

THESE

Présentée pour obtenir le titre de :

**DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL
POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE**

Spécialité : Dynamique des Fluides

Nicolas BINDER

**ETUDE AERODYNAMIQUE EXPERIMENTALE DES ETAGES
DE TURBINES CENTRIPETES A GEOMETRIE VARIABLE**

Thèse soutenue le 20 juillet devant le jury composé de :

G. BOIS	<i>Professeur à l'Ecole Nationale des Arts et Métiers de Lille</i>	<i>Rapporteur</i>
F. LEBOEUF	<i>Professeur à l'Ecole Centrale de Lyon</i>	<i>Rapporteur</i>
P. CHASSAING	<i>Professeur à l'INP, Toulouse. Chef du Département de Mécanique des Fluides de l'ENSICA</i>	<i>Directeur</i>
Y. CAUMEL	<i>Professeur de mathématiques au Département Mathématiques et Informatique de l'ENSICA</i>	
D. TISSERANT	<i>Ingénieur en aérodynamique TURBO TECHNOLOGIES</i>	
P. RENAUD	<i>Responsable aérodynamique TURBO TECHNOLOGIES</i>	
X. CARBONNEAU	<i>Enseignant chercheur au Département de Mécanique des Fluides de l'ENSICA. Docteur INP de Toulouse</i>	

Plan de l'étude

Nomenclature

Introduction

Chapitre 1

Positionnement de l'étude

- 1.1 Principe de la suralimentation.....15
- 1.2 Le turbocompresseur.....17
- 1.3 L'étage de turbine centripète.....19

Chapitre 2

Données générales, état de l'art

- 2.1. Généralités.....21
 - 2.1.1. Notions de base.....22
 - 2.1.2. Les rendements.....24
 - 2.1.2.1. La transformation isentropique
 - 2.1.2.2. Les transformations polytropique et isothermique

2.1.3. Les pertes.....	27
2.1.3.1. Grandeurs considérés	
2.1.3.2. Revue des différentes expressions	
2.2. Analyse dimensionnelle.....	29
2.3. L'étage de turbine centripète.....	33
2.3.1. La volute.....	34
2.3.2. Le distributeur.....	37
2.3.2.1. Fonctionnement	
2.3.2.2. Eléments de dimensionnement	
2.3.2.3. Le principe de géométrie variable	
2.3.3. La roue.....	46

Chapitre 3

Démarche globale

3.1. Objectifs.....	55
3.2. Contexte général.....	56
3.2.1. Le choix expérimental.....	57
3.2.2. Les étages étudiés.....	57
3.3. Détail de la démarche de l'étude.....	60
3.3.1. Etape 1.....	60
3.3.2. Etape 2.....	63
3.3.3. Etape 3.....	68

Chapitre 4

Outils expérimentaux

4.1. Présentation des moyens d'essais.....	75
4.1.1. Instrumentation globale.....	76
4.1.1.1. Description du banc d'essai	
4.1.1.2. Grandeurs établies	
4.1.2. Métrologie locale.....	85
4.1.2.1. Métrologie intrusive spécifique	
4.1.2.2. Mesure d'effort	
4.1.3. Mesures et Acquisition.....	90
4.1.3.1. Matériel utilisé	
4.1.3.2. Notion d'incertitude	
4.2. Premiers résultats.....	94
4.2.1. Protocole d'essai.....	94
4.2.2. Incertitudes.....	96
4.2.2.1. Incertitudes absolues	
4.2.2.2. Incertitude relative	
4.2.3. Confrontation des résultats.....	99
4.2.4. Représentativité des conditions réelles d'utilisation.....	100

Chapitre 5

Etude de l'étage nominal

5.1. Présentation de la configuration nominale.....	105
5.1.1. Dimensionnement de la partie statique de l'étage.....	106

5.1.2.	Résultats autour du point de spécification.....	113
5.1.2.1.	Approche globale du point de fonctionnement	
5.1.2.2.	Approche locale aux éléments de l'étage	
5.1.2.3.	Les critères de dimensionnement	
5.2.	L'ouverture du distributeur.....	126
5.2.1.	Impact de l'ouverture sur la définition géométrique.....	127
5.2.2.	Influence de l'ouverture sur le fonctionnement.....	129
5.2.2.1.	Influence de l'ouverture sur le fonctionnement global	
5.2.2.2.	Influence de l'ouverture sur le fonctionnement local	
5.2.2.3.	Impact sur les critères de dimensionnement	
5.3.	Limitations de l'étage actuel.....	146

Chapitre 6

Adaptation relative rotor/stator

6.1.	Considérations expérimentales.....	150
6.2.	Influence de l'ouverture distributeur.....	152
6.2.1.	Fonctionnement global.....	152
6.2.2.	Fonctionnement local aux éléments.....	153
6.2.3.	Les critères de dimensionnement.....	157
6.3.	Influence de la hauteur d'aubage.....	158
6.3.1.	Fonctionnement global.....	159
6.3.2.	Fonctionnement local aux éléments.....	164
6.3.3.	Les critères de dimensionnement.....	169

6.4. Influence du <i>Trim</i> de la roue.....	173
6.4.1. Fonctionnement global.....	174
6.4.2. Fonctionnement local aux éléments.....	178
6.4.3. Les critères de dimensionnement.....	182
6.5. Influence croisée des facteurs : étude approfondie du rapport de section.....	186
6.5.1. Généralisation des résultats.....	186
6.5.2. Influence du rapport de section X_c	194

Chapitre 7

Intégration au dimensionnement spécifique

7.1. Synthèse des résultats.....	201
7.1.1. Fonctionnement global.....	202
7.1.2. Fonctionnement local aux éléments.....	203
7.1.3. Les critères de dimensionnement.....	205
7.2. Etude des influences moyennes.....	213
7.2.1. Analyse statistique.....	213
7.2.2. Présentation des réponses modélisées.....	218
7.2.2.1. Représentativité	
7.2.2.2. Exploitation	
7.3. Intégration des résultats aux procédures de dimensionnement.....	223

Conclusions et perspectives

Bibliographie

Annexe A : Le débitmètre à effet Coriolis

Annexe B : Notions de Planification Optimale

Annexe C : Etalonnage des sondes «trois trous»

Nomenclature

Grandeurs

A	section géométrique
a	célérité du son
C	vitesse du fluide dans le repère absolu
C_p	chaleur spécifique à pression constante
C_s	vitesse « isentropique »
C_m	coefficient de moment aérodynamique
C_v	chaleur spécifique à volume constant
D	diamètre rotor
D_s	diamètre spécifique
El	Paramètre d'espace lisse
H	hauteur des aubages du distributeur
$H_{turbine}$	hauteur des aubages en sortie turbine
h	enthalpie
M	nombre de Mach
\dot{m}	débit massique
N_{red}	vitesse de rotation réduite par les conditions d'entrée turbine
N_{rc}	vitesse de rotation réduite par les conditions d'entrée compresseur
N_s	vitesse spécifique
P	pression
Q_{rt}	débit réduit dans l'étage turbine
R	rayon référencé sur l'axe machine
r	constante des gaz parfaits
S	entropie

T	température
U	vitesse des aubes du rotor
W	vitesse du fluide dans le repère relatif au rotor
w	travail
\dot{w}	puissance
X_c	Rapport des sections de passage minimales du stator et du rotor
Y	coefficient de perte

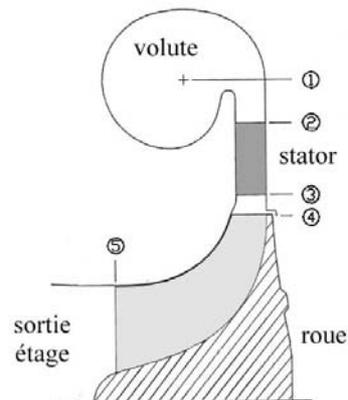
Lettre grecques

α	angle d'ouverture du distributeur
α_x	angle de la vitesse absolue par rapport à la direction radiale
β_x	angle de la vitesse relative par rapport à la direction radiale
ρ	masse volumique
γ	rapport des chaleurs spécifiques
η	rendement
σ	coefficient de perte par accroissement d'entropie
ζ	coefficient de perte par déficit d'enthalpie
μ	viscosité du fluide
ϕ_e	Coefficient de débit
ψ	angle azimutal, comptée à partir du bec de volute
ψ_e	facteur de charge
Δr	espace lisse
π	taux de détente
λ	facteur d'échelle sur la température

Indices

<i>atm</i>	grandeurs atmosphériques standard
<i>col</i>	grandeur relative au col des aubages du stator
<i>i</i>	grandeur totale
<i>isoth</i>	transformation isothermique
<i>m</i>	composante normale d'un vecteur (méridienne ou débitante)
<i>ms</i>	moyen au sens des sections
<i>pol</i>	transformation polytropique
<i>s</i>	variation isentropique
<i>tt</i>	transformation total total
<i>ts</i>	transformation total statique
θ	composante tangentielle d'un vecteur

1	entrée volute
2	entrée distributeur
3	sortie distributeur
4	entrée roue
5	sortie roue

Facteurs géométriques du distributeur

α	angle d'ouverture par rapport à la direction radiale
α_{ba}	angle au bord d'attaque des aubages par rapport à la direction radiale
α_{bf}	angle au bord de fuite des aubages par rapport à la direction radiale
α_{col}	angle de la section au col du stator par rapport à la direction radiale
R_{ba}	rayon au bord d'attaque des aubages
R_{bf}	rayon au bord de fuite des aubages
R_{pp}	rayon des points de pivot des aubages

R_{col}	rayon du col du distributeur
L_{col}	largeur du col du distributeur
Pfl	profil des aubages
H	hauteur des aubages
Crd	corde des aubages
X_{pp}	positionnement des points de pivot sur la corde
N_b	nombre d'aubages
S_p	absence ou présence de spacers
J	taille des jeux

Quantités globales mesurées sur le banc

Pa	pression atmosphérique (mbar)
Ta	température atmosphérique (°C)
P1T	pression totale d'entrée turbine (mbar)
P1Ts	pression statique d'entrée turbine (mbar)
P2T	pression totale de sortie turbine (mbar)
P2Ts	pression statique de sortie turbine (mbar)
dPC	dépression mesurée sur le pavillon d'entrée compresseur (mbar)
P2C	pression totale de sortie compresseur (mbar)
P2Cs	pression statique de sortie compresseur (mbar)
T1T	température d'entrée turbine (°C)
T2T	température de sortie turbine (°C)
T1C	température d'entrée compresseur (°C)
T2C	température de sortie compresseur (°C)
\dot{m}_t	débit massique de l'étage turbine (g/s)
\dot{m}_c	débit massique de l'étage compresseur (g/s)
N	vitesse de rotation de l'arbre (trs/min)

Introduction

Il est prévu, dans les dix ans à venir, que les véhicules *Diesel* représentent plus de la moitié du parc automobile mondial. Ce type de motorisation requiert toutefois l'appui d'un compresseur pour atteindre des niveaux de performances comparables aux configurations essence équivalentes. L'utilisation d'un étage turbine pour entraîner ce compresseur s'est largement généralisé, et impose au turbocompresseur d'assumer un fonctionnement performant et sécurisé sur toute la plage d'utilisation du moteur. Le développement d'étages turbine à géométrie variable apporte dans cette problématique une progression significative en adaptant la configuration de l'étage aux conditions de fonctionnement imposées par le régime moteur. Sachant que l'on anticipe une progression du système turbocompressé à géométrie variable jusqu'à représenter 50% des procédés de suralimentation, on prend conscience du degré d'évolution de ce secteur

Cet enrichissement de l'architecture impose de revoir les méthodes de dimensionnement classiques, dont l'analyse détaillée est rendue difficile par les temps de développement caractéristiquement brefs du marché automobile. De ce fait, la collaboration entre le Département de Mécanique des Fluides de l'ENSICA, entité de formation et de recherche culturellement positionnée sur le secteur aéronautique, et la société HONEYWELL GARRETT, premier fournisseur mondial de turbocompresseurs automobile, et pionnier de la production des turbocompresseurs à géométrie variable permet d'intégrer l'étude dans une perspective à plus long terme, et de l'aborder de manière plus académique sans perdre de vue pour autant les contraintes industrielles.

C'est dans ce contexte de complémentarité qu'une convention CIFRE a été établie et un sujet de thèse défini dont les objectifs sont axés sur une meilleure connaissance de l'impact de

l'évolution de l'architecture des étages, notamment dans l'adoption du système de distributeur à géométrie variable, sur les procédures classiques de dimensionnement.

Une bonne connaissance de la configuration retenue dans l'état actuel des choses est indispensable. Elle permettra de quantifier et de qualifier l'influence relative du stator variable. Ceci implique une investigation expérimentale approfondie de la machine déjà disponible sur le marché. Une fois les performances et la phénoménologie identifiées, la variation de facteurs clés de l'étage doit permettre de balayer un champ paramétrique riche en configurations, pour comprendre l'importance relative de ces facteurs dans le dimensionnement, et leurs impacts sur la structuration de l'écoulement. Enfin, une application des résultats aux procédures classiques de définition des étages assurera le transfert de l'étude vers l'utilisation industrielle.

Le mémoire est constitué de trois parties déclinées sur sept chapitres :

- la présentation du turbocompresseur (*chapitre 1*) précède une revue, des fondements théoriques et de l'état de l'art, utile dans l'étude présentée (*chapitre 2*) :
- les chapitres suivants présentent les outils mis en place, qu'ils soient théoriques dans la démarche scientifique (*chapitre 3*) ou expérimentaux dans la présentation du banc d'essais spécifiquement développé en début d'étude (*chapitre 4*) ;
- enfin les résultats seront abordés suivant les trois objectifs retenus : la connaissance du système nominal (*chapitre 5*), l'étude du fonctionnement associé des éléments de l'étage (*chapitre 6*), et l'analyse de l'intégration des résultats sur les procédures de dimensionnement (*chapitre 7*).

Chapitre 1

Positionnement de l'étude

Dans le contexte actuel du secteur automobile, il est possible de résumer ce que l'on attend d'un véhicule de tourisme en trois points : une consommation faible, un certain respect de l'environnement et de bonnes performances. Les progrès réalisés dans la conception des moteurs diesels, munis de pots catalytiques apportent une avancée significative sur les deux premiers points. Cependant, cette configuration souffre d'un défaut de performances, comparée à une motorisation essence de même cylindrée. Remédier à cette faiblesse pénalisante, pour l'agrément de conduite et la sécurité, est devenu impératif.

1.1 Principe de la suralimentation

La puissance délivrée par un moteur à pistons (diesel ou essence) est fonction de la quantité de carburant consommée au cours d'un cycle. Cette quantité est limitée par la proportion massique carburant/air optimale assurant une combustion la plus complète possible (approximativement 5%). L'enjeu d'un accroissement de puissance consiste alors à augmenter

la quantité d'air admise dans les cylindres : un moteur avec une plus grande capacité volumique offrira donc des performances supérieures, mais en contrepartie un encombrement et un coût majorés.

Une alternative consiste à densifier le gaz pour qu'à volume équivalent, une plus grande masse d'air occupe la chambre de combustion : pour respecter le rapport optimal de combustion, il faut injecter plus de carburant : c'est la suralimentation (*Figure 1-1*). On obtient ainsi plus de couple, plus de puissance et de meilleures performances. Par exemple pour un même moteur quatre cylindres de 1994 cm³, tandis que la version à admission dite atmosphérique développe 125 ch. et un couple de 188 N.m à 3600 tours/min, la version suralimentée développe 170 ch. et un couple de 240 N.m à 3200 tours/min.

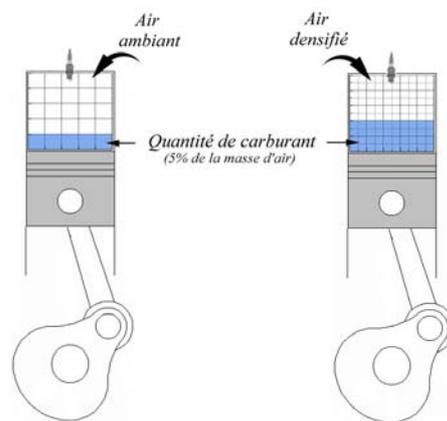


Figure 1-1 : Principe de la suralimentation

Symétriquement, atteindre une puissance donnée peut être obtenu avec des moteurs plus petits et plus légers : un moteur de quatre cylindres suralimenté de 2,5 L pesant 114 Kg développe la même puissance qu'un huit cylindres de 6 L qui pèse 295 kg. Sachant que les pertes thermiques et les irréversibilités (notamment celles dues aux frottements mécaniques) diminuent en proportion de la taille, on enregistre un net gain de rendement des moteurs. Ce gain se traduit par une baisse de la consommation (à iso-puissance, l'énergie dissipée en pertes est réduite), la possibilité de réduire le régime de rotation du moteur et d'allonger les rapports de la boîte de vitesse ce qui accroît la durée de vie du véhicule. Dans les années 1890, Daimler et Diesel s'intéressaient déjà à une possible suralimentation des moteurs automobiles. Produire cette suralimentation requiert en effet un système spécifique en amont de la chambre de combustion du moteur que nous allons maintenant décrire.

1.2 Le turbocompresseur

Le comportement thermodynamique de l'air peut être approché par la loi d'état des gaz parfaits. Ainsi, la masse volumique est liée à la pression et à la température du fluide par :

$$\rho = P / rT$$

où P est la pression, T la température, et ρ la masse volumique du gaz.

Dans ces conditions, densifier l'air revient à imposer une compression au gaz et/ou un refroidissement, en amont des cylindres du moteur. La régulation en température est assurée par un échangeur. Par contre, une source d'énergie est indispensable au fonctionnement du compresseur assurant l'élévation de pression. Le compresseur peut être entraîné soit par une source externe (groupe annexe de puissance, moteur électrique...) soit par prélèvement d'énergie sur l'arbre moteur (superchargers). L'une et l'autre des solutions pénalisent le bilan énergétique déjà pauvre du moteur thermique à explosion. Une alternative consiste à utiliser l'énergie encore importante des gaz d'échappements (énergie cinétique et thermique) pour entraîner une turbine qui alimente le compresseur dont elle est solidaire (*Figure 1-2*). Cette énergie considérée comme perdue par le moteur est réinjectée dans le cycle thermodynamique du système, et en améliore le bilan.

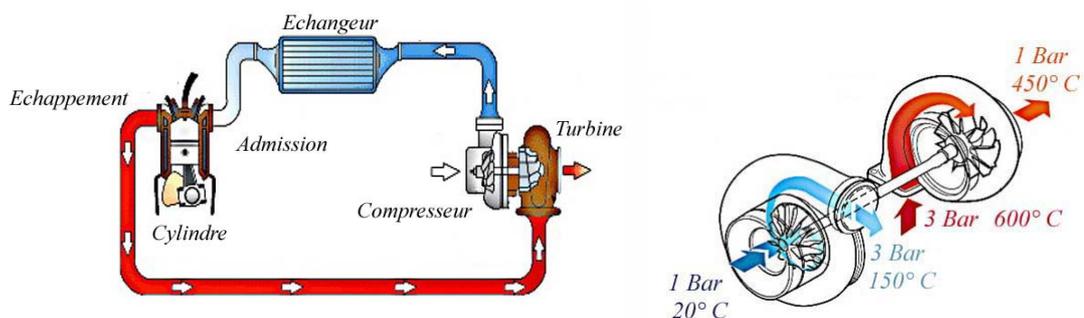


Figure 1-2 : Principe de fonctionnement du turbocompresseur

Ce principe de fonctionnement n'est pas récent. Alfred Büchi (1925) fut le premier à démontrer l'efficacité du système en obtenant une augmentation de puissance de l'ordre de 40%. Jusque dans les années 1960, lors de l'apparition des premiers véhicules de tourisme turbocompressés sur le marché américain (Chevrolet *Corvaire Monza* & Oldsmobile *Jetfire*), le

turbocompresseur était réservé à des applications dotées de moteurs de grande capacité (camions, bateaux, avions...). Le manque de fiabilité des premiers modèles automobiles en a marginalisé l'utilisation jusqu'à la conjonction du premier choc pétrolier, et de l'utilisation du système en sport automobile. Le turbocompresseur profite alors d'un effet de mode couplé à de réelles aptitudes à réduire la consommation pour aboutir, à la fin des années 1970, à l'avènement du moteur diesel turbocompressé (Mercedes-Benz *300 SD*, en 1978 et VW *Golf Turbodiesel* en 1981) qui n'a depuis cessé de progresser en performances et en part de marché.

S'agissant de la turbomachine, l'architecture des étages reste largement corrélée au type d'application envisagée. Pour un véhicule de tourisme, le compresseur et la turbine sont généralement respectivement centrifuges et centripètes. Ces géométries dites « radiales » ont la qualité de produire de forts taux de compressions et de détente à des rendements acceptables, et sont un gage de robustesse et de faible encombrement (*rotor $\approx 50\text{mm}$ de diamètre*). Les deux roues sont reliées par un arbre qui transmet la puissance de la turbine vers le compresseur. Un système de lubrification est nécessaire pour limiter les frottements mécaniques entre le carter de la machine et l'arbre, dont les fortes vitesses de rotations (*jusqu'à plus de 200 000 trs/min*) oriente classiquement le choix des concepteurs vers une technologie de paliers fluides.

Les positionnements respectifs en amont, et en aval de la chambre de combustion du compresseur et de la turbine imposent une problématique différente en entrée des deux étages. Le compresseur prélève l'air ambiant. La compression qu'il subit va l'échauffer (150°C) ce qui impose un refroidissement en amont du cylindre pour ne pas pénaliser la densification. L'étage turbine voit l'écoulement sortant de la chambre de combustion, donc porté à haute température (600°C - 800°C), qui va être partiellement refroidi durant la détente imposée par la turbine.

Les interactions entre le moteur et le turbocompresseur sont fortes. Si la suralimentation renforce le moteur dans son rôle, c'est lui qui par son régime, impose le fonctionnement général. En qualité de source d'énergie, l'étage turbine pilote le système de suralimentation. C'est cette partie de la machine que nous nous attachons à étudier au cours de notre étude. Nous allons maintenant la décrire brièvement.

1.3 L'étage de turbine centrifète

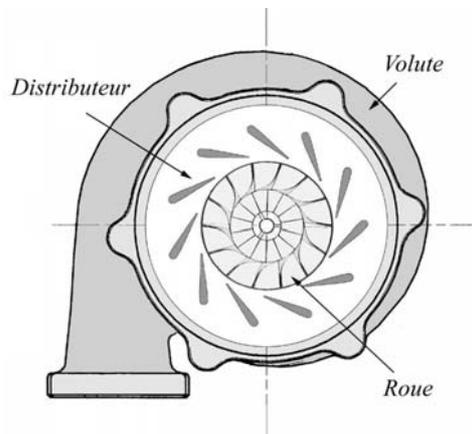


Figure 1-3 : Schéma d l'étage de turbine centrifète

L'étage se compose généralement de trois éléments (Figure 1-3). L'entrée de l'étage ou volute, est chargée de distribuer uniformément le fluide sur tout la périphérie du distributeur (ou stator) dont le rôle est d'accélérer et de guider l'écoulement vers la roue turbine (ou rotor), qui extrait l'énergie des gaz transmise vers le compresseur via l'arbre de couplage.

En conditions normales d'utilisation, l'étage est soumis à un écoulement porté à haute température, dont le débit n'est pas stationnaire, mais pulsé suivant le régime de rotation du moteur. Les conditions sévères en température, et les fortes contraintes centrifuges dues aux vitesses de rotations élevées imposent l'utilisation de matériaux spécifiques tels que l'*Inconel* ou l'*Alloy*, pour assurer la tenue mécanique du rotor. Les aspects instationnaires ne seront pas abordés au cours de cette étude, mais *Bhinder, 1982* assure une bonne représentativité des résultats obtenus à partir de conditions d'entrée stabilisées.

L'inconvénient majeur de l'utilisation d'une turbine pour entraîner le compresseur est le manque de réactivité du système lors de sollicitations à faible régime de fonctionnement. Le débit de gaz traversant l'étage turbine n'est pas suffisant pour produire la vitesse de rotation nécessaire à une compression significative. Ce problème peut être contourné par l'utilisation d'un étage à capacité plus réduite mais une sollicitation à haut régime du moteur va alors produire d'importantes contre-pressions pénalisantes, voir critiques pour le fonctionnement. C'est entre autres dans le but de minimiser l'influence de ce compromis que les turbocompresseurs à géométrie variable ont été développés. Par sa capacité à adapter les sections de passage aux conditions d'écoulement, l'étage de turbine à géométrie variable

autorise un découplage partiel des principaux paramètres de fonctionnement (débit, taux de détente...) fortement contraints dans le cas d'un étage à géométrie fixe. La plage de fonctionnement du turbocompresseur est élargie, le caractère dynamique du moteur est assuré à bas régime. Toutefois, si l'adaptation globale du tandem moteur/turbocompresseur est atteinte, l'étage turbine est pénalisé lorsque les conditions de fonctionnement s'éloignent du point de spécification à l'origine du dimensionnement machine. Assurer un comportement optimum de l'étage sur toute la plage de fonctionnement permettra d'améliorer davantage les performances du moteur, d'en réduire la consommation, etc...

Cet objectif nécessite une meilleure compréhension de la phénoménologie classiquement observée dans un étage de turbine centrifète, et des mécanismes mis en jeu lors de la modification de géométrie. Au travers d'une étude bibliographique, nous allons présenter, dans le détail, le rôle de chacun des composants de l'étage, exprimés dans un formalisme thermodynamique classique, et faire un bilan des connaissances relatives à l'influence d'un distributeur à géométrie variable sur le comportement de l'étage.

Chapitre 2

Données générales, Etat de l'art.

Ce chapitre a pour but de présenter en détail le fonctionnement d'une turbine centripète, et de donner des bases de dimensionnement de ses composants (volute, distributeur et roue), ainsi que d'aborder les spécificités associées à un étage à géométrie variable. Dans un premier temps nous nous attacherons à rappeler quelques notions de thermodynamiques, utiles dans le cadre de cette étude, avant de passer, dans un deuxième temps à une revue détaillée du fonctionnement de chaque composant, et de l'état de l'art en matière de dimensionnement.

2.1. Généralités

Ces rappels sont un préambule à la question du dimensionnement qui sera examinée par la suite. Les écoulements de fluide compressible dans les turbomachines s'accompagnent de fortes accélérations et décélérations auxquelles peuvent s'ajouter des échanges de travail selon qu'elles se produisent dans des éléments statiques ou mobiles. L'air sera ici assimilé à un gaz

idéal (air), c'est à dire un gaz thermodynamiquement et calorifiquement parfait. L'écoulement est supposé isentropique sauf localement en présence d'un choc par exemple.

2.1.1. Notions de base

Ces hypothèses se traduisent par la loi d'état analytique :

$$\frac{P}{\rho} = rT$$

avec l'enthalpie donnée sous forme différentielle par la loi de Joule:

$$dh = C_p dT$$

où P , T , ρ et h représentent respectivement la pression, température, masse volumique et enthalpie du fluide. La constante des gaz parfaits r est exprimé relativement à la masse molaire de l'air, et vaut $287 \text{ N.m.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$. La chaleur spécifique à pression constante C_p , ne dépend que de la température, et l'hypothèse de gaz calorifiquement parfait permet de la considérer constante.

Une simple intégration de l'équation précédente conduit à $h = C_p T + C_{ste}$. Un raisonnement identique conduit à considérer la chaleur spécifique à volume constant C_v , ainsi que le rapport $\gamma = C_p / C_v$ comme des constantes. La loi d'état conduit à $C_p - C_v = r$.

A partir de ces équations de base, on définit un certain nombre de notions, et grandeurs utiles à l'étude des écoulements.

Entropie

Sous les hypothèses de gaz parfait, l'entropie s'exprime en fonction des autres grandeurs thermodynamiques telles que la pression et la masse volumique. Elle s'écrit sous forme différentielle :

$$dS = C_v \frac{dP}{P} - C_p \frac{d\rho}{\rho} \quad (2-1)$$

En intégrant cette relation il vient :

$$S - S_0 = C_v \ln \left(\frac{P}{\rho^\gamma} \right) = \frac{r}{\gamma - 1} \ln \left(\frac{P}{\rho^\gamma} \right)$$

où S_0 est un état arbitraire initial. Le long d'une ligne de courant, la conservation de l'entropie se traduit par la conservation de la quantité $\frac{P}{\rho^\gamma}$.

Célérité du son

La célérité du son définie par

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{is}$$

devient sous les hypothèses de gaz parfait :

$$a^2 = \gamma \frac{P}{\rho} = \gamma rT$$

Conditions d'arrêt

Une référence fondamentale en dynamique des fluides compressibles s'obtient à partir de la forme *totale* ou *d'arrêt* des grandeurs thermodynamiques. Celle-ci correspond à un état obtenu par arrêt isentropique du fluide, et doit être identique, dans le cas idéal, à la grandeur génératrice ou grandeur de réservoir. Il est possible de définir l'enthalpie totale comme la somme de l'enthalpie statique et d'un montant dérivé de l'énergie cinétique associé à la vitesse C du fluide:

$$h_i = h + \frac{1}{2} C^2$$

ou en l'exprimant en fonction des températures :

$$T_i = T + \frac{C^2}{2C_p}$$

On en déduit aisément la formulation adimensionnelle classique :

$$\frac{T_i}{T} = 1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M^2$$

où M est le nombre de Mach.

D'une manière analogue, il est possible de définir une pression totale et une masse volumique totale. Ces trois quantités étant reliées entre elles par l'équation d'état, on obtient alors les relations fondamentales :

$$\frac{P_i}{P} = \left(\frac{T_i}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\rho_i}{\rho} = \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

Nous allons maintenant utiliser les grandeurs présentées pour définir des indicateurs thermodynamiques utiles à l'étude du fonctionnement et des performances des turbomachines. L'efficacité d'une turbomachine se quantifie notamment en terme de rendements et de pertes. Il nous apparaît important à ce stade de l'étude de présenter une revue des différentes définitions rencontrées dans la littérature.

2.1.2. Les rendements

Le rendement d'une turbomachine est un paramètre qui traduit, par convention, le rapport du travail réel au travail idéal. Pour une turbine, par exemple, on écrira :

$$\eta = \left(\frac{\text{Travail Réel Récupéré}}{\text{Travail Idéal Récupérable}} \right)_{\text{entre deux positions définies}}$$

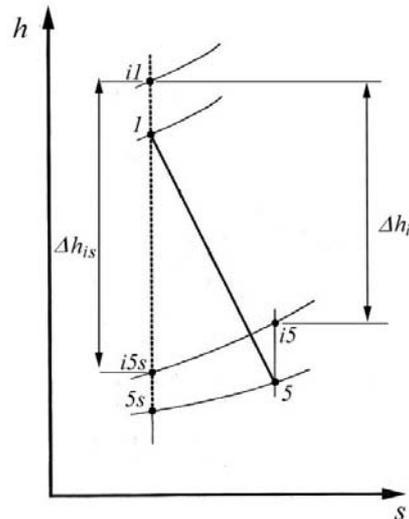
Le calcul d'un tel rendement suppose la connaissance précise des conditions d'entrée-sortie, ainsi qu'une définition du travail idéal récupérable.

Plusieurs expressions de ce travail idéalement récupérable peuvent être utilisées comme standards de référence. Toutes ont leur place dans une analyse de performances mais toutes ne sont pas universellement applicables. *Whitfield et Baines (1990)* présentent les trois processus les plus couramment utilisés en turbomachine : les processus isentropique, polytropique et isotherme.

2.1.2.1. La transformation isentropique

La perte d'enthalpie totale pouvant être facilement reliée au travail, nous l'utilisons pour exprimer le rendement. Dans le cas présent, la variation réelle d'enthalpie sera comparée à

celle d'une évolution isentropique indiquée s . Le diagramme enthalpie-entropie, porté sur la *Figure 2-1*, illustre la définition : pour un rapport de pression imposé, on remarque qu'une transformation isentropique engendre une variation d'enthalpie maximale.



On rappelle les indices :

- 1 : entrée volute
- 2 : entrée distributeur
- 3 : sortie distributeur
- 4 : entrée roue
- 5 : sortie roue

Figure 2-1 : Diagramme enthalpie-entropie pour un étage turbine

Pour une turbine, le rendement s'écrit alors :

$$\eta_{tt} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_{is}} = \frac{h_{i1} - h_{i5}}{h_{i1} - h_{i5s}} \quad (2-2)$$

Le rendement isentropique peut prendre différentes valeurs, suivant les états initiaux et finaux considérés lors de la transformation idéale. Si l'état initial est souvent l'état « total », il n'en est pas de même pour l'état final. Considérant l'état total de sortie, on ne prend en compte que la perte d'enthalpie au passage de la roue, c'est à dire que l'énergie cinétique en sortie du rotor est toujours considérée comme propre au fluide, et utilisable. Si l'état final est l'état statique, on compare alors le travail effectivement obtenu, à la somme du travail idéal et de l'énergie cinétique en sortie de roue. Cette énergie cinétique n'est donc pas comptabilisée dans le bilan, elle est considérée comme perdue. Cette définition, la plus répandue dans l'analyse de performance des turbocompresseurs, est celle que nous utiliserons au cours de cette étude dans l'expression des rendements. Cette référence sera transposée au taux de détente et autres paramètres associés.

Afin de rendre l'expression du rendement plus exploitable, il est classique d'introduire les relations isentropiques entre les rapports de pression et de température. Le rendement total/total d'une turbine est directement obtenu par la relation :

$$\eta_{tt} = \frac{1 - \frac{T_{i5}}{T_{i1}}}{1 - \left(\frac{P_{i5}}{P_{i1}}\right)^{\gamma-1/\gamma}}$$

Par continuité le rendement total/statique s'écrit alors :

$$\eta_{ts} = \frac{1 - \frac{T_5}{T_{i1}}}{1 - \left(\frac{P_5}{P_{i1}}\right)^{\gamma-1/\gamma}} = \frac{1 - \frac{T_5}{T_{i1}}}{1 - \left(\frac{1}{\pi_{ts}}\right)^{\gamma-1/\gamma}} \quad (2-3)$$

2.1.2.2. Les transformations polytropique et isothermique

Dans le cadre précis de notre étude (un seul étage, géométrie radiale), ces deux transformations sont peu utilisées. Le rendement polytropique (η_{pol}) l'est principalement pour les machines possédant plusieurs étages. En revanche, le rendement isothermique (η_{isoth}) devient intéressant s'il y a, non seulement transfert de travail, mais également transfert de chaleur. C'est le cas dans l'étude théorique d'une turbine chauffée où la transformation isotherme se rapproche d'avantage de la transformation réelle que la transformation isentropique. Il peut cependant être difficile de quantifier avec exactitude le flux de chaleur échangé, auquel cas la significativité de la valeur du rendement devient incertaine.

La comparaison des ces trois rendements, pour une turbine, conduit à l'inégalité :

$$\eta_{isoth} < \eta_{pol} < \eta_{tt} < 1$$

Ceci explique le fait que certains constructeurs indiquent, dans la spécification de leurs étages, le rendement isentropique total-total.

2.1.3. Les pertes

Accroître le rendement d'une turbomachine, c'est nécessairement minimiser impérativement les pertes irréversibles d'énergie. Encore faut-il être capable de les quantifier et d'en analyser les sources.

2.1.3.1. Grandeurs considérées

Il est classique, et cohérent avec la définition choisie du rendement, d'exprimer les pertes en termes d'écarts aux conditions isentropiques. Ces écarts peuvent être quantifiés à partir de grandeurs thermodynamiques plus accessibles telles que la perte de pression d'arrêt. En intégrant l'équation (2-1) entre les états d'entrée et de sortie de l'étage, on montre que la variation d'entropie s'écrit :

$$S_1 - S_5 = C_p \ln \left(\frac{T_1}{T_5} \right) - r \ln \left(\frac{P_1}{P_5} \right)$$

Les pressions et températures utilisées peuvent être des grandeurs statiques ou totales du fait des relations isentropiques liant ces grandeurs. On notera cependant que la variation d'entropie est relative à un état initial car la notion d'entropie absolue est toujours arbitraire. Pour une transformation adiabatique, au travers d'un stator par exemple, où la température totale se conserve, la variation d'entropie ne dépend que du rapport de pression totale :

$$\Delta S = -r \ln \left(\frac{P_{i5}}{P_{i1}} \right)$$

Cette équation matérialise bien la relation entre perte de pression totale et augmentation du niveau d'entropie. *Whitfield (1990)* utilise cette relation afin d'exprimer un coefficient de perte σ , permettant de tenir compte de l'accroissement d'entropie dans les équations thermodynamiques :

$$\sigma = \frac{P_{i5}}{P_{i1}} = \exp(-\Delta S / r)$$

2.1.3.2. Revue des différentes expressions:

Il existe plusieurs définitions de coefficients de perte dérivées de l'expression de l'entropie. Le plus répandu est le coefficient de perte de pression totale qui s'écrit pour une turbine :

$$Y = \frac{P_{i1} - P_{i5}}{P_{i1} - P_1}$$

La principale raison du succès de cette définition est que Y est facile à calculer à partir des quantités d'entrée et de sortie mesurées sur banc d'essais. *Whitfield (1990)* en présente diverses variantes inspirées de *Horlock (1960)*, qui diffèrent par la grandeur de référence retenue dans l'adimensionnement (pression totale ou dynamique, en entrée ou en sortie).

Il est toutefois important de noter ici la relation liant Y et σ :

$$\sigma = \left\{ 1 + Y \left[1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_5^2 \right)^{-\gamma/(\gamma-1)} \right] \right\}^{-1}$$

Une autre formulation peut être définie à partir de la perte d'enthalpie statique. Elle s'écrit :

$$\zeta = \frac{h_5 - h_{5s}}{h_{i5} - h_5}$$

où h_{5s} est l'enthalpie obtenue après une détente isentropique.

Là encore, il est possible d'exprimer σ en fonction de ce coefficient:

$$\sigma = \left(1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \zeta M_5^2 \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

Balje (1952) ou encore *Rodgers (1987)* préfèrent employer des coefficients de pertes basés sur la perte d'enthalpie totale adimensionnée par une vitesse caractéristique de rotation des rotors:

$$\bar{\zeta} = \frac{h_{i2} - h_{i2s}}{U_{rotor}^2}$$

Une troisième variante dans l'exploitation des pertes d'enthalpie est utilisée par *Khalil et al.* (1977) :

$$\bar{\zeta} = \frac{h_{i1} - h_{i2}}{h_{i1} - h_2} = \frac{\left(\frac{P_{i1}}{P_{i2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{i1}}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

Les coefficients de pertes présentés ici sont caractéristiques de l'étage complet. Leurs définitions peuvent être restreintes aux différents composants de l'étage.

Ce rappel des notions fondamentales va être maintenant décliné de manière plus spécifique, par application au fonctionnement aérothermique d'un étage de turbine.

2.2. Analyse dimensionnelle

Le dimensionnement des étages de turbine est régi par un certain nombre de règles. Celles-ci portent sur des grandeurs adimensionnelles, sont empiriques ou théoriques et généralement basées sur la définition de paramètres indépendants, caractéristiques de l'étage. On rencontre deux approches dans la littérature quant à la désignation de ces paramètres. *Lakshminarayana* (1996) opte pour la seule prise en compte des conditions aérothermiques en entrée, considérant ainsi les grandeurs de sortie comme un résultat, et aboutit à sept paramètres caractéristiques pour décrire l'écoulement. *Whitfield & Baines* (1990) incluent les grandeurs de sortie dans la désignation aérothermique de l'étage pour une description plus formelle, portant le nombre de paramètres caractéristiques à dix. Nous choisissons de retenir cette approche, plus en adéquation avec le procédé expérimental de notre étude (présenté ultérieurement) consistant à fixer le rapport des pressions d'entrée et de sortie. Les dix paramètres retenus sont :

$$D_4 ; N ; \dot{m} ; P_{i1} ; P_{i5} ; T_{i1} ; T_{i5} ; r ; \gamma ; \mu$$

D_4 est une échelle de longueur caractéristique (généralement le diamètre d'entrée roue), N est la vitesse de rotation de la roue et \dot{m} le débit massique traversant l'étage. Trois paramètres

définissent le fluide : la constante thermodynamique de la loi d'état (r), le rapport des chaleurs spécifiques (γ) et la viscosité (μ). L'état du gaz est enfin traduit dans l'expression des températures et pressions totales en entrée et sortie de l'étage. Cette référence classique des grandeurs thermodynamiques est adaptée à l'étude des turbocompresseurs de telle sorte que les quantités considérées en sortie seront les quantités statiques, pour les raisons que nous avons évoquées en définissant les rendements.

Ainsi sont définis la taille de la machine, le fluide qui la traverse, et son point de fonctionnement (régime de rotation, pressions et températures). Pour atteindre une description complète et unique de l'écoulement, un paramètre supplémentaire porteur d'une information statique en entrée semble nécessaire (par exemple la masse volumique), mais cette approche n'a d'intérêt que dans une étude approfondie des fonctionnements en similitude (Le lecteur intéressé pourra consulter par exemple l'ouvrage de *Balje 1981* qui traite largement du sujet).

Par application du théorème de Vashy-Buckingham, on peut faire apparaître six regroupements adimensionnels caractéristiques du problème à partir des dix paramètres retenus associés aux quatre unités fondamentales qu'ils impliquent (*masse, longueur, temps et température*). La combinaison retenue est :

$$\frac{P_{i1}}{P_5} ; \frac{T_5}{T_{i1}} ; \frac{\dot{m}\sqrt{rT_{i1}}}{P_{i1}D_4^2} ; \frac{ND_4}{\sqrt{rT_{i1}}} ; \frac{\dot{m}}{\mu D_4} ; \gamma$$

L'interprétation physique de ces regroupements établis à partir d'une procédure mathématique est la suivante :

- le premier regroupement est le rapport de détente τ , défini selon la référence « total-statique »;
- le second, rapport des températures à l'entrée et à la sortie de l'étage, est également représentatif du saut d'enthalpie qui caractérise la transformation au passage de la turbine :

$$\frac{h_{i5}}{h_{i1}} = \frac{T_{i5}}{T_{i1}}$$

Ce saut intervient dans la définition du rendement de la machine. Ce dernier lui est souvent substitué.

- le troisième terme adimensionne le débit machine par un débit de référence (débit engendré par une vitesse sonique dans la section de référence) :

$$\frac{\dot{m} \sqrt{rT_{i1}}}{P_{i1} D_4^2} = \left(\frac{\pi \gamma}{4} \right) \frac{\dot{m}}{\rho_{i1} a_{i1} \frac{\pi D_4^2}{4}}$$

Une simplification de ce paramètre est généralement adoptée, ne conservant que les quantités variables en fonctionnement rapportées à des conditions aérothermiques de référence (en général les conditions atmosphériques dites « standard »). C'est le débit réduit Q_{rt} :

$$Q_{rt} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{i1}/T_{atm}}}{P_{i1}/P_{atm}} ;$$

- le quatrième terme est une vitesse de rotation réduite (U_4 , vitesse périphérique du rotor, adimensionnée par les conditions soniques de référence) :

$$\frac{ND_4}{\sqrt{rT_{i1}}} = \left(\frac{60\gamma}{\pi} \right) \frac{ND_4\pi}{60\sqrt{\gamma RT_{i1}}} = \left(\frac{60\gamma}{\pi} \right) \frac{U_4}{a_{i1}}$$

Cette expression est simplifiée le débit réduit, par les conditions standard, pour définir la vitesse réduite N_{red} :

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_{i1}/T_{atm}}} ;$$

- le cinquième terme est un nombre de Reynolds caractéristique, généralement suffisamment grand pour en négliger les variations en fonctionnement mais néanmoins important dans la spécification comparée de machines distinctes ;

- le dernier est le rapport des chaleurs spécifiques qui varie peu à la traversée de l'étage.

Ainsi quatre paramètres principaux permettent de caractériser le fonctionnement d'un étage donné : τ , η , Q_{rt} et N_{red} . D'autres paramètres ont été établis, de validité équivalente et fréquemment rencontrés dans la littérature :

- le débit peut être construit, non pas à partir des conditions soniques de référence, mais de la vitesse périphérique rotor U_4 . Ce paramètre, le coefficient de débit, s'établit de la façon suivante :

$$\phi_e = \frac{\dot{m}}{\rho_{i1} U_4 \pi D_4^2 / 4} = \frac{Q_{vol}}{U_4 D_4^2} \frac{4}{\pi}$$

où Q_{vol} représente le débit volumique. On vérifie que ϕ_e est proportionnel au rapport de Q_{rt} et N_{red} ;

- on définit également le facteur de charge comme rapport entre la variation d'enthalpie à la traversée de l'étage et le carré de la vitesse périphérique du rotor au carré. L'expression de l'enthalpie permet d'exprimer ce rapport suivant les températures des différentes stations de l'étage.

$$\psi_e = \frac{\Delta h}{U_4^2} = \frac{\gamma R T_{i1}}{U_4^2 (\gamma - 1)} \left(1 - \frac{T_5}{T_{i1}} \right) ;$$

- les vitesses caractéristiques de l'étage peuvent être comparées à la « vitesse isentropique », vitesse obtenue lors d'une détente idéale, d'un montant équivalent au taux de détente de la machine

$$C_s^2 = 2\Delta h_s = 2 \frac{\gamma R T_{i1}}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{i1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right].$$

Cependant ces paramètres adimensionnels, ne sont pas nécessairement les plus appropriés pour la conception d'un étage. Dans une première étape, il est en effet intéressant de pouvoir sélectionner un type d'étage via des indicateurs indépendants de la taille de la machine et de la vitesse de rotation. La vitesse spécifique (N_s) et le diamètre spécifique (D_s), viennent dans ce sens aider l'analyse, bien que de lisibilité physique peu évidente.

Ainsi, la vitesse spécifique s'obtient en combinant le coefficient de débit et le facteur de charge (relatif à une transformation isentropique) de façon à éliminer le diamètre de l'expression, en exprimant la vitesse de rotation au bord d'attaque par $U_4 = \omega D_4 / 2$:

$$n_s = (2^{3/4}) \frac{\phi_e^{1/2}}{\psi_{es}^{3/4}} \sqrt{\pi} = \frac{\omega \sqrt{Q_{vol}}}{\Delta h_{0s}^{3/4}}$$

On retiendra une formulation plus pratique :

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q_{vol}}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (2-4)$$

Suivant le même raisonnement on cherche cette fois à éliminer la vitesse de rotation pour obtenir le diamètre spécifique :

$$d_s = \frac{2^{3/4}}{\sqrt{\pi}} \frac{\psi_{es}^{1/4}}{\phi_e^{1/2}} = \frac{D_4 \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{Q_{vol}}}$$

et enfin :

$$D_s = \frac{D_4 \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{Q_{vol}}} \quad (2-5)$$

Après avoir vu les grandes lignes de l'analyse dimensionnelle, nous allons nous intéresser aux phénomènes physiques caractéristiques d'un étage de turbine centripète au travers de ses composants.

2.3. L'étage de turbine centripète

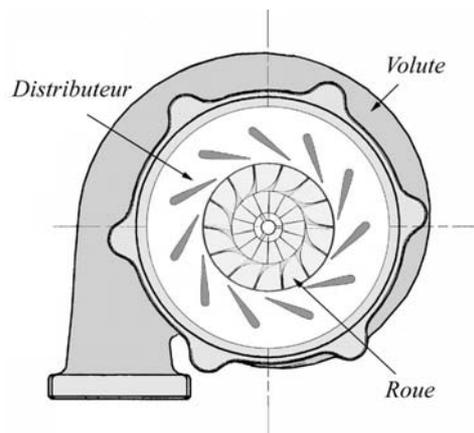


Figure 2-2 : Schéma de l'étage de turbine centripète

Nous allons aborder les trois éléments de l'étage (Figure 2-2) dans l'ordre où ils sont rencontrés par l'écoulement : la volute, le distributeur et enfin la roue. Pour chacun d'entre eux nous rappelons le principe de fonctionnement, les spécificités, ainsi que quelques éléments de dimensionnement.

2.3.1. La volute

La rôle volute est primordial puisqu'il consiste à répartir le débit d'alimentation en amont du distributeur et donc de la roue. L'écoulement entre tangentielle, rencontre un gradient de pression radial orientant le fluide vers la roue, mais garde une importante composante tangentielle qui assure la distribution sur 360°. L'écoulement est théoriquement analogue au développement d'un tourbillon libre, avec une réduction de section proportionnelle à la quantité de fluide qui quitte la volute sur toute la périphérie de sortie. En pratique, une partie du fluide fait le tour complet et réintègre l'écoulement principal dans la zone du bec de volute (également appelé « langue »).

La compressibilité, la viscosité, la turbulence et les effets tridimensionnels rendent l'analyse locale de l'écoulement très complexe. Un comportement moyen peut cependant être approché par l'établissement de modèles simples, basés sur certaines hypothèses (*Bhinder, 1982*) :

- l'écoulement est monodimensionnel, défini par la ligne de courant moyenne dans la volute ;
- la composante tangentielle est déterminée par conservation du moment angulaire ;
- la composante radiale est déterminée par l'équation de continuité.

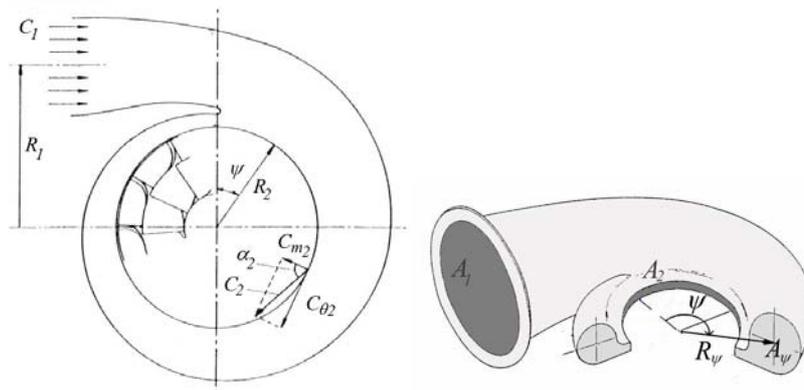


Figure 2-3 : Références dans la volute

Sur cette base, une méthode simple de dimensionnement a été proposée entre autres par *Whitfield & Baines, 1990*. *Tabakoff & al. (1980)* ont montré que la conservation, dans une volute idéale, du moment angulaire de façon équivalente au développement d'un tourbillon libre, représentait une bonne approximation de la réalité. Ainsi :

$$R_{\psi} \cdot C_{\theta} = K$$

L'expression du débit massique au travers d'une section plane à l'angle azimutal ψ est :

$$\dot{m} = \rho_{\psi} \cdot A_{\psi} \cdot C_{\theta\psi}$$

Le besoin d'uniformité en sortie volute impose une distribution du type :

$$\dot{m} = \dot{m} \left(1 - \frac{\psi}{2\pi} \right)$$

Il en résulte que :

$$\frac{A_{\psi}}{R_{\psi}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\psi} K} \left(1 - \frac{\psi}{2\pi} \right) \quad (2-6)$$

où R est le rayon au centre de la section droite d'azimut ψ (*Figure 2-3*). Négligeant la compressibilité du fluide, le rapport A_{ψ}/R_{ψ} doit être une fonction linéaire de l'angle azimutal.

On peut exprimer l'angle de sortie de la volute par :

$$\tan \alpha_2 = C_{\theta 2} / C_{m 2}$$

En remplaçant les vitesses par leurs expressions tirées des équations de continuité et du tourbillon libre, on obtient alors :

$$\tan \alpha_2 = \frac{\rho_2 A_2 / R_2}{\rho_1 A_1 / R_1} \quad (2-7)$$

Exempté des effets de compressibilité, l'angle de sortie volute est uniquement fonction de la géométrie. Ces hypothèses restrictives ne permettent pas de conclure à une totale indépendance des caractéristiques de l'écoulement (débit, température, pression...) à cette valeur angulaire, mais on peut toutefois anticiper une stabilité de l'orientation de la vitesse de sortie, vis-à-vis des conditions d'entrée de l'étage.

Plusieurs études expérimentales confortent cette hypothèse. Des mesures LDV (*Eroglu & Tabakoff, 1991*) présentent des mesures d'angles similaires, pour deux débits différents. L'étude réalisée en prémisses de cette thèse tend également à confirmer cette tendance (*Binder & al, 2001*) : l'angle de sortie, mesuré par sonde directionnelle « à cinq trous » en amont du distributeur, est peu sensible à la variation du débit massique.

Des méthodes de dimensionnement plus complexes existent, intégrant des pertes de moment cinétique ou encore des effets tridimensionnels... (*Whitfield & al 1991, Bhinder 1970*).

Martinez-Botas & al, 1996, propose des simulations de type *Navier-Stokes 3D*, où les effets de la turbulence sont pris en compte via un modèle de type $k-\varepsilon$. La tendance moyenne observée reste proche des résultats de l'analyse monodimensionnelle, ce qui permet de valider celle-ci comme première approximation.

Une connaissance plus fine de cet écoulement a pourtant un intérêt certain puisque la volute influe directement sur le comportement de l'étage complet. Les travaux de *Sokhey & al, 1975* ont ouvert une période durant laquelle la phénoménologie de l'écoulement a été largement étudiée, donnant lieu à de nombreux résultats numériques et expérimentaux.

Des écoulements secondaires tourbillonnaires corrélés à la forme de la section de volute ont été mis en évidence par simulation numérique par *Sokhey & al, 1975* sur quatre types de sections de volutes différentes (*Figure 2-4*):

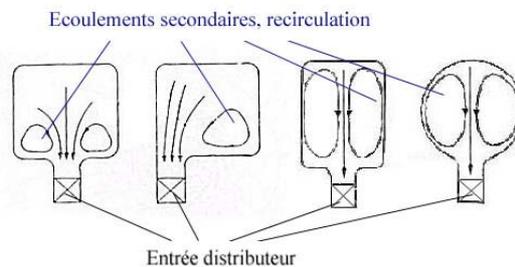


Figure 2-4 : Ecoulement secondaire dans les sections volute (Sokhey & al, 1975)

Ces structures tourbillonnaires spécifiques créant des poches de recirculations dans différentes zones de la volute ont été observées expérimentalement par *Tabakoff, & al, 1980* et *Tabakoff, & al, 1984*.

Baskharone, 1983 introduit une corrélation entre la loi de variation des sections azimutales, et l'homogénéité du débit sur le pourtour de sortie de la volute. La linéarité retenue par l'analyse monodimensionnelle (*équation 2-6*) n'engendre pas une distribution homogène rigoureuse vers tous les canaux en entrée distributeur (*Figure 2-5*). Cette distribution est alors contrôlée par simple variation de la loi des sections.

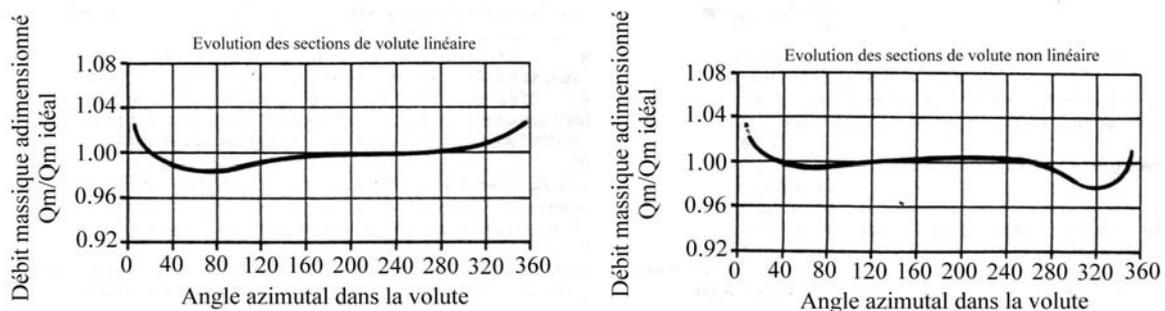


Figure 2-5 : Evolution du débit massique sur le pourtour de la sortie volute (Baskharone, 1983)

L'étude de la volute terminée, nous allons considérer le fonctionnement du distributeur. Ces deux éléments constituent la partie statique de l'étage, et doivent mutuellement assurer le conditionnement de l'écoulement vers la roue. Le positionnement du distributeur, immédiatement en amont du rotor tend à amplifier l'importance de son rôle. *Hamed & al, 1978*, montre que la configuration de la volute a autant d'influence que la forme géométrique des aubages stator, et ainsi ne doit pas être négligée face aux spécificités du distributeur que nous présentons maintenant.

2.3.2. Le distributeur

Nous aborderons la description du distributeur en trois étapes. Nous commencerons par une présentation globale du fonctionnement de cet élément, avant de donner quelques notions de son dimensionnement, puis d'en venir aux spécificités d'un distributeur à géométrie variable.

2.3.2.1. Fonctionnement

Le distributeur doit principalement accélérer, guider et stabiliser l'écoulement sur le pourtour de la roue. Il a une action majeure sur le triangle des vitesses en entrée roue. Son rôle est d'autant moins crucial que le dimensionnement de la volute est soigné : les éléments statiques de l'étage forment un ensemble cohérent dont le but est d'assurer les meilleures conditions à la roue, et doivent compenser leurs défaillances respectives pour conserver un triangle des vitesses homogène et adapté. En particulier, l'accélération produite dans les canaux du distributeur est à même d'homogénéiser la structure de l'écoulement, et de gommer les distorsions générées par exemple dans la région du bec de volute.

L'écoulement se développe librement dans l'espace compris entre la sortie volute et l'entrée distributeur. La dimension de cet espace n'a que peu d'effet sur les performances machine d'après *Sokhey & al, 1975* en raison de la nature statique de ces deux éléments d'une part, et de par la stabilité des conditions de sortie volute d'autre part.

Le fluide atteint alors le distributeur proprement dit. Le canal obtenu formé par les aubages est convergent (*Figure 2-6*) produisant l'accélération de l'écoulement. L'aire au col de ce canal influe sur la section minimum rencontrée dans la machine, et donc sur les caractéristiques de l'écoulement de façon primordiale : des conditions soniques au col limitent le débit qui ne dépend plus alors que des conditions amont.

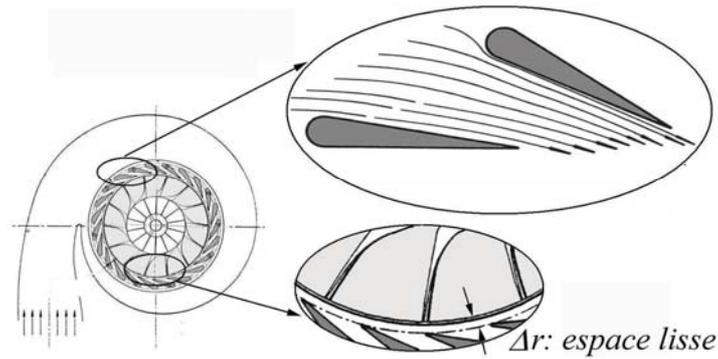


Figure 2-6 : Le distributeur aubé

L'écart observé entre le rayon de bord de fuite des aubes du distributeur, et le rayon d'entrée roue schématisé en Figure 2-6 est appelé espace lisse (Δr). Prétendre que le rôle de ce jeu est de permettre la diffusion du sillage des aubages et d'atténuer le couplage rotor/stator est conjecturel : il est fréquent de trouver dans les machines tournantes des sillages d'aubages advectés à plusieurs cordes de la source, et des perturbations se propageant vers l'amont de l'étage. Un espace lisse bien dimensionné semble cependant apporter une certaine homogénéisation en entrée rotor. De plus, l'hypothèse du tourbillon libre dans cette zone de l'étage à hauteur de canal constante et la conservation du débit massique permettent d'établir, en négligeant localement les effets de compressibilité, l'invariance de l'angle de la vitesse par rapport à la direction radiale dans l'espace lisse. L'incidence absolue de la vitesse est donc conservée entre la sortie distributeur et l'entrée roue.

Baines & Lavy, 1990 a montré que le distributeur aubé permet effectivement d'accroître le rendement maximum en restreignant la plage de performances satisfaisantes : la machine présente un meilleur rendement en utilisation proche des conditions de dimensionnement, au détriment du fonctionnement hors adaptation (Figure 2-7). Cette chute de performances est imputable à une désadaptation du stator loin des conditions de fonctionnement optimales.

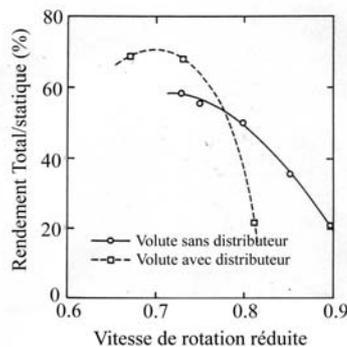


Figure 2-7 : Rendement comparé de turbomachines avec et sans distributeur (Baines & Lavy, 1990)

L'écoulement dans les canaux du stator est analogue à celui présent dans un convergent classique. Il a largement été étudié tant expérimentalement que numériquement. Une hypothèse forte, mais simplificatrice est la bidimensionnalité de l'écoulement. L'étude de *Zaidi & Elder, 1993* tend à confirmer ce caractère, à partir de mesures non intrusives de vitesse et d'angle en plusieurs plans de la hauteur de canal. Ces quantités semblent se conserver jusque dans certains aspects instationnaires. La simplification engendrée par une hypothèse de bidimensionnalité ne semble pas trop réductrice. Les derniers développements en optimisation de machines radiales (*Papailiou & al, 2003*) tendent toutefois à ajuster au mieux les designs sur toute la hauteur d'aubage à l'aide de géométries fortement tridimensionnelles. Ces machines sont réservées à une adaptation ciblée en terme de conditions de fonctionnement. Notre application, largement destinée à une utilisation hors adaptation ne requiert pas un tel degré de raffinement qui reste préjudiciable lorsque les conditions sont décalées du point de spécification. Le dessin calculé sera conservé sur toute la hauteur des aubages. Ce sont précisément ces contraintes de calcul de la géométrie que nous abordons maintenant.

2.3.2.2. Eléments de dimensionnement

Le dimensionnement d'un distributeur classique est relativement contraint : il est placé entre la volute dont les conditions de sortie sont imposées et stables, et la turbine qui reste très sensible à ses conditions d'entrée pour fonctionner dans sa plage optimale. Dans un étage destiné à une utilisation restreinte autour du point de spécification (débit massique, pression et température, vitesse de rotation), le design est imposé par les autres éléments : le bord d'attaque des aubages doit être adapté à l'angle d'incidence α_2 produit par la volute (*Figure 2-8*). L'angle de bord de fuite et la section géométrique de sortie doivent générer le vecteur vitesse attaquant la roue selon une incidence permettant le rendement le plus élevé possible. La cambrure du profil doit être suffisante pour assurer l'ajustage de l'angle de vitesse au passage du stator, sans être trop sévère pour éviter les décollements. Certains distributeurs sont dimensionnés dans le but de présenter un col sonique afin de contrôler le débit de la machine. Un corollaire de ce choix est l'uniformisation des conditions sur le pourtour de la sortie distributeur. Dans ce cas, il faut être attentif aux phénoménologies associées, telles que les ondes de choc ou les déviations par faisceaux de détente, qui imposent des variations significatives de la pression ou du triangle des vitesses.

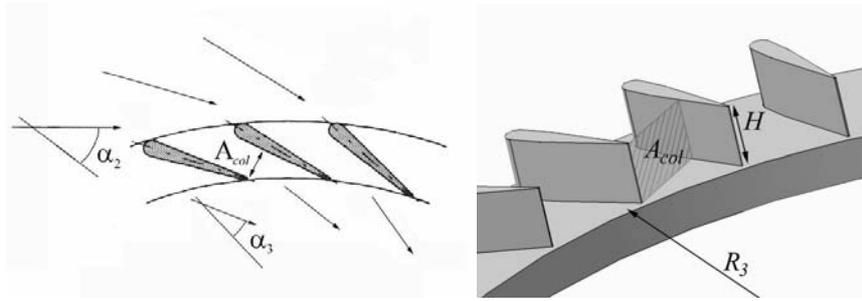


Figure 2-8 : Eléments dimensionnants du distributeur

Comme nous l'avons évoqué précédemment, la section de passage au col du convergent formé par les aubages doit être soigneusement calculée, car elle conditionne directement la valeur du nombre de Mach de sortie. L'expression de cette section s'écrit :

$$A_{col} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_i}}{P_i} \sqrt{\frac{\gamma}{r}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{col}^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2-8)$$

Les conditions amont étant fixées, la dépendance entre cette section et le nombre de Mach souhaité permet de dimensionner la section de passage adaptée.

Des considérations empiriques permettent enfin de déterminer la taille de l'espace lisse. *Maki & Mori, 1973* étudient l'influence du passage de la roue sur le stator pour différentes tailles de l'espace lisse. Une influence notable du couplage sur la répartition de pression dans le stator et le rotor est observée pour de petits écarts (2% du diamètre roue). Au delà de 20% du diamètre d'entrée roue, cette influence disparaît, mais l'augmentation de la taille de l'espace lisse implique une croissance des pertes par frottements et de la taille moyenne de la machine pénalisant le besoin de compacité. Un compromis doit donc être trouvé. *Watanabe & al, 1971* proposent un critère empirique de dimensionnement à partir duquel les rendements d'étage optimaux sont obtenus :

$$\frac{\Delta r}{H_3 \cos \alpha_3} \approx 2 \quad (2-9)$$

L'adjonction d'un distributeur dans la partie statique de l'étage de turbine est intimement liée à l'utilisation pour laquelle il est prévu. Le distributeur va accroître les performances sur une plage étroite centrée sur le point de spécification, mais va pénaliser le fonctionnement hors adaptation. Pour augmenter la valeur du rendement, tout en conservant un bon comportement hors adaptation, une des solutions envisagées est la variation de la géométrie pour adapter la

partie statique de l'étage à chaque configuration d'écoulement. Nous présentons maintenant les spécificités de tels dispositifs, au travers, notamment, d'une revue de l'état de l'art de la littérature, qui reste assez pauvrement fournie concernant le sujet.

2.3.2.3. Le principe de géométrie variable

Plusieurs possibilités de variation de la géométrie de la partie statique ont été envisagées. Concernant la volute, on recense principalement la variation d'inclinaison du bec de volute, ou l'utilisation d'une paroi mobile pour contrôler le rapport A_{ψ} / R_{ψ} en fonctionnement (Figure 2-9).

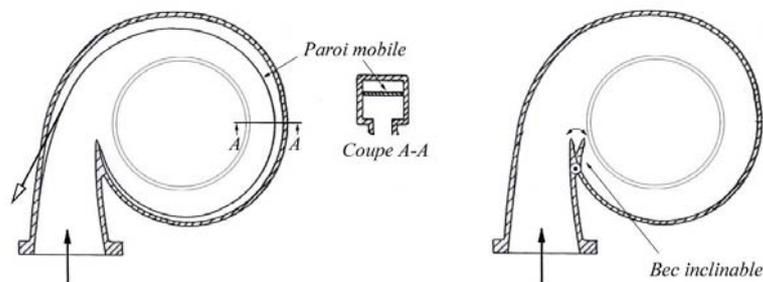


Figure 2-9 : Variation de géométrie volute

Ces procédés ne sont que peu, voir plus utilisés, car peu efficaces comparés des dispositifs de géométrie variable du stator.

De ce point de vue, plusieurs procédés ont été envisagés. L'objectif étant de produire un nombre de Mach absolu en entrée roue suffisamment important pour assurer une vitesse de rotation significative, il faut adapter la section de passage au col du distributeur aux conditions de débit de l'étage (équation 2-8).

Déplacer une des parois de la veine distributeur permet de faire varier la section de tous les canaux du stator de façon équivalente (Figure 2-10).

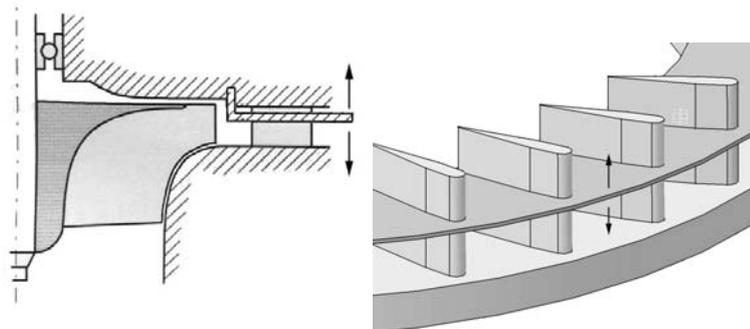


Figure 2-10 : Principe du distributeur à hauteur variable

Ce procédé présente, selon Rogo & al, 1983 des effets intéressants dans le fonctionnement hors adaptation. Dans la pratique, on constate cependant que la non uniformité de l'alimentation sur toute la hauteur des aubages du rotor est source de pertes importantes.

Les spécificités du principe du distributeur à ouverture variable sont présentées entre autres dans Rautenberg & Malobabic, 1985 et Capobianco & Gambarotta, 1992. La comparaison directe entre les deux principaux modes de variation de la géométrie distributeur reste assez sommairement abordée, et n'a jamais fait l'objet d'une étude explicite, portant sur deux configurations strictement identiques. Il ressort de la littérature que le système à ouverture variable offre un potentiel d'adaptation plus élevé. En faisant pivoter les aubages du distributeur on adapte la section de passage au régime d'écoulement pour maintenir un nombre de Mach d'entrée roue produisant une vitesse de rotation effective au fonctionnement de la machine, tout en conservant des conditions d'alimentation homogènes sur toute la hauteur des aubages (Figure 2-11).

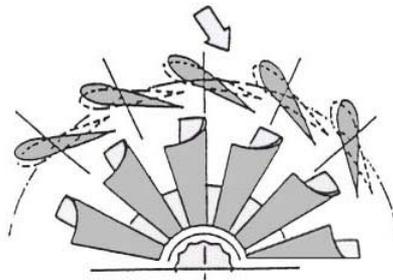


Figure 2-11 : Principe du distributeur à ouverture variable.

Ainsi, on obtient des performances supérieures sur toute la plage de fonctionnement de la turbomachine (Figure 2-12). C'est l'étude de ce système que nous allons nous attacher à approfondir au cours de ces travaux.

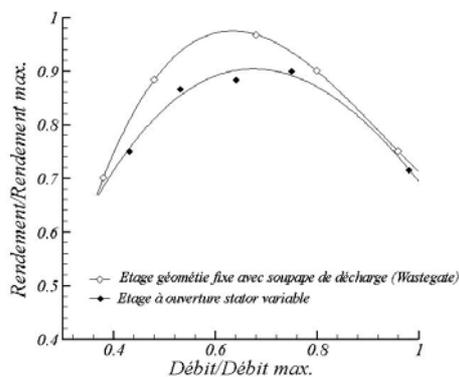


Figure 2-12 : Performances comparées des étages avec et sans géométrie variable (Capobianco, 1992)

Outre le gain de performances, l'adjonction d'un système à géométrie variable découple partiellement la valeur du taux de détente de celle du débit réduit traversant l'étage (Figure 2-13). A taux de détente fixé, la valeur quasi-unique du débit réduit d'un étage classique est étendue à une plage de débits possibles, paramétrée par l'ouverture stator.

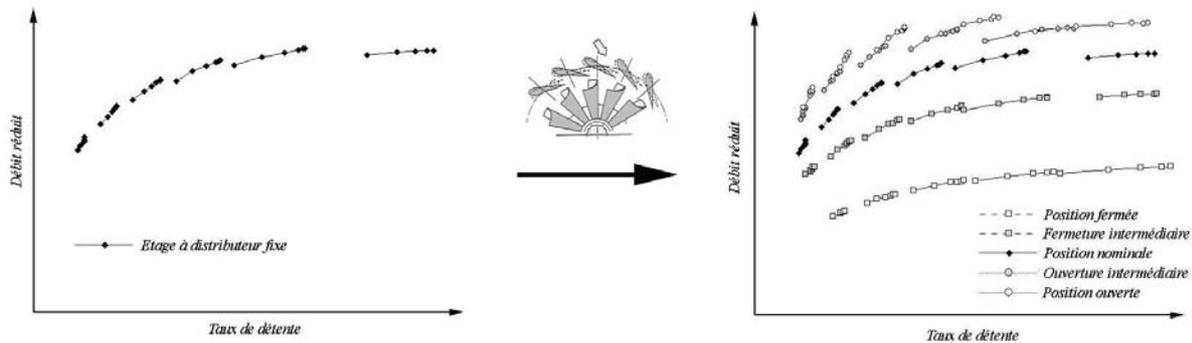


Figure 2-13 : Elargissement de la plage de fonctionnement de l'étage

Il devient alors possible d'atteindre des points de fonctionnements inaccessibles à un étage dont le distributeur est figé.

Un tel avantage se paye en terme de complexité pouvant être génératrice de distorsions d'ordre géométrique. Le pivotement des aubages autour d'un axe va modifier tous les critères de dimensionnement que l'on a abordé précédemment (paragraphe 2.3.2.2). L'angle d'ouverture du distributeur va changer, donc les incidences d'entrée et de sortie stator vont être modifiées. La section au col va également être fonction de ce positionnement, tout comme l'espace lisse par la variation du rayon de bord de fuite des injecteurs. La Figure 2-14 illustre ces modifications géométriques.

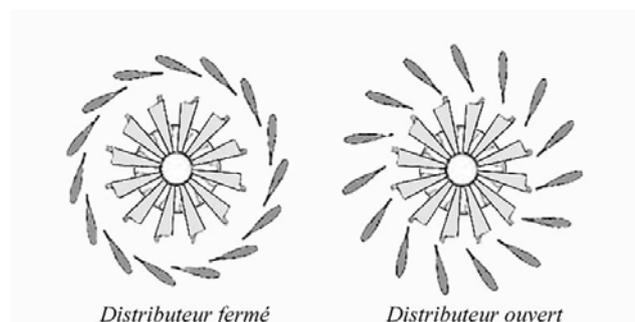


Figure 2-14 : Variation des paramètres du distributeur avec l'ouverture

La stratégie de dimensionnement de tels dispositifs reste aujourd'hui très classique. Elle consiste à utiliser le design stator associé au point de performance maximum de la roue, et d'en faire varier l'incidence autour d'un point de pivot dont le placement sur la corde du

profil reste empirique et très largement dominé par des contraintes mécaniques, et avec une connaissance limitée de l'impact d'un tel système sur les paramètres de dimensionnement. Quelques études de la littérature traitent toutefois du sujet, et permettent d'adapter partiellement le dimensionnement.

