

Lire
la première partie
de la thèse

Chapitre 6

Prédictivité dans un contexte industriel

Sommaire

6.1	Données expérimentales sur configurations industrielles . . .	136
6.1.1	Démarche et objectifs	136
6.1.2	Configuration étudiée	137
6.1.3	Présentation des moyens d'essai	139
6.1.4	Incertitudes expérimentales	142
6.2	Études de sensibilité	144
6.2.1	Mise en œuvre des calculs	144
6.2.2	Influence de la méthode de dépouillement	146
6.2.3	Influence du maillage	148
6.2.4	Influence des corrections rotation/courbure	149
6.2.5	Influence des paramètres incertains	149
6.3	Validation des simulations	153
6.3.1	Analyses pour l'isovitesse nominale (38 000 tr/min)	153
6.3.2	Caractéristiques pour des vitesses de rotation réduites	157
6.4	Comparaison des incertitudes dans un processus de validation	161

Ce chapitre clôture la première partie du mémoire en appliquant la procédure de vérification et validation du chapitre 3 à une configuration industrielle.

Le premier paragraphe introduit les essais réalisés par LTS en parallèle à la thèse. Ensuite, les influences des méthodes de dépouillement, du maillage, des modèles de turbulence et enfin des paramètres incertains sont examinées par le biais d'études de sensibilité. Enfin, une comparaison des résultats expérimentaux et numériques prenant en compte les trois sources d'incertitudes évoquées dans ce mémoire (*i.e.*, le maillage, le modèle et les paramètres incertains) permet d'établir une synthèse objective de la prédictivité de l'outil CFD appliqué dans un contexte industriel.

6.1 Données expérimentales sur configurations industrielles

Les résultats des essais menés chez LTS sont utilisés dans les trois parties de ce mémoire. Le paragraphe qui suit permet de positionner leurs contributions dans la démarche de notre étude.

6.1.1 Démarche et objectifs

Les données expérimentales présentées ici sont issues d'une campagne d'essais LTS, définie en cohérence avec le programme de la thèse. Si l'ENSICA a été consultée lors des différentes étapes du processus (*i.e.*, le choix de l'instrumentation, le montage prototype et enfin la réalisation de la campagne), les résultats obtenus sont représentatifs du savoir-faire interne à l'entreprise.

Les essais visaient à apporter des informations en réponse à trois objectifs distincts :

- Évaluer la prédictivité des simulations sur une configuration industrielle, afin de compléter la validation initiée sur le cas RADIVER. Pour cette raison, la démarche expérimentale retenue repose sur une dualité notable : il s'agit d'une part de mener des essais représentatifs de la réalité industrielle (moyens expérimentaux, savoir-faire, instrumentation globale), mais en réalisant un effort particulier pour l'obtention de données plus *locales*. Pour cette raison, l'instrumentation standard LTS a été complétée par 16 prises de pression statique sur le moyeu du diffuseur, ce qui représente une évolution significative tant pour l'instrumentation que pour l'acquisition des données.
- Juger le travail effectué sur les règles de conception, qui fait l'objet de la deuxième partie. En effet, l'étude des méthodes de dimensionnement menée au chapitre 7 a conduit à la définition d'une machine dite "optimisée", dont un prototype a été réalisé puis testé dans le cadre de cette campagne. Les données expérimentales relatives aux deux machines sont comparées dans le chapitre 8. On notera ici que le compresseur dit *baseline* (ce nom désignera par la suite le compresseur LTS retenu comme machine de référence pour la validation et l'optimisation) avait déjà été testé par LTS, mais qu'une nouvelle campagne a été mise en place afin de comparer les deux compresseurs par des approches strictement identiques.
- Apporter des données spécifiques pour les études en similitude : le choix des points d'essais (plusieurs isovitesse, plusieurs pressions d'alimentation) a été effectué avec le souci d'apporter des informations pertinentes pour l'approche en similitude décrite dans la troisième partie.

6.1.2 Configuration étudiée

Données sur le compresseur Ce paragraphe décrit le compresseur *baseline* (déjà évoqué dans la première partie du chapitre 4). Ce compresseur a été sélectionné comme machine de référence dans la gamme LTS, car il résulte d'un travail déjà très abouti du point de vue de la conception, que ses performances le placent dans le haut de la gamme LTS en termes de rendement et de taux de compression. Cette dernière caractéristique le rend représentatif de l'évolution future de la gamme, au vu des exigences affichées par les aviateurs, notamment avec la suppression des systèmes de prélèvement d'air sur les moteurs pour l'alimentation du pack de climatisation. En effet, pour conserver l'architecture du système, ceci impose que de plus forts taux de compression soient réalisés par le compresseur, puisque la pression extérieure en altitude est inférieure à celle rencontrée dans les moteurs.

Le tableau 6.1 présente les principales caractéristiques de cette machine. Les données sont relatives à la roue et au diffuseur aubé (de type triangulaire).

Caractéristiques du point de fonctionnement nominal		
Vitesse de rotation	N	= 38 000 tr/min
Débit physique	\dot{m}	= 0.632 kg/s
Débit réduit	\dot{m}_{red}	= 1.569 kg/s
Taux de compression de l'étage	π	= 2.49
Rendement isentropique de l'étage	η	= 0.82
Paramètres sans dimension		
Vitesse spécifique	n_s	= 0.88
Nombre de Mach débitant	Π_1	= 0.1
Nombre de Mach en bout de pale (<i>basé sur D_2</i>)	Π_2	= 2.4
Nombre de Reynolds	Π_3	= $2.5 \cdot 10^5$
Données géométriques de la roue		
Diamètre de sortie	D_2	= 202.2 mm
Hauteur de pale en sortie	b_2	= 10 mm
Nombre de pales	Z_p^R	= 8+8
Angle métal en sortie	β_{2p}	= -32°
Données géométriques du diffuseur		
Diamètre en entrée	R_3	= 220 mm
Diamètre en sortie	R_4	= 309 mm
Hauteur du canal en entrée	b_3	= 11 mm
Hauteur du canal en sortie	b_4	= 13.9 mm
Nombre de pales	Z_p^S	= 21

Tableau 6.1: Compresseur *baseline* : principales caractéristiques du point nominal de fonctionnement et de la géométrie.

La figure 6.1 présente la roue du compresseur dans sa globalité, et permet notamment de remarquer les pales intercalaires (*splitters*), dont la présence est motivée par le fort nombre de Mach périphérique de la roue (voir tableau 6.1). On notera aussi le faible nombre de Reynolds (lié à la pression d'entrée) : ceci pénalise la performance maximale atteignable. Le comparaiso des caractéristiques de cet étage à celles du RADIVER (tableau 5.4 et données du chapitre 5 pour l'isovitesse $N = 0.8N_0$), montre que le *baseline* produit un taux de compression similaire pour une vitesse de rotation supérieure. Ceci est lié à un diamètre de roue inférieur et au débit moindre, et se traduit par une plus forte valeur de la vitesse spécifique pour le *baseline* (voir la discussion proposée au chapitre 7, § 7.1.1.1).

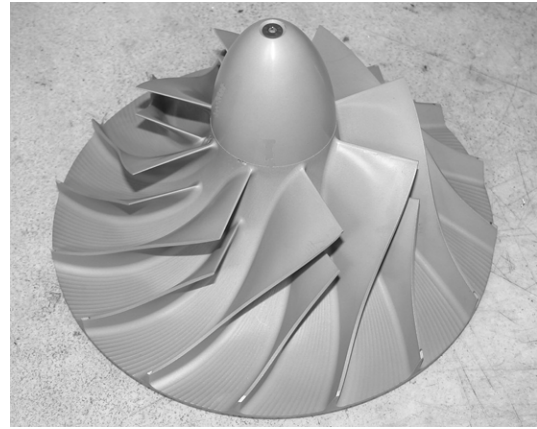


Figure 6.1: Roue du compresseur LTS *baseline*, photo réalisée lors du démontage du prototype après les essais.

Machine prototype pour les essais La figure 6.2 présente une vue en coupe de la machine d'essais. Ce prototype utilise des versions série de la roue, du diffuseur et de la volute. La roue est usinée dans la masse et grenillée pour assurer un état de surface satisfaisant. On notera sur la figure 6.2 la géométrie spécifique de la volute : celle-ci est couchée sur le carter de la roue afin de minimiser l'encombrement radial de la machine. L'étage compresseur est visible à gauche sur la figure 6.2. L'arbre est monté sur des paliers à billes dimensionnés pour résister à la poussée axiale.

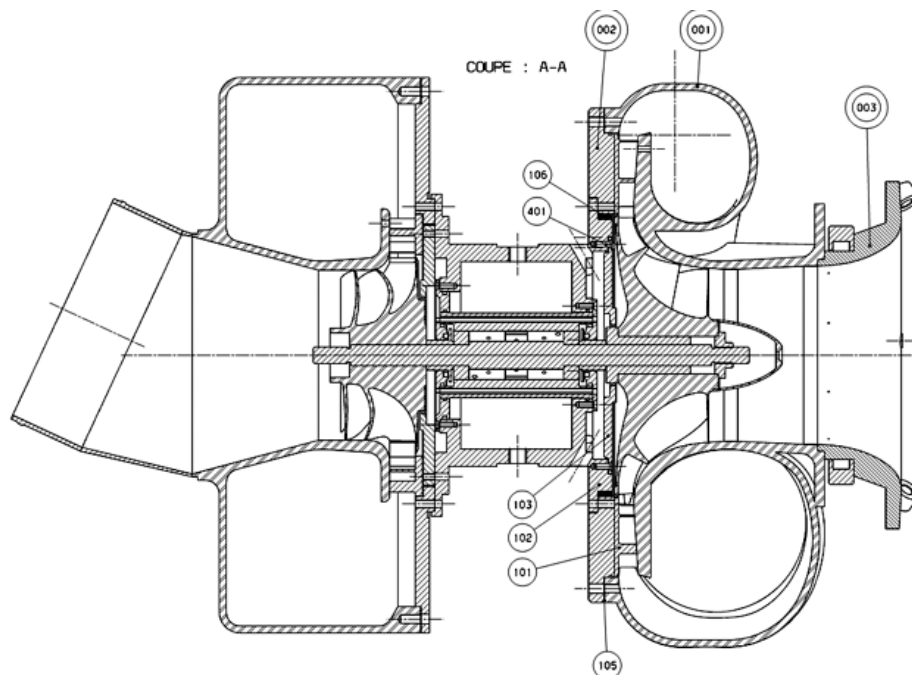


Figure 6.2: Vue en coupe de la machine d'essais : le compresseur est à droite (pavillon, ogive, roue splittée, diffuseur et volute couchée) ; la turbine est à gauche.

Un pavillon (visible à droite sur la figure 6.2, et sur la figure 6.4 (a)) est monté en amont de la roue pour minimiser la distorsion en entrée. Le jeu axial (*i.e.*, au bord de fuite) entre la roue et le carter est réglé pour une valeur à froid de 0.6 mm, à l'aide de cales métalliques d'épaisseurs calibrées.

