 10 calculées précédemment, par ces sous-programmes où les fonctions des courbes du coefficient de l'effet de courbure au col (Figure 2.7) et de la courbe du critère empirique de *Campbell et Farley* (Figure 2.9) sont déjà codées.

Afin de réaliser le calcul de l'effet de la couche limite, le profil de vitesse dans la couche limite est donné par l'équation (2.158), rappelée ci-dessous :

$$\frac{U}{U_e} = t \cdot \left(\frac{y}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.158)$$

Les valeurs des paramètres t et n dans cette équation sont prédéfinies ($t = 1$ et $n = 7$) mais les utilisateurs peuvent les modifier à travers cette fenêtre de données. Les sous-programmes calculent ensuite l'épaisseur de déplacement δ_1 (équation (2.159)) et l'épaisseur de quantité de mouvement δ_2 (équation (2.164)).

Correction du débit		Pmax1 (Pa)	24498.2	Couche Limite	
CDv	1.00001	Mx1p	1.46286	Delta 1 (mm)	5.26203
CDgamma	1.0035	Pmax2 (Pa)	23696.3	Delta 2 (mm)	2.71235
CDdelta	0.996561	Mx2p	1.49081	Poussée (N)	
rc/Rc	0.561353	X décollé (m)	0.440482	Ecoulement plan	
Rei col	686609	P décollée (Pa)	14371.8	F corrigée	63887.1
CDk	0.989027	Mach décollé	1.48559	F totale	36300.9
Acol,ef (m*m)	0.979164	Y décollé (m)	0.606046	Ecoulement conique	
(Pa/Pi)*(Ae-A)/Acol	0.435387	A décollé (m*m)	1.15388	F corrigée	63887.6
1-(P/Pa)cos(theta/2)	0.123259	Angle d'ouverture (degré)	5.7936	F totale	36301.4
P moyenne (Pa)	20936.1				

Figure 5.13 : Fenêtre des résultats du calcul de la tuyère en écoulement réel :
Cas du décollement dans la tuyère

Correction du débit		Pmax1 (Pa)	114333	Pas de perte de couche limite (X décollé < 0.1m)	
CDv	1.00025	Mx1p	2.93897	Poussée (N)	
CDgamma	1.0035	Pmax2 (Pa)	104308	Ecoulement plan	
CDdelta	0.996759	Mx2p	2.99866	F corrigée	246710
rc/Rc	0.301733	X décollé (m)	0.07841	F totale	231990
Rei col	4.73381e+006	P décollée (Pa)	21969.4	Ecoulement conique	
CDk	0.995278	Mach décollé	3.42362	F corrigée	246980
Acol,ef (m*m)	0.0719773	Y décollé (m)	0.477895	F totale	232260
(Pa/Pi)*(Ae-A)/Acol	0.0841968	A décollé (m*m)	0.717489		
1-(P/Pa)cos(theta/2)	0.279227	Longueur de la partie divergente (m)	1.30298		
P moyenne (Pa)	14539.8				

Figure 5.14 : Fenêtre des résultats du calcul de la tuyère en écoulement réel :
Cas sans perte de couche limite dans la tuyère

Après avoir appuyé sur le bouton *Calculer le point du décollement* – *La poussée corrigée* – *la poussée totale* sur la fenêtre des données, les sous-programmes s'exécutent et la fenêtre des résultats est affichée selon le fonctionnement de la tuyère (Figure 5.13 ou 5.14 ci-dessus)

Les figures 5.15 et 5.16 représentent les fenêtres de données et de résultats pour le cas de non-décollement dans la tuyère ($P_{max} > P_{amb}$).

Mach sortie	1.5	Cfe sortie	0.00325948
Patm (Pa)	10000	Pmax (Pa)	23533.2
Re sortie	814958	r col (m)	0.561353
Pmax > Patm - - Pas de décollement dans la tuyère primaire			
Géométrie de la tuyère		COUCHE LIMITE	
Fonction de la paroi ($Y=Xt * \tan(\theta)+c$)		Le profil de vitesse	
<input checked="" type="radio"/> Angle d'ouverture (theta, degré)	15	$U/U_e = t * (y/\delta)^{(1/n)}$	
<input type="radio"/> Longueur de la partie divergente (Xt, m)	--	t	1
R courbure (m)	0.5	n	7
Calculer La Poussée			

Figure 5.15 : Fenêtre des données du calcul de la tuyère en écoulement réel :
Cas sans décollement dans la tuyère

Correction du débit		Couche Limite	
CDv	1.00001	Delta 1 (mm)	5.90162
CDgamma	1.0035	Delta 2 (mm)	2.73423
CDdelta	0.997435	Poussée (N)	
rc/Rc	1.12271	Ecoulement plan	
Rei col	686609	F corrigée	57362.4
CDk	0.854765	F totale	45592.5
Acol,ef (m*m)	0.846983	Ecoulement conique	
Longueur de la partie divergente (m)	0.189333	F corrigée	57375.2
		F totale	45605.3

Figure 5.16 : Fenêtre des résultats du calcul de la tuyère en écoulement réel :
Cas sans décollement dans la tuyère

5.4.2.2 Fonctionnement hors adaptation

Le calcul du fonctionnement hors adaptation peut être lancé à partir du bouton *Hors Adaptation* dans la fenêtre des résultats du point stabilisé (Figure 5.11). La procédure de calcul se compose de 3 sous-programmes.

1. Programmes pour créer les champs de caractéristiques des compresseurs et des turbines ainsi que les lignes de Beta.
2. Programmes pour afficher et modifier les données afin de calculer le fonctionnement et la ligne d'adaptation.
3. Programmes de calculs de l'affichage des résultats

5.4.2.2.1 Création des champs de caractéristiques des compresseurs des turbines et les lignes de beta

Les champs de caractéristiques des compresseurs et des turbines sont indispensables pour pouvoir commencer le calcul du fonctionnement hors adaptation. Des sous-programmes sont codés pour créer et tracer les champs de caractéristiques. La figure 5.17 ci-dessous présente, par exemple, une fenêtre de données d'un champ de caractéristiques. Les utilisateurs donnent des valeurs numériques de la ligne de pompage, des débits standards, des rapports de pression et des rendements polytropiques sur chaque ligne de vitesse de rotation. Ils peuvent définir un maximum de 14 lignes d'iso-vitesse et également choisir les lignes à tracer, en les cochant, pour obtenir les courbes de caractéristiques.

Tracer les courbes														
Champ du compresseur HP			Champ de la turbine HP				Champ de la turbine BP				Champ du Fan			
Vitesse de rotation relative corrigée	Ligne de pompage		Champ de caractéristiques											
	Débit standard	Pression	Débit standard				Rapport de pression				Rendement polytropique			
<input checked="" type="checkbox"/> 0.359	69.3064	1.23697	124.65775	121.75579	118.85383	115.95188	0.86859979	0.90884554	0.94742953	0.984351	0.1683966	0.4002977	0.5716154	0.696035
<input checked="" type="checkbox"/> 0.528	111.318	1.54855	159.94666	158.07774	156.13965	153.98351	1.03822048	1.09189879	1.14403651	1.193612	0.1516297	0.3343857	0.4831799	0.600858
<input checked="" type="checkbox"/> 0.661	148.432	1.94288	191.17928	190.10637	189.02541	187.58557	1.23860104	1.30600618	1.37270161	1.435831	0.4860903	0.5840916	0.6685146	0.735179
<input checked="" type="checkbox"/> 0.791	189.856	2.53747	223.80188	223.7814	223.5571	223.3328	1.4983029	1.5843866	1.66854682	1.752552	0.5889231	0.6580714	0.7154127	0.766633
<input checked="" type="checkbox"/> 0.88	224.248	3.09209	251.99	251.99	251.99	251.95132	1.76416726	1.85957998	1.95501001	2.049989	0.6285394	0.6785833	0.72439	0.764803
<input checked="" type="checkbox"/> 0.952	257.265	3.61485	274.921	274.921	274.921	274.921	2.00880949	2.11152703	2.21424457	2.316844	0.6330227	0.6722275	0.709838	0.743660
<input checked="" type="checkbox"/> 1	279.052	3.95932	289.956	289.956	289.956	289.956	2.18303464	2.29044319	2.39786905	2.505294	0.6346277	0.6694883	0.7016632	0.731238
<input checked="" type="checkbox"/> 1.028	287.31	4.0881	295.367	295.367	295.367	295.367	2.2483972	2.35750213	2.46660706	2.575711	0.6327124	0.6650371	0.6960292	0.722902
<input checked="" type="checkbox"/> 1.144	311.669	4.46316	313.9295	313.9295	313.9295	313.9295	2.48343238	2.59824961	2.71306684	2.827901	0.5991251	0.6290958	0.6570977	0.683334
<input type="checkbox"/>														
<input type="checkbox"/>														
<input type="checkbox"/>														
<input type="checkbox"/>														
<input type="checkbox"/>														
<input type="checkbox"/>														

Figure 5.17 : Fenêtre des données de champ de caractéristiques

Chaque fenêtre des données de champ fournit des boutons pour tracer les courbes de caractéristiques, par exemple, Figures 5.18 et 5.19 ci-dessous, et communiquer et lancer les autres fenêtres des données des autres composants. Le bouton pour effectuer le calcul se trouve sur les fenêtres des données des turbines basse pression et haute pression. Ces valeurs sont gardées en mémoire sous forme de matrice et sont ensuite utilisées pour calculer le fonctionnement hors adaptation et ainsi le fonctionnement transitoire du turboréacteur.

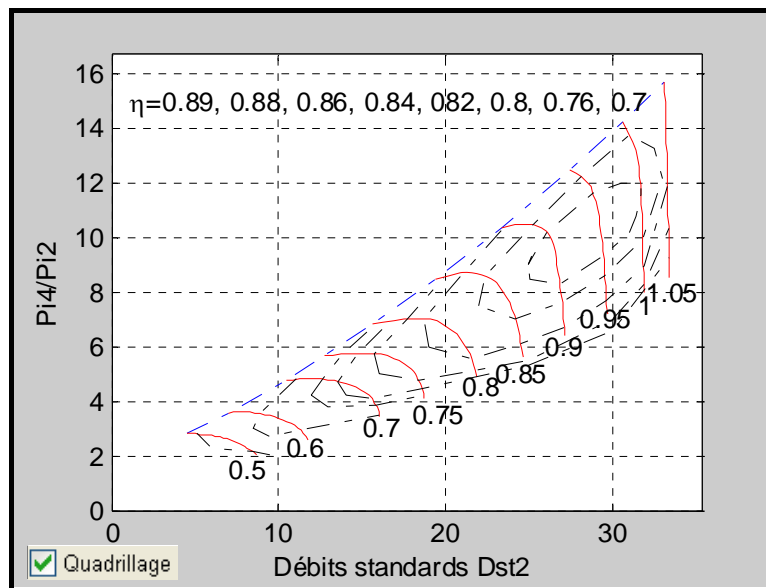


Figure 5.18 : Courbe de champ de caractéristiques d'un compresseur avec quadrillage

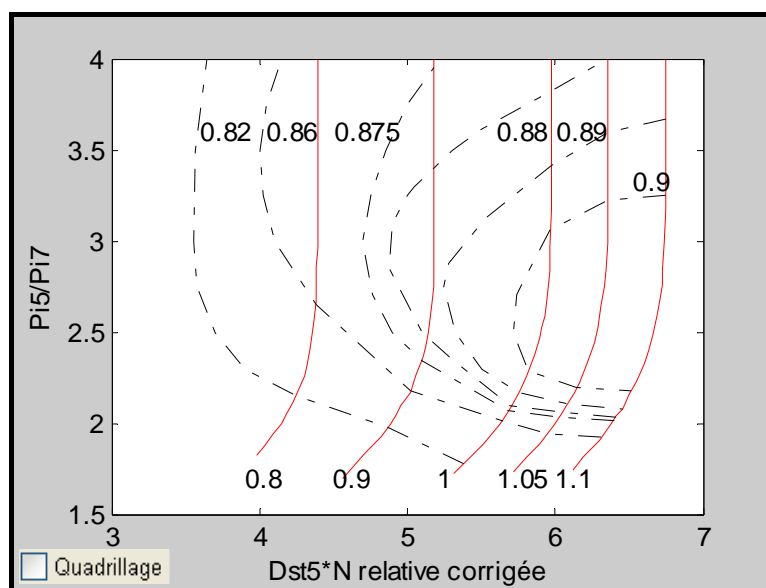


Figure 5.19 : Courbe de champ de caractéristiques d'une turbine haute pression sans quadrillage

Les utilisateurs peuvent toujours facilement visualiser et modifier les champs de caractéristiques des composants à travers les fenêtres des données (par exemple : figures 5.17) et également choisir d'afficher les courbes avec ou sans quadrillage en cochant l'option *Quadrillage* (par exemple : figures 5.18 et 5.19).

Afin de faciliter des calculs, nous utilisons des coordonnées auxiliaires, appelées lignes de Beta. Ces lignes arbitraires sont tracées par des points sur les lignes d'iso-vitesse de champ de caractéristiques de compresseur. Ces points sont créés par la décomposition des lignes d'iso-vitesse en un même nombre de points.

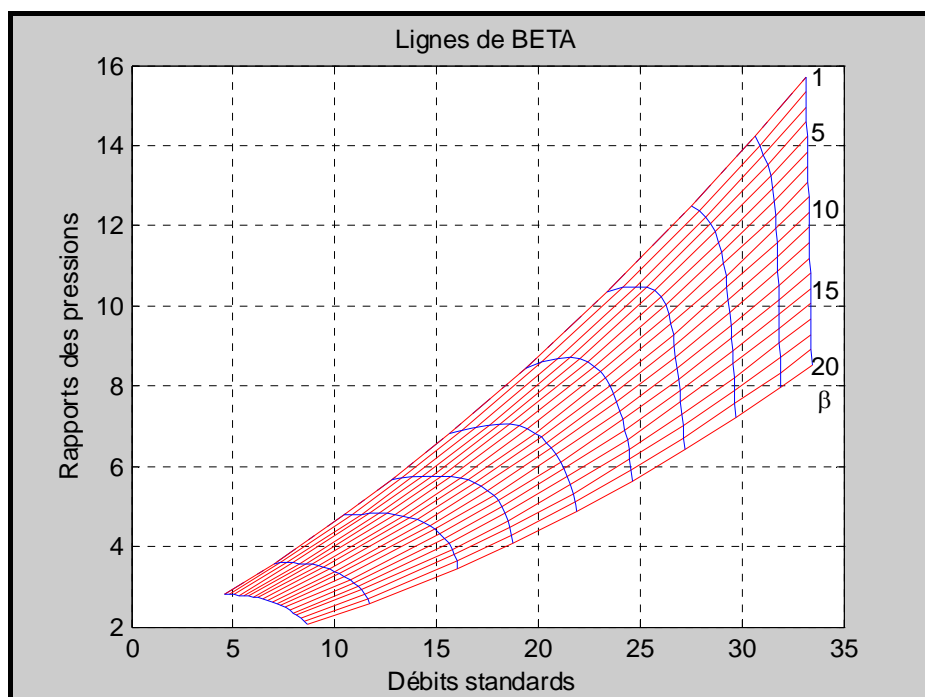


Figure 5.20 : Lignes de Beta (lignes rouges)

La figure 5.20 ci-dessus présente, par exemple, les lignes de Beta d'un compresseur. Dans ce compresseur, les lignes d'iso-vitesse sont divisées en vingt lignes de Beta. Ces lignes de Beta sont numérotées de 1 à 20 et sont mises sous forme de tableau avec les rapports de vitesse de rotation. Les tableaux représentent des valeurs de rapport de pression, de débits standards et de rendement des points d'intersections entre les lignes d'iso-vitesse et les lignes de Beta.

Les tableaux (Figure 5.21 ci-dessous) sont créés automatiquement à partir des données de champ de caractéristiques de compresseur.

N/\sqrt{T} \ β	0.7	0.8	0.9	1
1				
2	Valeurs de rapport de pression, de débit standard ou de rendement			
3				
4				
5				

Figure 5.21 : Tableau des valeurs de points d'intersection entre les lignes d'iso-vitesse et les lignes de Beta

Ces tableaux sont gardés en mémoire et servent à calculer les valeurs de rapport de pression, débit standard et de rendement en utilisant la méthode d'interpolation en deux dimensions (nous connaissons deux valeurs, Beta et vitesse de rotation, et nous pouvons calculer les troisièmes valeurs) fournie par Matlab. L'avantage de l'utilisation de lignes de Beta est d'éviter le problème d'itération et d'interpolation sur les parties constantes (horizontales et verticales) des lignes d'iso-vitesse, présentées sur la figure 5.22 ci-dessous.