Le col du distributeur (section minimale) a une importance centrale dans le fonctionnement de l'étage. Cette section est fréquemment rapportée à la section de sortie roue, qui est également le col du canal formé par les aubes de la turbine. L'ouverture du distributeur contrôle directement ce rapport de sections qui peut être interprété comme un rapport d'étranglement et, de ce fait, est largement dimensionnant vis-à-vis du débit qui traverse la machine. Le modèle développé par *Meitner & Glassman, 1980* donne une première tendance à respecter pour minimiser le coefficient de perte au passage du stator. La *Figure 2-15* présente les résultats du modèle qui prévoit une augmentation significative des pertes lorsque la valeur du rapport de section est inférieure à 0,6.

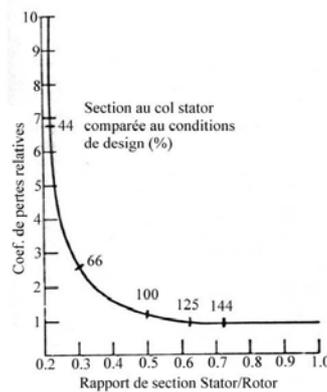


Figure 2-15 : évolution du coefficient de perte, en fonction du rapport de section (Meitner & Glassman, 1980)

Une autre spécificité du distributeur à géométrie variable réside dans la nécessité de maintenir un jeu mécanique en tête et pied de pale pour permettre la rotation de l'injecteur. Ce jeu est assuré par des entretoises (ou *spacers*) placées entre le carter et l'anneau sur lequel sont placés les aubages (*Figure 2-16*).

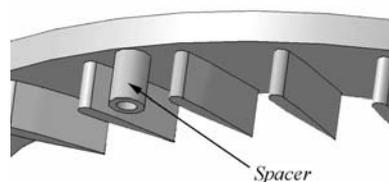


Figure 2-16 : Positionnement des entretoises (ou spacers)

La présence des spacers est doublement pénalisante : d'une part, par leurs sillages et les effets de blocage; et d'autre part, les jeux induisent un système d'écoulements secondaires dus à la différence de pression entre l'intrados et l'extrados des aubages (effet de jeux). *Fukaya & al, 2000* présentent une première évolution des écoulements en fonction du calage des profils, ainsi qu'une approche de l'interaction observée entre les aubages et les spacers (*Figure 2-17*). La structure de l'écoulement obtenu par simulation numérique montre que l'entretoise introduit une perturbation significative, principalement sur l'aubage situé juste en aval de celle-ci, pouvant provoquer sa désadaptation. Le sillage interagit fortement avec le profil pour des configurations fermées du distributeur, tandis qu'aux grandes ouvertures il est advecté dans le canal et donc vers la roue.

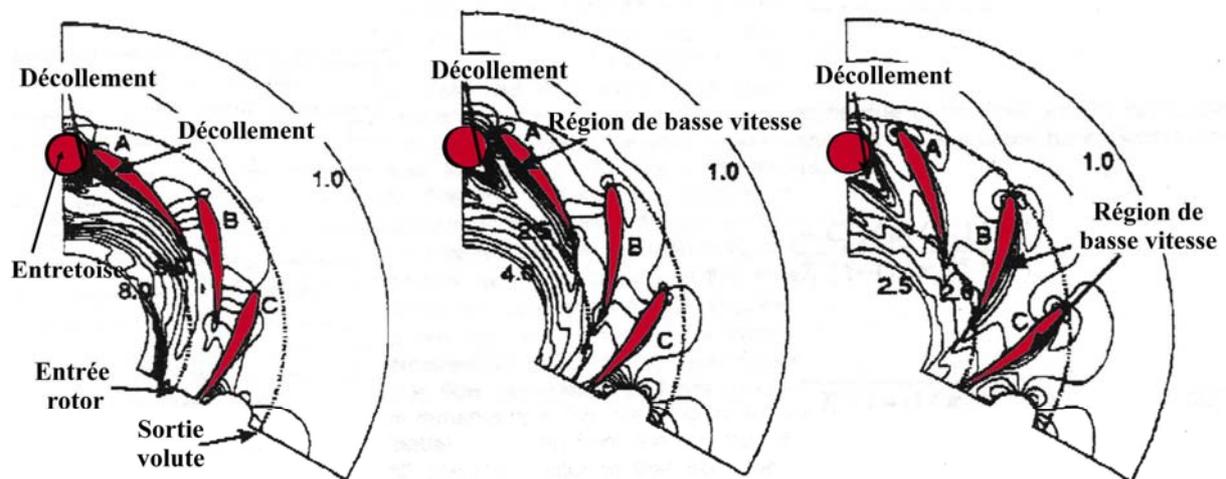


Figure 2-17 : Simulation dans le distributeur, pour plusieurs calages des aubages (Fukaya & al, 2000)

Le profil de ces entretoises a également été étudié. Des simulations ont été réalisées pour plusieurs types de profils. Il semble qu'une entretoise ovoïde soit préférable à un profil cylindrique, mais cela pénalise le fonctionnement hors adaptation, ce qui est précisément l'objet d'un distributeur à ouverture variable.

Les pertes par jeux ont été relativement bien traitées dans la littérature. Quantifiées expérimentalement sur un problème analogue par *Rogo & al, 1983*, elles imputent au minimum 1.5 points sur le rendement maximum de l'étage. Le modèle de perte de *Meitner & Glassman, 1980* prédit l'influence du jeu sur le rendement (*Figure 2-18*). La pénalisation est plus importante à mesure que la section du distributeur diminue.

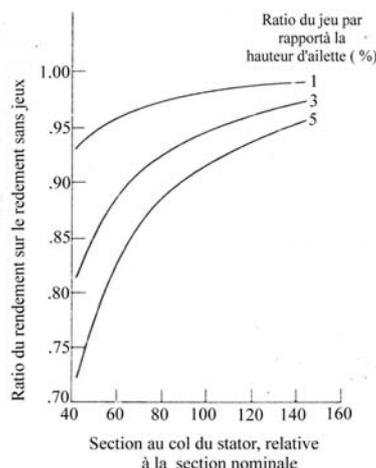


Figure 2-18 : Influence des jeux sur le rendement (Meitner & Glassman, 1980)

Hayami & Al, 1990 montrent que la distorsion dans l'écoulement introduite par les jeux a d'autant moins d'impact sur le fonctionnement de roue que celle-ci a un nombre élevé de pales. Cette étude traduit de nombreuses interrogations concernant la question du couplage entre le rotor et le stator, largement traitée pour le cas des turbomachines axiales, mais relativement obscure s'agissant des étages de turbines centripètes à géométrie variable. L'objectif n'étant pas de détailler cet aspect du comportement machine, nous n'aborderons pas plus avant ce sujet, largement dominé par des considérations sur les effets instationnaires.

La partie statique de l'étage que nous venons de décrire a pour unique but de conditionner l'écoulement afin d'obtenir des conditions d'entrée roue les plus favorables possible. Il est important d'ancrer cet objectif dans l'approche de conception sans dissocier les dimensionnements respectifs des éléments. Nous allons donc présenter sommairement le rotor, dans son fonctionnement, et dans les paramètres qui le caractérisent.

2.3.3. La roue

C'est le rotor qui extrait du fluide en mouvement la puissance nécessaire à l'alimentation du compresseur. L'écoulement dans les roues de turbines centripètes possède une structure très complexe. Il est instationnaire, tridimensionnel, visqueux, compressible pour les applications qui nous intéressent, mais aussi transsonique voir supersonique. L'écoulement attaque la roue suivant la direction radiale, et la quitte parallèlement à l'axe machine (Figure 2-19). La

rotation obtenue permet d'entraîner le compresseur, solidaire de la turbine par un arbre. D'un point de vue thermodynamique, l'enthalpie du fluide est convertie en énergie mécanique.

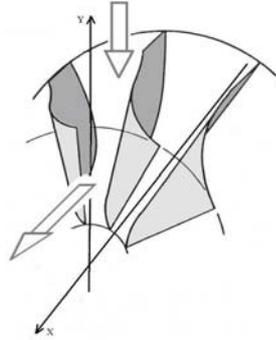


Figure 2-19 : Ecoulement dans la turbine

On quantifie l'énergie transférée de l'écoulement vers la turbine par un bilan d'enthalpie exprimé à partir des vitesses absolues et relatives de part et d'autre de la turbine. Le repère dans lequel on exprime ces différentes vitesses (ou triangle des vitesses) est défini comme suit, en rappelant que l'indice 4 situe l'entrée rotor, et 5 la sortie : U est la vitesse de rotation de la roue, C la vitesse d'écoulement dans le repère absolu, et W la vitesse d'écoulement dans un repère relatif lié à la roue (Figure 2-20)

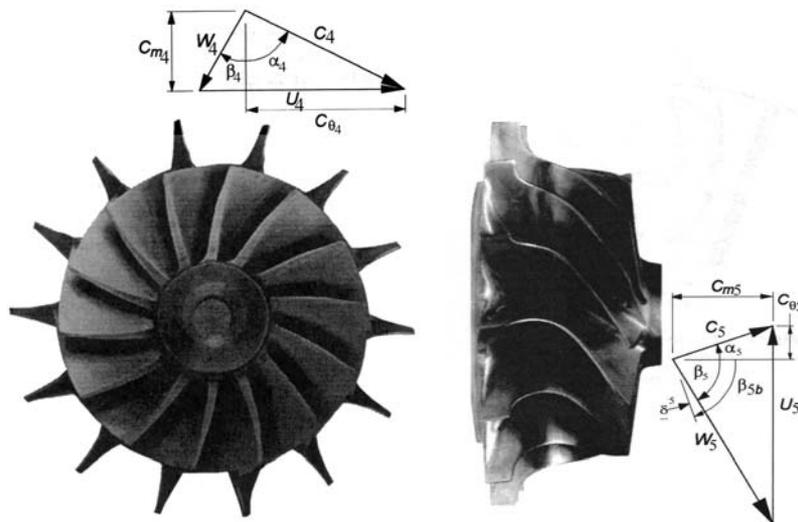


Figure 2-20 : Triangle des vitesses (Japikse & Baines, 1994)

Dans ce repère, l'énergie idéalement récupérée par la turbine est obtenue par la loi d'Euler :

$$\dot{w} / \dot{m} = U_4 \cdot C_{\theta 4} - U_5 \cdot C_{\theta 5} \quad (2-10)$$

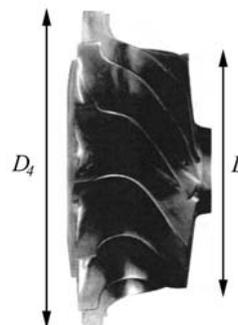
A partir du triangle des vitesses il est possible de transformer cette relation comme suit :

$$\dot{w}/\dot{m} = \frac{1}{2} \left[(U_4^2 - U_5^2) - (W_4^2 - W_5^2) + (C_4^2 - C_5^2) \right]$$

De cette expression, on déduit les caractéristiques de la turbine permettant d'optimiser le montant d'énergie récupérée :

- le terme $(U_4^2 - U_5^2)$ donne une contribution positive puisque le rayon de sortie roue est inférieur par construction au rayon d'entrée ;

- comptabiliser l'expression $(W_4^2 - W_5^2)$ comme gain d'énergie impose $W_4 < W_5$, d'où la nécessité d'accélérer l'écoulement au passage de la roue. Les canaux formés par les aubes doivent donc être convergents. Cela implique que la sortie roue présente le minimum de section du canal. Ce col impose les mêmes contraintes que le col du distributeur en terme de limitation de débit et de phénoménologie complexe en cas de blocage sonique. On exprime cette section de sortie par un paramètre adimensionnel : le *Trim* (définition Honeywell-Garrett), qui est le rapport des diamètres d'entrée et de sortie (Figure 2-21):



$$Trim = 100 \cdot \left(\frac{D_5}{D_4} \right)^2 \quad (2-11)$$

Figure 2-21 : Définition du Trim

Il peut être interprété comme une perméabilité de la machine puisqu'il est susceptible de limiter la valeur du débit dans tout l'étage ;

- enfin on va chercher à obtenir C_4 le plus grand possible (par exemple en accélérant l'écoulement d'entrée via un distributeur aubé), et surtout à minimiser C_5 ce qui revient à supprimer la giration de sortie roue.

D'un point de vue thermodynamique plus classique, on peut également expliciter le travail récupéré par la turbine de la façon suivante :

$$\dot{w} = \dot{m} (h_{i5} - h_{i4})$$

Si on suppose la détente isentropique, on peut aussi écrire :

$$\dot{w} = \dot{m} C_p T_{i4} \left[1 - \left(\frac{P_{i5}}{P_{i4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

A taux de détente équivalent dans la turbine, le montant d'énergie absorbée par la turbine sera d'autant plus important que la température d'entrée sera importante.

Ces considérations, généralement admises lors d'un premier dimensionnement de roue sont pourtant à manier avec prudence. En effet, comme nous l'avons déjà vu, l'influence de la viscosité, de la compressibilité, du fort caractère tridimensionnel... provoquent des écoulements secondaires souvent prépondérants. Des phénomènes beaucoup plus complexes sont à prendre en compte pour compléter ces considérations. Un exemple peut être donné par vérification de la giration de l'écoulement absolu en sortie de l'étage. *Carbonneau & al, 1997* vérifient grâce à des traversées de sonde directionnelle que si l'angle absolu reste nul en moyenne, il fluctue sur la hauteur de l'aubage (*Figure 2-22*).

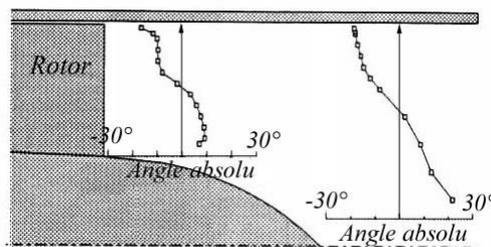


Figure 2-22 : Vitesse et angle de sortie rotor (Carbonneau & al, 1997)

En pratique, l'entrée roue s'écarte également du schéma idéal présenté en *Figure 2-20*. Si le calage du bord d'attaque des aubes est souvent nul pour des raisons de tenue mécanique, le fluide doit attaquer ces dernières avec une incidence négative déterminée empiriquement pour obtenir un rendement maximal. La valeur de cet angle est comprise entre -20° et -60° (*Rodgers 1987, Woolley & Hatton 1973*), les valeurs situées au delà de cet intervalle engendrent des zones de recirculations dans les canaux (*Figure2- 23*).

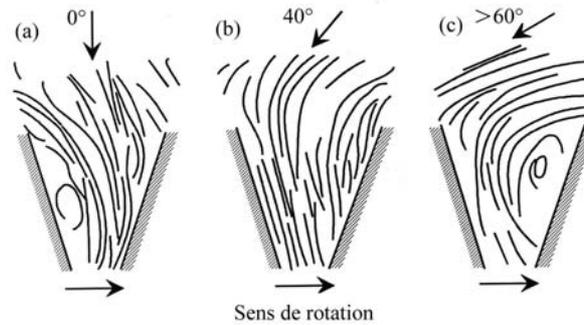


Figure2- 23 : influence de l'incidence sur l'écoulement dans la roue (Japikse & Baines, 1994)

Les jeux mécaniques nécessaires à libre rotation de la turbine induisent un débit de fuite, entraînant de forts écoulements secondaires. *Futral & Holeski, 1970* proposent une étude expérimentale très complète sur le sujet suivant la taille et le type de jeu rencontré.

Des méthodes de dimensionnement plus complètes ont alors été élaborées. Elles reposent généralement sur des corrélations empiriques, ou des hypothèses théoriques. Par exemple, l'expression du théorème d'Euler et la définition du triangle des vitesses nous permettent une première estimation des paramètres adimensionnels présentés précédemment autour du point de dimensionnement. En effet, pour un point de design optimum, on fait l'hypothèse d'une giration en sortie roue négligeable, le théorème d'Euler devient :

$$\dot{w} / \dot{m} = U_4 C_{\theta 4} = \lambda U_4^2 \quad \text{où } \lambda = C_{\theta 4} / U_4$$

De plus :

$$\frac{U_4}{C_s} = \frac{U_4}{\sqrt{2C_p T_{i1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{i1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]}}$$

et

$$\dot{w} / \dot{m} = \eta_{ts} \cdot C_p \cdot T_{i1} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{i1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

Ainsi, il vient

$$\frac{U_4}{C_s} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{\eta_{ts}}{\lambda}}$$

L'incidence négative de 20° à 30° sur la roue, aux conditions nominales, donne une valeur de λ du même ordre de grandeur que η_{ts} . La valeur de U/C_s pour des conditions optimales doit donc être proche de $1/\sqrt{2}$, soit 0,7.

La *Figure 2-24* présente un tracé caractéristique de rendement en fonction de U/C_s qui présente le comportement attendu.

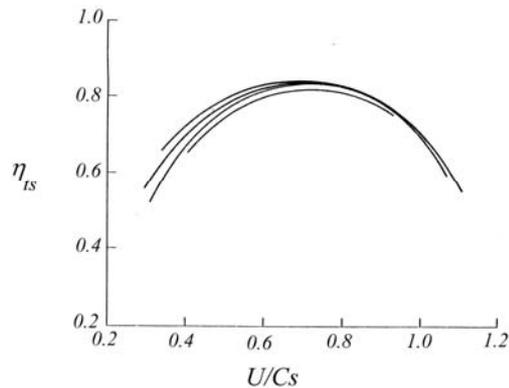


Figure 2-24 : Evolution du rendement selon la vitesse de rotation réduite (Whitfield & Baines, 1990)

Un exemple relativement utilisé de corrélation empirique est le placement de l'étage dans le champ N_s-D_s . On retrouve ce critère relativement souvent dans les procédures de design. Le résultat précédent permet d'avancer un optimum théorique de ce champ. En multipliant les vitesses et diamètres spécifiques on obtient :

$$N_s \cdot D_s = \omega D_4 / \Delta h_{0s}^{1/2} = 2U_4 / \Delta h_{0s}^{1/2}$$

Or nous savons que $C_s^2 = 2\Delta h_{0s}$. En utilisant le résultat précédent, on déduit :

$$N_s \cdot D_s = 2\sqrt{2} \frac{U_4}{C_s}$$

Cela signifie que l'optimum de rendement doit être trouvé pour des valeurs du produit N_s-D_s proche de 2. La *Figure 2-25* présente les corrélations étudiées par *Balje, 1981* entre les valeurs du rendement et le positionnement dans le champ N_s-D_s .

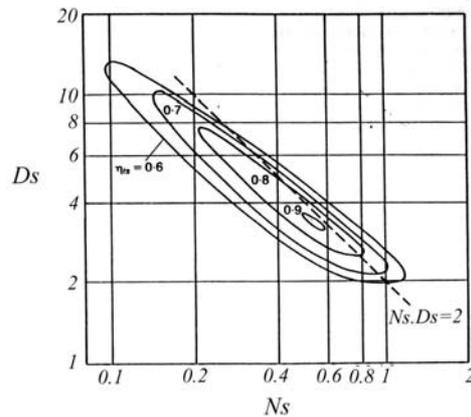


Figure 2-25 : Iso rendement dans le champ N_s - D_s (Balje, 1981)

Le but de cette étude n'étant pas d'entrer dans les détails des procédures de dimensionnement de roue, nous allons seulement donner quelques repères et brèves descriptions afin de présenter les différentes approches généralement retenues pour cet exercice. Von der Nuell, 1951 et Balje, 1960 proposent un dimensionnement fondé sur les valeurs des diamètres et vitesses spécifiques. Rokil, 1970 a retenu la vitesse spécifique, qu'il couple avec d'autres rapports dimensionnants. Wallace & al, 1976, Rodgers, 1987, Whitfield & Baines, 1990 et Wasserbauer & Glassman, 1975 proposent une approche basée sur l'analyse monodimensionnelle couplée à un modèle de perte. Whitfield, 1990 propose également une procédure basée sur la minimisation des pertes d'énergie exprimées en entrée et sortie de la turbine. Des méthodes itératives au traitement informatique indispensable ont été proposées. Benson & Fisher, 1978 et Baines & al, 1978 proposent le traitement d'une géométrie de base, optimisée au cours de l'analyse. Plus récemment, Ebaid & al, 2003 utilisent un algorithme d'optimisation pour traiter le système de six équations basées sur des modélisations simples des paramètres caractéristiques. Une fois les dimensions principales adoptées, une deuxième phase optimise les sections de passages et leurs évolutions.

D'une façon plus générale et quel que soit l'élément de l'étage, l'accessibilité croissante de la simulation numérique (ou *Computational Fluid Dynamics* : *CFD*), via des codes industriels performants favorise l'avènement des procédures hybrides dans l'industrie, où la géométrie est dégrossie suivant des méthodes simples et empiriques, avant d'être optimisée par des calculs *CFD* successifs. Il est cependant nécessaire de disposer d'un outil informatique puissant et validé.

Cette revue non exhaustive de l'état de l'art nous mène à une description plus détaillée de notre étude. L'objectif n'est pas tant le design des machines que de fournir un certain retour expérimental portant sur l'impact de la complexité associé à une variation de géométrie sur les critères dimensionnants classiques de la littérature. Les résultats expérimentaux obtenus offriront une meilleure connaissance de l'effet de plusieurs paramètres sur l'intégralité d'une machine, et constitueront une solide base de validation.

Nous abordons maintenant la structuration de l'étude, en réponse aux objectifs que nous allons présenter.

Chapitre 3

Démarche globale

L'originalité des étages turbines étudiés réside dans la présence d'un distributeur à géométrie variable dont l'intérêt a été discuté dans le chapitre précédent. L'application industrielle effective de tels étages a généré une problématique spécifique, à l'origine de la motivation de notre étude. Des objectifs en ont été isolés, créant un contexte général que nous allons présenter, avant d'aborder de manière détaillée la démarche guidant le déroulement de l'étude.

3.1. Objectifs

Le rôle central du distributeur dans le conditionnement de l'écoulement vers la roue a été établi précédemment. Cet élément associé à une définition spécifique d'utilisation de l'étage en pénalise cependant les performances lorsque le fonctionnement impose de s'écarter des conditions nominales. La solution retenue (faire varier l'angle de calage des aubages) a

démontré son efficacité mais soulève de nouvelles problématiques principalement en matière de procédures de dimensionnement qui restent relativement classiques, donc articulées autour d'un point de spécification unique. L'objet d'un distributeur à géométrie variable étant d'améliorer le fonctionnement hors adaptation, il semble nécessaire d'intégrer dès les premières étapes du dimensionnement cette notion de plage de fonctionnement étendue, couplée aux spécificités d'une modification de géométrie.

Cette problématique se décline en trois objectifs :

- identifier l'impact d'un distributeur à ouverture variable, sur le comportement de l'étage et sur les paramètres classiques de dimensionnement, pour une plage d'utilisation la plus complète possible;
- juger de l'intégration du système dans l'étage environnant au regard de facteurs géométriques dimensionnants pour assurer une cohésion de l'ensemble dans toutes les configurations d'utilisation ;
- intégrer ces informations dès les premières étapes du dimensionnement, pour tenir compte des spécificités d'un étage de turbine à géométrie variable, et de son utilisation.

Ces objectifs définissent les axes qui guident la démarche de fond et orientent le contexte de l'étude. C'est ce contexte que nous allons maintenant affiner, pour aboutir à une structuration détaillée de l'étude, au service de ces objectifs.

3.2. Contexte général

Il s'agit de présenter les premières orientations, à partir desquelles l'articulation de l'étude pourra être dégagée. Dans un premier temps, nous justifierons le caractère expérimental de l'étude. Dans un deuxième temps, nous présenterons la machine retenue pour les différents essais, ainsi que les contraintes qui y sont associées.

3.2.1. Le choix expérimental

L'étude des turbomachines est en progression et en mutation constante. L'avènement des simulations numériques, porté par des codes industriels de plus en plus accessibles, et des systèmes informatiques offrant des possibilités de calcul sans cesse croissantes, propose un outil d'investigation puissant, s'affranchissant des lourdes contraintes imposées par l'expérimentation.

Mais peut-on pour autant se passer de l'expérimentation ? La simulation numérique d'un étage complet de la volute à la roue reste difficile et les interactions entre les différents éléments sont parfois gommées aux interfaces des domaines de calcul. Le choix des conditions initiales et des conditions aux limites nécessite une bonne connaissance du fonctionnement de la machine, ce qui rend difficile l'étude d'un système complètement inconnu. Certaines études (*Dufour & al, 2004*) montrent que la définition de maillage des géométries peut avoir une influence sur certains résultats du calcul. Enfin, l'intégration du couplage aéromécanique turbine/compresseur pour simuler une turbomachine complète reste utopique.

Identifier l'influence des facteurs définissant une machine impose d'être le plus exhaustif possible, tout en assurant une bonne représentativité des résultats. Notre démarche doit alors reposer sur l'étude d'une gamme d'étages prototypes, soumis à des conditions réelles de fonctionnement, pour dégager les différences de comportement, et l'évolution des performances. Une démarche expérimentale est incontournable.

Nous allons alors présenter la gamme d'étages retenue pour les essais et l'analyse de l'influence du distributeur à ouverture variable.

3.2.2. Les étages étudiés

Construire l'étude autour d'une machine industriellement aboutie assure une bonne représentativité du comportement vis-à-vis du fonctionnement réel.

Tous les prototypes à étudier ont été définis à partir de la spécification de l'étage turbine d'un turbocompresseur de série : le GT 20 V qui équipe les moteurs de 2,5L de cylindrée.

Ce modèle a été retenu puisqu'il présente le double avantage d'être en milieu de gamme tout en ayant des dimensions suffisantes pour autoriser une instrumentation locale.

Les objectifs de l'étude sont centrés sur l'intégration du distributeur à géométrie variable dans l'étage. Pour autant, une investigation des conditions d'entrée/sortie visant une analyse globale du fonctionnement sur la seule partie statique serait inappropriée puisque incomplètement représentative du comportement réel de l'étage. On s'attachera donc à étudier expérimentalement un étage turbine complet, avec plusieurs configurations de stator pour un même dessin de roue, dans des conditions de fonctionnement intégrées.

Afin d'assurer la représentativité de l'étude, il est impératif de le coupler avec un système dissipatif afin d'évacuer le travail produit, sans quoi il sera impossible d'obtenir un comportement réaliste (*Figure 3-1*).

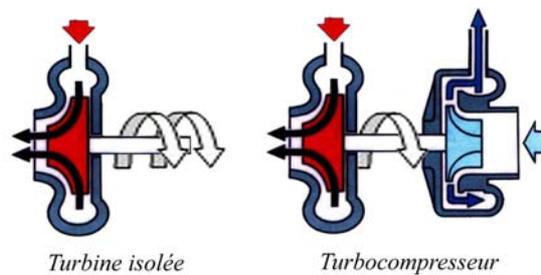


Figure 3-1 : Influence du compresseur sur la turbine

Utiliser pour ce rôle l'étage compresseur d'origine apporte la garantie d'une excellente représentativité du fonctionnement réel, mais il impose quelques limitations. Un champ compresseur classique est présenté en *Figure 3-2*.

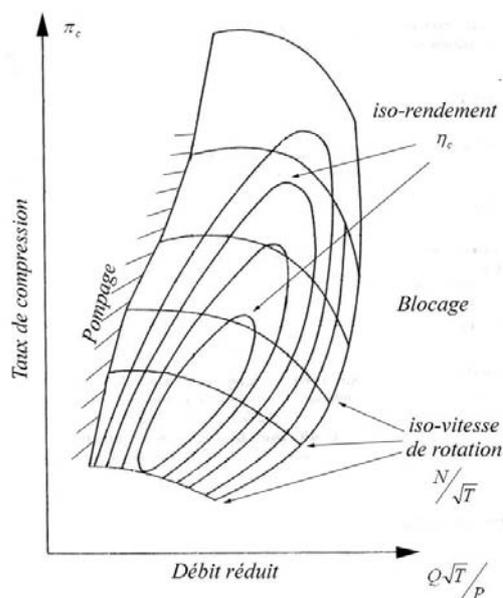


Figure 3-2 : Champ compresseur

Sur un plan formé par le taux de compression et le débit réduit traversant l'étage compresseur sont tracées les iso-vitesses de rotation, et les iso-rendements. Deux zones limitent la plage de fonctionnement du compresseur. D'une part, les forts débits sont susceptibles de générer un blocage sonique en entrée rotor, ce qui est préjudiciable pour la machine dans son ensemble (pertes importantes, risques d'aspiration d'huile etc...), et d'autre part le pompage est préjudiciable à l'intégrité mécanique de la machine. En effet de forts gradients adverses provoquent des décollements, voire de violentes recirculations instationnaires dans la roue. En fonctionnement, ces régions sont à éviter.

Le choix du compresseur influence le comportement de l'étage turbine. A iso-vitesse de rotation, un compresseur de diamètre modéré absorbe moins d'énergie qu'un compresseur plus important. Afin d'assurer une indépendance des résultats mesurés sur l'étage turbine vis-à-vis de l'étage compresseur, la même géométrie compresseur a été conservée tout au long de l'étude.

La finalité d'un turbocompresseur est l'utilisation sur moteur. Dans ces conditions, le même flux traverse les deux étages, puisqu'ils sont reliés via le cylindre (*Figure 3-3 (b)*). Une charge moteur donnée impose le débit et les taux de détente et de compression. La vitesse de rotation identique dans les deux étages complète la définition du point de fonctionnement. Les différents paramètres ne sont plus indépendants ; les champs caractéristiques se réduisent donc à une ligne de fonctionnement (*Figure 3-3 (a) et (c)*).

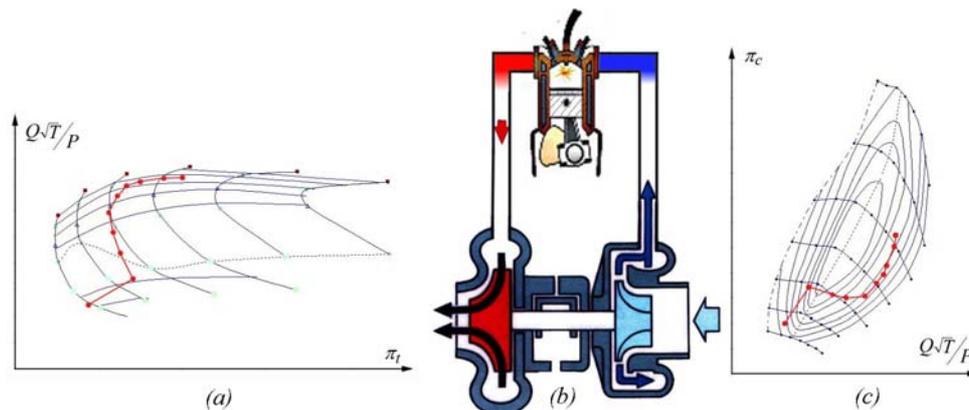


Figure 3-3 : Couplage du moteur et du turbocompresseur

S'affranchir de cette dépendance est impératif si l'on souhaite établir le champ turbine dans sa globalité. L'étage turbine et l'étage compresseur doivent donc être pilotés sur deux circuits d'air différents.

Tout le cheminement expérimental s'articule autour de la capacité à assurer le fonctionnement du turbocompresseur et la prise de mesure. Le banc d'essais ainsi défini sera présenté en détail au chapitre suivant. Il est au cœur de la démarche que nous allons exposer maintenant, en réponse aux objectifs fixés.

3.3. Détail de la démarche de l'étude

Afin d'accéder aux objectifs fixés au début du chapitre :

1. caractérisation de l'influence de l'ouverture du stator ;
2. adaptation du système à l'étage ;
3. intégration des résultats dans les procédures de dimensionnement ;

trois étapes expérimentales ont été définies. La première donne accès au comportement global des machines, avec une approche de l'adaptation relative de la roue et du distributeur (*objectifs 1 & 2*). La deuxième s'articule autour de mesures plus locales, et apporte une connaissance plus fine des écoulements et de la phénoménologie (*objectifs 1 & 2*). L'analyse de ces deux étapes doit permettre de dégager les tendances globales de l'impact du distributeur à ouverture variable sur les paramètres classiques de dimensionnement (*objectif 3*). La dernière est une étude factorielle complète des paramètres géométriques du distributeur, qui discriminera les importances respectives des variables de dimensionnements (*objectifs 2 & 3*).

3.3.1. Etape 1

Cette première étape doit à la fois apporter une connaissance du comportement global des étages turbines équipés d'un distributeur à géométrie variable, et permettre de caractériser l'influence du rapport des sections minimales de passage du distributeur et de la roue, le rapport X_c (*Figure 3-4*). Ce rapport, aisément contrôlable au niveau géométrique, est représentatif de l'adaptation relative, en terme de sections dimensionnantes, de l'ensemble rotor/stator. Il est essentiel dans la définition de l'étage et sa valeur est grandement influencée par l'ouverture du distributeur.

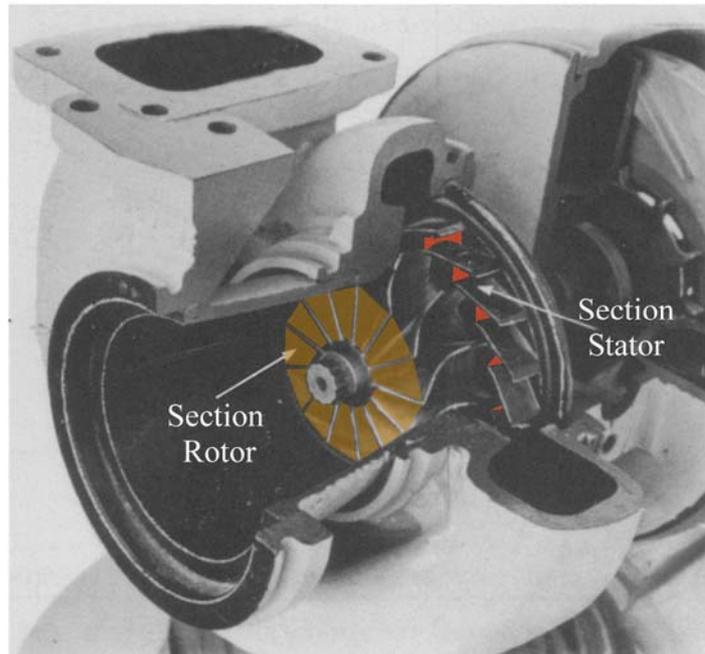


Figure 3-4 : Définition des sections de passage définissant le rapport X_c .

La valeur de ce rapport est contrôlée par plusieurs paramètres géométriques, via la construction des deux sections : la section du distributeur est fixée par la hauteur d'aubage (H), ainsi que l'angle (α) formé par les aubages par rapport à la direction radiale (Figure 3-5).

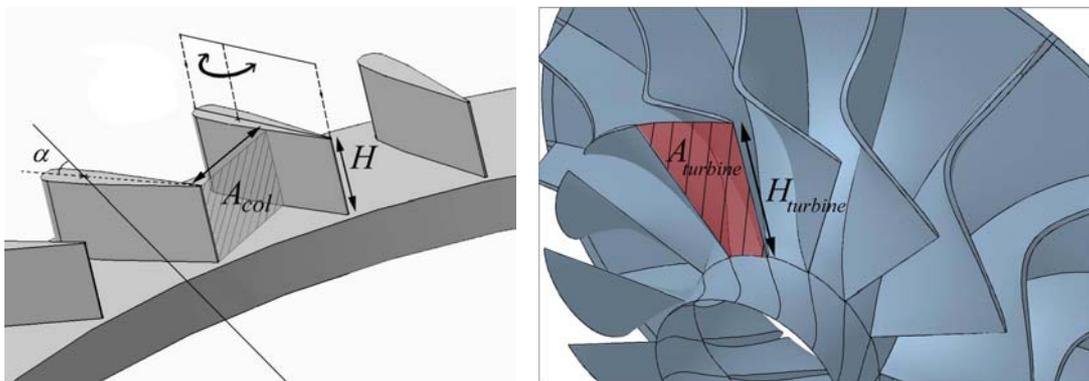


Figure 3-5 : Facteurs géométriques définissant X_c

La section de passage en sortie roue est fixée par la hauteur des pales ($H_{turbine}$), directement corrélée au diamètre de sortie de la turbine. Ce diamètre s'exprime de manière adimensionnelle par le *Trim* (équation 2-11). Au final, dans le système actuel, X_c est fonction des trois facteurs : H , α , et *Trim*.

L'angle α varie avec l'ouverture du distributeur. Pour décrire une large plage de variation de X_c , découplée de l'ouverture du distributeur, la variation de la hauteur d'aubage (ou hauteur de veine distributeur) et du *Trim* de la roue est nécessaire, imposant la fabrication d'étages spécifiques. Une matrice d'étages à expérimenter est alors définie (Tableau 3-1), selon trois hauteurs d'aubage, et trois *Trim*. La configuration d'origine est placée au centre de cette matrice (*Etage T5*).

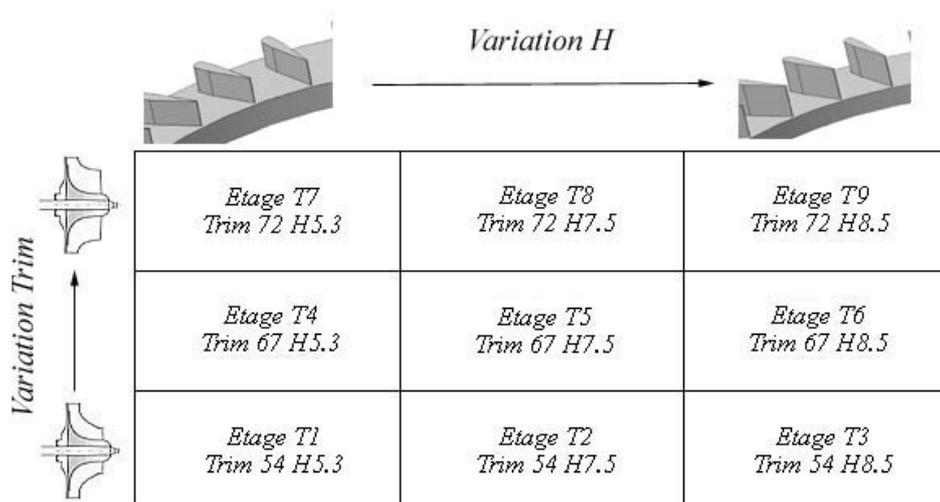


Tableau 3-1 : Matrice d'étages à expérimenter

Chacun de ces 9 étages est testé pour cinq ouvertures successives du distributeur (-50%, -25%, 0%, +25% et +50% de l'ouverture nominale) générant ainsi pour une même machine cinq valeurs du X_c . Les expériences vont permettre de recouper 45 valeurs de ce rapport. Les intervalles de variation du *Trim* et de la hauteur d'aubage ont été définis de sorte que la valeur de X_c soit répétée pour des configurations différentes, afin de vérifier la significativité du rapport.

La métrologie globale de chaque machine permettra d'établir les grandeurs caractéristiques du fonctionnement de l'étage : taux de détente, rendement isentropique, débit réduit et vitesse de rotation réduite.

Il a été montré (paragraphe 2.2) que ces quatre grandeurs fixent un point de fonctionnement. Produire un champ turbine, c'est balayer l'ensemble des valeurs de ces quatre paramètres, en en fixant un, faisant varier le second, afin de mesurer les deux derniers. Notre procédure est basée sur un raisonnement en iso-taux de détente, c'est à dire que le taux sera fixé, la vitesse de rotation varie, le rendement et le débit sont mesurés comme des résultats. Cette démarche, à laquelle est généralement préférée une exploration en iso-vitesse de rotation, est basée sur la construction du rendement. Nous l'avons vu, la transformation isentropique de référence est

définie pour un taux de détente donné. Il nous semble alors opportun de comparer des machines différentes sur la même base. Le choix de l'intervalle de variation des taux de détente explorés est dicté par le fonctionnement réel, sur moteur. La carte de performance de l'étage alors réduite à une ligne de fonctionnement imposée par le moteur (*Figure 3-6*), passe par toutes les ouvertures du distributeur dans un intervalle de taux de détente compris entre 1,4 et 1,9. Ce régime de fonctionnement, bien adapté au banc d'essai, permet de conserver des conditions de fonctionnement réalistes, et autorise une comparaison systématique des différentes configurations.

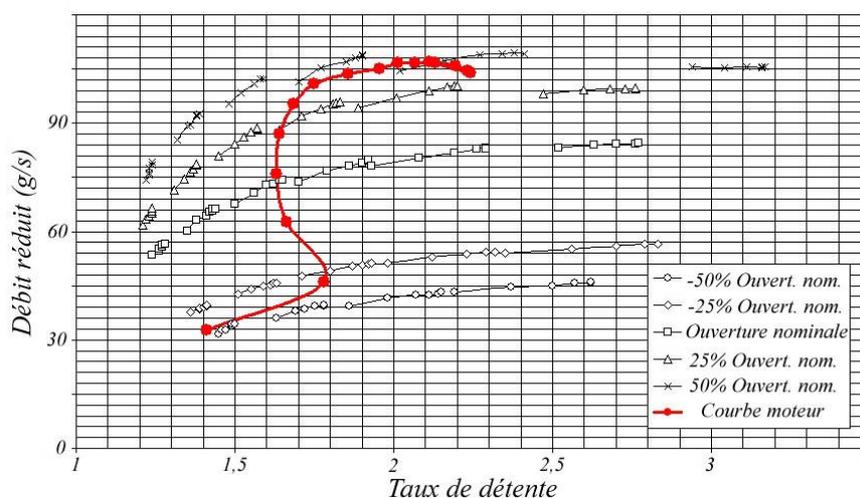


Figure 3-6 : Incrustation de la ligne de fonctionnement moteur sur le champ turbine

Cette étape ne propose qu'une analyse globale du fonctionnement. Affiner la connaissance des écoulements se développant dans la machine requiert, une métrologie plus locale. C'est ce que l'on s'attachera à faire à l'étape suivante.

3.3.2. Etape 2

Afin d'approfondir l'analyse des étages existants et de conforter les tendances observées dans la première étape de l'étude, une métrologie plus locale est envisagée. L'influence de l'ouverture stator doit être identifiée dans tous les éléments de l'étage. On veut pouvoir accéder à une connaissance plus précise de l'écoulement de part et d'autre du distributeur et en sortie de la roue.

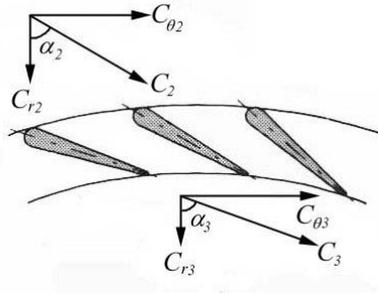


Figure 3-7 : Composition des vitesses dans le distributeur

Identifier la structuration de l'écoulement en entrée/sortie du distributeur nécessite d'en connaître la température et la pression totale. Les vitesses C_3 et C_4 (Figure 3-7) peuvent être établies par mesure de la pression statique en amont et en aval des aubages. Les quantités C_{r3} et C_{r4} sont directement proportionnelles aux valeurs de la masse volumique et du débit global (en supposant une uniformité azimutale de l'écoulement). Les angles α_3 et α_4 sont alors calculés, d'où l'établissement des composantes tangentielles $C_{\theta3}$ et $C_{\theta4}$.

Une mesure de la température, de la pression totale et des pressions statiques en amont et en aval, couplées à la valeur du débit traversant la machine suffisent à établir les conditions de fonctionnement.

Mesurer ces quantités compte tenu des dimensions requiert certaines précautions car bien évidemment la métrologie ne doit pas entraver le fonctionnement, tout en supportant les conditions difficiles de température et de vitesse de rotation. Ensuite cette métrologie doit être peu sensible aux écarts de fonctionnement et aux désadaptations de la machine, puisqu'il est prévu de balayer un champ d'utilisation relativement large. Cette contrainte concerne principalement la mesure de pression totale en amont du bord d'attaque des aubages du distributeur. L'écoulement quitte la volute avec un angle que nous ne pouvons qu'estimer, il n'est pas possible d'utiliser une sonde classique de pression totale qui n'assure pas un résultat fiable pour un décalage d'incidence supérieure à 7° . Des sondes spécifiques de type « trois trous » ont donc été développées. Le principe de fonctionnement permet, par mesure de la différence de pression entre les deux trous latéraux de la sonde, de corriger la valeur de pression totale et d'estimer l'angle d'incidence sur les sondes, la pression statique et donc la vitesse. L'encombrement de la sonde doit être suffisamment faible pour ne pas trop perturber l'écoulement, et elle doit être capable de supporter des niveaux de température élevés lors des essais à chaud. Le marché n'offrant pas ce type de sonde, une conception spécifique mise au point en collaboration avec le Centre d'Essai des Propulseurs à Saclay (CEPr) débouche sur la fabrication des instruments présentés en Figure 3-8.

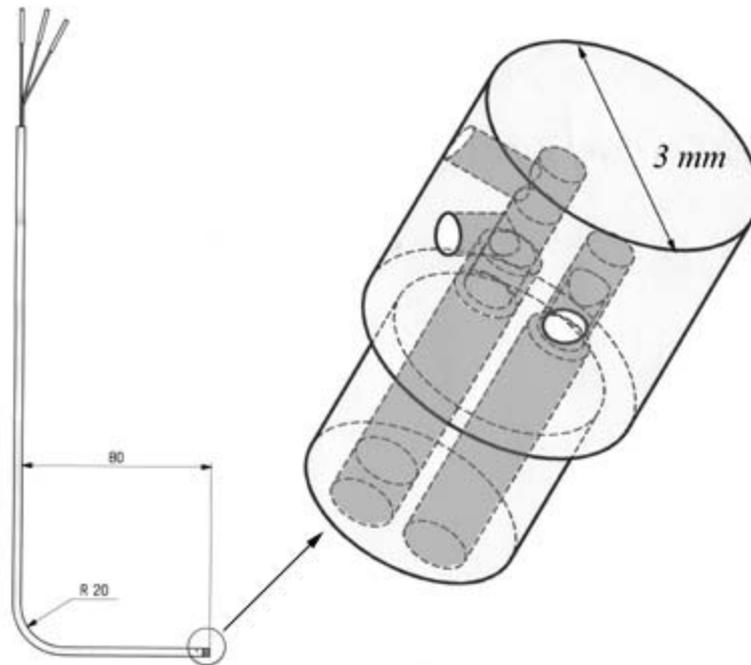


Figure 3-8 : Tête et corps des sonde 3 trous

La procédure d'étalonnage est exposée en *annexe C*. Elle permet de recalculer les informations, et de calculer les valeurs désirées. Si la sonde autorise une plus grande souplesse vis-à-vis des désadaptations, elle doit néanmoins être placée dans une position proche de la direction d'écoulement (variation admise à $\pm 25^\circ$). L'idéal consiste à aligner la sonde avec l'écoulement à chaque mesure. Cela est difficilement réalisable, puisqu'il est délicat de traiter les fuites occasionnées lors du pivot du corps de sonde, pour des températures importantes. La position doit être figée définitivement et tout écart d'incidence recalculé. Nous avons montré au chapitre 2 (*paragraphe 2.3.1.*) la quasi indépendance de l'angle de sortie volute vis-à-vis du niveau de débit dans l'étage. Un bon positionnement d'origine doit nous permettre d'obtenir des résultats sur toute l'étendue de mesure désirée. Cet angle est peu sensible aux conditions aérothermiques du fluide traversant la machine donc aux conditions de température de l'étage. Positionner la sonde « à froid » assure un calage pertinent de la sonde et des manipulations aisées. Lorsque la sonde est alignée avec l'écoulement froid (*Figure 3-9*), elle est scellée à l'aide d'un ciment réfractaire.

Cette sonde donne accès à la fois une à mesure de C_3 , P_{i3} , P_3 et de α_3 .

C_3 , T_3 et α_3 permettent de donner une valeur du débit massique, indépendante de l'information du débitmètre placé en amont. Ce recoupement permettra de vérifier les résultats.

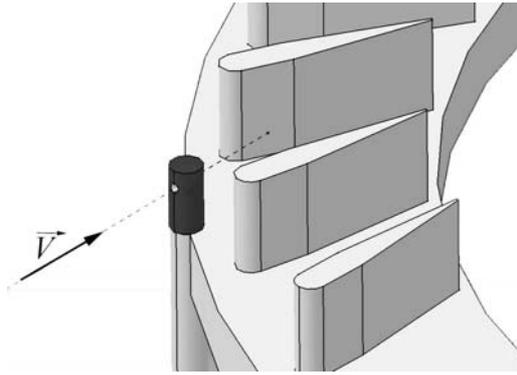


Figure 3-9 : Positionnement de la sonde trois trous

L'implantation des mesures de pression statique et de température en aval du distributeur ne présente pas la même sensibilité, et ne fait pas l'objet de traitement particulier, si ce n'est un usinage soigné et précis, pour assurer la répétabilité de l'instrumentation d'un étage à l'autre. On complète ces résultats par une mesure de l'écoulement en sortie roue. L'important caractère tourbillonnaire impose une exploration radiale de la conduite de sortie (*Figure 3-10*), pour obtenir des profils de pression, et de vitesse (amplitude et déviation angulaire).

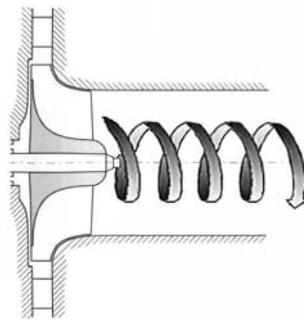


Figure 3-10 : Giration en sortie roue

Le même type de sonde trois trous est utilisée, pilotable en profondeur et en incidence pour des traversées à la dernière station de l'étage. Le triangle des vitesses des principales sections de la machine est alors accessible.

Ces mesures fines nécessitent une mise en place assez lourde, cela impose une restriction dans l'analyse des configurations de l'étape 1. L'étage de référence (*étage T5*) fera bien entendu l'objet de ce type de mesure, mais également les étages déclinés par variations individuelles des deux facteurs de l'étude : le *Trim* (à *H* constant, *Trim 54* et *Trim 72* : *Etages T2 et T8*) et la hauteur d'aubage (à *Trim* constant, *H5.3* et *H8.5* : *Etages T4 et T6*). Trois ouvertures du distributeur (-50%, 0% et 50% de variation par rapport à l'ouverture nominale) permettront de

recouper les résultats avec l'analyse globale et d'envisager l'influence de l'ouverture stator dans un contexte plus local.

L'inhomogénéité azimutale des conditions sur le pourtour de la sortie volute a été démontrée dans la littérature (*Baskharone, 1983*). Nous nous proposons de réexaminer ce point compte tenu des spécificités d'un distributeur à géométrie variable. D'une part, la présence des entretoises, ou spacers nécessaire au maintien du jeu mécanique doit accentuer cette inhomogénéité (*Figure 3-11*), comme cela a été évoqué par *Fukaya & Watanabe, 2000*.

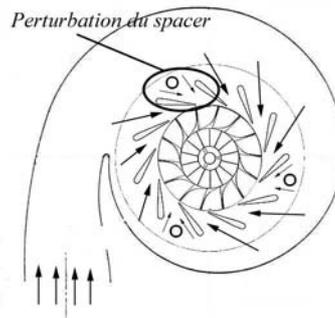


Figure 3-11 : Non homogénéité sur le pourtour du distributeur

D'autre part, il est important de vérifier si le comportement des conditions de sortie volute est modifié par la variation de l'ouverture stator, démontrant un couplage entre les deux éléments statiques de l'étage. Mesurer le pourtour complet de la sortie volute par des moyens conventionnels, tels que ceux présentés précédemment serait coûteux en nombre de sondes, mais serait surtout fortement intrusives avec des conséquences néfastes sur la représentativité des mesures. Utiliser les aubages du distributeur comme instrument de mesure est une solution beaucoup plus satisfaisante de ce point de vue. Le moment aérodynamique des aubages est fonction des conditions amont (amplitude et incidence du vecteur vitesse, voir *Figure 3-12*).

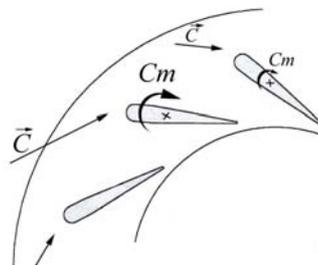


Figure 3-12 : Principe de la mesure d'effort pour qualifier l'écoulement amont

Toutes les aubes ont la même incidence mécanique, et devraient, en cas d'alimentation homogène, subir le même moment aérodynamique. En mesurant ce moment sur chacune des

aubes du pourtour, toute distorsion azimutale sera identifiée, ainsi que son comportement face à la configuration d'ouverture stator.

A ce stade de l'étude, une bonne connaissance de l'influence d'un système à géométrie variable sur le fonctionnement global de l'étage pourra être établie, ainsi qu'une approche du rôle joué par le rapport de section des machines. Cependant, de nombreux facteurs géométriques entrent en jeu dans la définition du distributeur. Pouvoir discriminer ces facteurs en identifiant leur influence reste essentiel. Nous nous proposons d'élargir l'étude en tenant compte d'un grand nombre de facteurs pour capter les effets dimensionnants dans la conception d'un distributeur à géométrie variable.

3.3.3. Etape 3¹

Un grand nombre de paramètres entrent en jeu dans le dimensionnement d'un distributeur. Pouvoir hiérarchiser l'influence des facteurs géométriques, afin de définir ceux conduisant aux critères dimensionnants à respecter, aux dépens d'autres moins influents, élargit l'idée de distributeur à géométrie variable, à celle de distributeur à géométrie adaptable.

Il convient d'identifier de tels critères à partir de la définition matérielle du distributeur. Etablir une liste exhaustive des paramètres géométriques n'est pas envisageable. Nous proposons ci-après une liste regroupant les plus significatifs (*Figure 3-13*).

La définition globale requiert la connaissance des rayons caractéristiques : rayon de bord d'attaque (R_{ba}), de bord de fuite (R_{bf}), rayon du point de pivot des aubages (R_{pp}) et rayon du col du convergent (R_{col}) auxquels s'ajoutent le nombre d'aubages (N_b) et la présence ou l'absence de spacers (S_p).

Les aubages sont paramétrés par les angles au bord d'attaque (α_{ba}) et au bord de fuite (α_{bf}), la corde (Cr_d), le profil choisi (Pfl , pouvant se décomposer plus avant) et l'abscisse du point de pivot sur la corde (X_{pp}). La dimension du jeu (J) (nécessaire au mouvement de pivot des aubages) est source d'une partie des pertes dans le stator. La section de passage équivalente

¹ Cette étape expérimentale a du être différée pour des raisons matérielles. Les procédures expérimentales, et de dépouillement des données sont finalisées. Les machines prototypes à expérimenter en fin de réalisation. Toutefois, la définition de cette phase a nécessité une attention particulière, autour d'outils spécifiques auxquels il sera fait référence dans la suite de l'étude. C'est pourquoi, afin de conserver une cohérence dans le mémoire, mais aussi pour préserver l'intégrité de la démarche suivie, nous avons décidé de conserver la présentation proposée.

est contrôlée par la hauteur d'aubage (H), la largeur et l'angle imposé au col (L_{col} et α_{col}). Enfin l'angle de la corde d'aubage par rapport à la direction radiale (α) définit la configuration d'ouverture.

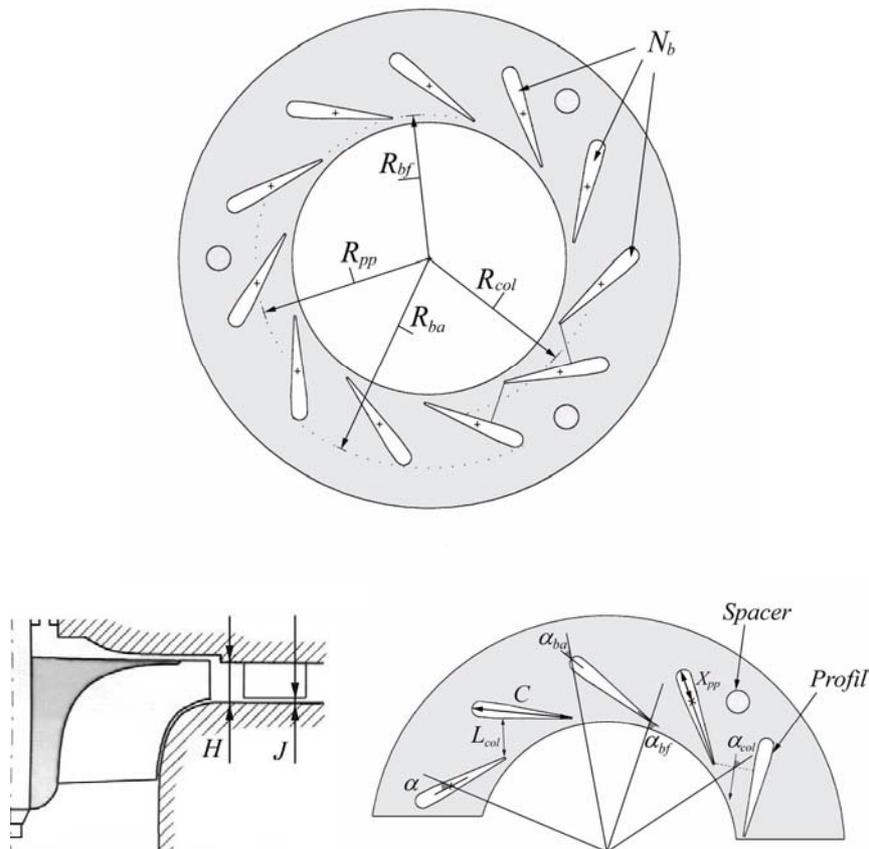


Figure 3-13 : Définition des facteurs géométriques du distributeur

Au total 16 facteurs, sans prendre en compte la décomposition du profil, sont nécessaires à la définition d'un distributeur à géométrie variable. Anticiper l'influence d'un paramètre sur le fonctionnement global est très délicate, puisqu'elle peut présenter des caractères antagonistes. Par exemple, accroître la corde des aubages peut améliorer le guidage du fluide, mais augmente également la surface de contact, donc les pertes par frottements.

Une étude paramétrique prenant en compte tous ces facteurs reste le meilleur moyen d'identifier les influences relatives. Etablir la matrice d'expérience exhaustive associée aux bornes supérieures et inférieures du domaine de variation des 16 facteurs porte à 256 (16^2) le nombre d'expériences à effectuer. Cet objectif prohibitif en essais peut être ramené à des proportions raisonnables en s'appuyant sur la planification optimale des expériences. Cette méthode basée sur la théorie statistique, vise à optimiser le choix des expériences, afin de

retirer le maximum d'informations en un minimum d'essais. Elle relève d'un contexte mathématique, et d'une terminologie spécifique qu'il ne convient pas d'aborder ici. Une annexe (*annexe B*) a été dédiée à la présentation de la planification optimale, en complément de ce qui est proposé dans ce chapitre.

La méthode implique des principes mathématiques établis et impose une démarche rigoureuse à l'expérimentateur, qui s'articule en trois points :

- *analyse du contexte de l'étude* : il s'agit de définir les objectifs à atteindre (discrimination des facteurs selon leur importance, identification fine de leurs influences respectives, modélisation, optimisation...), les moyens à disposition, les contraintes matérielles qui y sont associées, estimer le coût d'une expérience, et ainsi en proposer un nombre raisonnable servant de base à la taille finale du plan.

- *analyse des variables de l'étude* : les grandeurs à analyser, assurant la meilleure réponse aux objectifs fixés, doivent être définies. Les facteurs susceptibles d'influer sur ces réponses doivent être établis et analysés : sont-ils indépendants, sont-ils contraints par un élément extérieur au système ou par un autre facteur ? Sont-ils maîtrisables et dans quelle mesure ? quel doit être l'intervalle d'étude de chaque facteur pour assurer la faisabilité ? Les expériences sont-elles soumises à des paramètres incontrôlés ?

- *définition du plan d'expériences* : enfin, le plan est construit. Il faut définir la taille et le type de plan à utiliser en adéquation avec les objectifs et les contraintes, prendre en compte l'évolutivité du projet...

Un quatrième point peut être ajouté, dans le cas où les objectifs définis comporteraient une phase d'optimisation.

L'analyse préalable à la définition du plan est essentielle, et définitive. Un plan, une fois défini, ne peut se voir ajouter ou retirer des facteurs sans perdre la pertinence et la cohésion qui est au cœur de cette démarche. Nous allons présenter les étapes de construction de notre plan suivant les trois grandes articulations de la démarche.

Le contexte de l'étude

L'étude a pour objectif de discriminer les facteurs géométriques influençant le comportement d'un distributeur à géométrie variable et de modéliser la réponse à ces facteurs. L'étude est effectuée sur le banc *PTM (Petites TurboMachines)* présenté au chapitre 4. Il assure le fonctionnement d'une machine et en permet l'instrumentation pour une analyse de son comportement global et local. Les conditions d'alimentation de l'étage turbine sont paramétrables en débit et en température, ce qui implique une durée de stabilisation pendant l'essai, avant l'acquisition des mesures. De même, il est obligatoire de laisser refroidir l'installation avant toute manipulation. Le temps de montage des machines sur le banc, et d'initialisation de la métrologie sont à prendre en compte. On estime à trois jours la durée moyenne nécessaire à la réalisation complète d'un essai. Dans ces conditions, la barrière des 20 expériences semble être une limite haute à ne pas dépasser pour que la taille du plan final reste réaliste.

Les variables de l'étude

Les réponses

Les quantités analysées comme réponses du plan doivent être représentatives de l'adaptation du distributeur, tant sur le comportement global de la machine, que dans des considérations plus locales. Le distributeur portera les seules différences d'un étage à l'autre, et sera donc responsable de toute variation dans le fonctionnement. Le rendement thermomécanique, et le débit réduit traversant l'étage sont de bons indicateurs de l'état global de la machine. Ils permettent de placer l'étage dans les champs caractéristiques, de quantifier les déplacements des points de fonctionnements, etc...

La différence de pression statique entre l'entrée et la sortie du distributeur permet également de qualifier certains régimes d'écoulements dans le stator, ainsi que de quantifier les importances relatives des détentés dans le stator et le rotor. Cette première prise en compte du couplage rotor/stator peut être complétée par une mesure de la giration en sortie roue, plus représentative de l'adaptation relative de ces deux éléments.

Les facteurs

Les facteurs de l'étude ont été précédemment listés. Toutefois, il semble peu réaliste d'espérer remplir les objectifs dans le nombre d'expériences proposé, sur une étude complète à 16 variables. Réduire le nombre de facteurs s'impose. Cette liste relativement complète peut, de plus, présenter des redondances, des dépendances et des contraintes fortes pénalisantes pour l'étude. Par exemple, le rayon de bord de fuite (R_{bf}) peut se déduire, par relation géométrique de la corde (Crd), l'angle d'ouverture (α), l'abscisse (X_{pp}) et le rayon (R_{pp}) du point de pivot :

$$R_{bf} = R_{pp} - (Crd - X_{pp}) \cos(\alpha)$$

La planification expérimentale requiert des domaines de variation des facteurs les plus indépendants possibles (domaines dits « orthogonaux »). Ainsi des dépendances telles que nous venons d'identifier sont à éviter, et dans notre cas précis à proscrire, puisque R_{bf} se réduit strictement à l'influence croisée de 4 autres facteurs, sans effet propre. Une analyse s'impose, pour détecter ce type de redondance. Les données de la littérature permettent de réduire la taille de la matrice d'expérience. L'étude *Sokhey & al, 1975* démontre que la valeur du rayon de bord d'attaque (R_{ba}) des aubages peut être écarté. L'étude du profil (Pfl) des aubages s'intégrera plus logiquement dans le contexte d'une deuxième phase d'investigations, sur une géométrie globale déjà optimisée. De plus, *Hamed & al, 1978* démontrent que la forme de ce profil n'a pas une influence de premier ordre. Le profil symétrique actuel sera donc conservé pour toute expérimentation.

Dans ces conditions α_{ba} , α_{bf} , α_{col} , L_{col} , R_{bf} et R_{col} peuvent être strictement déduites des autres facteurs alors indépendants. Ils peuvent être écartés de la définition du plan. Pour des raisons de faisabilité, la distance entre le point de pivot et le bord de fuite de l'aubage n'est pas modifiable : X_{pp} n'est plus indépendant de Crd .

Finalement, 9 grandeurs ont été écartées de l'étude, ce qui réduit à 7 le nombre de facteurs. 20 expériences au maximum, judicieusement choisies parmi les 49 possibles apporteront suffisamment d'informations pour répondre aux objectifs fixés.

Ces sept facteurs indépendants varient dans des intervalles qui définissent l'espace expérimental de l'étude :

- l'angle d'ouverture (α) : [36,5° ; 72,1°] ;
- la corde (Crd) : [15,5 mm ; 19,5 mm] ;

- le rayon des points de pivot (R_{pp}) : [31,655 mm ; 35,655 mm] ;
- le nombre d'aubages (N_b) : [11 ; 15] ;
- l'absence ou la présence des spacers (S_p) : [0 ou 1] ;
- la hauteur d'aubage (H) : [5,3 mm ; 8,5 mm] ;
- la taille du jeu (J) : [0 ; 0,25 mm].

Ces facteurs sont adimensionnés par la demi largeur du domaine de variation. Ainsi, tous les intervalles de variation définis ci-dessus sont réduits à [-1 ; 1].

L'environnement étant défini, la construction du plan d'expériences peut être entreprise.

Construction du plan

Plusieurs étapes sont à respecter.

Tout d'abord, une étape destinée à la discrimination des facteurs influents. Parmi eux, le premier dont on se préoccupe est le facteur absence ou présence des spacers. Les objectifs de cette phase de l'étude requièrent à la fois une discrimination entre les facteurs retenus, et une connaissance de leurs influences respectives. Les caractéristiques des plans factoriels fractionnaires (*cf. annexe B*) sont adaptées à notre problématique, puisqu'ils permettent une interprétation aisée des résultats en un nombre modéré d'expériences, et autorisent la prolongation de l'étude par une phase de modélisation.

On propose ainsi un plan fractionnaire pour les six facteurs (α , N_b , H , J , R_{pp} , Crd) du type 2^{6-3} qui comporte 8 expériences qui seront dupliquées selon les niveaux absence ou présence des spacers. Il faudra répéter au moins deux fois les deux expériences au centre (*essais 1 & 2*) pour apprécier la variabilité des réponses en fonction des facteurs au centre du domaine. Au cours des premiers essais l'influence des spacers sur les réponses devrait apparaître assez rapidement. Si la conclusion est suffisamment nette, on complétera ce premier plan pour une valeur définitive du facteur spacer. On définit ici ces premiers essais (

Tableau 3-2).

L'étape suivante consiste alors à apprécier la plus ou moins grande influence de chacun des autres facteurs sur les réponses et d'en retenir le sous-ensemble des facteurs significatifs.

Enfin, par complément du plan précédent, la dernière étape permet une estimation des modèles reliant l'ensemble des facteurs retenus à chacune des réponses.

<i>N° d'essai</i>	<i>Sp</i>	α	<i>N_b</i>	<i>H</i>	<i>J</i>	<i>R_{pp}</i>	<i>Crd</i>
<i>1</i>	1	0	0	0	0	0	0
<i>2</i>	0	0	0	0	0	0	0
<i>3</i>	1	-1	1	-1	1	-1	1
<i>4</i>	0	-1	1	-1	1	-1	1
<i>5</i>	1	-1	1	1	-1	1	-1
<i>6</i>	0	-1	1	1	-1	1	-1
<i>7</i>	1	1	-1	1	-1	-1	1
<i>8</i>	0	1	-1	1	-1	-1	1
<i>9</i>	1	1	-1	-1	1	1	-1
<i>10</i>	0	1	-1	-1	1	1	-1

Tableau 3-2 : Plan d'expérience défini pour l'étape 3

Cette revue détaillée de l'étude nous mène à présent à considérer les moyens expérimentaux nécessaires pour mettre en œuvre cette démarche. La définition et l'évaluation du banc d'essais spécifiquement conçu et réalisé pour cette étude vont maintenant être présentées.

Chapitre 4 :

Outils expérimentaux

La réalisation des objectifs de l'étude a nécessité la définition et la conception d'un banc d'essai spécifique, permettant de simuler les conditions réelles de fonctionnement d'un turbocompresseur. Cette approche industrielle du banc d'essai couplée à une métrologie locale, dont certains composants ont été développés spécialement pour notre étude, constitue le cœur de l'approche expérimentale de notre recherche.

4.1. Présentation des moyens d'essais

Le banc d'essai mis en place permet une investigation à deux niveaux. Le premier, qui sera qualifié de global, consiste à assurer le fonctionnement de la machine, et à procéder à l'acquisition des paramètres caractéristiques d'entrée et sortie des étages. Le deuxième en constitue un affinement ayant trait à des mesures plus locales, réalisées à la faveur des expériences prévues. Nous allons présenter ces deux niveaux en deux parties détaillées.

4.1.1. Instrumentation globale

Nous présentons ici le banc d'essai *PTM (Petites TurboMachines)*, ainsi que la métrologie mise en place pour recueillir les paramètres caractéristiques de l'étage turbine.

4.1.1.1. Description du banc d'essai

Le banc d'essai devant assurer le fonctionnement du turbocompresseur a été dimensionné autour des trois composants de ce dernier : l'étage compresseur, l'étage turbine, et le carter des paliers fluides. Pour plus de souplesse dans le pilotage et la mesure, et pour gagner en stabilité sur le comportement de la machine, le fonctionnement des trois éléments est dissocié en trois circuits distincts que nous présentons.

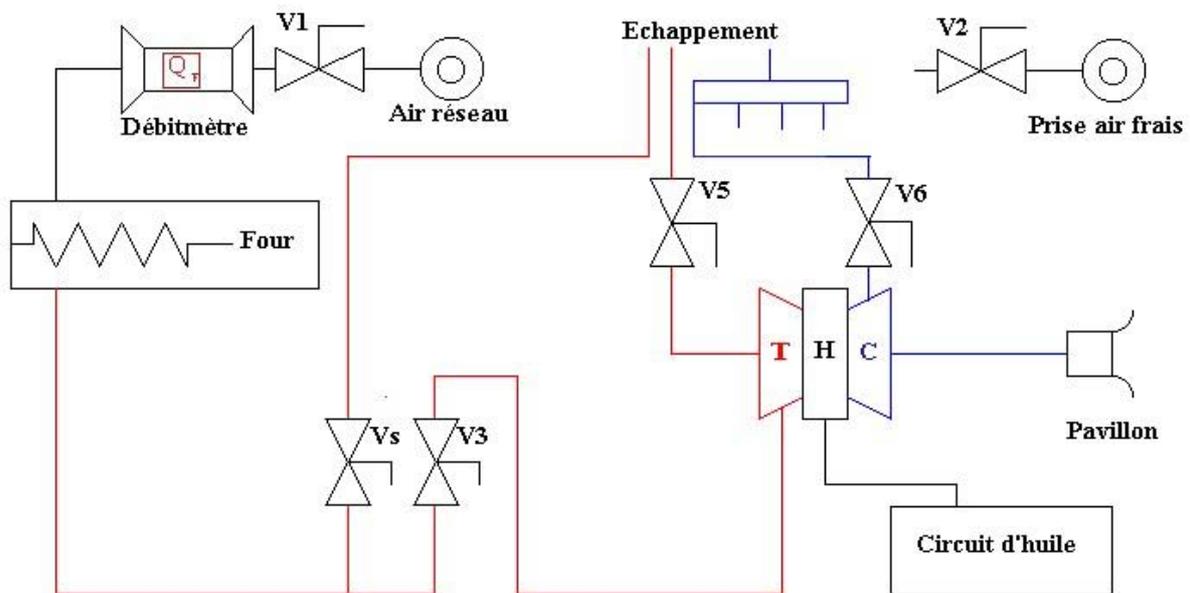


Figure 4-1 : synoptique du banc d'essai

Le circuit compresseur

L'étage compresseur ne fait pas l'objet d'une étude approfondie. Son circuit d'alimentation en air reste assez classique.

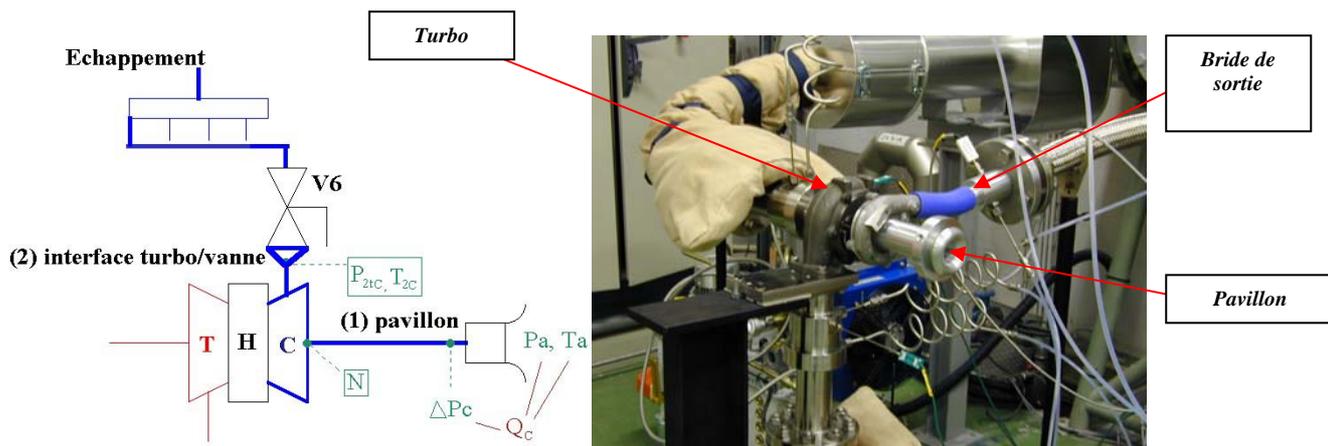


Figure 4-2 : Circuit compresseur

L'air prélevé dans le banc d'essai est admis dans l'étage au travers d'un pavillon (Figure 4-2, Figure 4-3-1) emmanché sur le carter et dimensionné selon les indications de Ower & Pankhurst, 1977. En sortie de l'étage, une réduction (Figure 4-2, Figure 4-3-2) reliée à la sortie volute par du tuyau souple, assure l'interface vers la vanne de contre pression V6 puis l'échappement équipé d'un silencieux. Le pilotage de cette vanne assurera le niveau de charge du compresseur et permettra de faire varier la vitesse de rotation de l'étage sans modification des conditions d'entrée de l'étage turbine.