6.1.3 Présentation des moyens d'essai

6.1.3.1 Le banc d'essai

L'ensemble compresseur-turbine est placé dans un caisson d'altitude de 70 m³, comme l'illustre la figure 6.3 (d'autres systèmes sont présents dans le caisson). La dépression est assurée par 4 pompes à vide, d'une capacité totale d'extraction de 1 kg/s. La pression minimale atteignable dans le caisson est de 50 mb absolus.

Le compresseur aspire et refoule l'air dans le caisson. Une vanne guillotine, placée loin en aval, permet de caler le point de fonctionnement. La turbine est alimentée par un circuit d'air comprimé et expulse l'air dans le caisson.



Figure 6.3: Vue d'ensemble de la machine prototype placée dans le caisson d'altitude. La machine est au fond du caisson, au centre de l'image. Le compresseur est sur la gauche et la turbine sur la droite.

6.1.3.2 Instrumentation

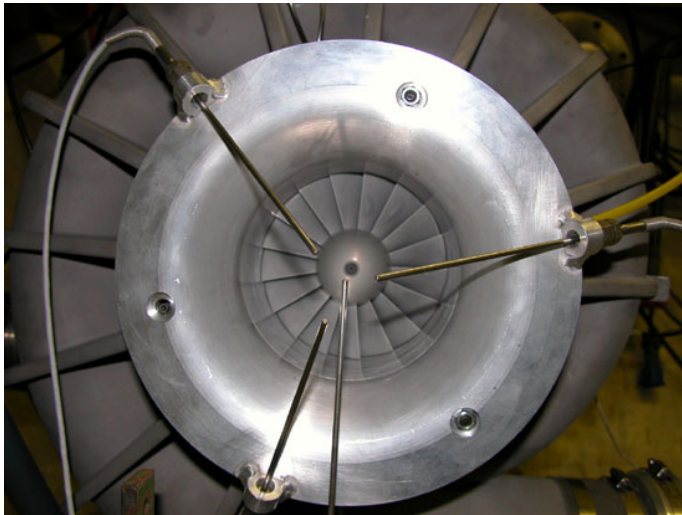
Instrumentation globale Cette instrumentation vise à quantifier les performances du compresseur entre l'entrée et la sortie.

Dans le caisson, un capteur absolu de pression de type Keller (gamme 1.6 b, incertitude 2.1 mb) mesure la pression totale dans le caisson.

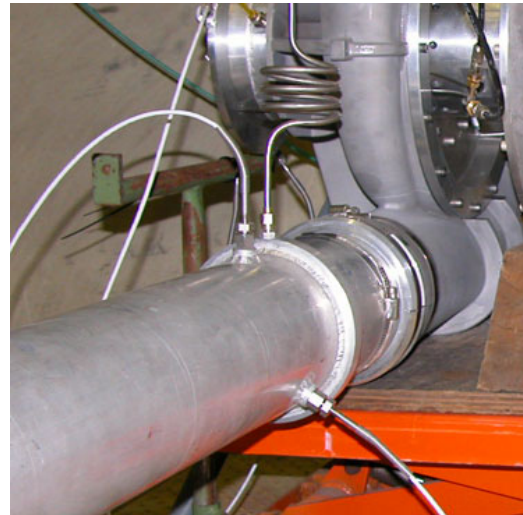
En entrée roue (**plan 1**), une chambre de Kent est placée sur le pavillon. La température est mesurée à l'aide de 3 sondes de température PT100 classe A (diamètre 3.2 mm) placées à 120°, comme l'illustre la figure 6.4 (a) (notons que cette photo correspond à la machine optimisée, ce qui se remarque par l'absence de *splitters*).

En sortie d'étage, une métrologie analogue à celle de l'entrée est mise en place. Cette section de mesure sera notée **8M** par la suite. Dans une approche industrielle typique d'évaluation des performances globales, la variation de température totale est mesurée entre l'entrée roue et la section 8M, et la variation de pression entre la pression totale du caisson¹ et la mesure de pression statique de la chambre de Kent de la section 8M.

Enfin, pour mesurer les autres caractéristiques du point de fonctionnement, la vitesse de rotation N est mesurée à l'aide d'un électroaimant placé à proximité de la turbine, et le débit à l'aide d'un diaphragme (diamètre 74 mm) muni d'un capteur de pression, et situé entre la guillotine et la section de mesure précédente.



(a) Sondes PT100 en entrée roue (plan 1).



(b) Sondes PT100 et chambre de Kent en aval de la volute (plan 8M).

Figure 6.4: Mesures entrée/sortie sur la machine essai.

Instrumentation locale Afin d'apporter des données intermédiaires entre la roue et la volute, 16 prises de pression statique (diamètre 0.8 mm) ont été percées sur le moyeu du diffuseur. La figure 6.5 montre l'ensemble volute-roue instrumenté (la face arrière de la roue est visible au centre).

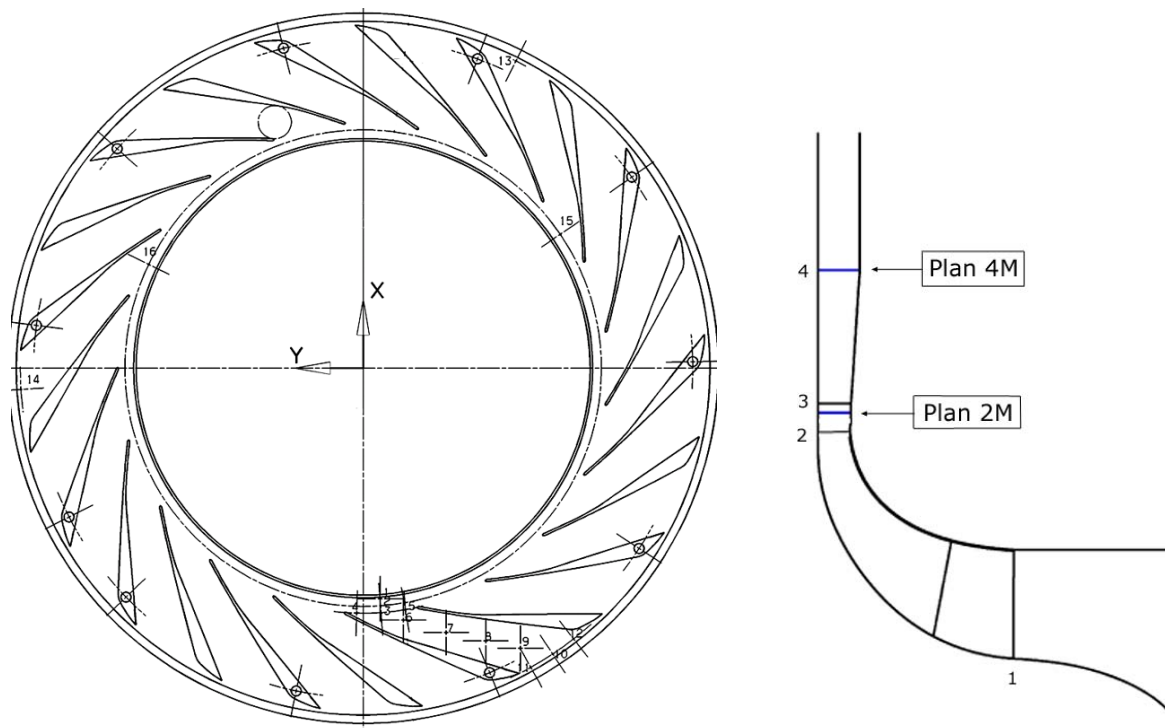
¹La pression statique de la chambre de Kent du pavillon peut aussi être utilisée, mais dans ce cas la pression total doit être extrapolée. Nous avons choisi d'utiliser la pression totale du caisson pour s'affranchir de cette erreur.



Figure 6.5: Sondes de pression statique sur le flasque arrière du diffuseur.

L'instrumentation est concentrée sur un seul canal, situé à environ 180° du bec de la volute. La figure 6.6 détaille les emplacements des prises :

- les prises 1 et 2 sont situées dans l'espace lisse entre le bord de fuite de la roue et le bord d'attaque du diffuseur ;
- la prise 2 est répétée en azimut par les prises 15 et 16 ;
- les prises 3, 4 et 5 sont situées au même rayon et couvrent donc la portion azimutale



(a) Vue en coupe du diffuseur avec figuration des positions des 16 prises de pression statique.

(b) Vue méridienne (roue et diffuseur). Les plans 2M et 4M sont utilisés pour calculer les grandeurs en moyenne azimutale, au moyeu, en aval de la roue et du diffuseur. Le plan 4M coïncide avec le bord de fuite du diffuseur.

Figure 6.6: Instrumentation locale du diffuseur.

- entre l'intrados et l'extrados d'un canal du diffuseur ;
- les prises 5, 6, 7, 8, 9 et 10 représentent l'évolution longitudinale ;
 - au bord de fuite du diffuseur, les prises 10, 11 et 12 discrétisent le canal en azimut ;
 - la prise 10 (au milieu du canal) est répétée à 120° par les prises 13 et 14.

Cette instrumentation locale permet de plus d'obtenir des grandeurs moyennes intermédiaires pour l'étage. Ainsi, l'ensemble {2, 15, 16} forme une mesure moyenne de la pression statique au moyeu pour le rayon $R=107.32$ mm, noté plan 2M par la suite (en accord avec la nomenclature RADIVER, classique par ailleurs). L'ensemble {10, 11, 12, 13, 14} forme une valeur moyenne de la pression statique au moyeu pour le rayon $R=154.5$ mm, noté plan 4M. La figure 6.6 schématise ces deux plans d'extraction.

Le tableau 6.2 résume les caractéristiques des capteurs de pression en termes de gamme et de précision en pourcentage de la pleine échelle. Mis à part le capteur de pression ambiante du caisson, seul le capteur 7 est un capteur absolu (de type Keller). Le capteur 2 est un capteur relatif (Keller), la pression atmosphérique du jour étant mesurée par ailleurs par un capteur absolu. Tous les autres capteurs sont des capteurs différentiels (de type Rosemount) : les capteurs 15 et 16 mesurent le différentiel de pression par rapport au capteur relatif 2 ; les capteurs restants mesurent le différentiel de pression au capteur absolu de la prise 7. L'utilisation de capteurs différentiels en série présente l'inconvénient de sommer les incertitudes de chaque capteur dans la mesure finale. Cela permet par contre d'utiliser des capteurs à gamme très faible et donc avec une incertitude inférieure (en absolu). Au final, l'incertitude théorique sur la mesure moyenne au plan 4M est inférieure à 10 mbars.