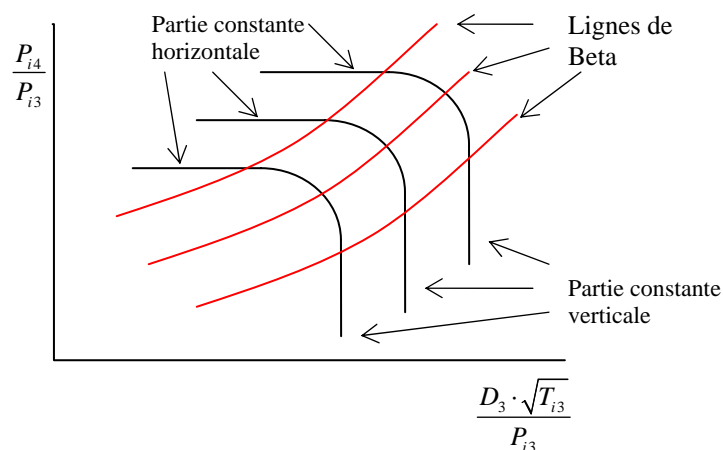


Figure 5.22 : Parties constantes horizontales et verticales d'un champ de caractéristique s d'un compresseur

5.4.2.2.2 Affichage, modification des données et lancement des calculs

Les données importantes du point de fonctionnement stabilisé sont affichées sur une fenêtre graphique (Figure 5.23 ci-dessous). Sur cette fenêtre, les utilisateurs doivent donner le nombre de point de la ligne de fonctionnement et le pas de la ligne d'iso-vitesse du champ de caractéristiques du compresseur afin de commencer les calculs du fonctionnement.

Valeurs du point de fonctionnement stabilisé					
Champ du compresseur		Champ de la turbine		CALCULER	
Débit (kg/s)		Pression (Pa)		Température (K)	
D2	33.4122	Pi2	107853	Ti2	293.337
D4	30.9836	Pi4	1.29424e+006	Ti4	643.648
D5	31.7036	Pi5	1.22953e+006	Ti5	1450
D7	32.4616	Pi7	401790	Ti7	1133.45
D8	34.1322	Pi8	397772	Ti8	1111.28
D10	34.1322	Pi10	395783	Ti10	1111.28
Vitesse (RPM)	14284	Rendement (%)		Pi4/Pi2	12
Richesse	0.0215492	Propulsif	38.3008	Dst2 (kg/s)	31.671
Poussée (N)	25104.9	Thermique	23.3451	Pi5/Pi7	3.06013
Cs (kg/h/daN)	1.03248	Thermo Propulsif	8.94137	Dst5*N (kg/s)	5.96543
Fs (m/s)	751.368	A10 (m*m)	0.0720719	Nombre de point	15
dc (kg/s)	0.720005	Puissance (kW)	11977.1	Pas d'Iso Vitesse du compresseur	0.022
Rendement Com	0.89	d4 (kg/s)	0.757956		
Rendement Tur	0.9	d7 (kg/s)	1.67061		

Figure 5.23 : Fenêtre des données pour commencer le calcul du fonctionnement hors adaptation d'un turboréacteur mono flux mono corps

5.4.2.2.3 Affichage des résultats après exécution du calcul

Ces programmes utilisent les valeurs initiales du point d'adaptation et les valeurs initiales des calculs itératifs afin de lancer les calculs. A partir de la valeur du pas d'iso-vitesse et du nombre de point prédéfini, nous connaissons les lignes d'iso-vitesse sur lesquelles les points de la ligne de fonctionnement se trouvent. Les valeurs pour les calculs itératifs sont

- les valeurs de Beta β qui donnent les valeurs de rapport de pression, de débit et de rendement des compresseurs et du Fan aux intersections entre les lignes de Beta et les lignes d'iso-vitesse,

- les valeurs de température de gaz à la sortie de la chambre de combustion T_{i5} qui donneront les débits de carburant et les débits entrant dans les turbines,
- les valeurs de rapport de pression des turbines $\frac{P_{i5}}{P_{i6}}$ et $\frac{P_{i6m}}{P_{i7}}$ ou $\frac{P_{i5}}{P_{i7}}$ qui donneront les pressions aux sorties, les rendements et les débits standard entrant dans les turbines à partir des champs de caractéristiques.

Les calculs rebouclent en changeant ces trois valeurs citées ci-dessus jusqu'à ce que les erreurs des valeurs de contrainte (critères de convergence) soient inférieures à 0,05%. Ces critères sont

- les débits standards entrants des turbines calculés et lissés par les champs de caractéristiques \mathcal{D}_5 ou/et \mathcal{D}_6 ,
- les pressions aux entrées des turbines P_{i5} ou/et P_{i6} ,
- les débits sortants des tuyères D_{10P} ou/et D_{10S} calculés à partir des composants en amont selon les régimes de fonctionnement des tuyères (adaptée ou non).

La correspondance entre les valeurs d'itérations et les valeurs de contrainte est représentée dans le tableau ci-dessous :

Variables d'itération	Critères de convergence
β de compresseur Fan	D_{10S}
β de compresseur BP	D_{10P}
β de compresseur HP	\mathcal{D}_6
T_{i5}	\mathcal{D}_5
P_{i5}/P_{i6}	P_{i5}
P_{i6}/P_{i7}	P_{i6}

Les valeurs d'itération sont calculées à partir de leurs valeurs de boucle du calcul précédent et des critères de convergence selon la corrélation montrées par les équations ci-dessous :

$$\beta = \beta \cdot \frac{D_{10P, \text{critère}}}{D_{10P, \text{calculé}}} \quad (5.10)$$

$$T_{i5} = T_{i5} \cdot \left(\frac{\mathcal{D}_{\mathcal{J}, \text{champ}}}{\mathcal{D}_{\mathcal{J}, \text{calculé}}} \right)^2 \quad (5.11)$$

$\frac{P_{i5}}{P_{i6}} = \frac{P_{i5}}{P_{i6}}$ est calculé à l'aide de la valeur du rendement de turbine

lissée du champ de caractéristiques et de température à la sortie de la turbine calculé par l'équilibre mécanique de l'arbre.

Après avoir cliqué sur le bouton *CALCULER* dans la fenêtre des données (Figure 5.23), les calculs sont exécutés et les fenêtres des résultats (Figure 5.24 ci-dessous) et de champs de caractéristiques du compresseur et de la turbine (Figure 5.25 et 5.26 ci-dessous) sont affichées.

Débit (kg/s)			Pression (Pa)			Température (K)			Vitesse de Rotation (RPM)			Rendements (%)			Marge Pompage (%)		
D2			Pi2			Ti2			0			Propulsif			Compresseur		
33.4122			107853			293.337			13969.8			38.3008			Débit constant		
32.3697									13655.5			38.4777			39.6717		
31.3299												38.6796			40.4181		
D4			Pi4			Ti4			Poussée (N)			Thermique			N constant		
30.9836			1.29424e+006			643.648			25104.9			23.3451			41.56		
30.1571			1.23561e+006			633.093			23443.9			23.3258			42.3159		
29.3373						622.358			21755.4			23.3341			42.9894		
D5			Pi5			Ti5			Cs (kg/h/daN)			Thermo Propulsif			N constant		
31.7036			1.22953e+006			1450			1.03248			8.94137			34.7752		
30.8244			1.17245e+006			1406.68			1.02468			8.97521			35.0394		
29.9506						1359.14			1.01479			9.02555			35.28		
D7			Pi7			Ti7			Fs (N/kg/s)			Combustion			N constant		
32.4616			401790			1133.45			751.368			99.6			34.8541		
31.4004			362495			1100.99			724.255			99.5688			34.7086		
30.3604			362344			1064.55			694.397			99.5233			34.9773		
D8			Pi8			Ti8			dc (kg/s)			Pi10/Po			d4 (kg/s)		
34.1322			397772			1111.28			0.720005			3.90608			0.757956		
33.0189			378252			1079.71			0.667294			3.71448			0.594069		
31.9269			358293			1044.36			0.613256			3.51834			0.426068		
D10			Pi10			Ti10			Puissance (kW)			V10 (m/s)			d7 (kg/s)		
34.1322			395783			1111.28			11977.1			593.933			1.67061		
33.0189			376369			1079.71			11242.6			583.527			1.61848		
31.9269			356496			1044.36			10527.1			571.725			1.56649		
COMPRESSEUR						TURBINE						COURBES					
Pi4/Pi2			Dst2 (kg/s)			Pi5/Pi7			Dst5*Nr.cor (kg/s)			X			Y		
12			31.671			3.06013			5.96543			Poussée			dc		
11.4564			30.6828			3.06105			5.91819			Tracer			FUNCTIONNEMENT TRANSITOIRE		
10.9141			29.6972			3.07386			5.87936			CALCUL					
10.3715			28.6329			3.08669			5.83047								
9.82896			27.5387			3.09218			5.77759								
Rendement Polytropique			Nc Relative Corrigée			Rendement Polytropique			Nt Relative Corrigée								
0.89			1			0.9			1								
0.892852			0.978			0.89723			0.991775								
0.895678			0.956			0.894365			0.985014								
0.896238			0.934			0.890813			0.976501								
0.89595			0.912			0.887278			0.967294								

Figure 5.24 : Fenêtre des résultats du fonctionnement hors adaptation d'un turboréacteur mono corps mono flux

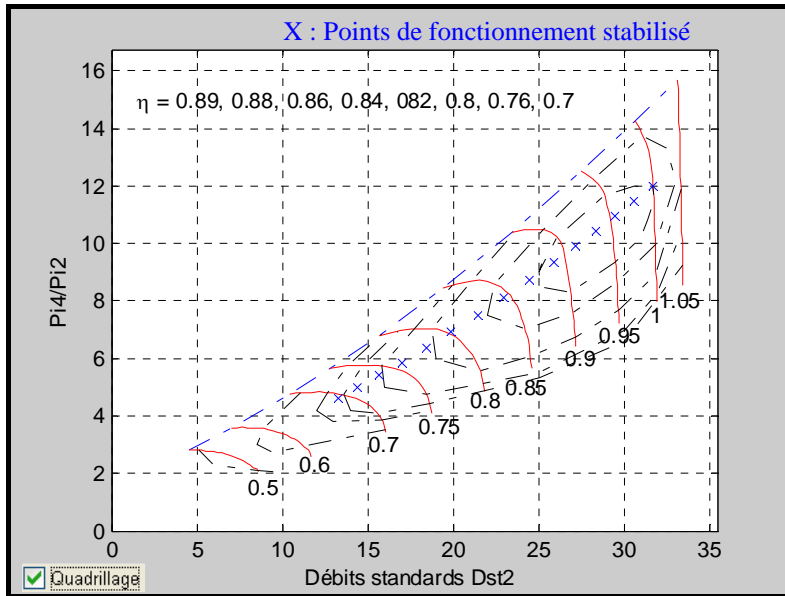


Figure 5.25 : Points de fonctionnement stabilisé sur un champ de caractéristiques du compresseur

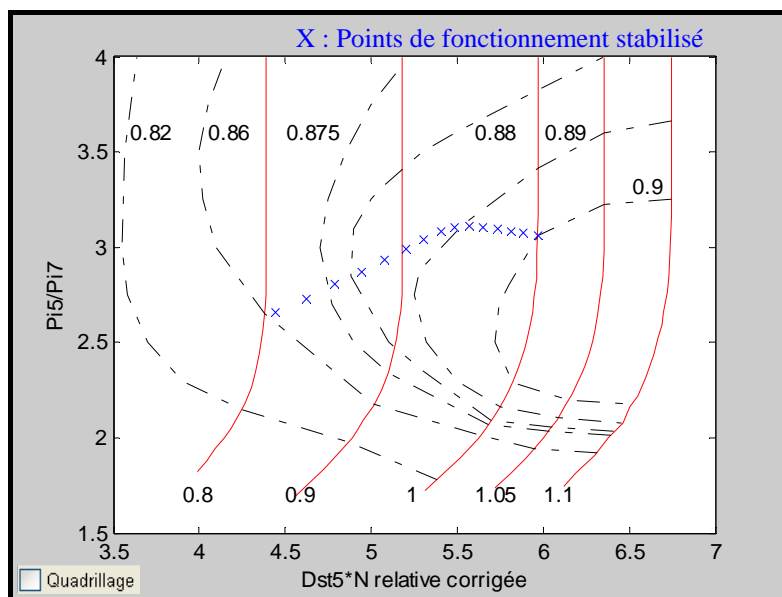


Figure 5.26 : Points de fonctionnement stabilisé sur un champ de caractéristiques de la turbine

Sur la fenêtre des résultats (Figure 5.24), les utilisateurs peuvent choisir les valeurs se situant sur les axes x et y afin de voir les courbes affichées lorsqu'ils cliquent sur le bouton *Tracer* (Figures 5.27-5.29 ci-dessous).