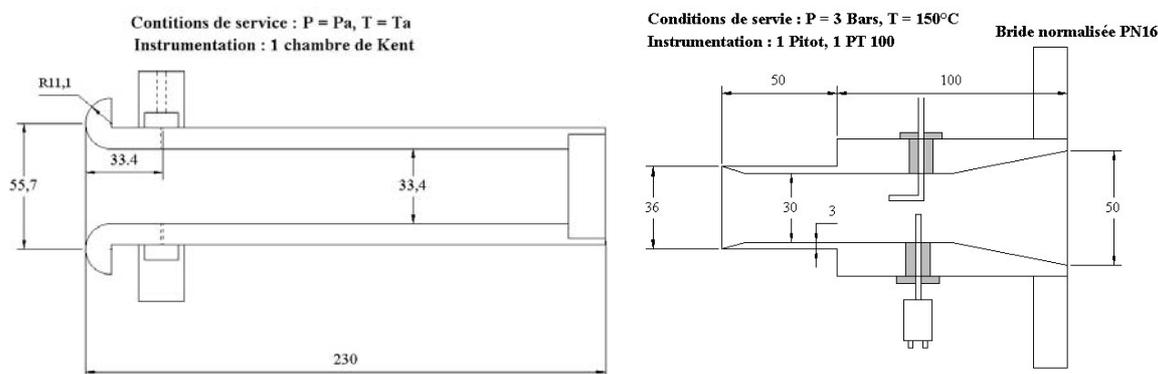


Figure 4-3 : (1) Admission compresseur, (2) échappement compresseur

Les conditions d'écoulement sont standard puisque la seule élévation de température, due à l'apport d'énergie du compresseur, ne devrait pas excéder 150°C, et la pression 2Bar. Il y a donc peu de contraintes particulières à respecter dans le choix des matériaux pour réaliser cette partie du banc.

Au niveau métrologique, outre les pression et température locales au banc d'essai (P_a , et T_a), les paramètres globaux mesurés sur l'étage sont :

- température d'entrée pavillon (T_{1c}) ;
- dépression au passage du pavillon via une chambre piézométrique (chambre de Kent), pour calculer le débit d'air dans l'étage (dP_c) ;
- la vitesse de rotation de l'ensemble tournant à l'aide d'un capteur de proximité (N) ;
- les pressions statiques et totales de sortie compresseur, à l'aide d'un tube de Pitot standard (P_{2C} et P_{2Cs}) ;
- la température de sortie compresseur via une sonde de type PT 100 (T_{2C}).

Le Circuit turbine

Afin de simuler les conditions réelles d'admission de la turbine, le circuit turbine a été conçu de façon à alimenter l'étage en air chaud (620°C), pour un débit variant de 20 à 200 g/s. La nécessité d'une bonne représentativité de la température d'entrée sera discutée ultérieurement. Ces conditions ont imposé une procédure de conception et de réalisation spécifique, dans le choix des matériaux ainsi que dans le dimensionnement des conduites, supports, et de l'isolation thermique.

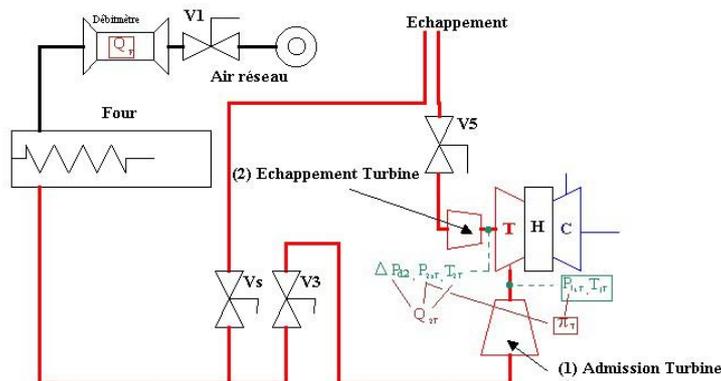


Figure 4-4 : Circuit turbine

L'alimentation se fait directement sur le réseau d'air comprimé (7 Bar), elle est contrôlée par la vanne V1 (Figure 4-4). Le débit d'air frais dans le circuit est alors mesuré à l'aide d'un

débitmètre à effet Coriolis (*Figure 4-5*), dont le fonctionnement est présenté en *annexe A*, équipé d'une carte électronique *MVD (Multi Variable Diagnostic : Option de traitement numérique du signal)* pour assurer une précision maximum (0.5% de la valeur mesurée). Le positionnement en début de ligne est imposé par la tenue limitée en température du système.



Figure 4-5 : Débitmètre à effet Coriolis

L'air entre ensuite dans le four électrique pour atteindre une température de 620°C dans une plage de débit comprise entre 20 et 200 g/s. Il est équipé de 4 cannes chauffantes de 62,5 kW chacune (soit une puissance totale de 250kW) et génère sur la ligne une perte de charge de 500 mbar. L'asservissement de la température est assuré par un bouclage *PID*.

L'ensemble des éléments situés en aval du four a fait l'objet d'une attention particulière dans le choix des matériaux afin de résister aux contraintes de température et de pression. Les conduites ont été réalisées en Alloy 800 HT, cet alliage présente des caractéristiques de résistance éprouvées jusqu'à 800°C. Les vannes sont toutes certifiées au-delà de 800°C, des notes de calcul pour la réalisation des supports ont été émises par un bureau d'étude certifié. Toutes les brides sont des standards PN50. Les soudures et autres interventions ont subi un contrôle radiographique, pour confirmer la tenue mécanique de l'ensemble à température élevée. Afin de minimiser la déperdition de chaleur en ligne, et de sécuriser le banc, un calorifuge a été nécessaire.

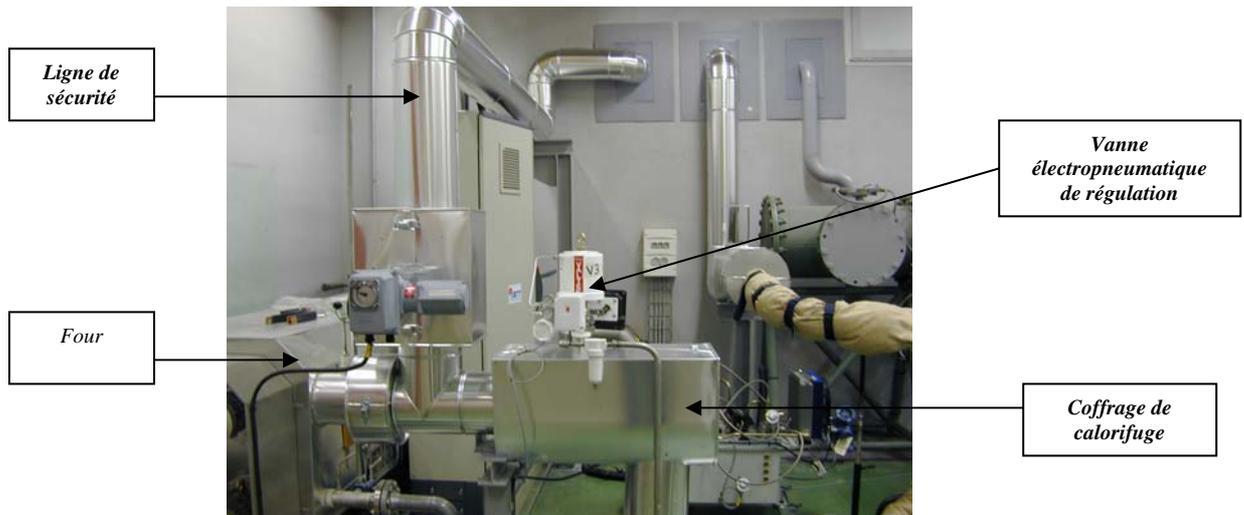


Figure 4-6 : Sortie four

Une épaisseur de 50 mm de silicate de calcium doublée de 30 mm de laine de roche a été disposée sur la tuyauterie rigide. Des nappes de *Carbowool* placées sur les parties flexibles assurent la protection, tout en conservant la souplesse de l'installation (Figure 4-6). Des nappes spécifiques du même matériau ont été adaptées pour envelopper le turbocompresseur entier afin de limiter au maximum les pertes thermiques au passage de la machine. Dès la sortie du four, une ligne de sécurité, commandée par la vanne V_s est directement raccordée au système d'échappement muni de silencieux. Cette vanne est automatiquement ouverte en cas de surpression dans le circuit d'admission, dont l'éventualité est associée à la possibilité d'une casse machine. La vanne V_3 est une vanne électropneumatique à pointeau qui assure une régulation par bouclage PID sur la mesure du débitmètre.

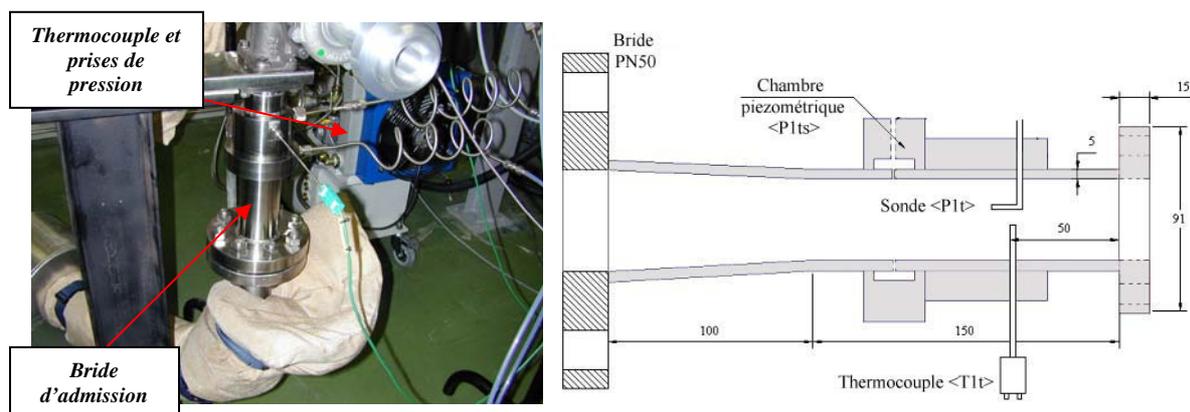


Figure 4-7 : Brides d'entrée de l'étage turbine

Une réduction permet alors l'admission dans l'étage turbine (Figure 4-7) à partir de tuyau tressé inox. Une fois l'étage traversé, une nouvelle réduction (Figure 4-8) permet de

connecter la sortie turbine à la vanne de contre pression V5. Enfin, l'échappement se fait via une ligne individuelle, équipée d'un silencieux.

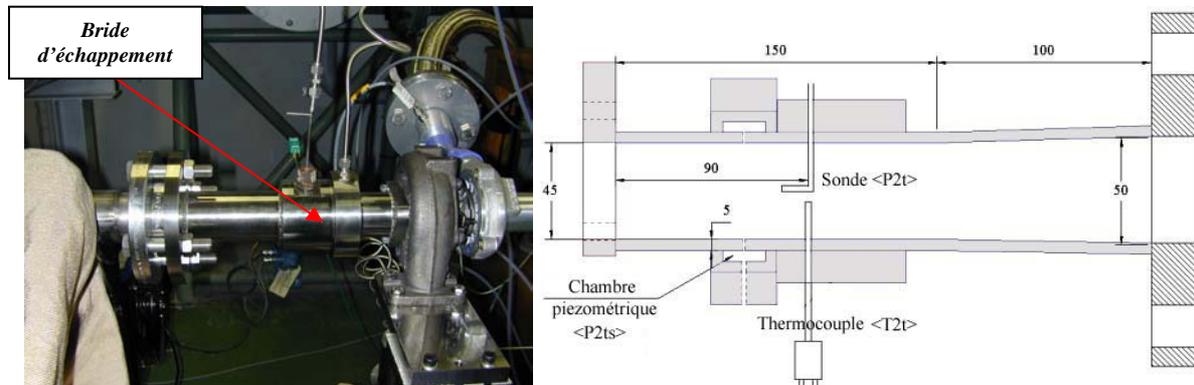


Figure 4-8 : Bride de sortie de l'étage turbine

Sur le circuit turbine, les mesures sont exclusivement réalisées à partir des interfaces banc/turbo présentées ci dessus. Les mesures effectuées sont :

- pression totale d'entrée turbine grâce à une sonde de pression coudée adaptée à une utilisation en environnement haute température développée au CEPr (*P1T*) ;
- pression statique d'entrée turbine via une chambre piézométrique (chambre de Kent) constituée de 8 perçages à 1,5 mm de diamètre, débouchant dans la chambre (*P1Ts*) ;
- température d'entrée turbine. Mesure par thermocouple K (*T1T*) ;
- pression totale de sortie turbine grâce à une sonde de pression haute température développée au CEPr (*P2T*) ;
- pression statique de sortie turbine via une chambre de Kent (*P2Ts*) ;
- température de sortie turbine. Mesure redondante (3 mesures) par thermocouple K (*T2T*).

Le circuit d'huile

Le circuit d'huile est annexe au banc. Il permet d'alimenter les paliers fluides du turbocompresseur dans les conditions garantissant au mieux un fonctionnement optimal. Une circulation d'huile chauffée entre 80 et 110°C, sous 3 bar de pression, pour un débit compris

entre 2 et 4 l/min, permet de limiter les fluctuations préjudiciables à la stabilisation des points de fonctionnement en imposant une charge des paliers constante durant tout l'essai.

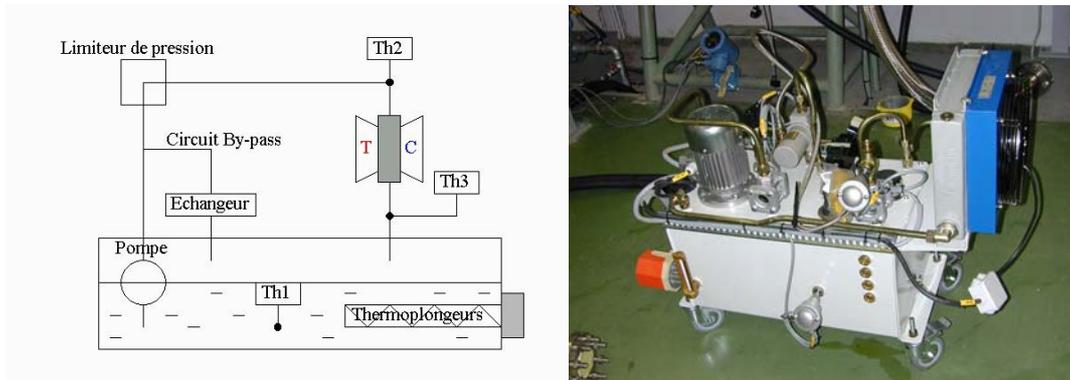


Figure 4-9 : circuit d'huile

Ce circuit comprend une réserve d'huile de 50L équipée de 2 thermoplongeurs (puissance 3kW) qui assurent une montée en température rapide. L'huile est mise en circulation à l'aide d'une pompe. Un limiteur de pression crée un courant de fuite pour éviter les surpressions dans les paliers. Un échangeur permet de refroidir l'huile en cas de surchauffe. Un capteur de pression, et trois mesures de température permettent de réguler le fonctionnement du circuit, et de gérer les sécurités.

A partir des mesures réalisées sur le banc d'essai, il est possible d'établir les paramètres caractéristiques de l'étage turbine. Nous en rappelons maintenant les expressions, à partir des quantités mesurées.

4.1.1.2. Grandeurs établies

Comme nous l'avons montré au chapitre 2 (*paragraphe 2.2*), quatre paramètres caractérisent le fonctionnement de l'étage (Taux de détente, débit réduit, vitesse réduite et rendement), qui doivent être complétés de la définition thermodynamique du fluide. Ces paramètres sont exprimés dans une référence dite « totale-statique », et seront au cœur de l'analyse des résultats. Nous en listons les expressions à partir des quantités mesurées lors des essais.

Les caractéristiques thermodynamiques du fluide :

La valeur de la chaleur spécifique à pression constante étant fonction de la température, il est impératif de recalculer systématiquement cette dernière. La loi polynomiale suivante en est une bonne approximation :

$$C_p = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5$$

où $a_0 = 1059,4$; $a_1 = -0,4902$; $a_2 = 1,32 \cdot 10^{-3}$; $a_3 = -1,08 \cdot 10^{-6}$; $a_4 = 3,90 \cdot 10^{-10}$; $a_5 = -5,27 \cdot 10^{-14}$

T est la température statique du fluide en kelvin.

Le rapport des chaleurs spécifiques s'écrit alors :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - r}$$

Le taux de détente

Le taux de détente produit par la turbine est le rapport des pressions absolues d'entrée et de sortie :

$$\pi_t = \frac{P1T + P_a}{P2T_s + P_a}$$

Le débit réduit

La valeur du débit massique (\dot{m}_t) traversant l'étage est mesurée directement par un débitmètre à effet Coriolis. L'expression du débit, rapportée aux conditions standard s'écrit :

$$Q_{rt} = \frac{\dot{m}_t \sqrt{(T1T + 273.15) / 288.35}}{(P1T + P_a) / 101315}$$

La vitesse réduite

La vitesse de rotation est mesurée sur l'étage compresseur, par l'association d'un capteur de proximité et d'un compteur/analyseur de fréquence. L'expression de la vitesse réduite normalisée est alors :

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{(T1T + 273.15) / 288.35}}$$

Le rendement :

Le rendement total-statique de l'étage turbine est établi à partir des températures d'entrée/sortie de l'étage :

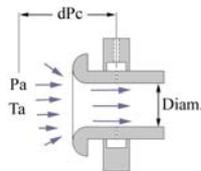
$$\eta_{ts} = \frac{1 - \left(\frac{T2T + 273.15}{T1T + 273.15} \right)}{1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

L'isolation thermique, certes soignée mais perfectible, rend difficile, dans le cas d'un étage chauffé, la différenciation entre la chute de température due à la détente, et la perte de température conducto-convective. La valeur d'enthalpie du fluide perdue au passage de la turbine est alors entachée d'erreur. On préfère pour définition du rendement, le rapport entre l'enthalpie effectivement récupérée sur l'étage compresseur et l'enthalpie récupérable, dans le cas d'une détente isentropique dans la turbine. Ce rendement, forcément inférieur au précédent, puisque intégrant les pertes dans les paliers et le compresseur, est appelé rendement thermomécanique et se calcule de la façon suivante :

$$Rdt = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T2c - T1c)}{\dot{m}_t C_{pt} T1T \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right)}$$

Ce rendement constitue un bon indicateur du fonctionnement moyen de la machine. C'est un critère industriel avéré, qui permet de comparer les étages entres eux. Ce chiffre doit donc être discuté en valeur relative, sans chercher nécessairement à en imposer une quantification absolue.

L'expression nécessite la connaissance de grandeurs relatives à l'étage compresseur, dont la valeur du débit massique s'établi à partir de mesures prises sur le pavillon d'entrée:



$$\dot{m}_c = \frac{\pi \cdot Diam^2}{4} \cdot K_{Re} \cdot \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} \cdot \left(1 - \frac{dP_c}{P_a} \right)^{1/\gamma} \cdot \sqrt{2 C_p T_a \left[1 - \left(1 - \frac{dP_c}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]}$$

Cette expression est dérivée de la définition du débit massique dans une section figée, où la vitesse est exprimée à partir de la conservation de l'enthalpie totale. Les données nécessaires sont les conditions atmosphériques, et la valeur de la dépression due à l'accélération du fluide dans le convergent. K_{Re} est le coefficient de décharge, légèrement inférieur à 1, qui traduit la striction due à la viscosité de l'air. Il s'établit à partir du nombre de Reynolds associé au diamètre de la conduite :

$$R_e = 70,73 \frac{\dot{m}_c}{\text{Diamètre.}} \quad \text{où Diamètre. est en } m, \text{ et } \dot{m}_c \text{ en } g/s$$

$$\text{Alors } K_{Re} = 1 - 0,0067 \left(\frac{10^6}{R_e} \right)^{0,5}$$

Ce calcul impose donc un processus itératif pour corriger le débit par l'établissement du coefficient de décharge.

Le comportement global de la machine est alors identifié. Des mesures locales relatives aux différents composants de l'étage vont affiner la connaissance de l'écoulement. Nous présentons maintenant cette métrologie.

4.1.2. Métrologie locale

Une métrologie spécifique a été élaborée comprenant : (i) une mesure intrusive et locale dans l'écoulement, autour du stator et en sortie roue, et (ii) une mesure non intrusive du moment aérodynamique des aubages du distributeur.

4.1.2.1. Métrologie intrusive spécifique

Mesurer les pressions et températures dans le distributeur des étages étudiés est une tâche complexe. Les difficultés liées aux faibles dimensions et aux hautes températures s'additionnent et excluent beaucoup de solutions praticables sans l'une des deux contraintes. Une instrumentation spécifique, adaptée à nos conditions d'expérience a été étudiée. Il a été fait référence, dans le chapitre 3, aux sondes trois trous développées en collaboration avec le CEPr. L'annexe C est consacrée à leur procédure d'étalonnage. Nous présentons ici les détails techniques de l'élaboration de ces sondes.

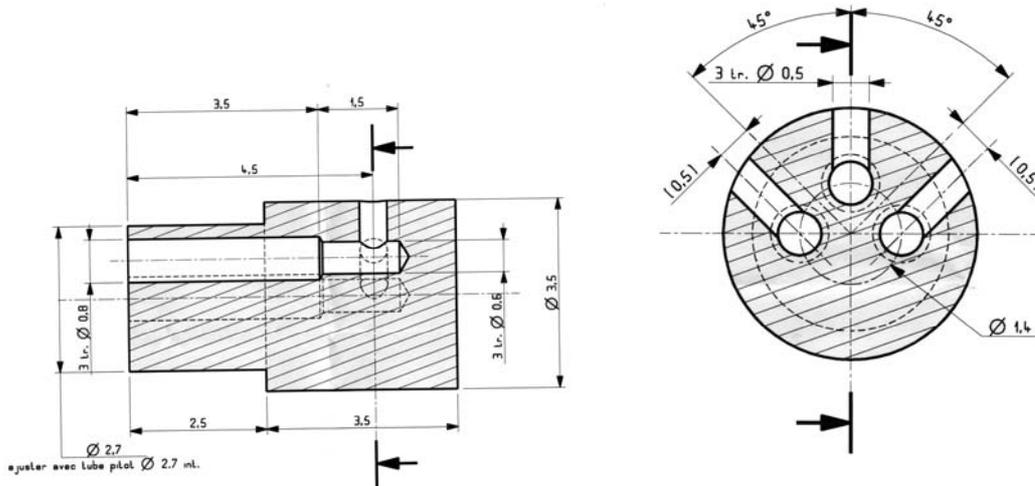


Figure 4-10 : Détail de la tête de sonde

La tête de sonde, réalisée dans de l'inox 321 est percée de trois trous de diamètre 0.5 mm, dont les axes sont positionnés à 45° (Figure 4-10). Elle est montée sur du tube inox de 3.5 mm de diamètre. L'information de pression est récupérée par des tubes monels scellés dans chacun des trous. Le scellement est obtenu par injection d'une pâte adhésive céramique *Aremco Ceramabond 751* raffinée. Une fois séchée, elle se présente comme un ciment et permet la tenue de l'ensemble en température, mais reste assez fragile vis-à-vis des chocs et cisaillements. Les mesures de pression sont assurées par des capteurs différentiels *Rosemount* à gamme reprogrammable, et d'une précision de 0.4% de l'étendue de mesure pour adapter la plage de fonctionnement à chaque mesure différentielle sur la sonde. Ces sondes sont utilisées pour l'instrumentation du stator et du rotor, telles qu'elles vont être présentées maintenant.

Instrumentation du stator

La sonde est figée en amont du bord d'attaque des aubages, dans une position qui n'entrave pas leur mouvement. Son angle par rapport à la direction radiale est déterminé lors d'un essai à température ambiante. Ainsi toute déviation d'angle sera recalculée par rapport aux fichiers d'étalonnages. Le câblage pneumatique est identique à celui qui a été entrepris pour l'établissement de ces fichiers, à savoir une mesure de pression « totale » absolue (trou central), et deux mesures différentielles entre la prise du milieu, et les prises « droite » et « gauche ».

Pour compléter la connaissance des conditions d'écoulement dans le stator, des mesures de pression statique et de température sont prévues en l'aval des bords de fuite. Les prises de pression correspondantes sont situées dans le canal voisin de celui où est placée la prise amont pour éviter les perturbations (*Figure 4-11*). La prise de pression consiste en un perçage débouchant dans le carter à l'extérieur duquel un tube collé permet de connecter un capteur. La température est mesurée à l'aide d'un thermocouple de 1mm de diamètre, implanté au travers du carter.

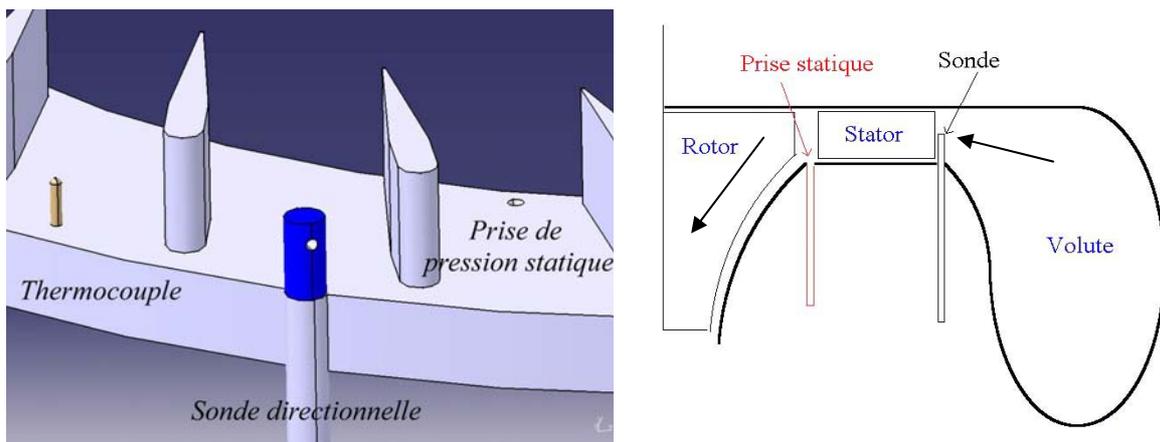


Figure 4-11 : Implantation de prises de pression

Ces différents moyens de mesure sont positionnés à des rayons, référencés par rapport au diamètre d'entrée roue (D_4) :

- sonde « trois trous » : $0,83 D_4$;
- prise de pression statique : $0,59 D_4$;
- thermocouple : $0,80 D_4$.

Instrumentation en sortie rotor

Le corps de sonde est rectiligne pour permettre le pilotage de la traversée à l'aide d'un chariot de déplacement qui contrôle la profondeur et la rotation de la sonde. Celle-ci coulisse suivant un diamètre de la conduite de sortie (*Figure 4-12*), à $0,5 D_4$ des bords de fuite.

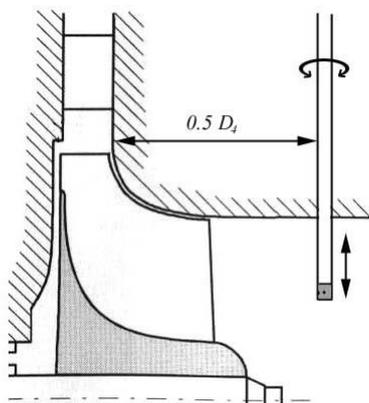


Figure 4-12 : Implantation de la sonde à l'aval roue

Il est donc possible de positionner la tête de sonde face à l'écoulement par rotation. La bonne position est atteinte lorsque l'écoulement est symétrique sur la sonde, c'est-à-dire lorsque la pression du trou « gauche » est équilibrée par celle du trou « droit ».

4.1.2.2. Mesure d'effort

L'effort aérodynamique résultant sur les aubages du stator est directement relié aux conditions amont du distributeur. La mesure de cet effort sur toutes les aubes du distributeur est donc un bon indicateur de l'homogénéité azimutale de l'écoulement en entrée stator. A l'occasion d'un stage d'élèves ingénieurs, un distributeur a été modifié pour permettre cette mesure. Le système d'origine est composé de quatre éléments : l'anneau principal, sur lequel sont placées les aubages pourvus chacun d'un axe de rotation. Cet axe est soudé à une biellette, reprise par l'anneau d'ouverture, dont la rotation fait pivoter simultanément tous les aubages (Figure 4-13).

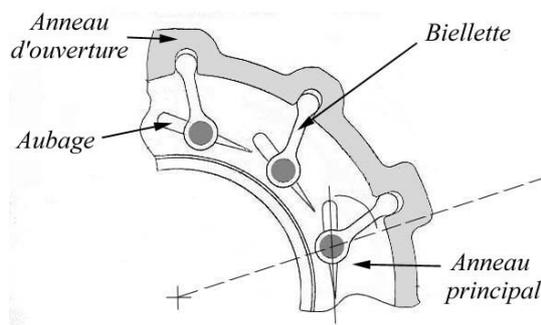


Figure 4-13 : Système de variation de l'ouverture stator.

Le principe de la mesure consiste à régler l'ouverture désirée grâce à l'anneau d'ouverture, puis à la figer. Le moment aérodynamique appliqué à l'aubage va provoquer une flexion de la

bielle. Des jauges placées de part et d'autre de celle-ci, permettront de mesurer la déformation induite. Un étalonnage permettra de déduire le moment aérodynamique.

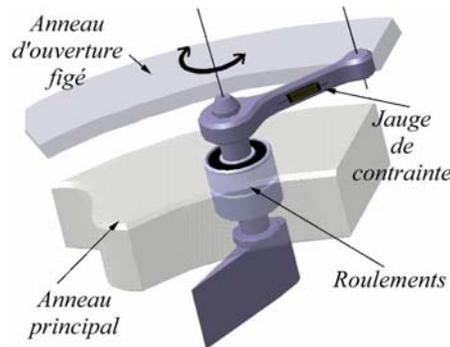


Figure 4-14 : Principe de mesure de l'effort aérodynamique.

Pour diminuer les frottements autour de l'axe, un système de roulements a été intégré dans l'anneau principal. Deux roulements superposés doivent assurer une rotation la plus libre possible, tout en évitant les mouvements parasites.

Les jauges de 2 mm² sont collées de part et d'autre de la bielle. Lorsque celle-ci est soumise à une déformation en flexion, une jauge va s'étirer tandis que l'autre va se contracter, entraînant une modification de leurs résistances électrique suivant la loi :

$$\frac{\Delta R_{elec.}}{R_{elec.}} = k \cdot \frac{\Delta L_{jauge}}{L_{jauge}} \text{ où } k \text{ est le facteur de Jauge, ici égal à } 2,01$$

Un montage en demi-pont de *Wheatstone* donne une tension proportionnelle à l'écart des résistances, et donc à l'effort subi par la bielle. La déformation de celle-ci doit être suffisamment importante pour obtenir un signal significatif. Les biellettes ont été dimensionnées pour assurer une gamme de mesure adaptée aux conditions d'essais, à partir de simulations mécaniques (*Catia V5*).

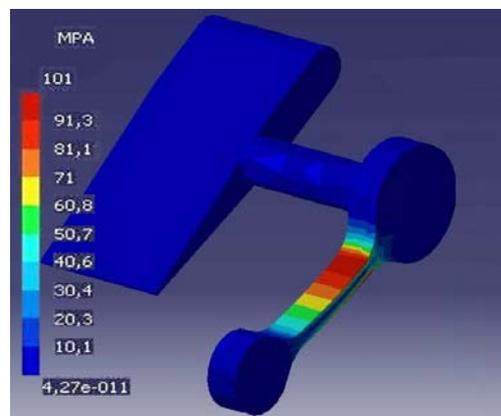


Figure 4-15 : réponse d'une bielle à une sollicitation de 30 mN.m sur l'aubage.

Trois aubes sur les treize du distributeur sont ainsi équipées. Ces trois systèmes sont étalonnés en sollicitations de moments, à l'aide de poids fixés au bout d'un bras de levier solidaire de l'aubage. Une fois le distributeur en place, il est donc possible de mesurer trois efforts simultanément. Des rotations du distributeur permettent d'accéder à toutes les positions azimutales des aubages, et ainsi de cartographier le stator entier pour plusieurs configurations d'ouverture de la géométrie.

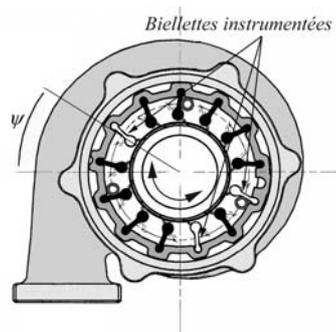


Figure 4-16 : Intégration du système dans le carter.

La mesure et l'acquisition des différentes quantités présentées lors de cette partie imposent des exigences matérielles en terme de stabilité et précision de mesure. Nous allons donc présenter les différents systèmes de mesure utilisés lors des essais.

4.1.3. Mesures et Acquisitions

4.1.3.1. Matériel utilisé

Afin de donner une vision globale de l'ensemble des transmetteurs et des capteurs utilisés sur le banc, une revue exhaustive est présentée ci-dessous.

Pressions absolues ou relatives à la pression atmosphérique

Tous les capteurs de pression utilisés sur les circuits compresseur et turbine sont des capteurs *Keller série 33* d'une précision égale ou inférieure à 0.04% de la pleine échelle. Trois gammes standards relatives aux différentes mesures de pression ont été retenues, suivant le niveau de variation attendu : 0-1 bar ; 0-2 bar ; et 0-3 bar.

Températures « froides »

Les mesures de températures n'excédant pas 200°C peuvent être effectuées à l'aide d'une sonde à résistance de platine de type *PT 100* de classe B, dont la loi de résistance varie en fonction de la température. La précision varie entre +/- 0.3° à 0°C, et +/- 0.8° à 100°C.

Températures « chaudes »

Au-delà de 200°C l'utilisation de thermocouples est recommandée. Des thermocouples de type *K*, et de classe I sont utilisés ici. La soudure entre les deux alliages (nickel-chrome/nickel-aluminium) génère une force électromotrice fonction de la température. La précision pour des températures supérieures à 375°C est de +/- 0.4% de la mesure.

Pressions simultanées

Les mesures de pressions au niveau de l'étage, sont mesurées à l'aide d'un scanner de pression *Netscan 9016*, permettant l'acquisition simultanée des pressions reçues en entrée des 16 voies disponibles. Il possède des capteurs de pression étalonnés de 0 à 2,75 bar. La précision est de 0,15% d'erreur sur l'étendue de mesure.

Pressions différentielles

L'utilisation de sondes directionnelles requiert une mesure différentielle de grande précision. Les capteurs différentiels utilisés sur les sondes directionnelles sont des *Rosemount 3051* dont la gamme d'étalonnage est adaptée à la mesure effectuée (de -50/+50 mbar à 0/400 mbar). La précision obtenue est 0,15% de l'étendue de mesure.

Vitesse de rotation

La vitesse de rotation est obtenue à l'aide d'un capteur de proximité *TQ 4XX*, qui délivre un signal proportionnel à sa position par rapport à un milieu ferreux. Le passage des pales du compresseur provoque donc des fronts de montée. La fréquence de ces passages est calculée par un compteur/afficheur *PAXi Red Lion*, puis divisée par le nombre de pales, et converti en tours/min. Le système sature au-delà de 20 kHz. La précision dans la mesure de fréquence est de 0,01%.

Acquisition des données

Les chemins de câbles ont été prévus en deux parties pour séparer les lignes de mesures des lignes de puissance et éviter toutes perturbations. Un signal de courant (type 4/20mA) est préféré, pour atténuer les perturbations dues à l'environnement électromagnétique. Des générateurs stabilisés, et peu rayonnants servent à alimenter les boucles capteurs. Deux procédures d'acheminement sont alors possibles à partir du capteur :

- récupération directe du signal sur la carte d'acquisition du PC, pour conversion numérique ;
- passage intermédiaire vers un afficheur de type *PAX*, pour contrôle visuel sur les armoires de commande et de contrôle. L'afficheur génère un signal de recopie relié à la carte d'acquisition.

Deux armoires électriques permettent le contrôle et le pilotage des paramètres du banc (*Figure 4-17*). L'armoire de commande comporte tous les éléments de pilotage des vannes, de régulation en débit et température et de définition du seuil de pression de sécurité. L'armoire de contrôle est principalement composée d'afficheurs reprenant les valeurs des principaux paramètres indispensables au pilotage de la machine, ainsi que le dispositif de pilotage du circuit d'huile.



Figure 4-17 : Armoires de commande et contrôle

L'acquisition des données est assurée par deux cartes *National Instruments 6034E*. Elles offrent 16 voies d'entrée. Le codage numérique des données reçues s'effectue sur 16 bits et la gamme d'entrée est restreinte à 0/10 Volts pour une résolution optimale. L'échantillonnage maximum atteint 200 kilo-Sample/s (*kS/s*) répartis sur les 16 voies. La précision de lecture de

la tension est assurée avec une incertitude de $\pm 0,003\%$ de la valeur. Un programme d'acquisition a été développé sous l'environnement *Labview* pour cette application (Figure 4-18). Il permet le contrôle de toutes les données du banc, et effectue un calcul des paramètres adimensionnels permettant de fixer les points de fonctionnement (taux de détente, débit réduit, vitesse de rotation réduite...), d'évaluer leur stabilité et de fournir une première estimation des performances. Il commande également l'enregistrement des données, paramétrable en fréquence d'acquisition, et nombre de points.

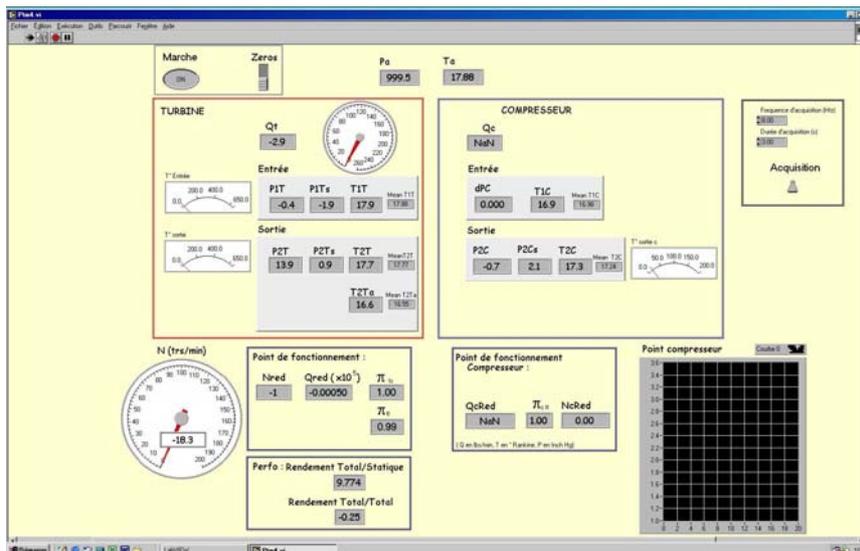


Figure 4-18 : Interface utilisateur du programme d'acquisition du banc PTM

Les résultats obtenus présentent naturellement une incertitude de par la nature même de la mesure. Nous abordons maintenant cet aspect de l'étude expérimentale.

4.1.3.2. Notion d'incertitude

L'incertitude reflète l'impossibilité de connaître exactement la valeur d'une quantité. Deux types d'incertitude sont à considérer.

- incertitude relative de répétitivité (*Type A*) : Cette incertitude quantifie l'impact des effets aléatoires sur la qualité de répétition des mesures. Elle s'établit par l'analyse statistique d'une série de mesure dans des conditions identiques ;
- incertitude absolue de la chaîne de mesure (*Type B*) : C'est l'écart de confiance de la mesure par rapport à la valeur exacte de la grandeur. Cette incertitude est déterminée par

étalonnage. Les capteurs, afficheurs, cartes d'acquisition... présentent ce type d'incertitude. Nous en avons donné l'ordre de grandeur lors de la présentation du matériel utilisé. Tenant compte de la chaîne d'acquisition complète, les incertitudes s'ajoutent quadratiquement :

$$\Delta_{chaîne} = \sqrt{(\Delta_{capteur})^2 + (\Delta_{afficheur})^2 + (\Delta_{carte})^2}$$

Les quantités établies au chapitre 4.1.1.2 composent différentes informations de mesures. Dans ces conditions, les incertitudes relatives de type B sont déterminées classiquement par la méthode de dérivation logarithmique.

La définition du banc d'essai achevée, il reste à évaluer les différentes incertitudes de mesures, puis valider les résultats à partir de données de référence. Cette démarche est maintenant présentée, autour des premiers résultats obtenus sur le banc d'essai.

4.2. Premiers résultats

Cette partie consiste principalement à juger de la précision des mesures obtenues sur le banc d'essai. Après un bref résumé du déroulement d'un essai nous considérerons les incertitudes attachées aux résultats, avant d'en démontrer la validité par comparaison avec les données fournies par l'industriel. Enfin nous justifierons a posteriori de façon expérimentale la nécessité de conditions réalistes en température pour atteindre une bonne représentativité face aux conditions réelles d'utilisation de l'étagé.

4.2.1. Protocole d'essai

Le déroulement des essais est régi par deux priorités : (i) assurer un fonctionnement sécurisé de la machine dans ses plages d'utilisation normale, (ii) piloter l'étagé dans un objectif de mesure. La première condition tient d'abord au bon fonctionnement des paliers fluides du turbocompresseur. Le circuit d'huile assure un préchauffage, ce qui évite de démarrer la machine avec de l'huile froide. La ligne de chauffe est mise en pression par ouverture de la vanne VI. Un contrôle manuel du PID permet de commander la vanne V3 en mode manuel, et donc de régler le débit d'air en entrée machine. Un régime « ralenti » s'établit dans la

machine. La consigne de température étant réglée, et le régime est augmenté peu à peu durant toute la période de chauffe. L'expérience débute lorsque la stabilité des températures d'huile et d'entrée turbine est atteinte. Le pilotage s'effectue principalement par action sur la vanne V3 régissant le débit d'air dans l'étage turbine et la vanne V6 qui génère la contre pression en sortie compresseur, donc sa charge et sa ligne de fonctionnement (*Figure 4-19*).

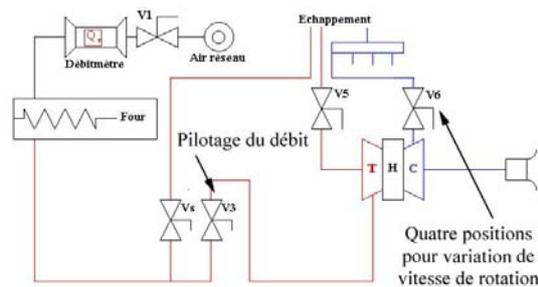


Figure 4-19 : Pilotage du banc

La description du champ turbine se fait suivant des iso taux de détente, dont la valeur est comprise entre 1,4 et 1,9. Pour une même valeur du taux de détente, quatre positions de la vanne V6 fixent des lignes de fonctionnement (représentation qualitative en *Figure 4-20*) distinctes au compresseur qui génèrent quatre niveaux différents de vitesse de rotation. Chacun de ces points de fonctionnement fait l'objet d'une acquisition des paramètres permettant alors d'établir le débit réduit et le rendement qui sont considérés comme des résultats.

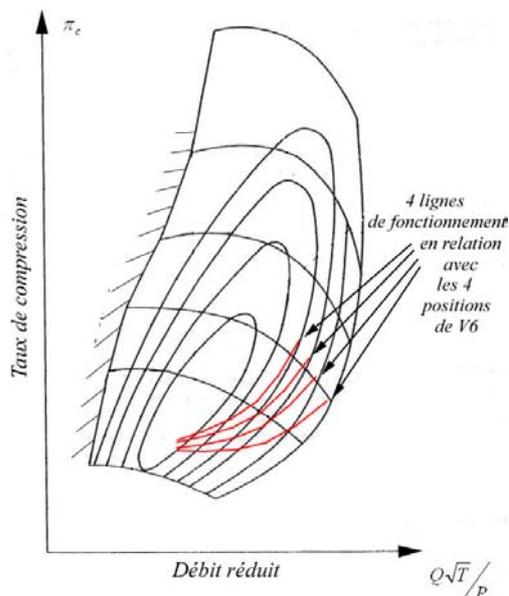


Figure 4-20 : Déplacement de la ligne de fonctionnement compresseur suivant la position V6

La largeur du champ turbine est limitée par le fonctionnement compresseur dont elle est solidaire. Il est soumis à deux positions critiques que nous avons présentées au chapitre 3, d'autant plus rapprochées que la taille de la roue compresseur est réduite. La première, à fort débit et faible taux de compression est susceptible de provoquer un blocage sonique en entrée compresseur et induit de très fortes dépressions à l'arrière de la roue, ce qui présente le risque d'aspirer l'huile des paliers fluides. La seconde, à faible débit et fort taux de compression, rapproche dangereusement le compresseur de sa zone de pompage qui provoque des pulsations sévères pouvant aller jusqu'à la destruction de la machine. Eviter ces positions de fonctionnement critiques signifie renoncer à une partie du champ turbine. La taille réduite de la roue compresseur utilisée au cours des essais a été un réel handicap en ce sens. C'est pourquoi les résultats présentés au cours de cette étude feront majoritairement référence à une seule ligne de fonctionnement du compresseur, assurant un comportement sécurisé de la machine.

Une moyenne glissante des mesures, affichée par le programme *Labview* donne le degré de stabilité du point. Toutes les grandeurs sont enregistrées simultanément sur une durée de trois secondes, à la fréquence d'acquisition de 8 Hz, soit 24 mesures.

Lorsque toutes les mesures ont été effectuées, l'ensemble doit être refroidi. Le système de chauffe est coupé, et la machine tourne à un régime nominal jusqu'à ce que la température d'entrée turbine tombe en deçà de 70°C. La machine est alors arrêtée par fermeture des vannes d'air comprimé, le circuit d'huile est enfin coupé.

Les résultats sont rassemblés dans un fichier puis traités en différé grâce à un utilitaire programmé en Fortran. Il est alors possible de tracer les plages de fonctionnement de l'étage dans les champs caractéristiques. Avant de présenter les résultats de l'étude, nous évaluons la qualité de la mesure sur le banc d'essai.

4.2.2. Incertitudes

Les deux types d'incertitudes, présentées en 4.1.3.2, sont ici considérées. L'écart à la valeur absolue des quantités est d'abord présenté, avant d'aborder la variabilité en répétition des essais.

4.2.2.1. Incertitudes absolues

Les incertitudes absolues (*Type B*) constituent l'écart estimé à la valeur exacte, ou valeur étalon. Cette erreur est systématique, et est évaluée à partir de l'étalonnage des différents composants de la chaîne de mesure. Nous présentons en *Figure 4-21* les résultats obtenus sur l'étage de référence T5, en débit et rendement relatifs à la configuration de référence, suivant l'ouverture du distributeur.

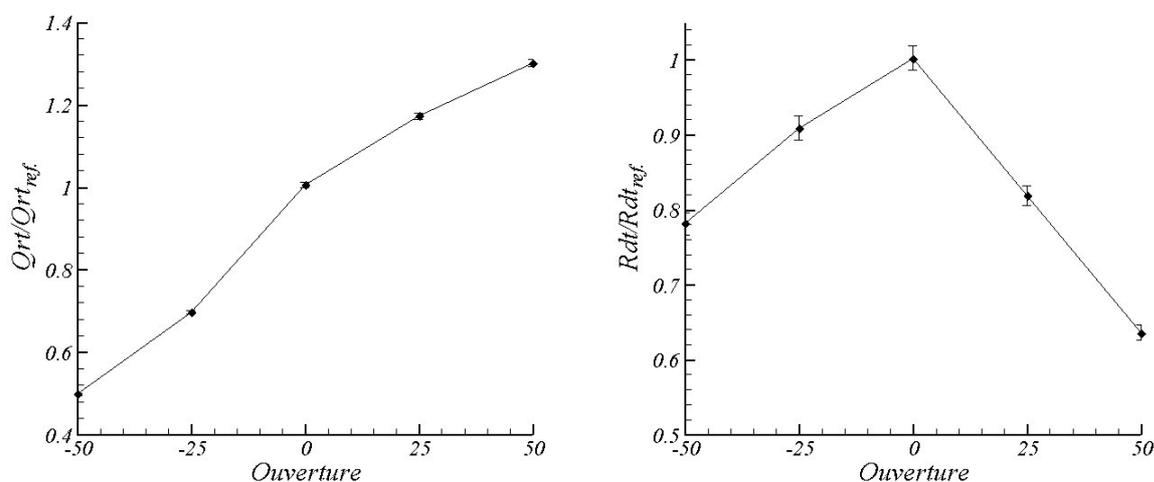


Figure 4-21 : Evolution du débit et du rendement de l'étage de référence à $\pi = 1,6$

On observe une première tendance de l'effet de l'ouverture sur la variation des grandeurs caractéristiques. Cet aspect sera largement analysé dans les chapitres suivants. Concernant l'incertitude absolue, elle est représentée par des barres d'erreur verticale. Nous en présentons également l'évolution en *Figure 4-22* et *Figure 4-23*.

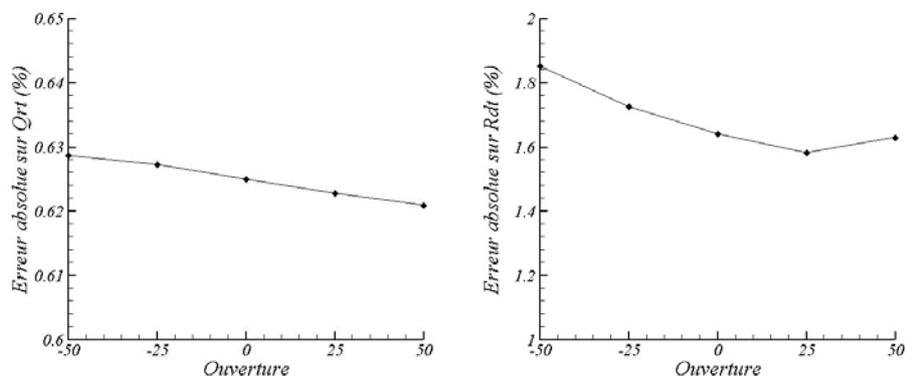


Figure 4-22 : Incertitude absolue du débit réduit et du rendement

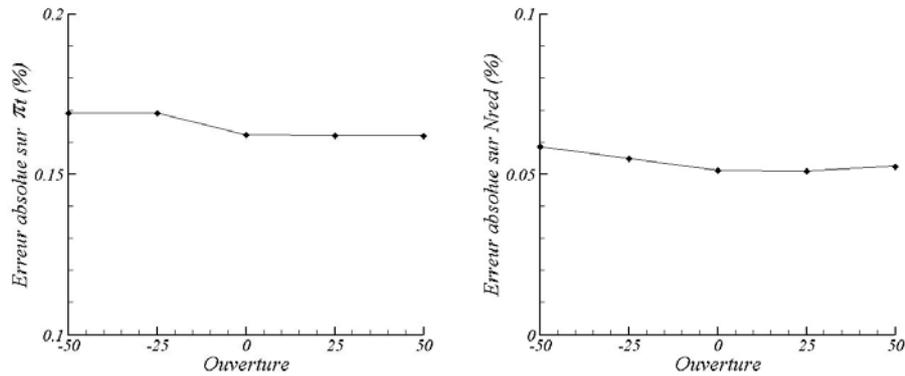


Figure 4-23 : Incertitude absolue du taux de détente et de la vitesse de rotation

Elle est de l'ordre de 0,5% sur le débit (incertitude < 1 g/s), et atteint 2% sur le rendement thermomécanique (incertitude légèrement supérieure à 1 point de rendement). Les incertitudes sur la vitesse de rotation et sur le taux de détente sont de l'ordre de 0,2% pour le taux de détente, et 0,1% pour la vitesse de rotation.

L'incertitude la plus élevée, pour le rendement, résulte du grand nombre de mesures nécessaires à l'établissement de celui-ci. Le but n'étant pas de donner un chiffre absolu du rendement, c'est le caractère relatif de cette valeur qui est important dans la comparaison d'un étage à l'autre. Cela est assuré par un comportement stable en répétabilité du banc que nous allons évaluer maintenant.

4.2.2.2. Incertitude relative

Cette incertitude qualifie la « fidélité » du banc par une évaluation de l'incertitude en répétabilité. Pour l'identifier, le même essai a été répété 4 fois dans les mêmes conditions. Les résultats obtenus pour les paramètres caractéristiques sont présentés en Figure 4-24 .

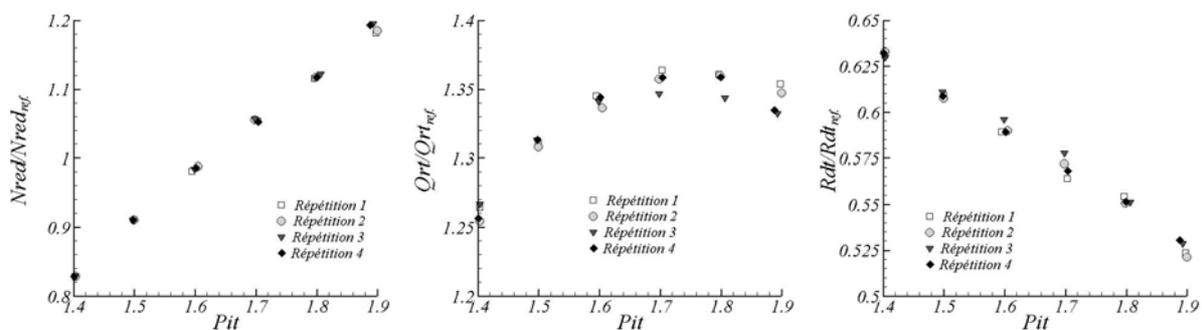


Figure 4-24 : Variabilité des résultats en répétition

On constate généralement une bonne cohésion des résultats. La répétabilité est très bonne en vitesse de rotation, et bonne pour le rendement et le débit réduit. Un traitement statistique est opéré sur la série de données. A partir de la moyenne des écarts types des séries de résultats, on donne un intervalle moyen de confiance, relatif à chaque grandeur, dans lequel la mesure a 95% de chance de se trouver :

$$\text{Qrt} : \pm 0,9\% ; \quad \text{Nred} : \pm 0,5\% ; \quad \pi_t : \pm 0,4\% ; \quad \text{Rdt} : \pm 1\%$$

Au-delà de cet écart, les différences mesurées seront jugées significatives.

Ces incertitudes identifiées, nous allons comparer les résultats avec des mesures effectuées à partir d'une configuration d'étage équivalente, sur le banc d'essais de l'industriel.

4.2.3. Confrontation des résultats

Des mesures effectuées sur banc d'essais de l'industriel, à partir d'une configuration de turbocompresseur voisine de celle de la machine de référence de l'étude, ont été fournies par la société *Honeywell Garrett*. La comparaison entre ces données et les résultats obtenus sur le banc *PTM* est présentée en *Figure 4-25*.

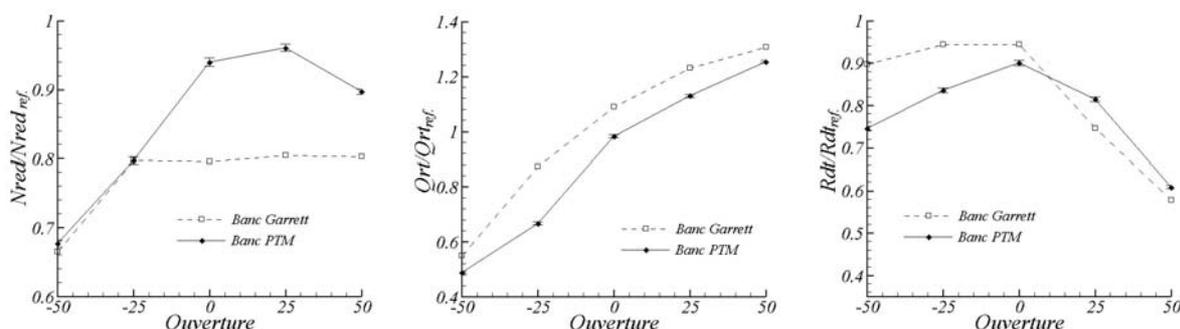


Figure 4-25 : Comparaison des résultats obtenus sur le banc *PTM*, et sur banc industriel pour $\pi = 1,5$

La tendance d'évolution, et l'ordre de grandeur sont bien corrélés pour le rendement et le débit réduit. En revanche, on constate d'importantes différences sur les vitesses de rotation. Plusieurs observations peuvent expliquer les différences relevées. La plus significative repose sur le fait que les machines comparées ne sont pas rigoureusement identiques : deux compresseurs différents ont été utilisés pour les deux expériences. Cela altère significativement l'équilibre énergétique établi entre le compresseur et la turbine, ce qui est à

même de modifier le comportement de l'étage, et principalement la vitesse de rotation. D'autre part, les conditions d'essais ne sont pas strictement semblables : la température d'entrée du banc d'essai industriel est légèrement supérieure à celle du banc *PTM*. De plus, si nous explorons le champ turbine en iso-taux de détente, la procédure industrielle repose sur une exploration en iso-vitesse de rotation. Cette différence n'assure pas une correspondance exacte des points de fonctionnement.

Prenant en compte ces remarques, nous ne pouvons effectuer de validation stricte des résultats à partir des données disponibles. Notre but n'est ici que de vérifier une correspondance des ordres de grandeurs dans le fonctionnement, pour deux machines de configuration voisine. La bonne concordance globale nous permet d'accorder un crédit significatif à nos mesures.

4.2.4. Représentativité des conditions réelles d'utilisation

Dans la perspective d'un fonctionnement couplé entre turbocompresseur et moteur, il est important d'assurer une bonne représentativité des mesures effectuées sur notre banc d'essai vis-à-vis des conditions réelles de fonctionnement. Les aspects instationnaires ne sont pas considérés dans l'étude mais *Bhinder, 1982* assure une bonne représentativité pour un étage possédant une volute à veine non divisée, ce qui est le cas des machines étudiées.

S'agissant de la température, le système de chauffe permet d'atteindre les valeurs requises (620°C) mais l'instrumentation d'étages de petites dimensions pose des problèmes techniques restrictifs. Effectuer les expérimentations à température ambiante, simplifierait tant les installations que les procédures, sous réserve de pouvoir recalculer précisément le point de fonctionnement dans ses conditions de fonctionnement. Cette approche nous amène à considérer des éléments de similitude. L'objectif n'est pas ici l'étude approfondie des différentes similitudes, mais la justification a posteriori des essais à chaud, malgré les contraintes que cela impose. Ainsi nous développons brièvement l'analyse dimensionnelle proposée au chapitre 2. Six paramètres caractérisent exactement le fonctionnement de l'étage.

$$\eta_{ts} ; \pi_t ; \frac{\dot{m}\sqrt{rT_{i1}}}{P_{i1}D_4^2} ; \frac{ND_4}{\sqrt{rT_{i1}}} ; \frac{\dot{m}}{\mu D_4} ; \gamma$$

On peut alors écrire :

$$\eta_{ts} = f \left(\pi_t ; \frac{\dot{m} \sqrt{rT_{i1}}}{P_{i1} D_4^2} ; \frac{ND_4}{\sqrt{rT_{i1}}} ; \frac{\dot{m}}{\mu D_4} ; \gamma \right)$$

Pour deux températures d'entrée turbine différentes, il est possible d'obtenir le rendement d'un point de fonctionnement précis en respectant la similitude des paramètres. A partir de λ le facteur d'échelle de température, on établit les conditions mathématiques d'une similitude exacte.

$$(1) \pi_t^* = \pi_t$$

$$(2) \frac{\dot{m}^* \sqrt{\lambda rT_{i1}}}{P_{i1}^* D_4^{*2}} = \frac{\dot{m} \sqrt{rT_{i1}}}{P_{i1} D_4^2}$$

$$(3) \frac{N^* D_4^*}{\sqrt{\lambda rT_{i1}}} = \frac{N D_4}{\sqrt{rT_{i1}}}$$

$$(4) \frac{\dot{m}^*}{\mu^* D_4^*} = \frac{\dot{m}}{\mu D_4}$$

$$(5) \gamma^* = \gamma$$

La vérification de ces conditions de similitude en banc d'essai est soumise à quelques contraintes supplémentaires. D'une part il faut considérer la même machine et le même gaz, d'où l'égalité entre les deux échelles de longueur, et la variation imposée de γ et de μ . D'autre part, la pression de sortie de turbine étant généralement fixée à la pression atmosphérique, l'égalité des taux de détente impose l'égalité des pressions totales en entrée de l'étage. Dans ces conditions, on écrit le système précédent comme suit :

$$(1) P_{i1}^* = P_{i1}$$

$$(2) \dot{m}^* = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\lambda}}$$

$$(3) N^* = N \sqrt{\lambda}$$

$$(4) \dot{m}^* = \dot{m} \frac{\mu^*}{\mu}$$

$$(5) \gamma^* = \gamma$$

Il apparaît alors l'impossibilité mathématique d'accéder à une similitude exacte du fonctionnement : l'équation (5) ne peut être qu'approchée puisque le rapport des chaleurs spécifiques de l'air γ est fonction de la température. D'autre part, Les équations (2) et (4) imposent des contraintes contradictoires d'après l'approximation du comportement de la viscosité de l'air en fonction de la température (*Loi de comportement de Sutherland*). En négligeant l'effet de la température sur γ (moins de 5% de variation pour nos applications) et l'influence de la variation du nombre de Reynolds (dont la valeur absolue est considérée importante) sur le rendement, on atteint une similitude partielle paramétrée par λ et pilotée par le débit massique et la vitesse de rotation, dont l'exactitude sur le rendement reste incertaine. Retrouver les caractéristiques d'un point de fonctionnement dont la température d'entrée est fixée à 620°C à partir d'un essai à température ambiante signifie multiplier par 1,7 la vitesse de rotation tout en divisant du même facteur le débit massique. En pratique, le couplage d'un compresseur à la turbine limite la liberté de réglage de la vitesse de rotation, de même que le taux de détente fixe le débit dans l'étage turbine à géométrie fixe. La relation de similitude est difficilement applicable à une expérimentation sur banc d'essai ce qui impose, pour assurer la représentativité des conditions de fonctionnement, de reproduire l'élévation de température en le banc d'essai. Cette altération du comportement de l'étage en réponse à l'augmentation de la température d'entrée à taux de détente fixé a été identifiée en *Figure4- 26* et *Figure 4-27*.

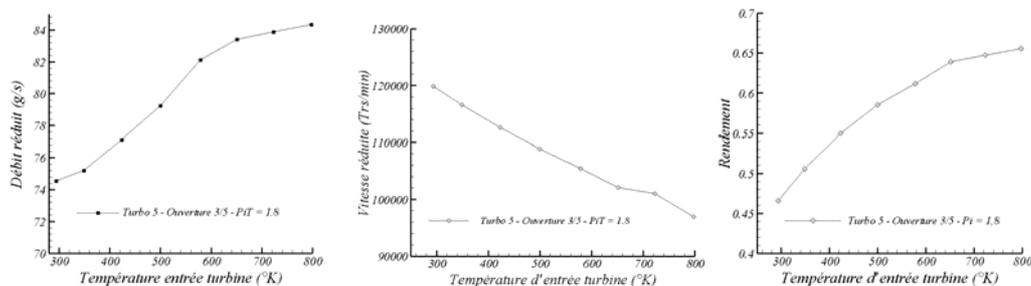


Figure4- 26 : Evolution des paramètres de l'étage avec la température.

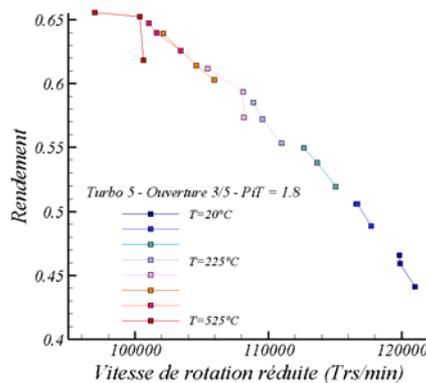


Figure 4-27 : Influence de la température d'entrée sur le comportement de l'étage.

Le déplacement des points de fonctionnement est clairement présenté. On constate qu'augmenter la température d'entrée turbine favorise les performances de l'étage. L'étude en similitude doit pouvoir être affinée pour une adaptation plus immédiate aux essais de type industriels, mais cela s'éloigne du cadre de notre étude.

Le banc d'essai a été présenté, évalué puis validé dans son principe et ses résultats. L'étude expérimentale entreprise va alors être présentée dans sa première étape concernant l'analyse approfondie d'un étage de référence dont l'objectif est de cibler l'influence du distributeur à géométrie variable.

Chapitre 5

Etude de l'étage nominal

L'objectif de ce chapitre dédié à la machine nominale (*étage T5*), est double : d'une part, procéder à l'étude approfondie d'un étage unique afin de poser explicitement les différents critères d'analyse. D'autre part établir une référence, et dégager, en étant le plus exhaustif possible, les spécificités d'un étage équipé d'un distributeur à géométrie variable.

Deux grandes parties présentent en premier lieu le comportement de l'étage autour de son point de spécification optimal au vu des critères de dimensionnement, puis l'influence du distributeur à géométrie variable sur le fonctionnement et les performances hors adaptation. Ceci nous conduira à envisager les limitations de cette configuration.

5.1. Présentation de la configuration nominale

Nous allons, au cours de ce paragraphe, étudier le fonctionnement de l'étage *T5* dans sa configuration nominale, configuration que nous allons définir sommairement dans un premier

temps, puis analyser dans un deuxième temps, suivant les trois points de vue qui seront alors présentés.

5.1.1. Dimensionnement de la partie statique de l'étage

Le but n'est pas ici de reproduire la procédure exacte et complète de conception de l'étage, mais de rappeler les premières étapes du dimensionnement, donnant ainsi une ébauche relativement précise de ce que doit être l'étage final. Ce calcul, basé sur la théorie monodimensionnelle présentée au *chapitre 2*, illustre les interactions entre les différents facteurs géométriques et donne une définition théorique de la structure de l'écoulement que nous considérerons comme référence vis-à-vis des résultats obtenus.

Autour d'un design de roue existant, la partie statique a pour rôle de conditionner au mieux l'écoulement pour un fonctionnement adapté. Plaçons nous tout d'abord dans le contexte d'une géométrie fixe. Le dimensionnement de l'étage est défini sur la base d'un point moyen de la ligne moteur : le point de spécification (*Figure 5-1*). Le déplacement continu du point de fonctionnement réel le long de cette ligne, impose une situation hors adaptation quasi permanente à l'étage, et donc en conséquence une dégradation des performances. En choisissant le point de dimensionnement à des régimes intermédiaires, la plage de performances acceptables s'étendra sur une part importante de la ligne.

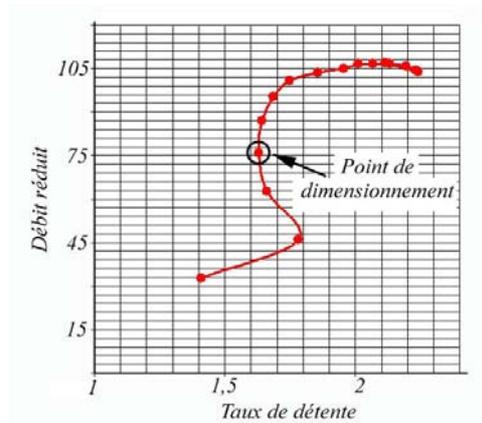


Figure 5-1 : Définition du point de dimensionnement sur la ligne de fonctionnement du moteur

Ce point définit le taux de détente et le débit réduit de la machine :

$$\pi_t = 1,63 \quad Q_{rt} = 76,5 \text{ g/s}$$

La température et la pression en entrée turbine, imposées par le cycle du moteur engendrent un débit massique de 81 g/s. C'est le compresseur couplé à notre étage qui fixe définitivement notre point de spécification. Ce composant est soumis au même flux d'air que la turbine, à la masse de carburant introduite dans les cylindres près. Le ratio optimum de combustion air/carburant est atteint pour un mélange de l'ordre de 5%. Le débit physique traversant le compresseur est donc de 76,9 g/s soit un débit réduit, basé sur les grandeurs d'atmosphère standard de 79 g/s.

Le taux de compression de l'étage compresseur doit être supérieur au taux de détente de la turbine pour compenser les différentes pertes subies au passage du moteur. Un taux de 1,7 semble raisonnablement envisageable.

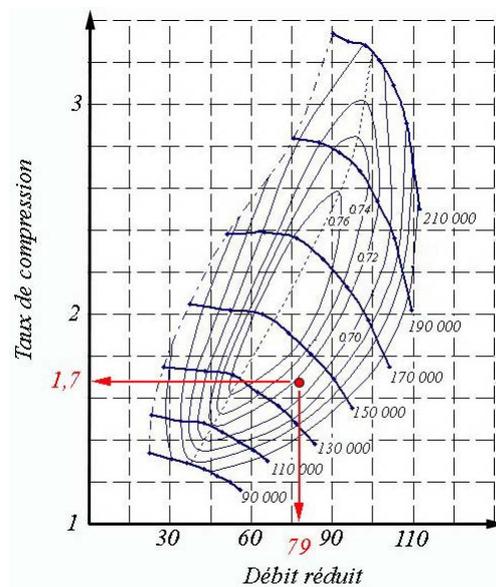


Figure 5-2 : Point de dimensionnement dans le champ compresseur

Dans ces conditions, la carte de performance du compresseur imposé indique la vitesse de rotation réduite nécessaire à l'obtention du point (Figure 5-2), ainsi que le rendement de l'étage compresseur :

$$N_{rc} = 140\,000 \text{ trs/min, et } \eta_c = 0,72.$$

On calcule la vitesse réelle $N = 140\,000$ trs/min ce qui conduit immédiatement à la vitesse réduite turbine $N_{red} = 86\,400$ trs/min.

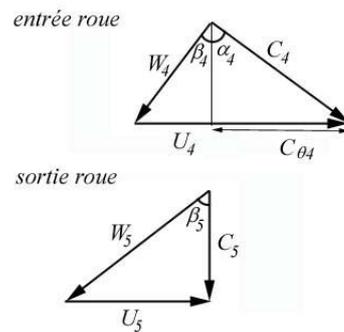


Figure 5-3: triangle des vitesses au point de design

Le théorème d'Euler donne l'expression du travail absorbé par la turbine à partir du triangle des vitesses (Figure 5-3) en entrée et sortie du rotor :

$$w / \dot{m} = U_4 \cdot C_{\theta 4} - U_5 \cdot C_{\theta 5}$$

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

$$w / \dot{m} = U_4 \cdot C_{\theta 4} \quad (5-1)$$

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

$$U_4 \cdot C_{\theta 4} = C_{pc} T_a \left[(\pi_c)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right]$$

Pour un taux de compression de 1,7, ce montant s'élève à 48 500 J. Ce calcul ne tient pas compte des pertes mécaniques dues aux paliers fluides et aérothermiques dans les roues. Le montant de ces pertes est estimé à environ 30% du montant énergétique total transféré. La turbine doit alors produire 63 000 J. Il faut maintenant établir le triangle des vitesses associé à cette production d'énergie, pour les débits, taux de détente et vitesse de rotation qui constituent la spécification nominale.

Entrée roue

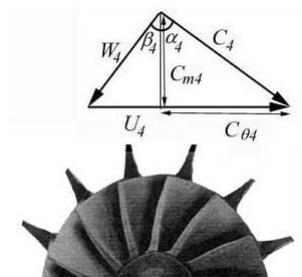


Figure 5-4 : Triangle des vitesses en entrée roue

La vitesse U_4 est la vitesse périphérique en entrée roue, fixée par le diamètre roue et la vitesse de rotation.

$$U_4 = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot N}{60} = 344,5 \text{ m/s}$$

Produire l'énergie nécessaire impose alors $C_{\theta 4} = 182,9 \text{ m/s}$

C_{m4} est calculé à partir de l'équation de conservation du débit massique en entrée roue :

$$C_{m4} = \frac{\dot{m}}{2\pi \cdot R_4 \cdot H \cdot \rho_4} \quad (5-2)$$

où ρ_4 est calculé en considérant la température approximativement constante jusqu'à l'entrée roue.

Alors :

$$\alpha_4 = A \tan\left(\frac{C_{\theta 4}}{C_{m4}}\right) = A \tan\left(\frac{C_{\theta 4} \cdot 2\pi \cdot R_4 \cdot H \cdot \rho_4}{\dot{m}}\right) \quad (5-3)$$

Enfin

$$C_4 = \sqrt{C_{\theta 4}^2 + C_{m4}^2} \quad (5-4)$$

Le triangle des vitesses en entrée roue est fonction de la valeur de la hauteur H du canal d'entrée roue et de la valeur de α_4 . Ces deux grandeurs s'expriment également en sortie du distributeur.

Sortie distributeur

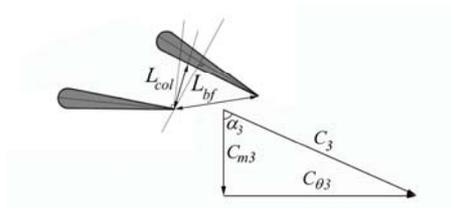


Figure 5-5 : Expression de la vitesse en sortie du distributeur

La conservation du moment angulaire et du débit massique dans l'espace lisse conduit respectivement aux relations (Figure 5-5) :

$$C_{\theta 3} = \frac{R_4}{R_{bf}} \cdot C_{\theta 4} ; \quad C_{m3} = \frac{R_4}{R_{bf}} \cdot C_{r4} \quad \text{et} \quad \alpha_3 = \alpha_4$$

Dans ces conditions

$$C_3 = \frac{R_4}{R_{bf}} \cdot C_4 \quad (5-5)$$

Mais C_3 s'exprime également à partir de la section du col formé par les aubages :

$$C_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot L_{col} \cdot H \cdot N_b} \quad (5-6)$$

La largeur au col du distributeur (L_{col}) est calculée par une procédure géométrique assez complexe, dont les entrées sont l'angle d'ouverture (α) du distributeur, le nombre d'aubages (N_b), la corde (Cr_d), le rayon au bord de fuite (R_{bf}), et la loi d'épaisseur (Pfl) des aubages.

Enfin l'expression de la conservation du débit entre le col du distributeur et la section comprise entre deux bords de fuite d'aubages permet d'estimer l'angle de sortie stator. Cette approximation est la « loi sinus » dans la littérature :

$$\alpha_3 = \alpha_4 = A \cos \left(\frac{L_{col}}{2\pi \cdot R_{bf} / N_b} \right) \quad (5-7)$$

On aboutit au système d'équation suivant :

(5-2), (5-4), (5-5) et (5-6) donnent :

$$\frac{\dot{m}}{\rho_4 R_4} = \frac{L_{col} \cdot H \cdot N_b}{R_{bf}} \sqrt{C_{\theta 4}^2 + \frac{\dot{m}^2}{(2\pi \cdot R_4 \cdot H \cdot \rho_4)^2}}$$

où $L_{col} = f(\alpha, N_b, Cr_d, R_{bf}, Pfl)$

(5-3) et (5-7) :

$$A \tan \left(C_{\theta 4} \frac{2\pi \cdot R_4 \cdot H \cdot \rho_4}{\dot{m}} \right) = A \cos \left(\frac{L_{col} \cdot N_b}{2\pi \cdot R_{bf}} \right)$$

Il s'agit d'un système de deux équations à six inconnues indépendantes (H , α , N_b , C , R_{bf} et Pfl). Le problème est ouvert. Il existe une infinité de configurations permettant d'aboutir au triangle des vitesses requis. A ce stade du dimensionnement, il est nécessaire de faire des choix et de fixer certains paramètres pour avancer dans la définition de la géométrie.