Capteur	1	2	3	4	5	6	7	8
Gamme	± 1 b	0.7 b	± 1 b	± 1 b	± 1 b	± 1 b	1.6 b	± 0.175 b
Précision	± 0.07 %	± 0.12 %	± 0.07 %	± 0.07 %	± 0.07 %	± 0.07 %	± 0.133 %	± 0.06 %
Capteur	9	10	11	12	13	14	15	16
Gamme	± 0.175 b	± 0.175 b	± 0.175 b	± 0.175 b	± 0.3 b	± 0.3 b	± 0.175 b	± 0.175 b
Précision	± 0.06 %	± 0.06 %	± 0.06 %	± 0.06 %	± 0.05 %	± 0.05 %	± 0.06 %	± 0.06 %

Tableau 6.2: Caractéristiques des capteurs de pression pour l'instrumentation locale du diffuseur. Le capteur 7 est un capteur absolu ; le capteur 2 est un capteur relatif ; tous les autres sont des capteurs différentiels.

6.1.4 Incertitudes expérimentales

Les incertitudes expérimentales sont de 2 types : (i) celles intrinsèquement liées à la métrologie ; et (ii) celles liées à la procédure expérimentale.

Du point de vue théorique, les erreurs liées aux capteurs sont de 4 types : (i) non linéarité, (ii) répétabilité, (iii) hystérésis et (iv) dérive dans le temps. Les erreurs liées à la centrale d'acquisition sont aussi de 4 types : (i) non linéarité, (ii) hystérésis, (iii) stabilité dans le temps et (iv) numérisation. Les incertitudes données au tableau 6.2 sont associées aux erreurs des capteurs.

La répercussion des erreurs dues aux capteurs de pression sur la valeur du taux de compression mesuré au plan 4M est définie par la somme quadratique des incertitudes absolues associées aux capteurs 10, 11, 12, 13 et 14, cumulées avec celle de la prise 7 (au plan 2M, l'incertitude du capteur 2 doit aussi être prise en compte). Après calculs, l'incertitude due à la métrologie pour la mesure de pression au plan 4M est de 9.8 mb soit une erreur pour le taux de compression de 0.4 %.

Pour la mesure de température, en tenant compte des incertitudes des sondes PT100 et de la centrale d'acquisition, l'incertitude théorique est fonction de la température. Autour du point nominal ($T_{t4} \sim 295$ K), cette incertitude est de 0.33 % soit 0.4 K. L'impact conjoint des erreurs sur la mesure de température et de pression pour la valeur du rendement mesuré est 0.8 point.

La seconde source d'incertitude est principalement liée à la stabilité du point de fonctionnement lors des mesures. D'une part, les capteurs de pression et de température ont des temps de réponses différents et, d'autre part, les constantes de temps des mesures et de l'écoulement peuvent être différentes. Pour ces raisons, la mesure du point de fonctionnement et des performances n'est pas parfaitement stable. De plus, l'adiabaticité n'est pas parfaitement assurée : le compresseur n'étant pas calorifugé, la mesure de température totale en sortie est influencée par d'éventuels échanges de chaleur entre l'étage compresseur et l'extérieur.

Pour quantifier l'effet de la stabilité du point, LTS met en place une démarche d'“analyse des mesures”. Dans la phase préliminaire, un essai a été réalisé avec acquisition des données à une fréquence de 10 Hz pendant 120 s. Ces données ont ensuite été analysées par une approche statistique. Un filtrage a été appliqué pour éliminer les fluctuations non représentatives. En définissant alors l'incertitude comme l'intervalle contenant l'erreur dans 95 % des cas (soit environ l'intervalle $\pm 2\sigma$, avec σ la variance calculée sur l'échantillon), l'analyse statistique de LTS a fournit les incertitudes suivante :

- pour le débit : $U_{\dot{m}} = \pm 1.1$ % du débit nominal ;
- pour la vitesse de rotation : $U_N = \pm 0.4$ % ;
- pour le taux : $U_{\pi} = \pm 0.7$ % ;
- pour le rendement : $U_{\eta} = \pm 0.8$ point ;

Il conviendra donc de tenir compte de ces incertitudes lors de la comparaison entre données expérimentales et numériques. Notons que les erreurs ci-dessus correspondent en fait à la machine dite “optimisée”, qui présentait la caractéristique d'être sensiblement moins stable que le *baseline* (ceci peut s'expliquer par la présence d'un diffuseur lisse et par un angle de pale en sortie roue moins important). Par ailleurs, ces erreurs correspondent au point nominal, et sont légèrement différentes hors-adaptation (de manière surprenante, la mesure semble plus instable au blocage qu'au pompage). Enfin, notons que dans la pratique, il revient à l'expérimentateur en charge des essais de choisir le moment où l'acquisition des données est effectuée (par opposition à l'acquisition pendant 120 s décrite précédemment) : le savoir-faire de l'opérateur peut alors diminuer l'incertitude associée à la stabilité du point de fonctionnement (mais d'une manière non quantifiable).

6.2 Études de sensibilité

L’objectif de ce paragraphe est d’examiner l’influence de chacune des étapes menant à la comparaison entre résultats numériques et expérimentaux. En préliminaire, les procédures numériques utilisées pour mener les calculs sur la géométrie du *baseline* sont présentées. Une fois le calcul mené, la première étape est l’extraction des performances globales à partir des résultats expérimentaux et de simulation. Ensuite, en cohérence avec les 3 sources d’erreurs de la comparaison EXP/CFD définies par l’équation (3.9), les influences du maillage, des paramètres incertains et de la modélisation sont examinées.

Cette approche est analogue à celle préconisée par Huang (1997) pour la validation de modèles de turbulence, qui l’applique à des configurations simples. Dans les “*Best Practice Guidelines*” de Casey et Wintergerste (2000), le NASA LSCC est étudié avec le code EURANUS, et les influences du maillage et de la taille du jeu sont étudiées pour le modèle (k, ϵ) de Yang-Shih, mais au point de dessin seulement.

6.2.1 Mise en œuvre des calculs

6.2.1.1 Domaine de calcul et maillage

Les simulations sont menées sur un domaine allant du bulbe (légèrement tronqué de sorte que la partie $R = 0$ ne soit pas modélisée pour des raisons liées à la génération du maillage) jusqu’à la sortie du diffuseur. Ainsi, l’amont de la roue (*i.e.*, le pavillon et l’alimentation par le caisson, voir la figure 6.4 (a)) n’est pas modélisé. De même, en aval du diffuseur, l’influence de la volute et plus particulièrement de son bec, n’est pas prise en compte.

Le maillage utilisé dans ce chapitre a été généré avec une version plus récente du mailleur² et présente donc une topologie sensiblement différente de la topologie en I utilisée dans les précédents chapitres. Il s’agit ici d’une topologie dite en *skin*, illustrée à la figure 6.7. Celle-ci utilise 5 blocs : un bloc en C autour de la pale, 2 blocs en H en amont et aval de la pale, et 2 blocs en H en périphérie du bloc en C. Cette topologie est utilisée pour la roue et le diffuseur.

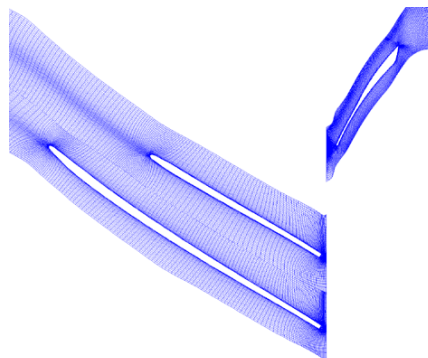


Figure 6.7: Vue d’ensemble des maillages roue et diffuseur dans un plan aube-à-aube à mi-hauteur.

²la version utilisée ici est AutoGrid 5.1-2.

Bien que la topologie du maillage, et donc la qualité, soient sensiblement meilleures que celles obtenues dans les chapitres précédents, nous avons essayé d’adapter les critères issus du chapitre 4 à la génération du maillage de référence utilisé ici. La roue *baseline* étant splittée, elle nécessite la modélisation de deux canaux, ce qui, en combinaison avec la présence d’aubages dans le diffuseur, impose une demande importante sur le nombre total de points de maillage. Au final, le maillage de référence comporte 4 300 000 points ; le tableau 6.3 présente les caractéristiques du maillage de la roue suivant les paramètres identifiés précédemment (les définitions des paramètres sont données page 56).

N	α	N_{JEU}	N_C/N	Δy_1	γ
52 pts	1.8 et 1.2	33 pts	–	2.0 μm	1.5

Tableau 6.3: Caractéristiques du maillage de référence pour la roue *baseline*.

Notons que, dans cette version du mailleur, le paramètre N_C n’est plus applicable. Il est remplacé par un paramètre équivalent plus explicite : le nombre de points dans la zone pariétale où le resserrement transversal est appliqué. Pour ce maillage, 17 points sont placés dans la couche limite, pour un taux d’expansion de 1.1. Au total, le maillage de la roue contient 3 000 000 de points, c’est-à-dire qu’en tenant compte du fait que deux demi-canaux sont modélisés, ce maillage est équivalent en nombre de points au maillage à 1 500 000 points du chapitre précédent. Toutefois, la topologie utilisée rend cette répartition plus avantageuse du point de vue de la qualité des mailles.

Le maillage du diffuseur est tel que : (i) 53 points sont placés suivant la hauteur de pale (*i.e.*, la discrétisation en envergure est identique à celle de la roue en dehors du jeu) ; (ii) le bloc en C contient 161 points suivant la direction longitudinale, et 25 points dans la couche limite (*i.e.*, suivant la direction azimutale) ; (iii) les blocs en H de part et d’autre du C contiennent 25 points en azimut chacun ; et (iv) 27 et 41 points sont placés dans la direction de l’écoulement pour les blocs amont et aval respectivement. Le maillage du diffuseur contient au total 1 300 000 points.

6.2.1.2 Modélisation de l’interaction rotor/stator

Les paramètres numériques sont identiques à ceux présentés au paragraphe 5.4.2. La seule différence réside dans la modélisation de l’interaction rotor/stator.

Le mouvement relatif de la roue par rapport au diffuseur est une source d’instationnarité, du fait de la présence des couches limites, des sillages et des “effets potentiels” en régime subsonique (influence amont du diffuseur). Plusieurs stratégies de modélisation existent pour prendre en compte ces effets dans une approche stationnaire. Nous avons choisi d’utiliser la méthode en place chez l’industriel pour traiter ce type de problème : la méthode dite du “plan de mélange”. Il s’agit ici de définir une interface entre la roue et le diffuseur (visible par la séparation des deux domaines sur la figure 6.7), au travers de laquelle sont échangées les informations entre le rotor et le stator. Cet échange d’informations s’effectue au travers d’une moyenne azimutale des propriétés de l’écoulement de part et d’autre du plan. Physiquement, ceci revient à faire l’hypothèse que les sillages de la

roue sont “mélangés” (homogénéisés) avant d’atteindre le diffuseur. Cette approximation est d’autant plus acceptable que les vitesses de rotation sont élevées.

L’approche sélectionnée dans EURANUS pour traiter la condition à la limite de plan de mélange est un “couplage conservatif par rangée d’aubes”. Dans ce cas, les informations sont échangées sous la forme des flux de masse, quantité de mouvement et énergie. Cette approche garantit une stricte conservation globale à travers l’interface.