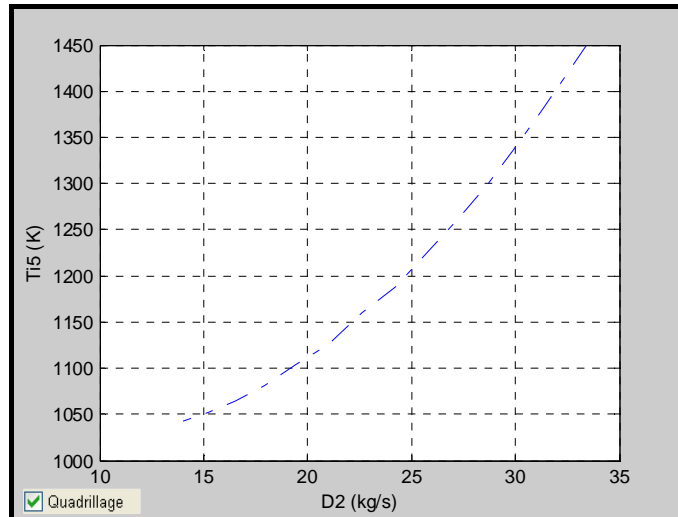


Figure 5.27

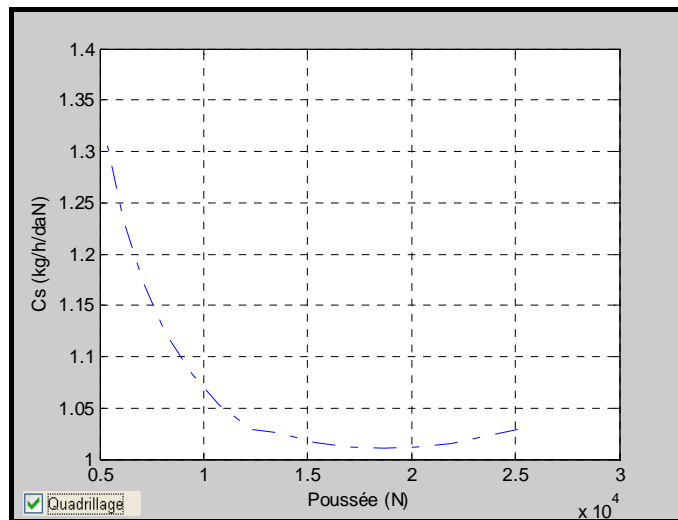


Figure 5.28

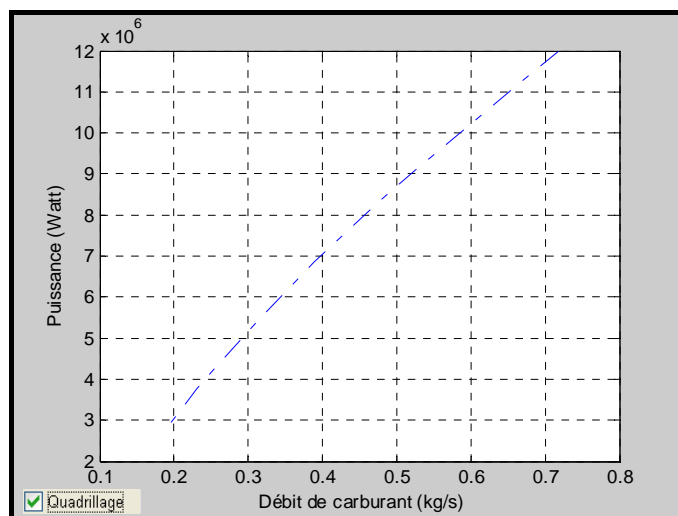
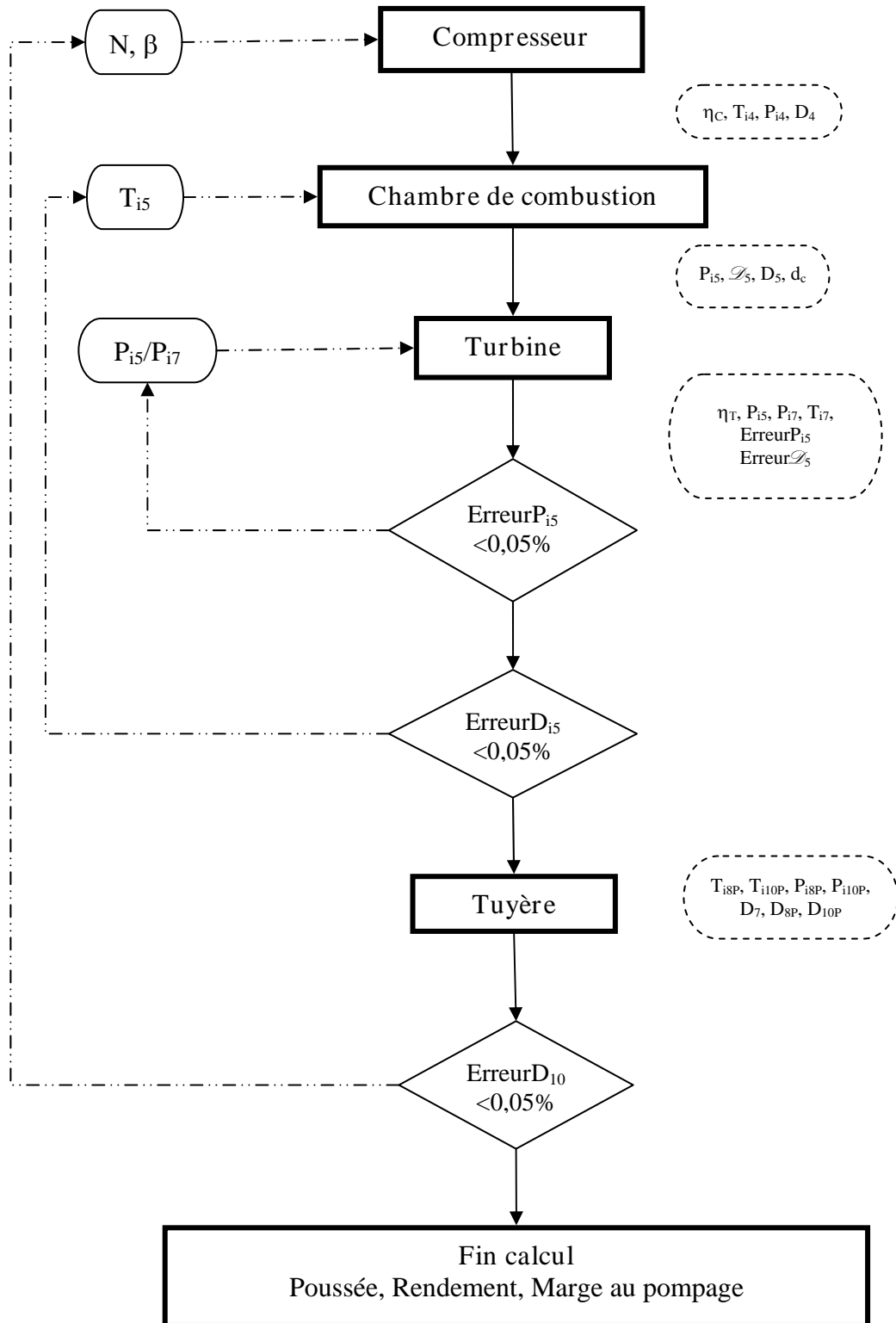
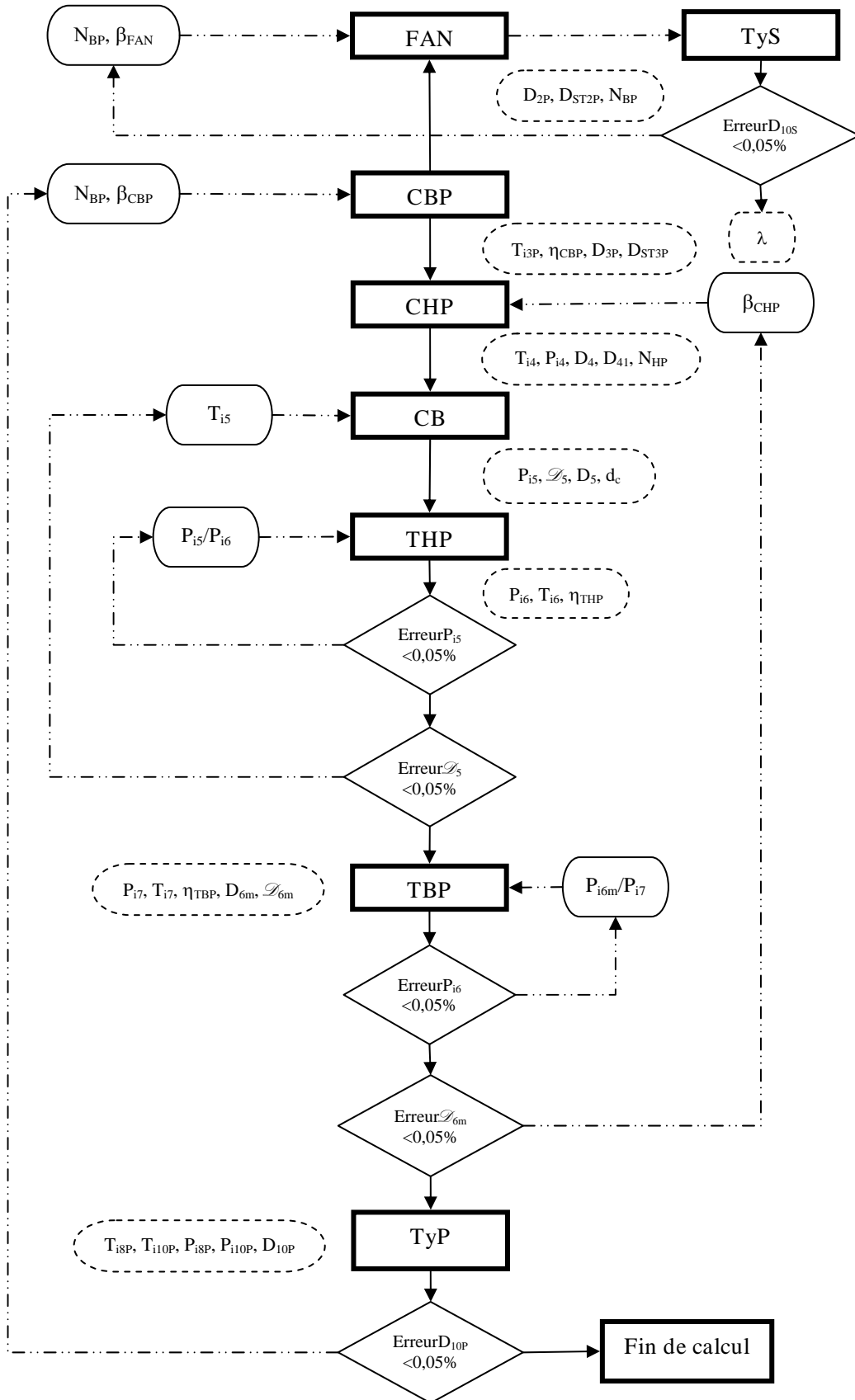


Figure 5.29

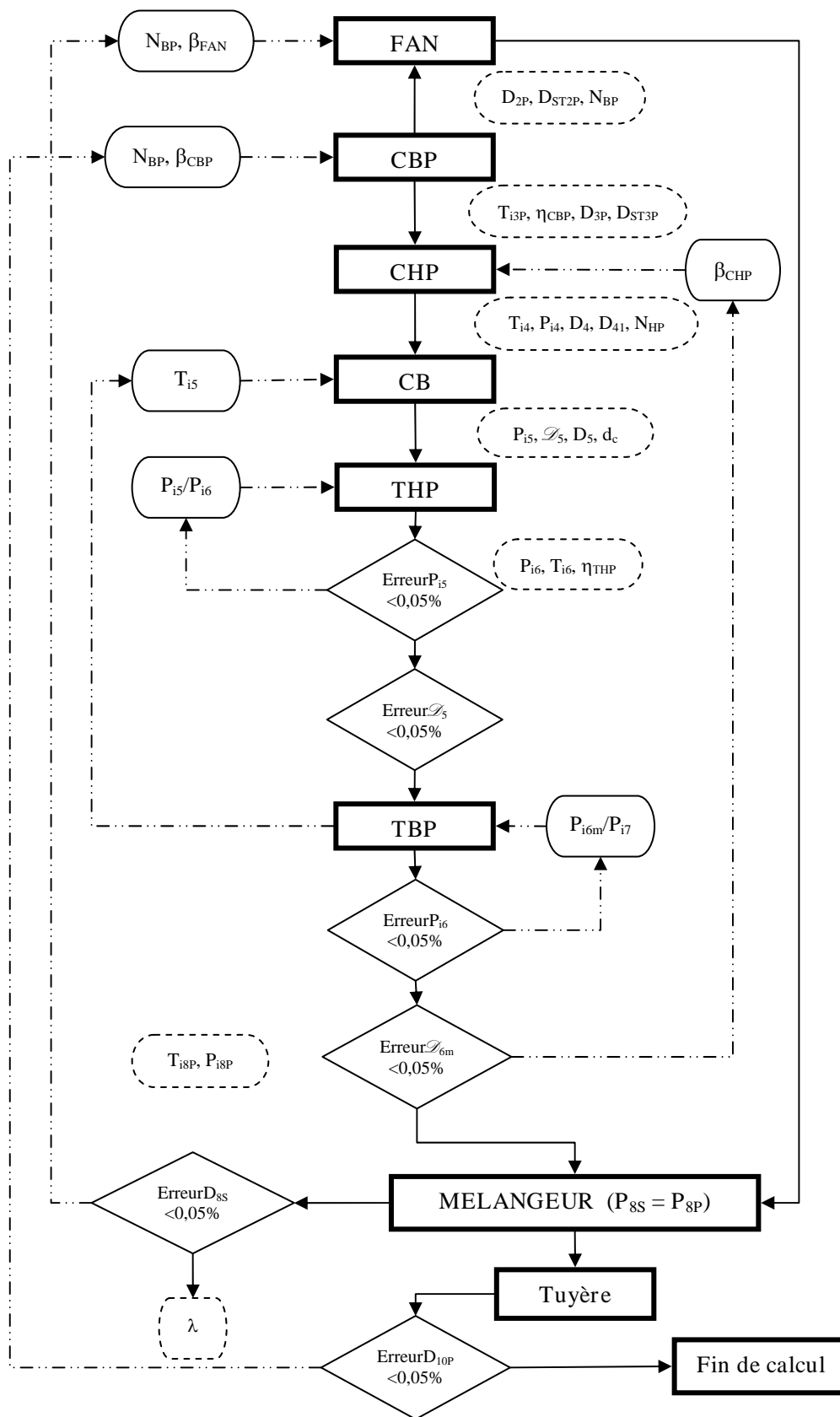
Processus du calcul de fonctionnement hors adaptation
 Turboréacteur mono corps mono flux



Processus du calcul de fonctionnement hors adaptation
Turboréacteur double corps à double flux séparés



Processus du calcul de fonctionnement hors adaptation
 Turboréacteur double corps à double flux mélangés



5.4.2.3 Fonctionnement transitoire

Les calculs du fonctionnement transitoire sont lancés lorsque les utilisateurs cliquent sur le bouton *CALCUL* en bas à droite sur la fenêtre des résultats du fonctionnement hors adaptation (Figure 5.24). La fenêtre des données, figure 5.30 ci-dessous, s'affiche afin de saisir les données pour le calcul.

Données du calcul de fonctionnement transitoire											
Compresseur BP		Chambre de combustion		Turbine HP		Turbine BP		Inerties des Rotors (kg*m²)		Pas de temps (s)	0.1
Mach3	0.2	Mach5	0.5	Mach6	0.32	Mach8	0.3	Basse pression	30	Temps de délai (s)	0
V3 (m³)	0.5	Vol (m³)	0.6	V6 (m³)	0.1	V8 (m³)	0.13	Haute pression	12	Constante de temps (s)	0.1
Temps (s)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Débit de carburant (kg/s)	0.2	0.175	0.145	0.125	0.105	0.086	0.07	0.055	0.05	0.052	0.0
Effets de transfert de chaleur		<input type="button" value="CALCULER"/>									

Figure 5.30 : Fenêtre des données du calcul de fonctionnement transitoire pour un turboréacteur double corps double flux à flux séparés

Les utilisateurs indiquent les valeurs nécessaires, telles que les inerties des rotors, les débits de carburant en fonction du temps, le pas de temps etc., afin de pouvoir effectuer les calculs du fonctionnement. Le bouton *CALCULER* lance le calcul. De plus, sur la fenêtre des données, les utilisateurs peuvent ajouter dans les calculs les effets de transfert de chaleur en cliquant sur le bouton *Effets de transfert de chaleur* et en entrant les données dans la fenêtre affichées ensuite (Figure 5.31 ci-dessous).

Données du calcul des effets de transfert de chaleur							<input type="button" value="CALCULER"/>
Caractéristiques de métal	FAN	Compresseur BP	Compresseur HP	Chambre Combustion	Turbine HP	Turbine BP	
Poids (kg)	70	30	45	15	20	20	
Cp (J/kg/K)	1500	1500	1500	1500	1500	1500	
Convection (W/m²m/K)	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
Superficie (m²)	5	1	3	0.5	2	2	
Température initiale (K)	300	300	300	300	300	300	
Constante du temps (s)	5	5	5	5	5	5	

Figure 5.31 : Fenêtre des données du calcul des effets de transfert de chaleur pour un turboréacteur double corps double flux à flux séparés

Après avoir fini les calculs, l'affichage des résultats apparaît (par exemple la figure 5.32 ci-dessous) ainsi que des courbes associées (Figures 5.33-5.37).

Résultats du fonctionnement transitoire			COURBES		X	Y	Ti3p
Champs de caractéristiques			Débits (kg/s)	Températures (K)	Pressions (Pa)	Temps (s)	dc (kg/s)
FAN			D2F	Ti3f	Pi3f	0	0.245
Dst2T (kg/s)	Pi3/Pi2	NFRelCor	92.155	319.29	138807	0.1	0.239091
99.9992	1.3	1	92.147	319.282	138799	0.2	0.233108
99.9893	1.29992	0.999847	92.1315	319.266	138783	0.3	0.227631
99.9698	1.29977	0.999546	92.1095	319.243	138760	0.4	0.22267
99.9421	1.29956	0.99912	92.0819	319.215	138732		
99.9075	1.29929	0.998596				Rendement (%)	Marge Pompage
Compresseur BP			D2p	Ti3p	Pi3p	Propulsif	Fan (Débit)
Dst2p (kg/s)	Pi3/Pi21	NcbpRelCor	12.287	458.33	416422	16.079	32.1332
9.44498	3	1	12.2846	458.287	416392	15.9351	32.1391
9.44344	2.99996	0.99996	12.2797	458.199	416298	15.7926	32.1506
9.44059	2.99963	0.999584	12.2729	458.071	416145	15.6802	32.167
9.43655	2.99902	0.999194	12.2644	457.899	415940	15.6077	32.1877
9.4315	2.99847	0.998705					
Compresseur HP			D4	Ti4	Pi4	Thermique	Fan (N)
Dst3 (kg/s)	Pi4/Pi3	NchpRelCor	11.3878	712.41	1.66569e+006	41.9716	10.4009
3.77059	4	1	11.3857	711.106	1.66505e+006	42.6255	10.41
3.77039	3.97474	0.999857	11.3816	709.391	1.64136e+006	43.2111	10.4277
3.76984	3.94275	0.99962	11.3759	707.705	1.62223e+006	43.7207	10.4531
3.76896	3.91298	0.99933	11.3696	706.2	1.60597e+006	44.1902	10.4848
3.76775	3.88767	0.99906					
Turbine HP			D5	Ti5	Pi5	Thermoprop	Com BP (Débit)
Dst5*Nr (kg/s)	Pi5/Pi6	NthpRelCor	11.6328	1455	1.5824e+006	6.74862	56.4257
1.67381	2.17676	1	11.6328	1446.43	1.57129e+006	6.79243	56.3948
1.67823	2.16937	1.00277	11.5838	1433.46	1.55713e+006	6.82417	56.354
1.68493	2.16676	1.00696	11.5291	1419.03	1.54375e+006	6.85548	56.307
1.6924	2.16703	1.01163	11.4856	1404.68	1.53107e+006	6.89067	56.2552
1.6998	2.1684	1.01631	11.4554	1391.58	1.51907e+006		
Turbine BP			D6m	Ti6m	Pi6	Poussée (N)	Com BP (N)
Dst6*Nr (kg/s)	Pi6/Pi7	NtbpRelCor	12.1634	1208.07	726954	12889.5	37.1343
3.47138	3.47899	1	12.161	1201.49	724308	12667	37.1115
3.48283	3.49782	1.00258	12.1184	1191.52	718643	12420.6	37.0783
3.49694	3.50579	1.00647	12.0676	1180.43	712380	12199.6	37.0376
3.5114	3.50734	1.01075	12.0233	1169.33	706576	12011.1	36.9907
3.52535	3.50647	1.01499					
Turbine BP			D8p	Ti8p	Pi8p	Cs (kg/N/hr)	Com HP (Débit)
Dst6*Nr (kg/s)	Pi6/Pi7	NtbpRelCor	12.532	895.341	208956	0.0684275	24.4384
3.47138	3.47899	1	12.4731	889.716	207074	0.0679506	25.4807
3.48283	3.49782	1.00258	12.4267	881.201	204987	0.0675642	26.8029
3.49694	3.50579	1.00647	12.401	871.729	203111	0.0671719	28.0318
3.5114	3.50734	1.01075	12.3818	862.248	201407	0.0667242	29.0601
3.52535	3.50647	1.01499					
Turbine BP			D8s	Ti8s	Pi8s	Fs (N*s/kg)	Com HP (N)
Nbp (RPM)	Nhp (RPM)	LAMDA	92.155	319.29	137419	123.413	17.036
12000	16000	7.5002	92.151	319.282	137411	121.295	17.7835
11998.2	15997	7.50104	92.1432	319.266	137395	118.959	18.7378
11994.6	15991.6	7.50273	92.132	319.243	137372	116.874	19.6335
11989.1	15984.8	7.50544	92.1181	319.215	137344	115.109	20.3658