L'utilisation d'aubages de production permet de figer la corde et le profil. Le nombre d'aubages est fixé à 13 pour éviter tout couplage en fréquence avec les 9 aubes de la roue.

Il reste trois variables (H , α et R_{bf}), pour les deux équations du système. L'importance de l'ouverture du distributeur paramétrant complètement le système d'équations apparaît ici. Une hypothèse simple, généralement adoptée à ce stade de la définition, consiste à considérer une vitesse relative d'entrée roue purement radiale ($\beta_4 = 0$), ce qui permet par le biais d'une équation supplémentaire de fixer l'ouverture et de fermer le problème. Afin d'éviter de produire une référence théorique trop éloignée du fonctionnement réel, nous décidons, plutôt que d'utiliser cette hypothèse, de fermer le problème à l'aide de critères empiriques proposés dans la littérature et déjà présentés au *chapitre 2*. Deux critères semblent particulièrement indiqués pour fournir une réponse au paramétrage du problème par l'ouverture distributeur :

- le critère de dimensionnement de l'espace lisse de *Watanabe & al, 1971* liant le rayon de bord de fuite à la hauteur du canal et l'angle de l'écoulement dans le repère absolu donne:

$$El = \frac{R_{bf} - R_4}{H \cos(\alpha_4)} \approx 2 ;$$

- le critère d'incidence roue, quant à lui, fixe une plage de variation pour l'angle relatif d'entrée roue comprise entre 20° et 60° (*Rodgers, 1987 ; Wooley & Hatton, 1973*).

Le deuxième critère étant peu contraignant, l'approche employée consiste à satisfaire au mieux le premier critère, en s'assurant que le second reste dans la plage indiquée.

La solution retenue par l'industriel est : $H = 7,5$ mm ; $R_{bf} = 29,1$ mm; et $\alpha = 53,5^\circ$.

On calcule alors les valeurs de paramètres successifs :

$\alpha_4 = 60,5^\circ$; $L_{col} = 6,92$ mm pour une section totale $S_{col} = 675$ mm², $El = 1,53$.

Le triangle des vitesses obtenu est :

	C_4	α_4	U_4	W_4	β_4
théorique	207 m/s	60,5°	344,5 m/s	188 m/s	58°

Tableau 5-1 : Triangle des vitesses calculé en entrée roue

A partir de la hauteur du canal, on obtient la section de sortie volute. Cette section, couplée à la valeur d'incidence souhaitée sur les profils du distributeur permet de dimensionner la section d'entrée. Il en découle la loi d'évolution des sections de la volute.

Il reste enfin à déterminer le diamètre du carter en sortie d'étage pour compléter le dimensionnement de la partie statique.

Sortie roue

Le raisonnement est analogue à celui effectué pour le distributeur.

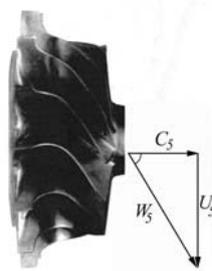


Figure 5-6 : Triangle des vitesses en sortie roue au rayon moyen au sens des sections

Le triangle des vitesses (*Figure 5-6*) est positionné sur le rayon moyen au sens des sections, c'est-à-dire le rayon qui sépare la section de sortie en deux parties égales :

$$R_{ms} = \sqrt{\frac{1}{2}(R_{carter}^2 + R_{moyeu}^2)}. \quad (5-8)$$

La vitesse de roue s'exprime alors :

$$U_5 = 2\pi \cdot R_{ms} \cdot N / 60. \quad (5-9)$$

L'équation de conservation du débit en sortie donne :

$$C_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 \cdot S_5}, \quad (5-10)$$

$$\text{où } S_5 = \pi (R_{carter}^2 - R_{moyeu}^2) - \text{Epaisseur Aube} \cdot (R_{carter} - R_{moyeu}), \quad (5-11)$$

et ρ_5 est estimé à partir des relations isentropiques.

Le triangle des vitesses donne :

$$W_5 = \sqrt{C_5^2 + U_5^2}, \quad (5-12)$$

également obtenue en se plaçant au col du convergent formé par les aubes de turbine :

$$W_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 S_{col\ turbine}}. \quad (5-13)$$

De la même façon que dans le cas du stator, on peut exprimer l'angle relatif en sortie turbine, et obtenir une dépendance moyenne des sections de col et de sortie à la valeur de cet angle (via la loi sinus).

$$\frac{S_{col\ turbine}}{S_5} = \cos \beta_5 \quad (5-14)$$

Les relations (5-8) à (5-14) forment un système de six équations à sept inconnues. Le problème est une fois de plus ouvert. Cependant, la géométrie de la roue imposée est connue et étudiée ce qui fixe la valeur de $\beta_5 = 43^\circ$. Le système peut alors être résolu.

Notre géométrie est définie comme suit : $R_{carter} = 19,5$ mm ; $R_{ms} = 14$ mm ; pour une section au col $S_{col\ turbine} = 670$ mm²

Il vient :

	C_5	α_5	U_5	W_5	β_5
théorique	175 m/s	0°	190 m/s	259 m/s	43°

Tableau 5-2 : Triangle des vitesses calculé en sortie roue

L'écoulement est maintenant théoriquement connu pour l'étage T5. Nous allons alors mesurer le champ expérimental de l'étage autour de son point de spécification, dans sa configuration d'ouverture nominale.

5.1.2. Résultats autour du point de spécification

Des mesures de performances ont été réalisées sur l'étage autour du point de spécification pour l'ouverture nominale du distributeur. Nous présentons ces résultats, en comparaison avec les éléments théoriques de la partie précédente, dans un contexte global d'entrée/sortie de l'étage, puis localement de part et d'autre du distributeur et enfin, en sortie roue. On

s'intéressera ensuite à la discussion des critères de dimensionnement relevés dans la littérature.

5.1.2.1. Approche globale du point de fonctionnement

Pour une ligne de fonctionnement compresseur donnée, nous présentons l'évolution des paramètres adimensionnels caractéristiques des grandeurs d'entrée/sortie de l'étage. Les mesures ont été effectuées pour 6 valeurs du taux de détente prises entre 1,4 à 1,9. Le point de fonctionnement est défini par les valeurs des débit et vitesse réduits au taux de détente imposé. La *Figure 5-7* présente l'évolution de ces deux grandeurs sur l'intervalle de mesure.

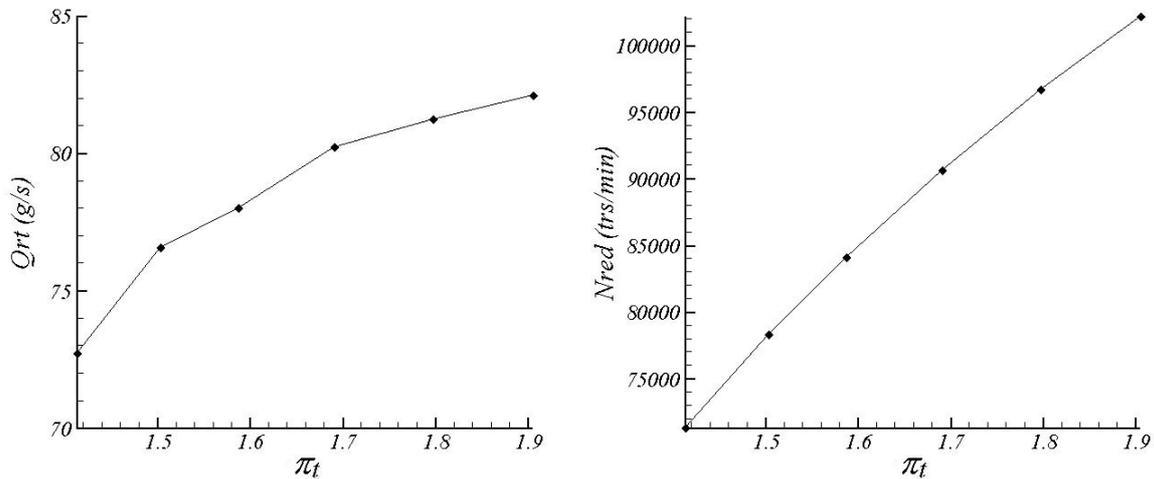


Figure 5-7 : Débit et vitesse réduits suivant le taux de détente

Le débit réduit et la vitesse réduite augmentent logiquement avec le taux de détente, puisque ce dernier est contrôlé par la quantité d'air admise dans la machine. Il est intéressant de noter les valeurs de ces deux grandeurs autour du point de spécification : le débit réduit mesuré autour de $\pi_t = 1,6$ est de 78 g/s à comparer aux 76,5 g/s requis au taux de détente du point de spécification initial de 1,63. De même, la vitesse de rotation réduite est de 85 000 trs/min, contre une spécification de 86 400 trs/min. Afin de qualifier les performances, prenons l'exemple du rendement thermomécanique présenté en *Figure 5-8* sur la plage de taux de détente.

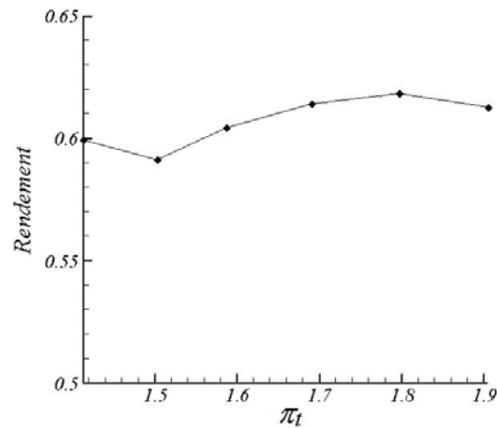


Figure 5-8 : Evolution du rendement thermomécanique

Deux remarques s'imposent avant de discuter ce résultat. La première porte sur la nature de ce rendement qui prend en compte les pertes conjointes des paliers fluides et du compresseur. L'autre concerne les conditions d'entrée en température celles-ci ayant été volontairement limitée à 510°C afin d'éviter la détérioration des sondes. Il a été montré au *chapitre 4* (*paragraphe 4.2.4*) que le rendement augmente avec la température d'entrée turbine, dont la valeur prescrite pour cet étage est de l'ordre de 600°C.

L'évolution du rendement est très stable en fonction du taux de détente, sur tout l'intervalle considéré. La discontinuité observée en début d'évolution est très certainement liée au fait que les mesures ne sont pas effectuées à iso vitesse de rotation et que le régime de fonctionnement du compresseur n'est pas identiquement conservé. On remarque également que la valeur optimale du rendement est atteinte pour un taux de 1,8 légèrement supérieur à la valeur de spécification.

En conclusion, on peut dire que l'étage turbine est bien adapté au point de fonctionnement, et qu'il présente un comportement homogène sur la plage de taux de détente considérée.

Même si l'objet de cette étude ne porte pas sur l'étage compresseur, il est intéressant d'en vérifier le comportement. La *Figure 5-9* propose donc les seules évolutions du débit et du rendement isentropique compresseur, puisque la vitesse de rotation, identique dans les deux étages, vient d'être analysée.

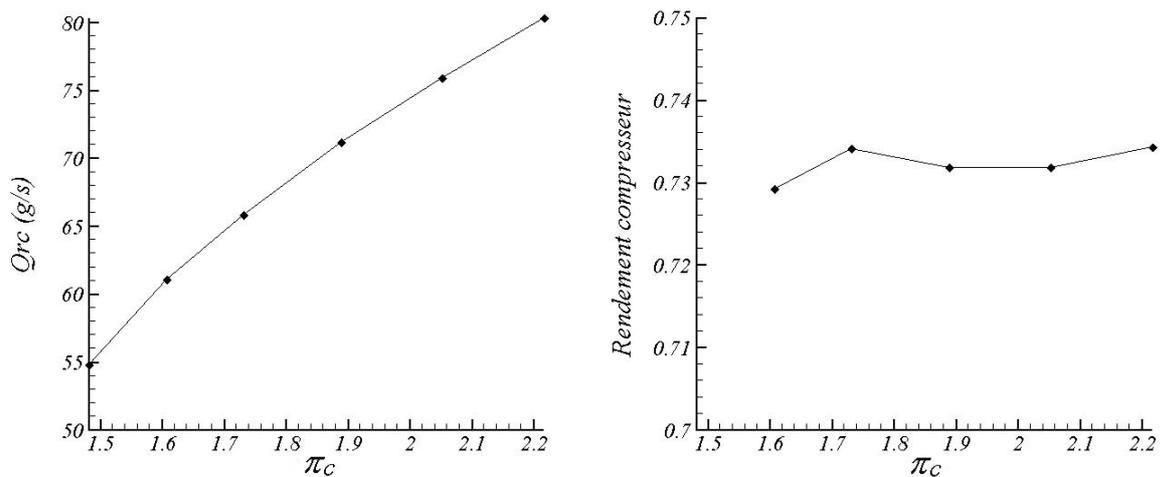


Figure 5-9 : Caractéristiques de l'étage compresseur

Le débit compresseur augmente de façon monotone avec le taux de compression même si sa valeur reste légèrement en deçà de ce qui était attendu (67 g/s pour 79 g/s attendus au taux de compression de 1,7 correspondant au point de spécification). La stabilité du rendement sur toute l'étendue de mesure est là aussi remarquable, et très proche de la valeur théorique de 72%. La remarque faite lors de la discussion du rendement turbine est ici vérifiée. Le début de l'évolution du rendement compresseur est également discontinu, due certainement à un changement de régime.

Vis-à-vis du point de spécification défini, la machine présente un comportement très homogène du point de vue des grandeurs caractéristiques d'entrée/sortie. Nous allons maintenant adopter une approche plus locale aux éléments de la machine. A partir des mesures effectuées en entrée et en sortie du distributeur, puis en aval du rotor, nous allons examiner la structuration de l'écoulement dans les différentes stations de l'étage turbine.

5.1.2.2. Approche locale aux éléments de l'étage

Les données obtenues par métrologie locale dans le distributeur et en aval du rotor donnent accès aux triangles des vitesses de l'étage. Malgré le soin apporté à l'intégration de la métrologie dans l'étage, la mesure des pressions par sonde trois trous à l'amont du distributeur souffre d'une désadaptation partielle. Cette perturbation de la mesure a pu être observé au-delà d'un taux de détente critique, de valeur variable suivant les configurations. En effet, l'incidence du fluide sur la sonde, calculée à partir de la différence de pression des trous

latéraux, doit rester dans une plage inférieure à 20° en valeur absolue pour assurer un recalage exact des mesures.

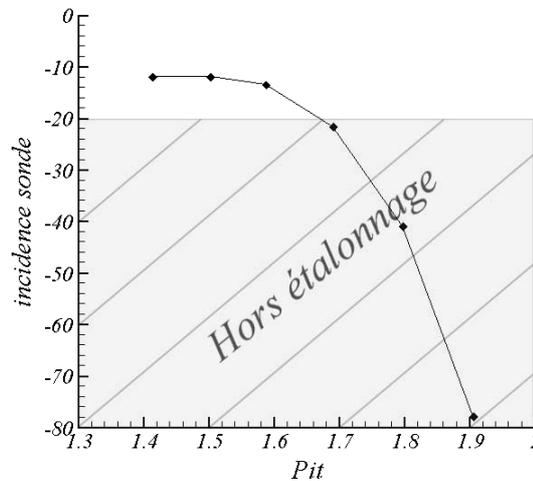


Figure 5-10 : Désadaptation de la sonde de mesure sur les forts taux de détente.

La Figure 5-10 montre que cette condition n'est pas satisfaite au-delà d'un taux de détente de 1,7. L'origine de ce phénomène ne peut être identifiée avec certitude (écoulements secondaires, inhomogénéité des conditions d'entrée, ou réelle inflexion de la vitesse). En conséquence, les résultats dont le recalage est impossible seront écartés dans la suite de l'analyse.

D'autre part, les traversées de sonde effectuées en sortie de l'étage étant coûteuses en temps d'expérimentation, seuls les taux de détente $\pi_t = 1,5$ et $\pi_t = 1,8$ ont été retenus pour cette analyse.

La Figure 5-11 présente les évolutions de la valeur de la vitesse d'entrée distributeur et de son orientation angulaire par rapport à la direction radiale. Ces deux quantités sont comparées à des références théoriques définies comme suit : il a été montré au chapitre 2 que l'angle de la vitesse en sortie volute est théoriquement indépendant de la valeur du débit. Il est fonction du rapport des sections d'entrée/sortie volute, ainsi que du rapport des masses volumiques dans ces sections (équation (2-7)). Le résultat de cette expression appliquée à notre configuration est pris comme référence théorique pour la mesure angulaire. La valeur de vitesse calculée à partir de l'information de débit exprimée dans la section de mesure sert quant à elle de référence pour la mesure de vitesse.

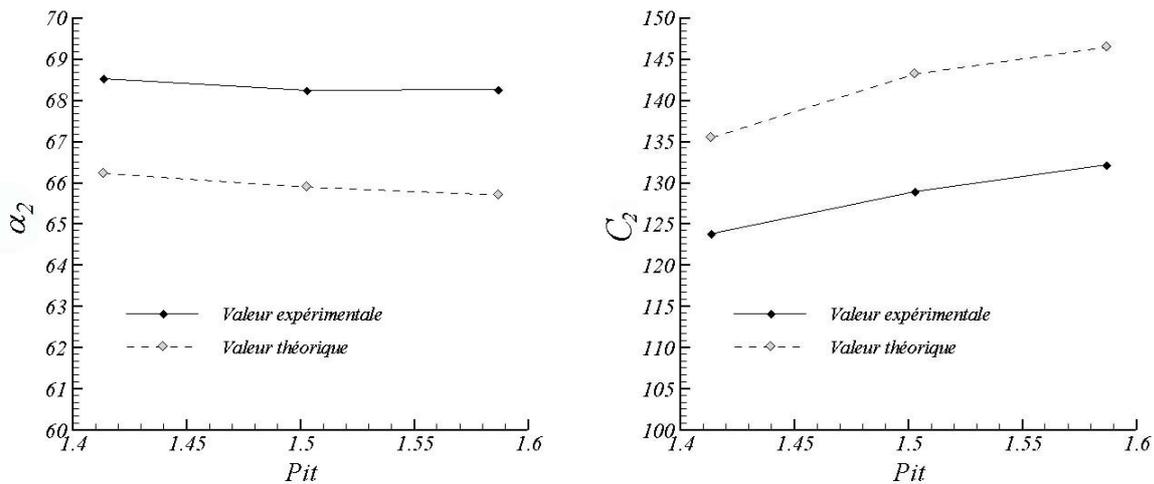


Figure 5-11 : Caractéristiques de la vitesse d'entrée stator

Les deux valeurs mesurées sont relativement proches des références théoriques : écart de 3,5% pour l'angle, et de 9% pour la vitesse. On observe également une certaine stabilité des conditions angulaires, comme cela était attendu théoriquement. L'écart observé sur la vitesse peut être attribué à différents effets : inhomogénéités locales des conditions sur le pourtour de sortie de la volute par rapport à la référence qui est une valeur moyenne sur toute la section de sortie, légère dérive de l'étalonnage due aux effets de dilatation des sondes, etc...

La différence entre l'angle formé par le squelette des aubages et la direction radiale d'une part, et celui formé par l'écoulement au bord d'attaque et la direction radiale d'autre part, donne une estimation de l'incidence fluide/profil en entrée du stator.

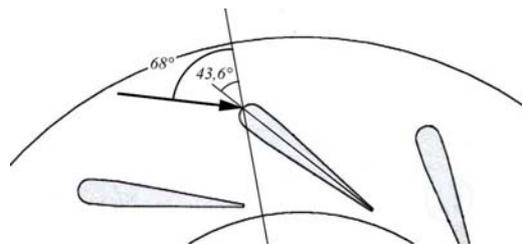


Figure 5-12 : Calcul de l'incidence stator

Une estimation raisonnable de cet angle donne une valeur de l'ordre de 24° (Figure 5-12). Une telle incidence sur un profil symétrique semble susceptible de provoquer des désadaptations sur l'extrados.

La valeur mesurée sur la prise pression statique en aval distributeur couplée aux deux informations locales de pression totale et de température en amont du distributeur, et enfin

complétée par débit massique mesuré dans l'étage, donne accès au triangle des vitesses en entrée roue.

	C_4	α_4	U_4	W_4	β_4
théorique	206,6 m/s	60,5°	344,5 m/s	188 m/s	58°
expérimental	260 m/s	68°	340,4 m/s	129 m/s	35°

Tableau 5-3 : Triangle des vitesses en entrée roue

La Figure 5-13 en donne une représentation graphique.

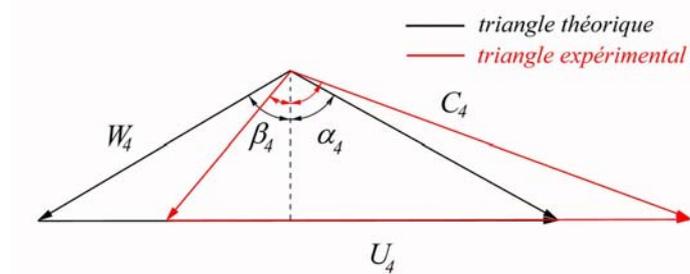


Figure 5-13 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

Il apparaît, lors de l'expérimentation, un décalage du triangle des vitesses. Pour une vitesse d'entraînement des aubes turbine quasi-identique, le module et l'angle mesurés de la vitesse absolue sont plus importants, aux dépens de la valeur et de l'incidence de la vitesse relative. Tout se passe comme si la section de passage du distributeur avait été réduite et la ligne moyenne de l'écoulement déviée.

On peut chercher des éléments de réponse dans une des constatations faites précédemment : l'importante incidence du fluide sur les profils est susceptible de provoquer des décollements sur les aubages. La perturbation ainsi générée à l'extrados suffit à infléchir la direction de l'écoulement (Figure 5-14).

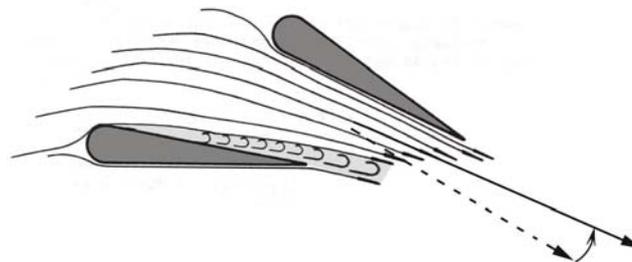


Figure 5-14 : Perturbation sur le profil stator

Cette perturbation a pourtant des conséquences bénéfiques au regard du fonctionnement global de l'étage. En effet, diminuer l'angle de la vitesse relative sur la roue tend à mieux

satisfaire le critère « d'incidence roue », en le recentrant sur sa plage optimale. Diminuer la valeur de la vitesse, et donc le nombre de Mach relatif en entrée roue (30% de diminution) réduit les effets de survitesse dans le rotor. Ce constat éloigne le nombre de Mach en entrée roue de sa valeur critique au-delà de laquelle un blocage sonique intervient dans la section de sortie roue. Une estimation de ce nombre de Mach critique est obtenue à partir du rapport des sections d'entrée et de sortie de la roue. Ce rapport de contraction géométrique permet d'établir, à partir des relations isentropiques, une estimation du nombre de Mach en entrée roue au-delà duquel les conditions seront effectivement soniques en sortie. Basé sur la température d'entrée rotor nous estimons ce nombre de Mach de l'ordre de 0,38. D'après le *Tableau 5-3*, et toujours suivant la température d'entrée roue, le nombre de Mach mesuré est de 0,24 contre une valeur théorique de 0,34. Enfin l'augmentation de l'angle de la vitesse absolue modifie le « critère de l'espace lisse », d'une valeur de 1,5 à 2 d'où, là aussi, une meilleure adaptation.

Cette déviation du triangle des vitesses conduit cependant à une contradiction : l'augmentation de C_4 implique une augmentation de $C_{\theta 4}$ qui, à même vitesse de rotation (U_4 théorique et expérimental quasiment égaux), devrait se traduire par une augmentation de la puissance récupérée sur l'arbre (équation 5-1). Or nous avons montré au paragraphe précédent que la puissance mesurée sur le compresseur était conforme à l'attente théorique.

L'expression complète de la loi d'Euler doit alors être considérée. Le terme $U_5.C_{\theta 5}$ négligé dans le calcul théorique en supposant des conditions de sortie purement axiales doit compenser l'augmentation de $C_{\theta 4}$. On constate donc que l'hypothèse de giration nulle ne peut être vérifiée.

Nous confrontons ce constat aux mesures effectuées en sortie rotor. Des traversées de sondes trois trous suivant le rayon de sortie permettent d'obtenir les profils de vitesse et d'angle absolus et par extension, le triangle de vitesses en sortie rotor.

Les *Figure 5-15* et *Figure 5-16* présentent les profils d'angle et d'amplitude de la vitesse absolue en aval de la roue selon un rayon, pour les deux valeurs du taux de détente. Sur la figure, la position longitudinale de l'axe des ordonnées correspond à celle de la station de sondage.

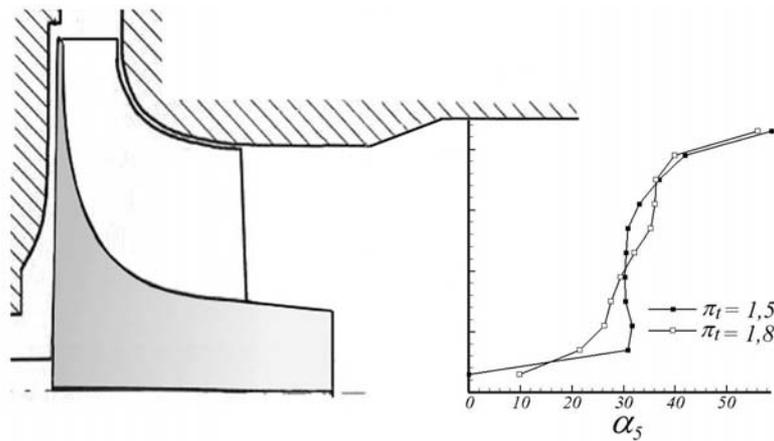


Figure 5-15 : Variation de l'angle de la vitesse absolue de sortie

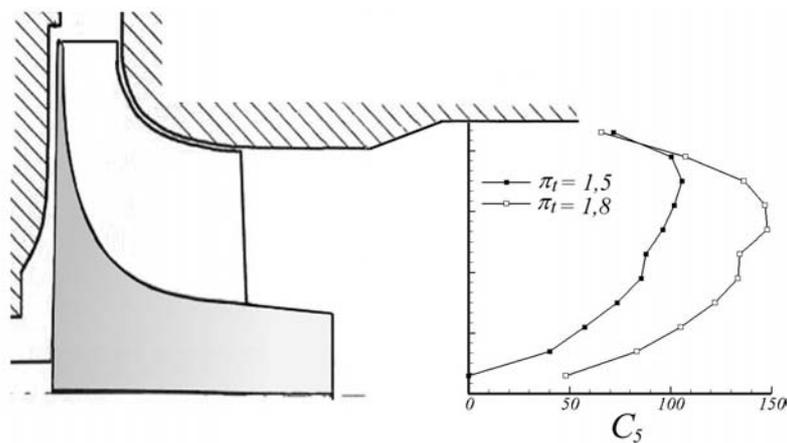


Figure 5-16 : Profil de vitesse absolue en sortie roue

Il apparaît qu'une structure tourbillonnaire globale se développe à l'aval du rotor, quel que soit le point de fonctionnement. Le profil de la vitesse, sensiblement non uniforme, présente un maximum au droit de la pale. Les distorsions géométriques sur le carter et le moyeu perturbent significativement l'évolution radiale de la vitesse.

Par suite, le triangle des vitesses de sortie situé au rayon moyen au sens des sections peut être établi :

	C_5	α_5	U_5	W_5	β_5
théorique	175 m/s	0°	190 m/s	259 m/s	43°
expérimental	96 m/s	31°	165 m/s	142,6 m/s	54°

Tableau 5-4 : Détail du triangle des vitesses en sortie roue

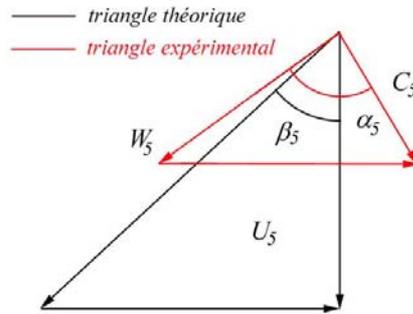


Figure 5-17 : Triangle des vitesses de sortie au R_{ms}

On observe d'importantes différences entre la structure attendue et la réalité mesurée de l'écoulement. L'hypothèse d'un écoulement absolu axial est mise en défaut, les valeurs des vitesses sont très différentes. La discussion sur l'amplitude de ces écarts doit cependant tenir compte du fait que les mesures ont été effectuées pour un taux de détente décalés du point de spécification (1,5 pour une spécification de 1,63). De plus, les contraintes d'encombrement n'ont pas permis de réaliser des mesures immédiatement en aval des bords de fuite de la roue. Cela implique une expansion géométrique, due d'une part au raccord de diamètre sur la bride de sortie, et d'autre part à la terminaison abrupte du moyeu. La valeur de la vitesse en est alors affectée.

D'un point de vue qualitatif, la composante tangentielle de la vitesse absolue de sortie C_{05} vient compenser le gain enregistré dans l'équation d'Euler par la vitesse tangentielle absolue en entrée C_{04} , pour aboutir finalement au niveau de puissance attendu sur l'arbre, et ainsi respecter la définition globale du point de fonctionnement.

Nous pouvons constater des différences importantes entre la structure théorique établie à partir d'équations très simplifiées (monodimensionnel, fluide parfait) et la structure réelle observée qui résulte d'une phénoménologie complexe. Les éléments de dimensionnement proposés ici n'ont bien évidemment pas été les seuls pris en compte dans l'obtention du design final (on peut vérifier que la solution adoptée par l'industriel ne satisfait pas exactement les équations proposées en *paragraphe 5.1.1*, les grandeurs dimensionnantes ayant été soumises à une phase d'optimisation).

Ce développement initial nous a cependant semblé intéressant à discuter pour comprendre l'influence des premiers choix indispensables au dimensionnement, largement compliqués par

les interactions fortes des différents critères de définition. Si l'analyse expérimentale souligne le « bon goût » qu'ont les dérives de se compenser, ce n'est pas le fruit du hasard, mais l'illustration qu'un second niveau de dimensionnement, tenant compte d'une physique plus complexe est indispensable, pour adapter au mieux la machine. Ce deuxième niveau s'appuie très largement sur l'utilisation d'un certain nombre de critères empiriques, déjà discutés dans le *chapitre 2*. Ces outils associés à l'expérience du concepteur et, plus récemment, à l'accessibilité à des simulations numériques fiables assurent un niveau sans cesse croissant d'efficacité dans le processus de conception. Nous allons présenter maintenant le positionnement de notre étage de référence vis-à-vis de ces critères empiriques, récurrents dans l'étude des étages de turbine centrifuges.

5.1.2.3. Les critères de dimensionnement

Il s'agit maintenant de lister les critères géométriques ou aérodynamiques qui nous semblent pertinents (parmi ceux exposés au *chapitre 2*) dans l'établissement d'une définition de la partie statique, et de situer notre étage dans les plages de variation associées. Nous avons déjà utilisé certains d'entre eux pour l'analyse théorique du *paragraphe 5.1.1*. Nous nous attacherons à décrire l'utilité concrète de ces critères dans le dimensionnement. Ils seront évoqués fréquemment lors de l'analyse des résultats pour en évaluer la sensibilité aux facteurs géométriques de construction du distributeur. Ne seront alors cités que les critères de la liste suivante se trouvant notablement affectés par la définition des essais.

Rapport de section

Lors du développement théorique, nous avons montré l'importance des sections minimales de passage au col du distributeur et de la roue dans la définition du triangle des vitesses de l'étage complet. L'association des deux éléments de l'étage implique une adaptation entre ces deux sections.

Un critère fréquemment employé dans l'industrie est la section équivalente définie suivant la section au col du stator (S_{stator}), et la section au col du rotor (S_{rotor}):

$$\frac{1}{Seq^2} = \frac{1}{(S_{stator})^2} + \frac{1}{(S_{rotor})^2}$$

où les deux sections au col sont définies à partir des grandeurs utilisées en *section 5.1.1.* :

$$S_{stator} = L_{col} \times H$$

$$S_{rotor} = S5 \times \cos(\beta_5)$$

Pour des raisons de lisibilité, notamment au niveau du positionnement de la section limitante de l'étage, nous lui préférerons le rapport direct des deux valeurs de sections :

$$X_c = \frac{S_{stator}}{S_{rotor}}$$

Nous allons attacher à ce rapport, peu étudié dans la littérature, une attention toute particulière, puisqu'il répond bien à la problématique géométrie variable.

Un lien reste possible entre les deux définitions par la relation suivante :

$$Seq = \sqrt{\frac{(S_{stator})^2}{1 + (X_c)^2}}$$

Dans l'étage de référence, nous calculons $X_c = 1,01$.

Espace Lisse

Nous avons déjà présenté et utilisé ce critère empirique liant l'angle de sortie distributeur, la hauteur du canal et la largeur de l'espace lisse.

$$El = \frac{\Delta R}{H \cos \alpha_4} \approx 2$$

Nous pouvons faire une distinction entre la définition purement géométrique (principalement dans l'expression de α_4), et la valeur associée aux résultats. Cette différence est soulignée car il ne nous sera pas possible d'établir la valeur expérimentale de ce critère pour tous les étages étudiés. Ici nous rappelons les valeurs calculées au *paragraphe 5.1.2.2* :

$$El_{geo} = 1,53 \text{ et } El_{exp} = 2.$$

Incidence distributeur

L'incidence de l'écoulement sur le distributeur est déterminante pour l'adaptation de l'écoulement autour des profils stator. Nous avons vu qu'une valeur élevée est susceptible de

perturber l'écoulement dans le convergent inter-aubes. Sa valeur est imposée par l'angle de sortie volute α_2 , lui-même théoriquement indépendant du débit dans l'étage et fonction du seul rapport des sections d'entrée/sortie volute. Nous avons estimé cette incidence à 24° ce qui semble être une valeur importante (pour ancrer un ordre de grandeur, dans des conditions normales d'utilisations, un profil symétrique *NACA 0015* décroche autour de 16° d'incidence, et un *NACA 66 015* autour de 12° d'incidence).

Incidence roue

Nous avons également introduit la plage optimale d'incidence relative roue, qui assure un comportement optimum du rotor pour des valeurs négatives comprise entre -60° et -20° . Nous l'avons mesurée à -35° .

Giration de sortie roue

Le montant de la giration en sortie roue est représentatif de l'écart à la configuration d'absorption énergétique maximale. Cette valeur énergétique, raison d'être de l'étage turbine, est décorrélée du rendement, qui est l'indicateur du fonctionnement relatif de l'étage par rapport à une référence idéale, autrement dit des pertes subies. La littérature (*Whitfield & Baines, 1991*) montre cependant qu'une giration la plus faible possible est préférable pour ces deux paramètres. Notre étage, avec un angle $\alpha_5 = 30^\circ$ d'écoulement absolu, produit une importante giration en sortie, représentative du fait que la roue n'est pas utilisée dans des conditions optimales.

Vitesse périphérique réduite

La vitesse linéaire de rotation U , exprimée au diamètre d'entrée roue est adimensionnée par la vitesse obtenue lors d'une détente idéale d'un montant équivalent au taux de détente de l'étage. On a montré au *chapitre 2* que $U/C_s \approx 0,7$ est la valeur optimale de ce rapport. Cette valeur, déterminée théoriquement et vérifiée expérimentalement à partir de la minimisation de la giration en sortie roue, est en quelque sorte garante de la cohérence entre les taux de détente et vitesses de rotation retenus. Nous mesurons une valeur de ce rapport proche de 0,77.

Diamètres et vitesses spécifiques

Le placement d'un étage dans le champ N_s - D_s permet de donner le type d'étage à utiliser (axial, radial...) et donne une relation immédiate entre la définition du point de fonctionnement (vitesse de rotation et débit volumique) et la taille de la roue (diamètre en entrée) pour une estimation de rendement à atteindre. L'optimum théorique est atteint pour $N_s \cdot D_s = 2$

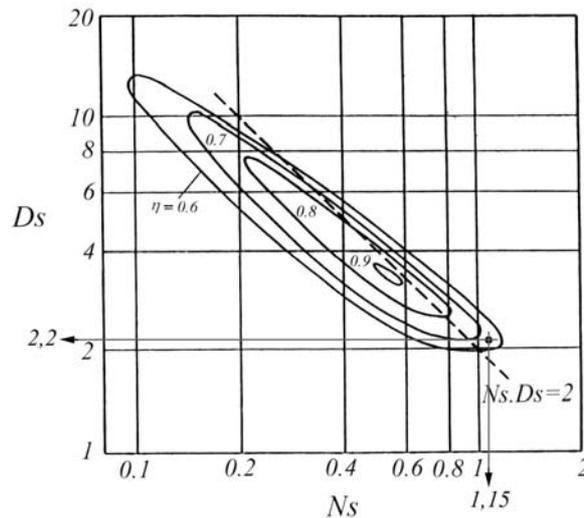


Figure 5-18 : Placement de l'étage dans le champ N_s - D_s des étages centrifuges

La Figure 5-18 situe notre étage de référence dans le champ des étages radiaux, entre les iso-rendements de 0,6 et 0,7. Il apparaît que l'étage est décalé de la zone des rendements maximaux.

L'étage de référence a été identifié tant d'un point de vue global que local tout en calculant l'évolution des paramètres caractéristiques autour de son point de spécification dans sa configuration nominale. Nous allons maintenant étendre cette analyse à une plage de fonctionnement plus vaste, s'éloignant des conditions de spécifications, et imposant une adaptation de la géométrie de l'étage.

5.2. L'ouverture du distributeur

Nous avons montré au chapitre 2 (paragraphe 2.3.2.3.) l'intérêt du principe du distributeur à ouverture variable dans le traitement du fonctionnement hors adaptation. Outre le fait que les

performances soient améliorées de part et d'autre du point de spécification, on observe un élargissement des possibilités de fonctionnement grâce au découplage partiel entre taux de détente et débit. Deux niveaux de décalage par rapport au point de spécification sont alors pris en compte. Le premier correspond à la plage de fonctionnement hors adaptation associée à la configuration nominale. Le second vise l'ensemble des points de fonctionnement, jusqu'alors inaccessibles, obtenus par modification de la définition géométrique du distributeur. C'est la superposition de ces cas de fonctionnement que nous allons maintenant étudier dans son ensemble, afin de caractériser l'influence du système de géométrie variable sur le comportement de l'étage. Nous présentons d'abord le paramétrage de la configuration géométrique du distributeur par son ouverture, puis les résultats obtenus pour l'étage T5 en fonction de la configuration du stator.

5.2.1. Impact de l'ouverture sur la définition géométrique

Dans la démarche de dimensionnement, la géométrie est définie à partir de l'expression des conditions nominales de fonctionnement. Les aubages du stator peuvent pivoter autour d'un point choisi sur le squelette du profil. A partir de la position nominale, il est possible d'en faire varier simultanément l'orientation, donc la valeur des sections de passage et des rayons caractéristiques (*Figure 5-19*).

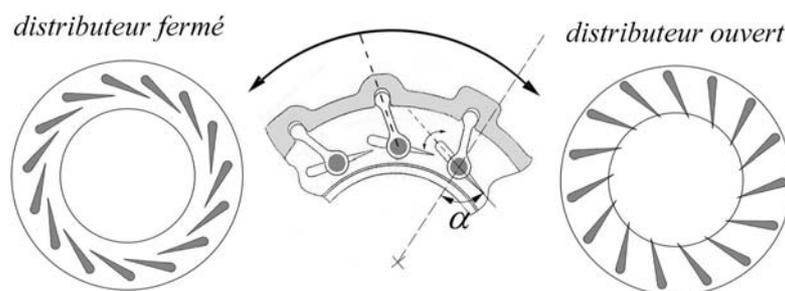


Figure 5-19 : Variation de l'ouverture stator

Ces rayons et sections s'établissent à partir de six paramètres (H , α , N_b , C , R_{bf} et Pfl) parmi lesquels il convient de remplacer, pour exprimer un rayon caractéristique du système, le rayon de bord de fuite R_{bf} qui est fonction de l'ouverture α , par le rayon des points de pivot R_{pp} indépendant des autres facteurs. La plage d'ouverture est centrée sur la valeur nominale : le distributeur passe continûment de la position fermée (-50%) à la position ouverte (+50%)

(l'orientation des profils décrit ainsi une plage de 40°) en modifiant les caractéristiques de la géométrie définies lors du dimensionnement.

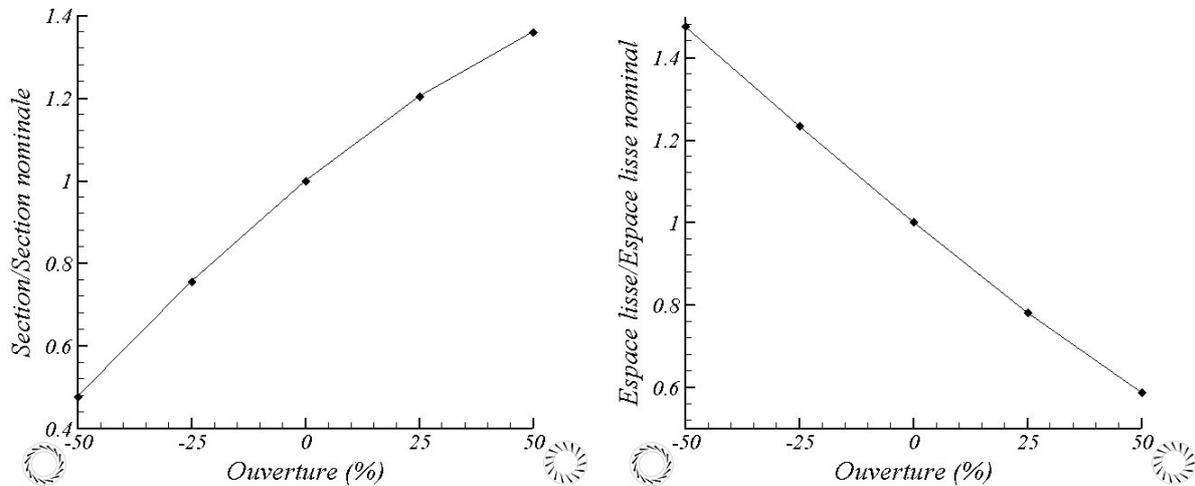


Figure 5-20 : Variation géométrique de la section et de l'espace lisse avec l'ouverture stator

La Figure 5-20 présente la variation des deux grandeurs caractéristiques que sont la section au col du distributeur et la valeur de l'espace lisse. L'ouverture du distributeur s'accompagne d'une augmentation de la section de passage, et d'une réduction de l'espace lisse. Les angles caractéristiques sont également modifiés. Les orientations du vecteur vitesse en entrée et en sortie du distributeur ont une importance capitale dans la définition du triangle des vitesses. Le pivotement des aubages du stator perturbe cette définition. Sur la Figure 5-21 sont tracés l'incidence fluide-profil estimée à partir de l'orientation de la vitesse de sortie volute théoriquement constante et établie par l'équation (2-7), et l'écart théorique d'angle de la vitesse de sortie par rapport au cas nominal calculé par l'équation (5-7). On constate que ces deux quantités sont largement affectées par l'ouverture du stator. Elles varient sur une plage de plus de 30° d'amplitude lorsqu'on passe d'une position extrême du distributeur à l'autre.

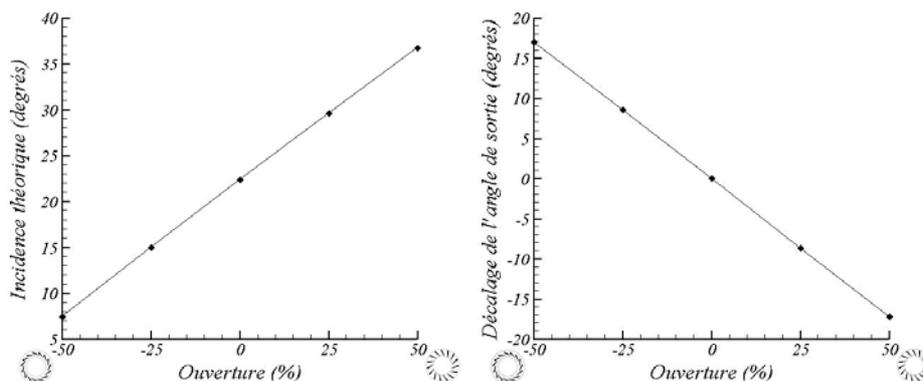


Figure 5-21 : Décalage des orientations caractéristiques du stator

La complexité des interactions liant les différents facteurs géométriques et les performances de l'étage ne fait aucun doute. L'écart de configuration géométrique par rapport au cas nominal que nous venons d'observer aura nécessairement une influence significative sur le fonctionnement machine. C'est ce que nous allons nous attacher à identifier maintenant.

5.2.2. Influence de l'ouverture sur le fonctionnement

Dans ce contexte nous allons identifier l'influence de la géométrie variable sur le fonctionnement de l'étage T5. Une approche globale au sens de l'état général des grandeurs caractéristiques en entrée et sortie de la machine, ainsi qu'une approche locale relative aux éléments de l'étage viendront compléter l'analyse de la distorsion des critères de dimensionnement due à l'ouverture ou à la fermeture du stator.

5.2.2.1. Influence de l'ouverture sur le fonctionnement global

Dans ce paragraphe, nous nous concentrons sur l'analyse du débit réduit, de la vitesse de rotation et du rendement thermomécanique. Les résultats présentés ont été mesurés pour une variation du taux de détente de 1,4 à 1,9, et cinq ouvertures différentes du distributeur. Ces grandeurs sont d'abord analysées à iso-taux de détente, puis à iso-ouverture. L'évolution relative du débit réduit est présentée en *Figure 5-22*.

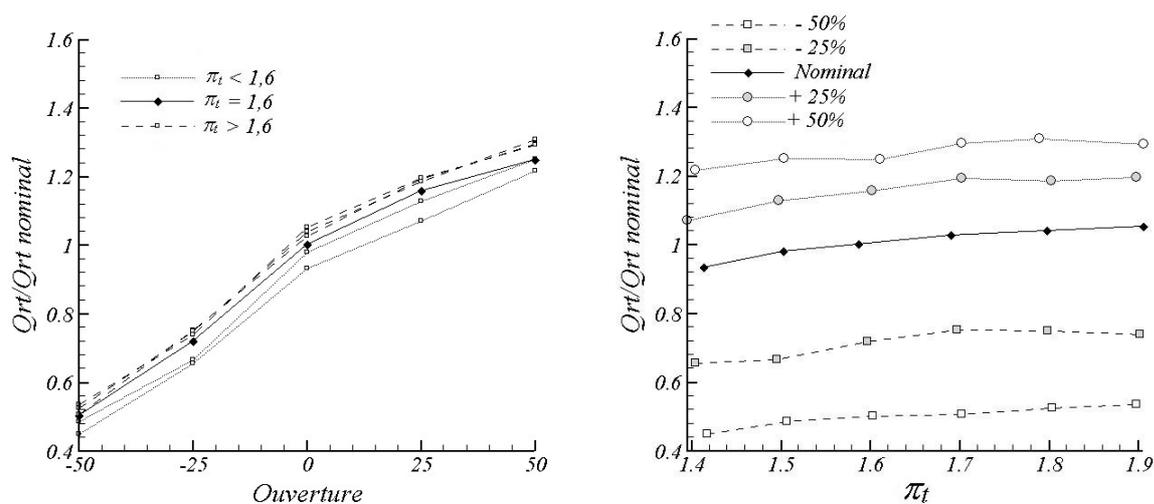


Figure 5-22 : Evolution du débit réduit

A ouverture fixée, les cinq positions présentent la même réponse à l'augmentation du taux de détente, à savoir une croissance régulière du débit, d'environ 10% du débit nominal.

A taux de détente fixé, le débit dans la machine croît avec l'ouverture stator. On constate ici le découplage partiel entre le taux de détente et le débit réduit : par la modification de l'ouverture du distributeur, on maintient la valeur d'un taux de détente face à l'augmentation du débit réduit (de 50% du débit nominal à 125% du débit nominal) et réciproquement.

On peut corréler l'augmentation du débit dans l'étage à taux de détente fixé lors de l'ouverture stator à la valeur de la section de passage distributeur. Pour cela, on trace en *Figure 5-23* les évolutions comparées de ces deux grandeurs.

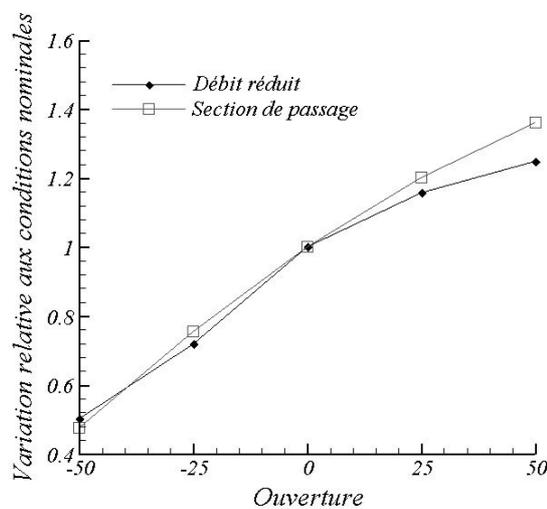


Figure 5-23 : Evolutions comparées de la section stator et du débit réduit

Les deux évolutions sont quasiment confondues sur une grande partie de la courbe, mais divergent aux grandes ouvertures. Le débit dans l'étage est limité par la plus petite section de passage. Le rapport des sections minimales du distributeur et de la roue a été calculé dans le *paragraphe 5.1.2.3* pour la configuration nominale où il est proche de l'unité. Cela signifie que pour les grandes ouvertures, le minimum de section de passage se trouve dans la roue, imposant ainsi le débit de tout l'étage, d'où l'écart mesuré. L'importance du rapport X_c dans la définition du point de fonctionnement machine apparaît donc ici.

L'évolution relative de la vitesse de rotation réduite, tracée sur la *Figure 5-24*, met en évidence une augmentation due à l'ouverture du distributeur jusqu'à la valeur nominale. Au-delà, la vitesse se stabilise et décroît jusqu'à ouverture complète. Comme précédemment, l'évolution de la vitesse de rotation est altérée aux grandes ouvertures. Le déplacement de la section limitante du distributeur vers la roue semble affecter également l'ensemble tournant.

A géométrie fixée, la vitesse croît avec le taux de détente de façon quasiment analogue pour les cinq configurations. Cette régularité déjà observée dans l'évolution du débit traduit une bonne stabilité de la machine sur toute la plage de fonctionnement.

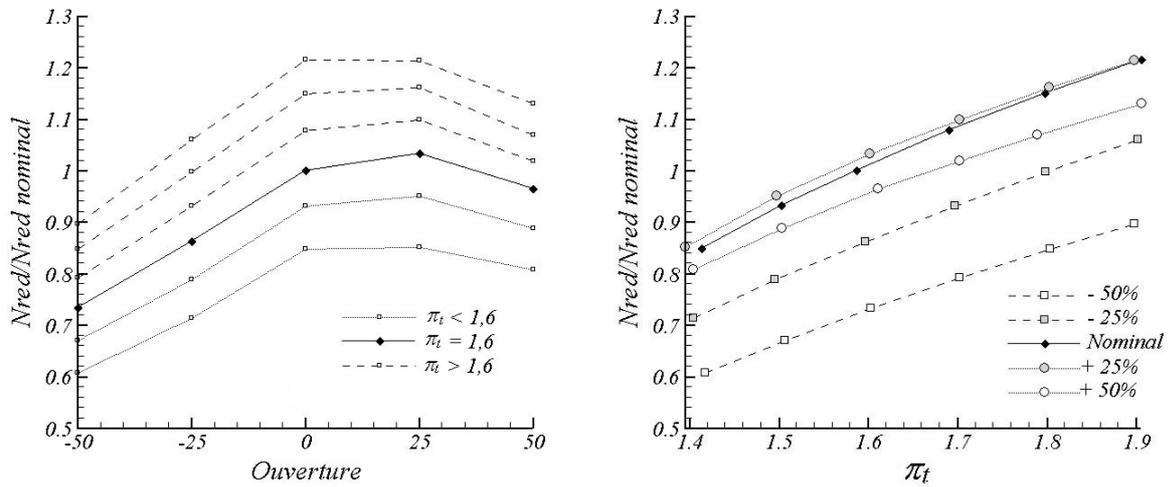


Figure 5-24 : évolution de la vitesse réduite

Les performances des différentes configurations sont évaluées au travers du rendement thermomécanique (Figure5-25).

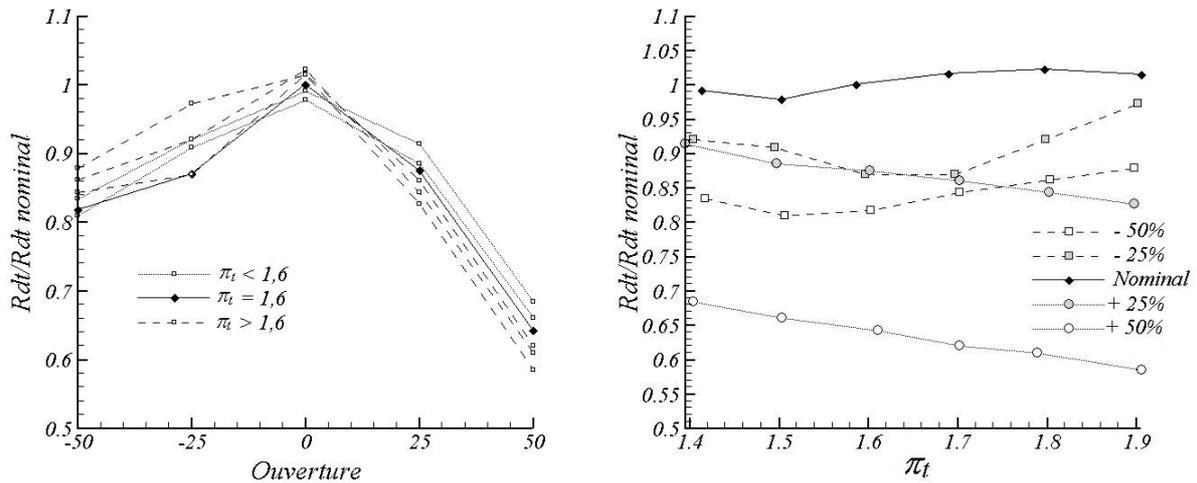


Figure5-25 : Evolution du rendement thermomécanique

Le rendement est maximum pour l'ouverture nominale : s'écarter de cette configuration du distributeur est préjudiciable. Le préjudice est moins sévère à la fermeture qu'à l'ouverture du distributeur : la configuration plein ouvert souffre de plus de 35% de baisse de rendement,

contre 20% en plein fermé. De même, le comportement en fonction du taux de détente est très différent suivant les configurations. Pour les grandes ouvertures, les performances sont dégradées lorsque le taux augmente, alors que c'est l'inverse pour les petites ouvertures. Cette dégradation systématique du point de fonctionnement au-delà de l'ouverture nominale, qui s'amplifie avec le niveau de débit a fait l'objet d'une analyse plus détaillée. Nous allons maintenant explorer plus finement le fonctionnement aux différentes ouvertures, à partir des résultats obtenus dans le distributeur et en sortie roue.

5.2.2.2. Influence de l'ouverture sur le fonctionnement local

Nous allons aborder dans un premier temps l'influence de la variation de géométrie sur les écoulements rencontrés aux différentes stations de l'étage, avant de nous intéresser à la perturbation intrinsèque au système de géométrie variable.

Etude de l'écoulement

La vitesse en amont du distributeur peut être obtenue à partir des pressions locales relevées par la sonde trois trous. Les caractéristiques du vecteur vitesse en amont du distributeur sont théoriquement indépendantes de la configuration du distributeur d'après l'analyse présentée au chapitre 2 (paragraphe 2.3.1). Une comparaison entre les valeurs théoriques et expérimentales de l'angle et de l'amplitude de la vitesse en sortie volute est présentée en Figure 5-26 en fonction de l'ouverture stator.

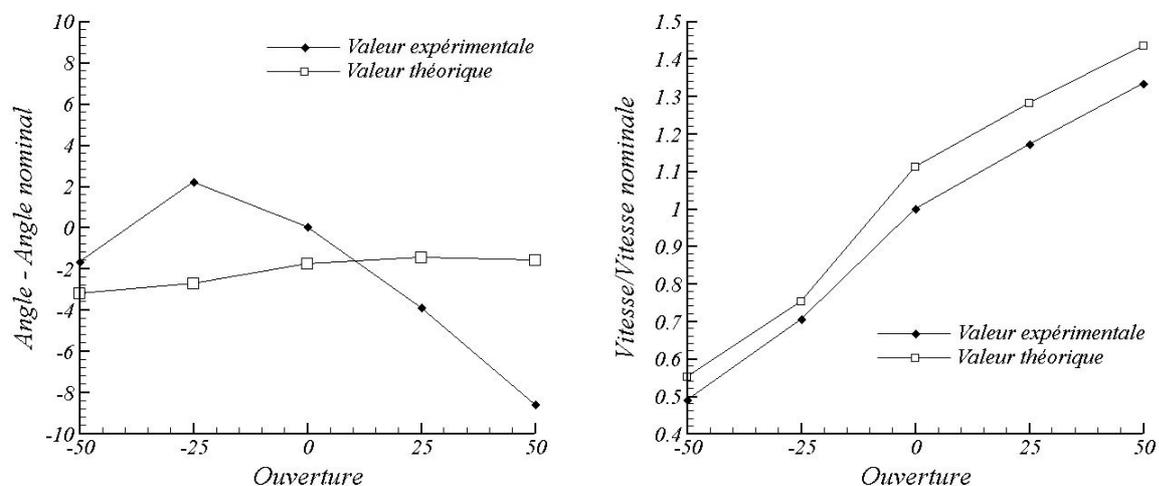


Figure 5-26 : Influence de l'ouverture stator sur les caractéristiques de la vitesse de sortie volute pour $\pi_4 = 1,5$

La valeur angulaire de la vitesse est significativement affectée par la position du distributeur. Ce redressement de l'orientation de l'écoulement vers la direction radiale contredit l'évolution théorique calculée à partir des rapports de section entrée/sortie de la volute, et du rapport des masses volumiques à ces deux stations (*équation 2-7, Eroglu & Tabakoff, 1991, Binder & al, 2001*), mettant ainsi en évidence un couplage entre la volute et le stator.

En revanche, le module de la vitesse mesuré est en bon accord avec la valeur calculée à partir de l'information de débit. On observe un décalage entre les deux courbes qui peut avoir plusieurs origines. Le calcul théorique a été établi à partir des données purement géométriques sans tenir compte de coefficients de striction. Il fait également l'hypothèse d'une répartition homogène de l'écoulement sur le pourtour de la sortie volute, hypothèse qui n'est pas toujours respectée comme nous le verrons ultérieurement. On peut constater la similitude des variations relatives du débit réduit et de la vitesse d'entrée stator en *Figure 5-27*, confirmant ainsi l'origine de l'évolution observée.

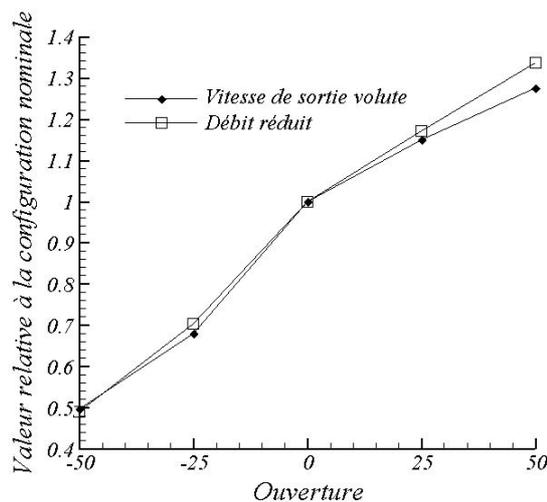


Figure 5-27 : Evolutions comparées de la vitesse de sortie volute et du débit réduit pour $\pi_n = 1,5$

Le fonctionnement intrinsèque du distributeur est nécessairement modifié en fonction de l'ouverture des aubages. Cela se traduit de plusieurs façons. Le convergent formé par les aubages accélère le fluide, et produit une détente du gaz. La différence de pression entre l'amont et l'aval du stator, représentative du degré d'accélération dans le stator, est mesurée à partir de la sonde trois trous placée à l'amont, et de la prise statique placée à l'aval du distributeur. Ainsi, il est possible d'évaluer les contributions respectives des éléments statiques et tournants à la détente statique dans l'étage, puisque la détente relative à la pression totale n'est produite que dans la roue (si l'on ne prend pas en compte les pertes). Ces deux quantités sont présentées en *Figure 5-28*.

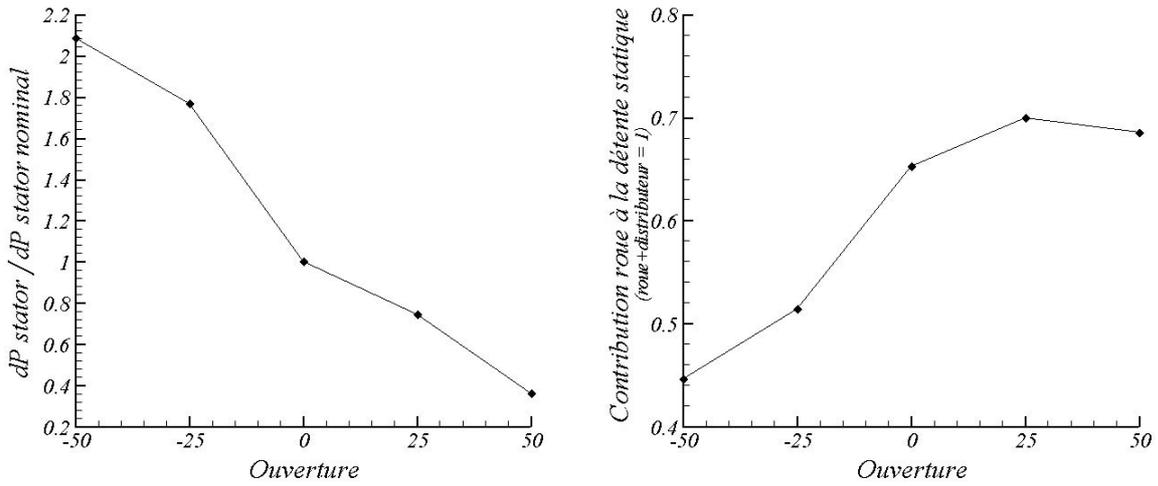


Figure 5-28 : Modification du fonctionnement étage par la configuration du distributeur $\pi_r = 1,5$

La différence de pression au passage du distributeur augmente fortement lorsque la géométrie se ferme : cette valeur est multipliée par 5 sur un cycle complet d'ouverture fermeture. De ce fait, la proportion de détente statique assurée par la roue est fonction de la configuration du distributeur : si la roue assure la plus grande part de la détente pour les grandes ouvertures (environ 70%), pour les configurations les plus fermées, c'est l'ensemble volute/distributeur qui produit la majorité de la détente statique dans l'étage.

A partir de cette observation, le triangle des vitesses en sortie distributeur a été examiné plus en détail (Figure 5-29).

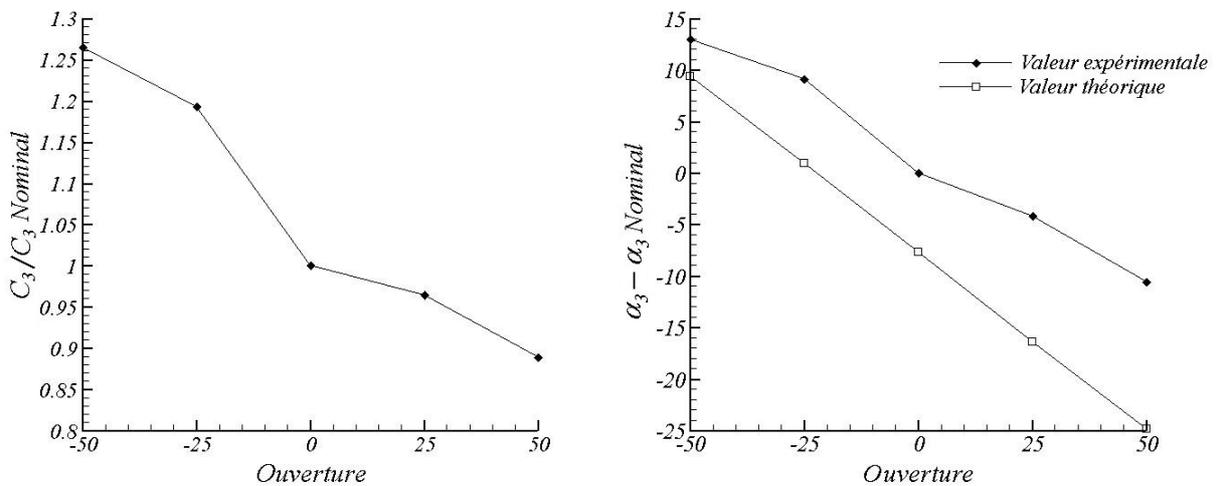


Figure 5-29 : Caractéristiques de la vitesse de sortie distributeur à $\pi_r = 1,5$

La variation de vitesse est logiquement proportionnelle à l'évolution de la différence de pression au passage du distributeur. On note une nette augmentation de la vitesse lors de la fermeture de la géométrie, couplée à une inflexion tangentielle. Cette inflexion est correctement appréhendée en approximant l'angle de sortie par l'analyse géométrique (*loi sinus, équation 5-7*), avec un décalage dans la valeur de l'angle. Ce décalage a déjà été identifié dans la littérature comme « la déviation ». Différentes études (*Hiatt & Johnston, 1963 ; Mizumachi, 1960*) montrent que cette déviation augmente avec l'angle de sortie distributeur, comme nous l'observons ici.

En guise de bilan, nous proposons une schématisation de la variation des caractéristiques de la vitesse au passage du distributeur observée sur les *Figure 5-26 et Figure 5-29*, en fonction de son niveau d'ouverture (*Figure 5-30*).

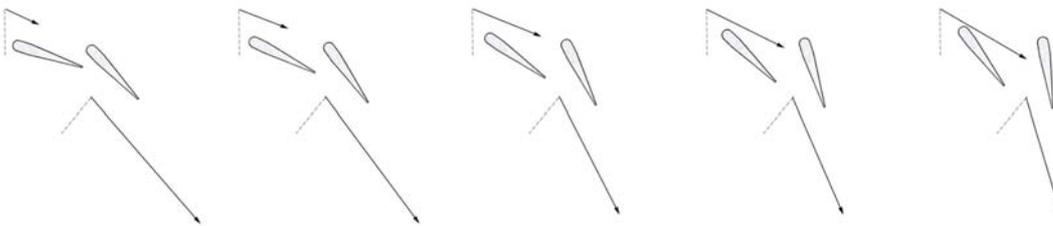


Figure 5-30 : Variation des caractéristiques de la vitesse avec l'ouverture à $\pi = 1,5$

On note clairement l'augmentation de l'incidence sur les profils avec l'ouverture de la géométrie, et l'inflexion de la vitesse de sortie vers la direction radiale.

La vitesse délivrée par le distributeur initie la construction du triangle des vitesses sur la roue, c'est à dire les conditions d'alimentation du rotor. Nous allons voir dans quelle mesure sa variation affecte le fonctionnement. L'amplitude et l'angle de la vitesse relative en entrée roue sont tous deux déterminants.

Nous l'avons abordé en section 5.1.2.2., si l'accélération relative produite dans la roue génère une vitesse, et donc un nombre de Mach trop important en entrée roue, cela provoquera un blocage sonique au col, une limitation en débit, et une modification du comportement. Une incidence mal adaptée sera source de pertes importantes, autrement dit de rendements limités. Ces deux grandeurs sont présentées en *Figure 5-31*.

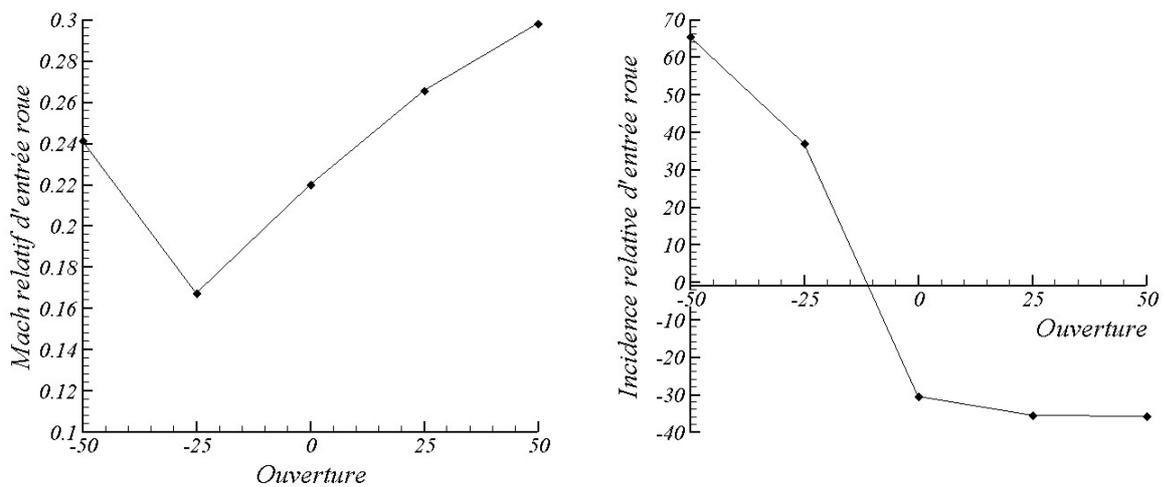


Figure 5-31 : Conditions d'alimentation du rotor à $\pi = 1,5$

On constate une forte inflexion des conditions d'alimentation roue, principalement aux petites ouvertures. L'évolution discontinue du nombre de Mach d'entrée roue s'explique par le basculement de l'inflexion du vecteur vitesse entre les petites ouvertures et le calage nominal (à -12% de l'ouverture nominale). Ainsi, sur une partie de la plage de fonctionnement, la roue travaille en incidence positive. Une représentation schématique du triangle des vitesses est donnée en Figure 5-32 .

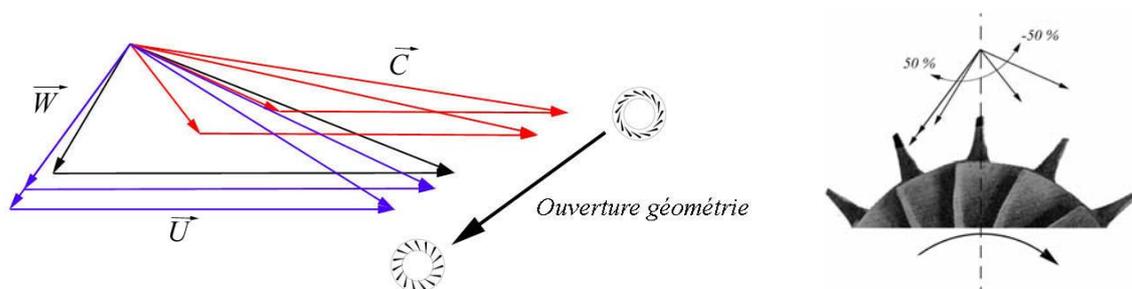


Figure 5-32 : Conditions d'entrée roue pour les différentes ouvertures

L'incidence positive aux petites ouvertures est due à la conjonction d'une importante composante tangentielle de la vitesse absolue et d'une faible vitesse de rotation. Pour les grandes ouvertures, les variations de la vitesse absolue et de la vitesse de rotation se compensent, préservant ainsi une incidence négative adaptée à la roue.

Le nombre de Mach d'entrée atteint son maximum à ouverture complète : c'est aux grandes ouvertures que le phénomène de blocage de la roue est susceptible d'apparaître. Le débit n'est plus fonction de la section du distributeur, mais limité par la section roue, comme cela a été montré dans l'étude globale du fonctionnement. La marge au nombre de Mach critique n'est

plus, dans cette configuration, que de 20% pour un taux de détente relativement faible de 1,5. En fonctionnement normal, cette configuration d'ouverture est logiquement adaptée aux forts débits machine, donc aux forts taux de détente. La valeur critique du nombre de Mach sera très probablement dépassée.

Examinons maintenant le triangle des vitesses en sortie roue. Les *Figure 5-33* et *Figure 5-34* présentent les mesures de vitesse absolue et d'angle d'écoulement obtenues par traversée de sonde trois trous.