6.2.2 Influence de la méthode de dépouillement

6.2.2.1 Dépouillement des données expérimentales

En préliminaire à l’analyse des simulations, nous examinons ici l’influence de la méthode utilisée pour calculer les performances globales à partir des données mesurées. Comme mentionné précédemment, dans une approche classique, l’évaluation des conditions de sortie du compresseur repose sur les données acquises dans plan 8M. Il est alors habituel d’extrapoler la pression totale en ce plan à partir de la pression statique de la chambre de Kent, du débit mesuré et de la donnée de la section du tuyau. Cette extrapolation revient à supposer que l’écoulement est monodimensionnel, c’est-à-dire que la pression statique mesurée au moyeu est constante sur l’ensemble de la section de mesure.

La figure 6.8 présente trois méthodes d’extraction du rendement expérimental. Dans tous les cas, la variation de température totale est mesurée entre les plans 1 et 8M. Les différences reposent sur l’extraction du taux de compression : (i) au plan 4M, le rendement isentropique total–statique est évalué à partir des prises de pression statique 10, 11, 12, 13 et

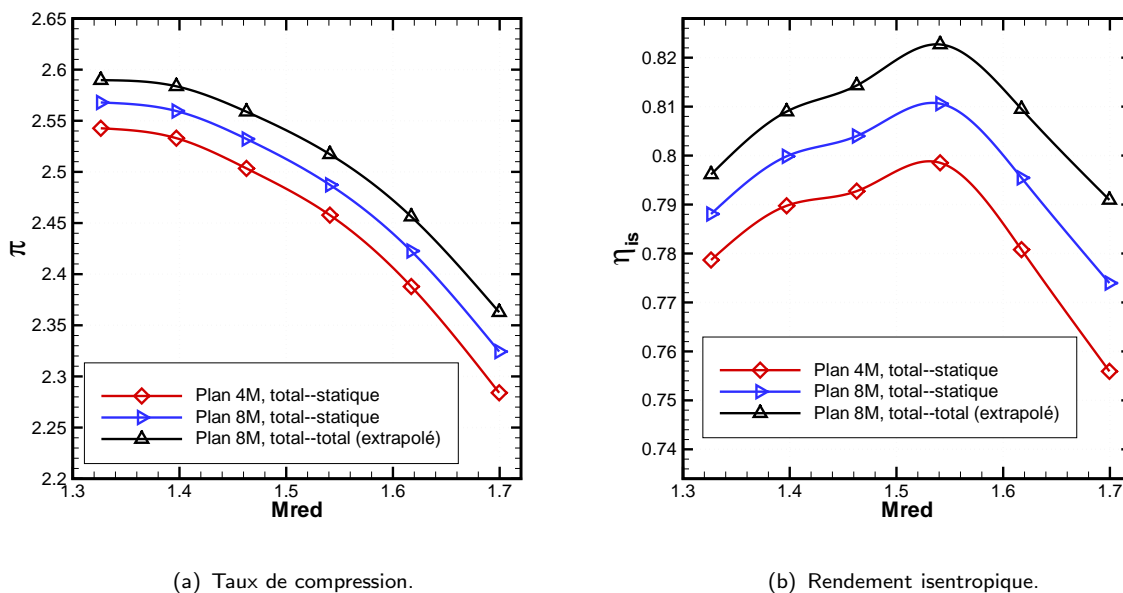


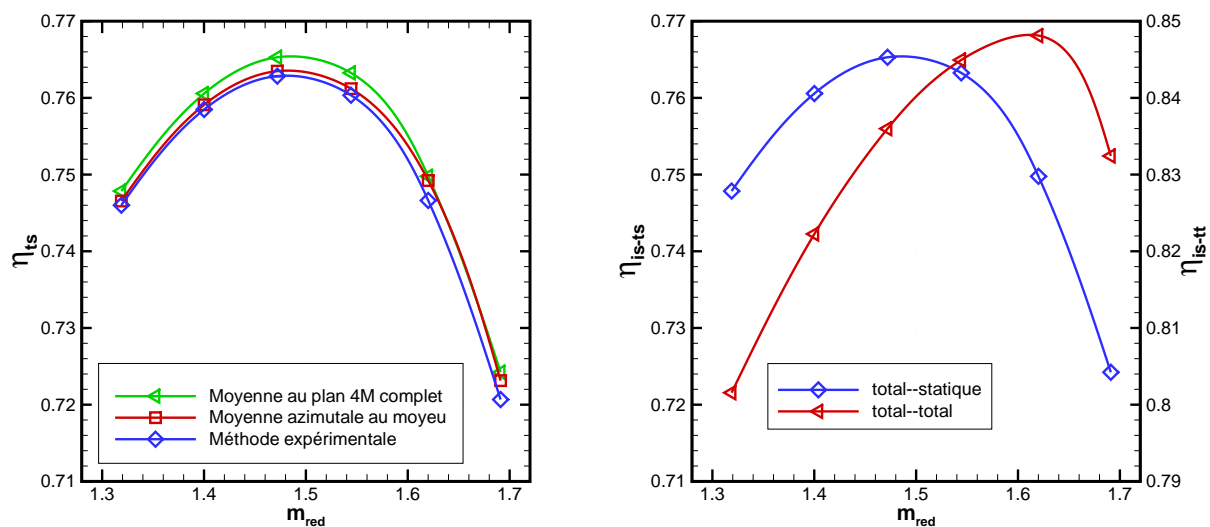
Figure 6.8: Influence de la méthode de dépouillement des essais : performances calculées aux plans 4M et 8M. Dans tous les cas, la variation de température est calculée entre les plans 1 et 8M. Les conditions totales en sortie sont extrapolées sous l’hypothèse d’un écoulement uniforme dans les sections de mesures. Isovitesses 38 000 tr/min.

14 ; (ii) au plan 8M, le rendement isentropique total–statique est évalué à partir de la pression statique mesurée par la chambre de Kent ; (iii) au plan 8M, le rendement isentropique total–total est extrapolé à partir de la mesure de pression précédente. Cette dernière méthode est celle utilisée habituellement par LTS pour évaluer les performances.

Tout d’abord, les écarts entre les rendements total–statique et total–total sont liés à la contribution de la pression dynamique au taux de compression. On notera particulièrement le fait que les trois méthodes donnent une tendance similaire. Ceci est d’autant plus surprenant qu’il serait légitime d’attendre un mélange important à travers la volute et la tuyauterie, qui aurait pour impact de réduire les inhomogénéités de la mesure dans la section 8M. Un tel effet donnerait plus de crédit à l’hypothèse d’écoulement 1D faite pour extrapoler la pression totale, avec pour conséquence attendue une modification de la tendance observée.

6.2.2.2 Dépouillement des simulations

La figure 6.9 (a) compare trois méthodes d’extraction du rendement total–statique à partir des résultats CFD : (i) une méthode où la pression statique attribuée au plan 4M est extraite par une intégration pondérée masse sur toute la section, (ii) une extraction après moyenne azimutale pondérée masse, mais avec la pression au moyeu seulement, (iii) et enfin une extraction de la pression statique au moyeu pour les positions des prises 10, 11 et 12 de la machine d’essais (voir figure 6.6). Cette figure illustre des différences faibles mais notables entre les trois méthodes, de l’ordre de 0.15 point de rendement au maximum. Pour cette raison, la troisième méthode, qui reproduit exactement la méthode expérimentale, sera utilisée lors des comparaisons entre calculs et expériences.



(a) Rendement total-statique.

(b) Rendements total-statique et total-total.

Figure 6.9: Influence de la méthode de dépouillement pour le rendement au plan 4M. Isovitesses 38 000 tr/min. Modèle SARC, maillage à 600 000 points.

Par ailleurs, la figure 6.9 (b) compare le rendement total-total en moyenne pondérée masse sur la section 4M avec le rendement total-statique pondéré masse. Les tendances obtenues sont très différentes. Sans présumer de la validité des calculs, cette comparaison montre qu'il n'est pas possible de restituer fidèlement une tendance total-total par l'extrapolation d'une simple mesure de pression statique, en particulier si c'est une mesure pariétale effectuée dans une zone où l'écoulement est fortement inhomogène comme la sortie du diffuseur. Ceci souligne une fois de plus l'importance de reproduire exactement dans les simulations la méthode d'extraction utilisée en expérimental, mais aussi les limites d'une approche expérimentale sans traversées de sondes de pression totale.

6.2.3 Influence du maillage

La figure 6.10 compare les rendements isentropiques total-statique au plan 4M pour des maillages de 600 000 points et 4 300 000 points. De même qu'au chapitre 4, l'influence est importante sur la valeur absolue du rendement, 2.1 points d'écart au maximum. Notons que pour le *baseline* LTS comme pour le RADIVER, le rendement est sous-estimé pour un maillage dégradé.

Pour la tendance, l'influence du maillage est particulièrement notable sur la prédiction du maximum de rendement, en valeur et en position. Ainsi, le maillage fin prédit une "cloche" de performance avec un extremum au débit réduit de 1.55 kg/s au lieu de 1.46 kg/s pour le maillage dégradé.

Cependant, pour des raisons de limitation des ressources, les comparaisons finales pour la validation seront basées sur des champs réalisés sur des maillages de 600 000 points.

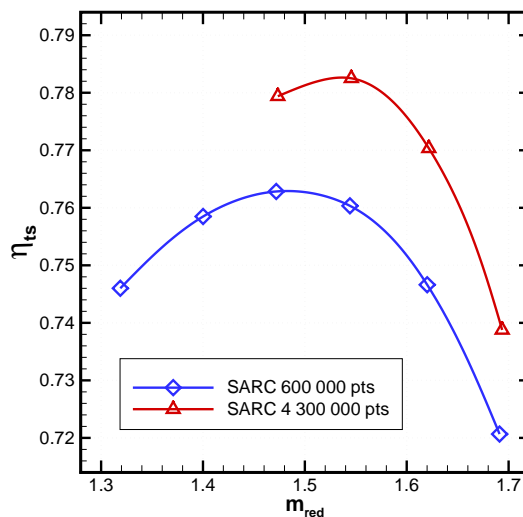


Figure 6.10: Influence du maillage sur la prédiction du rendement isentropique total-statique au plan 4M, modèle SARC. Isovitesse 38 000 tr/min.

6.2.4 Influence des corrections rotation/courbure

La figure 6.11 présente les caractéristiques total-statique au plan 4M, sur le maillage de 600 000 points pour les modèles SA et YS et leurs équivalents corrigés pour les effets de rotation/courbure.

Tout d'abord, les différences entre les modèles non corrigés sont notables en termes de valeur absolue et de tendance pour la prédiction du rendement. Le maximum de rendement prédit par le modèle YS est supérieur de 0.1 point au modèle SA, et surtout est déplacé vers un débit légèrement plus élevé. En tendance, les différences sont accentuées aux faibles débits : le modèle YS prédit une chute de rendement plus rapide vers le pompage.