Figure 5.32 : Fenêtre des résultats du fonctionnement transitoire pour un turboréacteur double corps double flux à flux séparés

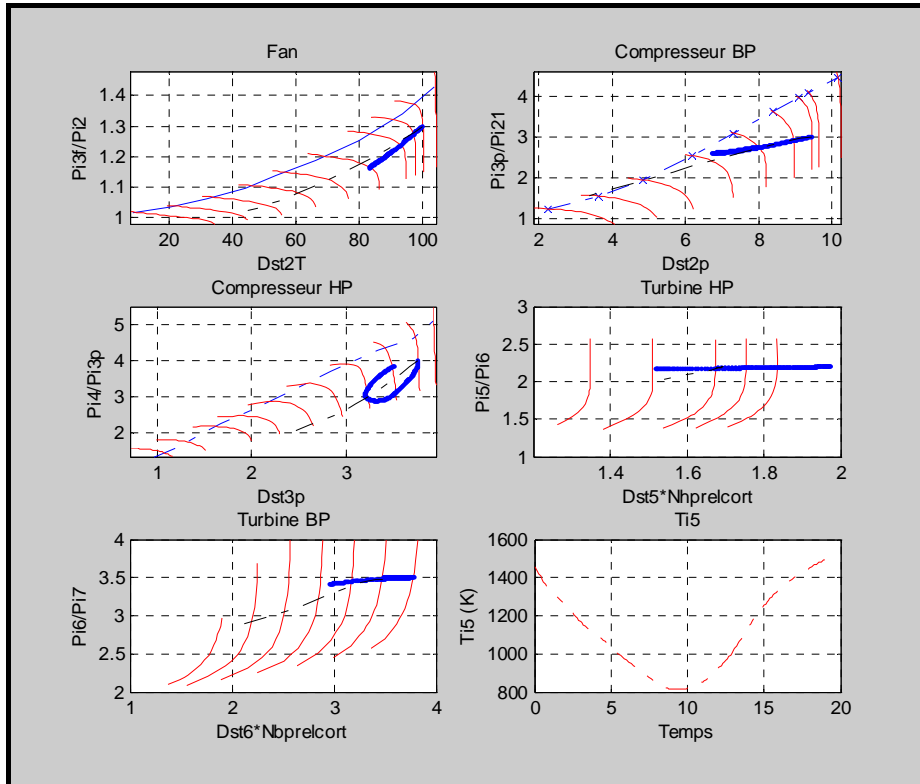


Figure 5.33 : Courbe des champs de caractéristiques d'un turboréacteur double corps double flux à flux séparés

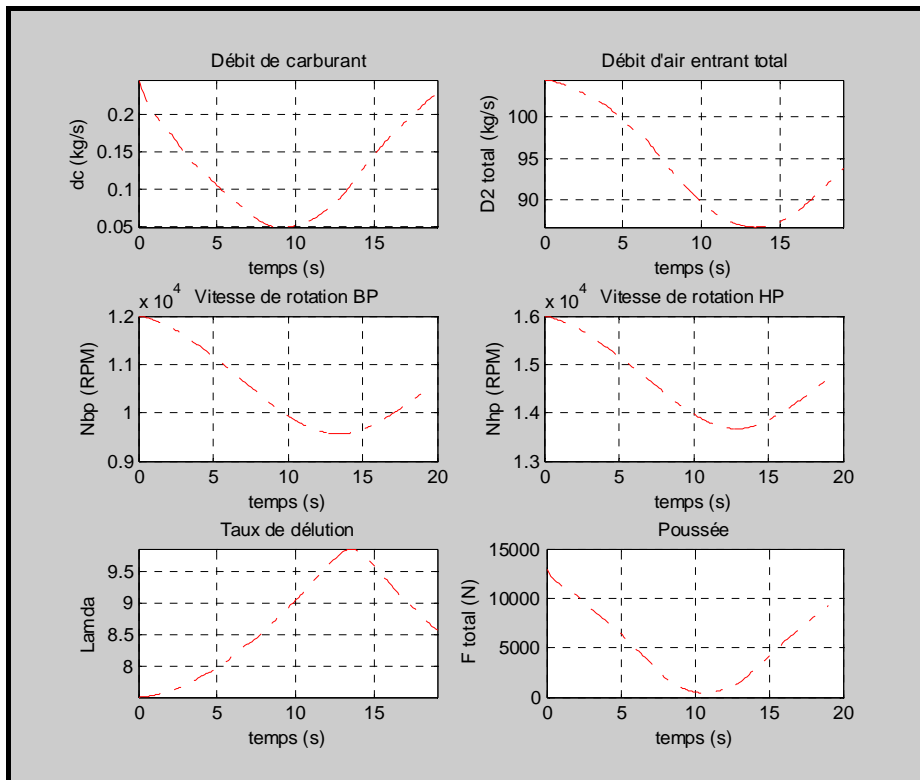


Figure 5.34 : Courbe des valeurs du fonctionnement transitoire d'un turboréacteur double corps double flux à flux séparés

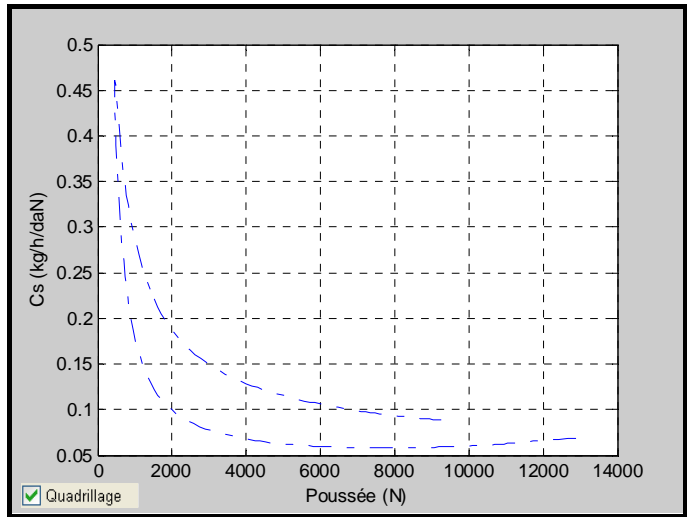


Figure 5.35

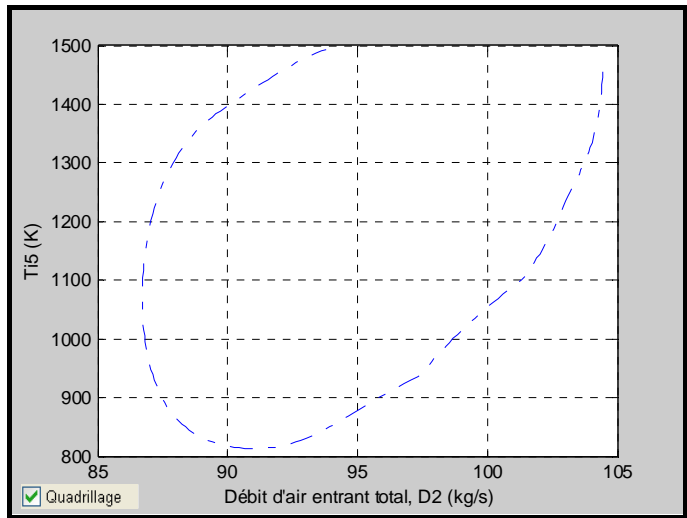


Figure 5.36

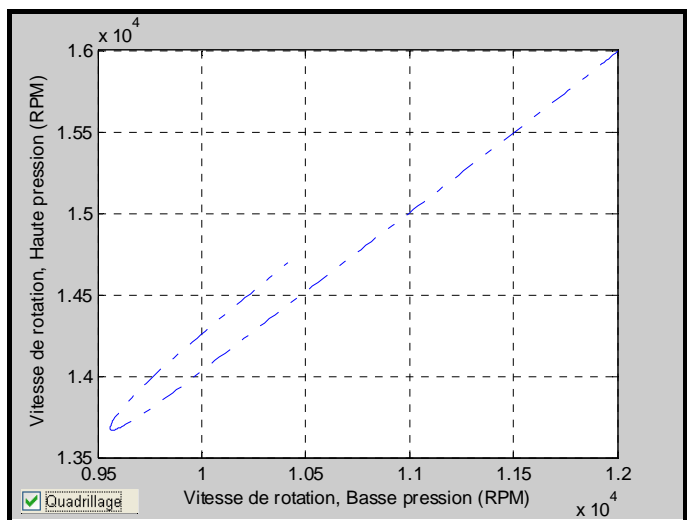
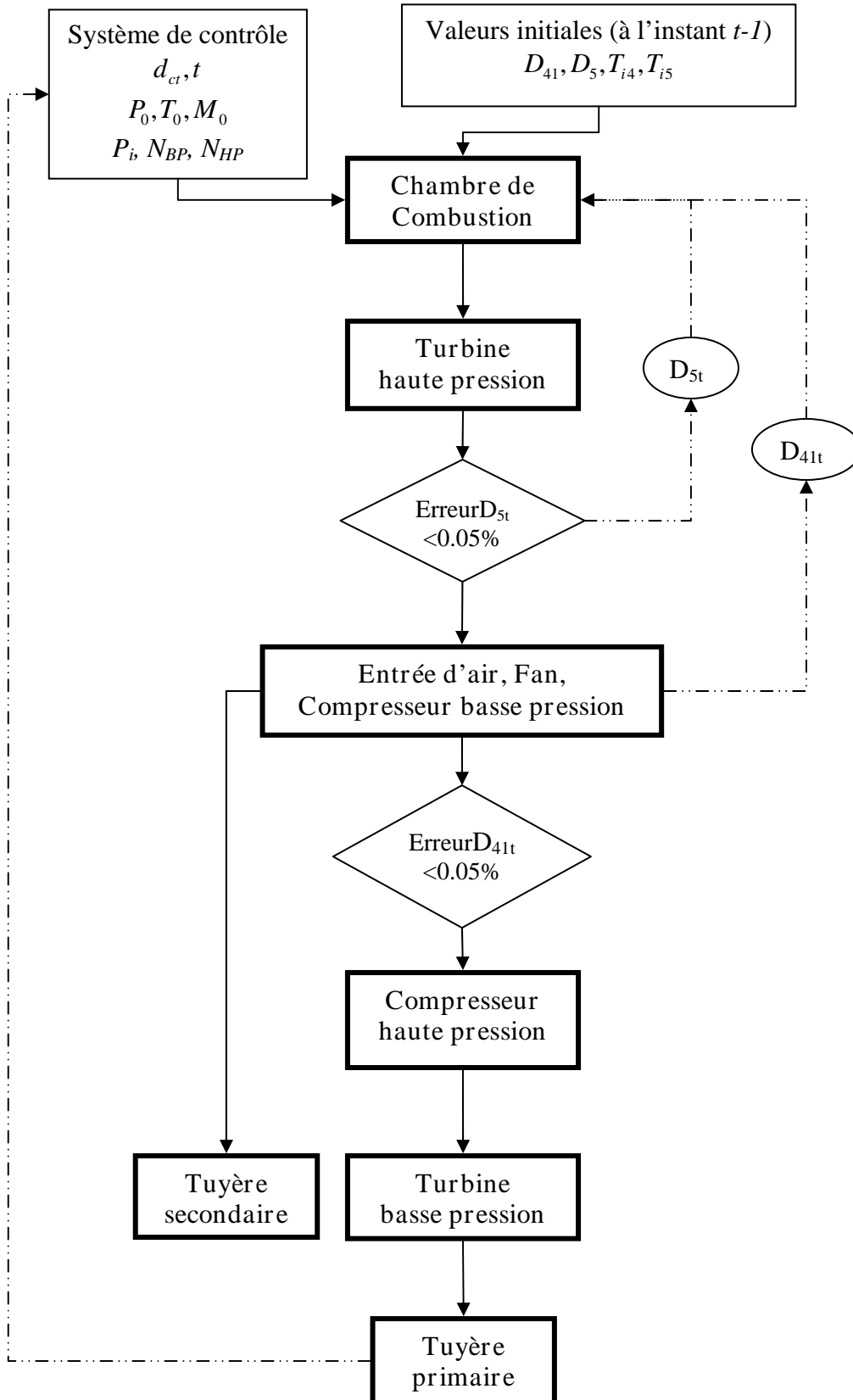


Figure 5.37

Processus du calcul de fonctionnement transitoire
 Turboréacteur double corps à double flux séparés



5.5 Conclusion

Les programmes réalisés au cours de cette thèse permettent de calculer le point de fonctionnement stabilisé, la ligne de fonctionnement hors adaptation et le fonctionnement transitoire pour des turboréacteurs mono/double corps, mono/double flux (à flux séparés ou mélangés) avec ou sans post-combustion et avec tuyère convergente ou convergente/divergente, à section fixée ou variable. Les résultats des calculs de cycles de turboréacteurs, présentés sous forme graphique à travers des fenêtres, peuvent être utilisés pour valider de nombreuses étapes de sa réalisation, à savoir l'analyse des performances, les études, la conception et la fabrication. L'interface de programmation de Matlab permet aux utilisateurs de modifier et d'améliorer les équations directement dans les programmes.

CONCLUSION GENERALE

Ce mémoire présente une étude numérique sur le calcul des fonctionnements de turboréacteurs de configuration variée tels que le point de fonctionnement stabilisé, le fonctionnement hors adaptation et le fonctionnement transitoire. L'objectif de ces travaux est de créer un modèle thermodynamique robuste de turboréacteurs qui est accessible et modifiable pour des applications de recherche publique et des utilisations pédagogiques.

L'étude bibliographique présente les programmes de simulation existants développés depuis des années. Ces programmes ont été codés sous plusieurs langages informatiques selon l'époque où ils ont été créés. D'après l'étude bibliographique, tous les programmes sont développés pour les cas industriels, commerciaux ou de recherches privés. Les sources des programmes ne sont pas partagées et les caractéristiques et les méthodes utilisées ne sont pas communiquées pour les nouveaux chercheurs ou dans le cadre d'étude universitaire.

Le principe du modèle développé dans cette recherche est la composition en composants élémentaires de turboréacteurs en prenant en compte les effets du gaz réel, les pertes mécaniques et aérodynamiques. Dans cette recherche nous avons choisi d'utiliser la méthode simplifiée et les équations mathématiques et aérothermodynamique classiques qui donne les résultats acceptables pour le calcul des fonctionnements et des performances de turboréacteurs aéronautiques avec compresseur axiaux.

Le calcul de fonctionnement stabilisé (le point d'adaptation et la ligne de fonctionnement stabilisé ou le fonctionnement hors adaptation) est basé sur la compatibilité thermodynamique telles que la conservation du débit massique et l'équilibre de puissances entre les compresseurs et les turbines. L'objectif de ce calcul est de calculer les valeurs de paramètres thermodynamiques et les performances du point d'adaptation, qui servent à réaliser et tracer ensuite la ligne de fonctionnement stabilisé sur des conditions très variées du nombre de Mach, d'altitude et de régime avec une géométrie fixe de turboréacteur au point d'adaptation, et qui servent également à calculer les performances et les rendements hors du point d'adaptation.

Le calcul du fonctionnement transitoire s'agit de réaliser le fonctionnement, de calculer les performances de turboréacteurs en phase d'accélération et décélération, et également d'étudier la trajectoire du fonctionnement dans des champs de caractéristiques de compresseur et de turbine, d'étudier des effets et des influences des paramètres caractérisant les composants sur le fonctionnement. Ce calcul est effectué à partir du déséquilibre des puissances du rotor et de la variation des paramètres du turboréacteur avec le temps en définissant la loi temporelle de débit de carburant. La méthode de calcul utilisée dans cette recherche est appelée la méthode de volume ou le modèle aérothermodynamique. Cette méthode prend en compte les effets de volumes intercomposants, les effets de transfert thermique, et également le délai et le décalage du système de combustion.