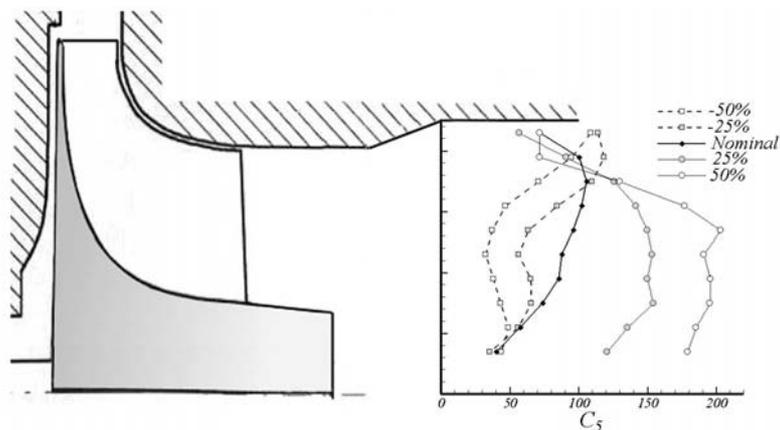


Figure 5-33 : Profil de vitesse absolu de sortie roue pour les cinq ouvertures stator

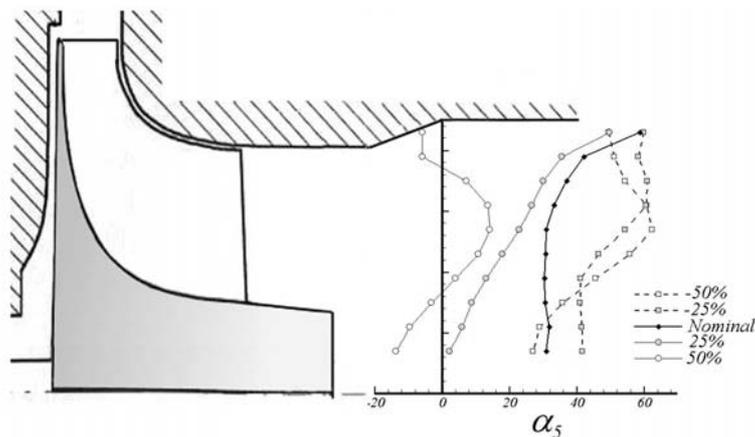


Figure 5-34 : Profil d'angle de vitesse absolu de sortie roue pour les cinq ouvertures stator

La vitesse de sortie augmente avec l'ouverture du distributeur, en réponse au débit croissant qui traverse la machine. Les grandes ouvertures présentent un profil perturbé par les discontinuités géométriques présentes au carter et au moyeu, mais qui varie assez peu sur la hauteur de pale effective. En revanche, pour les configurations fermées, la part la plus

importante du débit se concentre sur le demi canal supérieur. La giration de l'écoulement est elle aussi accrue par la fermeture du distributeur : la déviation de la vitesse pratiquement nulle voire négative aux grandes ouvertures, devient très marquée pour la configuration fermée. La désadaptation en incidence relevée en entrée roue à grande fermeture (*Figure 5-31*) semble être à l'origine de cette forte giration et de l'inhomogénéité radiale du profil de vitesses.

Le profil angulaire (*Figure 5-34*) est également perturbé lorsqu'on s'écarte de la configuration nominale. Cela est imputable à la loi de calage des bords de fuite en sortie roue qui sont dimensionnés au point de spécification.

Si la position du rayon de mesure, très en aval des bords de fuite des aubages, ne nous permet pas d'établir avec exactitude le triangle des vitesses de sortie au rayon moyen, nous pouvons toutefois donner une illustration qualitative de son comportement (*Figure 5-35*).

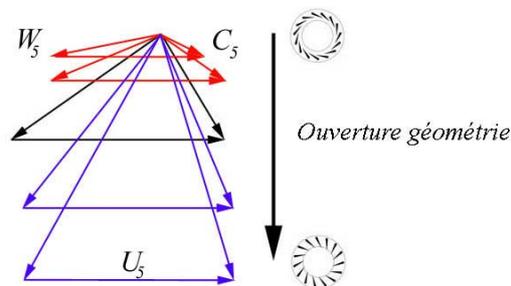


Figure 5-35 : Variation qualitative du triangle des vitesses en sortie de l'étage

Les vitesses relatives et absolues augmentent au fur et à mesure de l'ouverture distributeur puisque le débit dans l'étage croît. Conjointement à cette accélération, on observe une atténuation de la giration dans le repère absolu. L'écoulement relatif devenant lui aussi plus axial, l'écart fluide profil au passage des bords de fuite est d'autant plus grand, ce qui au final ne joue pas en faveur des performances.

Nous avons identifié l'influence de l'ouverture du distributeur sur le fonctionnement de l'étage. A partir de la géométrie nominale, fermer la géométrie génère d'importantes survitesses en sortie du distributeur. Ces survitesses sont de nature à redistribuer les rôles respectifs des éléments statiques et tournants dans l'obtention d'un taux de détente. La turbine, moins sollicitée mais soumise à des vitesses importantes en entrée, est alors désadaptée. Cette désadaptation perdure jusqu'à la sortie de l'étage. A contrario, ouvrir le distributeur ne perturbe pas outre mesure la structure générale de l'écoulement, si ce n'est une incidence accrue sur les aubages du stator susceptible d'engendrer de forts décollements sur l'extrados des profils. En revanche, l'important niveau de vitesse atteint dans toute la

machine, en réponse au débit massique conséquent traversant l'étage, est générateur de pertes significatives notamment en cas de blocage sonique en sortie roue.

Une étude ciblée sur la distorsion engendrée par les spécificités du système de variation d'incidence des aubages va maintenant être présentée.

Distorsion spécifique

Une autre spécificité du distributeur à géométrie variable, indépendante de la configuration d'ouverture mais intrinsèque au fonctionnement mécanique de l'ensemble réside dans la présence des entretoises (ou spacers) assurant le jeu mécanique indispensable à la libre rotation des aubages. L'influence de ces éléments doit être identifiée pour une revue complète des spécificités de l'ensemble « géométrie variable ». Les sillages générés par ces entretoises perturbent l'écoulement et accentuent les hétérogénéités azimutales des conditions d'entrée distributeur, déjà altérées par la volute. La mesure des efforts aérodynamiques produits par l'écoulement sur les profils du distributeur est un moyen adapté pour identifier ces distorsions.

La *Figure 5-36* présente l'évolution du coefficient de moment (moment physique adimensionné par la pression dynamique en entrée) des aubages selon leur position azimutale. La référence en azimut correspond au bec de volute. Un moment positif va dans le sens de l'ouverture du distributeur.

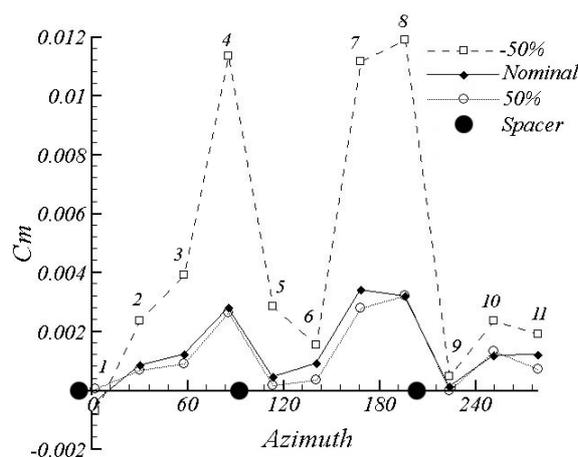


Figure 5-36 : Evolution du Cm autour du stator, pour trois ouvertures, à $\pi_r = 1,7$

Les symboles en forme de disques noirs positionnés sur l'axe des abscisses représentent la position azimutale des entretoises. Les aubages sont numérotées à partir de la première position après le bec de volute. Les deux positions extrêmes du distributeur, ainsi que l'ouverture nominale ont fait l'objet d'expérimentation. Pour ces trois configurations, l'évolution du moment est relativement fluctuante, traduisant une forte inhomogénéité azimutale. Le moment mesuré dans la configuration fermée est très supérieur à celui mesuré dans les autres configurations. La chute systématique de moment enregistrée sur les aubages immédiatement en aval des entretoises (aubages 1, 5 et 9) s'explique par le sillage qu'elles produisent et qui perturbe les caractéristiques de la vitesse amont, en amplitude ou en angle. Ce constat valable quelle que soit l'ouverture (donc l'incidence des profils), laisse à supposer que c'est la valeur de la vitesse qui est en cause. Les autres fluctuations ne peuvent être imputées aux seuls spacers. Comparativement au reste du distributeur, les valeurs obtenues dans une plage d'azimut comprise entre 70° et 210° sont plus importantes. Elles résultent de la distorsion provoquée par la volute elle-même : dans cette zone éloignée du bec de volute et sans tenir compte des aubages perturbées par les spacers, le moment est élevé et homogène (aubages 4, 7 et 8). La proximité du bec de volute semble dégrader l'homogénéité des conditions. Ce constat nous a conduit à sélectionner les canaux compris entre les positions 7 et 9 c'est-à-dire à 180° du bec de volute pour implanter l'instrumentation locale du distributeur.

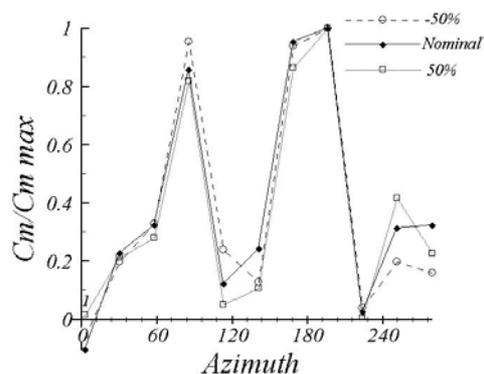


Figure 5-37 : Evolution du moment relatif autour du stator

La Figure 5-37 présente l'évolution relative des moments rapportés à la valeur maximale mesurée dans chaque configuration. On note que la distorsion des conditions amont distributeur n'est pas influencée par la configuration d'ouverture. Cette transposition de la distorsion traduit la faculté qu'a la volute de produire des conditions équivalentes indépendamment de la configuration aval. L'inhomogénéité relative est conservée : il est alors

probable que le décalage de l'incidence fluide-profil provoqué par la variation de l'ouverture stator (*Figure 5-21*) se produit sur tous les aubages.

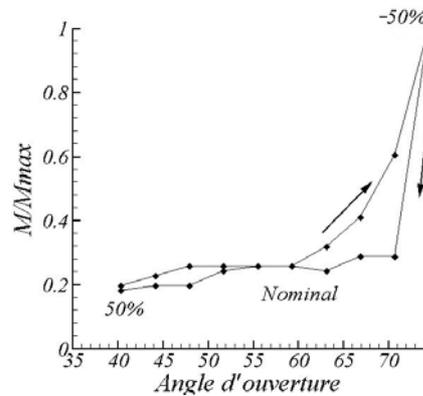


Figure 5-38 : Evolution du moment d'un aubage pour un débit fixé, sur un cycle d'ouverture-fermeture

Un dernier résultat, un peu en marge du contexte, permet de préciser le comportement du stator pendant son mouvement. On a tracé en *Figure 5-38* l'évolution relative du moment d'un seul aubage, sur un cycle complet d'ouverture-fermeture, à un débit fixe tout au long de l'expérience. En parcourant la plage de variation, on remarque un effet d'hystérésis dans le cycle, dont il nous est impossible de déterminer si l'origine est d'ordre aérodynamique ou mécanique. Lorsque la géométrie se ferme, le moment croît faiblement, avant de subir une forte augmentation pour les configurations fermées. Nous avons précédemment observé la diminution de l'incidence sur le profil à la fermeture (*Figure 5-21*). Les grandes ouvertures induisent probablement un décrochage de la géométrie, mais une réadaptation du profil ne peut expliquer à elle seule cette augmentation continue du moment jusqu'à la fermeture complète. Ce résultat est effectivement en contradiction avec la théorie des profils minces qui prévoit une diminution du moment lorsque l'incidence est réduite sur un profil symétrique. Cependant cette théorie est basée sur l'étude d'un profil isolé, et ne tient pas compte des interactions possible entre les aubages. C'est précisément la distance entre deux profils qui diminue avec la fermeture. Prenant en compte la réduction du passage et le débit fixé, nous calculons l'angle d'ouverture théorique pour lequel la section au col engendrera des conditions soniques. Cet angle est compris entre 63 et 67° d'ouverture, selon l'estimation des coefficients de striction. Nous pouvons déduire qu'il existe une corrélation entre cette transition phénoménologique et la forte élévation du moment aérodynamique. Ce résultat a une implication industrielle forte : la variation libre du distributeur est stabilisante vers les configurations d'ouverture maximale : en cas de casse, la géométrie n'aura pas tendance à se

fermer, provoquant ainsi des surpressions dommageables dans l'ensemble du système. Cette tendance est à conserver lors du dimensionnement.

Après cette revue détaillée de la structure de l'écoulement dans les différentes parties de l'étage, nous nous intéressons aux retombées du système de géométrie variable sur les paramètres classiques de dimensionnement

5.2.2.3. Impact sur les critères de dimensionnement

L'écart à la configuration nominale modifie la structuration de l'écoulement, et l'adaptation de la machine. Il est intéressant de quantifier ce phénomène en référence aux critères de dimensionnement, et de qualifier l'écart à l'optimum empirique.

Rapport de section

Le rapport géométrique des sections stator/rotor est directement lié à l'ouverture distributeur. Nous présentons l'évolution des rendements et débits réduits en fonction de ce rapport (Figure 5-39).

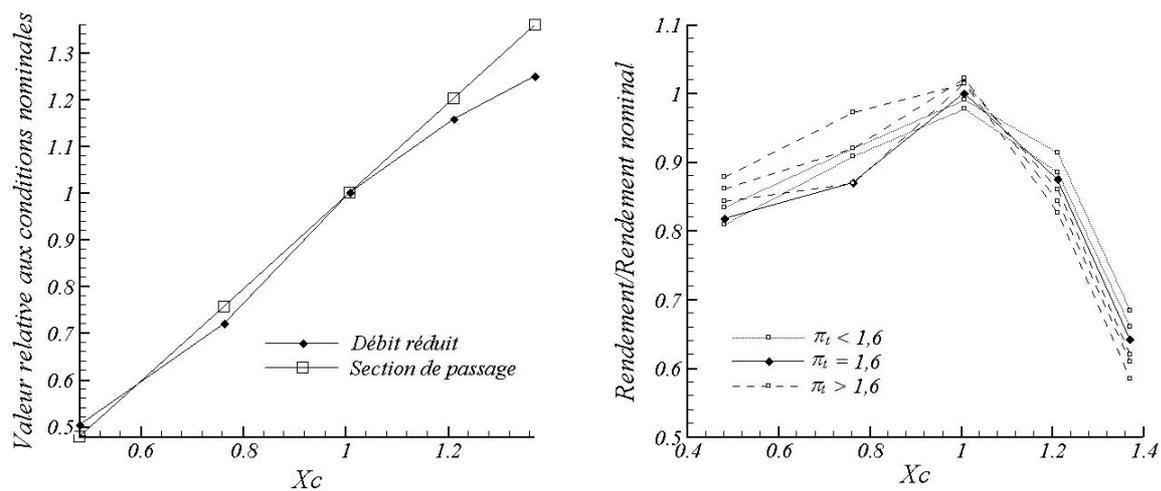


Figure 5-39 : Corrélation entre le rapport de section et les grandeurs caractéristiques de l'étage

On retrouve logiquement des évolutions analogues à celles observées sur les tracés établis en fonction de l'ouverture. On note toutefois que le comportement de ces deux grandeurs est

modifié lorsque le rapport de section croît au-delà de l'unité, c'est-à-dire des configurations où la section de passage roue est inférieure à la section de passage distributeur.

Critère d'espace lisse

Le critère d'espace lisse est également un indicateur géométrique d'adaptation relative du distributeur et de la roue. Nous présentons l'influence de l'ouverture distributeur dans ses deux formulations de El (géométrique et expérimentale) définies dans le *paragraphe 5.1.2.3.*, ainsi que l'évolution associée du rendement (*Figure 5-40*).

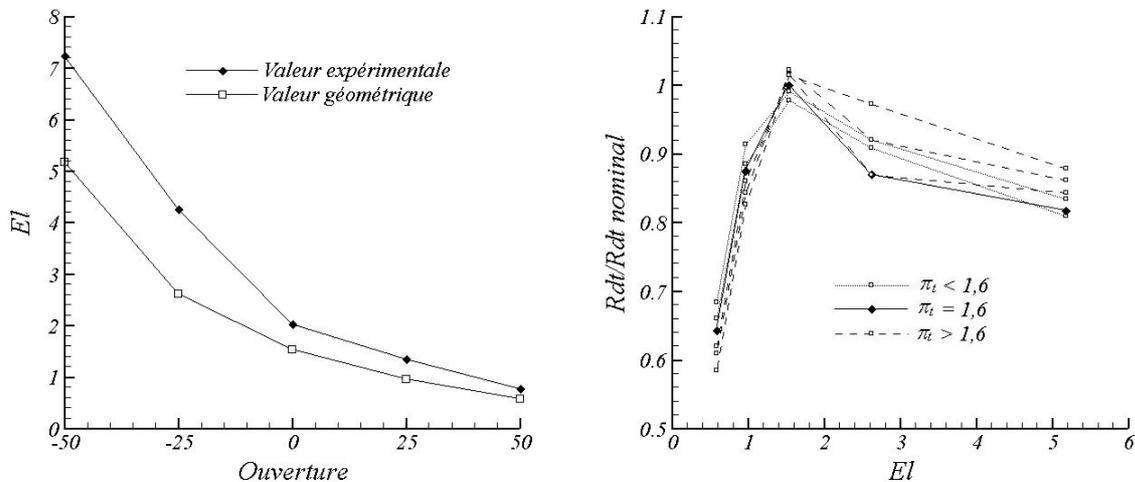


Figure 5-40 : Etude du critère d'espace lisse

La valeur du paramètre d'espace lisse El décroît lorsque la géométrie s'ouvre. Les évolutions théoriques et expérimentales sont semblables, malgré un décalage s'accroissant autour des configurations fermées. Cependant, nous validons l'approche géométrique comme bonne approximation, principalement autour de 2, valeur garantissant un optimum en performances comme le montre nos résultats puisque la valeur maximale du rendement est centrée sur une zone proche de 2.

Incidence distributeur

L'incidence de la vitesse sur les profils du distributeur est fonction de la configuration d'ouverture (*Figure 5-41*).

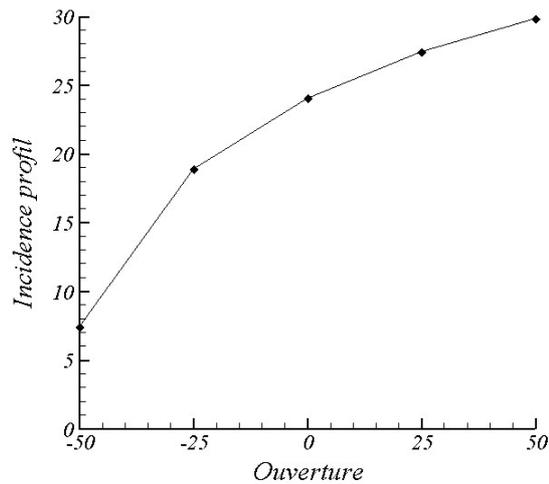


Figure 5-41 : Variation de l'incidence de la vitesse sur les profils du stator

Elle augmente lorsque le distributeur s'ouvre. La prise d'incidence est relativement importante en début de cycle d'ouverture, avant d'atteindre une croissance plus régulière. Cela implique que des désadaptations des profils peuvent survenir relativement tôt lorsque la géométrie est ouverte.

Incidence roue

L'incidence relative d'entrée roue a été abordée au paragraphe précédent (*Figure 5-31*). Elle présente une forte dépendance à la configuration d'ouverture, et varie au-delà de l'intervalle reconnu comme assurant un écoulement le plus adapté possible : de 60° d'incidence positive à 35° d'incidence négative. Le critère d'incidence n'est pas respecté pour une part importante de la plage de fonctionnement.

Giration de sortie roue

De même, nous avons abordé l'intensification du mouvement tourbillonnaire en sortie de l'étage par la fermeture du distributeur, indicateur formel de la désadaptation de la roue. Cette variation peut être quantifiée par la valeur de l'angle de la vitesse absolue au rayon moyen (*Figure 5-42*).

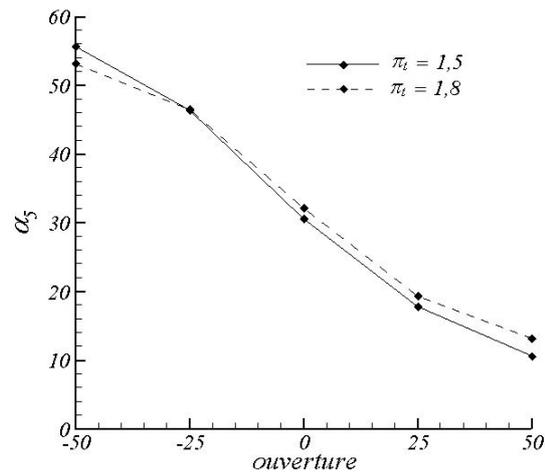


Figure 5-42 : Evolution de l'angle de la vitesse absolue au rayon moyen

La roue ne travaille pas dans sa configuration la plus favorable, le transfert énergétique n'est pas optimal. Il apparaît une certaine stabilité du phénomène vis-à-vis du taux de détente.

Vitesse périphérique réduite

Pour assurer un bon accord entre la vitesse de rotation et le taux de détente, le critère de vitesse périphérique est utilisé.

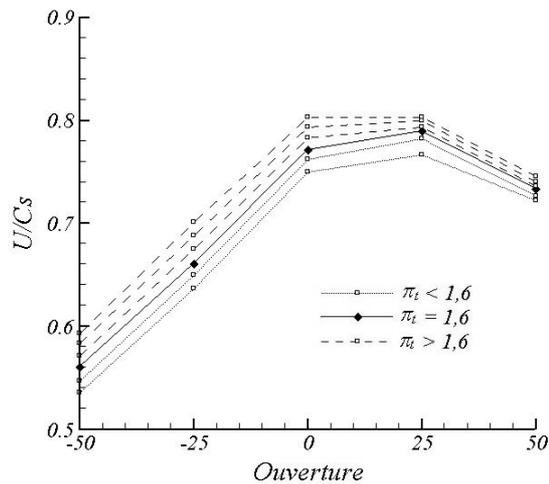


Figure 5-43 : Evolution de la vitesse périphérique réduite

La valeur de cette vitesse à taux de détente fixé varie dans un intervalle relativement bien centré sur la valeur théoriquement optimale de 0,7 (variation entre 0,55 et 0,80) comme le montre la Figure 5-43.

Diamètres et vitesses spécifiques

Le décalage de fonctionnement provoqué par la variation de la géométrie déplace le positionnement de l'étage dans le champ des vitesses et diamètres spécifiques (Figure 5-44).

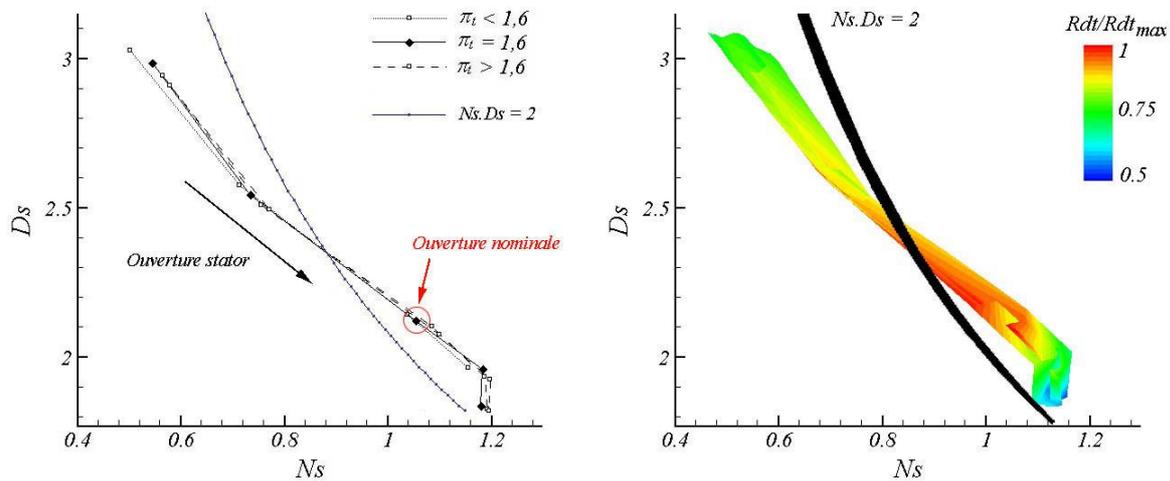


Figure 5-44 : Déplacement de l'étage dans le champ N_s/D_s

Sur un cycle d'ouverture, le point du champ se déplace de façon quasi-linéaire jusqu'aux grandes ouvertures, où on observe une rupture de tendance. La valeur du taux de détente influe peu sur le placement dans le champ. Une corrélation avec le rendement est possible. La courbe $N_s.D_s = 2$ lieu de l'optimum théorique, intersecte notre champ dans une zone proche de celle des rendements maximaux. Le point nominal se trouve légèrement décalé par rapport au point d'intersection. L'inflexion observée aux grandes ouvertures est due à l'importance du niveau de débit, et donc de vitesse, traversant la roue.

5.3. Limitations de l'étage actuel

Nous avons pu identifier en détail le fonctionnement de l'étage autour de son point de dimensionnement, ainsi que dans une large plage hors adaptation. Faire varier l'ouverture du distributeur autorise toute une gamme de points de fonctionnements inaccessibles en géométrie fixe : pour un taux de détente donné, la machine supporte des débits inférieurs de moitié, jusqu'à des valeurs de 40% supérieures au débit nominal. Cet accord entre les conditions globales subit toutefois une dégradation, que ce soit dans la désadaptation de la

structure de l'écoulement à la géométrie, que dans le non respect des critères classiques de dimensionnement, qui se répercute lourdement sur les performances de l'étage. L'enjeu consiste alors à connaître plus finement l'importance relative de tous les facteurs intervenant, d'adapter le design du système dans ce contexte, pour aboutir à un système de variation de géométrie le moins « désadaptant » possible. Il se dégage lors de cette première phase de l'étude une interdépendance forte dans les effets de tous les paramètres. Par exemple, il n'est pas possible de faire varier la section de passage du distributeur sans modifier l'incidence des profils, la valeur de l'espace lisse... et donc coupler autant d'influences dans l'expression des réponses du problème : les rendements, les débits et les vitesses de rotation. Il est indispensable d'isoler ces influences, ce qui nécessite la mise en place de machines prototypes.

Le rapport de section stator/rotor nous paraît proposer une définition intéressante de l'adaptation relative de ces deux éléments. C'est ce paramètre que nous allons isoler, au travers d'une série de machines décrivant une matrice cubique basée sur la déclinaison des trois paramètres déterminants l'expression de X_c : la hauteur des aubages du distributeur, le diamètre de sortie rotor, et enfin l'ouverture du distributeur. La répétabilité de l'influence de l'ouverture permettra d'entériner les observations précédemment présentées.

Chapitre 6

Adaptation relative rotor stator

Les fortes interactions couplant les grandeurs géométriques imposent une étude d'étages dont la définition est dérivée de la configuration nominale, afin d'isoler certains paramètres caractéristiques. Autour du rapport de section stator-rotor, qui nous a semblé présenter une influence pertinente vis-à-vis de notre problématique d'adaptation des deux éléments, nous allons entreprendre une série d'expérimentation d'étages turbine prototypes, déduits de la version nominale par variation de trois facteurs : l'ouverture du distributeur, la hauteur des aubages du distributeur et le diamètre de sortie roue. Les étages s'ordonnent selon une matrice cubique de configurations que nous allons présenter, puis analyser suivant l'influence de chaque facteur. Enfin, la pertinence du rapport de section, dans la définition de l'étage, sera évaluée au travers du bilan des influences croisées des trois facteurs.

6.1. Considérations expérimentales

Nous avons montré, au *chapitre 3* l'importance pressentie dans le fonctionnement de l'étage des deux paramètres que sont l'ouverture du distributeur et le rapport de section stator-rotor. Il se dégage de l'analyse de ces paramètres, que nous avons abordée tant dans la présentation de la démarche de l'étude (*chapitre 3*), que dans l'examen de l'étage nominal (*chapitre 5*), une dépendance à l'égard de trois facteurs géométriques dimensionnants : l'angle d'ouverture α , la hauteur d'aubage H et le *Trim* de la roue. Lever cette dépendance est indispensable afin d'isoler les influences respectives. Pour cela nous avons défini une série d'étages déduits de la configuration nominale sur la variation indépendante des trois facteurs présentés (trois niveaux de variation pour la hauteur d'aubage (H) et le *Trim*, cinq niveaux pour l'ouverture), constituant ainsi la matrice cubique de configurations à expérimenter présentée au *chapitre 3*, et rappelée ci-dessous (*Tableau 6-1*):

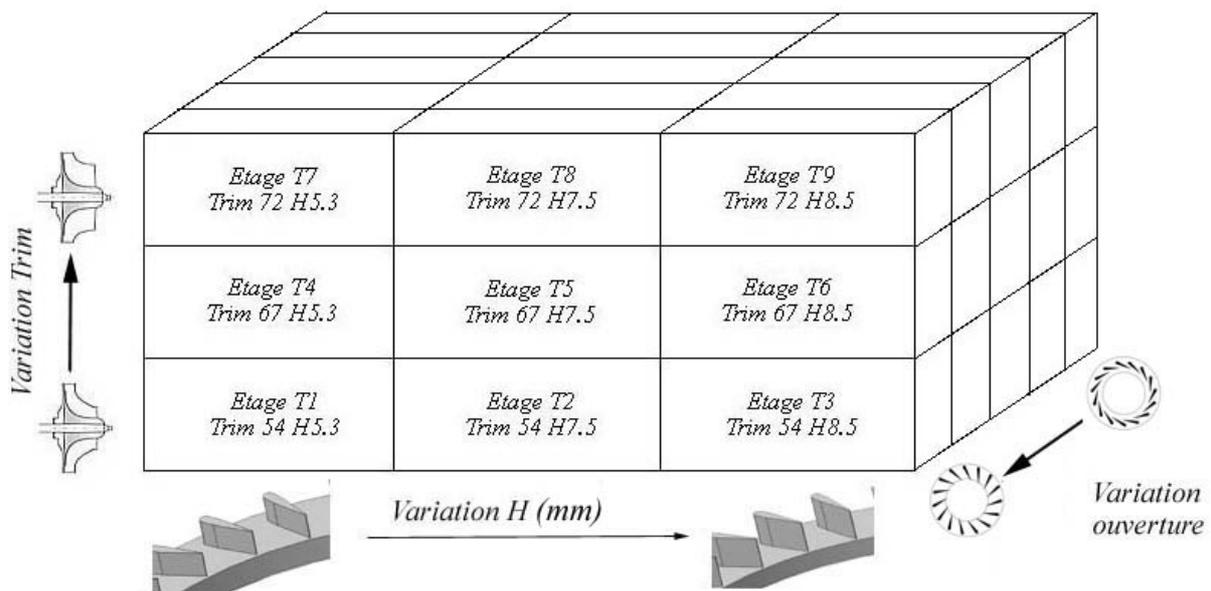


Tableau 6-1 : Configurations d'étages à expérimenter

Nous retrouvons l'étage de référence (*étage T5*) étudié au chapitre précédent au centre de la matrice. La variation d'ouverture se fait sur les cinq niveaux adoptés au *chapitre 5* : -50%, -25%, 0%, 25% et 50% d'écart par rapport à la configuration nominale. Ainsi on note que la variation relative de section au col du distributeur est identique pour toutes les configurations.

L'exploration du fonctionnement des étages est réalisée suivant les six valeurs du taux de détente retenues pour la configuration nominale (*chapitre 5* : de 1,4 à 1,9), et quatre lignes de fonctionnement du compresseur (position de la vanne de contre-pression V6). Ainsi, 1080 points de mesure sont prévus.

Certains d'entre eux n'ont pu être expérimentés pour des raisons de sécurité. En effet les importantes vitesses de rotation à faible débit générées par l'ouverture minimale, dans le cas des distributeurs à petite hauteur d'aubage (T7, T4 et T1 à -50% d'ouverture), engendrent une dépression trop importante sur la face arrière de la roue de turbine. L'étanchéité des paliers fluides ne pouvant plus être assurée, l'aspiration d'huile vers le circuit turbine est inéluctable, ce qui, compte tenu des températures d'entrée, présente un risque important d'inflammation. Aucune expérience n'a été menée pour de tels cas.

La mesure interne au distributeur et en sortie roue permet de corréler les inflexions globales du comportement de l'étage à des considérations plus locales de l'écoulement. Des expérimentations du même type que celles réalisées sur l'étage nominal viennent compléter les expériences du *Tableau 6-1* pour qualifier plus finement l'influence de la variation des trois facteurs. Le nombre de configurations retenues pour ces essais complémentaires a été restreint au maximum afin de limiter la durée, déjà conséquente, requise par le programme d'essais. Ainsi concernant la hauteur d'aubages, seuls les étages T4 et T6 ont été équipés et concernant le *Trim*, seuls les étages T2 et T8 sont instrumentés. Le nombre de positions d'ouvertures a également été revu à la baisse. Seuls trois calages sont conservés : -50%, nominal et +50% qui seront comparés aux cinq points obtenus sur l'étage de référence (T5).

La grande fragilité du procédé d'intégration de la métrologie a eu raison du système interne au distributeur des étages T2 et T4 interdisant ainsi l'accès à ces résultats.

Les traversées en aval rotor ont été réalisées pour chacune des configurations.

Les informations obtenues par la métrologie fine seront exploitées dans un contexte plus qualitatif que quantitatif. Le souci constant de minimisation de l'intrusivité des sondes a été limité par des contraintes de fabrication inhérentes à la nécessité de tenue mécanique pour les conditions de fonctionnement (principalement la température). Il en résulte un encombrement certes exceptionnel aux vues de l'environnement de mesure (sonde de 3mm de diamètre dans un écoulement à plus de 520°C) mais qui reste d'un ordre significatif par rapport à la géométrie des étages.

Nous allons maintenant présenter les résultats obtenus au terme de cette importante phase expérimentale (comportement global de 45 configurations d'étage distinctes, plus 15 expériences intégrant la métrologie locale) suivant la variation de chacun des facteurs définissant la matrice d'expériences. Cela en gardant les trois points de vues adoptés au *chapitre 5* : l'analyse des paramètres globaux d'entrée-sortie de l'étage, l'analyse qualitative de la structuration de l'écoulement en amont et en aval du distributeur, puis en sortie roue. Enfin les critères classiques de dimensionnement significativement affectés par la variation des facteurs respectifs seront discutés.

6.2. Influence de l'ouverture du distributeur

Des tendances qualifiant l'influence de l'ouverture du distributeur ont été dégagées sur l'étage nominal au *chapitre 5*. Nous allons confronter ces résultats à une revue succincte des données obtenues pour les neuf configurations d'étages expérimentés. Cette partie a pour seul objectif de qualifier un comportement moyen du turbocompresseur à une sollicitation en ouverture du distributeur. Elle n'a pas la prétention d'étudier tous les écarts de fonctionnements entre les configurations. Ceux-ci seront examinés en détail dans des parties suivantes (*paragraphes 6.3 et 6.4*). Ainsi nous ne considérons que les tendances moyennes, communes à tous les étages.

6.2.1. Fonctionnement global

La variation relative du débit réduit et de la vitesse de rotation fonction de l'ouverture distributeur est présentée en *Figure 6-1*. Cette représentation, certes peu lisible, à l'avantage de présenter l'influence moyenne de l'ouverture stator sur toutes les configurations, et d'en dégager la tendance globale. Celle-ci est cohérente avec les résultats constatés sur l'étage de référence. Le débit réduit croît en réponse à l'augmentation relative de la section de passage. Les variations sont quasiment confondues sur les positions les plus fermées. La vitesse de rotation présente une évolution plus dispersée, mais toujours homogène en moyenne. Le maximum des courbes est positionné entre l'ouverture nominale et 25% de variation positive.

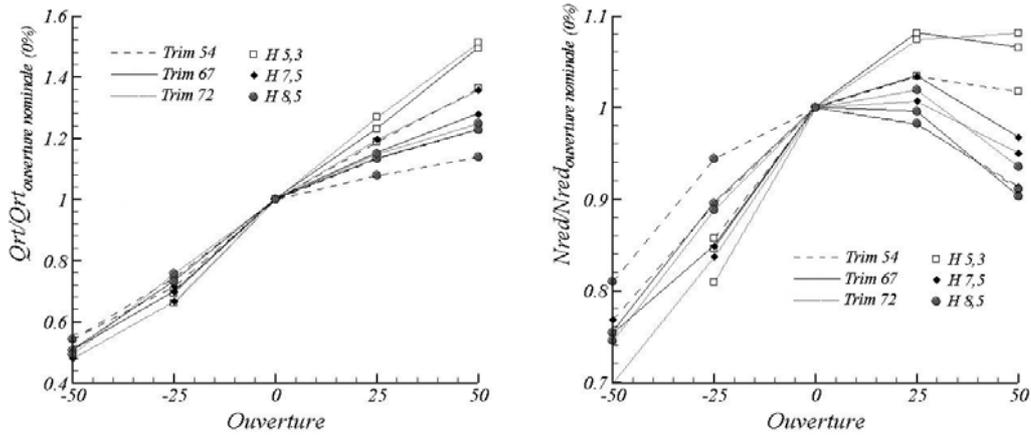


Figure 6-1 : Evolution des débits et vitesses réduites suivant l'ouverture pour les 9 étages à $\pi=1,7$

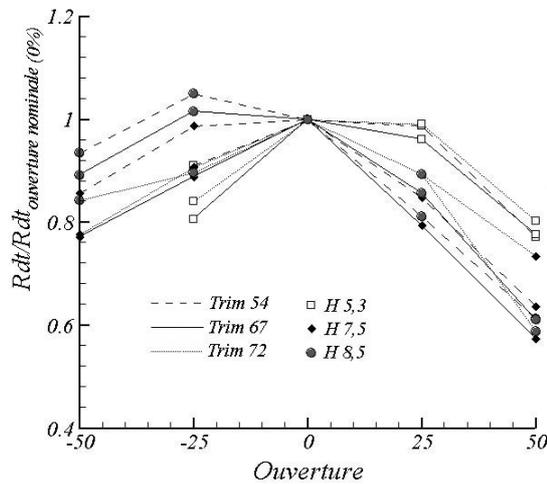


Figure 6-2 : Evolution du rendement relatif à la performance de l'ouverture nominale à $\pi=1,7$

Si l'on s'intéresse maintenant au rendement présenté en Figure 6-2, l'optimum n'est plus atteint à l'ouverture nominale, mais dans une plage de variation allant de -25% à 25%. Les performances sont toujours dégradées aux positions extrêmes, avec une accentuation plus marquée pour des positionnements de pleine ouverture.

6.2.2. Fonctionnement local aux éléments

Des mesures intermédiaires localisées autour du distributeur ont été réalisées pour les étages T6 et T8 (mesure distributeur sur T2 et T4 non disponibles). Les résultats présentés ici vont

permettre de confirmer l'influence de l'ouverture du distributeur sur la structure observée de l'écoulement sur l'étage de référence.

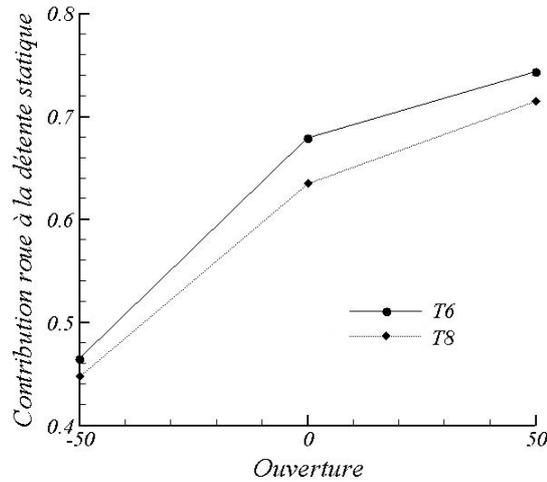


Figure 6-3 : Répartition de la détente statique dans l'étage pour $\pi_r=1,6$

En particulier, considérant la répartition de la détente statique produite par le stator et le rotor, la Figure 6-3 illustre la part de la roue dans ce processus. Elle est progressivement chargée à l'ouverture du stator dans l'obtention du taux de détente. L'évolution, similaire pour les deux étages, est équivalente au comportement de référence.

Cet aspect du régime de fonctionnement du distributeur nous incite à considérer les conditions de vitesse qu'il produit en sortie du distributeur (Figure 6-4).

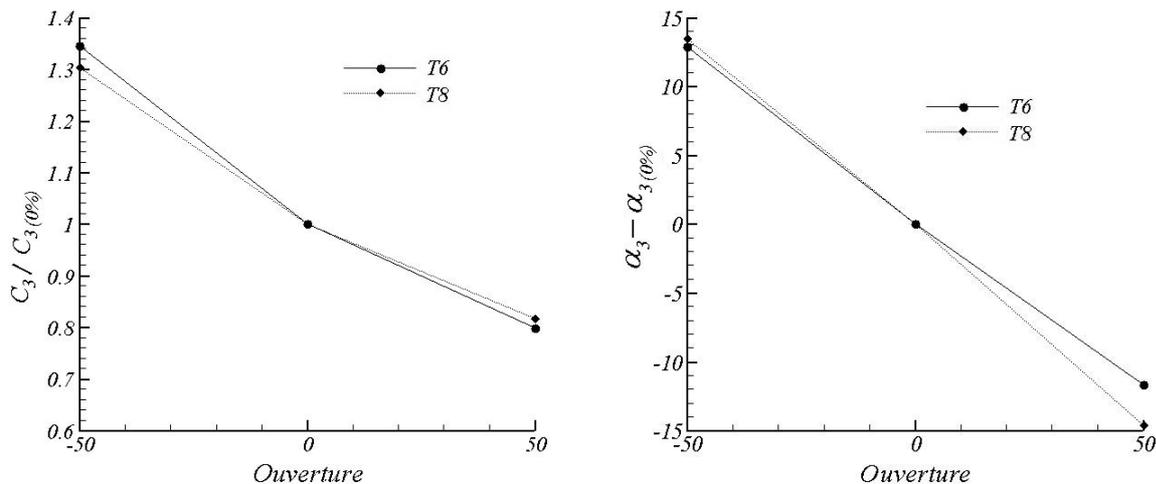


Figure 6-4 : Variations relatives des caractéristiques de la vitesse de sortie distributeur à $\pi_r=1,6$

On retrouve l'influence de la fermeture identifiée sur l'étage de référence : une forte augmentation de la valeur de la vitesse, couplée à une inflexion tangentielle de l'écoulement. Cette dérive des conditions de vitesse en sortie distributeur, certes cohérente avec la direction moyenne du canal distributeur, perturbe l'adaptation des triangles des vitesses en entrée roue, représentée en *Figure 6-5*.

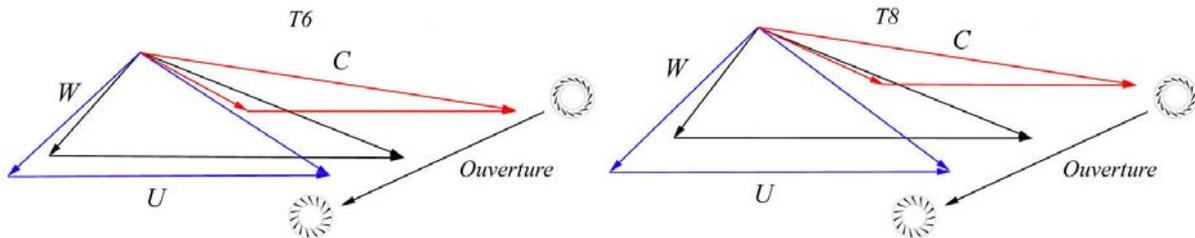


Figure 6-5 : Déplacement du triangle des vitesses en entrée roue en fonction de l'ouverture à $\pi=1,6$

La valeur de la vitesse relative croît avec l'ouverture. Son orientation varie de façon importante. Il en résulte une forte variabilité de l'incidence du fluide sur les aubes turbine, qui change de signe autour des positions les plus fermées du stator. (*Figure 6-6*).

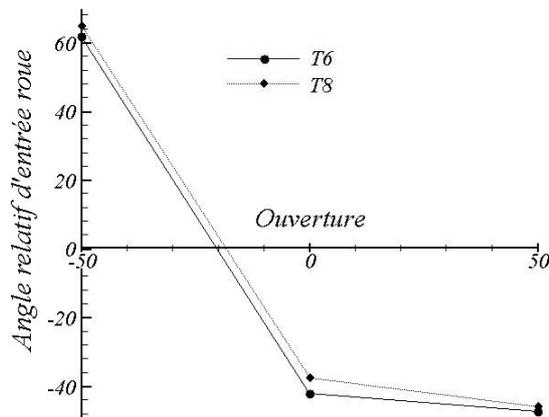


Figure 6-6 : Evolution de l'angle relatif d'entrée roue suivant l'ouverture du distributeur à $\pi=1,6$

Cette désadaptation est advectée en sortie roue, comme en témoignent les profils de vitesse absolue mesurée en sortie des deux étages (*Figure 6-7 Figure 6-10*).

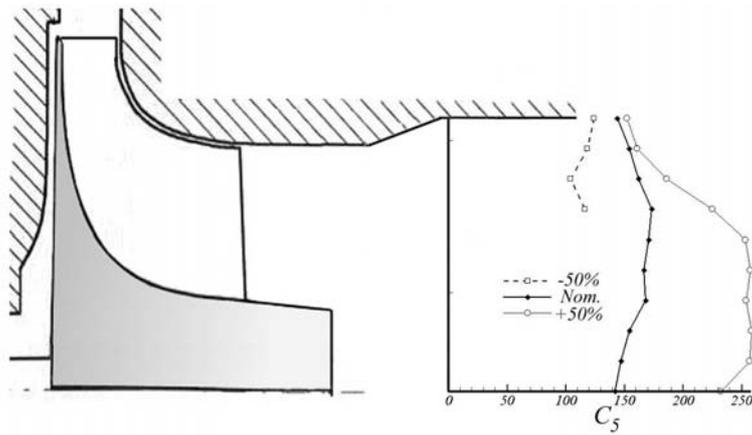


Figure 6-7 : Profil de vitesse absolue en sortie de l'étage T6 à $\pi_r=1,5$

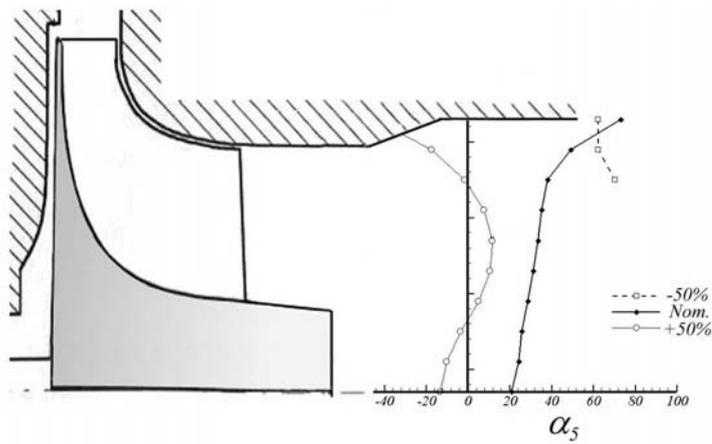


Figure 6-8 : Profil d'angle absolu de la vitesse en sortie de l'étage T6 à $\pi_r=1,5$

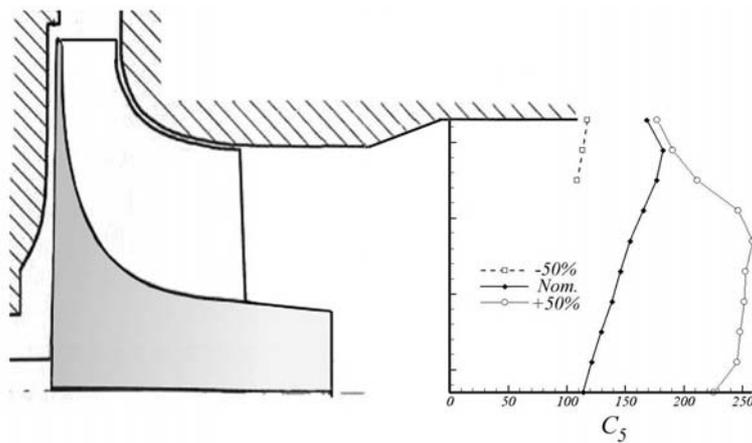


Figure 6-9 : Profil de vitesse absolue en sortie de l'étage T8 à $\pi_r=1,5$

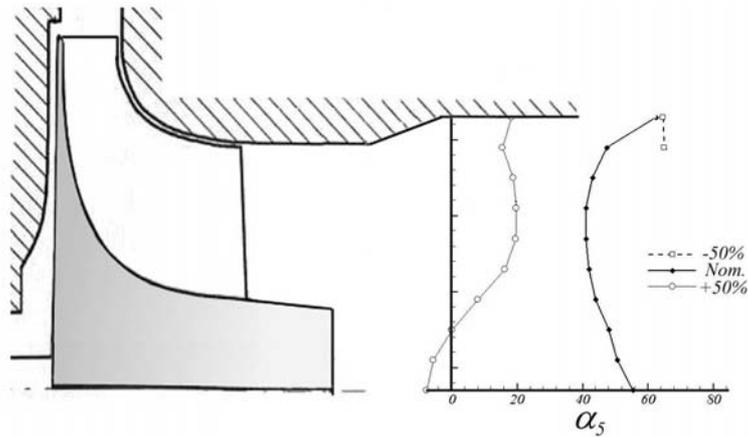


Figure 6-10 : Profil d'angle absolu de la vitesse en sortie de l'étage T8 à $\pi_4=1,5$

Comme cela a été montré sur l'étage de référence, la fermeture du distributeur intensifie la giration de sortie roue. Seule la partie proche du carter est accessible à la métrologie dans la configuration fermée : l'écoulement proche du moyeu est fortement perturbé.

6.2.3. Les critères de dimensionnement

Diamètre et vitesse spécifique

Concernant les critères de dimensionnement, seul le positionnement de l'étage dans le champ N_s/D_s (Figure 6-11) présente une tendance globale homogène sur toutes les configurations.

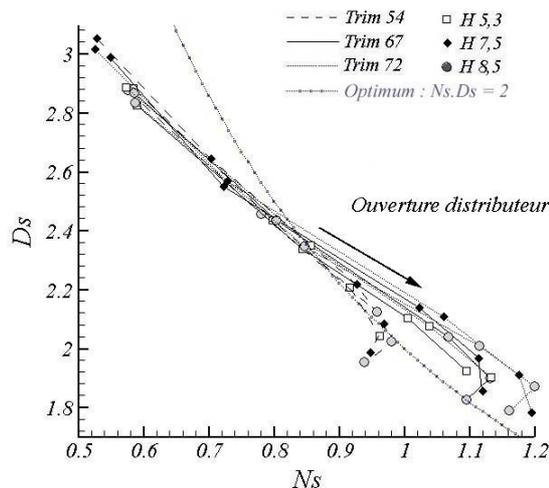


Figure 6-11 : Déplacement des 9 étages dans le champ N_s - D_s suivant l'ouverture du distributeur

L'évolution quasi-linéaire dans le champ aux petites ouvertures est commune à tous les étages, et identique à la configuration de référence (paragraphe 5.2.2.3). Une dégradation de

cette tendance intervient pour les positions les plus ouvertes du distributeur, que nous aborderons ultérieurement.

L'influence globale de l'ouverture du distributeur, identifiée au *chapitre 5*, est généralisable à tous les étages de l'étude. Le comportement est qualitativement répétable sur le fonctionnement global, local, ainsi que sur certains critères de dimensionnement. Ces trois approches valident la réponse moyenne d'un étage à la variation de l'ouverture du distributeur depuis la position nominale

Suivant une ouverture nous avons observé :

- une augmentation du débit, couplée à une évolution « en cloche » de la vitesse de rotation et du rendement ;
- un décalage du triangle des vitesses en entrée roue, à partir de positions générant une incidence défavorable sur les aubes ;
- une réduction de la giration de sortie roue, fortement activée par les positions fermées ;
- un déplacement quasi-linéaire dans le champ N_s/D_s

Nous allons maintenant croiser ces résultats avec les variations des deux autres facteurs (H et $Trim$) afin de cibler l'effet induit par chacun d'entre eux.

6.3. Influence de la hauteur d'aubage

A partir de la configuration de référence, la hauteur des aubages du distributeur est modifiée, définissant ainsi deux étages (*Tableau 6-1*) : l'étage $T4$ (faible hauteur), et l'étage $T6$ (hauteur importante). Nous allons étudier l'influence de ce paramètre sur le comportement comparé de ces trois étages, couplé à l'ouverture du distributeur.

La section minimale de passage du stator varie linéairement avec la hauteur du canal formé par les aubages (*Figure 6-12*), identiquement pour toutes les ouvertures. La valeur de cette section est alors découplée de l'ouverture du distributeur.

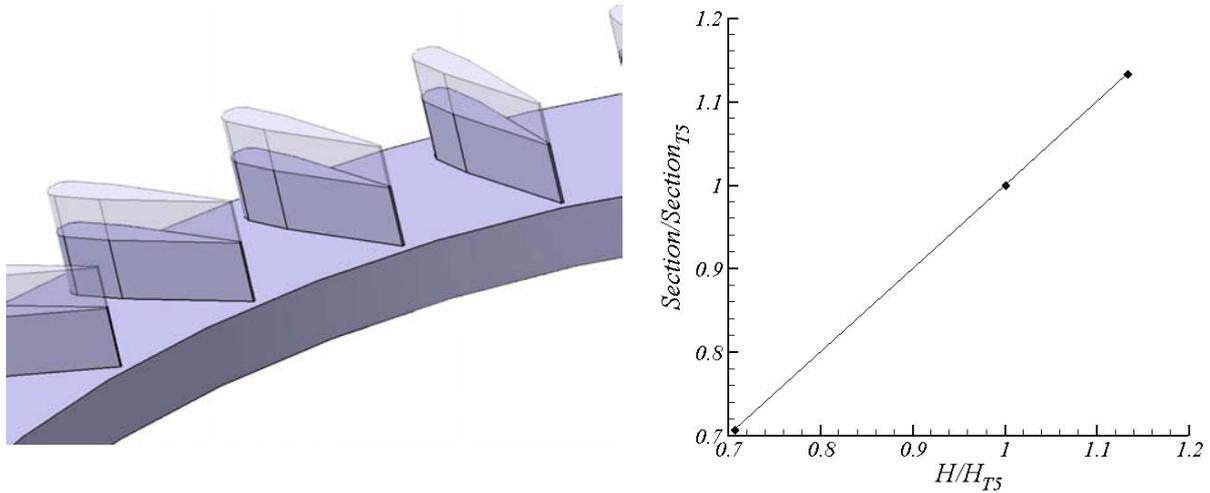


Figure 6-12 : Variation de la section distributeur relative à l'étage de référence

Nous analysons maintenant l'impact de cette variation sur le fonctionnement de l'étage

6.3.1. Fonctionnement global

Pour un taux de détente donné, la variation de la section minimale de passage est susceptible d'influencer le niveau de débit traversant la machine. Nous présentons en *Figure 6-13* l'évolution du débit relatif aux conditions nominales, en fonction de l'ouverture pour les trois étages distincts. L'évolution à ouverture fixée en fonction de la hauteur d'aubage H est ensuite considérée.

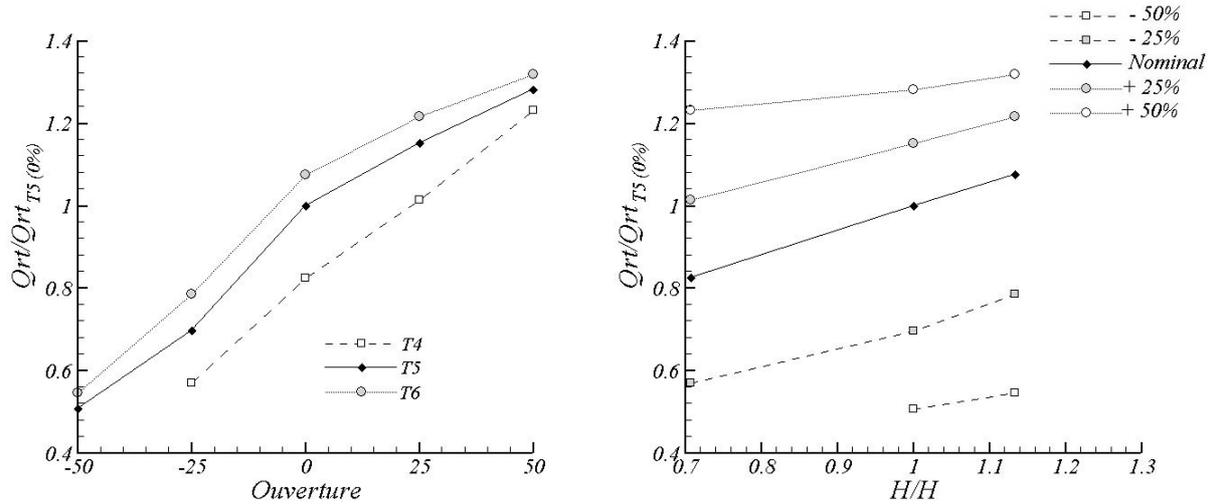


Figure 6-13 : Evolution du débit réduit dans les étages à $\pi = 1,6$

Le débit machine évolue de façon similaire dans les trois étages en réponse à l'ouverture stator mais à des niveaux différents. Le débit réduit est croissant à l'ouverture jusqu'à la position pleinement ouverte où il converge vers une valeur commune aux trois configurations. Suivant la hauteur d'auge, il augmente de façon quasiment linéaire, avec une pente, donc une sensibilité, amoindrie à mesure que le distributeur s'ouvre.

Les cinq ouvertures des trois étages, dont la hauteur de canal diffère, définissent une plage de section distributeur pour laquelle on établit la valeur du débit (Figure 6-14).

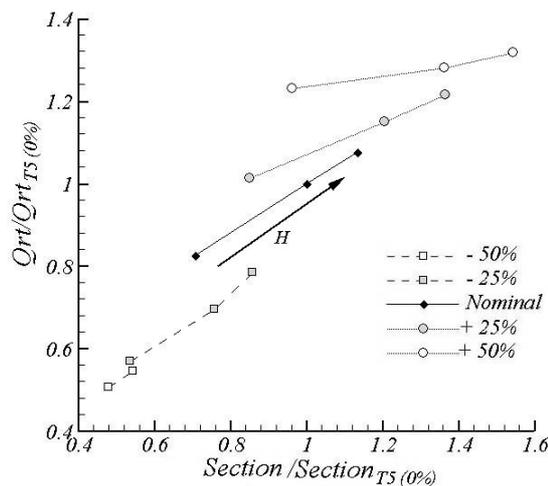


Figure 6-14 : Evolution du débit fonction de la section distributeur à $\pi = 1,6$

Cette évolution présente une tendance régulière. On perçoit, aux grandes ouvertures, une sensibilité limitée du débit par rapport à la valeur de la section distributeur. Cependant on constate d'importantes discontinuités : par exemple, à la section de passage nominale, suivant

les configurations, trois niveaux de débits distincts ont été mesurés. Cela semble contradictoire avec le fait que le taux de détente est le même dans tous les étages. Cependant la valeur des sections considérée en *Figure 6-14* est purement géométrique. Une différence entre cette définition et la valeur effective vue par l'écoulement est probable, conséquences de la désadaptation des profils, des effets visqueux, ou encore de l'inhomogénéité de la répartition azimutale de l'écoulement. Cette hypothèse, ainsi que le traitement associé, seront détaillés dans un paragraphe ultérieur (*paragraphe 6.5.1.*).

La vitesse de rotation mesurée sur les trois étages est présentée en *Figure 6-15*.

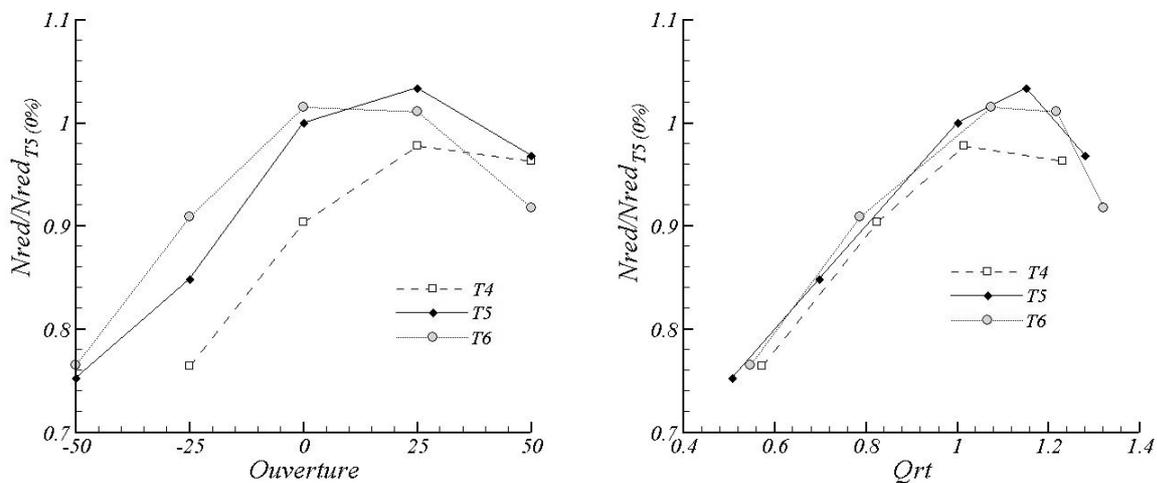


Figure 6-15 : Evolution de la vitesse de rotation sur les trois étages. à $\pi = 1,6$

Les trois étages se comportent différemment suivant l'ouverture du distributeur. La tendance reste la même, mais décalée suivant l'axe des abscisses, donc de l'ouverture. Plus la hauteur d'aubage est réduite, et plus le maximum se déplace vers les grandes ouvertures. Tout se passe comme si la perte de section par hauteur d'aubage était compensée par une ouverture plus grande. Nous venons de discuter la validité d'une corrélation sur la valeur géométrique de la section. C'est pourquoi nous allons raisonner à partir du débit réduit afin de rassembler les trois étages sur une caractéristique commune (*Figure 6-16*).

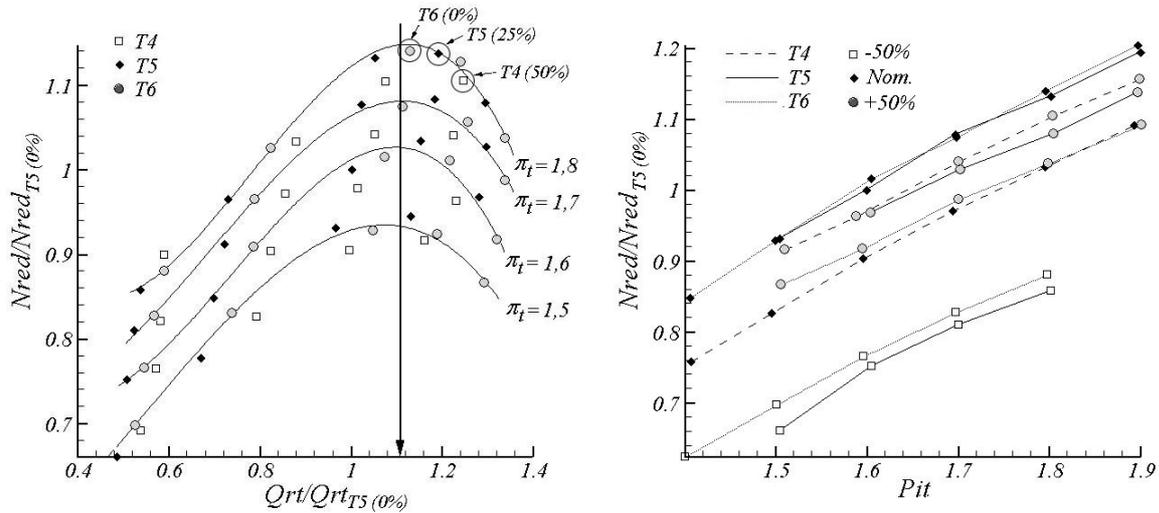


Figure 6-16 : Corrélation entre la vitesse de rotation, et les débits réduits et taux de détente

Une interpolation polynomiale a été calée sur chaque jeu de données. A taux de détente fixé, les vitesses de rotation se confondent dans une évolution identique pour les trois étages, de configuration géométrique pourtant bien différente (on remarque en Figure 6-16 que les trois étages, pour trois ouvertures différentes donnent des résultats positionnés sur la même courbe d'évolution). La vitesse maximale de rotation est atteinte pour une valeur unique du débit, quels que soient l'étage et le taux de détente. Enfin les iso-taux de détente se déduisent mutuellement par translation : la variation de la vitesse de rotation suivant le taux de détente est identique pour toutes les ouvertures, et tous les étages.

Cette transparence de la définition géométrique du distributeur au profit du débit machine et du taux de détente dans la génération de la vitesse de rotation est déterminante dans l'expression du fonctionnement de l'étage.

Il s'agit maintenant de vérifier si cette adaptation dans le fonctionnement global souffre de pénalisation en performances. Le rendement est présenté en Figure 6-17 .

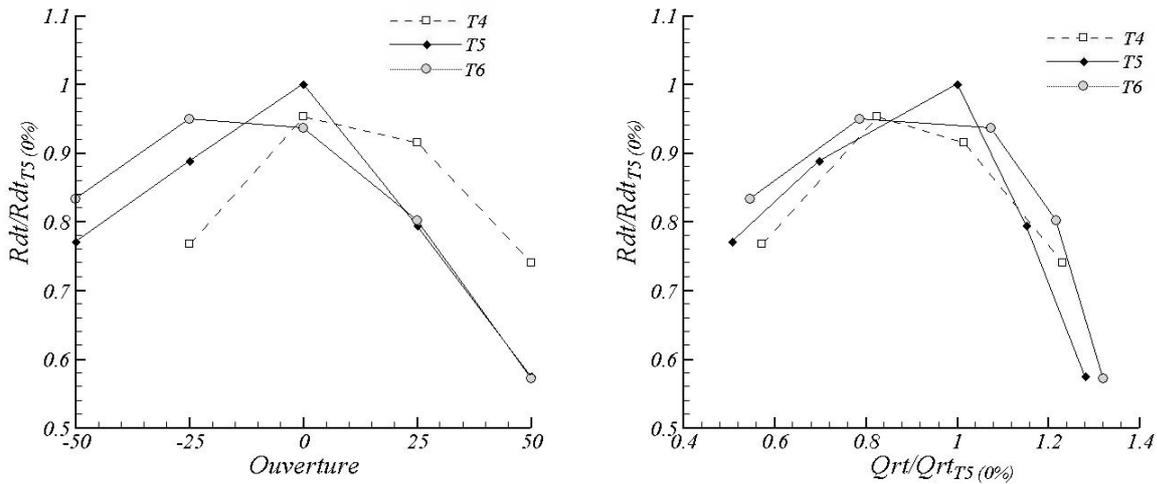


Figure 6-17 : Evolution du rendement dans les étages à $\pi_i = 1,6$

On retrouve le comportement moyen du rendement en réponse à l'ouverture du distributeur constaté au *paragraphe 6.2.1.* sur les trois étages. Un décalage du maximum des courbes suivant la hauteur d'aubage est observé. Un raisonnement analogue à celui de l'étude de la vitesse de rotation nous conduit à recalculer les trois étages non plus sur l'ouverture mais sur le débit. On constate alors une très bonne coïncidence des courbes. La dépendance du rendement et du débit de l'étage est stable, les pertes engendrées par la modification de la hauteur d'aubage restent d'un ordre comparable. La configuration T6 (à grande hauteur d'aubage), possède un niveau de performance plus élevée sur toute la plage de fonctionnement. On note un effondrement du rendement une fois dépassée une valeur critique de débit commune aux étages. Cette valeur est quasiment identique à celle identifiée en *Figure 6-16* comme valeur au-delà de laquelle la variation de la vitesse de rotation s'infléchit. La sensibilité des performances à la configuration géométrique du distributeur est peu marquée comparée à cette dégradation du rendement imposé par la roue. Cela permet de supposer une dominance des pertes dues à un niveau de débit important dans le rotor, face à la modification induite par la variation de géométrie du distributeur.

Ces observations permettent de dégager deux réflexions dans l'analyse du fonctionnement global.

- la tendance de variation du débit (très sensible à la configuration du distributeur aux faibles ouvertures, puis quasiment indépendante aux grandes ouvertures : *Figure 6-13*) qui tend vers une valeur limite commune aux étages, est couplée à l'inflexion systématique des

évolutions de la vitesse de rotation (*Figure 6-15*) et du rendement (*Figure 6-17*) aux grandes ouvertures. Cette inflexion du comportement survient d'autant plus rapidement, en terme d'ouverture, que la hauteur d'aubage, donc la section distributeur est grande. Dans ces configurations, la section limitante des étages ne se trouve plus au col du distributeur mais en sortie roue. Cela sous-entend que c'est cette dernière qui est à l'origine de la modification du fonctionnement global. Cet effet est en relation probable avec une amorce de blocage du rotor. Ainsi, le positionnement de la section limitante de l'étage, qu'elle soit dans le distributeur ou dans la roue, semble influencer fortement le comportement de l'étage ;

- Le fonctionnement machine semble moins affecté par la configuration géométrique des éléments, que par la valeur de la section qu'ils définissent. Que ce soit dans la vitesse de rotation (*Figure 6-15*), dans le rendement (*Figure 6-17*) ou concernant le débit (*Figure 6-14*), on retrouve ce comportement. La discussion des coefficients de strictions dans les différentes stations de l'étage doit toutefois être abordée pour confirmer cette approche.

Nous allons maintenant relier ces résultats à une approche plus locale de l'écoulement, afin de vérifier si la stabilité dans le fonctionnement global est généralisable à tous les niveaux.

6.3.2. Fonctionnement local aux éléments

Les mesures intermédiaires effectuées dans le distributeur et en aval de la roue donnent accès localement à la structuration de l'écoulement. A partir de la mesure de sonde trois trous, nous comparons en sortie volute les caractéristiques de la vitesse (module et angle) sur les trois positionnements d'ouverture de l'étage *T6* (L'expérience portant sur *T4* n'a pu donner de résultats exploitables) et de l'étage *T5*. Les résultats sont présentés en *Figure 6-18*.

Les valeurs de référence, fixées à partir du débit mesuré pour la vitesse, et de la loi d'évolution des sections de la volute pour l'angle, sont établies. Les évolutions de vitesse sont assez proches pour les deux étages, et restent bien corrélées aux niveaux de référence. On remarque que la valeur de la vitesse d'entrée stator a tendance à se confondre dans les deux étages pour les positions ouvertes du distributeur.

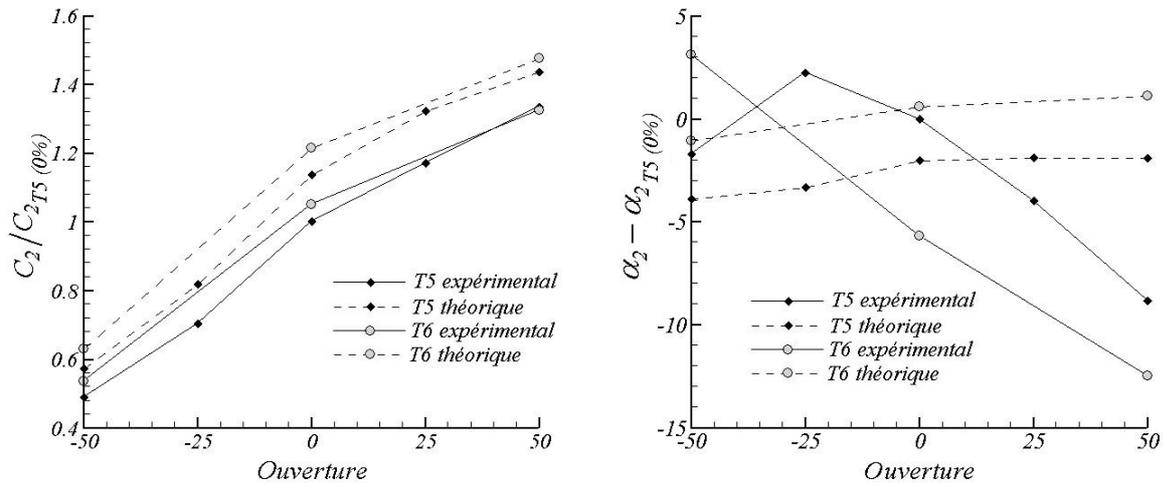


Figure 6-18 : Caractéristiques de la vitesse incidente sur le distributeur à $\pi = 1,6$

S'agissant de l'angle de la vitesse par rapport à la direction radiale, la valeur mesurée sur la configuration T6, d'après l'expression théorique de α_2 (équation 2-7), devrait être plus élevée que celle de T5. Les résultats ne vont pas dans ce sens. L'origine la plus probable de cet écart est une perturbation due à l'inhomogénéité azimutale des conditions d'entrée volute que nous avons constaté sur l'étage de référence (paragraphe 5.2.2.2.). Toutefois, une valeur moins élevée de α_2 si elle est généralisée sur le pourtour du distributeur, se traduirait par une diminution de l'incidence de la vitesse sur les profils, ce qui favorise l'adaptation du stator.

L'influence du régime d'écoulement dans le distributeur sur le fonctionnement de l'étage est abordée en Figure 6-19 .

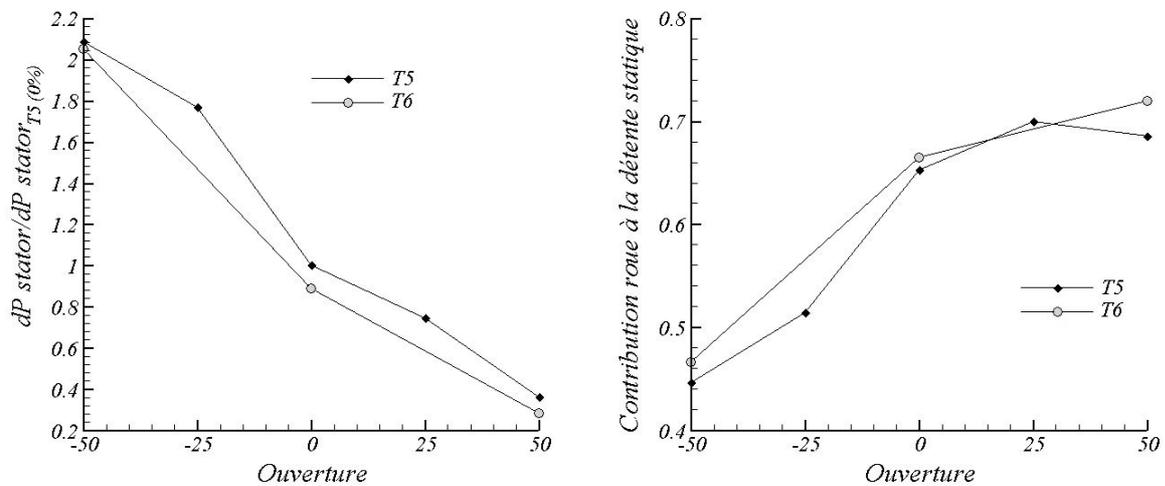


Figure 6-19 : Fonctionnements relatifs du distributeur et de la roue à $\pi = 1,6$

Que ce soit dans l'expression de l'évolution de la pression au passage du distributeur, ou dans la contribution de la roue à la détente statique de tout l'étage, les deux machines ne présentent pas de différences majeures. Les tendances des courbes sont les mêmes, les ordres des grandeurs quasi-identiques, avec un léger décalage à l'augmentation de la hauteur d'aubage.