Pour les deux modèles, l'effet des corrections RC est faible sur la tendance. En revanche, l'impact sur la valeur absolue est nettement plus marqué pour le modèle SARC (jusqu'à 1.1 point d'écart avec le modèle SA). La validation des performances prédites par les modèles corrigés avec les données expérimentales permettra d'affiner cette comparaison.

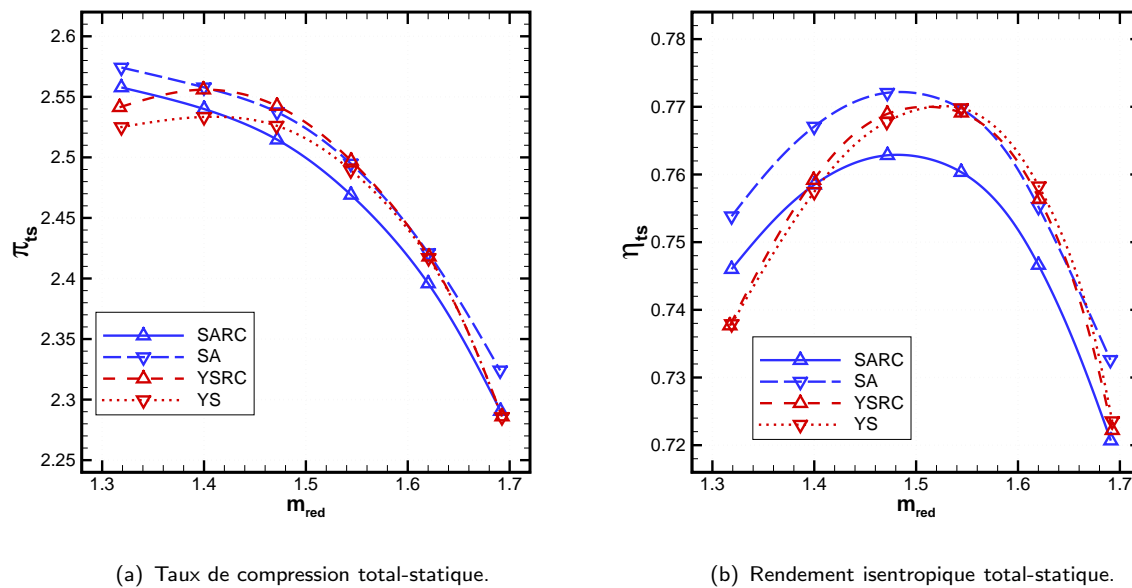


Figure 6.11: Influence des corrections rotation/courbure sur les performances calculées au plan 4M pour les modèles SA et YS. Isovitesses 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.

6.2.5 Influence des paramètres incertains

La dernière contribution des erreurs d'une comparaison CFD/EXP, négligée jusqu'à présent, est due aux paramètres spécifiés lors des simulations, mais dont la donnée exacte n'est pas disponible lors des essais : les paramètres incertains. Rappelons que cette erreur est liée à la comparaison elle-même plutôt qu'à l'un ou l'autre des processus de simulation et d'expérience.

Pour mesurer cette influence, les études de sensibilité sont le moyen le plus simple. Cette approche présente néanmoins certaines limitations : (i) elle est trop pessimiste, (ii) elle ne peut restituer que des bornes sur les résultats en l'absence de traitement statistique. De

plus, le fait d'appliquer ici cette étude séparément pour chaque paramètre revient à négliger leurs interactions (ainsi, il est possible que l'impact de la taille du jeu dépende du niveau de turbulence, par exemple).

6.2.5.1 Taille du jeu

Si lors du montage le jeu est calé (à froid), pendant les essais les forces centrifuges (voire le champ de pression pour des pales très chargées) déforment la roue, et le champ de température peut entraîner une dilatation des éléments. Une solution pratique pour mesurer le jeu en fonctionnement est d'utiliser des tiges de graphite insérées par le carter, mais cette démarche n'a pas été mise en œuvre lors de ces essais.

En fonctionnement, il est donc probable que la valeur du jeu soit inférieure à la valeur de 0.6 mm à froid. Pour cette raison, une valeur nominale de 0.4 mm (au bord d'attaque et au bord de fuite) a été retenue dans une phase préliminaire. Afin d'évaluer l'influence de ce paramètre incertain, deux autres valeurs ont été testées. Une valeur pessimiste (limite supérieure) de 0.5 mm et une valeur inférieure de 0.3 mm. Ces valeurs sont largement arbitraires. La figure 6.12 présente les résultats pour ces valeurs du jeu, obtenus avec le modèle SARC sur le maillage de 600 000 points.

Les résultats traduisent un impact significatif du jeu tant sur la valeur absolue que sur la tendance. Ainsi, entre les jeux de 0.5 mm et 0.4 mm, l'écart est de 0.5 point au débit réduit de 1.47 kg/s, mais augmente à 4.1 points pour le débit réduit de 1.70 kg/s. Les écarts en valeur absolue sont moins significatifs entre les jeux de 0.4 et 0.3 mm, mais la position du maximum de rendement est sensiblement affectée. Pour cette raison, il nous a semblé important d'accorder une attention particulière à ce paramètre.

Des calculs mécaniques ont alors été fournis par LTS, utilisant un modèle éléments finis

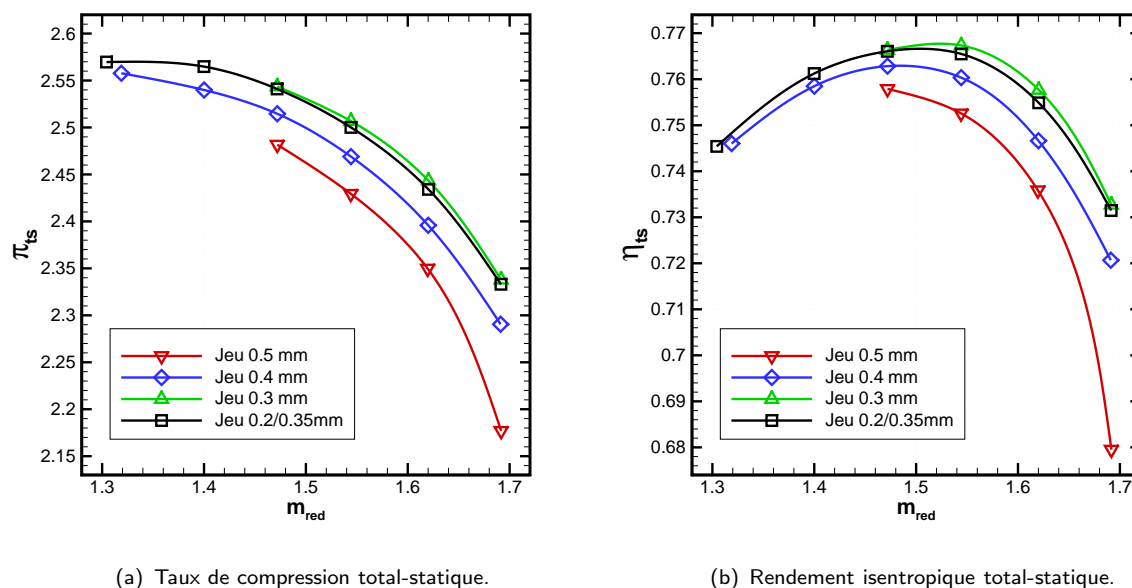


Figure 6.12: Influence du jeu sur les performances calculées au plan 4M. Isovitesse 38 000 tr/min. Modèle SARC, maillage à 600 000 points.

prenant en compte les efforts centrifuges (pour la vitesse de rotation de 38 000 tr/min) et la précontrainte appliquée au tirant lors du montage (5 000 N). L'approche adoptée pour exploiter les résultats de calculs mécanique est de limiter la prise en compte de la déformation à son impact sur le jeu, c'est-à-dire que la déformée de la pale n'est prise en compte que de manière partielle. Les calculs ont montré que la déformation de la pale réduit le jeu radial au bord d'attaque à 0.2 mm. Au bord de fuite, c'est la déformation du disque (ou voile) qui induit un déplacement axial réduisant le jeu à 0.35 mm. Les caractéristiques obtenues pour ces valeurs sont aussi portées sur la figure 6.12. On remarquera notamment la faible influence du jeu radial au bord d'attaque (pourtant très réduit), qui traduit le fait que l'écoulement de jeu dépend de la charge de la pale, plus importante en sortie.

Les valeurs de 0.2 mm au bord d'attaque et 0.35 mm au bord de fuite ont donc été retenues pour les simulations utilisées pour la validation³.

6.2.5.2 Intensité de la turbulence en entrée

En l'absence d'une métrologie adaptée, l'intensité de la turbulence pendant les mesures n'est pas une information disponible. Il est pourtant nécessaire de fixer cette quantité lors des simulations, d'où son inclusion parmi les paramètres incertains. Nous avons mené cette étude pour le modèle SARC seulement.

La seule variable disponible dans le modèle de Spalart & Allmaras est la viscosité tourbillonnaire ν_t de dimension $[L^2T^{-1}]$, c'est-à-dire qu'il n'est pas possible d'accéder à des estimations séparées des échelles de temps et de longueur. Pour cette raison, on ne peut obtenir directement l'intensité de la turbulence sous la forme $T_u = \sqrt{u^2}/W_{\text{ref}}$. Afin de disposer néanmoins d'une *estimation qualitative* de T_u , nous proposons de transposer la seule information disponible (ν_t) dans un contexte (k, ϵ) en situation de THI. Notons ici que l'absence d'un terme de destruction turbulente dans le modèle SA réduit l'équation (5.12) à $D\tilde{\nu}/Dt = 0$ en THI.

Toujours en THI, l'équation modèle pour k (équation (5.21)) permet d'écrire la dissipation sous la forme

$$\epsilon = -W_{\text{ref}} \frac{\Delta k}{L_{\text{ref}}} \quad , \quad (6.1)$$

où Δk est un ordre de grandeur de la diminution de l'énergie cinétique turbulente sur une longueur caractéristique L_{ref} sous l'effet de la seule dissipation turbulente. En prenant une diminution de l'ordre de 10 % de la valeur initiale à l'entrée k_0 (*i.e.*, $\Delta k = -0.1k_0$), on peut donner un ordre de grandeur de ϵ (Numeca, 2004). Si on utilise alors la relation constitutive (5.3) pour un modèle (k, ϵ) , la viscosité tourbillonnaire et l'énergie cinétique de turbulence initiale sont liées par la relation

$$k_0 = \frac{0.1W_{\text{ref}}}{L_{\text{ref}}C_\mu} \nu_t \quad . \quad (6.2)$$

³Ces faibles valeurs peuvent sembler optimistes, mais lors du démontage de la machine prototype après la campagne d'essais, il a été observé que le bord de fuite de la roue était très légèrement entré en contact avec le carter, ce qui peut être remarqué sur la figure 6.1. Ce contact est probablement intervenu lors d'une excursion de la vitesse de rotation au-delà de 38 000 tr/min pendant une phase transitoire

Pour $k = 3/2 \cdot \overline{u^2}$, la combinaison de l'équation (6.2) avec la définition de T_u permet finalement d'écrire

$$T_u = \sqrt{0.74 \frac{\nu_t}{L_{\text{ref}} W_{\text{ref}}}} \quad (6.3)$$

Notons que cette relation est un simple ordre de grandeur, qui revient à affiner, par l'introduction des constantes associées au modèle (k, ϵ), la relation qui aurait pu être déterminée en cherchant simplement à adimensionner ν_t par une longueur et une vitesse de référence.