Le modèle de calcul a été codé sous Matlab qui est un langage de calcul numérique et de visualisation graphique. Matlab offre plusieurs avantages, par exemple, les fonctions mathématiques et les boîtes à outils pour des domaines variés qui sont puissants et l'option de création d'interface graphique utilisateur flexible qui rend le programme plus convivial. A travers les interfaces graphiques utilisateurs, le programme de calcul est présenté sous forme de tableau numérique pour entrer des données et graphique pour afficher des résultats.

Les finalités de ce programme sont pour l'analyse des performances, les études de conception en amont et une meilleure compréhension des fonctionnements des turboréacteurs

PERSPECTEVES

Le programme est créé dans ce travail pour étudier, réaliser et calculer les fonctionnements et les performances de turboréacteurs aéronautique avec compresseurs axiaux. Il est codé sous Matlab avec interfaces graphiques utilisateurs. La source de ce programme est flexible et ouverte pour les personnes ou les chercheurs qui s'intéressent aux turboréacteurs. Ce programme permet d'étudier, de développer et de rajouter des modules, des options ou d'autres effets afin d'agrandir et compléter la fonctionnalité du programme. Par exemple, pour approfondir cette recherche nous pourrions nous intéresser aux effets secondaires de l'effet de l'écoulement tourbillon à l'entrée des turbines et le rajouter dans ce modèle.

Nous pourrions aussi développer le modèle pour qu'il soit capable de réaliser des turboréacteurs avec l'effet d'intégration sur des avions. Nous pourrions également rajouter des options dans ce modèle afin de calculer des géométries détaillées des composants et de réaliser les fonctionnements de turboréacteur équipé de compresseurs centrifuges.

ANNEXE A

EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT STABILISE

A.1 Calcul du point stabilisé d'un turboréacteur double corps à double flux séparés

Afin de commencer le calcul, l'utilisateur choisit un type de turboréacteur à travers la fenêtre de départ grâce aux boutons-poussoirs (Figure A.1).

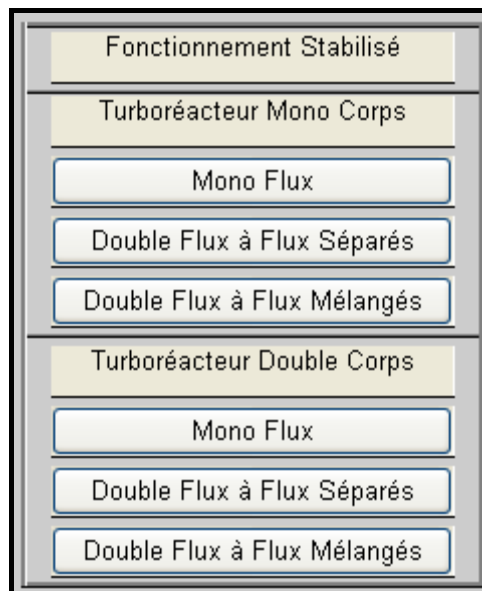


Figure A.1 : Fenêtre de départ

Données du calcul

La fenêtre des données (Figure A.2) se compose de textes éditables à travers lesquels l'utilisateur saisit les valeurs nécessaires, de boutons d'options afin de choisir le fonctionnement des tuyères et du bouton *CALCUE*R afin de lancer le calcul. Ces valeurs sont :

Propriétés de l'atmosphère et du gaz

- Température T_0 (K) et Pression ambiantes P_0 (Pa)
- Constante de gaz R_0 (J/kg/K)
- Nombre de Mach de vol M_0

- Rapport de chaleur spécifique de gaz γ de l'entrée d'air, des compresseurs, des turbines et des tuyères

Point de fonctionnement stabilisé			
T0 (K)	218.82	Poussée (N)	67000
PO (Pa)	23849	Ti5 (K)	1450
RO	287.04	Lambda	9
Mach0	0.8	<input type="button" value="CALCULER"/>	
Rendement mécanique	GAMMA		
Chambre Combustion	1	Entrée d'air	1.4
Rotor BP	1	Canal secondaire	1.4
Rotor HP	1	Compresseur	1.386
		Turbine	1.296
		Tuyère	1.304
Rendement polytropique	Taux de pression		
Fan	0.91	FAN (Pi3F/Pi2)	1.5
Compresseur		Compresseur BP	2.4
BP	0.91	Compresseur HP	16
HP	0.89	Débit de refroidissement (%D2p)	
Turbine		<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
BP	0.92	sortie de la turbine HP	2
HP	0.9	sortie de la turbine BP	2
Perte de charge (%)		post-combustion	1
Entrée d'air	0	Post-Combustion	
4-5	5	<input checked="" type="radio"/> OUI <input type="radio"/> NON	
3F-8S	1	Ti9 (K)	2000
7-8P	1	Rendement	0.95
8P ou 9P-10P	0.5	Perte (%)	3
8S-10S	0.5		
Critère de charge de la turbine HP			
Tous les étages		21	
Vitesse au pied d'aubes (m/s)		500	
Critère de charge de la turbine BP			
Dernier étage		1.7	
Avant-dernier étage		2.7	
Autres étages		18	
Vitesse au pied d'aubes (m/s)		450	
Tuyère primaire			
<input type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)			
<input checked="" type="radio"/> Convergente-Divergente			
<input type="radio"/> Tuyère Adaptée (Psortie=Po)			
<input checked="" type="radio"/> Non Imposée			
Tuyère non adaptée	<input checked="" type="radio"/> Mach10	1.5	
	<input type="radio"/> A10/Acol	--	
Tuyère secondaire			
<input type="radio"/> Convergente (Msortie <= 1)			
<input checked="" type="radio"/> Convergente-Divergente			
<input checked="" type="radio"/> Tuyère Adaptée (Psortie=Po)			
<input type="radio"/> Non Imposée			
Tuyère non adaptée	<input checked="" type="radio"/> Mach10		
	<input type="radio"/> A10/Acol	--	

Figure A.2 : Fenêtre des données du calcul du point stabilisé

Caractéristiques du turboréacteur

- Poussée totale $F_{tot} (N)$
- Température totale du gaz à la sortie de la chambre de combustion $T_{i5} (K)$
- Taux de pression du Fan $\frac{P_{i3F}}{P_{i2}}$, des compresseurs basse pression $\frac{P_{i3}}{P_{i2}}$ et haute pression $\frac{P_{i4}}{P_{i3}}$
- Rendements des rotors η_m et de la chambre de combustion η_{CB}

- Rendements polytropiques des compresseurs η_c et des turbines η_T
- Pertes de charge ε (%) de l'entrée d'air, de la chambre de combustion, des sorties des turbines et des tuyères
- Critères de charge des turbines et les vitesses de rotation au pied d'aubes (m/s)
- Débits de refroidissement ($\% D_{2P}$)
- Post-combustion : Température totale du gaz T_{i9} (K), Rendement η_{PC} et Perte de charge ε_{PC}
- Types et fonctionnement des tuyères : Nombre de Mach à la sortie M_{10}
ou Rapport de section de la sortie au col $\frac{A_{10}}{A_{col}}$

Résultats du calcul

Après avoir appuyé sur le bouton CALCULER sur la fenêtre des données (Figure A.2), la fenêtre dans la figure A.3 ci-dessous apparaît ensuite et permet d'afficher les résultats obtenus à savoir :

- Débits D (kg/s), pressions P_i (Pa) et températures T_i (K) totales du gaz à chaque plan du turboréacteur
- Débits de carburant (kg/s) de la chambre de combustion d_c et de la post-combustion d_{PC}
- Débits de refroidissement d_4, d_6, d_7, d_9 (kg/s)
- Rendements propulsif η_{PR} , thermique η_{TH} et thermopropulsif η_{THP}
- Charges et nombre d'étages des turbines
- Poussée spécifique F_s (m/s) et Consommation spécifique C_s (kg/h/daN)
- Richesses de la chambre de combustion et de la post-combustion
- Puissances (kW)
- Pressions statiques P_{10} (Pa) et températures T_{10} (K) statiques, Rapports de pression totale à pression ambiante $\frac{P_{i10}}{P_0}$, Vitesses (m/s) et Nombres de Mach du gaz aux sorties des tuyères
- Sections des sorties A_{10} (m²) et des cols des tuyères A_{col} (m²)

Valeur du point de fonctionnement stabilisé									
Hors Adaptation		Calculer les pertes dans la tuyère primaire				Calculer les pertes dans la tuyère secondaire			
Débit (kg/s)		Pression (Pa)		Température (K)		Tuyère primaire Non Adaptée		Tuyère secondaire Adaptée	
D2p	38.3947	Pi2	36354	Ti2	246.829				
D2f	345.553	Pi3	87249.6	Ti3	325.005	Poussée (N)	27987.8	Poussée (N)	39012.2
D3	38.3947	Pi3f	54531	Ti3f	280.387	P10 (Pa)	14073.9	P10 (Pa)	23849
D41	36.604	Pi41	1.39599e+006	Ti41	772.438	T10 (K)	1481.97	T10 (K)	222.334
D5	36.3044	Pi5	1.32619e+006	Ti5	1450	Pi10/P0	2.08418	Pi10/P0	2.25233
D7	37.9433	Pi6	285596	Ti6	1047.4	V10 (m/s)	1190.96	V10 (m/s)	350.128
D8	38.7112	Pi7	52020.7	Ti7	698.614	M10	1.5	M10	1.17135
D9	40.4247	Pi8	51500.5	Ti8	700.053	A10 (m²)	1.17699	A10 (m²)	2.77558
D10p	40.8087	Pi9	49955.5	Ti9	2000	Acol (m²)	0.98997	Acol (m²)	2.71428
D10s	345.553	Pi10p	49705.7	Ti10p	1988.81				
dc	0.70041	Pi10s	53715.7	Ti10s	280.387	Charge de la turbine (kJ/kg)		Rendement (%)	
dpc	1.71351	Puissance (kW)				Turbine HP	491.696	Propulsif	43.3606
d4	0.870985	Rotor HP	17850.7			Turbine BP	386.021	Thermique	39.5708
d6	0.767895	Rotor BP	14646.9			Nombre d'étages		Richesse	
d7	0.767895	Fs (N/kg/s)	174.503			Turbine HP	2	dc/D2P	0.0182423
d9	0.383947	Cs (kg/h/daN)	0.376339			Turbine BP	4	dpc/D2P	0.0446289

Figure A.3 : Fenêtre des résultats du calcul du point stabilisé

A.2 Calcul de tuyère en écoulement réel

Données

Les boutons *Calculer les pertes dans la tuyère primaire* ou *secondaire* dans la figure A.3 permettent à l'utilisateur d'effectuer le calcul du fonctionnement de la tuyère en écoulement réel.

Mach sortie	3.5	Cfe sortie	0.0018223
Patm (Pa)	100000	Pmax (Pa)	48391.3
Re sortie	2.82053e+006	r col (m)	0.150867
Décollement dans la tuyère primaire			
Les données pour calculer le point de décollement (Xdécollé)			
Fonction de la paroi ($Y=Xt * \tan(\theta)+c$)			
<input checked="" type="radio"/> Angle d'ouverture (theta, degré)	15		
<input type="radio"/> Longueur de la partie divergente (xt, m)	--		
Point X1 (m)	0.75		
Point X2 (m)	0.8		
R courbure (m)	0.5		
COUCHE LIMITE			
Le profil de vitesse			
$U/Ue = t * (y/\delta)^{1/n}$			
t	1		
n	7		
Calculer Le Point du décollement--La Poussée Corrigée--La Poussée Totale			

Figure A.4 : Fenêtre des données du calcul de tuyère en écoulement réel

Les données à spécifier dans la fenêtre des données (Figure A.4) sont

- Angle d'ouverture θ (degré) ou Longueur de la partie divergente de tuyère X_t (m)
- Points X_1 et X_2 afin de trouver la position de décollement $X_{décollée}$
- Rayon courbure (m)
- Constantes du profil de vitesse de la couche limite (t et n)

Résultats

Ainsi, la figure A.5 nous permet de connaître les résultats du calcul :

- Coefficients de correction de débit C_{DV} , $C_{D\gamma}$, $C_{D\delta}$ et C_{DK}
- Section effective du col $A_{col,ef}$ (m^2)
- Pression moyenne \bar{P} (Pa)
- Pressions statiques maximales P_{max} et Nombres de Mach Mx aux points X_1 et X_2
- Position (X décollé), Pression statique (P décollé), Section (A décollé) et Nombre de Mach ($Mach$ décollé) au point du décollement
- Angle d'ouverture (degré) ou Longueur de la partie divergente de tuyère
- Epaisseurs de la couche limite δ_1 et δ_2
- Poussées corrigées et Poussées totale de l'écoulement plan et de l'écoulement conique

Correction du débit		Pmax1 (Pa)	24498.2	Couche Limite	
CDv	1.00001	Mx1p	1.46286	Delta 1 (mm)	5.26203
CDgamma	1.0035	Pmax2 (Pa)	23696.3	Delta 2 (mm)	2.71235
CDdelta	0.996561	Mx2p	1.49081	Poussée (N)	
rc/Rc	0.561353	X décollé (m)	0.440482	Ecoulement plan	
Rei col	686609	P décollée (Pa)	14371.8	F corrigée	63887.1
CDk	0.989027	Mach décollé	1.48559	F totale	36300.9
Acol,ef (m*m)	0.979164	Y décollé (m)	0.606046	Ecoulement conique	
(Pa/Pi)*(Ae-Ai)/Acol	0.435387	A décollé (m*m)	1.15388	F corrigée	63887.6
1-(P/Pa)cos(theta/2)	0.123259	Angle d'ouverture (degré)	5.7936	F totale	36301.4
P moyenne (Pa)	20936.1				

Figure A.5 : Fenêtre des résultats du calcul de tuyère en écoulement réel

ANNEXE B

EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION

Calcul de la ligne de fonctionnement hors adaptation d'un turboréacteur mono corps mono flux

Après avoir calculé le point du fonctionnement stabilisé, l'utilisateur peut ensuite effectuer le calcul du fonctionnement hors adaptation en cliquant sur le bouton *HORS ADAPTATION* dans la fenêtre des résultats du calcul du point stabilisé (Figure A.3).

Données :

Les valeurs du point du fonctionnement stabilisé sont affichées (Figure B.1) afin d'en avoir une vue d'ensemble. Le nombre de point de la ligne de fonctionnement et le pas d'iso-vitesse du champ de caractéristiques du compresseur doivent être complétés afin de pouvoir lancer le calcul.

Valeurs du point de fonctionnement stabilisé					
Champ du compresseur		Champ de la turbine		CALCULER	
Débit (kg/s)		Pression (Pa)		Température (K)	
D2	33.4122	Pi2	107853	Ti2	293.337
D4	30.9836	Pi4	1.29424e+006	Ti4	643.648
D5	31.7036	Pi5	1.22953e+006	Ti5	1450
D7	32.4616	Pi7	401790	Ti7	1133.45
D8	34.1322	Pi8	397772	Ti8	1111.28
D10	34.1322	Pi10	395783	Ti10	1111.28
Vitesse (RPM)	14284	Rendement (%)		Pi4/Pi2	12
Richesse	0.0215492	Propulsif	38.3008	Dst2 (kg/s)	31.671
Poussée (N)	25104.9	Thermique	23.3451	Pi5/Pi7	3.06013
Cs (kg/h/daN)	1.03248	Thermo Propulsif	8.94137	Dst5*N (kg/s)	5.96543
Fs (m/s)	751.368	A10 (m*m)	0.0720719	Nombre de point	15
dc (kg/s)	0.720005	Puissance (kW)	11977.1	Pas d'Iso Vitesse du compresseur	0.022
Rendement Com	0.89	d4 (kg/s)	0.757956		
Rendement Tur	0.9	d7 (kg/s)	1.67061		

Figure B.1 : Fenêtre des données du calcul de la ligne du fonctionnement hors adaptation

Champ de caractéristiques du compresseur et de la turbine

Les boutons *Champ du compresseur* et *Champ de la turbine* dans la figure B.1 permettent d'accéder aux fenêtres B.2 et B.4 respectivement. A travers ces fenêtres, nous pouvons tracer les courbes de champ de caractéristiques (Figures B.3 et B.5). De plus nous pouvons choisir les lignes iso-vitesse à tracer et les lignes Beta peuvent être ou ne pas être tracées.