Le triangle des vitesses en entrée roue est directement associé aux conditions de sortie du distributeur, dont nous présentons les caractéristiques en *Figure 6-20*.

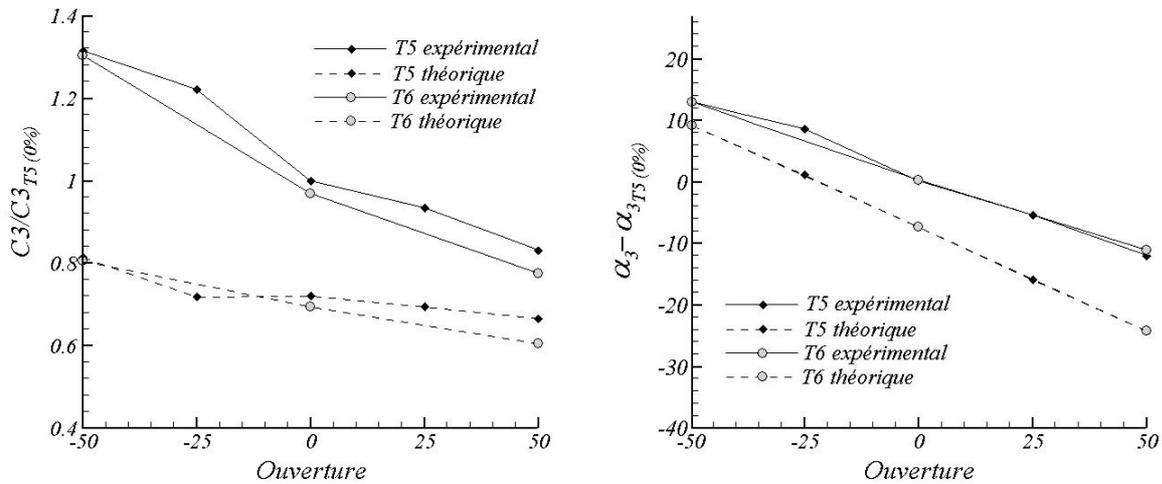


Figure 6-20 : Caractéristiques de la vitesse en sortie à $\pi = 1,6$

Les conditions de sortie du stator sont pratiquement identiques pour les deux étages : tant pour la vitesse absolue que son orientation, on retrouve une évolution analogue, à un niveau équivalent. Ce résultat est concordant avec l'analyse du fonctionnement global. En effet, la conservation du niveau de vitesse mesuré entre les étages *T5* et *T6*, qui présentent des sections de passages différentes, implique une augmentation linéaire du débit dans l'étage, en fonction de la hauteur du canal dans l'étage. C'est ce que nous avons observé au paragraphe précédent en *Figure 6-13*.

S'agissant de la comparaison avec les grandeurs théoriques de références, établies pour la vitesse à partir de l'expression du débit dans la section géométrique au col du distributeur, et pour l'angle de sortie à partir de la loi sinus (*équation 5-7*), on observe des différences notables. Si dans le deuxième cas on retrouve le phénomène de « déviation » bien identifié dans la littérature, on peut associer le premier à un effet de striction. Nous observons ici un décalage de la vitesse équivalent pour les deux étages aux ouvertures successives. Ce résultat va dans le sens de l'analyse de la *Figure 6-14* et offre une estimation de la valeur de striction.

Par exemple, pour l'étage T6 à 50% d'ouverture, la survitesse mesurée correspond à une réduction de la section géométrique de 32%.

A partir des caractéristiques de sortie du distributeur, on établit les triangles des vitesses en entrée roue (Figure 6-21).

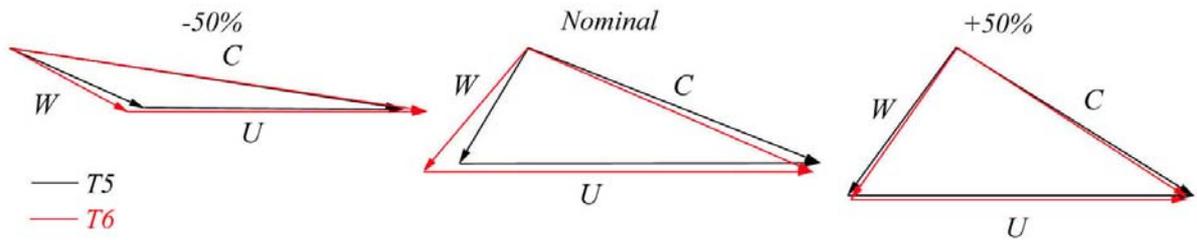


Figure 6-21 : Comparaison du triangle des vitesses des deux étages pour trois positions du stator à $\pi_r = 1,6$

On visualise les grandes tendances de l'évolution mesurée du fonctionnement moyen : la vitesse absolue quasiment identique pour les trois ouvertures, la vitesse de rotation plus importante dans l'étage T6, corrélée à une augmentation de vitesse débitante et induisant une incidence roue plus importante que dans le cas nominal. Enfin une uniformité quasi parfaite dans le cas du distributeur ouvert.

Cette homogénéité doit logiquement être visible en sortie roue. Nous présentons en Figure 6-22 et Figure 6-23 les profils des vitesses et d'angles relevés le long d'un rayon en sortie des trois étages T4, T5 et T6.

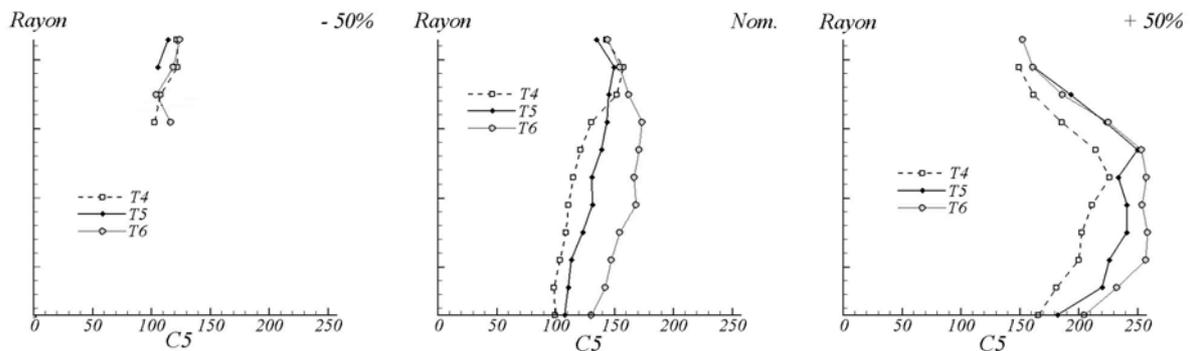


Figure 6-22 : Profil de vitesse en sortie de l'étage pour trois ouvertures à $\pi_r = 1,5$

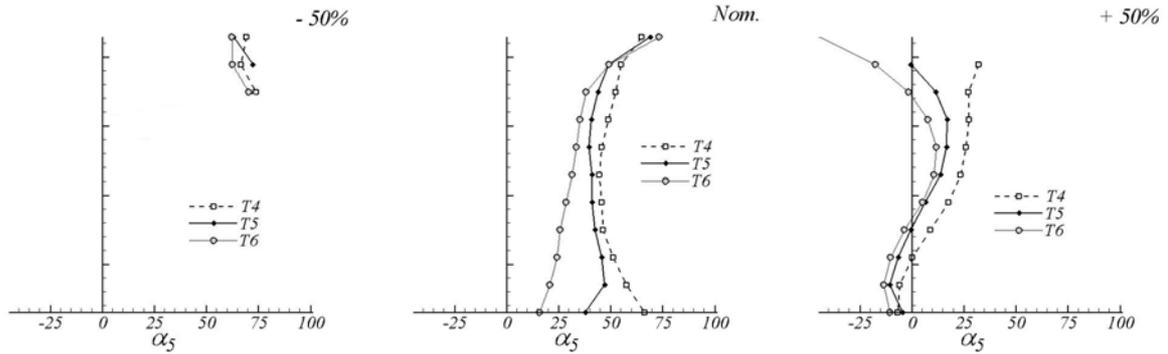


Figure 6-23 : Profil d'angle de la vitesse absolue de sortie rotor à $\pi = 1,5$

Les profils des vitesses sont homogènes sur les trois étages, influencés de façon comparable par l'ouverture du distributeur. La position fermée, couplant un niveau de rotation important et un faible débit génère une intense giration de sortie ainsi qu'un écoulement perturbé lorsqu'on s'approche du moyeu, ce qui désadapte la sonde. La position nominale produit un profil de vitesse de sortie uniforme sur la hauteur de pale. Le niveau de débit et la vitesse de rotation, différents dans les trois étages, génèrent de légers décalages des courbes qui s'atténuent avec l'ouverture, pour les deux configurations à hauteur de canal importante. On retrouve ainsi un comportement s'uniformisant en débit et vitesse de rotation, au-delà de la valeur critique du débit qui a été mise en évidence au *chapitre 6.3.1*.

Ainsi nous avons pu relier l'évolution du fonctionnement global à des considérations plus locales à l'écoulement. Que ce soit autour du distributeur (*Figure 6-18, Figure 6-19 et Figure 6-20*) en entrée (*Figure 6-21*) ou en sortie roue (*Figure 6-22 et Figure 6-23*), nous avons mesuré une structuration similaire dans les étages. Ces considérations, bien corrélées au fonctionnement global et plus particulièrement à l'évolution du débit dans l'étage, conforte l'une des réflexions émise au *paragraphe 6.3.1* : la construction géométrique des sections de passage est moins importante que la valeur de section elle-même. La hauteur d'aubage et de l'ouverture, comme simples constituants de la section de passage distributeur, ont une influence confondue sur les grandeurs caractéristiques, que sont débit réduit et vitesse de rotation. Le rendement, même si largement dominé par l'état de ces grandeurs adimensionnelles caractéristiques, semble plus sensible à la configuration géométrique du distributeur, comme montré en *Figure 6-17*. Cela peut être plus clairement appréhendé à partir des critères empiriques de dimensionnement. Nous identifions maintenant l'impact de la variation de hauteur d'aubage sur ces critères.

6.3.3. Les critères du dimensionnement

Rapport de section

L'expression du rapport des sections stator/rotor est géométriquement affectée par la variation de la hauteur d'aubage. Cette variation, ainsi que son influence sur le rendement de la machine est présentée en *Figure 6-24*.

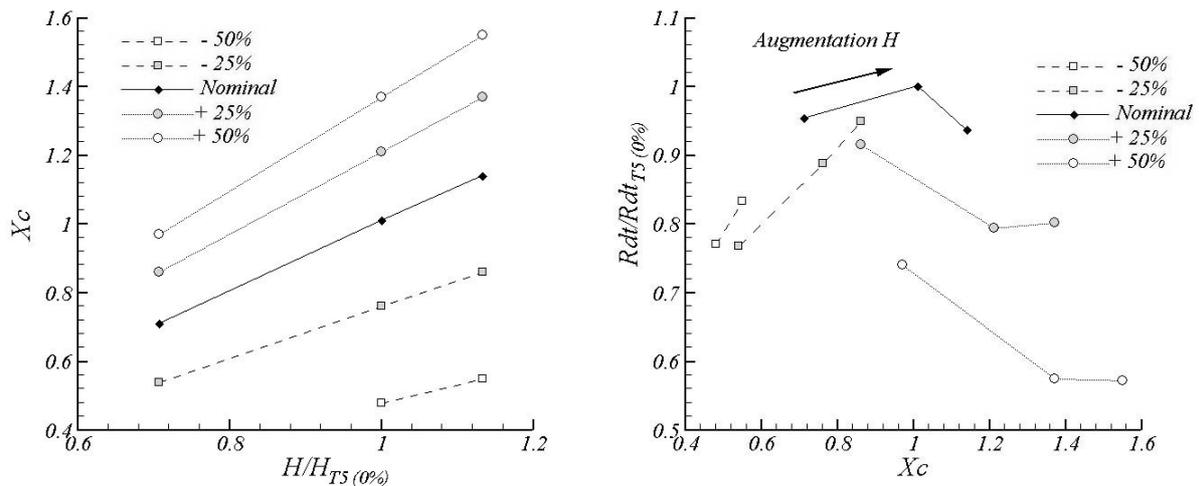


Figure 6-24 : Etude du paramètre X_c

Le rapport X_c , à section roue fixée varie comme la section de passage du distributeur, c'est-à-dire linéairement à la hauteur d'aubage. Le rendement est alors exprimé sur cette plage de variation. Malgré des discontinuités, l'optimum est obtenu lorsque le rapport est fixé autour de l'unité. Ce dernier étant construit à partir des valeurs géométriques des sections, il est probable que les discontinuités observées soient, elles aussi, conséquence d'un effet de striction dans la machine.

Quoi qu'il en soit, il apparaît clairement qu'augmenter le rapport géométrique X_c au-delà de l'unité, c'est-à-dire imposer la section minimale en sortie rotor induit une sanction immédiate sur les performances.

Critère d'espace lisse

La définition du paramètre d'espace lisse (équation 2-9) est directement fonction de la hauteur d'aubage. La *Figure 6-25* présente l'influence croisée de la hauteur de canal et de l'ouverture sur le paramètre El , ainsi qu'une corrélation sur le rendement des étages.

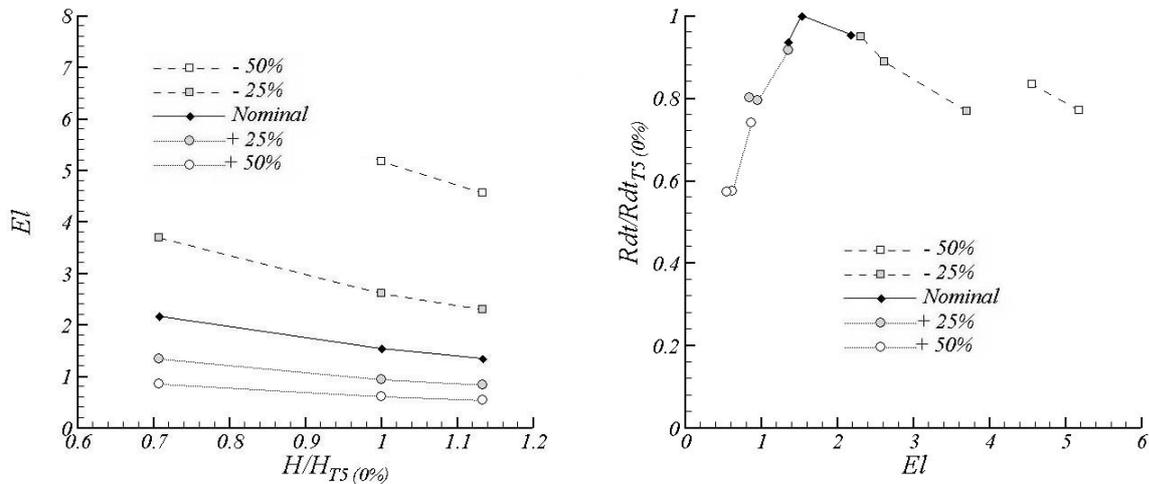


Figure 6-25 : Etude du critère d'espace lisse $\pi=1,6$

Le paramètre d'espace lisse décroît régulièrement avec la hauteur d'aubage et l'ouverture. Plus l'ouverture augmente, et moins la hauteur d'aubage a d'influence sur la valeur du paramètre.

L'évolution du rendement suivant ce paramètre présente un bon recouplement des différentes expériences, vers une certaine continuité de l'expression des performances dans ce champ. Bien que El ne soit pas l'unique paramètre variant d'une configuration à l'autre, on retrouve les résultats classiquement proposés dans la littérature (*Watanabe et al, 1971*): la valeur maximale du rendement est atteinte lorsque le paramètre se situe autour de 2.

Incidence distributeur

L'écart angulaire observé sur les conditions de sortie de la volute (*Figure 6-18*) engendre un décalage de l'incidence du fluide sur les profils du stator (*Figure 6-26*). Cette différence de 6° en moyenne favorise l'adaptation du système de l'étage $T6$ sur une plus grande plage de fonctionnement, pouvant être une origine des performances plus favorables aux grandes ouvertures présentées au *paragraphe 6.3.1*. (*Figure 6-17*).

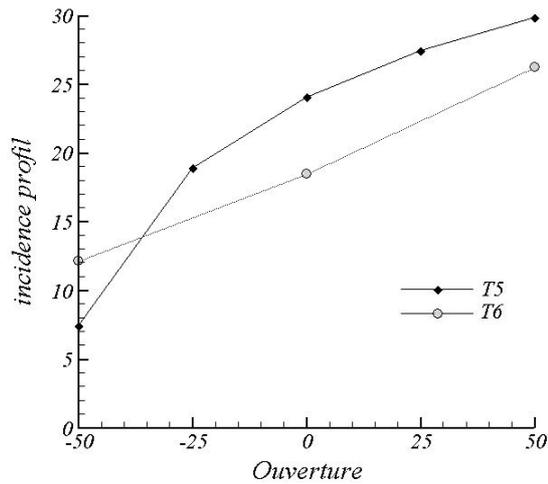


Figure 6-26 : Décalage de l'incidence sur les profils du distributeur $\pi=1,6$

Vitesse périphérique réduite

Cette expression réduite par la vitesse isentropique doit logiquement varier de façon similaire à la vitesse de rotation considérée en *paragraphe 6.3.1*. Les résultats obtenus à taux de détente fixé, pour toutes les ouvertures stator, sont présentés en *Figure 6-27* en fonction de la hauteur d'aubage.

Les résultats montrent que l'ouverture du distributeur conditionne l'évolution de la vitesse périphérique suivant la hauteur d'aubage. Elle est croissante pour les ouvertures faibles et nominales, plutôt constante voir décroissance aux grandes ouvertures. Le niveau de cette grandeur revêt une certaine importance, puisqu'une plage de variation optimale est donnée autour de la valeur 0,7. Nos valeurs évoluent entre 0,57 et 0,78, ce qui assure une correspondance vitesse de rotation/taux de détente bien adaptée.

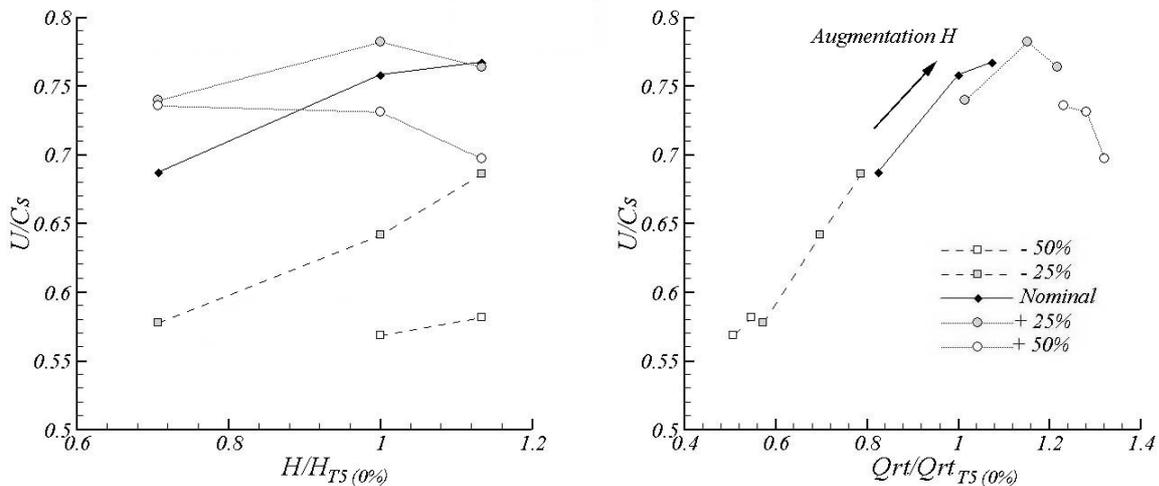


Figure 6-27 : Evolution de la vitesse périphérique réduite suivant la hauteur d'aubage $\pi=1,6$

Par analogie avec la vitesse de rotation classique, une relation entre la vitesse périphérique et la valeur du débit réduit est présentée pour un taux de détente donné, suivant l'augmentation de la hauteur d'aubage (*Figure 6-27*). On remarque le même type d'évolution croissante jusqu'à un maximum, avant une décroissance brutale. La valeur limite de débit est identique à celle relevée au *paragraphe 6.3.1*. Pour des raisons de lisibilité, une seule valeur du taux de détente est tracée, puisque les autres courbes se superposent presque parfaitement sur celle-ci.

Diamètres et vitesses spécifiques

Nous clôturons cette revue des principaux paramètres de dimensionnement affectés par la variation de la hauteur d'aubage, par le positionnement des étages dans le champ des diamètres et vitesses spécifiques. La *Figure 6-28* présente l'évolution du point de fonctionnement de la machine dans le champ caractéristique N_s/D_s pour les cinq positions du distributeur, suivant l'augmentation de la hauteur d'aubage.

Le déplacement provoqué par l'augmentation de la hauteur d'aubage est identique à celui provoqué par l'ouverture du distributeur. Les quatre premières configurations d'ouverture présentent un déplacement quasi-linéaire. Seules les positions dont la section de passage distributeur est importante s'écartent de l'évolution. Ce résultat implique que le déplacement du point de fonctionnement de l'étage dans le champ ne différencie pas le « mode » d'augmentation de la section de passage, qu'il soit à iso-ouverture ou à iso-hauteur d'aubage. La réponse à une augmentation de section est unique et quasi-linéaire, tant que la section de passage rotor ne limite pas le comportement de la machine.

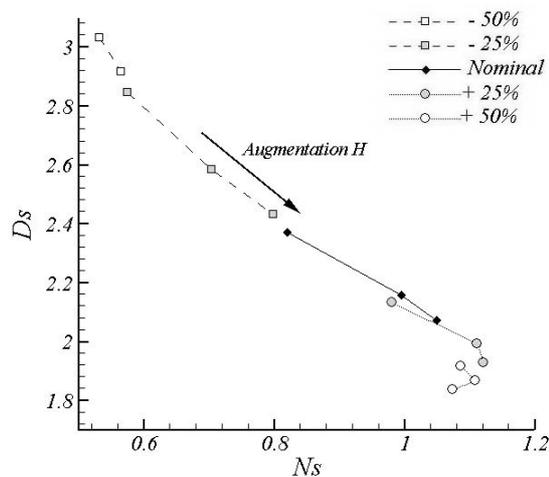


Figure 6-28 : Déplacement de configurations dans le champ $N_s D_s$ à taux de détente fixé

Nous avons montré à diverses reprises que la sensibilité des grandeurs analysées était plutôt centrée sur la valeur de la section de passage distributeur, que sur son rapport de forme (ouverture de géométrie, augmentation de la hauteur du canal). Cette constatation renforce l'enjeu d'une identification des coefficients de striction à appliquer aux sections, afin de pouvoir appréhender tout le fonctionnement de la machine à partir de données simples, et prédire précisément son efficacité.

Il a également été montré l'importance du positionnement de la section minimale de l'étage. Lorsque elle est située dans la roue, elle influence les grandeurs caractéristiques de l'étage représentatives du fonctionnement global. C'est donc au travers du facteur *Trim*, représentant en quelque sorte une perméabilité de la roue, que nous allons étudier l'influence de la valeur de la section limitante de la roue sur les caractéristiques et les performances de fonctionnement des étages.

6.4. Influence du *Trim* de la roue

A partir de la configuration nominale de l'étage, deux valeurs du diamètre de sortie sont déclinées, au travers du *Trim* de la roue (Tableau 6-1). On définit ainsi les configurations *T2* (*Trim* 54 : faible diamètre de sortie) et *T8* (*Trim* 72 : fort diamètre de sortie). Cette variation du diamètre de sortie modifie la valeur nominale de la section de passage au col du convergent inter-aubes du rotor : augmentée de 9% pour le grand *Trim*, et diminuée de 23% pour le petit *Trim* (Figure 6-29). Le distributeur est quant à lui rigoureusement identique sur les trois étages.

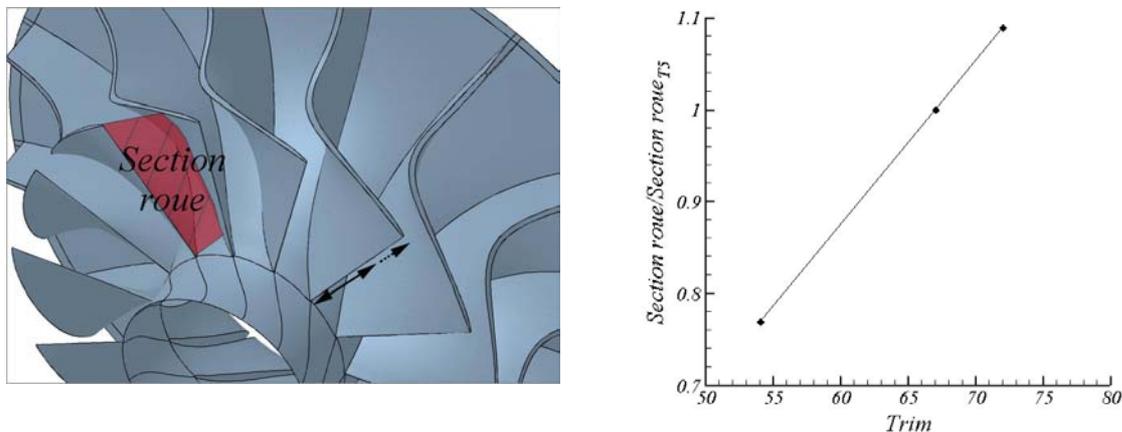


Figure 6-29 : Evolution de la section minimale du rotor suivant le *Trim*

L'influence de ce facteur va être étudié de la même façon que la hauteur d'aubage, suivant le fonctionnement global, qui sera corrélé à la structuration locale, avant d'aborder les retombées sur les paramètres de dimensionnement.

6.4.1. Fonctionnement global

La réduction de section de passage de la roue devrait logiquement influencer le niveau de débit traversant la machine. La *Figure 6-30* présente l'évolution du débit réduit en fonction de la section roue et du taux de détente, pour les différentes configurations d'ouvertures. Dans les cas de faible ouverture du distributeur, la section de sortie roue a très peu d'influence sur la valeur débit. Celui-ci évolue identiquement dans les trois étages lorsqu'on augmente le taux de détente. Cependant, des divergences apparaissent à partir de l'ouverture nominale. Elles se traduisent par des valeurs de débit différentes, à même taux de détente, lorsque la section de sortie roue croît. En position ouverte il existe une valeur limite du taux de détente, à partir de laquelle le débit devient quasiment constant. On observe alors trois niveaux distincts, associés aux trois configurations de rotor.

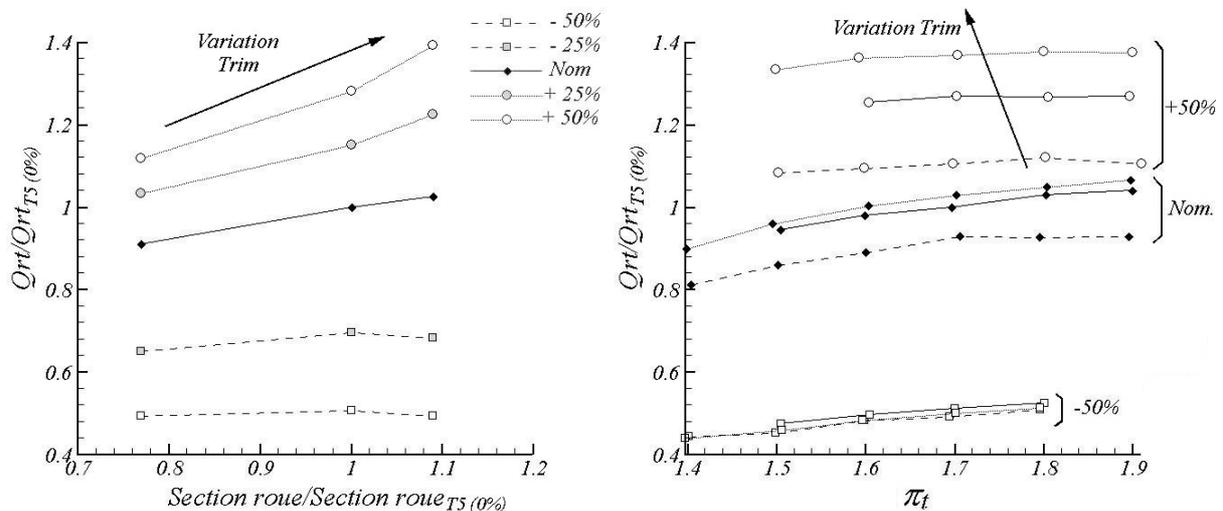


Figure 6-30 : Evolution du débit réduit dans les étages

Intéressons nous à l'évolution du débit sur toute la plage d'ouverture à taux de détente fixé (*Figure 6-31*). Les trois courbes, semblables aux faibles ouvertures divergent les unes par rapport aux autres à partir de deux positions. L'évolution de l'étage à faible *Trim* (étage T2 : *Trim* 54) se différencie dès la fermeture intermédiaire (-25%), alors que l'on relève un niveau

de débit identique sur les deux autres étages (étage *T5* : Trim 67 et étage *T8* : Trim 72) jusqu'à l'ouverture nominale.

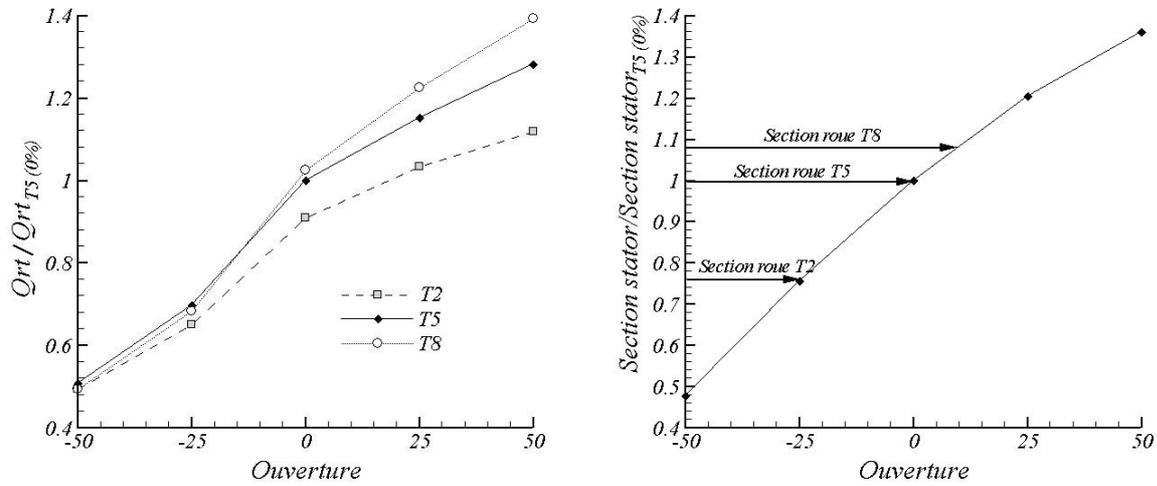


Figure 6-31 : Déviation dans l'évolution du débit réduit sur la plage d'ouverture à $\pi=1,6$

La Figure 6-31 rappelle également la variation de section au col du distributeur, en réponse à son ouverture, sur laquelle sont positionnées les différentes valeurs de section de sortie roue. A partir de -25% d'ouverture, la section limitante de l'étage *T2* est située en sortie roue. Cela n'intervient qu'à partir de l'ouverture nominale pour l'étage de référence *T5*. On déduit une interaction forte entre cette constatation et l'évolution mesurée du débit.

Examinons maintenant l'évolution de la vitesse de rotation (Figure 6-32), en fonction des ouvertures, et du débit.

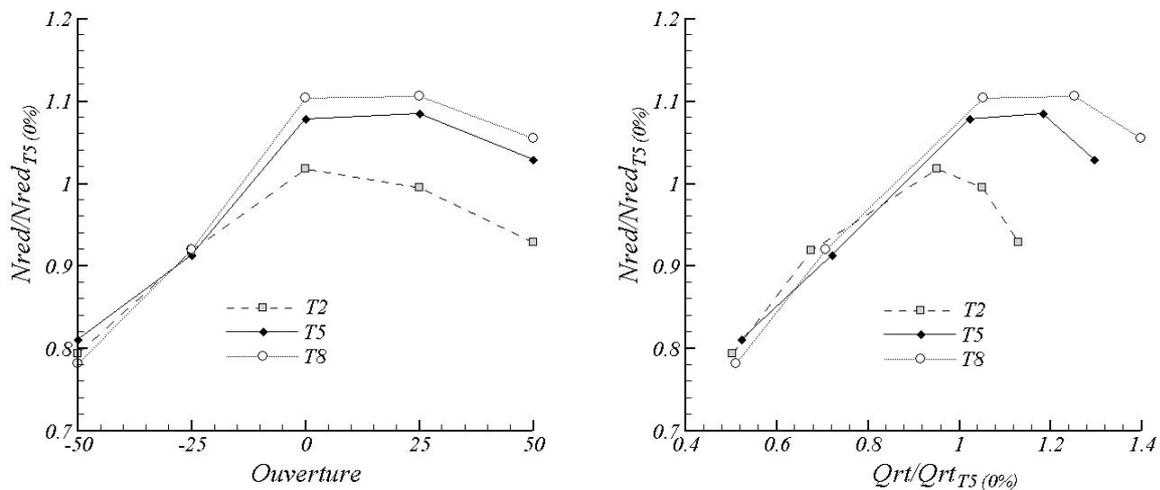


Figure 6-32 : Evolution de la vitesse de rotation suivant l'ouverture et le débit à $\pi=1,6$

Le comportement de la vitesse de rotation suivant l'ouverture est semblable sur les trois machines : accélération de la roue jusqu'à l'ouverture nominale, puis ralentissement de la rotation aux grandes ouvertures. Seule l'intensité du phénomène différencie les étages à partir de la fermeture intermédiaire (-25%). Augmenter le diamètre de sortie rotor à taux de détente figé induit alors un niveau de rotation plus élevée.

En conséquence, la vitesse de rotation tracée en fonction du débit présente trois évolutions d'amplitudes distinctes. Si autour des petites ouvertures les points sont quasiment confondus, la divergence observée à partir de l'ouverture nominale se fait ressentir à la fois en débit et en vitesse de rotation. Cette dernière décroît alors de façon importante. Ce constat peut être généralisé à toutes les valeurs du taux de détente (*Figure 6-33*).

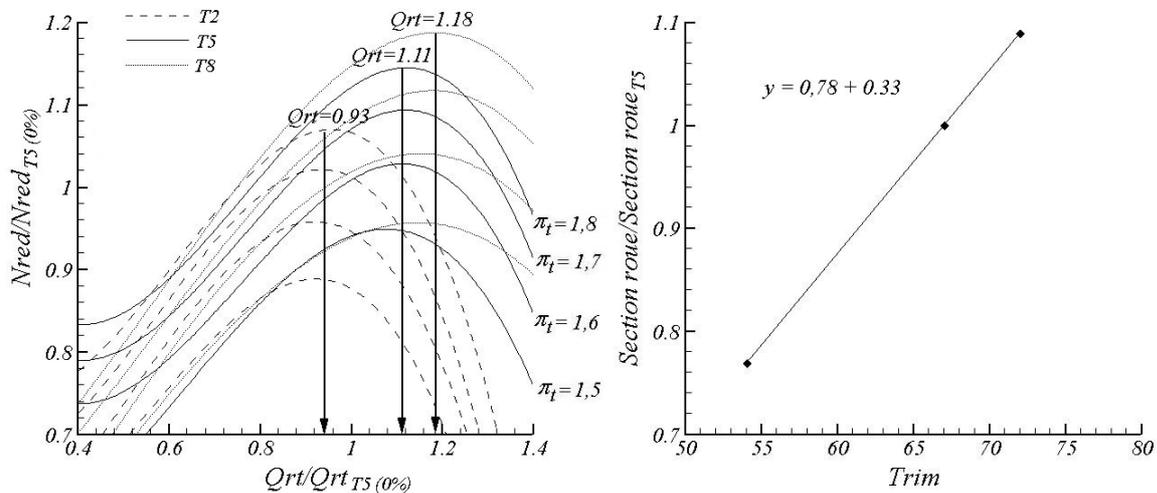


Figure 6-33 : Evolution généralisée de la vitesse de rotation en fonction du débit

Quels que soient le taux de détente et l'ouverture du distributeur, l'évolution de la vitesse de rotation est soumise à une valeur critique du débit, au-delà de laquelle elle décroît rapidement. Nous avons déjà observé ce comportement en *paragraphe 6.3.1*. (*Figure 6-16*). Le débit critique, alors identique sur les étages *T4*, *T5* et *T6* est ici une fonction de la section de sortie rotor à forte tendance linéaire (*Figure 6-33*). Les iso-taux de détente se déduisent toujours par simple translation dans le niveau d'intensité de la vitesse de rotation.

Les performances sont abordées en *Figure 6-34*. Aux faibles ouvertures, le rendement est quasiment semblable dans les trois étages et légèrement favorable sur l'étage *T2*. Ce rendement atteint un optimum autour de l'ouverture nominale, déjà dégradé pour l'étage à petit diamètre de sortie roue, puis décroît avec l'ouverture du distributeur. Cette décroissance

se fait avec un niveau de performance nettement plus favorable dans l'étage à grande section de sortie.

Considérant l'évolution du rendement en fonction du débit, on constate, comme en *paragraphe 6.3.1* que la dégradation de performance est amorcée dès que la valeur critique de débit est dépassée. Le fonctionnement est nettement plus performant en configuration ouverte pour l'étage à grand diamètre de sortie roue.

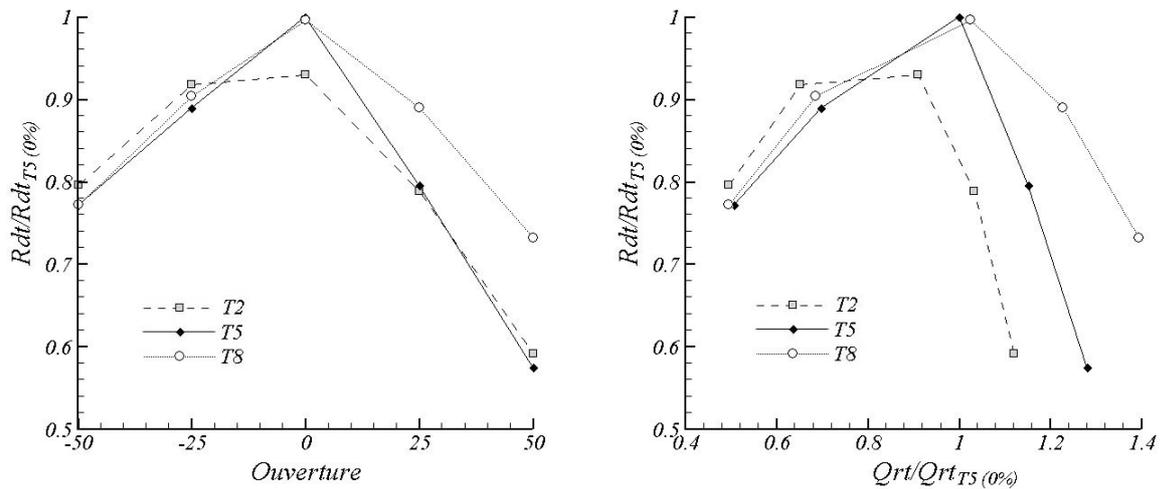


Figure 6-34 : Evolution du rendement suivant l'ouverture et le débit réduit à $\pi_4=1,6$

Enfin une corrélation directe entre les performances et la section de sortie roue est portée en *Figure 6-35* : aux faibles ouvertures la configuration de sortie du rotor a peu d'importance. Aux grandes ouvertures, une section de passage réduite est très pénalisante en terme de performances.

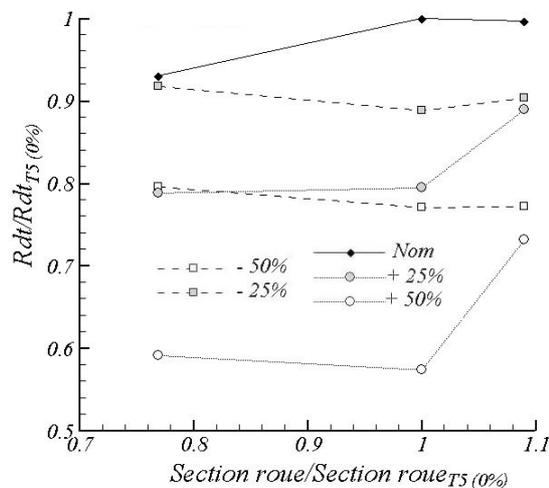


Figure 6-35 : Corrélation entre le niveau de performances et la section de sortie rotor à $\pi_4=1,6$

Nous avons ainsi confirmé que la section de sortie rotor n'a d'influence sur le fonctionnement que si elle devient la section limitante de la machine (*Figure 6-31*). Cette influence est alors notable dans les trois grandeurs caractéristiques du fonctionnement global à taux de détente fixé : le débit réduit, la vitesse de rotation et le rendement. La *Figure 6-30* montre une limitation du niveau de débit dans les machines, face à l'augmentation du taux de détente. Cette limitation est probablement la conséquence d'un blocage, au moins partiel, dans les roues : les conditions soniques sont atteintes au col inter-aubes et ne peuvent être dépassées, en vertu de la loi d'Hugoniot. Ainsi, c'est la valeur de la section de sortie qui définit le niveau maximum de débit pouvant traverser l'étage.

La *Figure 6-32* confirme la dépendance pressentie en *paragraphe 6.3.1.*, de la roue sur la valeur critique de débit au-delà de laquelle l'évolution de la vitesse de rotation est infléchie. Cette dernière est ainsi pilotée par trois grandeurs dominantes : le débit réduit, à rapporter à sa valeur critique associé à configuration de la roue (et qui est seule fonction du diamètre de sortie : *Figure 6-33*) et le taux de détente.

Les performances sont dominées par l'état de fonctionnement, relatif au point critique de débit (*Figure 6-34*). Les roues de grandes capacités, (étages *T5* et *T8*) semblent toutefois atténuer la pénalisation engendrée par le rotor. Les mesures effectuées ne permettent pas de conclure formellement sur l'origine de ce constat.

Le comportement ainsi identifié va être détaillé au travers de la présentation des résultats obtenus localement, dans les différents plans de mesure de l'étage.

6.4.2. Fonctionnement local aux éléments

Considérant la nature des différences entre les étages, localisées uniquement en sortie rotor et compte tenu des grandes analogies dans les résultats obtenus, nous ne ferons pas une revue exhaustive de tous les plans intermédiaires afin de faciliter la lisibilité des résultats. Nous nous contenterons de présenter, parmi les quantités locales aux distributeurs, que celles qui présentent dans l'étage *T8* un comportement significativement différent de l'étage de référence (les mesures de l'étage *T2* n'ayant pu être effectuées dans le distributeur).

En particulier, l'angle de la vitesse d'entrée stator est étonnamment affecté bien que les conditions géométriques à cette station des deux étages soient rigoureusement identiques (*Figure 6-36*).

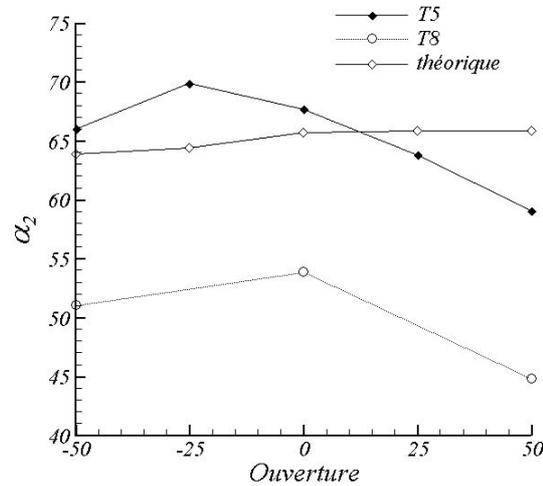


Figure 6-36 : évolution de l'angle de la vitesse d'entrée distributeur

Si l'influence de l'ouverture reste la même dans les deux configurations, le niveau angulaire est décalé de 14° . Les conditions d'entrée et de sortie de la volute sont rigoureusement identiques, mettant ainsi en défaut la théorie monodimensionnelle (*paragraphe 2.3.1*) dans le cas de l'étage *T8* (14° de différence sur l'angle se traduit par une réduction de 40% du rapport basé sur les sections d'entrée et de sortie présenté dans l'équation 2-7). Cette inflexion peut être strictement locale à la zone de mesure, traduisant une fois de plus l'inhomogénéité azimutale des conditions de sortie volute, mais l'origine de ce décalage ne peut être déterminée avec certitude. Cependant pour les aubages concernés, l'incidence fluide profil sera diminuée d'autant.

La contribution de la roue à la détente statique est proposée en *Figure 6-37*. En position fermée elle est identique pour les étages *T5* et *T8*. Dès l'ouverture nominale, on constate un léger décalage dans les deux courbes. L'étage *T8* semble fournir une réponse plus ample, mais le manque de points de mesure rend difficile la comparaison. Ceci pourrait être corrélé au niveau de blocage atteint plus tôt dans la roue de référence en terme d'ouverture.

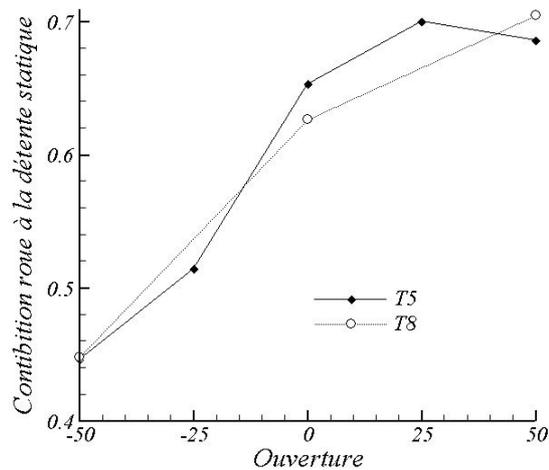


Figure 6-37 Contribution des éléments au fonctionnement étage

La représentation du triangle des vitesses en entrée roue montre que les conditions de sortie distributeur sont semblables d'un étage à l'autre (Figure 6-38). Le décalage observé dans les triangles des vitesses est représentatif de l'évolution du fonctionnement global. En position fermée, les grandeurs sont homogènes, et les triangles similaires. Aux grandes ouvertures, les niveaux de vitesse de rotation et de débit, supérieurs dans l'étage T8, sont répercutés localement sur les valeurs de U et W .

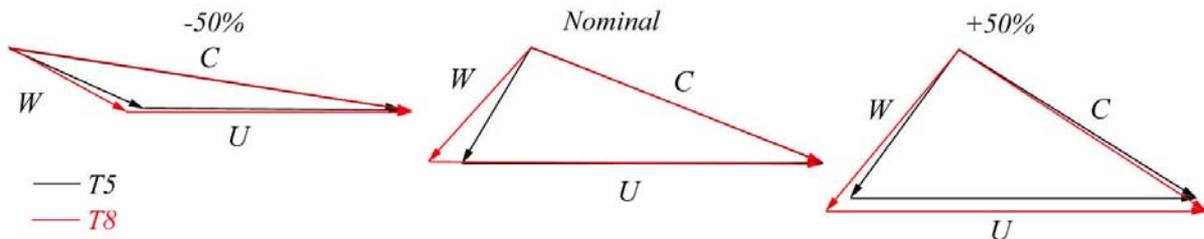


Figure 6-38 : Triangles des vitesses en entrée roue

Intéressons nous maintenant aux conditions de vitesse en sortie de l'étage. Les caractéristiques de la vitesse absolue en aval du rotor sont présentées en Figure 6-39 et Figure 6-40, pour les deux positionnements extrêmes du stator, ainsi que pour l'ouverture nominale.

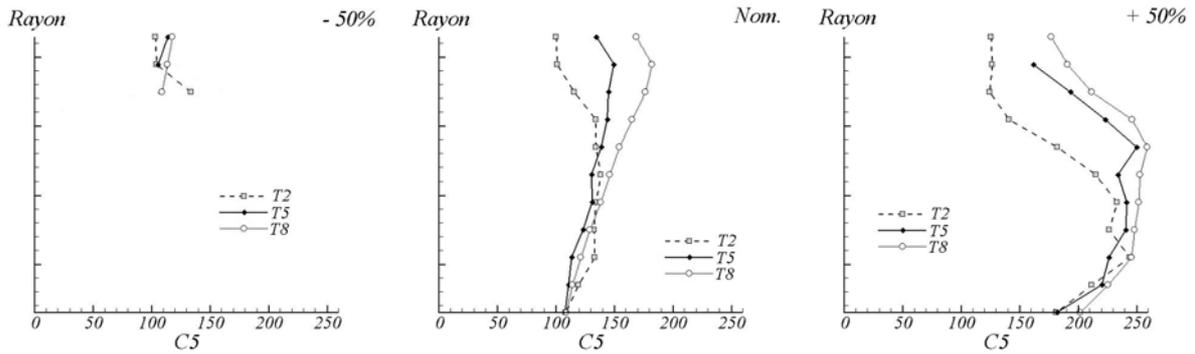


Figure 6-39 : Profil de vitesse en sortie de l'étage

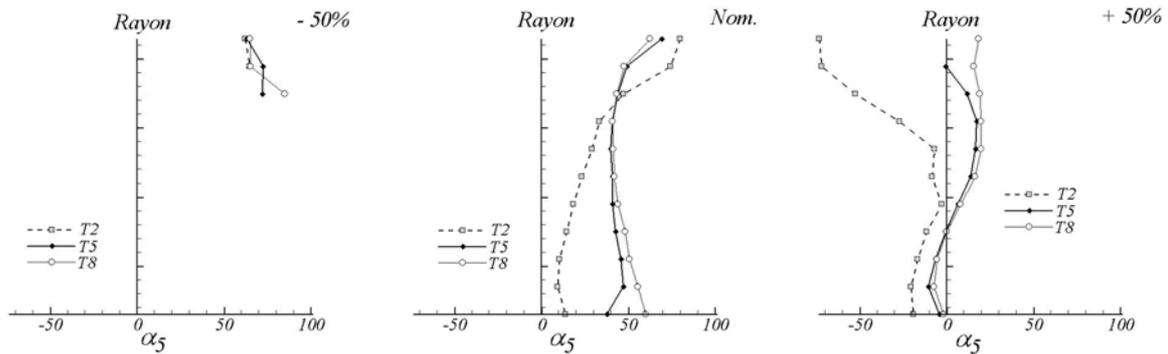


Figure 6-40 : Profil d'angle de vitesse de sortie de l'étage

On retrouve dans ces profils l'influence moyenne de l'ouverture du distributeur sur les conditions de sortie de chaque étage. La giration de sortie est activée par la fermeture du distributeur. En position fermée, l'écoulement est fortement perturbé dès qu'on s'éloigne du carter. L'ouverture nominale produit un profil relativement rectiligne et un niveau de giration moyen. Enfin une inversion de l'angle de sortie ainsi que d'importants niveaux de vitesse sont obtenus lorsque le distributeur est ouvert.

Des écarts sur les étages, par rapport à ce comportement moyen, sont observés. Si les résultats difficilement interprétables dans le cas du distributeur fermé n'autorisent pas une analyse formelle, ils permettent néanmoins de noter un comportement similaire des trois étages : même giration importante, même perturbation au centre du canal. Cette homogénéité est à associer avec l'indépendance de fonctionnement des étages, vis-à-vis de la configuration de sortie roue aux faibles ouvertures, constatée au paragraphe précédent (*paragraphe 6.4.1*).

Pour les autres ouvertures, la restriction en hauteur de pale différente sur les trois étages impose une distorsion du profil à proximité du carter, d'autant plus importante que le diamètre de sortie du rotor est réduit. L'écoulement en pied de pale reste quasiment identique sur tous les étages, en ce qui concerne le module de la vitesse. L'angle absolu semble plus affecté par

la restriction du diamètre de sortie dans la zone du moyeu : la configuration *T2* donne des niveaux de giration bien inférieurs aux deux autres étages, voire même contraires lorsque le distributeur est pleinement ouvert. Les étages *T5* et *T8* génèrent une déflexion angulaire équivalente jusqu'à la tête de pale de l'étage de référence. Nous rappelons que ces deux configurations ont une différence de section de passage de seulement 9%, contre 23% entre l'étage *T2* et l'étage *T5*, d'où la proximité dans les résultats. L'atténuation de la giration avec le resserrement du diamètre de sortie est à corrélérer à l'évolution de la vitesse de rotation présentée en *paragraphe 6.4.1*. (Figure 6-32). Le niveau de vitesse de rotation, réduit lorsqu'on diminue le diamètre de sortie rotor, modifie la composition du triangle des vitesses par rapport à l'étage de référence et génère le décalage observé.

La réduction du diamètre de sortie rotor influence alors principalement les conditions de sortie de l'étage et agit de deux façons sur le profil des vitesses en sortie roue : un effet de confinement est observable, ainsi qu'une inflexion de la direction absolue de l'écoulement. Nous allons maintenant étendre l'analyse de cette influence aux critères classiques de dimensionnement.

6.4.3. Les critères de dimensionnement

Rapport des sections

La variation de la section de sortie rotor via le *Trim* modifie la valeur du rapport X_c .

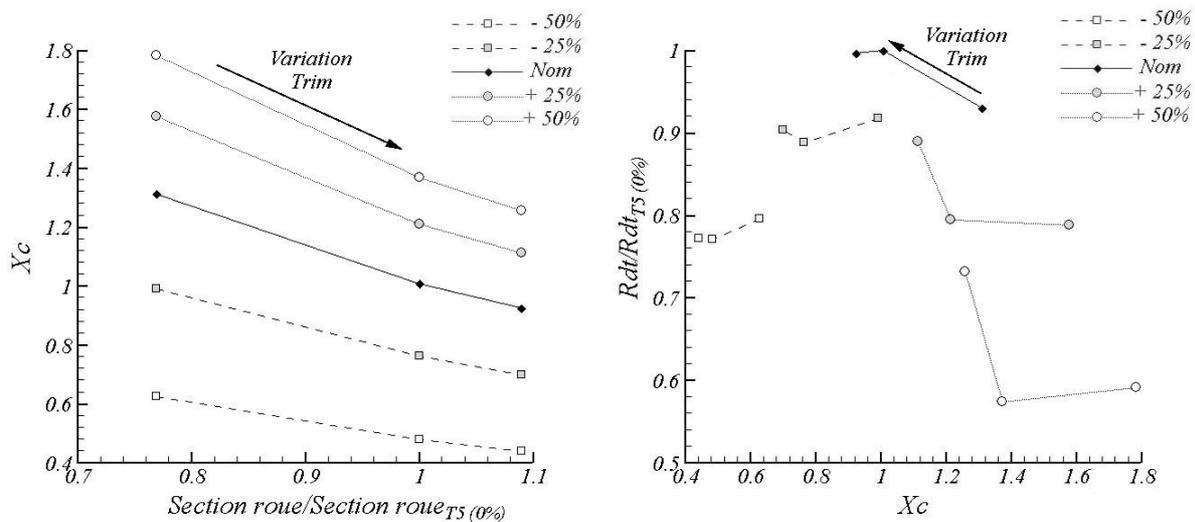


Figure 6-41 : Influence du diamètre de sortie roue sur le rapport X_c

Nous présentons en *Figure 6-41* cette variation en fonction de la configuration de sortie et de l'ouverture, puis l'évolution du rendement. Le rapport X_c présente, par construction, une décroissance hyperbolique pour chaque ouverture, suivant l'augmentation de la section de sortie. La plage de X_c ainsi définie est corrélée au niveau de rendement. On retrouve les discontinuités observées au *paragraphe 6.3.3*. (*Figure 6-24*). On retrouve également la tendance de variation, quelle que soit l'ouverture, centrée autour de l'unité. On identifie ainsi une relation entre les performances de l'étage et la valeur du rapport, indépendamment de la configuration géométrique. Cette corrélation sera détaillée dans une partie ultérieure.

Incidence distributeur

L'incidence fluide-profil en amont du distributeur est représentée sur la *Figure 6-42*.

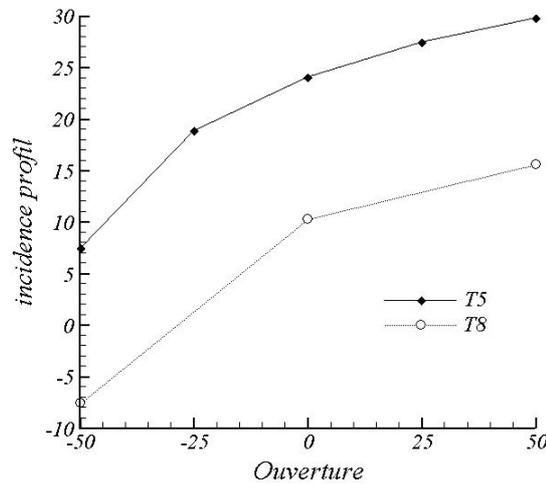


Figure 6-42 : Variation de l'incidence sur les profils du distributeur

L'inflexion de la vitesse vers la direction radiale, observée dans l'étage T8 génère un niveau d'incidence très inférieur à l'étage de référence, devenant même négatif. L'adaptation des profils du stator est favorisée, réduisant le potentiel de pertes au passage du distributeur. Cette adaptation conservée peut favoriser les performances sur la plage d'utilisation de l'étage.

Incidence roue et giration de sortie

Les conditions d'entrée et sortie rotor ont déjà été abordées dans la section précédente (*paragraphe 6.4.2*). Elles ne sont affectées par la configuration de sortie roue qu'aux grandes ouvertures. L'incidence d'entrée roue est légèrement décalée vers les valeurs négatives, suite

à l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela a également pour conséquence de renforcer la giration en aval du rotor.

Vitesse périphérique réduite

L'évolution de la vitesse périphérique dans les trois étages est présentée en *Figure 6-43*.

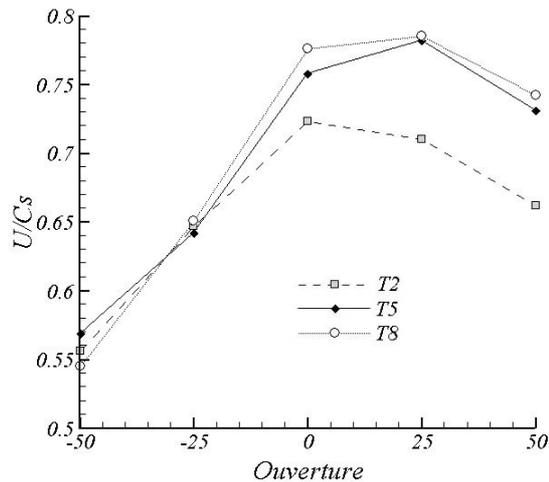


Figure 6-43 : Vitesse périphérique de rotation réduite suivant l'ouverture

Malgré la dérive du fonctionnement en vitesse de rotation entre les configurations, la vitesse périphérique réduite reste dans des gammes de valeurs assurant une correspondance optimale entre le taux de détente et la vitesse de rotation.

Diamètre et vitesse spécifique

Nous cherchons à déterminer si la variation de la section de sortie rotor à une influence sur l'évolution du positionnement des étages dans le plan N_s-D_s lors de l'ouverture du distributeur.

Si les points de fonctionnements des étages se déplacent dans le champ avec la tendance quasi-linéaire observée sur tous les autres étages (*paragraphes 5.2.2.3 et 6.3.3*), une dérive dans cette évolution est observable. Par rapport à l'étage de référence, la configuration à petite section de sortie présente un écart important à l'évolution dite régulière, dès l'ouverture nominale. A contrario la configuration à grande section de sortie garde pratiquement la tendance de référence tout au long de sa plage de variation.

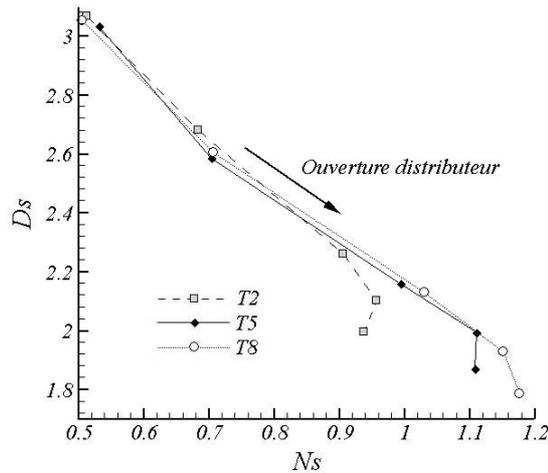


Figure 6-44 : Déplacement des points de fonctionnement dans le champ $N_s D_s$

La réduction de section de sortie roue perturbe l'évolution du déplacement dans le champ, imposé par le système de géométrie variable. Ceci est probablement la conséquence du fort niveau de débit atteint dans la roue, à grande ouverture du distributeur.

Nous avons montré, au cours des deux parties précédentes les influences respectives des deux sections de passages potentiellement limitantes de l'étage : la section de passage au col du distributeur et la section minimale du rotor. Elles peuvent être résumées comme suit :

- seule la valeur de la section distributeur, pourtant paramétrée par deux facteurs relatifs à des configurations géométriques distinctes, influence le fonctionnement global de la machine de façon régulière ;
- la section roue perturbe cette évolution dès qu'elle devient section critique de l'étage.

Plus l'écart entre les deux sections est important, et plus ce comportement est perceptible. L'importance relative d'une section à l'autre peut être établie à partir du rapport X_c , qui constitue alors un indicateur pertinent du régime de fonctionnement. Nous allons approfondir cet aspect de l'étude, en complétant la série d'étages expérimentés par quatre nouvelles configurations pour lesquelles les deux facteurs géométriques (hauteur d'aubage et *Trim*) varient simultanément.

6.5. Influence croisée des facteurs : étude approfondie du rapport de section

Au-delà des cinq étages étudiés, quatre configurations complètent les variations des deux facteurs géométriques étudiés (*Tableau 6-1*). Une configuration à petite hauteur d'aubage et grand *Trim* (*Etage T7*), petite hauteur d'aubage et petit *Trim* (*T1*), grande hauteur d'aubage et grand *Trim* (*Etage T9*), et enfin grande hauteur d'aubage et petit *Trim* (*Etage T9*).

Nous allons, dans un premier temps, généraliser les résultats précédents à tous les étages, avant d'aborder dans un deuxième temps une corrélation plus spécifiquement ciblée sur le rapport de section.

6.5.1. Généralisation des résultats

Dans les deux parties précédentes, nous avons fait varier indépendamment les deux facteurs géométriques de l'étude paramétrique : la hauteur d'aubage et le *Trim*. Au travers d'une variation simultanée de ces facteurs, une généralisation des influences respectives sur le comportement global va être dégagée.

Débit réduit

Les influences des sections de passage sur la valeur du débit ont été présentées en *paragraphes 6.3.1 et 6.4.1*. Nous avons montré qu'une relation immédiate entre ces deux quantités est entravée par la striction des sections géométriques. Un traitement de ces coefficients de striction est nécessaire pour formaliser l'expression des influences, et nécessite une étude spécifique. Toutefois, une correction sur l'expression des sections a été estimée qualitativement. Nous allons détailler et étendre ce processus à tous les étages étudiés.

Les résultats présentés au *paragraphe 6.3.1* sont à l'origine du développement correctif (*Figure 6-45*). Aux différentes ouvertures, la section de passage augmente proportionnellement à la hauteur de canal, en réponse de quoi le débit croît. Cependant

d'importantes discontinuités surviennent entre des configurations présentant la même section de passage au col du distributeur.

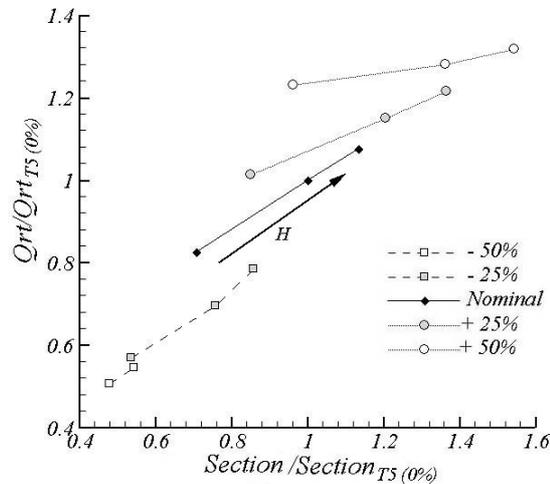


Figure 6-45 : Relation mesurée entre la section géométrique du distributeur et le débit à $\pi = 1,6$

Le caractère purement géométrique de la valeur des sections nous incite à déceler dans ces discontinuités un effet de striction : la section effective vue par l'écoulement est inférieure à la section géométrique, réduite par effets visqueux. Les coefficients de blocages sont établis, par définition, en faisant le rapport du débit effectif, traversant une section donnée, au débit théorique. Cette expression théorique, basée sur les sections géométriques, est complexe dans un étage de turbine. Elle est soumise, entre autres, au régime de fonctionnement du rotor, lui-même couplé au compresseur. Ainsi un établissement rigoureux des coefficients de striction n'est pas accessible simplement.

Un procédé qualitatif, basé sur les résultats présentés en *Figure 6-45*, permet toutefois une première estimation. Le principe consiste à recalcr les résultats les uns par rapport aux autres, en corrigeant la valeur de la section par un coefficient, dans le but de lisser les discontinuités observées.

Cinq positions d'ouverture, et trois configurations de hauteur d'aubage définissent quinze valeurs distinctes de section distributeur. A ces quinze sections sont affectées quinze coefficients de corrections. A l'aide de ces paramètres correctifs, on opère un raccord relatif pour obtenir une évolution continue.

Deux considérations expérimentales sont à l'origine du recalage absolu de l'évolution reconstituée. Ces deux considérations ont été choisies aux extrémités de la plage de variation des sections :

- une estimation de la striction dans le distributeur à grande hauteur d'aubage pour l'ouverture maximale est obtenue lors de la mesure de la vitesse de sortie du distributeur, comparée à la valeur calculée à partir du débit et de la section géométrique (*Figure 6-20*) ;
- une striction limite est fixée, pour la configuration à petite hauteur d'aubage en position fermée, au-delà de laquelle la section effective et le débit mesuré génèreraient des conditions supersoniques au col du distributeur, ce qui n'est pas physiquement admissible.

L'évolution recalée est présentée en *Figure 6-46* .

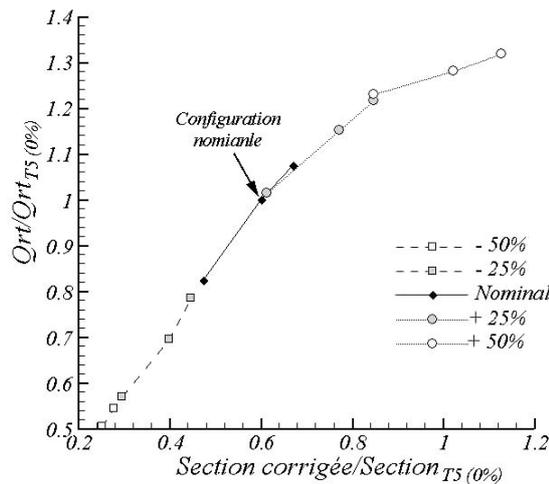


Figure 6-46 : Corrélation entre le débit et la section distributeur corrigée à $\pi = 1,6$

La continuité de l'évolution est assurée. Le comportement du débit est quasi-linéaire suivant l'augmentation de section aux faibles ouvertures, puis la fermeture du rotor limite cette évolution, vers la valeur de blocage.

Ce recalage est approprié à toutes les valeurs du taux de détente, et également à l'évolution de la vitesse de rotation (*Figure 6-47*).

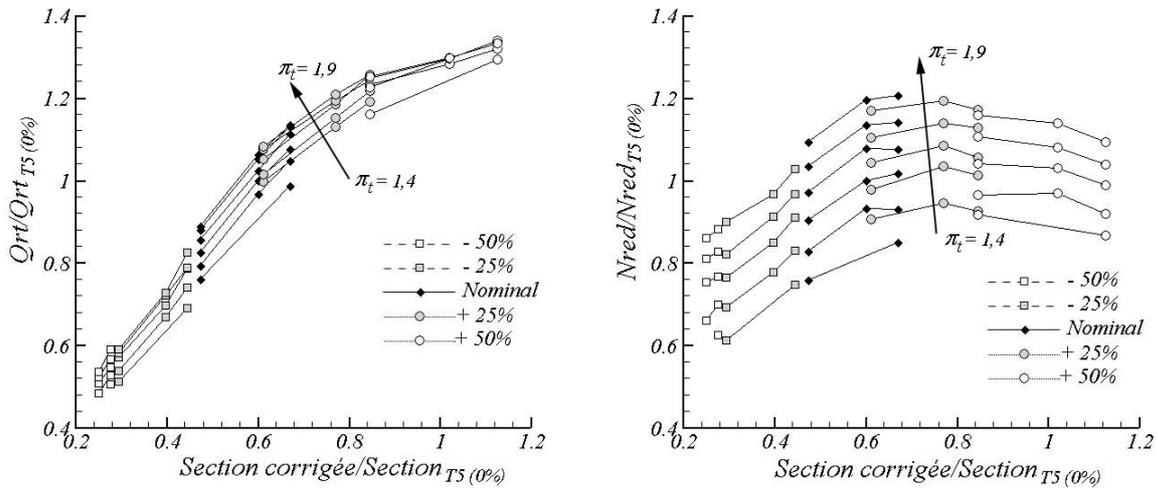


Figure 6-47 : Recalage des débits et vitesses de rotation sur la section distributeur

En appliquant le même traitement sur les autres étages : $T1$, $T2$ et $T3$, ainsi que $T7$, $T8$ et $T9$, qui présentent respectivement la même variation suivant la hauteur d'aubage que $T4$, $T5$ et $T6$, on obtient les résultats portés en Figure 6-48 .

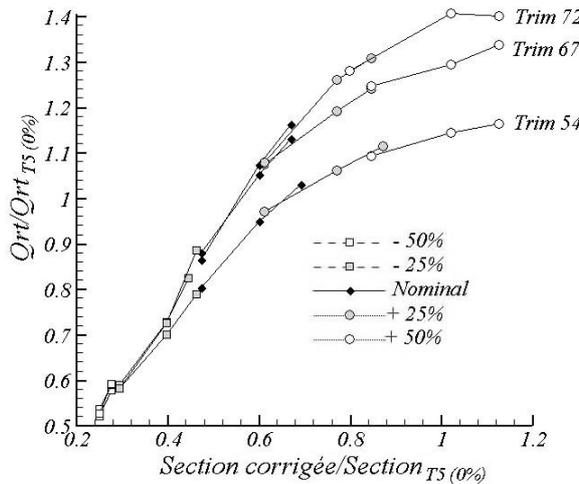


Figure 6-48 : Recalage de l'évolution du débit sur la section distributeur pour tous les étages à $\pi = 1,6$

On retrouve le comportement attendu : un fonctionnement identique des trois étages aux petites ouvertures, puis la limitation par la roue apparaît progressivement suivant la valeur de sa section de sortie. Les trois limitations du débit, corrélées à la valeur de la section de sortie apparaissent.

Les coefficients de striction obtenus pour parvenir à ce recalage sont corrélés à un facteur de forme, défini comme le rapport de la largeur du canal au col du distributeur sur la hauteur

d'aubage. Le diagramme proposé en *Figure 6-49* fait état du niveau de striction dans un champ : section de passage/facteur de forme.

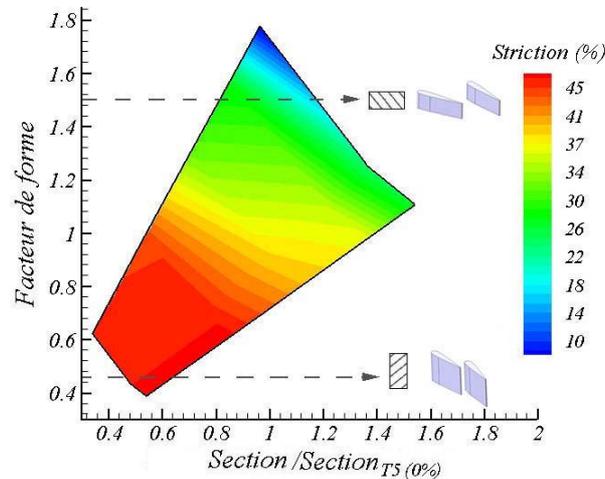


Figure 6-49 : Corrélation entre le niveau de striction et la forme de la section géométrique du distributeur

A section de passage distributeur donnée, la striction sera d'autant moins importante que le facteur de forme est élevé. Concrètement, une valeur de section définie par une grande ouverture et une petite hauteur d'aubage sera moins soumise à perturbation que son équivalent à petite ouverture et grande hauteur d'aubage. Cela suppose que la striction se développe suivant la hauteur du canal. Des perturbations de l'écoulement dues à des désadaptations de profils sont certainement une origine de ce phénomène (*Figure 6-50*).

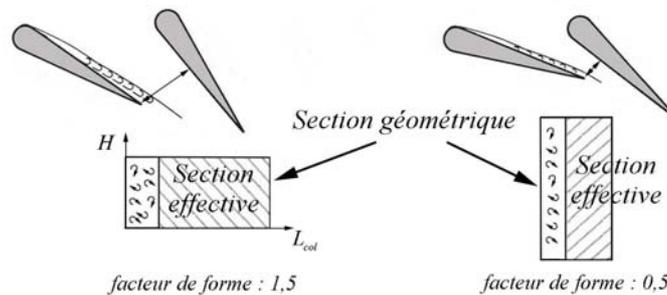


Figure 6-50 : Influence du facteur de forme sur le blocage

La section de sortie rotor est également soumise à un effet de striction. La procédure d'estimation est un peu différente. A partir de la valeur géométrique de la section minimale de la roue, on calcule le débit réduit théoriquement nécessaire pour avoir des conditions soniques au col. Cette valeur est comparée à la valeur maximale de débit mesuré dans les étages, en position ouverte. Nous avons montré que cette valeur n'était plus affectée par l'augmentation

du taux de détente, et la considérons comme niveau limite effectif de blocage roue. Le rapport des deux valeurs donne une estimation de la striction (*Tableau 6-2*):

Roue	Débit théorique de blocage rapporté au débit nominal	Débit limite mesuré rapporté au débit nominal	Coeff. de striction
T54	1,14	1,56	27 %
T67	1,29	2,03	37 %
T72	1,40	2,22	37 %

Tableau 6-2 : Coefficients de striction des rotors

Cette estimation reste nuancée par l'absence de certitude formelle que le blocage est atteint dans toutes les roues.