En pratique, il est habituel avec le modèle SA de caler ν_t en entrée en spécifiant le rapport ν_t/ν entre 1 et 5 pour des écoulements internes (Numeca, 2004). Pour des écoulements externes, Spalart et Allmaras (1994) recommandent un rapport ν_t/ν inférieur à 0.1. Dans une approche (k, ϵ), Casey et Wintergerste (2000) recommandent des valeurs de ν_t/ν de 1 à 10 en écoulement externe, associées à une valeur de $T_u=0.3$ %, et une valeur de $T_u=5$ à 10 % en écoulement interne. Huang (1997) utilise des valeurs de $\nu_t/\nu = 10^n$ avec n de 0 à -6 pour un écoulement de plaque plane en régime incompressible. Les résultats obtenus avec le modèle SA dans ce cas montrent des variations du coefficient de frottement inférieures à 0.1 % (à comparer à des variations jusqu'à 5 % pour le modèle (k, ω) entre $n=0$ et -6).

Au regard des simulations du chapitre précédent suggérant que le mélange était sur-estimé par le modèle SA (en particulier si on compare les profils de pression totale expérimentaux avec les prédictions des modèles SA et YS, figure 5.29), nous avons favorisé une valeur nominale dans la tranche inférieure des valeurs classiques en terme d'intensité de la turbulence. La valeur nominale retenue est $\nu_t/\nu \sim 3$, qui correspond à une intensité de turbulence $T_u = 0.3$ %. Ceci revient à supposer un écoulement laminaire en entrée avec de faibles perturbations. Étant données les conditions d'alimentation des expériences de ce chapitre (notamment le fait que le compresseur et la turbine expulsent l'air dans le caisson), cette hypothèse est certainement optimiste, bien que les perturbations dans le caisson soient probablement d'une structure marquée, différente d'un "vrai" spectre de turbulence.

Pour l'étude de sensibilité au paramètre ν_t , les valeurs testées sont présentées dans le tableau 6.4.

ν_t/ν	ν_t	T_u
0.3	0.00001	0.1 %
3	0.0001	0.3 %
30	0.001	1 %

Tableau 6.4: Valeurs de la viscosité tourbillonnaire en entrée pour l'étude de sensibilité pour l'intensité de la turbulence avec le modèle SARC. La valeur nominale est en gras.

Les résultats pour ces 3 valeurs de ν_t/ν en entrée sont présentés à la figure 6.13. L'influence en valeur absolue est de l'ordre de -0.5 à $+0.3$ point. En tendance, cette influence est nulle sauf pour le point de plus fort débit, où la diminution de rendement par rapport au rendement maximum est augmentée de 0.6 point pour la condition d'entrée $\nu_t/\nu=0.3$.

Un point peut être noté, la transition n'étant pas prédite par le modèle SA (le terme explicite de transition du modèle n'a pas activé), il est difficile d'associer cette étude de

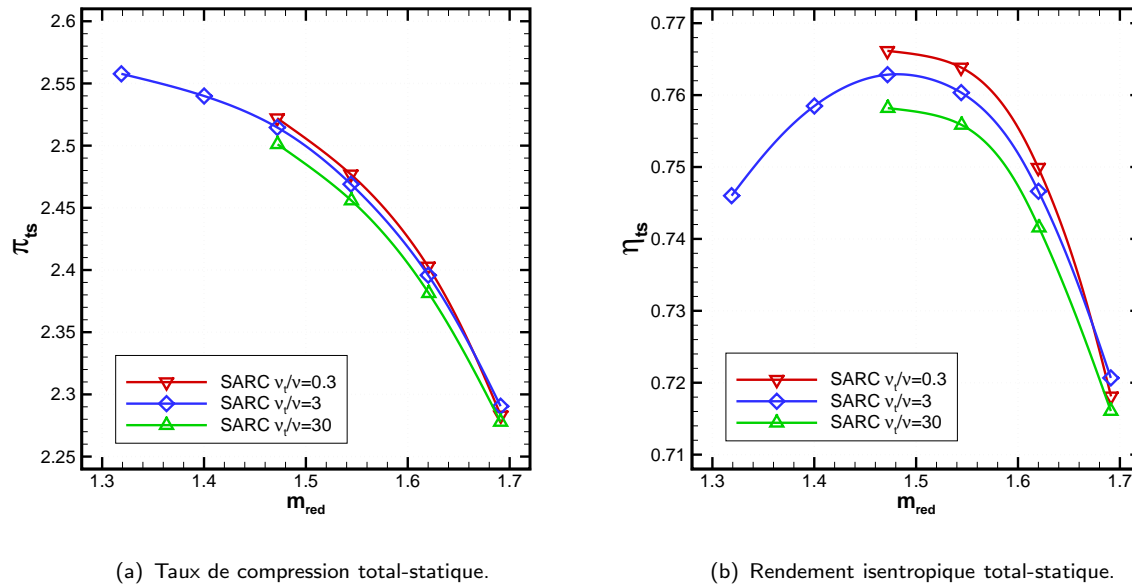


Figure 6.13: Influence du niveau de turbulence en entrée sur les performances calculées au plan 4M. Isovitesses 38 000 tr/min. Modèle SARC, maillage à 600 000 points.

sensibilité à une véritable modélisation de l'impact de la turbulence en entrée. Toutefois, l'incertitude dans les résultats, associée à la spécification de la condition d'entrée doit être prise en compte en l'absence d'argument fort permettant de trancher quant à la valeur appropriée (comme les calculs mécaniques le permettaient dans le cas du jeu). Pour la validation, nous retiendrons la valeur de $\nu_t/\nu=3$ comme valeur nominale.

6.3 Validation des simulations

Ce paragraphe compare les résultats expérimentaux avec les résultats des simulations obtenues sur le maillage de 600 000 points, avec un jeu de 0.2/0.35 mm, une condition d'entrée telle que $\nu_t/\nu=3$, pour les modèles SARC et YSRC. Les données expérimentales intègrent les incertitudes du paragraphe 6.1.4 sous la forme de barres d'erreurs, sous l'hypothèse d'une erreur relative constante sur toute la plage de fonctionnement (on rappelle les valeurs de ces incertitudes : $U_{\dot{m}} = \pm 1.1 \%$, $U_{\pi} = \pm 0.7 \%$, $U_{\eta} = \pm 0.8 \text{ pt}$).

6.3.1 Analyses pour l'isovitesse nominale (38 000 tr/min)

Ce paragraphe compare les résultats numériques et expérimentaux pour l'isovitesse nominale (38 000 tr/min). Les performances globales sont d'abord examinées, et cette analyse est ensuite complétée par l'étude des données locales dans le diffuseur.

6.3.1.1 Données globales

La figure 6.14 présente les performances globales calculées au plan 4M. Tout d'abord, autour du point central de la caractéristique, les écarts en valeur absolue entre résultats

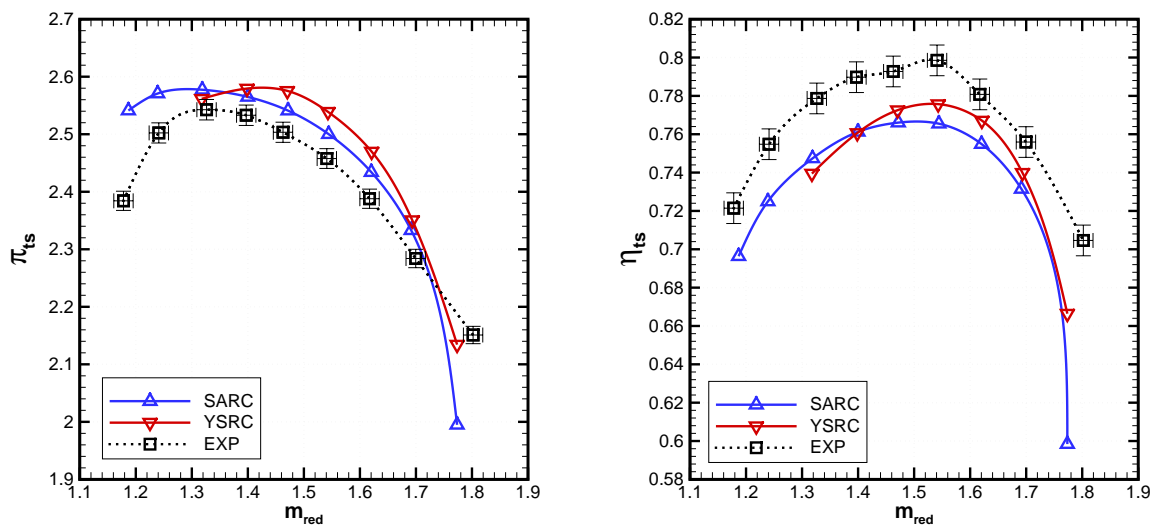
numériques et expérimentaux sont notables : (i) pour le taux, l'écart maximum est de 1.5 % pour SARC et de 2.9 % pour YSRC, dans les deux cas au point de débit réduit 1.47 kg/s ; (ii) pour le rendement, l'écart maximum est de 5 points (pour le débit de 1.55 kg/s) pour SARC, et de 4 points (au débit de 1.32 kg/s) pour YSRC. Étant donnée l'incertitude liée à la mesure de la température (tant par la technique que du fait de la possibilité d'un flux de chaleur à travers le carter), les écarts sur le rendement sont difficiles à juger.

Afin d'affiner l'évaluation de ces prédictions, la figure 6.15 présente les "delta" de rendement calculés par rapport au point de débit 1.46 kg/s, exprimés en points de rendement. Visiblement, la prédiction de la tendance est excellente avec le modèle SARC sur la majeure partie de la plage de fonctionnement. Pour le modèle YSRC, il semble que l'augmentation des pertes aux faibles débits soit surestimée.

Hormis les écarts aux faibles débits pour le modèle YSRC, les principales différences entre les calculs et les expériences se situent à 2 niveaux :

(i) **Au blocage**, l'écart entre calculs et expériences est très important (quasiment 2 points pour YSRC et 8 points pour SARC). Cependant, il s'agit d'interpréter cet écart *en terme de débit* et non de rendement, du fait que la caractéristique tende vers une verticale. En effet, des données expérimentales à un débit plus élevé auraient montré une chute de rendement similaire. Il faut donc conclure ici que le débit au blocage est sous-estimé *d'au moins 1.6 %* pour le modèle SARC, et probablement moins pour le modèle YSRC.