Tracer les courbes		Lignes Beta		Champ de la turbine											
Vitesses de rotation relative corrigée	Ligne de pompage	Champ de caractéristiques													
		Débits		Pressions		Débits standards entrés			Rapports des pressions			Rendements			
<input checked="" type="checkbox"/>	0.5	5.952267328	2.916135	9.815547471	9.669573423	9.50319684	9.335	2.078655	2.17152	2.257005	2.33859	0.677552303	0.695736716	0.706956592	0.71
<input checked="" type="checkbox"/>	0.6	8.270057754	3.778515	12.72680693	12.62863095	12.51992768	12.36	2.66667	2.80026	2.929095	3.0441	0.694730707	0.716022396	0.736277993	0.74
<input checked="" type="checkbox"/>	0.7	11.53109927	5.108805	16.80135113	16.7697976	16.66460027	16.53	3.63522	3.832605	4.00839	4.17549	0.749663939	0.774478701	0.793242326	0.80
<input checked="" type="checkbox"/>	0.75	13.75246196	6.0933	19.33829635	19.29036133	19.23491342	19.13	4.324065	4.548165	4.76838	4.972515	0.786248705	0.805395684	0.821496552	0.83
<input checked="" type="checkbox"/>	0.8	16.42966399	7.36413	22.29952737	22.25219235	22.15308082	22.04	5.211375	5.472795	5.71536	5.952975	0.824325083	0.838923618	0.850703983	0.86
<input checked="" type="checkbox"/>	0.85	19.96595546	9.18405	24.93426113	24.86889707	24.80312357	24.73	6.076275	6.36543	6.652845	6.93852	0.847595707	0.855844337	0.862142438	0.87
<input checked="" type="checkbox"/>	0.9	23.75998605	11.315445	27.32958875	27.29003522	27.2559544	27.21	6.924195	7.257765	7.58631	7.9137	0.849357064	0.85900087	0.868991005	0.87
<input checked="" type="checkbox"/>	0.95	27.63202633	13.681515	29.71838642	29.69384479	29.66929371	29.63	7.82826	8.197695	8.56644	8.931825	0.846248788	0.856993061	0.865716955	0.87
<input checked="" type="checkbox"/>	1	30.6025467	15.627405	31.79686522	31.78964387	31.77932603	31.76	8.66238	9.06882	9.47352	9.876315	0.828510894	0.842321999	0.853915868	0.86
<input checked="" type="checkbox"/>	1.05	32.95610535	17.2497	33.25678524	33.24538855	33.23048591	33.21	9.27468	9.70056	10.124505	10.548435	0.803872629	0.811425739	0.819787	0.82

Figure B.2 : Fenêtre des données du champ de caractéristiques du compresseur

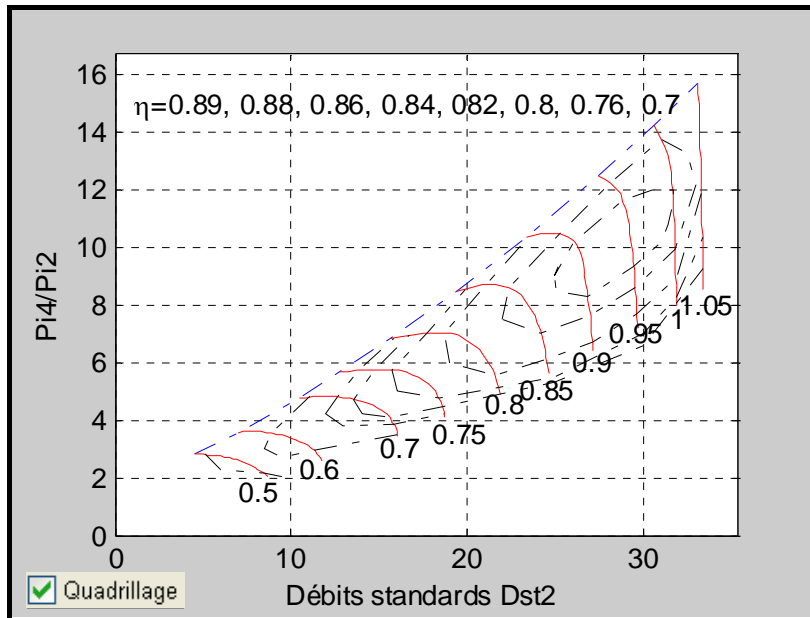


Figure B.3 : Champ de caractéristiques du compresseur

Tracer les courbes		Champ de caractéristiques de la turbine											
Vitesse de rotation relative corrigée		(Debit standard 5)*(Nrel corrigé)				Rapport de pression P5/P16				Rendement			
<input checked="" type="checkbox"/>	0.8	4.381631219	4.506747765	4.609913835	4.688	1.530609012	1.64831937	1.766029728	1.883	0.862835309	0.864593473	0.866298042	0.866
<input checked="" type="checkbox"/>	0.9	4.926543552	5.058978684	5.173692716	5.262	1.546450496	1.670040143	1.793629791	1.917	0.874280063	0.877431546	0.880748818	0.883
<input checked="" type="checkbox"/>	1	5.482526551	5.625145308	5.743642822	5.826	1.56539011	1.693058014	1.820725918	1.948	0.875566196	0.883541002	0.890451982	0.896
<input checked="" type="checkbox"/>	1.05	5.756652878	5.906402573	6.030824963	6.118	1.576021791	1.705053443	1.834085095	1.963	0.880194162	0.887875246	0.894759398	0.901
<input checked="" type="checkbox"/>	1.1	6.074801795	6.21069506	6.322031624	6.399	1.587428093	1.717373221	1.847318348	1.977	0.881015655	0.889322756	0.895875807	0.902
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													
<input type="checkbox"/>													

Figure B.4 : Fenêtre des données du champ de caractéristiques de la turbine

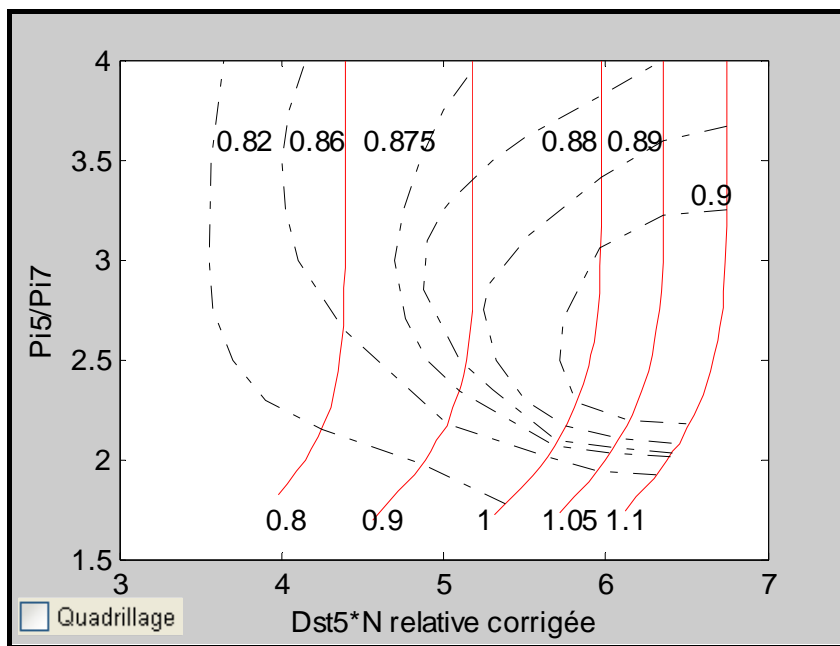


Figure B.5 : Champ de caractéristiques de la turbine

Les valeurs de ces champs de caractéristiques sont rangées sous forme de tableau (Figure B.6) en fonction de β et de vitesses réduites et gardées en mémoire afin de faciliter le calcul.

β \ N/\sqrt{T}	0.5	0.6	0.7	0.75
1	9.8155	12.7268	16.8013	19.3382
2	9.6695	12.6286	16.7697	19.2909
3	9.5031	12.5199	16.6646	19.2349
4	9.3351	12.3656	16.5383	19.1331
5	9.1626	12.1973	16.3981	19.0069

Figure B.6 : Exemple du Tableau des valeurs de rapport de pressions en fonction de β et de la vitesse réduites

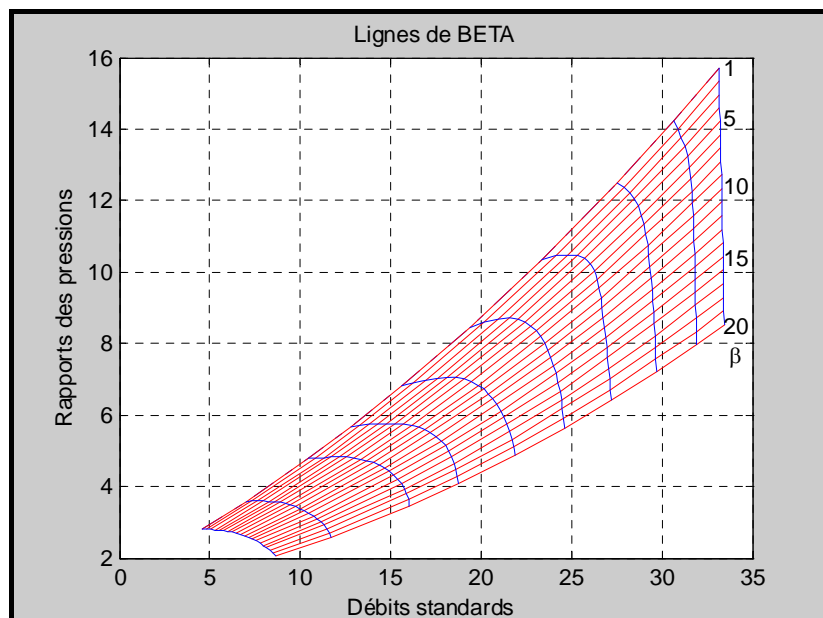


Figure B.7 : Lignes de Beta

Résultats du calcul du fonctionnement hors adaptation

Le calcul est effectué lorsque l'utilisateur clique sur le bouton CALCULER dans la fenêtre des données (Figure B.1). La fenêtre des résultats du calcul et les champs de caractéristiques du compresseur et de la turbine avec des points de fonctionnement stabilisé s'affichent ensuite et nous permet de connaître les résultats du calcul avec les barres de défilement par lesquels l'utilisateur peut voir les valeurs de chaque point sur la ligne de fonctionnement.

Débit (kg/s)	Pression (Pa)	Température (K)	Vitesse de Rotation (RPM)	Rendements (%)	Marge Pompage (%)
D2	Pi2	Ti2		Propulsif	Compresseur
33.4122 32.3697 31.3299	107853	293.337	0 13969.8 13655.5	36.3008 38.4777 38.6796	Débit constant 39.6717 40.4181 41.56 42.3159 42.9894 44.0957 45.212
D4	Pi4	Ti4	Poussée (N)	Thermique	
30.9836 30.1571 29.3373	1.29424e+00E 1.23561e+00E	643.648 633.093 622.358	25104.9 23443.9 21755.4	23.3451 23.3258 23.3341	N constant 34.7752 35.0394 35.28 35.1899 34.8541 34.7086 34.9773 35.2922 36.6591
D5	Pi5	Ti5	Cs (kg/h/daN)	Thermo Propulsif	
31.7036 30.8244 29.9506	1.22953e+00E 1.17245e+00E	1450 1406.68 1359.14	1.03248 1.02468 1.01479	8.94137 8.97521 9.02555	
D7	Pi7	Ti7	Fs (N/kg/s)	Combustion	
32.4616 31.4004 30.3604	401790 382495 362344	1133.45 1100.99 1064.55	751.368 724.255 694.397	99.6 99.5688 99.5233	
D8	Pi8	Ti8	dc (kg/s)	Pi10/Po	d4 (kg/s)
34.1322 33.0189 31.9269	397772 378252 358293	1111.28 1079.71 1044.36	0.720005 0.667294 0.613256	3.90608 3.71448 3.51834	0.757956 0.594069 0.426068
D10	Pi10	Ti10	Puissance (kW)	V10 (m/s)	d7 (kg/s)
34.1322 33.0189 31.9269	395783 376369 356496	1111.28 1079.71 1044.36	11977.1 11242.6 10527.1	593.933 583.527 571.725	1.67061 1.61848 1.56649

COMPRESSEUR		TURBINE		COURBES	
Pi4/Pi2	Dst2 (kg/s)	Pi5/Pi7	Dst5*Nr_cor (kg/s)	X	Poussée
12 11.4564 10.9141 10.3715 9.82896	31.671 30.6828 29.6972 28.6329 27.5387	3.08013 3.06105 3.07386 3.08669 3.09218	5.96543 5.91819 5.87936 5.83047 5.77759	Y	dc
Rendement Polytropique	Nc Relative Corrigée	Rendement Polytropique	Nt Relative Corrigée	Tracer	
0.89 0.892852 0.895678 0.896238 0.89595	1 0.978 0.956 0.934 0.912	0.9 0.89723 0.894365 0.890813 0.887278	1 0.991775 0.985014 0.976501 0.967294	FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE	
CALCUL					

Figure B.8 : Fenêtre des résultats du calcul

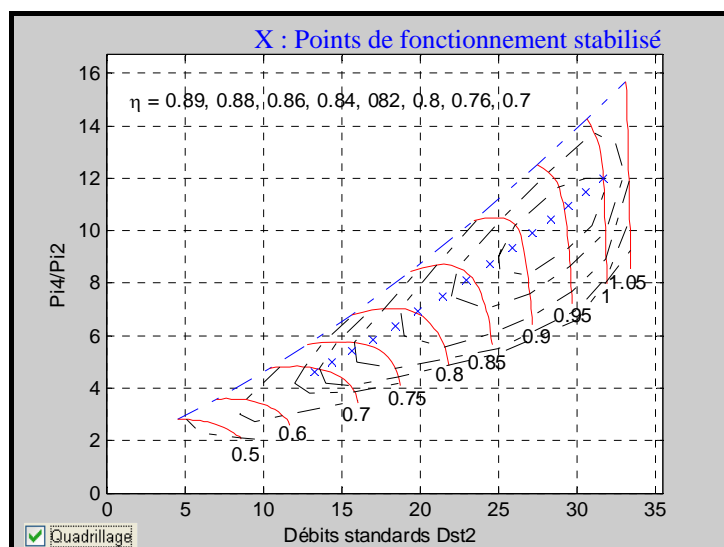


Figure B.9 : Points de fonctionnement stabilisé sur le champ de caractéristiques du compresseur

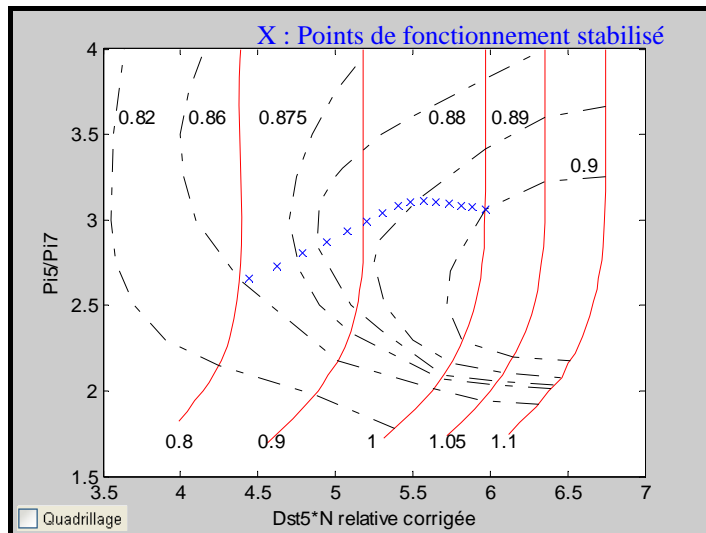


Figure B.10 : Points de fonctionnement stabilisé sur le champ de caractéristiques de la turbine

La fenêtre des résultats du calcul (Figure B.8) fournit en bas à droite des valeurs avec les menus déroulants à travers lesquels l'utilisateur peut choisir deux valeurs pour tracer une courbe, par exemple les figure B.11-B.13