Vitesse de rotation

Concernant les autres paramètres caractéristiques de l'étage, nous avons établi une interaction forte entre le niveau de débit traversant l'étage, et la vitesse de rotation machine. Cette interaction est soumise à la configuration géométrique de sortie rotor. Ces résultats sont généralisés à tous les étages (*Figure 6-51*).

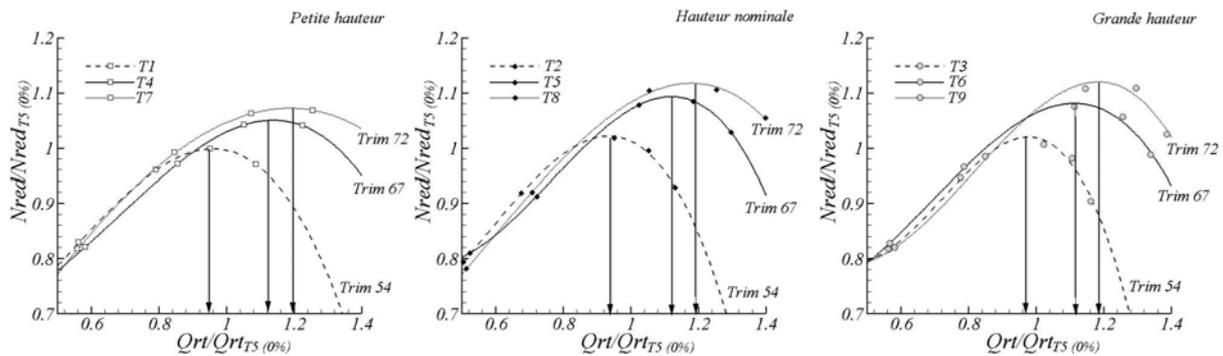


Figure 6-51 : Evolution de la rotation fonction du débit, pour les trois hauteurs d'aubages à $\pi_r = 1,6$

Le comportement est qualitativement et quantitativement identique d'une famille d'étage à l'autre : la vitesse de rotation varie de façon quasi-linéaire avec le débit, jusqu'à ce que celui-ci dépasse la valeur limite à partir de laquelle la roue ralentit. Quelle que soit la composition géométrique du distributeur, c'est le débit machine qui influence sur la vitesse de rotation. Le fonctionnement global est alors complètement soumis à l'adaptation relative du distributeur et

de la roue, générant le niveau de débit et la vitesse de rotation nécessaires à produire un taux de détente fixé.

La hauteur d'aubage, le *Trim* roue et l'ouverture du distributeur ont sur les paramètres de l'étage (débit et vitesse de rotation) des influences superposables, sans interactions mutuelles prépondérantes, très largement corrélées à la valeur des sections de passage qu'elles définissent. Une telle superposition des influences doit être perceptible dans l'expression des performances.

Le rendement

Le rendement enregistré sur tous les étages est proposé en *Figure 6-52* et *Figure 6-53*, et décomposé en famille de hauteur d'aubage ou de *Trim*, suivant qu'il est fonction de l'ouverture ou du débit.

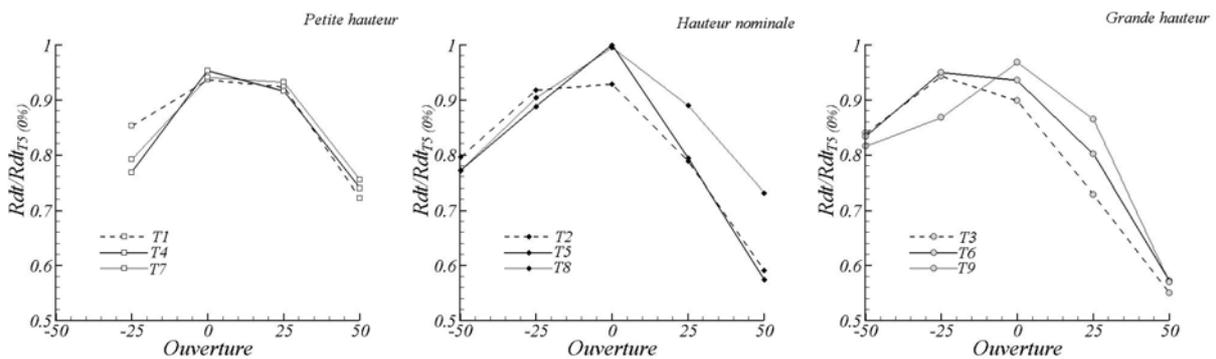


Figure 6-52 : Evolution du rendement des étages fonction de l'ouverture distributeur

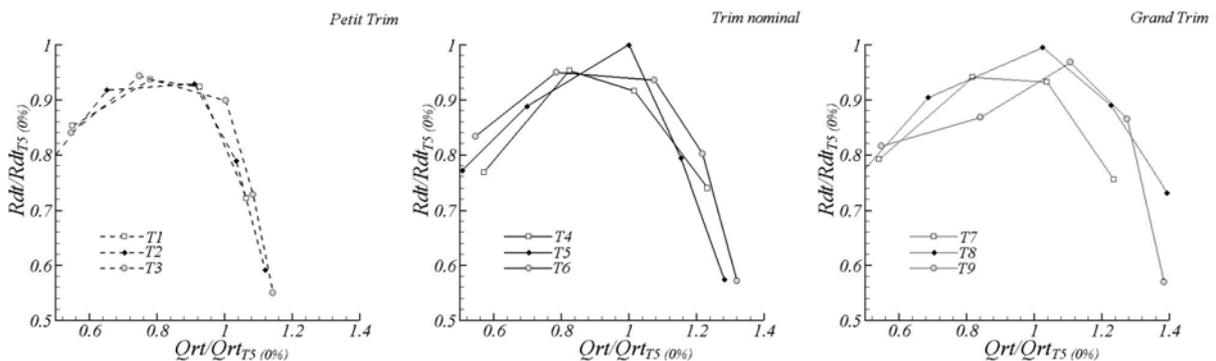


Figure 6-53 : Evolution du rendement des étages fonction du débit réduit

Les évolutions comparées sont relativement similaires. Le *Trim* a une influence limitée sur la variation du rendement le long de la plage d'ouverture, de même que la hauteur d'aubage lorsqu'on corrèle les performances à la valeur du débit réduit.

- Suivant l'ouverture (*Figure 6-52*), augmenter la hauteur d'aubage déplace l'optimum de rendement vers les positions fermées de la plage de variation (entre 0 et 25% pour les configurations à faible hauteur de canal, 0% pour la hauteur nominale, et -25% pour la grande hauteur). On retrouve ici la notion de valeur de section distributeur optimale plutôt que de configuration géométrique optimale. Les rendements les plus élevés sont obtenus dans la configuration nominale de la hauteur de canal, mais la discrétisation de la plage d'ouverture pour l'expérimentation ne permet pas une conclusion formelle. Cet aspect des résultats sera approfondi dans l'étude du modèle de comportement (*chapitre 7, paragraphe 7.2.2.2.*).

Les performances sont relativement homogènes pour tous les étages aux petites ouvertures, un rendement un peu plus élevé est assuré par les étages à *Trim* réduit (*T1*, *T2* et *T3*). Le faible niveau de débit atténue l'influence de la roue, à ceci près que les roues à petit diamètre de sortie sont dans une zone de fonctionnement plus adaptée à leur taille que les autres. Inversement, aux grandes ouvertures, les roues à fort diamètre de sortie proposent des performances plus élevées. On note qu'il est moins pénalisant de surdimensionner une roue, que l'inverse : la dégradation du rendement aux grandes ouvertures des roues à petit *Trim* est très pénalisante, comparée au léger défaut de performances relevé sur les roues à fort *Trim* aux faibles ouvertures.

On perçoit bien cet effet d'adaptation roue sur les configurations à grande hauteur d'aubage (*T3*, *T6* et *T9*), pour lesquelles, aux grandes ouvertures, la dégradation du rendement est fonction de la configuration rotor, au bénéfice d'un grand *Trim* (le blocage, amorcé dès les faibles ouvertures dans les étages à faible *Trim* sanctionne les performances). Lorsque la hauteur du canal distributeur est réduite et limite le débit, c'est moins perceptible : le comportement est similaire sur les trois machines *T1*, *T4* et *T7*.

- Suivant le débit (*Figure 6-53*), on isole systématiquement la valeur critique du débit relevé dans l'évolution de la vitesse de rotation comme charnière dans la variation du rendement. Au-delà de ce point le comportement du rotor est altéré, les performances s'effondrent.

Plus le *Trim* est important, et plus les différences résultantes de la variation de hauteur d'aubage sont sensibles. En bloquant le débit maximum de l'étage, les petites roues gomment les dérives de fonctionnement, mais limitent également le niveau de performances.

La notion d'adaptation relative de la roue et du distributeur est renforcée : chacun des éléments doit assumer son rôle, sans pénaliser démesurément l'autre, cela sur une plage

d'utilisation la plus large possible. L'étage T8 illustre particulièrement bien ce compromis. Un bon niveau de rendement est maintenu sur tout l'intervalle de fonctionnement (de 80% du rendement nominal en positionnement fermé, jusqu'à 72 % du nominal en ouverture maximum, pour une large plage de débit).

Il ressort de cette analyse une confirmation du caractère superposable des influences respectives de l'ouverture, du Trim et de la hauteur d'aubage du distributeur, ainsi étendu des débits et vitesses de rotations vers les performances de l'étage. Nous avons montré que ces influences étaient intimement liées aux valeurs respectives des sections minimales rencontrées dans le stator et le rotor. La définition du rapport de ces sections de passage synthétise ces influences sur la valeur du seul paramètre X_c , que nous allons maintenant étudier.

6.5.2. Influence du rapport de section X_c

L'adaptation relative des sections stator et rotor semble être à l'origine d'une part importante du comportement machine. La variation d'ouverture du distributeur, par construction, va rompre cette adaptation dont le rapport X_c est représentatif. Au travers de cet indicateur, nous allons corréler le fonctionnement machine à la correspondance des sections de passage de la roue et du distributeur. L'évolution au cours d'un cycle d'ouverture des débits et vitesses de rotation de tous les étages, suivant la valeur du rapport X_c est proposée en Figure 6-54.

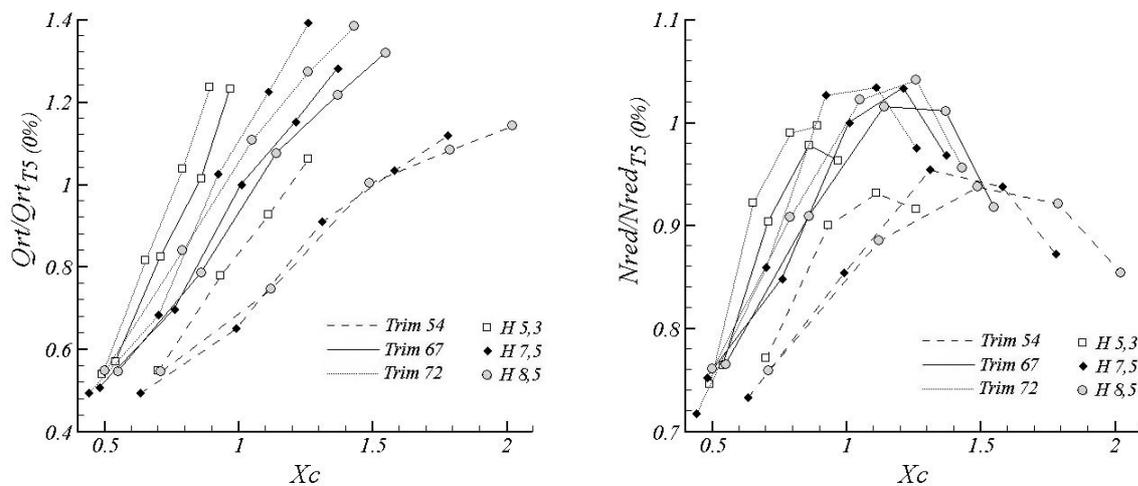


Figure 6-54 : Evolution du fonctionnement de l'étage suivant le rapport X_c

Les évolutions sont relativement dispersées. Dégager des tendances répétables est difficile. On constate que pour un taux de détente fixé le débit croît avec la valeur de X_c quelque soit la définition géométrique de l'étage, mais sur des niveaux forts différents. On perçoit ici une des caractéristiques du rapport X_c qui, par construction, exprime l'importance relative d'une section par rapport à l'autre, et n'a aucun caractère absolu. Par exemple, les configurations *T1* et *T8* génèrent à l'ouverture nominale le même rapport X_c de 0.92, mais la valeur absolue de la section limitante de l'étage diffère de 40% dans les deux étages, imposant ainsi deux niveaux de débits différents. L'influence de X_c se traduit en variation plutôt qu'en quantification formelle des grandeurs caractéristiques, dont la référence est à évaluer à partir de paramètres de définition plus absolue.

L'influence de X_c est lisible sur la variation de la vitesse de rotation puisque en deçà de 0.85 toutes les évolutions sont croissantes, et au-delà de 1,45 elles sont toutes décroissantes. Pourtant l'intervalle critique dans lequel le comportement de toutes les machines est infléchi n'est pas défini de façon satisfaisante : il est relativement large et seulement représentatif de l'ensemble des étages. A l'échelle d'une configuration isolée, aucun critère n'est définissable.

Cette compétition entre la dispersion des évolutions et l'influence générale du paramètre est encore plus flagrante sur le rendement (*Figure 6-55*). Nous traçons l'évolution du rendement à taux de détente fixé pour chaque ouverture, suivant les étages générant des valeurs croissantes de X_c .

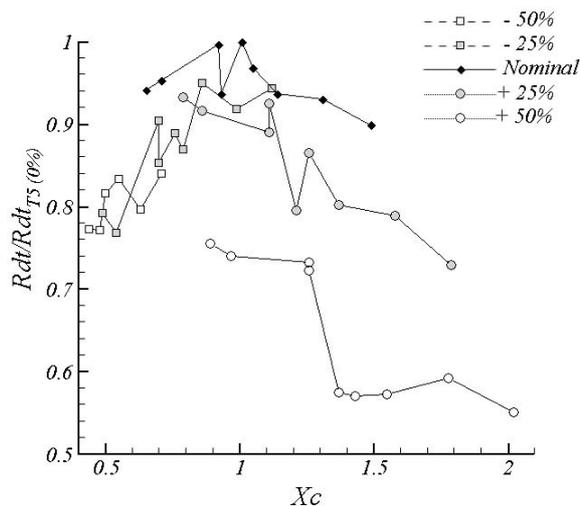


Figure 6-55 : Evolution du rendement suivant le rapport X_c à $\pi = 1,6$

On relève de grandes disparités dans les résultats. Comparant une ouverture à l'autre, les niveaux des performances sont très fluctuants. On ne peut qu'émettre une tendance globale :

pour toutes les ouvertures, le rendement optimum est atteint dans un intervalle centré autour de l'unité. Pour la configuration plein ouvert, deux niveaux de rendements sont séparés par une brusque décroissance (près de 15% du rendement nominal). Cette variation est détaillée en *Figure 6-56*.

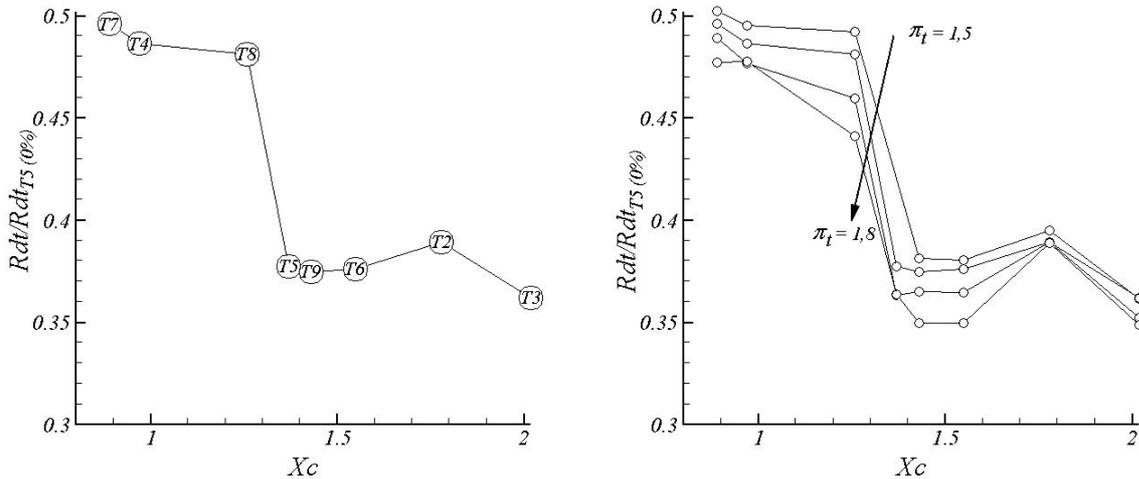


Figure 6-56 : Détail de l'évolution du rendement selon X_c à l'ouverture maximum à $\pi_t = 1,6$ puis généralisé

Entre les configurations *T8* et *T5*, consécutives en terme de rapport de section, la performance s'effondre. Ces deux configurations ne diffèrent que par le *Trim* : nominal pour *T5* et grand pour *T8*. En traçant les iso-taux de détente, on constate toujours les deux niveaux distincts de performances, mais le rendement de l'étage *T8* tend à s'accorder avec celui du niveau bas. Les premiers étages (*T4* et *T7*) restent sur des niveaux stables. Cette augmentation de taux s'accompagne d'une croissance du débit de l'étage. A faible taux, la valeur du débit n'est pas encore critique pour l'étage *T8*, alors que l'étage *T5* impose déjà un fonctionnement surchargé à la roue. Plus le taux, donc le débit, augmente et plus l'étage *T8* s'approche du fonctionnement critique, ce qui pénalise sa performance. Les premiers étages restent sur un mode de fonctionnement adapté, et gardent un niveau de performances convenable.

La définition purement géométrique du paramètre X_c doit être à l'origine de l'importante dispersion observée sur les courbes représentées en *Figure 6-54*, *Figure 6-55* et *Figure 6-56*. Les sections prises en compte dans les paramètres sont surévaluées par rapport à leurs valeurs effectives, créant ainsi un décalage entre les configurations. A partir de l'estimation des coefficients de striction des sections du distributeur et de la roue, entreprise au *paragraphe 6.5.1.*, nous corrigeons la valeur géométrique de X_c en une valeur effective, et proposons une nouvelle corrélation des grandeurs caractéristiques de l'étage (*Figure 6-57*).

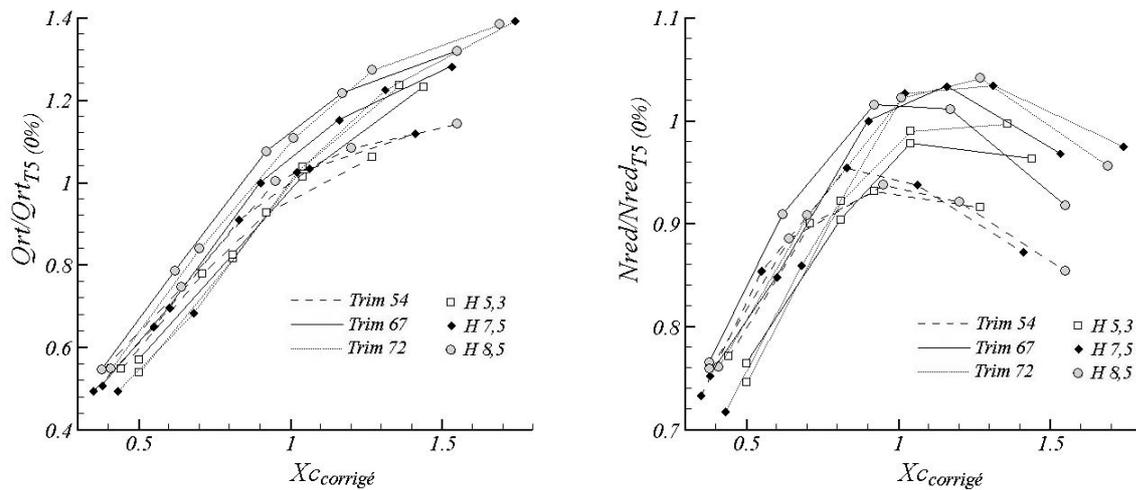
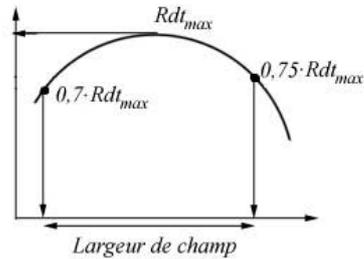


Figure 6-57 : Evolution du fonctionnement de l'étage suivant le rapport X_c corrigé

Des comportements plus réguliers apparaissent. Le débit varie linéairement tant que la section distributeur reste inférieure à la section roue sur tous les étages. Au-delà, l'évolution est altérée par la section rotor, qui va forcer le débit sur sa valeur limite. La vitesse de rotation atteint sa valeur maximale dans la zone où les deux sections sont équivalentes, puis chute comme la restriction imposée par la roue devient sévère. On formalise ici les observations relevées tout au long de ce chapitre. Les évolutions des grandeurs caractéristiques définissant le point de fonctionnement sont pilotées par la seule valeur des sections de passage, et par le positionnement de la section limitante dans l'étage, ce qui confirme le point $X_c = 1$ comme charnière dans le fonctionnement de l'étage. Du point de vue du comportement global, la configuration géométrique du distributeur n'a que peu d'influence, si ce n'est implicite au travers de l'établissement de la phénoménologie, à l'origine de la striction de la section stator. Cette constatation ne s'applique qu'en partie au rendement, qui reste soumis à la même tendance globale de variation, mais dont la variabilité reste trop importante pour conclure à une indépendance face à la configuration matérielle du distributeur. Des optimums existent, et nous nous attacherons au chapitre 7 à les identifier.

Pour condenser les nombreux résultats obtenus au cours de cette phase expérimentale, deux paramètres industriels de comparaison sont bien adaptés (Figure 6-58). Le premier est le rendement maximum obtenu sur l'étage. Le second traduit l'étendue de fonctionnement de l'étage : c'est la largeur de champ. Cette quantité est définie comme étant la largeur de la

plage de débit pour laquelle le rendement en fonctionnement est supérieur à une référence donnée.



$$L_{champ} = Qrt_{limite\ haute} - Qrt_{limite\ basse}$$

Figure 6-58 : Définition des paramètres industriels de comparaison

Les diagrammes proposés en Figure 6-59 font état du niveau de ces paramètres dans un champ de variation $H/Trim$, adimensionnés par le débit de référence pour la largeur de champ, et le rendement de référence pour le rendement maximum.

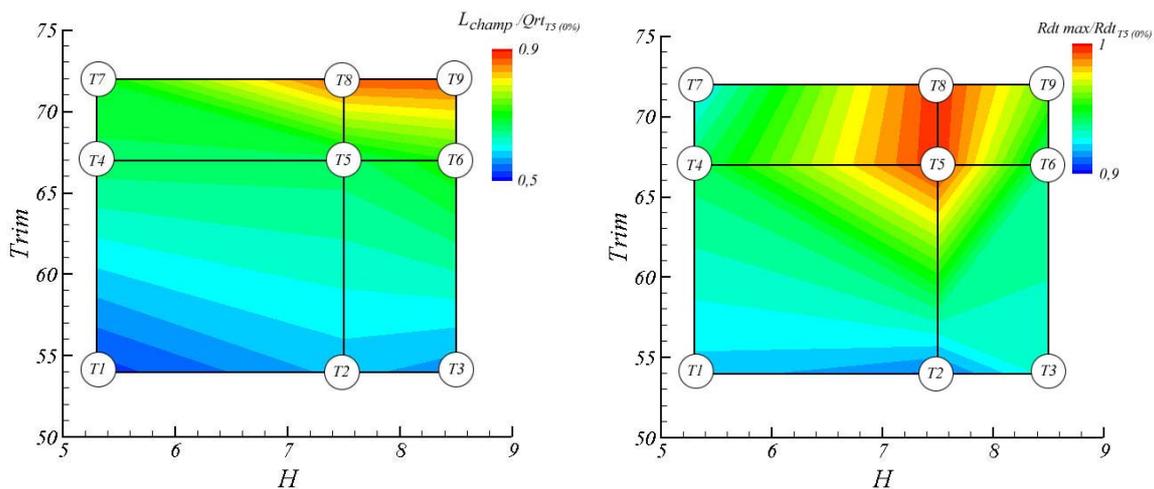


Figure 6-59 : Niveaux des largeurs de champ et rendement maximum dans le champ $H/Trim$

On constate une forte influence du $Trim$ sur la largeur de champ. Le diamètre de sortie rotor étant limitant en terme de débit, il réduit d'autant la plage d'utilisation de l'étage. Le rendement maximum de l'étage, quant à lui, présente une corrélation moins évidente. La configuration de référence présente le rendement le plus favorable mesuré ($Rdt_{max}/Rdt_{ref} = 1$). Une valeur optimale de H est identifiée, à condition que le fonctionnement ne soit pas limité par une configuration de sortie rotor trop restrictive. Enfin, on constate que du point de vue industriel, l'étage qui nous a servi de référence (étage $T5$) n'est pas l'étage de configuration optimale. En effet, l'étage $T8$ présente des dispositions de largeur de champ meilleures, tout en ayant un niveau de rendement maximum équivalent.

Nous allons maintenant rappeler et compiler les conclusions dégagées tout au long de cette étude, pour apporter des éléments spécifiques aux systèmes à géométrie variable, dans les procédures de dimensionnement.

Chapitre 7

Intégration au dimensionnement spécifique

Les résultats obtenus au cours de l'étude effectuée apportent une meilleure connaissance du fonctionnement des étages turbine à géométrie variable. Par sa capacité à faire varier la section de passage, le distributeur autorise une large plage de fonctionnement pour l'étage, en terme de couple débit réduit/taux de détente, à des niveaux de performances favorables. Les méthodes de dimensionnement classiques n'assurent pas formellement une adaptation optimale de l'étage sur toute cette plage. Ce chapitre a pour but de synthétiser le grand nombre de résultats obtenus dans un contexte de dimensionnement, d'en dégager une optimisation par analyse de l'effet moyen au travers de modèles, et d'en proposer une intégration aux principes de dimensionnement de la partie statique des étages.

7.1. Synthèse des résultats

Au cours de cette synthèse nous allons conserver les trois points de vue adoptés tout au long de l'étude : fonctionnement global, fonctionnement local aux plans intermédiaires de mesure, et influence sur les paramètres de dimensionnement.

7.1.1. Fonctionnement global

Nous avons choisi de travailler à taux de détente fixé. Dans ces conditions, les variations des trois autres grandeurs définissant le point de fonctionnement (débit réduit, vitesse de rotation, rendement) sont en interaction forte :

- le débit s'établit dans la machine en réponse à la seule valeur des sections potentiellement limitantes de l'étage : au col des aubages du distributeur et en sortie rotor. La variation de l'une ou l'autre de ces sections a un impact immédiat sur le fonctionnement de l'étage. Les influences respectives de ces deux éléments ne présentent que peu d'interactions mutuelles, et sont considérées superposables : lorsque la section limitante est rencontrée dans le distributeur, le débit s'établit quasiment indépendamment de la roue, et inversement ;
- le niveau de débit à taux de détente donné et le fonctionnement du compresseur couplé à notre étage fixent la vitesse de rotation. Son évolution est soumise à une valeur critique de débit réduit, au-delà de laquelle le comportement est infléchi. Cette valeur critique est en corrélation directe avec la perméabilité de la roue, exprimée par le *Trim* ;
- le dépassement du débit critique influence directement sur les performances de l'étage quantifiées par le rendement. Celui-ci reste toutefois soumis à la désadaptation géométrique des éléments et aux pertes diverses.

Ces considérations permettent d'isoler deux repères pour le dimensionnement :

- à faible ouverture, le distributeur régit le comportement de l'étage. A grande ouverture, c'est la configuration de la roue qui fixe la limite de fonctionnement ;
- l'obtention du couple débit réduit/vitesse de rotation, à taux de détente fixé, ne dépend que de la valeur des sections de passage caractéristiques de l'étage (col du distributeur et du rotor). Le concepteur doit profiter de cette souplesse pour produire ces sections à partir de la configuration géométrique la moins pénalisante pour le rendement, sur une plage d'utilisation la plus large possible.

Un bémol vient toutefois modérer ce raisonnement. La valeur des sections de passage, ici dimensionnante, n'est connue qu'à l'estimation des coefficients de striction près. Ne pas en tenir compte expose le concepteur à une analyse prédictive erronée, et la machine à une adaptation décalée. Identifier plus formellement cet effet, ou trouver un moyen de contourner cet obstacle est indispensable.

7.1.2. Fonctionnement local aux éléments

Nous avons montré les mécanismes de dérive de la structuration locale de l'écoulement en réponse à l'ouverture du distributeur, la variation de la hauteur d'aubage et la modification du *Trim*. L'influence des deux derniers facteurs reste d'un ordre inférieur à l'effet « géométrie variable » identifié localement. Le décalage du triangle des vitesses est associé à la variation d'orientation du canal du distributeur. On ne peut s'en affranchir dans un étage à géométrie variable, d'autant plus que c'est précisément ce décalage qui est fédérateur de l'élargissement de la plage de fonctionnement de l'étage. Nous en donnons une illustration en *Figure 7-1*, sur laquelle nous rappelons l'évolution de la vitesse de rotation fonction du débit pour les trois étages, différant par la hauteur du canal du distributeur.

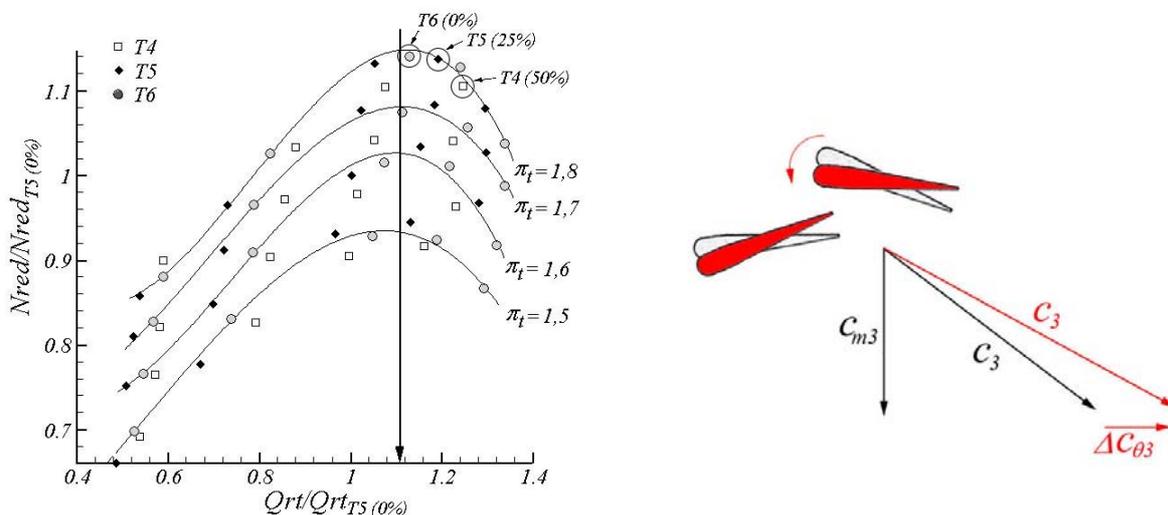


Figure 7-1 : Evolution de la vitesse de rotation fonction du débit, sur les trois étages T4, T5 et T6 corrélée au fonctionnement local

Se fixant un débit, on ferme le distributeur. D'un point de vue global, le taux de détente est augmenté, ce qui d'après la *Figure 7-1* va produire une augmentation de la vitesse de rotation.

D'un point de vue local, fermer le distributeur à débit fixé va créer une accélération de la vitesse absolue (C_3) en réponse à la réduction de section au col du distributeur. Cette accélération étant produite à vitesse débitante figée (C_{m3}), il en résulte un décalage dans l'angle de sortie et donc une augmentation de la vitesse tangentielle ($\Delta C_{\theta 3}$). L'expression du théorème d'Euler (équation 2-10) impose alors l'accélération du rotor observée dans le comportement global. La vitesse de rotation est ainsi augmentée, sans que les valeurs du débit réduit et du taux de détente ne soient affectées. La plage d'utilisation est élargie. Dans un étage à géométrie fixe, un tel découplage n'est pas possible.

Mais cette souplesse d'utilisation se paye en désadaptation des éléments de l'étage. Par exemple, pour les configurations de fermeture importante du distributeur, le niveau de débit dans l'étage n'est pas à même de produire une vitesse de rotation (U_4) suffisante pour compenser la valeur de la vitesse tangentielle ($C_{\theta 4}$) (Figure 7-2). L'incidence roue devient positive, le rotor est désadapté.

Le phénomène inverse est alors observé en sortie. Le débit n'est pas suffisant pour produire une vitesse relative en sortie roue (W_5) dont la composante tangentielle ($W_{\theta 5}$) peut compenser, dans l'expression du triangle des vitesses, la vitesse de rotation (U_5). La vitesse absolue est infléchie dans le sens de la rotation : la giration de sortie est intensifiée.

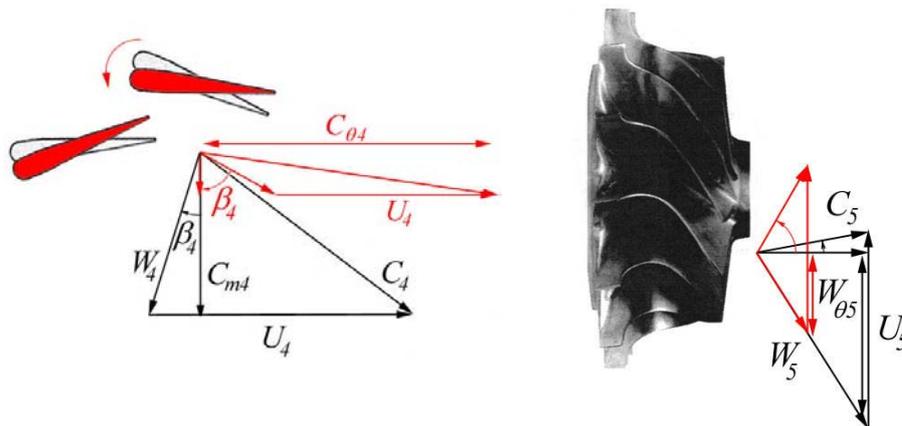


Figure 7-2 : Désadaptations en sortie distributeur et sortie roue dues au décalage du triangle des vitesses

Le cas de figure, que nous venons d'aborder, a une grande importance du point de vue pratique puisqu'il correspond à une sollicitation du moteur à bas régime pour une montée en puissance la plus dynamique possible. Cependant, définir la géométrie autour de ce point

limitera le fonctionnement du moteur à haut régime, donc sa puissance maximale : l'étendue du domaine d'utilisation impose donc à la roue de travailler dans des conditions défavorables.

Ainsi, c'est par la désadaptation que l'étendue d'utilisation est élargie. Le décalage dans le triangle des vitesses, dû à la variation d'ouverture du distributeur adapte effectivement le point de fonctionnement de l'étage d'un point de vue global au détriment de l'adaptation locale. L'enjeu consiste alors à mêler les deux approches pour que l'adaptation globale qui génère le point de fonctionnement, se fasse aux meilleures performances possibles, performances qui sont également l'expression de l'adaptation locale.

Cette stratégie est complexifiée par la roue de géométrie figée, qui est dimensionnée pour des conditions de fonctionnement précises, et sanctionne en points de performance globale tout écart aux conditions nominales. Ainsi :

- la partie statique de l'étage doit compenser au mieux les écarts indissociables d'un fonctionnement dans un large domaine de sollicitations ;
- la connaissance des mécanismes de distorsion du triangle des vitesses, aide à prévoir et à corriger une dérive trop importante, pour garder une cohérence entre le fonctionnement de l'étage complet, et l'adaptation locale des éléments.

Cependant, il est important d'évaluer cette ambivalence dès les premières étapes du dimensionnement. De bons indicateurs sont les paramètres empiriques de dimensionnement.

7.1.3. Les critères de dimensionnement

A chaque position du distributeur, une nouvelle configuration machine est définie, avec ses spécificités, ses performances, son fonctionnement. Ainsi, dimensionner la machine autour d'un seul point de spécification, n'assure pas d'accéder à toute la plage d'utilisation, et encore moins dans des conditions optimales. Chacun des critères de dimensionnement doit être évalué sur tout le domaine de variation de la géométrie : l'idée de point de spécification est étendue en une plage de spécification.

Rapport des sections

Nous avons largement discuté la pertinence du rapport X_c au chapitre précédent. Ce paramètre qui lie les géométries du distributeur et de la roue semble être un bon indicateur de l'évolution du fonctionnement hors adaptation de l'étage. Si, par construction, il ne permet pas d'estimer de façon absolue les niveaux des grandeurs caractéristiques de l'étage, il donne un échelonnement de leurs variations des plus utiles dans une optique de prévision du comportement de l'étage. L'intervalle charnière du rapport X_c centré sur l'unité sépare les deux zones de limitation de la section de passage par le distributeur ou par la roue (Figure 7-3). L'analyse du paramètre corrigé par notre estimation des coefficients de striction, permet, malgré une variabilité importante, de confirmer la tendance de variation observée selon le rapport purement géométrique.

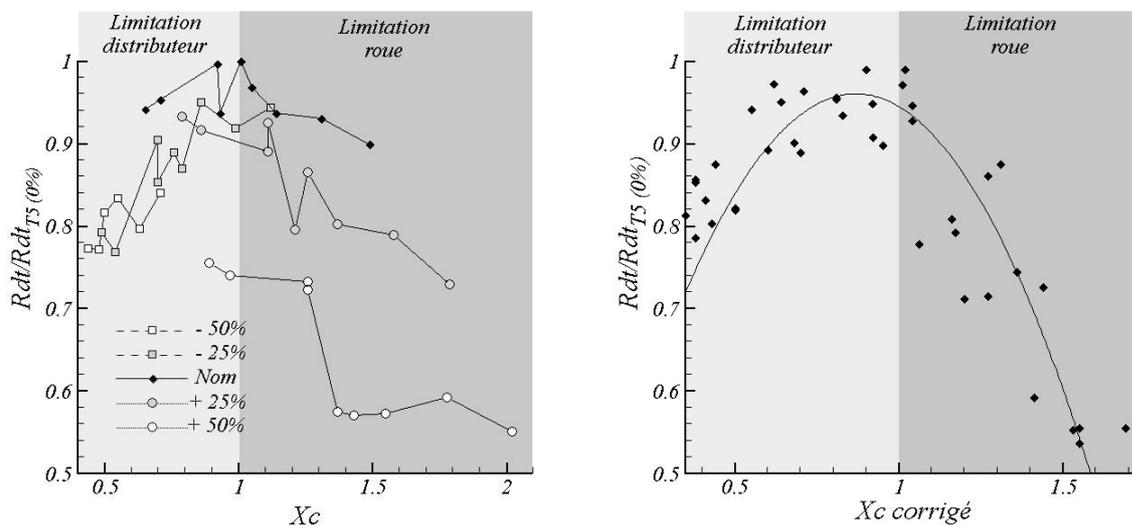


Figure 7-3 : Performances des étages suivant la valeur de X_c

Cette dualité de définition, due à l'effet de striction des sections vient entacher l'accessibilité du rapport X_c aux premières étapes du dimensionnement. Un paramètre purement géométrique est aisément accessible, mais son exploitation est limitée par le décalage observé en fonctionnement réel. La valeur corrigée peut en être introduite, mais reste soumise à des réserves d'autant plus pénalisantes qu'il est appelé à être utilisé pour du dimensionnement, donc sur des étages aux comportements inconnus, dont il est difficile d'estimer le striction.

Ainsi, à partir de la définition géométrique, seule accessible au concepteur, nous isolons quelques tendances utiles :

- $X_c = 1$ est une valeur charnière dans le fonctionnement, pour laquelle l'optimum de rendement est atteint ;
- le fonctionnement dans la zone de limitation par la section du distributeur est moins pénalisant que la zone de limitation par la section roue ;
- La valeur $X_c = 1,2$ ne doit pas être dépassée.

Critère d'espace lisse

Le paramètre d'espace lisse El est l'autre paramètre qui lie directement les géométries du rotor et du stator. Si son influence n'a pu être entièrement isolée dans cette étude, une concordance avec l'analyse de la littérature a été observée. Il est reconnu pour être un bon indicateur du niveau de pertes subies au passage de l'espace lisse, et assure de manière simplifiée une prise en compte d'interactions complexes, dont le détail est encore mal identifié.

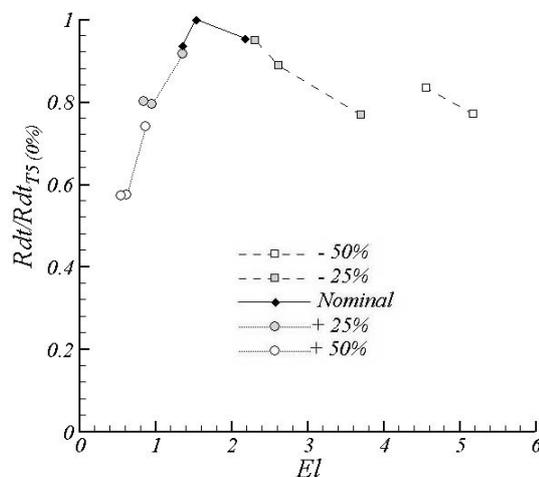


Figure 7-4 : Evolution du rendement suivant le paramètre d'espace lisse

Son expression :

$$El = \frac{\Delta R}{H \cos \alpha_3}$$

lie le rayon de bord de fuite et la hauteur des aubages du distributeur, avec l'orientation du canal inter-aubages. L'ouverture du distributeur pilote complètement la valeur de ce paramètre, qui doit, comme nous l'avons montré, rester proche de sa valeur optimale de 2

(Figure 7-4). Le système de variation de géométrie étudié impose des écarts importants à cette valeur.

Nous avons rappelé au *paragraphe 7.1.1.* que le concepteur dispose d'une certaine latitude dans la construction géométrique des sections de passage, et dans leur loi de variation. Ainsi le critère d'espace lisse est intéressant pour :

- choisir la hauteur d'aubage optimale en une position d'ouverture du distributeur donnée par application stricte du critère ;

- à partir de cette position de référence, définir la loi de variation de géométrie en conservant une certaine homogénéité du paramètre d'espace lisse, sur toute la plage d'évolution.

Incidence stator

L'incidence du fluide sur les profils du distributeur est obtenue par combinaison de deux facteurs, référencés à la direction radiale : le positionnement angulaire des aubages, et l'orientation de la vitesse en sortie volute. Si le premier est une conséquence directe de la configuration d'ouverture, le second est théoriquement indépendant des conditions d'écoulement et résulte de la loi d'évolution des sections de la volute. Nos résultats confirment partiellement cette hypothèse théorique : un écart a pu être observé dans certaines configurations, dont l'origine (véritable interaction entre les éléments de l'étages, inhomogénéité azimutale, ...) ne peut être certifiée et requiert une étude spécifique. Toutefois, nous observons, pour deux étages dont le distributeur est identique, une correspondance entre une faible incidence sur les profils du distributeur en position ouverte, et un bon niveau de rendement (Figure 7-5).

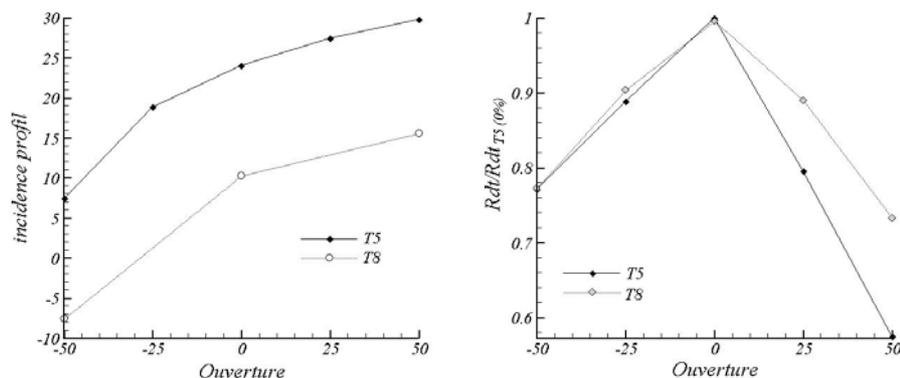


Figure 7-5 : Incidence du fluide sur le distributeur, et rendement en fonction de l'ouverture à $\pi_4 = 1,6$

Nous avons également montré au *chapitre 5 (paragraphe 5.1.2.2.)* un décalage de la vitesse de sortie distributeur, par rapport à la référence théorique. Nous avons interprété ce phénomène comme la conséquence probable d'une désadaptation à l'extrados, imputable au niveau d'incidence élevé sur les profils.

L'incidence sur les profils doit donc être modérée. Les interactions géométriques entre la volute et le reste de l'étage sont moins contraignantes que celles qui lient le distributeur et la roue. Ainsi, à partir de la loi d'évolution des sections de la volute (*l'équation 2-7*), il est possible de piloter l'angle de sortie volute, donc l'incidence du fluide sur les aubages du distributeur, sans modifier la construction géométrique du couple rotor-stator. Ainsi :

- la volute doit être dimensionnée à partir de la plage de variation angulaire des profils ;
- imposer une incidence nulle sur une position moyenne d'ouverture assure un fonctionnement adapté des profils sur toute la plage de variation du distributeur (*Figure 7-6*).

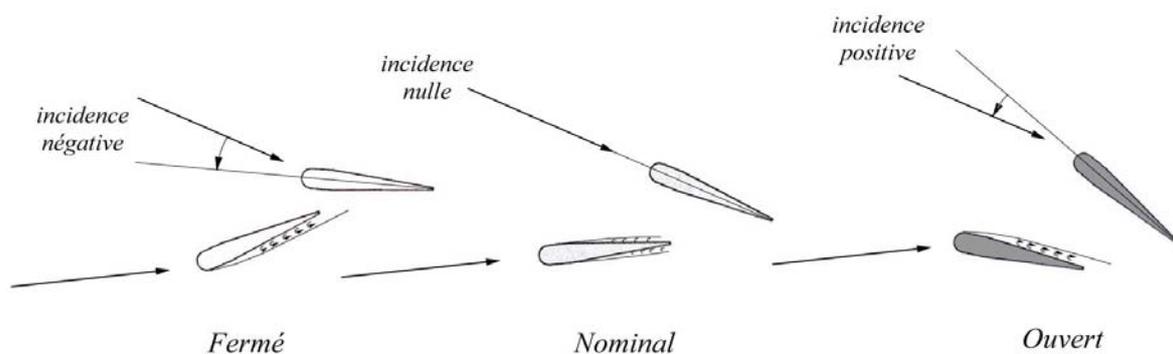


Figure 7-6 : Variation de l'incidence profil à partir d'une position moyenne d'ouverture

- ce calage implique un changement du signe de l'incidence sur la plage de variation d'ouverture. Il faut alors tenir compte de l'inversion du positionnement intrados/extrados relatif à l'écoulement sur le profil, auquel est associée la zone de développement d'éventuelles perturbations.
- ainsi, pour des raisons de tolérance au fonctionnement en incidence négative, l'utilisation de profils symétriques est recommandée. Les profils cambrés sont plus sensibles aux inversions d'incidence.

Incidence rotor

L'incidence du fluide sur le rotor est plus difficile à maîtriser. L'intervalle de fonctionnement optimum de la roue est situé entre -60° et -20° . Pour les positions les plus fermées, l'incidence quitte complètement cet intervalle, jusqu'à prendre des valeurs fortement positives. Nous avons montré au *paragraphe 7.1.2.* que cette désadaptation était en prise directe avec l'établissement du point de fonctionnement. Cela laisse peu de latitude pour intervenir simplement :

- limiter l'inflexion du vecteur vitesse dans les positions fermées du distributeur semble être la meilleure solution. Cela semble difficilement réalisable par la seule variation de l'ouverture, qui impose une orientation du canal distributeur fortement tangentielle.

Giration de sortie roue

Les mêmes observations sont transposées en sortie roue. La fermeture du distributeur active fortement la giration de sortie. Cette illustration du fonctionnement hors adaptation de la roue est difficilement évitable. Il doit toutefois être limité, en assurant en entrée roue les conditions les plus favorables possibles.

Diamètre et vitesse spécifiques

Le positionnement de l'étage dans le champ N_s/D_s fait partie des toutes premières étapes du dimensionnement. Nous avons observé un déplacement du point caractéristique de l'étage dans ce champ lorsque l'ouverture du distributeur est modifiée (*Figure 7-7*).

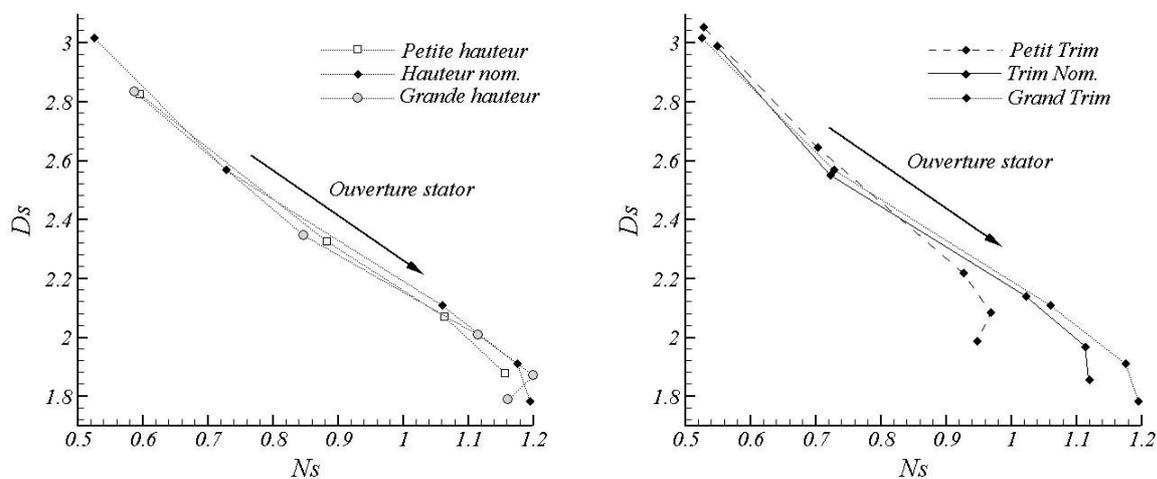


Figure 7-7 : Déplacement des étages dans le champ N_s/D_s

En réponse à une augmentation de la section de passage du distributeur (ouverture du stator ou augmentation de la hauteur d'aubage), le point caractéristique de l'étage se déplace le long d'une droite porteuse commune à toutes les configurations. On retiendra l'expression de cette droite :

$$D_s = -1,764.N_s + 3.855$$

Cette évolution est dégradée par le blocage du rotor, qui est amplifié par le resserrement de la configuration de sortie de l'étage (diminution du *Trim*). Ceci engendre, à grande ouverture, une valeur limite pour chacune des grandeurs N_s et D_s (Figure 7-8 et Figure 7-9), qui semble être principalement fonction du *Trim* de la roue.

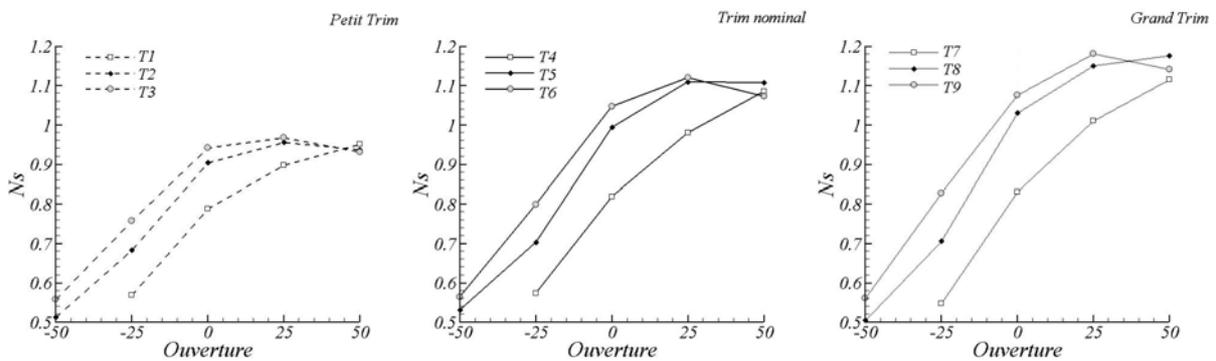


Figure 7-8 : Limitation de la vitesse spécifique aux grandes ouvertures

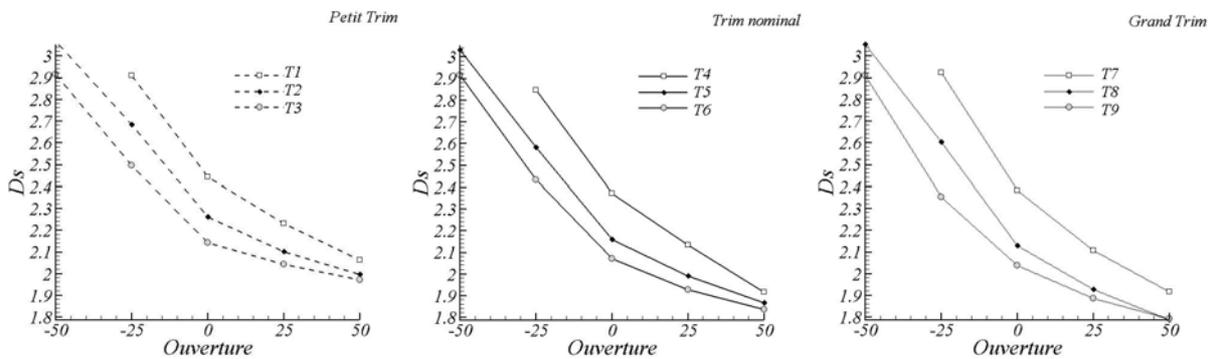


Figure 7-9 : Limitation du diamètre spécifique aux grandes ouvertures

Ces deux valeurs limites définissent un positionnement dans le champ, sur lequel se rejoignent les évolutions des étages de même *Trim*. A partir des ces résultats, on trace en Figure 7-10 un aperçu qualitatif de cet effet. De même, on estime l'expression de ces valeurs limites fonction du *Trim* dont la dépendance semble linéaire (Figure 7-11).

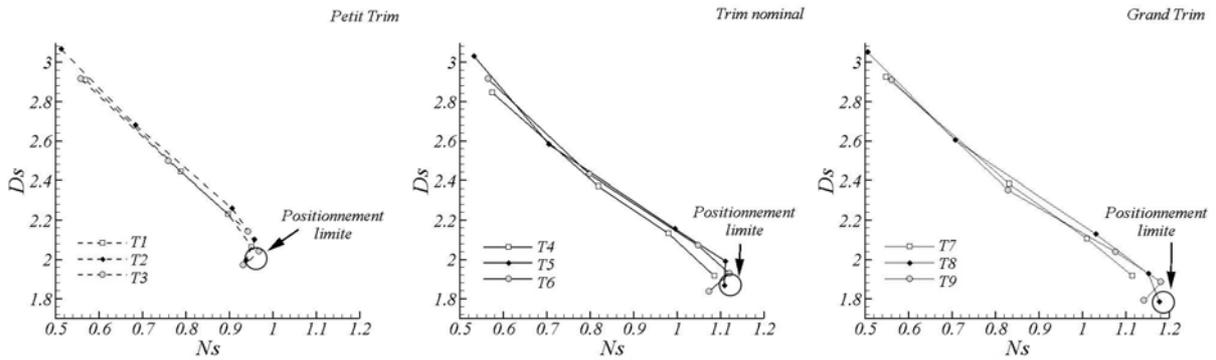


Figure 7-10 : Positionnement du point limite des étages dans le champ N_s/D_s

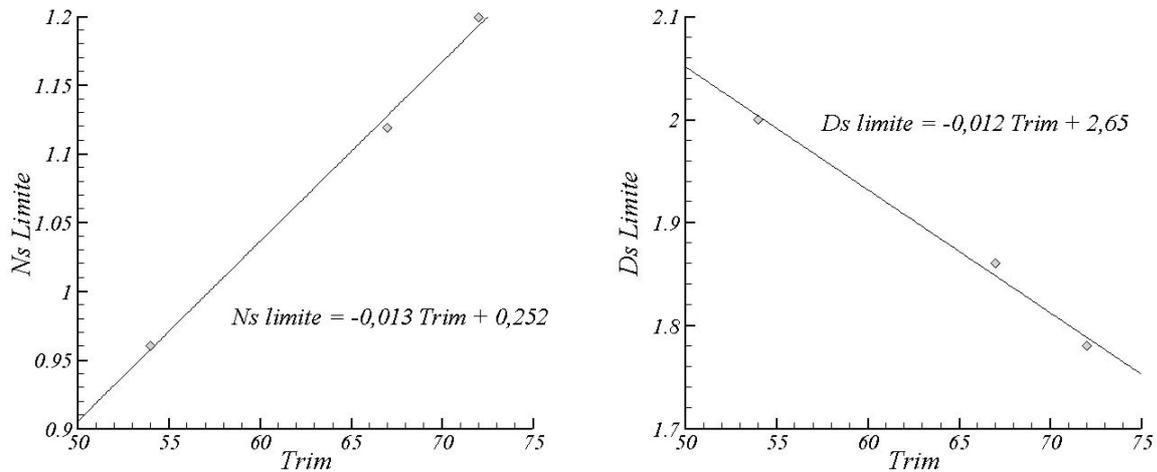


Figure 7-11 : Expression des valeurs limites de N_s et D_s , en fonction du Trim

Enfin, nous replaçons la ligne porteuse d'évolution des étages, identifiée en Figure 7-7 dans le champ de corrélation avec le rendement proposé par Balje, 1981 (Figure 7-12).

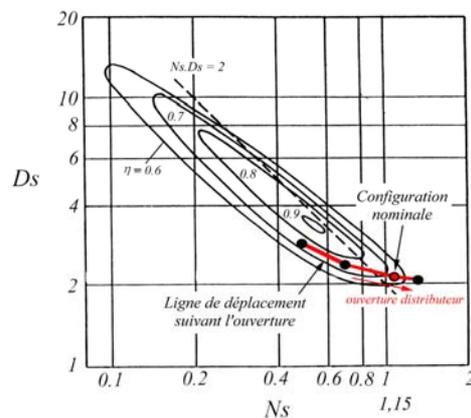


Figure 7-12 : Positionnement des étages dans champ proposé par Balje, 1981

Il apparaît que la série d'étages que nous avons étudiée, y compris la configuration nominale, n'est pas située dans la zone où l'on peut espérer le rendement le plus favorable pour les étages. Alors :

- un positionnement recalé dans le champ Ns/Ds dès les premières étapes du dimensionnement doit permettre de favoriser les performances de l'étage.

L'ensemble des résultats présentés autour du comportement global de la machine peut être formalisé dans une étude plus rigoureuse pour aboutir à un outil de prévision comportemental. Nous allons maintenant présenter et utiliser ces outils basés sur la théorie statistique afin de dégager les influences moyennes des facteurs dimensionnants retenus dans cette étude.

7.2. Etude des influences moyennes

Dans cette partie, une analyse statistique rigoureuse des résultats est entreprise, afin d'obtenir une modélisation des effets moyens des différents facteurs. Cette phase de dépouillement par l'utilisation de l'outil statistique, a été entreprise avec l'aide du Département de Mathématique et Informatique de l'ENSICA. L'application à notre étude de cette méthode va être présentée dans son contexte mathématique. La terminologie employée fait référence à la théorie de planification optimale, brièvement présentée en *annexe B* ainsi qu'à la théorie statistique, à laquelle le lecteur intéressé pourra se référer (*Monfort, 1997*). Les modèles alors obtenus seront analysés puis exploités.

7.2.1. Analyse statistique

L'étude factorielle entreprise au *chapitre 6* définit une matrice d'expériences à quatre facteurs : la hauteur d'aubage (H), le *Trim*, l'ouverture stator (α) et taux de détente (π_t). S'intéressant aux grandeurs caractéristiques de l'étage définissant le point de fonctionnement, il est possible, à partir des résultats, de modéliser le comportement moyen de ces réponses. Une bonne approximation de ce modèle consiste à prendre les premiers termes du développement de Taylor (jusqu'à l'ordre 2, les interactions triples étant négligées) de la

fonction réponse qui se décompose en groupement de facteurs X_i pondérés de coefficients a_i à estimer :

$$Y_j = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i X_i + \sum_{\substack{i, j=1 \\ i < j}}^k a_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^k a_{ii} X_i^2$$

↙
↓
↓
↘

Valeur de la réponse au centre du domaine Effet moyen de X_i Effet moyen de l'interaction de deux facteurs Effet moyen quadratique d'un facteur

La validité de ce modèle est restreinte au domaine de variation des facteurs, qui sont adimensionnés de telle sorte à être exprimés sur l'intervalle $[-1 ; 1]$, délimité par leurs bornes respectives. Les différents niveaux de variation retenus pour les facteurs sont présentés dans le *Tableau 7-1*.

π_i	H	<i>Trim</i>	α
1,5 ; 1,6 ; 1,7 ; 1,8	5,3 ; 7,5 ; 8,5	54 ; 67 ; 72	-50 ; -25 ; 0 ; 25 ; 50
-1 ; -0.33 ; 0.33 ; 1	-1 ; 0.375 ; 1	-1 ; 0.44 ; 1	-1 ; -0.5 ; 0 ; 0.5 ; 1

Tableau 7-1 : Domaine de variation des facteurs

La quasi-totalité des essais possibles a été effectuée, ce qui correspond à $4 \times 4 \times 3 \times 5 = 180$ résultats pour chaque réponse. La méthode statistique « Stepwise » (*Miller, 1990*) a été utilisée pour dégager une loi de régression de chacune des réponses : rendement, débit et vitesse de rotation, en fonction des 4 facteurs. Chacun des coefficients a_i , a_{ii} et a_{ij} du modèle sont évalués. Leur significativité, au sens statistique, est traduite par la probabilité que le coefficient soit nul, c'est-à-dire la probabilité que le groupement de facteur auquel il est associé n'ait aucune influence sur le modèle réponse. Lorsque cette probabilité excède 10%, le groupement de facteurs est jugé non significatif, et le coefficient est annulé.

La qualité du modèle ainsi obtenu est évaluée par trois indicateurs statistiques :

- **L'ANOVA**, l'analyse des variances des échantillons des résultats qualifie l'homogénéité des variations des réponses, et assure la pertinence de la régression. La qualité de l'ANOVA est exprimé en classe : *** : Excellent ; ** : Bon ; * : Moyen.

- **la significativité des coefficients** constituant le polynôme, évoquée précédemment.

Cette grandeur est également découpée en classe de qualité :

*** : probabilité de nullité du coefficient < 0.001 : excellente significativité ;

** : probabilité de nullité du coefficient < 0.05 : bonne significativité ;

* : probabilité de nullité du coefficient < 0.1 : significativité médiocre ;

- **le coefficient d'auto-corrélation** qui qualifie la variabilité des résultats par rapport à la régression. Il varie de 0 pour une corrélation inexistante à 1 pour une corrélation parfaite.

Nous présentons maintenant les modélisations des réponses adimensionnées à partir des valeurs mesurées au point nominal, en fonction des 4 facteurs de l'étude.

Débit réduit (ANOVA *** ; Auto-corrélation = 0.92)

<i>Facteur</i>	<i>Coefficient</i>	<i>Significativité</i>
<i>Valeur au centre</i>	0.923	***
<i>Taux(π_i)</i>	0.043	***
<i>Trim</i>	0.050	***
<i>H</i>	0.135	***
<i>Ouv(α)</i>	0.434	***
<i>Trim.Ouv</i>	0.050	***
<i>H.Ouv</i>	-0.103	***
<i>Ouv.Ouv</i>	-0.169	***

Tableau 7-2 : Modélisation du niveau de débit

Prenons alors, par exemple, un étage dont la hauteur de distributeur est de 7mm, le *Trim* roue de 60, on peut alors estimer le débit réduit produit pour une ouverture à +10%, pour un taux de détente de 1,55.

Il faut adimensionner ces valeurs dans le domaine de variation des facteurs. On a alors :

$$H = 0,06 ; Trim = -0,33 ; \alpha = 0.2 \text{ et } \pi_i = 0.$$

Dans ces conditions, on calcule le débit réduit, adimensionné par la valeur de référence retenue tout au long de l'étude :

$$\frac{Qrt}{Qrt_{T5(0\%)}} = 0.923 + 0.043 \times (0) + 0.05 \times (-0.33) + 0.135 \times (0.06) + 0.434 \times (0.2) + 0.5 \times (-0.33) \times (0.2) - 0.103 \times (0.06) \times (0.2) - 0.169 \times (0.2) \times 0.2$$

$$\frac{Qrt}{Qrt_{T5(0\%)}} = 0.99$$

Le modèle présente une excellente qualité statistique d'ensemble. La dispersion est faible, les variations des mesures sont cohérentes. Tous les facteurs retenus sont très significatifs. Les quatre facteurs de l'étude ont une influence sur la valeur du débit réduit. L'ouverture du distributeur interagit avec tous les autres facteurs, excepté le taux de détente.

Vitesse de rotation (ANOVA *** ; Auto-corrélation = 0.83)

<i>Facteur</i>	<i>Coefficient</i>	<i>Significativité</i>
<i>Valeur au centre</i>	1.020	***
<i>Taux</i>	0.099	***
<i>Trim</i>	0.025	**
<i>H</i>	0.098	***
<i>Ouv</i>	0.224	***
<i>H.Ouv</i>	-0.193	***
<i>H.H</i>	-0.045	**
<i>Ouv.Ouv</i>	-0.273	***

Tableau 7-3 : Modélisation de la vitesse de rotation

La qualité du modèle est légèrement inférieure à celle constatée sur le débit. Les variations des mesures sont toujours cohérentes, mais un peu plus dispersées. La significativité est excellente pour 6 des 8 groupements de facteurs. Les quatre facteurs générateurs de l'étude interviennent sur le niveau de vitesse de rotation, à l'ordre deux pour deux d'entre eux. On décèle une interaction entre l'ouverture et la hauteur d'aubage.

Rendement (ANOVA *** ; Auto-corrélation = 0.79)

<i>Facteur</i>	<i>Coefficient</i>	<i>Significativité</i>
<i>Valeur au centre</i>	0.977	***
<i>H</i>	0.062	***
<i>Ouv</i>	0.055	***
<i>H.Ouv</i>	-0.239	***
<i>H.H</i>	-0.045	**
<i>Ouv.Ouv</i>	-0.371	***

Tableau 7-4 : Modélisation du rendement

La qualité du modèle est bonne. Les variations des résultats sont cohérentes, mais présentent une variabilité notable. La significativité de quasiment tous les groupements de facteurs est excellente. Il faut noter ici que seules la hauteur de veine du distributeur et l'ouverture ont en moyenne une influence significative sur le rendement. Le modèle est constitué de tous les regroupements possibles de ces deux facteurs ce qui traduit une interaction forte sur la réponse.

Confrontons cette première analyse aux conclusions retenues lors du *chapitre 6*. Il n'apparaît dans aucun des polynômes de termes croisés entre la hauteur de veine (*H*) et le *Trim*. On retrouve de façon plus formelle une expression de la « superposabilité » des influences de ces deux facteurs. D'autre part, la valeur du *taux de détente* et du *Trim* sont d'un ordre d'influence inférieur aux deux autres facteurs constituants de la section de passage stator. Pour compléter cette approche, nous avons entrepris de modéliser la variation moyenne du rendement fonction du rapport de section X_c et du *taux de détente*. La variabilité importante, probablement due à la définition géométrique du paramètre, ne permet pas de conserver ce modèle. Il a quand même été montré une excellente significativité du rapport X_c comme facteur descriptif du rendement. Une modélisation à partir de X_c et du *taux de détente* et de l'ouverture α devrait décrire plus précisément le rendement, mais elle n'a pas été entreprise.

Cette analyse va être approfondie par une confrontation directe avec les résultats présentés au *chapitre 6*. Puis, à partir de ces modèles, nous identifierons des tendances utiles au dimensionnement.

7.2.2. Présentation des réponses modélisées

Nous allons, dans un premier temps comparer le comportement des modèles au fonctionnement des étages mesurés sur le banc d'essais, puis dans un deuxième temps exploiter ces modèles dans un contexte plus prédictif.

7.2.2.1. Représentativité des modèles

Nous présentons en *Figure 7-13* une confrontation des prédictions des modèles de débit réduit, vitesse de rotation et rendement avec les mesures réalisées sur l'étage de référence, à l'ouverture nominale. Les corrélations sont bonnes pour les trois grandeurs, que ce soit dans les évolutions globales, ou dans les écarts de niveau qui restent inférieurs à 2% excepté sur un point pour lequel la différence est importante, probablement en raison du dépassement de niveau de débit critique.

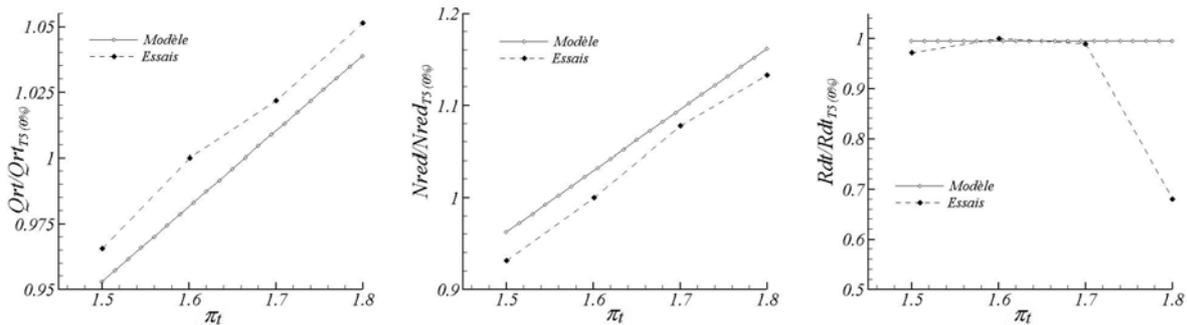


Figure 7-13 : Evaluation des prédictions du modèle face aux mesures expérimentales à l'ouverture nominale

Le comportement hors adaptation, sur un cycle d'ouverture est présenté en *Figure 7-14*.

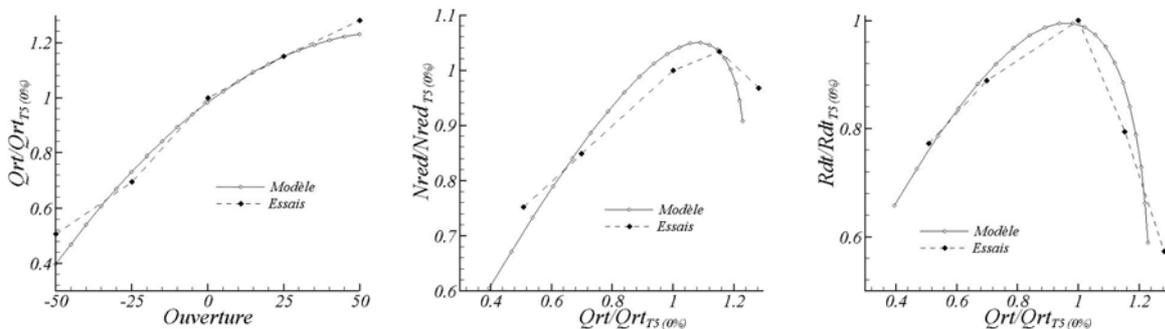


Figure 7-14 : Evaluation des prédictions hors adaptation de l'étage de référence pour $\pi_t = 1,6$

On retrouve, dans les prédictions des modèles, le comportement observé sur l'étage de référence soumis à une variation d'ouverture du distributeur. L'augmentation régulière du débit est respectée ce qui engendre une augmentation de la vitesse de rotation tant qu'une valeur critique n'est pas dépassée, valeur au-delà de laquelle le rendement décroît également.

On étend cette validation aux autres étages. On présente en *Figure 7-15* les prédictions comparées aux points d'essais en vitesse de rotation et rendement, des étages *T3*, *T6* et *T9*, qui sont à hauteur d'aubage maximale et diffèrent par la valeur du *Trim*. Le comportement global est bien restitué. L'écart entre les prédictions et les points d'essais se creuse lorsque le débit critique de la roue est dépassé, en relation probable avec une phénoménologie difficilement modélisable en première approche. Il en résulte des écarts significatifs. On garde toutefois une bonne estimation de la valeur du débit critique, au-delà duquel le comportement de l'étage est altéré.

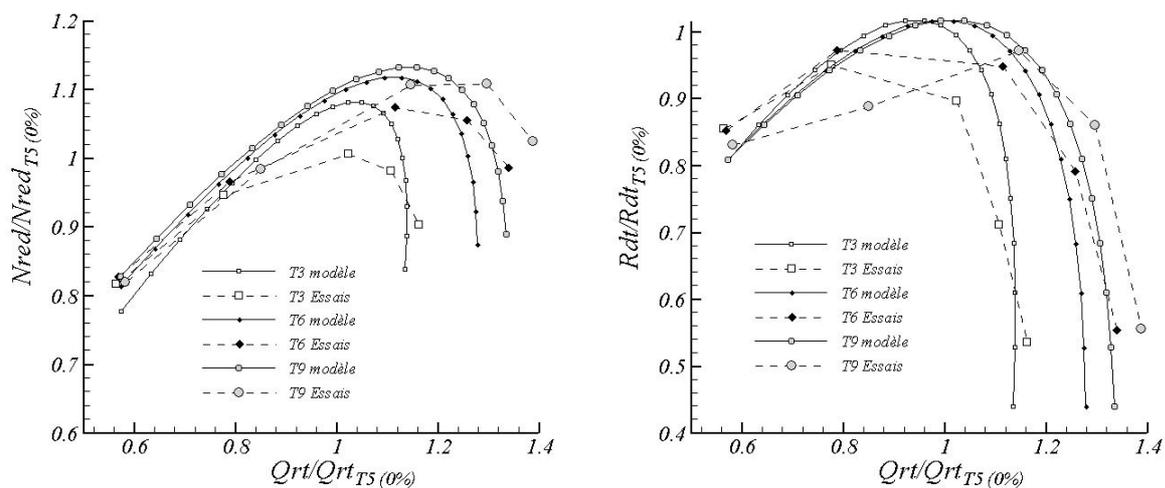


Figure 7-15 : Estimation du comportement hors adaptation des étages *T3*, *T6* et *T9*

S'agissant de l'influence de la hauteur de veine distributeur, on compare en *Figure 7-16* les évolutions prédites et mesurées de la vitesse de rotation et du rendement pour les cinq positions d'ouverture en fonction du débit, soumises à une augmentation de *H*.