(ii) **Autour du point nominal**, la cloche de rendement observée expérimentalement n'est pas prédite par le calcul pour le modèle SARC, mais sensiblement capturée par le modèle YSRC. La figure 6.16 montre que la sensibilité des calculs au maillage et à la taille du jeu fournit deux pistes pour améliorer l'accord entre CFD et expériences pour le modèle SARC. L'influence du maillage est très significative. Pour le jeu, l'influence est plus faible mais



(a) Taux de compression total-statique.

(b) Rendement isentropique total-statique.

Figure 6.14: Comparaison des données expérimentales et de simulations : performances total–statique calculées au plan 4M. Isovitresse 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.

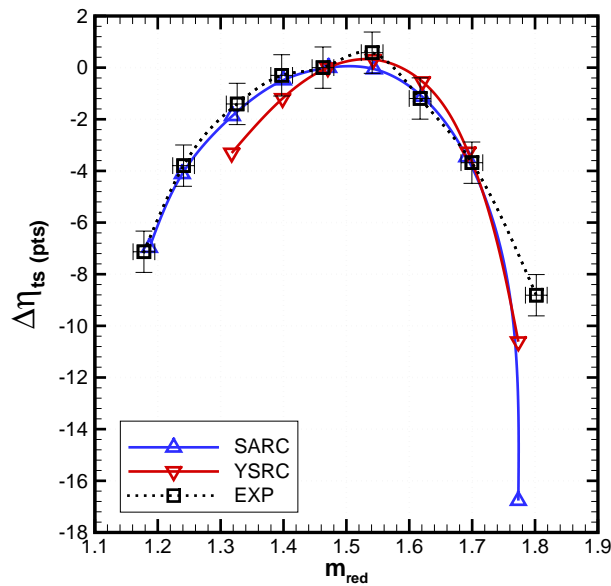
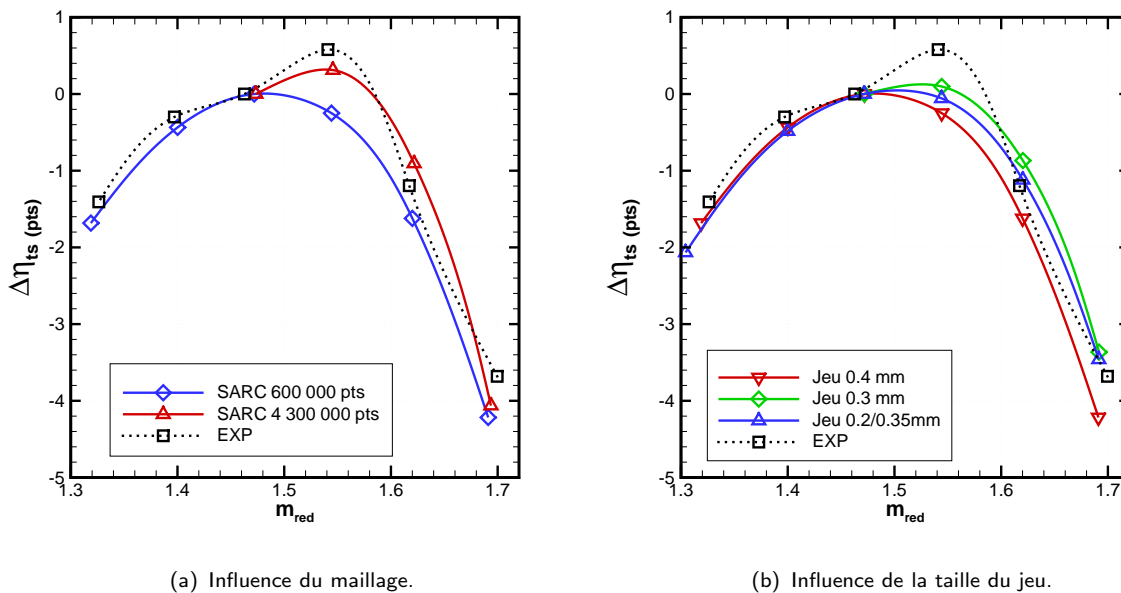


Figure 6.15: Comparaison des données expérimentales et de simulations : delta de rendement total-statique par rapport au point $\dot{m}_{red}=1.46$ kg/s. Isovitresse 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.



(a) Influence du maillage.

(b) Influence de la taille du jeu.

Figure 6.16: Comparaison des delta de rendement autour du point de dessin pour le modèle SARC : influence du maillage et de la taille du jeu. Isovitresse 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.

sensible. Afin de conclure sur la prédiction de cette allure en cloche, un approfondissement de ce travail consisterait à mener une étude paramétrique sur la taille du jeu en sortie pour un maillage d'une densité supérieure à 4.3 millions de points.

En conclusion, pour l'isovitesse nominale (38 000 tr/min), les prédictions CFD s'écartent des expériences au maximum de 1.5 % pour le taux et de 2.5 points pour le rendement. La

prédiction de la tendance est excellente sur une large gamme autour du point de dessin. Au voisinage du pompage, la prédiction du taux de compression est hors de portée des modèles. Le débit de blocage est sous-estimé d'au moins 1.6 %.

6.3.1.2 Données locales

L'instrumentation locale du diffuseur a permis dans la partie précédente de proposer des comparaisons CFD/EXP réalisées pour des valeurs intermédiaires entre la sortie du diffuseur et l'entrée de la volute, grâce aux prises 10, 11, 12, 13 et 14 (figure 6.6). Les prises 1, 2, 3 et 6 à 10 sont utilisées ici pour analyser la prédiction locale de l'écoulement dans le diffuseur. L'ensemble de ces prises permet d'accéder à l'évolution longitudinale de la pression pariétale au moyeu du stator.

La figure 6.17 compare les données expérimentales et numériques pour 3 points de fonctionnement : le point nominal ($\dot{m}_{\text{red}}=1.55$ kg/s), le point de fonctionnement correspondant au sommet de la caractéristique expérimentale $\pi_{ts}-\dot{m}_{\text{red}}$ de la figure 6.14 (a) ($\dot{m}_{\text{red}}=1.30$ kg/s), et un point proche du blocage ($\dot{m}_{\text{red}}=1.78$ kg/s). L'axe horizontal correspond à l'abscisse curviligne (s) sur l'axe méridien du canal du diffuseur, avec la prise 1 comme origine. La pression statique est adimensionnée par la pression d'entrée du compresseur (*i.e.*, la pression du caisson pour les expériences et la pression d'entrée du domaine numérique pour les simulations). Notons que les mesures expérimentales de la prise 6 ont été supprimées car le capteur était défectueux.

Pour les trois points de fonctionnement présentés, l'augmentation de pression après la prise 3 est nettement trop abrupte dans les calculs. Pour le point proche du pompage ($\dot{m}_{\text{red}}=1.30$ kg/s) l'accord CFD/EXP au niveau des 3 dernières prises est meilleur que pour les 2 autres points de fonctionnement.

Afin de tenter de relier ces différences à la structure locale de l'écoulement, la figure 6.18 (a) présente les valeurs locales de P_s/P_{t1} sur le moyeu pour les emplacements correspondant aux points de mesure. Cette figure montre que les variations de la pression statique autour du point de mesure sont limitées (en particulier au milieu du canal), ceci permet de conclure dans un premier temps que les écarts observés sur la figure 6.17 ne sont pas associés à une incertitude sur l'emplacement des prises de pression.

La figure 6.18 (b) présente des contours de couleur pour la vitesse absolue, tracés sur une surface aube-à-aube à 10 % de la hauteur relative dans le canal. Cette visualisation montre qu'une importante zone d'écoulement séparé est présente en pied du stator. Ce décollement influence de manière significative la récupération de pression dans le diffuseur. Il est donc probable que les écarts CFD/EXP pour la pression locale dans le diffuseur soient liés à la prédiction de cette zone de décollement. En l'absence de données expérimentales plus précises sur l'écoulement dans le diffuseur il est difficile de préciser ce point.

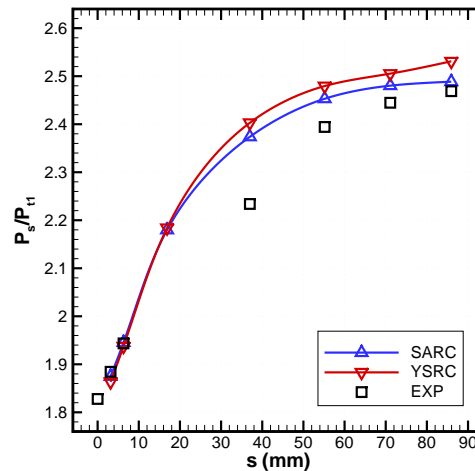
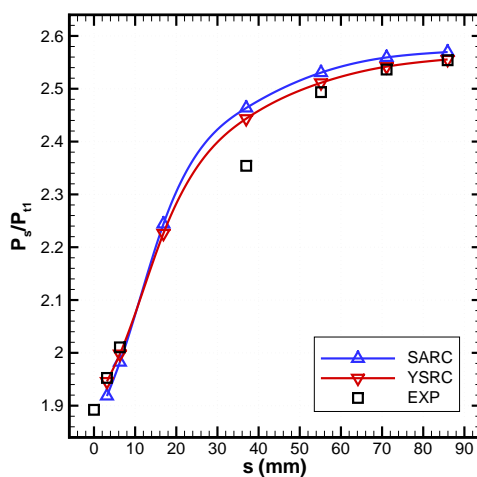
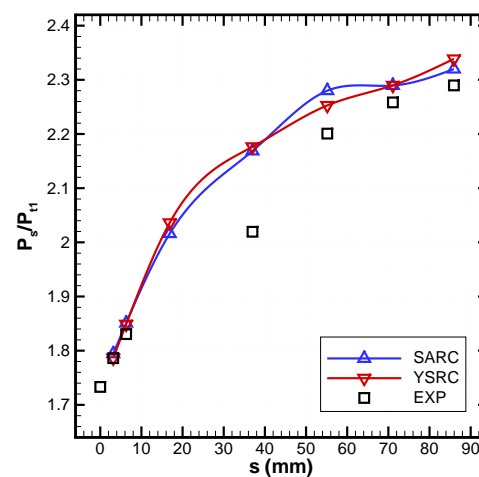
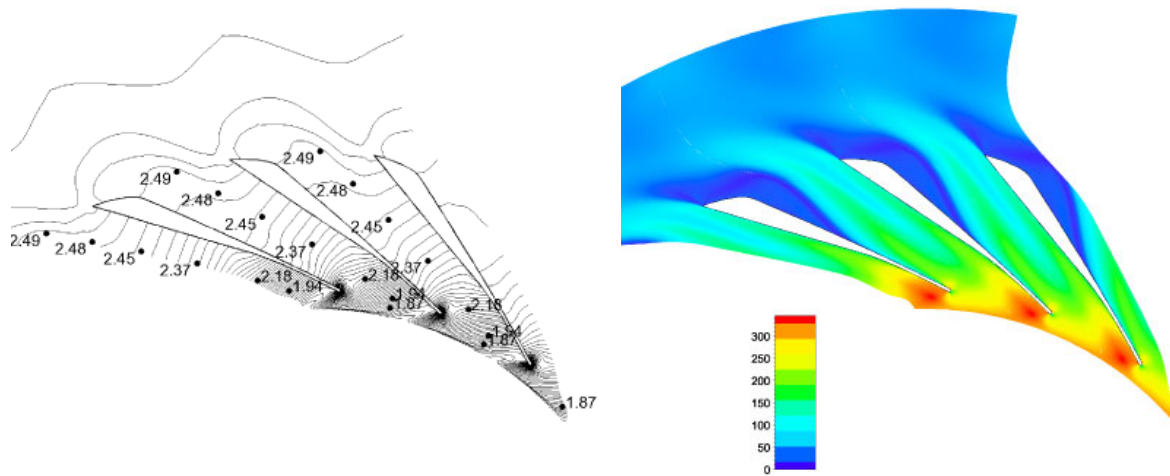
(a) Débit nominal ($\dot{m}_{\text{red}}=1.55$ kg/s).(b) Faible débit ($\dot{m}_{\text{red}}=1.30$ kg/s).(c) Fort débit ($\dot{m}_{\text{red}}=1.78$ kg/s).