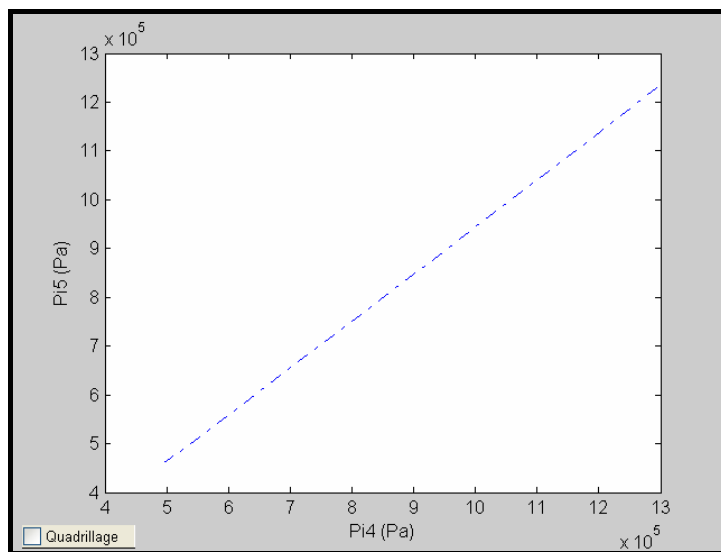


Figure B.11 : Courbe de variation entre P_{i5} et P_{i4}

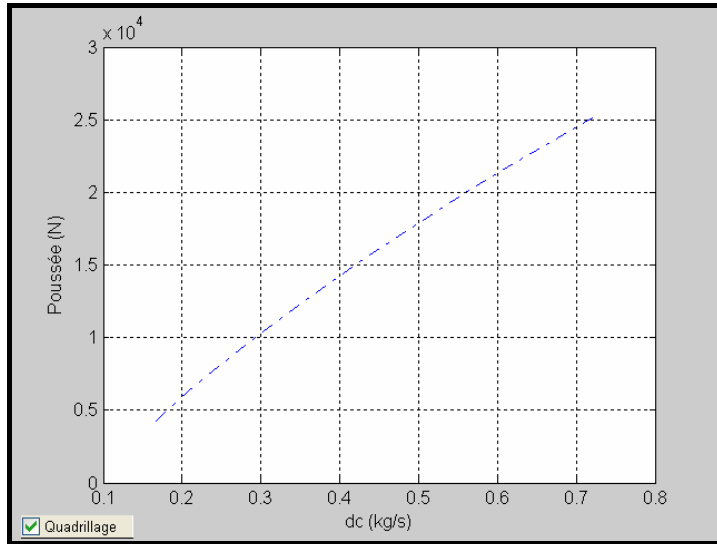


Figure B.12 : Courbe de variation entre Débits de carburant et Poussées

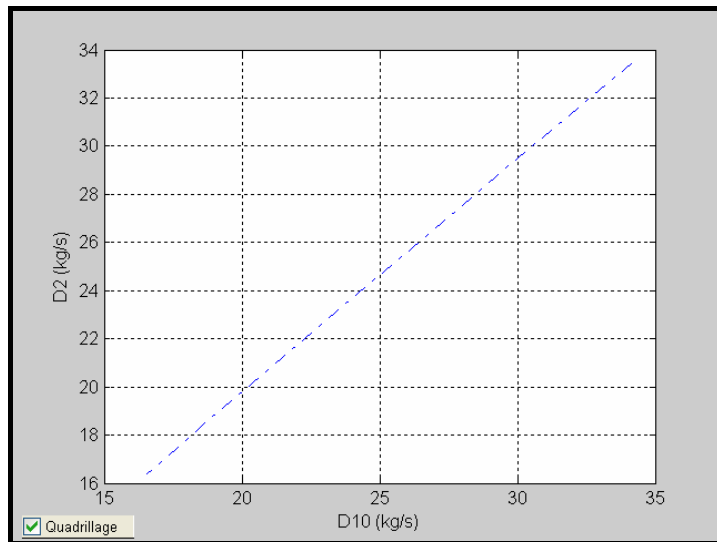


Figure B.13 : Courbe de variation entre Débits entrant et sortant du turboréacteur

ANNEXE C

EXEMPLE D'APPLICATION DU FONCTIONNEMENT TRANSITOIRE

Calcul du fonctionnement transitoire d'un turboréacteur double corps double flux à flux mélangés

Le calcul du fonctionnement transitoire pourra être effectué après avoir calculé la ligne de fonctionnement stabilisé. Des textes éditables permettent la saisie directe des valeurs. Lorsque l'utilisateur appuie sur le bouton *CALCULER* en bas à droite sur la fenêtre des résultats du calcul du fonctionnement hors adaptation (Figure B.8), la fenêtre des données afin de calculer le fonctionnement transitoire (Figure C.1 ci-dessous) s'affiche.

Données du calcul de fonctionnement transitoire											
Compresseur BP		Chambre de combustion		Turbine HP		Turbine BP		Inerties des Rotors (kg·m ²)		Pas de temps (s)	0.1
Mach3	0.2	Mach5	0.5	Mach6	0.32	Mach8	0.3	Basse pression	30	Temps de délai (s)	0
V3 (m ³)	0.5	Vol (m ³)	0.6	V6 (m ³)	0.1	V8 (m ³)	0.13	Haute pression	12	Constante de temps (s)	0.1
Temps (s)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Débit de carburant (kg/s)	0.2	0.175	0.145	0.125	0.105	0.086	0.07	0.055	0.05	0.052	0.0
Effets de transfert de chaleur		<input type="button" value="CALCULER"/>									

Figure C.1 : Fenêtre des données du calcul de fonctionnement transitoire

Les données de ce calcul sont

- Nombres de Mach à la sortie du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine
- Volumes intercomposants considérés (Volume entre les compresseurs basse pression et haute pression $V3$ (m³), Volume de la chambre de combustion, Volume entre les turbines basse pression et haute pression $V6$ (m³), Volume entre la sortie de turbine basse pression et l'entrée de tuyère $V8$ (m³))
- Inerties des rotors à basse pression et à haute pression I (kg · m²)
- Pas de temps du calcul (s)

- Temps de délai (s) et Constante de temps du système de combustion t_c (s)
- Débits de carburant en fonction du temps

Le tableau ci-dessous présente un exemple des valeurs de débit de carburant en fonction du temps.

Temps (s)	Débit de carburant (kg/s)
1	0.2
2	0.175
3	0.145
4	0.125
5	0.105
6	0.086
7	0.07
8	0.055
9	0.05
10	0.052
11	0.06
12	0.074
13	0.093
14	0.12
15	0.146
16	0.17
17	0.19
18	0.21
19	0.228

Le bouton *Effets de transfert de chaleurs* est utilisé pour accéder à la fenêtre des données (Figure C.3) de ces effets et pour que le calcul les prenne en compte.

Données du calcul des effets de transfert de chaleur						CALCULER
Caractéristiques de métal	FAN	Compresseur BP	Compresseur HP	Chambre Combustion	Turbine HP	Turbine BP
Poids (kg)	70	30	45	15	20	20
Cp (J/kg/K)	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Convection (W/m²m/K)	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Superficie (m²m)	5	1	3	0.5	2	2
Température initiale (K)	300	300	300	300	300	300
Constante du temps (s)	5	5	5	5	5	5

Figure C.3 : Fenêtre des données du calcul des effets de transfert de chaleur

Le calcul est lancé lorsque l'utilisateur appuie sur le bouton *CALCULER* dans la fenêtre des données (Figure C.1 ou Figure C.3).

Résultats du fonctionnement transitoire							Tracer
Champs de caractéristiques			Débits	Températures	Pressions	Temps (s)	dc (kg/s)
FAN			D2f (kg/s)	Ti3f (K)	Pi3f (Pa)	0	0.245
Dst2T (kg/s)	Pi3f/Pi2	NFRelCor	92.155	319.29	138807	0.1	0.239091
99.9992	1.3	1	92.147	319.282	138799	0.2	0.233108
99.9893	1.29992	0.999847	92.1314	319.266	138783	0.3	0.227631
99.9698	1.29977	0.999546	92.1093	319.243	138760	0.4	0.22262
99.9421	1.29956	0.99912	92.0817	319.215	138732		
99.9175	1.29939	0.99866					
Compresseur BP			D2p (kg/s)	Ti3 (K)	Pi3 (Pa)	Mélangeur	Poussée (N)
Dst2p (kg/s)	Pi3/Pi21	NcbpRelCor	12.287	458.33	416422	134671	12841.1
9.44488	3	1	12.2846	458.287	416392	134663	12836.5
9.44062	2.99996	0.99986	12.2798	458.197	416299	134647	12827.6
9.43661	2.99904	0.999199	12.2731	458.068	416148	134625	12815
9.43159	2.9987	0.998714	12.2646	457.904	415946	134597	12799.1
Compresseur HP			D4 (kg/s)	Ti4 (K)	Pi4 (Pa)	Ti8m (K)	0.0686857
Dst3 (kg/s)	Pi4/Pi3	NchpRelCor	11.3878	712.41	1.66569e+006	390.491	0.067093
3.77059	4	1	11.3857	711.106	1.65505e+006	389.533	0.0654205
3.77039	3.97474	0.999657	11.3817	709.387	1.64136e+006	388.149	0.0639463
3.76985	3.94274	0.999622	11.376	707.699	1.62677e+006	386.616	0.0626163
3.76898	3.91295	0.999334	11.3698	706.19	1.61231e+006	385.067	0.061313
3.76778	3.88764	0.99917					
Turbine HP			D5 (kg/s)	Ti5 (K)	Pi5 (Pa)	Mach 8m	122.95
Dst5*Nr (kg/s)	Pi5/Pi6	NthpRelCor	11.6328	1455	1.5824e+006	0.334049	122.918
1.67381	2.17676	1	11.6328	1455	1.5824e+006	0.334049	122.918
1.67823	2.16937	1.00277	11.5838	1446.43	1.57129e+006	0.354602	122.857
1.68493	2.16676	1.00696	11.5291	1433.46	1.55713e+006	0.371366	122.77
1.6924	2.16703	1.01163	11.4857	1419.02	1.54272e+006	0.384625	122.66
1.69999	2.1684	1.01632	11.4554	1404.67	1.52811e+006	0.394879	122.55
Turbine BP			D6m (kg/s)	Ti6m (K)	Pi6 (Pa)	Mach 8p	Rendements (%)
Dst6*Nr (kg/s)	Pi6/Pi7	NtbpRelCor	12.1634	1208.07	726954	0.3	31.2996
3.47138	3.47699	1	12.161	1201.49	724308	0.301594	31.3659
3.48263	3.49782	1.00258	12.1184	1191.52	718643	0.301814	31.4377
3.49694	3.50579	1.00647	12.0676	1180.43	712382	0.301269	31.5292
3.51141	3.50735	1.01075	12.0233	1169.32	706578	0.300461	31.6231
3.52537	3.50647	1.015					
Nbp (RPM)			Nhp (RPM)			LAMDA	
12000	16000	7.5	92.155	319.29	137419		6.72325
11998.2	15997	7.50104	92.147	319.282	137411		6.88335
11994.6	15991.6	7.50268	92.1314	319.266	137395		7.04778
			92.1093	319.243	137372		7.20128
			92.0817	319.215	137344		7.34486
							17.036
							17.7835
							18.7378
							19.6335
							20.3859

Figure C.4 : Fenêtre des résultats

La fenêtre des résultats du calcul (Figure C.4) et les courbes des lignes du fonctionnement s'affichent instantanément lorsque le calcul est

terminé. La fenêtre de résultats se présente sous forme de barres de défilement pour que l'utilisateur puisse visualiser les valeurs du calcul.

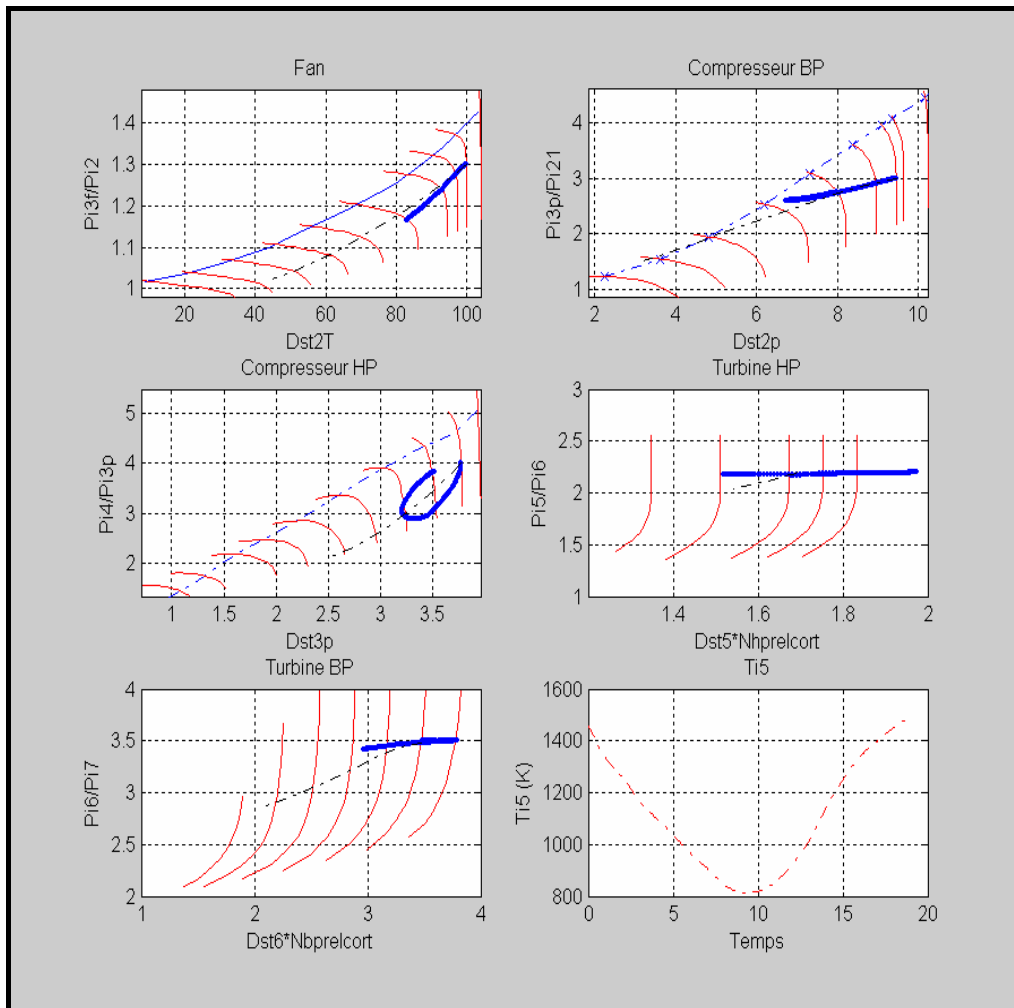


Figure C.5 : Courbes des lignes de fonctionnement transitoire

La figure C.5 ci-dessus présente les lignes du fonctionnement transitoire sur les champs de caractéristiques des compresseurs et des turbines basse et haute pression et également la température totale à la sortie de la chambre de combustion T_{i5} avec le temps.

De plus, l'utilisateur peut également choisir deux valeurs pour tracer et afficher une courbe dans une nouvelle fenêtre par les menus popup en haut à droite sur la fenêtre des résultats (Figure C.4) par exemple les figures C.6 – C.9.

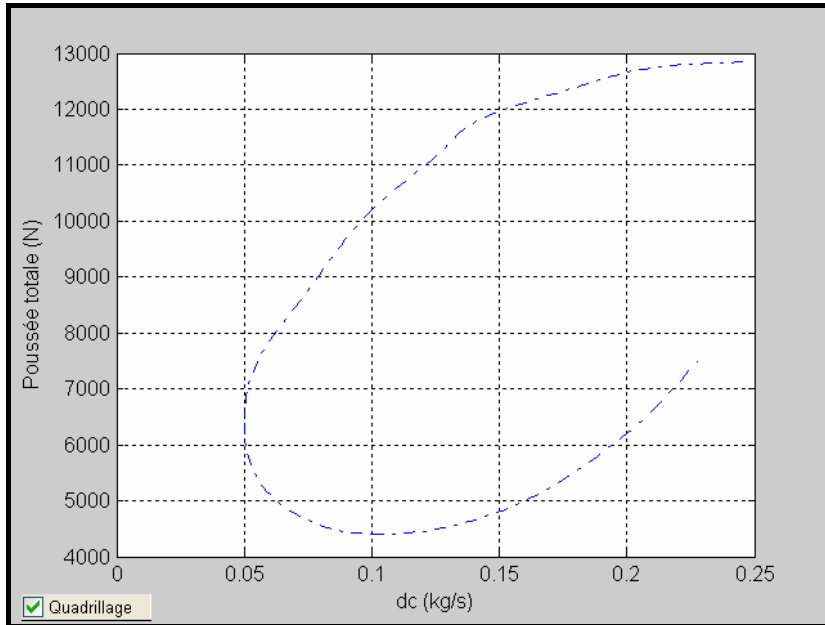


Figure C.6 : Courbe de variation entre le débit de carburant d_c et la poussée totale

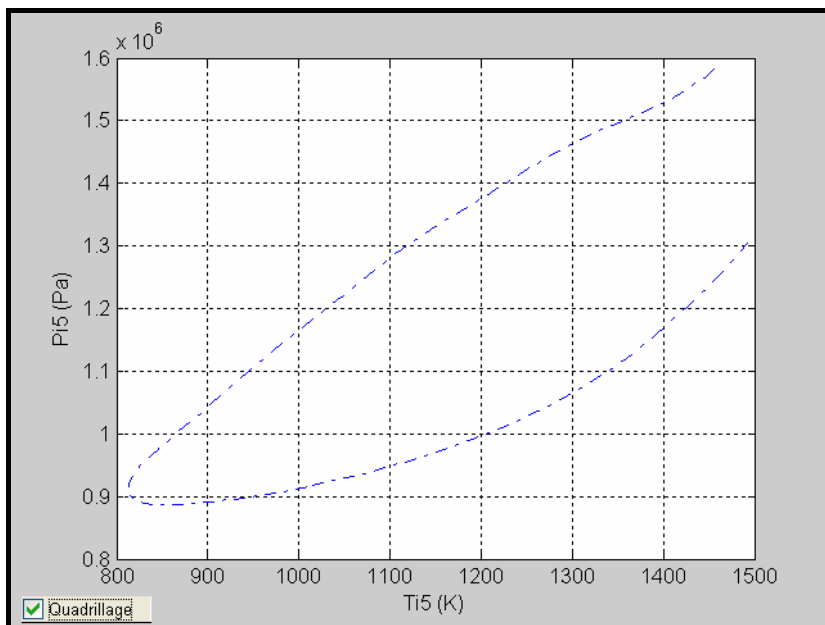


Figure C.7 : Courbe de variation entre la pression totale P_{i5} et la température totale T_{i5} à la sortie de la chambre de combustion