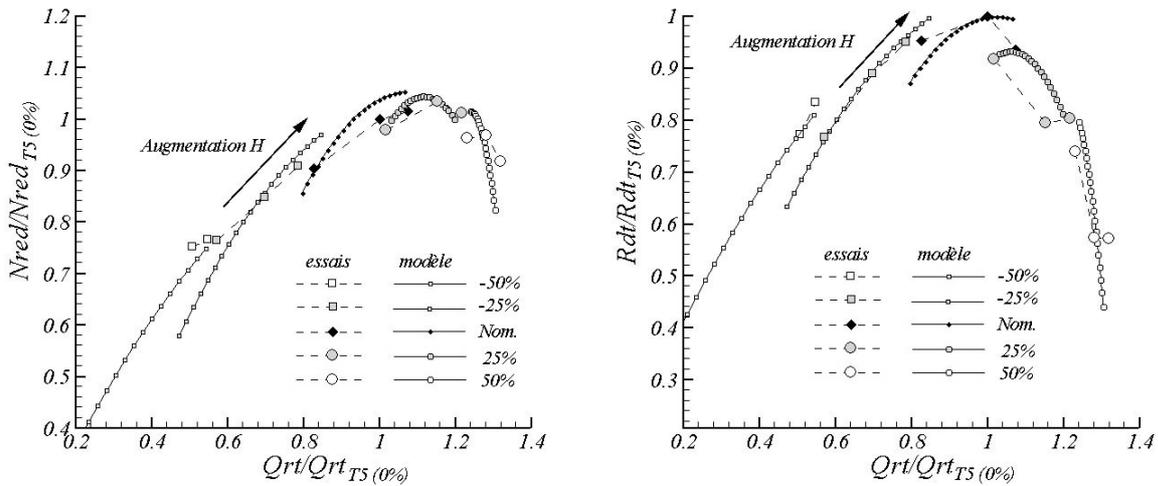


Figure 7-16 : Influence de H sur le comportement hors adaptation, au Trim de référence et à π fixé

La représentation du modèle est assez fidèle au comportement mesuré sur banc d’essais. On retrouve ici l’altération de fonctionnement engendrée par le dépassement du débit critique associé au rotor. Au niveau des performances, on constate un optimum de rendement pour une valeur identifiable de la hauteur de veine, à l’ouverture nominale.

La modélisation des réponses offre une bonne estimation de la valeur critique du débit associé au Trim de la roue, ainsi que de la valeur optimale en terme de performances. A partir de l’expression analytique du modèle, nous allons dégager plus formellement ces grandeurs.

7.2.2.2. Exploitation des modèles

A taux de détente et hauteur de veine fixés, les résultats présentés en Figure 7-15 peuvent être considérées comme une corrélation de la vitesse de rotation et du débit, paramétrée par l’ouverture du distributeur. Le maximum de vitesse de rotation est alors déduit lorsque la dérivée du modèle par le facteur d’ouverture s’annule (Figure 7-17).

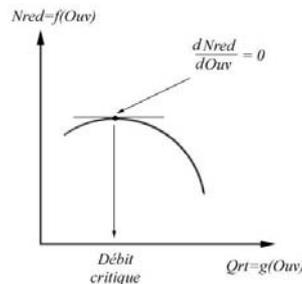


Figure 7-17 : Procédure d’évaluation du débit critique

Une ouverture d'inflexion en découle, pour laquelle la valeur du débit réduit dépasse son niveau critique, altérant ainsi le fonctionnement étage. A partir de cette ouverture, on calcule la valeur du débit critique, alors seule fonction du *Trim* d'après l'expression des modèles. Les résultats obtenus par cette procédure sont comparés aux valeurs prélevées sur les courbes expérimentales (Figure 7-18). Le modèle présente une bonne approximation des résultats, même si une certaine variabilité est observée. Nous rappelons ici que les modèles ont été établis à partir de l'analyse statistique limitée au second ordre des effets moyens des différents facteurs. Il semble alors normal qu'il ne puisse prédire avec exactitude toutes les fluctuations. Par ce procédé, on arrive à anticiper la valeur du débit critique en fonction du *Trim* de la roue, dans un intervalle de confiance de 5%.

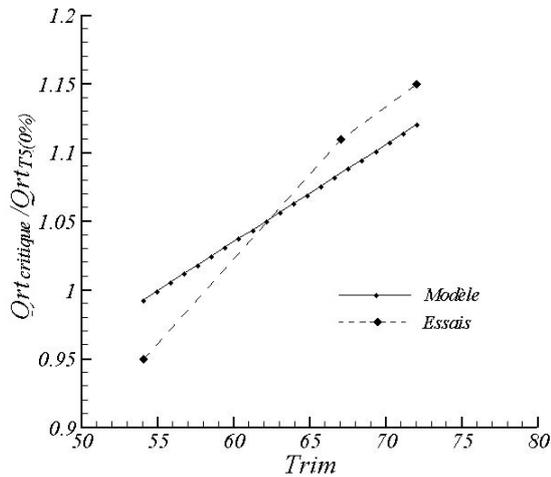


Figure 7-18 : Evaluation de la prédiction du débit critique

On pondère toutefois cette approche par les résultats présentés en Figure 7-19 .

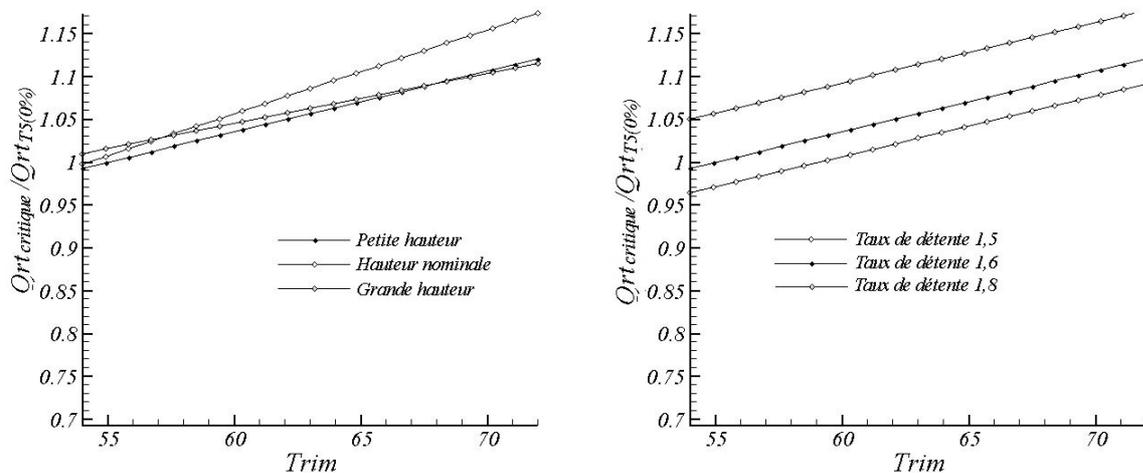


Figure 7-19 : Influence des facteurs H et Trim sur la prédiction

Sont tracées ici les évolutions du débit critique, toujours fonction du *Trim*, mais paramétrées par la hauteur de veine distributeur et le taux de détente. On constate une certaine sensibilité du modèle à ces facteurs, alors que nous n'en avons constaté aucune influence expérimentalement. Certaines interactions entre les facteurs de l'étude ont été statistiquement négligées à la mise en place du modèle. Cette approximation est à l'origine du décalage observé. Toutefois, dans notre domaine de variation, les écarts ne dépassent jamais ceux qui ont été observés entre le modèle moyen et les mesures. Notre modèle est ainsi validé comme bonne approximation.

Une démarche d'exploitation par dérivation, analogue à l'analyse du débit critique, est entreprise sur la corrélation du rendement et de la hauteur de veine stator. La condition de nullité de l'expression dérivée du rendement par rapport à H , donne une relation affine entre le degré d'ouverture et la hauteur de veine du distributeur assurant le rendement optimum. Le critère d'espace lisse ($El = 2$), est reformulé pour être exprimé dans ce repère, pour être comparé à l'expression déduite des modèles (*Figure 7-20*).

Dans notre domaine de variation, les deux critères restent assez proches. D'un point de vue analytique, l'expression géométrique du critère de *Watanabe & al, 1971* est assimilable à un polynôme de degré 4, dont les deux premiers termes sont quasiment identiques à ceux de la variation affine dérivée du modèle. Cette constatation est mathématiquement valide puisque nous avons dérivé le modèle autour de l'ouverture nulle. On constate un décalage que le caractère géométrique du critère d'espace lisse doit expliquer. Nous rappelons en *Figure 7-20* la différence imputable à la dualité de définition du paramètre El , à l'origine du critère d'espace lisse. Ce décalage va dans le sens d'une approximation de l'expression du critère empirique autour de l'ouverture nulle par dérivation de notre modèle.

Ce constat renforce l'importance du critère d'espace lisse dans la définition de la hauteur d'aubage, que nous avons déjà évoqué au *paragraphe 7.1.3*.

La dérivation du modèle donne donc un critère de calage linéaire entre la hauteur d'aubage, et l'ouverture, au maximum de rendement. Son expression analytique est :

$$\frac{H_{optimal}}{H_{nom.}} = 1,07 - 0,0115 \cdot \alpha$$

Ainsi, on constate qu'à l'ouverture nominale (0%), une hauteur de veine de 7% supérieure à la valeur nominale doit permettre d'accroître le rendement de la machine.

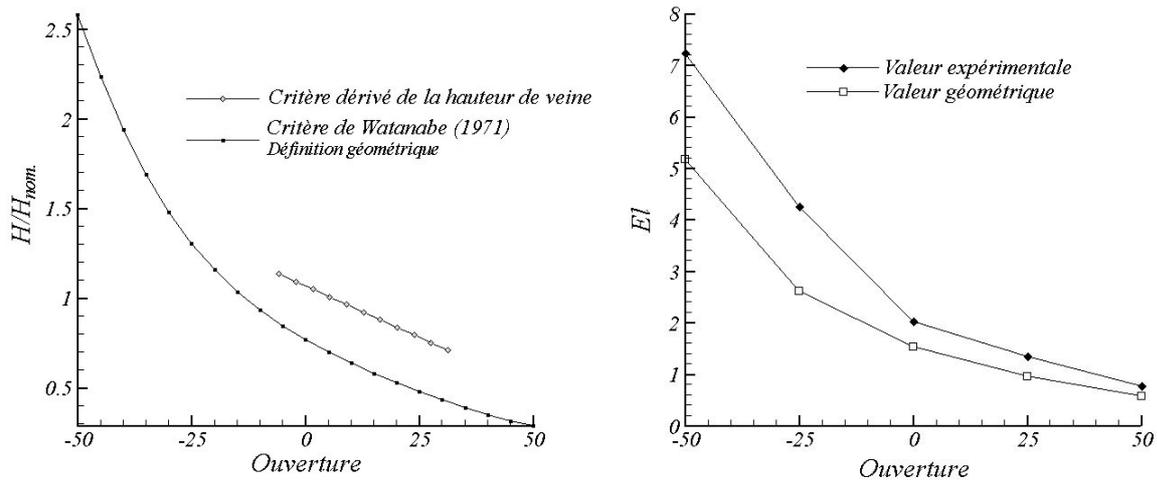


Figure 7-20 : Comparaison des critères liant l'ouverture à la hauteur de veine distributeur

A partir des résultats de l'étude, nous allons proposer quelques axes permettant de spécialiser le dimensionnement de la partie statique d'un étage à géométrie variable.

7.3. Intégration des résultats au dimensionnement

Les conclusions retenues de l'analyse des diverses phases expérimentales ont permis de dégager en environnement spécifique à la problématique géométrie variable. Dans ce contexte l'extraction de points clés permet de donner une ébauche de procédure, vers un dimensionnement spécifique de la partie statique de l'étage.

Comme nous l'avons déjà évoqué, pour dimensionner un étage turbine dédié à des conditions d'utilisation changeantes, la notion de point de spécification doit être étendue à une plage de spécification. Cette plage est définie, en débit réduit et taux de détente, par la courbe du moteur. Le besoin énergétique du compresseur est enfin traduit en terme de vitesse de rotation. Trois points caractéristiques de définition industrielle, peuvent fixer l'étendue de cette plage : un point dit « de couple » à bas régime du moteur ; un point dit « de puissance » à haut régime moteur et enfin un point intermédiaire, point référence pour le design de la roue. Le fonctionnement de l'étage, autour du point de couple (faible débit), est fortement contrôlé par le distributeur. La roue devient déterminante, pour le comportement de l'étage, dans un fonctionnement autour du point de puissance (fort débit).

Dans tous les cas, l'adaptation locale de ces deux éléments a une importance primordiale sur le niveau de rendement atteint.

Nous allons maintenant établir une première trame de procédure, spécifique aux étages à géométrie variable, centrée sur la partie statique (seuls les diamètres d'entrée et de sortie du rotor sont établis ; le design de la roue doit faire l'objet d'un autre processus). Cette procédure reste classique, mais intègre les résultats obtenus.

➤ La première variable à déterminer est la taille du rotor, via son diamètre d'entrée. Cela est obtenu classiquement par positionnement de points caractéristiques de la plage de dimensionnement dans le champ des diamètres et vitesses spécifiques N_s-D_s . L'influence d'une variation de section distributeur y est alors assimilée à un déplacement linéaire. Les zones de fonctionnement de l'étage, ainsi que les niveaux de performances attendus peuvent ainsi être déterminés.

➤ Le *Trim* de la roue doit ensuite être fixé. Pour cela, un niveau de débit critique, au-delà duquel les performances s'effondrent, doit être choisi. A partir de cette valeur, la dérivation du modèle proposée au *paragraphe 7.2.2.2. (Figure 7-17)* détermine le *Trim* donc la section de sortie rotor. Son expression analytique est :

$$\frac{Q_{rt\text{ critique}}}{Q_{rt_{T5(0\%)}}} = 7,07 \cdot 10^{-3} \cdot Trim + 0,61$$

➤ Connaissant la valeur de la section de sortie roue, on détermine la section de passage au col du distributeur à l'aide du rapport X_c . Fixer une valeur limite de ce rapport afin de garder un niveau de performances optimal fixe la taille de la section distributeur dans le cas où la géométrie est en configuration d'ouverture maximale. D'après la *Figure 7-3* une limite haute autour de 1,2 s'impose.

➤ La construction géométrique et le mode de variation adopté pour décrire l'évolution de la section de passage, n'ont pas d'influence déterminante sur l'établissement du point de fonctionnement (débit réduit, vitesse de rotation et taux de détente). Ainsi nous avons une certaine liberté dans la définition du distributeur. Le seul objectif est de satisfaire un niveau de perte minimal sur toute la plage de variation. La section à produire est fonction de paramètres

géométriques (*Figure 7-21*) dont les six principaux ont été retenus dans la constitution du plan d'expérience¹ présentée au *chapitre 3* (paragraphe 3.3.3.).

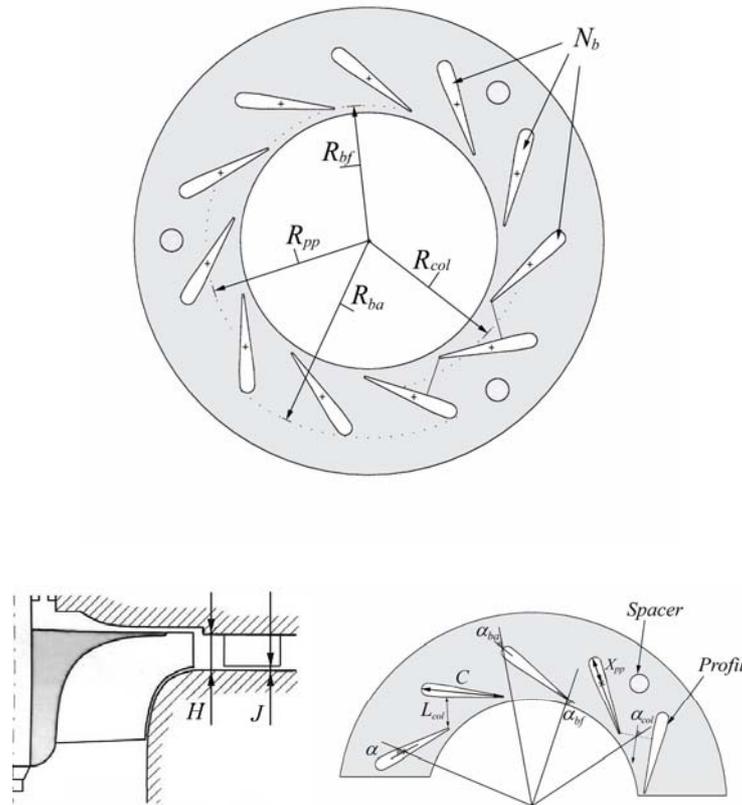


Figure 7-21 : facteurs dimensionnants du distributeur

Au vu des résultats obtenus, nous pouvons toutefois proposer une alternative au plan d'expérience initialement prévu :

1. une position angulaire moyenne des aubages (α) est définie, à partir d'une déflexion pouvant raisonnablement être produite par la volute. Pour ce calage, l'incidence du fluide sur les profils doit être nulle ;
2. les caractéristiques des aubages doivent être déterminées : nombre (N_b), profil (*Pfl*), corde (*Crd*). Le nombre d'aubages à retenir n'est pas encore déterminé. Nous pouvons seulement rappeler que tout couplage fréquentiel avec la roue doit être évité, et que des considérations acoustiques peuvent également être examinées. La forme de profil

¹ Cette phase expérimentale aurait du, à ce stade de la procédure, donner des indications précises sur l'importance relative de tous ces facteurs dimensionnants, et dégager une géométrie optimale. Nous l'avons déjà évoqué au chapitre 3: pour des raisons matérielles, son exécution a dû être différée. Nous ne pouvons alors caler la configuration comme cela était prévu.

recommandée est symétrique, dont l'épaisseur relative au bord d'attaque doit être de l'ordre de l'épaisseur relative maximale du profil, pour assurer une plus grande tolérance à l'incidence négative sur les aubages. La valeur optimale de la corde sera proposée au terme de l'investigation paramétrique.

3. à partir de la valeur de la corde (Cr_d), et la forme des profils retenus (Pfl), un processus itératif basé sur l'expression du critère d'espace lisse ($El = 2$) en ouverture moyenne permet de figer le rayon de bord de fuite (R_{bf}), et la hauteur d'aubages (H) ; ainsi définissant le facteur de forme de la section de passage.

4. enfin, la loi d'évolution choisie pour la section distributeur figurera le reste des éléments : le positionnement relatif du point de pivot sur l'aubage, ainsi que son positionnement radial.

Cette loi d'évolution de section est classiquement fonction d'un paramètre unique. Dans les étages que nous avons étudié, ce paramètre est l'ouverture² α . La nature de ce mode de variation (modification de l'orientation moyenne du canal inter-aubages, et du rayon au bord de fuite des aubages) implique une adaptation locale pénalisée, notamment en position fermée. Améliorer le procédé impose de satisfaire aux conditions suivantes.

- l'incidence du fluide sur les aubages stator doit rester modérée quelle que soit l'ouverture du distributeur ;
- la forte inflexion tangentielle observée lorsque le distributeur est fermé doit être limitée ;
- le respect du critère d'espace lisse doit être approché sur toute la plage d'ouverture du distributeur, en diminuant la variabilité du paramètre El .

Pour y parvenir, une stratégie de variation de géométrie en composant l'évolution de deux paramètres géométriques peut être employée. A la modification de l'ouverture, on associe la variation du positionnement radial des points de pivot des aubages.

² Si la modification de la section de passage est obtenue par mobilité des parois du canal distributeur (movable side wall) on retiendra la hauteur d'aubage H comme paramètre

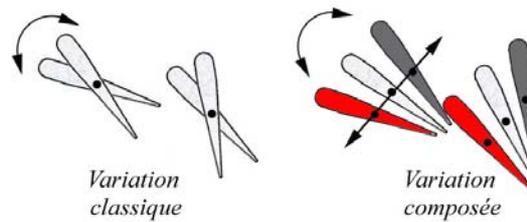


Figure 22 : Variation par composition de deux paramètres

Un calcul des différentes caractéristiques géométriques du distributeur a été entrepris, en composant les variations linéaires de l'ouverture et du rayon des points de pivot, tous deux à partir de la position nominale. Nous avons recherché un calage autorisant la même plage de variation de section que le système classique, tout en assurant qualitativement le critère d'espace lisse. Les valeurs de la section au col, de l'angle de sortie (estimée par la loi sinus) et du paramètre d'espace lisse ont été établies.

Ainsi, on présente en Figure 7-23 la comparaison entre les variations de section distributeur des deux systèmes.

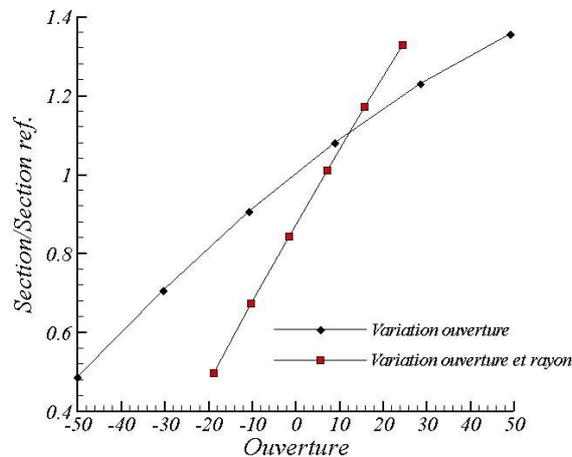


Figure 7-23 : Comparaison entre de configurations de distributeurs à géométrie variable

La variation simultanée de l'ouverture et du rayon des points de pivot permet d'aboutir à une plage de sections équivalente au système actuel, en restreignant l'amplitude de l'intervalle d'ouverture de [-50 ; 50] à [-20 ; 20]. Cela limite d'autant les écarts d'adaptation dus à la modification d'orientation des profils.

Cette configuration complexifiée améliore également certaines caractéristiques du distributeur classique sur toute la plage de variation des sections comme c'est présenté en Figure 7-24 .

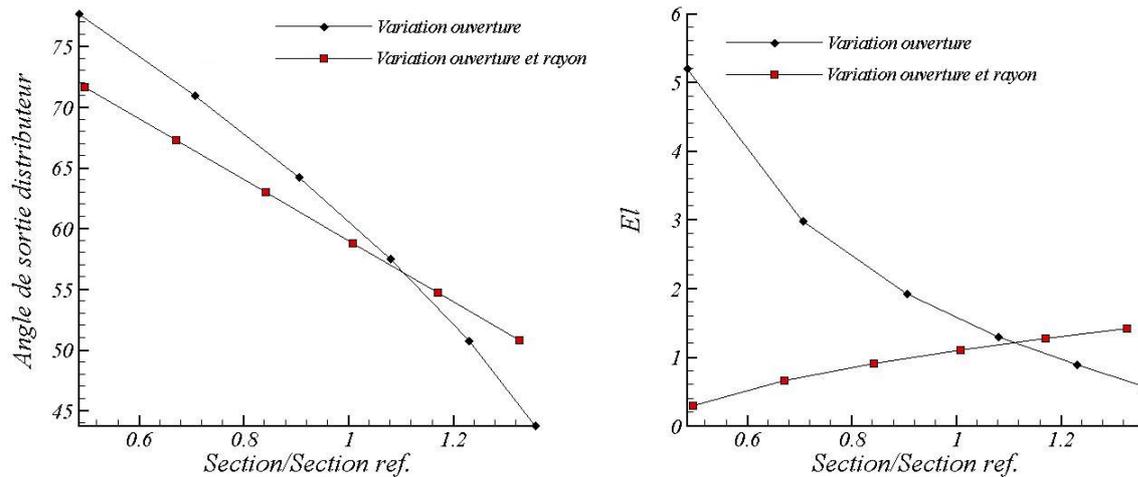


Figure 7-24 : Caractéristiques des deux systèmes de variation de géométrie

La valeur de l'angle de sortie, estimée par la loi sinus, en configuration de section minimale est réduite de 6° . La plage de variation du paramètre El , caractéristique du critère d'espace lisse est elle aussi favorable, car restreinte. Cette stratégie, si elle est techniquement envisageable, mérite une attention plus soutenue, car elle traite efficacement les faiblesses identifiées du système classique. Un calage optimal de la loi de variation des deux paramètres doit être trouvé. Ceci peut ainsi constituer un axe de travail pour aboutir à une amélioration des systèmes de distributeur à géométrie variable.

Nous avons, au cours de ce chapitre, synthétisé et analysé les résultats obtenus qui nous semblent immédiatement industrialisables. Nous avons formalisé les tendances fortes à retenir dans des modèles simplifiés. Enfin nous avons dégagé de ces informations une première trame de procédure d'un dimensionnement spécifique à une partie statique, dotée d'un distributeur à géométrie variable. La troisième phase expérimentale, différée de cette durée de thèse, s'inscrit dans la continuité : elle permettra de compléter et d'enrichir notre proposition de procédure. Enfin nous avons montré, en perspective de l'étude, que l'examen d'une stratégie alternative doit être envisagé si l'on souhaite traiter plus en profondeur les faiblesses du système actuel.

Conclusions et perspectives

Conclusions

Une exigence industrielle, dans l'accroissement des performances des moteurs automobiles, est à l'origine du développement d'étages de turbine de petites dimensions, dédiées à une application de suralimentation. Ces étages doivent assurer un fonctionnement sécurisé et performant du turbocompresseur, sur une large plage d'utilisation. Le principe de variation de géométrie est un atout reconnu, dans le traitement de cette problématique du fonctionnement hors adaptation. Il impose cependant des précautions spécifiques lors de la définition de l'architecture de l'étage.

Une étude articulée selon trois objectifs a alors été entreprise. Le premier est axé sur la compréhension du fonctionnement d'un étage de turbine à géométrie variable, autour d'une machine de définition industrielle. Le deuxième vise une étude ciblée de l'influence des paramètres dimensionnants du distributeur, dans le comportement de l'étage. Le dernier ambitionne de spécifier les méthodes de dimensionnement des étages, à la problématique « géométrie variable ».

Une démarche expérimentale a été mise en place. Elle repose sur la conception et la réalisation de moyens de mesures adaptés aux conditions réelles de fonctionnement des étages étudiés. Le banc d'essais réalisé pour l'étude doit assurer le fonctionnement stabilisé d'une machine complète, tout en donnant accès aux grandeurs caractéristiques des étages. Une métrologie à deux niveaux y est associée : un niveau global concerne les paramètres classiques d'entrée-sortie. Un niveau plus local aux composants de l'étage turbine, particulièrement en amont et en aval du distributeur, et en sortie roue, s'intéresse à la structure de l'écoulement et au triangle des vitesses.

L'étude expérimentale est alors déclinée en trois étapes. Une première étape constitue un examen du fonctionnement global d'une série d'étages, dérivés d'une configuration de référence par variation de deux facteurs géométriques dimensionnants (*Trim* roue et hauteur d'aubage). Cette approche est approfondie dans une deuxième étape, où des considérations plus locales aux éléments de l'étage sont examinées, au travers d'une succession de mesures intermédiaires. Enfin, la troisième étape prévoit une étude factorielle complète articulée autour d'un plan d'expériences, défini d'après la théorie de planification optimale.

Pour des raisons matérielles, la troisième étape a dû être différée. Cette étape a cependant imposé un contexte statistique à l'analyse des résultats. Cela a permis de dégager plusieurs conclusions pertinentes :

- l'établissement du point de fonctionnement de l'étage est très largement influencé par la valeur de la section minimale du distributeur, et de la section de sortie roue. Le positionnement de la section limitante de l'étage, situé dans le distributeur ou dans la roue, a une importance déterminante sur le comportement de l'étage. Un bon indicateur de ce positionnement, a été identifié au travers du rapport de ces deux sections critiques ;

- les grandeurs caractéristiques de l'étage semblent plus sensibles à la valeur de ces sections critiques qu'à leur définition géométrique. Dans ces conditions, il a été montré qu'une identification fine des coefficients de striction est primordiale ;

- les influences sur les grandeurs caractéristiques de trois facteurs dimensionnants, dont l'ouverture du distributeur, ont été présentées, analysées et modélisées. La distorsion des conditions locales d'écoulement, induites par la variation d'ouverture du distributeur a été approchée. Les écarts alors observés sur l'évolution des critères classiques du dimensionnement ont été analysés ;

Ces considérations ont été à l'origine d'une première trame de procédure de dimensionnement de distributeurs, spécifique à la problématique géométrie variable.

Perspectives

Les perspectives à donner à cette étude se déclinent sur trois niveaux.

Tout d'abord, la réalisation de la troisième étape expérimentale initialement prévue au cours de la thèse devrait enrichir l'analyse présentée, et compléter l'intégration du caractère spécifique « géométrie variable » au dimensionnement.

Une étude numérique appuyée par la base de donnée expérimentale constituée au cours de cette thèse permettra de confirmer l'étude du comportement local de l'étage, et d'approcher plus finement la valeur des coefficients de strictions.

Enfin, un examen approfondi d'une stratégie de variation de géométrie, basée sur deux facteurs dimensionnants, doit permettre de traiter certaines distorsions imputables au système actuel.

Bibliographie

Baines N. C., Wallace J. F., Whitfield A., 1978, Computer Aided Design of Mixed Flow Turbines for Turbochargers, *ASME Paper N° 78-GT-191*

Baines N.C., Lavy M., 1990, Flows in Vaned and Vaneless Stators of Radial Inflow Turbocharger Turbines, *IMechE 1990 C405/005*

Baines N.C., 1992, Introduction to Radial Turbine Technology, *VKI Lectures Series 1992-05*

Baines N.C., Chen H., 1992, Performance Parameters and Assessment, *VKI Lectures Series 1992-05*

Baines N.C., 1992, Testing Techniques, *VKI Lectures Series 1992-05*

Balje O.E., 1952, A Contribution of the Problem of Designing Radial Turbomachine, *Transcription of the ASME 74 : 451*

Balje O.E., 1960, A Study of Design Criteria and Matching of Turbomachines, Part A-Similarity Relation and Design Criteria of Turbines, *ASME paper N° 60-Wa-230 winter annual meeting, New York, Nov-Dec*

Balje O.E., 1981, Turbomachine : A Guide to Design. *Selection and Theory.* Wiley

Baskharone E.A., 1984, Optimisation of the Three Dimensional Flow Path in the Scroll-Nozzle System of a Radial Inflow Turbine, *Journal of Engineering for Gas Turbines, and Power VOL. 106*

Benson R. S., Fisher U., 1978, A Proposal Scheme for Computer Aided Design and Manufacture of Radial Inflow Turbine, *ASME Paper N° 78-GT-156*

Binder N., Carbonneau X., Chassaing P., 2001, Caractérisation de l'Écoulement dans un Etage de Turbine Centripète à Géométrie Variable, *XVème Congrès Français de Mécanique, Nancy, septembre 2001.*

Bhinder F.S., 1984, Some Unresolved Problems in the Design of Turbochargers, *International Congress & Exposition, Detroit, Michigan*

Bhinder F.S., 1982, Modern Developments in the Design and Performance of Radial Flow Turbines, *VKI Lecture Series 1982-01*

Bhinder F.S., 1982, Special Problems for Turbocharger Turbines, *VKI Lecture Series 1982-01*

Bhinder F.S., 1998, Some Aero-Thermodynamic Considerations for Future Developments of Small Turbochargers, *C554/029/98*

Capobianco M. & Gambarotta A., 1992, Variable Geometry and Wastegate Automotive Turbochargers : Measurements and Comparison of Turbine Performance, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 114*

Carbonneau X., Cazalbou J.-B. & Lemasson M., 1996, Etude Expérimentale de l'Écoulement au Travers d'un Etage de Turbine Centripète de Faibles Dimensions, *32^{ème} colloque d'aérodynamique appliquée, école centrale de Lyon, France.*

Carbonneau X., Lemasson M. & Cazalbou J.-B., 1997, Contribution of the Design of Air-Conditioning Turbines, *ISABE 97-7219*

Carbonneau X., 1998, Contribution à l'Optimisation des Etages de Turbines Centripètes de Faibles Dimensions, *Thèse de l'institut national polytechnique*

Dufour G., Carbonneau X., Arbez P., Cazalbou J-B., & Chassaing P., 2004, Mesh-Generation Parameters Influence on Centrifugal Compressor Simulation for Design Optimization, Proceedings of FED'04, ASME Fluid Engineering Conference, Charlotte, North-Carolina, USA, July 11-15, 2004

Ebaid M. S., Bhinder F. S., Khadairi G. H., 2003, A Unified Approach for Designing a Radial Flow Gas Turbine, *J. Turbomachinery* 125, 598(2003)

Eroglu H., Tabakoff W., 1991, LDV Measurements and Investigation of Flow Field through Radial Turbine Guide Vanes, *ASME VOL. 113* *

Fairbanks F., 1980, Determination of Deviation Angles at Exit from the Nozzles of an Inward Flow Radial Turbine, *ASME, Gas Turbine Conference & Products Show, New Orleans*

Fukaya M., Watanabe M., 2000, Compressible Turbulent Flow Analysis on Variable Nozzle Vane and Spacer in Turbocharger Turbine, *SAE technical paper series 2000-01-0526*

Futral S.M., Holeski D.E., 1970, Experimental Results of Varying the Blade-Shroud Clearance in a 6.02 inch Radial Inflow Turbine. *NASA TN D-5513*

Goupy J., 1999, Plans d'Expériences pour Surfaces de Réponses, *Editions DUNOD*

Hamed A., Baskharone E.A., Tabakoff W., 1978, A Flow Study in Radial Inflow Turbine Scroll-Nozzle Assembly, *Journal of Fluid Engineering, Vol. 100*

Hashemi S.G.R., Lemak R.J., Owczarek J.A., 1983, An Investigation of the Flow Characteristics and of Losses in Radial Nozzle Cascades, *ASME 83-GT-126*

Hayami H., Senoo Y., Hyun Y.I., Yamaguchi M., 1990, Effect of Tip Clearance of Nozzle Vanes on Performance of Radial Turbine Rotor, *ASME, vol.112* *

Hiatt G.F., Johnston I.H., 1963, Experiments Concerning the Aerodynamics Performances in Inward Radial Flow Turbines. *Proc Inst Mech Engrs 178 part 3I (ii): 28-42*

Horlock J.H., 1960, Review of Losses and Efficiencies in Axial-Flow Turbines, *International Journal of Mechanical Science 2:48-75*

Japikse D., Baines N. C., 1994, Introduction to Turbomachinery, ed. *Concepts ETI, ISBN 0-933283-06-7*

Lakshminarayana B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfers of Turbomachinery. *Wiley interscience, New York*

Khalil I., Tabakoff W., Hamed A., 1977, An Investigation of Viscous Losses in Radial Inflow Turbine Nozzles, *NASA CR 137942, Contract N° NAS2-7850*

Maki H., Mori Y., 1973, On the Study of the Flow Through an Impeller of Mixed and Inward Flow Turbine, *Bulletin JSME 16(91) : 81-92*

Martinez-Botas R.F., Pullen K.R., Shi F., 1996, Numerical Calculations of a Turbine Volute using a 3-D Navier Stokes Solver, *ASME 96-GT-66*.

Matsumoto K., Jinnai Y., Suzuki H., 1998, Development of Variable Geometry Turbocharger for Diesel Passenger Car, *C554/005/98*

Meitner P.L., Glassman A.J., 1980, Off-Design Performance Loss Model for Radial Turbine with Pivoting Variable-Area Stators, *NASA-TP-1708 **

Mizumachi N., 1960, A Study of Radial Gas Turbine. *Industry Program of College of Engineering. Report N°IP-476. University of Michigan*

Miller, A.J., 1990, Subset Selection in Regression, *New York : Chapman and Hall*

Monfort A., 1997, Cours de Statistique Mathématique, *Editions Economica*

Muthuvel Murugan D., Tabakoff W., Hamed A., 1994, Flow Field Investigation in the Exit Region of a Radial Inflow Turbine using LDV, *ASME 94-GT-101*

Muthuvel Murugan D., Tabakoff W., Hamed A., 1996, Three Dimensional Flow Field Measurements using LDV in the Exit Region of a Radial Inflow Turbine, *Experiments in fluids 21 (1996) 1-10*

Ower & Pankhurst, 1977, The measurement air flow

Papailiou K.D., Aggelis K., Bouras V., Kefalakis M., Kiouisis P., Legos V., Politis E.S., Sieros G., Skamnakis D., 2003, Methodologies for the Design of Radial and Mixed Flow turbine. *Technical report, NTU Athens, STR-GIRD-CT-2000-00151*

Rautenberg M., Malobabic M., 1985, On Turbochargers with Variable Geometry, *ASME 85-GT-149*

Rogers C., 1987, Mainline Performance Prediction for Radial Inflow Turbine. In Small High Pressure Ratio Turbine. *VKI Lecture Series 1987-07*

Rogo C., Hajek T., Roelke R., 1983, Aerodynamic Effects of Movable Sidewall Nozzle Geometry and Rotor Exit Restriction on the Performance of a Radial Turbine, *SAE 831517*

Sado G., Sado M. C., 2000, Les Plans d'Expériences, *Editions Afnor*

Sawada T., Nishi A., 1969, Investigation of Radial Inflow Turbine, *Bulletin of JSME 621.438.01*

Sokhey J., Tabakoff W., Hosny W., 1975, Flow Behaviour in Inlet Guide Vanes of Radial Turbines, *NASA-CR-1137632*

Tabakoff W., Sheoran Y., Kroll K., 1980, Flow Measurements in a Turbine Scroll, *Transaction of the ASME, vol. 1022, September 1980*

Tabakoff W., Vittal B.R.V., Wood B., 1984, Three Dimensional Measurements in a Turbine Scroll, *ASME, VOL.106*

Von Der Nuell, 1951, Single Stage Radial Turbine for Gaseous Substances With High Rotative and Low Specific Speed, *ASME paper 51-f-16, Fall meeting, Minneapolis, Sept.*

Wallace J. F., Baines N. C., Whitfield A., 1976, A Unified Approach to One Dimensional Analysis and Design of Radial and Mixed Flow Turbines, *ASME paper N° 76-GT-100, Mar.*

Wasserbauer C. A., Glassmann A. J., 1975, FORTRAN Program for Predicting of-Design Performances of Radial Inflow Turbines, *NASA Tech. Memo, TND-8063*

Watanabe I., Ariga I. & Mashimo T. 1971, Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial Inflow Turbine, *Journal of Engineering power, January 1971*

Whitfield A., 1990, The Preliminary Design of Radial Inflow Turbine, *ASME, Vol.112*

Whitfield A., Baines N., 1990, Design of Radial Turbomachines. *Longman Scientific and Technical.*

Whitfield A., Noor , 1991, A Non-Dimensional Conceptual Design Procedure for the Vaneless Volute of Radial Inflow Turbines. *ASME 91-GT-370*

Woolley N. H., Hatton A.P., 1973, Viscous Flow in Radial Turbomachine Blade Passage, *Inst Engrs Conference Publication 3, Paper C61/73, pp 175-181*

Zaidi S.H., Elder R.L., 1993, Investigation of Flow in a Radial Turbine using Laser Anemometry, *ASME 93-GT-55*

Annexe A

Le débitmètre à effet Coriolis

La mesure de débit a longtemps été dominée par l'instrumentation d'éléments « déprimogènes » tels les diaphragmes, les pavillons, ou les cols soniques. Ce procédé de mesure, s'il n'en demeure pas moins fiable, souffre d'une limite dans la précision, principalement imputable au nombre de mesures nécessaires à l'établissement du débit (généralement une mesure des pressions et températures totales en amont de l'élément, et une mesure de la dépression qu'il génère), cumulant ainsi les incertitudes de mesure. De nouveaux procédés ont récemment été développés. D'une part, une technologie basée sur l'émission réception d'ultrasons dans l'écoulement permet d'estimer la vitesse moyenne du fluide dans une conduite et d'en déduire une valeur du débit étendant ainsi le champ des applications, notamment dans le cas de fluides corrosifs. Cette méthode reste toutefois soumise à des imprécisions dès l'apparition d'écoulements secondaires. D'autre part les débitmètres à effet Coriolis (les premiers débitmètres à effet Coriolis ont été conçus d'après le brevet déposé par James Smith en 1974) autorisent une mesure directe du débit massique par l'établissement d'une relation de proportionnalité entre ce dernier et le retard de déformation d'un tube oscillant. Ce procédé permet d'atteindre des précisions de l'ordre de 0,5% de la mesure. Nous présentons maintenant son principe de fonctionnement.

Le tube de mesure est un tube en U. Il est mis en vibration à sa fréquence naturelle (*Figure A-1*). Si m désigne la masse s'écoulant dans le tube, V la vitesse d'écoulement et ω la vitesse angulaire de l'oscillation du tube, on montre que la force de Coriolis induite par le débit sur les branches du tube est donné par le produit vectoriel : $m\omega \wedge V$.

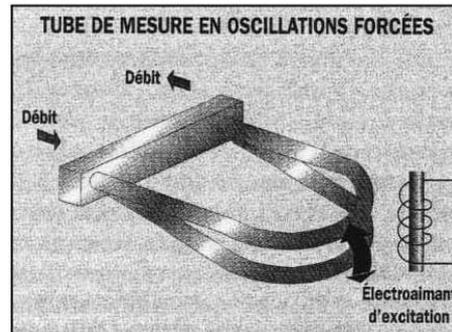


Figure A-1 : Le tube de mesure

Les vecteurs vitesse d'entrée et de sortie du fluide sont opposés en direction, de telle sorte que les forces F_1 et F_2 exercées par le fluide sur la jambe d'entrée et la jambe de sortie sont opposées en direction mais de grandeur égale. Comme le tube vibre sur l'axe O-O, les forces développées créent un moment d'oscillation M autour de l'axe R-R (*Figure A-2*), avec un rayon r qui est exprimé par

$$M = F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2. \text{ Comme } F_1 = F_2 = F \text{ et que } r_1 = r_2, \text{ on a donc } M = 2F \cdot r = 4 m \cdot \omega \cdot r$$

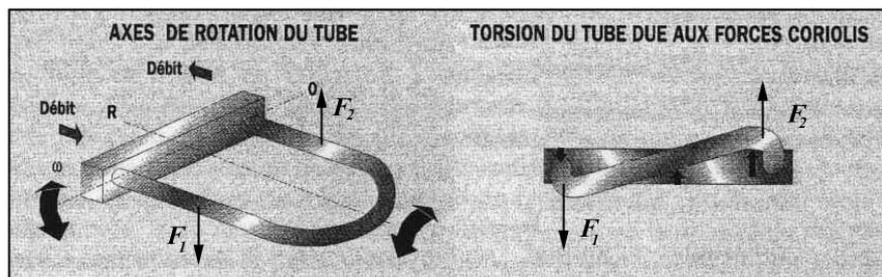


Figure A-2 : Déformation du tube par action de l'écoulement

La masse m est définie comme étant le produit de la densité ρ , de la section A du tube et de sa longueur L :

$$m = \rho \cdot A \cdot L$$

La vitesse V est définie comme étant le rapport entre la longueur L et le temps t :

$$V = L / t$$

Le débit massique est défini par :

$$Q = m / t$$

Et moment M peut dès lors s'écrire :

$$M = 4\omega.r.Q.L$$

D'où on tire :

$$Q = M / 4\omega L r$$

Pour obtenir le débit massique Q , il faut donc mesurer le moment M . Pour ce faire, on prends en compte le fait que ce moment se manifeste par une torsion angulaire du tube de mesure θ autour de l'axe R-R, torsion qui atteint son maximum au point milieu du déplacement du tube vibrant.

Cependant, à la flexion due au moment M s'oppose la force T , correspondant au module élastique du tube :

$$T = K . \theta$$

Comme $T = M$, le débit massique peut être relié à l'angle de flexion :

$$Q = K . \theta / 4\omega L r$$

La mesure du débit massique est alors ramenée à la mesure de l'angle de torsion. Pour mesurer cet angle, on utilise des capteurs judicieusement placés à proximité du tube vibrant. En fait, comme tout est en mouvement, ces détecteurs suivent la variation de θ en fonction du temps. Lorsque le débit est nul, il n'y a pas de forces de Coriolis et donc pas de torsion du tube, de sorte que la jambe gauche, et la jambe droite passent simultanément au point milieu de leurs déplacements. Par contre, s'il y a un débit, il existe une différence de temps Δt entre les temps de passage des deux jambes au point milieu (*Figure A-3*).



Figure A-3 : Instrumentation du tube

On montre alors que si θ est petit, le débit massique peut s'écrire :

$$Q = \frac{K \Delta t}{8r^2}$$

Le débit massique est alors proportionnel seulement à l'intervalle de temps Δt et à des constantes géométriques. L'expression de Q indépendante de ω , assure une mesure du débit décorrélée de la fréquence de vibration du tube de mesure. Ainsi la seule valeur du déphasage des déformations du tube est à estimer.

Cette méthode directe et précise impose certaines contraintes. Le passage du tube génère une perte de charge importante. Un certain niveau de pression est requis pour obtenir un signal de déformation suffisant. Enfin ce système supporte mal les élévations en température, et les fluides corrosifs.

Annexe B

Planification expérimentale

Dans une recherche constante d'optimisation des systèmes, l'expérimentation est un des moyens privilégiés d'acquérir ou d'améliorer ses connaissances. Mais l'expérimentation, elle-même, doit être optimisée car son objectif est d'obtenir les informations les plus fiables possible en un minimum d'essais. La réalisation de cet objectif suppose l'emploi de méthodes appropriées : la planification expérimentale. Cette méthode est basée sur une méthodologie statistique et elle exige une démarche rigoureuse de l'expérimentateur.

Dans l'étude d'un phénomène, quel qu'il soit, les questions se posent souvent dans l'ordre suivant :

- parmi tous les facteurs susceptibles d'influer sur le phénomène étudié, lesquels ont une influence significative ? Que vaut cette influence ? Y a-t-il des interactions entre facteurs ? Cette étape constitue *la recherche de facteurs influents* ;
- une fois les facteurs influents identifiés et leur influence qualifiée, nous pouvons chercher la « forme » de cette influence : linéaire ou non ? Quelle équation permet de décrire les variations du phénomène étudié en fonction des facteurs influents ? Cette étape est appelée *modélisation* ;

- enfin, nous pouvons vouloir chercher les conditions expérimentales (le réglage des facteurs) qui donnent le meilleur résultat. Cette étape est *l'optimisation* et suppose au préalable une assez bonne connaissance du phénomène.

Cette théorie de la planification des essais et de la modélisation des résultats nécessite une terminologie adaptée. L'objet de cette partie est de présenter cette terminologie dans un premier temps, puis dans un deuxième temps de proposer une brève illustration de la méthode sur un exemple simple. Ces sujets n'ont pas été traités de manière exhaustive : seules les repères nécessaires à une bonne compréhension du cadre de notre étude ont été indiqués. Le lecteur intéressé est invité à consulter les ouvrages traitant plus spécifiquement du sujet dont les références sont indiquées dans la bibliographie (Goupy, 1999 ; Sado & Sado, 2000).

1. Terminologie

Facteur

Les variables contrôlées que l'on désire étudier sont appelées *facteurs*. En général, un facteur varie entre deux bornes : supérieure et inférieure. On dit également qu'il varie entre le niveau haut (*noté +1*) et le niveau bas (*noté -1*). L'ensemble de toutes les valeurs que peut prendre le facteur entre ses deux bornes est appelé *domaine de variation*.

Les facteurs étudiés peuvent être des variables continues ou des variables discrètes.

Espace expérimental

Les facteurs sont souvent notés X_i (i appartient à l'espace des indices). Une expérience donnée est représentée par un point X dans un repère : $X = (X_1, \dots, X_n)$ comme présenté en *Figure B-1*.

Un plan d'expérience est un ensemble de points expérimentaux.

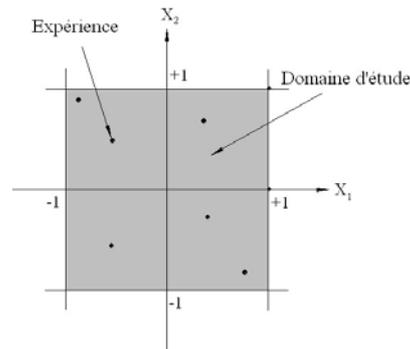


Figure B-1 : Définition du domaine d'étude

Réponse

Les grandeurs qui intéressent l'expérimentateur et qui sont mesurées à chaque expérience sont appelées *réponses*. Le choix des bonnes réponses est un problème difficile qui ne relève pas de la théorie des plans d'expériences. Ce n'est qu'après une analyse minutieuse des phénomènes, des enjeux, des objectifs, de la faisabilité et des contraintes de l'étude que l'on peut définir la ou les bonnes réponses.

En l'absence de toute information sur la fonction qui lie la réponse aux facteurs, on suppose a priori une loi d'évolution. C'est le *modèle mathématique* dont la forme la plus générale est :

$$Y = f(X_1, X_2 \dots X_n)$$

A chaque point X du domaine d'étude correspond une réponse $Y(X)$. A l'ensemble de tous les points du domaine d'étude correspond un ensemble de réponses qui définissent une surface appelée *surface de réponse*.

L'influence moyenne du facteur X_i sur la réponse Y est appelée *contraste*, est estimé par :

$$\text{contraste de } X_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\sum y(X_i = 1)}{\text{Nb de essais à } X_i = +1} - \frac{\sum y(X_i = -1)}{\text{Nb de essais à } X_i = -1} \right)$$

Paramètre

Un paramètre est une variable qui n'est pas contrôlable par l'expérimentateur mais dont on doit tenir compte. Un exemple simple de paramètre est la valeur de la température et de la pression atmosphérique.

Contrainte

Les différents facteurs intervenant dans la constitution du plan ne sont pas toujours indépendants. Ils peuvent être liés par des *contraintes*. Celles-ci peuvent être d'ordre

physique, matériel, budgétaire, ou encore faire intervenir une législation, comme le respect d'une norme de sécurité.

D'un point de vue mathématique ces contraintes se manifestent par des relations faisant intervenir des inégalités entre les facteurs. Du point de vue du plan, ces contraintes sont limitatives puisqu'elles réduisent considérablement l'étendue de l'espace expérimental et en modifie la forme (la forme idéale étant cubique). On a tout intérêt à choisir des facteurs les plus orthogonaux possibles.

Modèle

Comme nous l'avons vu, le comportement de la réponse, à jamais inconnu, peut être approché par une fonction mathématique sur le domaine de variation. Cette fonction est appelée modèle. Une bonne estimation de ce modèle consiste à prendre les premiers termes du développement de Taylor (jusqu'à l'ordre 2 : les interactions triples sont négligées) :

$$Y_j = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i X_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i < j}}^k a_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^k a_{ii} X_i^2$$

↙
↘
↓
↘

Valeur au centre Effet moyen Effet moyen de Effet moyen quadratique
du domaine. de X_i . l'interaction de 2 facteurs. d'un facteur.

On peut ainsi déduire le nombre paramètres a_i à estimer : le dénombrement donne la formule suivante pour un nombre k de facteurs :

$$N = 1 + k + \frac{k(k-1)}{2} + k$$

Par exemple un plan à 5 facteurs, le modèle complet requiert donc l'estimation de 21 paramètres. Bien souvent, des facteurs ont une influence négligeable, ce qui allège la constitution du modèle.

Plan d'expérience

Un plan d'expérience est donc un ensemble de points du domaine de variation. C'est le choix et l'emplacement de ces points qui est au cœur de la théorie de planification. Sa représentation géométrique est pratique pour imaginer le positionnement dans le domaine d'étude, mais elle n'est plus applicable dès lors que le nombre de facteurs est supérieur à 3. Pour les espaces

multidimensionnels la représentation la plus adaptée forme matricielle rappelant le numéro de l'essai, et le niveau normalisé de chacun des facteurs.

<i>Essai</i>	X_1	X_n	Y
1	X_1^1	X_n^1	Y^1
.
.
m	X_1^m	X_n^m	Y^m

L'efficacité d'un plan se mesure par le rapport entre le nombre de paramètres à évaluer, et le nombre d'expériences réalisées.

Il existe plusieurs types de plans dits « classiques » ou « conventionnels », suivant le but recherché par l'expérimentateur. On peut chercher à faire du criblage pour discriminer les différents facteurs en fonction de leur influence, tenter d'approcher une modélisation de la réponse, ou bien avoir une démarche d'optimisation. Nous présentons ici quelques exemples répandus répondant aux différents objectifs.

Plans de criblage

Plans « un facteur à la fois »

Ce type de plan peut se révéler utile lorsqu'il y a beaucoup de facteurs et que le phénomène est compliqué. On n'obtient aucune interaction. Seuls les effets principaux sont connus.

Plans factoriels complets

Ils consistent à mener toutes les expériences de la matrice décrite par toutes les combinaisons des niveaux hauts et bas de tous les facteurs. Ils sont gourmands en essais dès que l'on dépasse trois facteurs, mais peuvent servir à la fois au criblage et à la modélisation.

Plans factoriels fractionnaires

Ces plans sont en fait des sous ensemble des plans factoriels complets. Ils sont fréquemment explicités sous la forme 2^{n-p} où n est le nombre total de facteurs, et p le nombre de facteurs aliés (c'est-à-dire qu'ils varient de façon identique à une combinaison d'autres facteurs : par

exemple, pour quatre facteurs X_1 , X_2 , X_3 et X_4 , X_4 est dit aliasé si on a une relation du type: $X_4 = X_1.X_2.X_3$).

Ces plans permettent d'étudier beaucoup de facteurs, et si l'on sait bien les interpréter (théorie des aliasés), on peut détecter les interactions entre facteurs. Ces plans portent parfois des noms différents, plans de Plackett et Burman, tables de Taguchi, etc..... Nous détaillerons plus avant ce type de plan en exemple, puisque c'est celui que nous avons utilisé au cours de l'étude.

Plans sursaturés

Ce sont des plans qui prennent en compte un grand nombre de facteurs et qui ne demandent que quelques essais. Il faut penser à ces plans si il y a beaucoup de facteurs et que peu d'entre eux sont influents. L'interprétation de tels plans n'est pas aisée.

Plans de modélisation

Plans factoriels complets

Ces plans peuvent être utilisés pour la modélisation mais, comme il n'y a que deux niveaux par facteurs, on ne peut qu'employer des modèles du premier degré avec interaction. L'intérêt de ces plans est de faciliter le développement séquentiel de l'étude

Plans composites

On commence par un plan factoriel et on poursuit l'expérimentation par un plan en étoile, et des points centraux. On aboutit ainsi à un plan composite qui est interprétable à l'aide d'un modèle du second degré. La démarche se révèle très pratique pour maîtriser le nombre d'essais.

Plans D-optimaux

Ces plans ont recours au critère de D-optimalité. On aboutit par traitement algorithmique de ce critère aux m expériences contenant le plus d'informations, m étant défini par l'utilisateur. Ils sont pratiques car ils permettent de tenir compte de nombreuses contraintes. Ils assurent cependant une bonne précision sur les coefficients du modèle prédictif.

Plans de Doehlert

Ces plans consistent en une exploration hexagonale autour du point central. Ils se prêtent bien à l'exploration séquentielle, mais sont moins puissants que les plans composites.

D'autres plans existent tels que les plans de Box-Behnken, de Roquemore, ou des plans non conventionnels. Pour les expériences fortement contraintes les plans de mélanges peuvent également apporter une solution adaptée.

Méthodes d'optimisation

Méthode du simplexe

C'est une méthode qui ne nécessite pas de modélisation préalable, et qui consiste à partir d'un point suffisamment satisfaisant d'engager une exploration séquentielle en triangle dans le domaine d'étude. Cette méthode est simple, mais ne permet pas de prévoir avec exactitude le nombre d'expérience à prévoir avant d'attendre l'optimum.

Méthode des surfaces réponses

Cette méthode s'appuie sur une exploration des surfaces réponses modélisées au préalable par un plan. Elle vise à rechercher l'extremum le plus favorable de la modélisation dans tout le domaine d'étude.

Afin de concrétiser et d'illustrer le développement de la méthode, nous présentons un exemple simple d'analyse d'un plan fractionnaire à 4 facteurs.

2. Illustration de la méthode

La définition de tout plan d'expérience provient d'une analyse préalable du problème. Cette analyse indispensable à la cohérence et la pertinence de l'étude s'articule autour de deux points cruciaux : le contexte de l'étude, et les variables de l'étude.

Le premier point reprend les objectifs à atteindre, les moyens à disposition, les contraintes matérielles qui y sont associées, estimer le coût d'une expérience...etc....

Le second définit les grandeurs réponses, les facteurs susceptibles d'influencer ces réponses, les paramètres...etc....

A partir de cette analyse le type et une estimation de la taille du plan sont établis.

Supposons qu'au terme de cette phase préalable, on exprime le besoin de discriminer l'influence de quatre facteurs (X_1 , X_2 , X_3 et X_4) sur une réponse identifiée (Y). Deux niveaux de variation par facteurs (en général les bornes du domaine de variation : -1 et $+1$) porte, en tenant compte de toutes les expériences possibles (*plan factoriel complet*), le nombre d'expériences à réaliser à $2^4 = 16$. De plus, la connaissance physique du problème permet de supposer une indépendance de X_3 et X_4 ce qui nous autorisera à négliger l'interaction de ces deux facteurs.

Une première phase d'essais est prévue, mais pourvue seulement de huit expériences. Un plan fractionnaire est alors construit. Ces huit essais ne permettent pas d'assurer une variation indépendante de tous les facteurs, tout en couvrant l'ensemble du domaine de variation. La définition des configurations à expérimenter est alors hiérarchisée. Les trois premiers facteurs varient selon un plan factoriel complet ($2^3 = 8$ essais), le niveau du dernier facteur est défini comme le produit des niveaux des autres facteurs : il est dit « *aliasé* ». Le plan de type 2^{4-1} est alors présenté en *Tableau B-1* .

<i>Essai</i>	X_1	X_2	X_3	$X_4 = X_1.X_2.X_3$
1	-1	-1	-1	-1
2	+1	-1	-1	+1
3	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1
6	+1	-1	+1	-1
7	-1	+1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1

Tableau B-1 : Plan fractionnaire

Ainsi, si les contrastes de X_1 , X_2 et X_3 sont indépendants, le calcul de l'influence moyenne X_4 est confondu avec celui de l'interaction triple des trois autres facteurs. On suppose toutefois

l'influence de l'interaction des trois premiers facteurs comme étant du troisième ordre, donc négligeable. Le contraste de X_4 est alors accessible. Il apparaît ici l'importance du choix du facteur à aliaser, qui se portera logiquement vers le facteur pressenti comme étant le moins influent.

L'alias $X_4 = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$ qualifiée d'alias fondamentale peut être déclinée par combinaison en :

$$X_1 \cdot X_2 = X_3 \cdot X_4 \quad X_2 \cdot X_4 = X_1 \cdot X_3 \quad \text{et} \quad X_3 \cdot X_4 = X_1 \cdot X_2$$

Ainsi les contrastes de certaines interactions sont confondus. Les résultats permettront de conclure sur la suffisance du plan, ou la nécessité d'autres expériences. Ces résultats sont proposés en *Tableau B-2*. Le calcul des contrastes est présenté en *Tableau B-3*.

<i>Essai</i>	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	-1	-1	-1	-1	275
2	+1	-1	-1	+1	325
3	-1	+1	-1	+1	210
4	+1	+1	-1	-1	220
5	-1	-1	+1	+1	290
6	+1	-1	+1	-1	370
7	-1	+1	+1	-1	260
8	+1	+1	+1	+1	270

Tableau B-2 : Résultats des essais

Calcul des contrastes :

$$\text{Contraste de } X_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{325 + 220 + 370 + 270}{4} - \frac{275 + 210 + 290 + 260}{4} \right) = 18.75$$

$$\text{Contraste de } X_2 = \dots\dots\dots$$

Et donc :

<i>Facteurs</i>	<i>Contrastes</i>
X_1	18.75
X_2	-37.5
X_3	20
$X_4 = X_1.X_2.X_3$	-3.75
$X_1.X_2 = X_3.X_4$	-13.75
$X_2.X_3 = X_1.X_4$	5
$X_1.X_3 = X_2.X_4$	3.75
<i>Moyenne</i> ($X_1.X_2.X_3 X_4$)	277.5

Tableau B-3 : Calcul des contrastes

Sous les hypothèses physiques on estime que les contrastes inférieurs à 5 ne sont pas significatifs. Dans ces conditions, seuls les trois premiers facteurs sont influents, de même que le couplage entre les interactions $X_1.X_2$ et $X_3.X_4$. Or, par hypothèse, $X_3.X_4 \approx 0$, donc le contraste exprime la seule influence de l'interaction $X_1.X_2$.

Ainsi le plan fractionnaire proposé a permis, sous certaines hypothèses, de conclure sur la significativité des effets linéaires et interactifs de quatre facteurs à partir de huit essais. Si cela n'avait pas été le cas, il aurait fallu compléter ce plan par des expériences complémentaires.

Cet exemple simple illustre l'articulation d'un type de plans d'expérience, dont la théorie reste un domaine spécifique et pointu de la théorie statistique, qu'il ne convient pas de restreindre à cette simple annexe.

Annexe C

Etalonnage des sondes

1. Principe des sondes 3 trous

La norme d'utilisation des sondes coudées de pression totale classique autorise une tolérance d'écart dans l'alignement de la sonde par rapport à la direction d'écoulement relativement faible ($\pm 7^\circ$). De plus, ce type de sonde ne permet pas d'avoir d'information sur le positionnement correct ou non de la sonde. Ainsi on utilise une sonde 3 trous qui donne à la fois l'information de pression totale, mais également le décalage de la sonde vis-à-vis de l'écoulement via la différence de pression des deux trous supplémentaires situés de part et d'autre de la mesure principale.

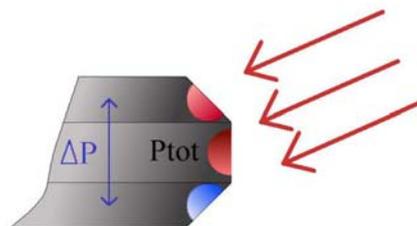


Figure C-1 : Principe de la sonde 3 trous

Cette information peut être utilisée de deux manières différentes :

- La sonde est libre en rotation, il est donc possible de positionner parfaitement la métrologie en recherchant la position de ΔP nul. La pression totale est la mesure directe. Le système permettant le mouvement de la sonde donne le déplacement angulaire effectué, et donc la direction de l'écoulement.
- La sonde est figée. On doit donc être capable, via la valeur de ΔP de rétablir une valeur corrigée de la pression totale, ainsi que d'estimer l'angle avec lequel l'écoulement attend la sonde. Cette procédure nécessite donc un étalonnage dont nous allons exposer le principe.

2. Etalonnage

2.1. Principe :

La valeur de ΔP étant fonction de l'incidence de l'écoulement sur la sonde et de la vitesse de cet écoulement, il faut isoler l'un des deux effets pour pouvoir estimer le second. Nous allons donc chercher à produire des grandeurs adimensionnelles indépendantes de la vitesse pour pouvoir dans un premier temps établir l'angle, puis dans un deuxième temps en déduire la pression totale corrigée et la vitesse.

Soient :

- P_t : Pression totale mesurée par la sonde.
- ΔP la valeur de la différence de pression mesurée entre les trous « gauche » et « droite » de la sonde.
- Q_0 : La pseudo pression dynamique mesurée par la sonde (différence entre la pression totale, et les pseudo pression statiques « gauche » et « droite »)
- Q_0 ; Pression dynamique identifiée de l'écoulement (Mesurée dans la soufflerie d'étalonnage)
- P_{t0} : Pression totale identifiée de l'écoulement.

La sonde doit être identifiée dans sa qualité à restituer la valeur de la pression totale (rapport P_t/P_{t0}), mais également dans son comportement à la variation angulaire. Deux grandeurs adimensionnelles doivent permettre de s'affranchir de l'effet vitesse et de rétablir par étalonnage les caractéristiques de l'écoulement. La valeur des rapports $\Delta P/Q_0$ et Q_0/Q_{0s} sont en principe indépendantes de la vitesse et sont fonction uniquement de l'incidence. Une mesure de $\Delta P/Q_0$ va permettre d'obtenir l'angle d'incidence sur la sonde. A partir de cette valeur, il sera possible d'établir la quantité Q_0/Q_{0s} donc d'obtenir la pression dynamique pour calculer la vitesse et la pression totale réelle. La variation de ces deux paramètres par rapport à la position angulaire doit être déterminée expérimentalement sur la plage $-20/+20^\circ$.

D'un point de vue technique il faut donc être capable de mesurer Q_{0s} et ΔP , et P_t . Trois mesure de pression sont alors nécessaires par sonde : une mesure absolue de la pression totale (P_t), ainsi que la différence entre cette pression totale et chacune des pression obtenue à droite et à gauche ($P_t - P_g$, et $P_t - P_d$). Nous avons alors les relations suivantes :

$$\Delta P = (P_t - P_g) - (P_t - P_d)$$
$$Q_{0s} = \frac{1}{2}((P_t - P_g) + (P_t - P_d))$$

Les grandeurs P_{t0} et Q_0 sont données par la soufflerie d'étalonnage.

2.2. Moyens d'essais

Les sondes sont étalonnées dans la Soufflerie à Etalonnage de Sonde (SES) du département. C'est une soufflerie à dépression dont la veine mesure L mm par l mm. Quatre pompes à vide créent la dépression à l'origine de l'écoulement. En utilisant tout ou partie de ces pompes on peut faire varier le régime de vitesse dans la veine, de 24 à 80 m/s. Un convergent d'un rapport de contraction de 50 équipé d'une structure en nid d'abeille permet de casser les structures tourbillonnaires de l'écoulement amont.

Trois mesures des conditions d'écoulement permettent de calculer la vitesse dans la soufflerie : la pression totale, la pression différentielle au passage du convergent, et la température du fluide ; les quantités Q_0 et P_{t0} sont alors accessibles.

Afin de connaître au mieux l'écoulement dans la veine des mesures à l'aide d'un tube de Pitot classique, de référence sont prévues pour identifier le coefficient de veine, et l'angle exact de l'écoulement dans la zone de la veine où les sondes spécifiques seront étalonnées. Les résultats sont présentés en *Figure C-2*. Le comportement de la pression totale mesurée par la sonde de référence va permettre de vérifier la direction d'écoulement dans la veine puisque la mesure est dégradée de part et d'autre de la position d'alignement. En recherchant le maximum mesuré, on peut donc retrouver la position d'alignement par rapport à la direction de la veine.

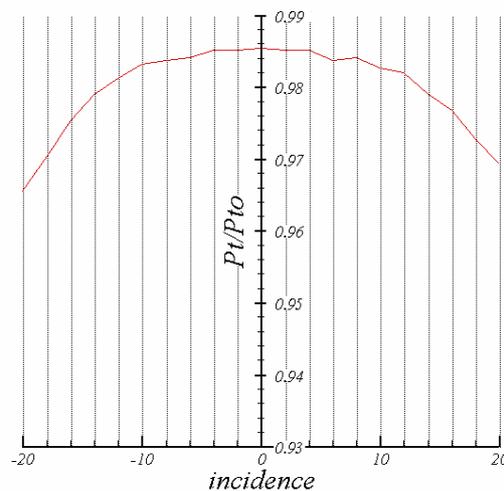


Figure C-2: Evolution de la pression totale en fonction de l'incidence du Pitot de référence

La *Figure C-2* nous permet de conclure que l'écoulement n'est pas perturbé, et suit la direction imposée par la soufflerie puisque le maximum est atteint autour de la valeur nulle. D'autre part, on obtient un coefficient de correction de la pression totale due aux pertes ainsi qu'à la chaîne de mesure puisque la valeur maximum de P_t/P_{t0} est inférieure à 1. Ces résultats confirment la plage d'utilisation des sondes classiques dans un intervalle d'incidence de $\pm 7^\circ$ au-delà duquel la mesure se dégrade rapidement.

La veine ayant été identifiée par ces deux paramètres, il est maintenant possible d'effectuer l'étalonnage des sondes 3 trous.

Les mesures de pression différentielles ($P_t - P_g$, et $P_t - P_d$) sont obtenues via des transmetteurs Rosemount étalonnés entre -200/+200 mBars. La mesure de pression totale est assurée par un capteur *Keller* de pression absolu dont la gamme s'étend de 700 à 1100 mBars. Le signal des capteurs est conditionné par des afficheurs *Red Lion* avant acquisition sur PC et stocké sous *Labview*.

6 Sondes coudées (numérotées de 1 à 6) et 2 sondes droites (numérotées 10 et 11) sont à étalonner (*Figure C-3*). Les sondes coudées sont destinées à être figées dans le carter turbine, alors que les sondes droites, avec un degré de liberté en rotation serviront à obtenir des traversées en aval roue.

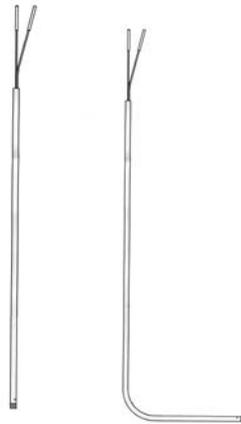


Figure C-3 : Sondes droite et coudée

2.3. Résultats

La *Figure C-4* présente les résultats de l'étalonnage de la sonde n°1. Les valeurs de $\Delta P/Q_0$ et Q_0/Q_{0s} ont été établies pour deux vitesses de veine soufflerie différentes : 48 et 78 m/s.

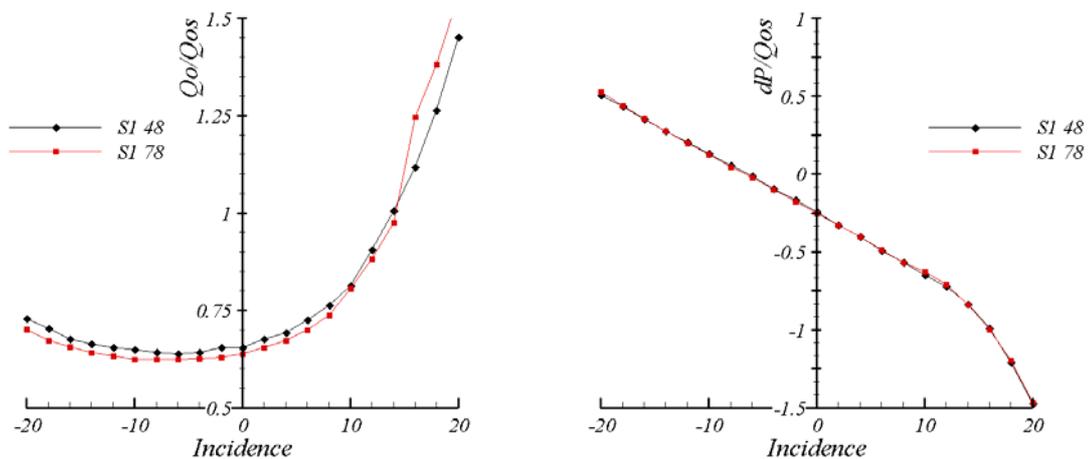


Figure C-4 : Résultats obtenus sur la sonde 1 à 48 et 78 m/s

On trouve des résultats très proches, voir confondus pour les deux conditions d'essais. On confirme ainsi l'insensibilité des deux paramètres calculés vis-à-vis de la vitesse de l'écoulement. Les deux courbes ne présentent pas une symétrie parfaite de part et d'autre de la

référence d'incidence. L'alignement de la tête et du corps de sonde étant une étape difficile du montage, il ne peut être parfait. Ici, nous obtenons un décalage de 6° vers les valeurs négatives dont il faudra tenir compte pour l'analyse des résultats mesurés par cette sonde. Ce décalage doit être identifié pour chacune des sondes fabriquées.

Un rapprochement entre les mesures effectuées avec cette sonde, et ces deux courbes permet de recalculer la valeur de l'incidence, puis de Q_0 . La valeur de l'incidence, rapportée à la *Figure C-5* permet également de rétablir une valeur de la pression totale corrigée.

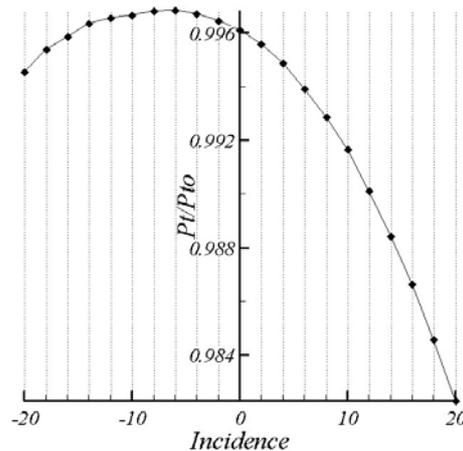


Figure C-5 : Evolution de la pression totale réduite en fonction de l'incidence

On retrouve sur cette courbe la dissymétrie observée précédemment. Nous pouvons également associer à la sonde un coefficient représentatif de la différence entre la pression totale réelle et la pression totale maximale mesurée. Le montant de cette différence pour la sonde n°1 est de 0.35%.

Ce type de raisonnement est répété pour les autres sondes. Nous avons ainsi identifié chaque instrument dans son comportement face à la mise en incidence, mais également dans ses qualités intrinsèques à restituer les caractéristiques de l'écoulement via le montant du décalage de la tête de sonde, et du coefficient de pression totale. Ces caractéristiques sont alors résumées dans les tableaux suivants (*Tableau C-1* et *Tableau C-2*):

<u>Sonde 1</u> Décalage : -6° Coef de pression : 0.35 %	<u>Sonde 2</u> Décalage : -5° Coef de pression : 0.40 %	<u>Sonde 3</u> Décalage : +3° Coef de pression : 0.35 %
<u>Sonde 4</u> Décalage : +5° Coef de pression : 0.40 %	<u>Sonde 5</u> Décalage : +1° Coef de pression : 0.30 %	<u>Sonde 6</u> Décalage : -5° Coef de pression : 0.35 %

Tableau C-1 : Récapitulatif des caractéristiques des sondes coudées

<u>Sonde 10</u> Décalage : -2° Coef de pression : 0.30 %	<u>Sonde 11</u> Décalage : -3° Coef de pression : 0.35 %
--	--

Tableau C-2 : Récapitulatif des caractéristiques des sondes droites