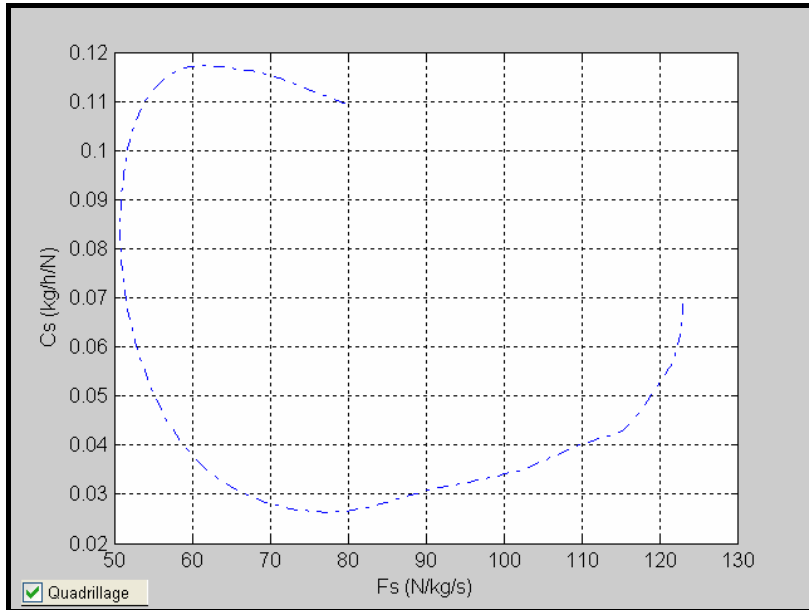


Figure C.8 : Courbe de variation entre la consommation spécifique C_s et la poussée spécifique F_s

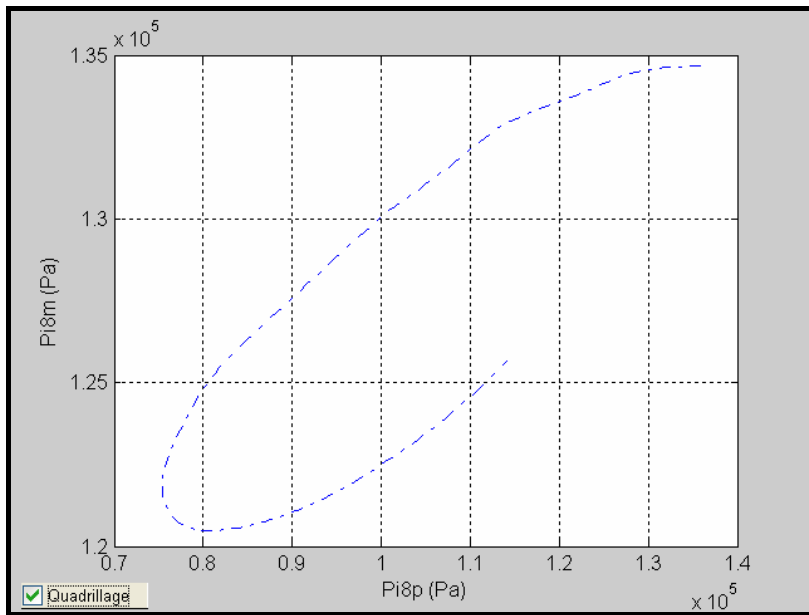


Figure C.8 : Courbe de variation entre la pression totale du gaz mélangé P_{i8m} et du gaz à l'entrée principale du mélangeur P_{i8p}

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Advanced Visual Systems Inc., Waltham, MA.
AVS Developer's Guide, Mai 1992

- [2] ASHLEMAN R. H., LAVELLE T., PARSONS F.
“The national cycle program: A flexible system modeling architecture for aircraft engine simulation”
AIAA Paper 98-3114, 1998

- [3] BENSIMHON VICTOR
“Fonctionnement hors adaptation des turbomachines”
Masson, 1986

- [4] BIRD JEFF W., SCHWARTZ HOWARD W.
“Diagnosis of turbine engine transient performance with model, based parameter estimation techniques”
International gas turbine and aero-engine congress and exposition,
Holland, 13-16 Juin 1994

- [5] BLEVINS E. G., CHAPPELL M. A.
“Advanced turbine engine simulation technique development and applications to testing”
Joint Propulsion Conference 22nd, Huntsville USA, 16-18 Juin 1986

- [6] BROOMHEAD M.J., VISSER W.P.J.
“The Gas turbine Simulation Program (GSP) Version 8.2.1”
User’s manual, National Aerospace Laboratory, The Netherlands,
Avril 2000

- [7] BROOMHEAD M.J., VISSER W.P.J., VAN DE VORST J.
“Turbine Engine Real-Time Simulator”
Presentation Report, ASME IGTI TurboExpo 2001, New Orleans,
4-7 Juin 2001
- [8] BROYDEN C.G.
“Quasi Newton methods and their application to function minimizations”
Mathematics of computation, Vol.21, pp. 568-581, Juin 1967
- [9] CARRERE ALAIN
“Elément de propulsion”
Note de cours ENSAE, 1996
- [10] COHEN H., ROGERS G.F.C., SARAVANAMUTTOO H.I.H
“Gas turbines theory 3rd edition”
Longman, 1987
- [11] COUSTEIX J.
“Couche limite laminaire”
CEPADUES Editions, Décembre 1988
- [12] COUSTEIX J.
“Turbulence et Couche limite”
CEPADUES Editions, Septembre 1989
- [13] DELERY J.
“Aérodynamique interne, Tuyère et arrière corps”
Note de cours ENSAE, 1998

- [14] DRUMMOND C., FOLLEN G., CANNON M.
“Object-oriented technology for compressor simulation”
AIAA Paper No. 94-3095, 1994
- [15] DOUE NICOLA
“Modélisation de l'évaporation de gouttes multi-composants”
Rapport de thèse, ENSAE, Novembre 2005
- [16] DUPONCHEL J.P., LOISY JEAN, RENE CARRILLO
“Steady and transient performance calculation method for prediction, analysis
and identification”
AGARD-LS-183, 1992
- [17] EVANS A., LYTLE J., FOLLEN G., LOPEZ I.
“An integrated computing and interdisciplinary systems approach to
aeropropulsion simulation”
ASME Paper No. 97-GT-303, 1997
- [18] EVANS A. L., FOLLEN G., NAIMAN C.
“Numerical propulsion system simulation's national cycle program”
AIAA Paper 98-3113, 1998
- [19] FAWKE A. J., SARAVANAMUTTOO H. I. H., HOLMES M.
“Experimental verification of a digital computer simulation method for
predicting gas turbine dynamic behavior”
The institution of mechanical engineers combustion engines group, Vol. 186,
pp. 32, 1972
- [20] FICHBACH L. H., CADDY M. J.
“NNEP - the navy NASA engine program”
Technical Report TM-X-71857, NASA Lewis, Février 1975

- [21] FICHBACH L. H., KOENIG R. W.
“GENENG - a program for calculating design and off-design performance for turbojet and turbofan engines”
Technical Report TN D-6552, NASA Lewis, Février 1972
- [22] FICHBACH L. H., KOENIG R. W.
“GENENG II - a program for calculating design and off-design performance of two- and three-spool turbofans with as many as three nozzles engines”
Technical Report TN D-6553, NASA Lewis, Février 1972
- [23] GABRIEL JEAN MARC
“Fonctionnement transitoire dans le champ compresseur”
Rapport de stage ENSAE
- [24] GRÖNSTEDT U. T. J.
“Advanced solvers for general high performance transient gas turbine simulation tools”
In 14th International Symposium on Air Breathing Engines, Florence, Italy, 1999
- [25] GRÖNSTEDT U. T. J.
“Development of methods for analysis and optimization of complex jet engine systems”
Doctoral thesis report, Department of thermo and fluid dynamics,
Chalmers University of Technology, SE-412 96 Göteborg, Sweden, 2000
- [26] GRUNSTEDT U. T. J., PILIDIS P.
“Control optimization of the transient performance of the selective bleed variable cycle engine during mode transition”
Turbo Expo 2000, Munich Germany, 8-11 Mai 2000

- [27] GUY BRUNO
“Simulation transitoire d’un moteur double corps double flux”
Rapport de stage ENSAE, 1984
- [28] HIDEAKI YAMANE
“High fidelity simulation of turbofan engine acceleration characteristics with effect of combustor performance variation under transient conditions”
Joint propulsion conference and exhibit 30th, Indianapolis USA, 27-29 Juin 1994
- [29] Integrated Systems, INC., <http://www.isi.com>.
MatrixX Product Family
- [30] HANSEN P. L., JOHANSSON R., JOHANSSON I., MOSSBERG L.
“Steady state performance of gas turbine engines”
Technical report, Internal Volvo Aero Report, 1979
- [31] JOHANSSON I.
Object-Oriented Software Engineering. Addison-Wesley, 1997
- [32] JAMESON A.
“Re-engineering the design process through computation”
AIAA paper No. 97-0641, 1997
- [33] KARREBRACK L. JACK
“Aircraft Engines and gas turbines 2nd edition”
The MIT Press, 1992

- [34] KURZKE J.
“Manual GASTURB 9.0 for windows - a program to calculate design and off-design performance of gas turbines”
Program user’s manual, 2001
- [35] LEVY Y., LICHTSINDER M.
“Steady-state and transient performance of single-spool turbojets using novel MATLAB program”
International journal of turbo and jet engines Vol. 19, No.13:P.139-156, 2002
- [36] MATTINGLY JACK D.
“Elements of gas turbine propulsion”
McGraw-Hill, 1996
- [37] MACMILLAN W. L.
“Development of a Modular Type Computer Program for the Calculation of Gas Turbine Design Performance”
PhD thesis, Cranfield Institute of Technology, 1974
- [38] METCALF M., REID J.
“Fortran 90 Explained, chapter 5”
Oxford University Press, 1993
- [39] MOKHTARI M., MESBAH A.
“Apprendre et maîtriser MATLAB”
Spriger, 1997
- [40] OATES C. GORDON
“Aerothermodynamics of gas turbine and rocket propulsion 3rd edition”
AIAA, 1988

- [41] PALMER J. R., CHENG-ZHONG Y.
“Turbotrans - a programming language for the performance simulation of arbitrary gas turbine engines with arbitrary control systems”
American Society of Mechanical Engineers ASME 82-GT-200, Avril 1982
- [42] PEITSCH D.
“Modeling the transient behavior of jet engines”
Turbo expo 2000, Munich Germany, 8-11 Mai 2000
- [43] REED J. A. A., ABDOLLAH A.
“A java-enabled interactive graphical gas turbine propulsion system simulator”
AIAA Paper 97-2333, 1997
- [44] REED J. A.
“A java simulator for teaching gas turbine operation”
AIAA Paper 97-0850, 1997
- [45] REED J. A. A., ABDOLLAH A.
“An object-Oriented Framework for Distributed Computation Simulation of Aerospace Propulsion Systems”
USENIX Conference, Avril 1998
- [46] REED J. A. A., ABDOLLAH A.
“Computational simulation of gas turbines: Part I - Foundations of component- based models”
Internal Gas turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, ASME-99-GT-346,
Juin 1999

- [47] REED J. A. A., ABDOLLAH A.
“Computational simulation of gas turbines: Part II - Extensible domain framework”
Internal Gas turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, ASME-99-GT-347,
Juin 1999
- [48] RESPECT
“RESPECT - Rotorcraft Efficient and Safe Procedures for Critical Trajectories”
<http://www.nlr.nl/publis/hosted-sites/respect/ndex.html>
- [49] RUMBAUGH J., BLAHA M., PREMERLANI W.
“Object-Oriented Modeling and Design”
Prentice-Hall, 1991
- [50] SARAVANAMUTTOO H.I.H
“Overview on basis and use of performance prediction methods”
AGARD-LS-183, 1992
- [51] SELLERS J. F., Daniele C. J.
“DYNGEN - a program for calculating steady state and transient performance of turbojet and turbofan engines”
Technical Report TN-D-7901, NASA Lewis, Avril 1975
- [52] SELDNER K., MIHAILOWE J. R., BLAHA R. J.
“Generalized simulation technique for turbojet engine system analysis”
NASA TN D-6610
- [53] SHAMPINE L. F., REUCHELT M. W., KIERZENKA J. A.
“Solving index 1 in Matlab and Simulink”
SIAM Review, 41:538-552, 1999

- [54] SHAMPINE L. F.
“Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink”
SIAM Review, Vol. 41, 1999
- [55] SIEVERDING C.H
“Gas turbine engine transient behavior”
Lecture series 1993-06, von Karman Institute for Fluid Dynamics,
Mai 1993
- [56] SZUCH J. R.
“HYDES: A generalized hybrid computer program for studying turbojet or
turbofan engine dynamics”
Technical Report TM-X-3014, NASA Lewis Research Center,
Avril 1974
- [57] THELEN L. GREGORY Captain USAF
“Linear state space modeling of a turbofan engine”
Thesis report, Air force institute of technology, Ohio USA, 1987
- [58] THE MATHWORKS, INC.
Matlab 7.1 and Simulink 6, 24 Prime Way, Natick MA.
- [59] VAN OOSTERHOUT, W.W.P.J.
“Development of the generis thermodynamics turboshaft engine real-time
simulation (TERTS) model”
Thesis report, Delft Technical University, Faculty of Aerospace, 1996
- [60] VISSER W.P.J., KLUITERS S.C.A
“Modelling the effects of operating conditions and alternative fuels on gas
turbine performance and emissions”
NLR-TP-98629, NLR

- [61] WALSH P.P., FLETCHER P.
“Gas Turbine Performance 2nd edition”
Blackwell publishing, 2004
- [62] WANNER JC
“Fonctionnement, limitation, adaptation et régulation des moteur
Tome 1, 2^{ème} édition”
Ecole de personnel navigant d’essais et de réception, 1964
- [63] YEUNG SIMON
“Reduction of effects of power transients in aircraft engines”
Thesis report, California institute of technology, 1994

Elaboration d'un modèle thermodynamique robuste de turboréacteur

La mise au point de la régulation d'un turboréacteur, quel qu'il soit, nécessite l'utilisation d'un modèle de simulation capable d'être intégré dans une chaîne réelle d'essais, simulant les états du turboréacteur en fonctionnement stabilisé et en fonctionnement transitoire. Cette recherche décrit un modèle de calcul de fonctionnements de turboréacteurs codé sous Matlab. Ce dernier, disponible sur demande, est flexible et peut être appliqué aux différents problèmes de recherches. Ce programme fournit un environnement graphique interactif qui permet à l'utilisateur de construire et analyser rapidement et efficacement des systèmes arbitraires de turboréacteurs. Le programme de simulation utilise une interface graphique utilisateur, développée en outil GUI, et la méthode d'analyse aérothermodynamique de turbine à gaz. Le programme est capable de calculer le point d'adaptation, le fonctionnement hors adaptation (la ligne de fonctionnement stabilisé) et le fonctionnement transitoire de turboréacteurs de configurations variées avec compresseur axial. Les résultats de calcul sont présentés sous forme de tableau numérique et graphique, tels que les lignes de fonctionnement stabilisé et transitoire tracées sur les champs de caractéristiques de compresseur et de turbine. Ce programme est ouvert, accessible et modifiable pour des applications de recherche publique, des utilisations pédagogique et pour une meilleure compréhension du fonctionnement des turboréacteurs.

Mots clés : model de calcul, turboréacteur, Matlab, interface graphique.

Elaboration of a robust thermodynamic model of aircraft engine

Developments of aircraft gas turbine engines require the use of simulation models which can be integrated into the process during the testing phases. The aim is to use them to simulate the steady-state and transient performance of the engines. This doctoral thesis describes a simulation model that can be used to analyze performances of aircraft gas turbine engines. This model, developed with the Matlab program and available upon request, is flexible and may be applied to different research problems. The model is equipped with interactive graphical environments that allow its user to construct and analyze gas turbine propulsion systems quickly and efficiently by manipulating numerical and graphical objects on the computer screen display. The simulation model couples a graphical user interface, developed using the GUI toolkit and the aero-thermodynamic gas turbine analysis method. The model is capable of analyzing the steady-state operating point, the operating line and the transient performance for many configurations of aircraft gas turbine engines operating with inline compressor. The output result is presented in the form of numerical table, compressor and turbine maps with operating and transient line. This model is created for the purpose of using in educational and research domains. The source of program used to generate the model is opened and can be accessed for modifying and developing by any researcher who is interested in aeronautic gas turbine engines.

Key words : simulation model, gas turbine engine, Matlab, graphic interface