Figure 6.17: Comparaison des données expérimentales et de simulations : évolution de la pression statique au moyeu sur l'axe méridien du diffuseur. Isovitesses 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.

6.3.2 Caractéristiques pour des vitesses de rotation réduites

6.3.2.1 Isovitesses 25 000 tr/min

Afin d'examiner la prédictivité de l'outil CFD appliqué hors adaptation en vitesse de rotation, les données numériques pour l'isovitesse 25 000 tr/min sont comparées ici aux données expérimentales. Dans ce paragraphe, les calculs n'ont été menés qu'avec le modèle SARC, sur le maillage de 600 000 points, pour une turbulence en entrée telle que $\nu_t/\nu=3$. Les valeurs de jeu sont ajustées pour chaque vitesse de rotation par rapport aux valeurs calculées pour l'isovitesse de 38 000 tr/min. Pour cela, une mise à l'échelle des déplacements est effectuée selon une dépendance quadratique à la vitesse de rotation (*i.e.*, $\delta_N = \delta_{N_0} \cdot (N/N_0)^2$, où δ est la valeur du déplacement, formule proposée par Ziegler (2003)).

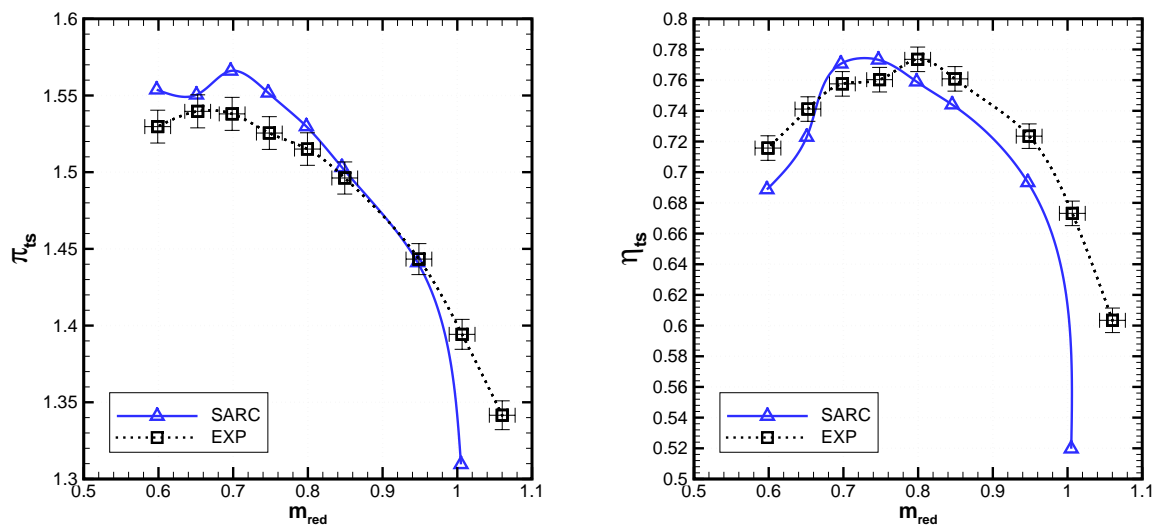


(a) Valeurs locales de P_s/P_{t1} pour les points de mesures, avec (b) Contours de couleur pour la norme de la vitesse absolue V (m/s) sur un plan à $Z/B = 10\%$.

Figure 6.18: Analyse locale de l'écoulement en pied dans le stator pour le point de fonctionnement $\dot{m}_{red}=1.55$ kg/s (modèle YSRC). Isovitesses 38 000 tr/min. Maillage à 600 000 points.

La figure 6.19 présente les performances globales calculées au plan 4M. Autour du point central, en valeur absolue, les écarts entre calculs et mesures sont comparables à ceux obtenus pour l'isovitesse 38 000 tr/min pour le taux de compression : au point où le taux est maximal ($\dot{m}_{red}=0.7$ kg/s), l'écart est de 1.9 %. En revanche, au débit de rendement maximal ($\dot{m}_{red}=0.8$ kg/s), l'écart observé pour le rendement est de 1.4 points, ce qui est inférieur aux écarts observés pour l'isovitesse 38 000 tr/min.

De même que pour l'isovitesse nominale, le débit de blocage est ici nettement sous-



(a) Taux de compression total-statique.

(b) Rendement isentropique total-statique.

Figure 6.19: Isovitesses 25 000 tr/min : comparaison des données expérimentales et de simulations. Performances total-statique calculées au plan 4M. Maillage à 600 000 points.

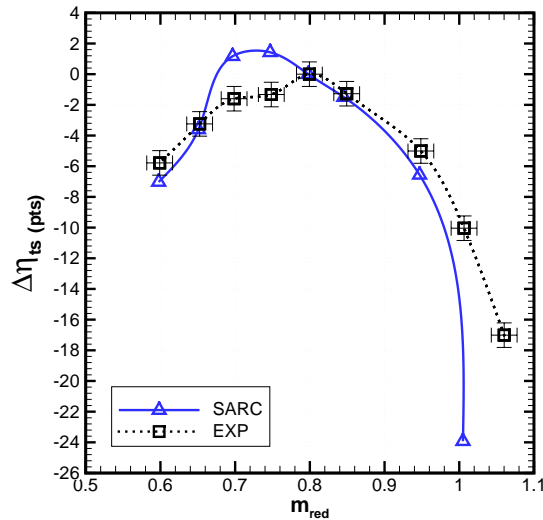


Figure 6.20: Isovitesses 25 000 tr/min : comparaison des données expérimentales et de simulations. Delta de rendement total–statique par rapport au point $\dot{m}_{red}=0.8$ kg/s. Maillage à 600 000 points.

estimé par les calculs, de l'ordre de 5 %. Ceci se traduit par une chute de rendement aux forts débits plus importantes pour les simulations.

La figure 6.20 présente les delta de rendement calculés par rapport au point de débit 0.8 kg/s, exprimés en points de rendement. La tendance est moins bien prédite ici que pour l'isovitesse nominale. En effet, le maximum de rendement est prédit pour un débit inférieur de 7 % à celui des mesures. De plus, la forme de la “cloche” est sensiblement différente de celle obtenue expérimentalement.

Enfin, il est intéressant de noter que si la tendance semble moins bien prédite, la valeur absolue de rendement calculée est nettement plus proche de la valeur expérimentale pour cette isovitesse que pour l'isovitesse 38 000 tr/min.

6.3.2.2 Isovitesses 15 000 tr/min

La figure 6.21 présente les performances globales calculées au plan 4M pour l'isovitesse 15 000 tr/min, et la figure 6.22 les delta de rendement par rapport au point de rendement maximal dans les expériences ($\dot{m}_{red}=0.43$ kg/s).

Ces figures montrent que la qualité de la prédiction est grandement détériorée ici. Ceci traduit le fait que, sur l'ensemble des points de fonctionnement de l'isovitesse 15 000 tr/min l'écoulement dans l'étage présente une forte proportion de zones décollées. Les décollements interviennent particulièrement dans la roue au niveau du carter vers les faibles débits (par forte désadaptation en incidence). De plus, en sortie de roue, la composition des vitesses influence fortement l'angle absolu, ce qui entraîne aussi de fortes incidences sur le diffuseur.

Ainsi, il apparaît clairement ici que les très faibles isovitesses sont en dehors du domaine où l'outil CFD peut apporter une réponse précise pour la résolution de maillage adoptée ici.

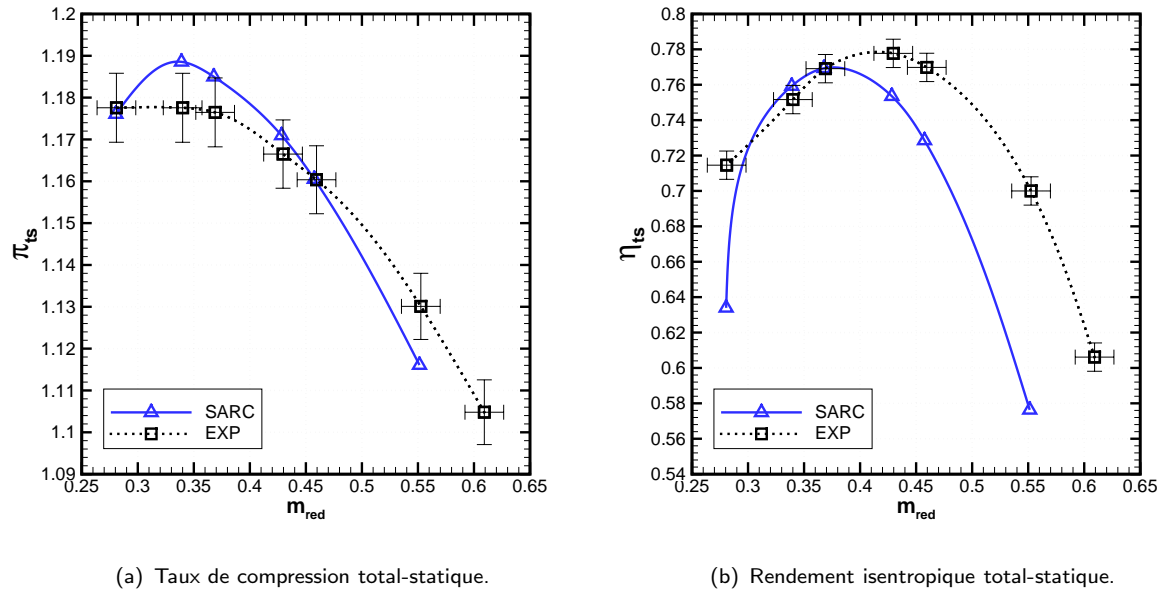


Figure 6.21: Isovitesses 15 000 tr/min : comparaison des données expérimentales et de simulations. Performances total-statique calculées au plan 4M. Maillage à 600 000 points.

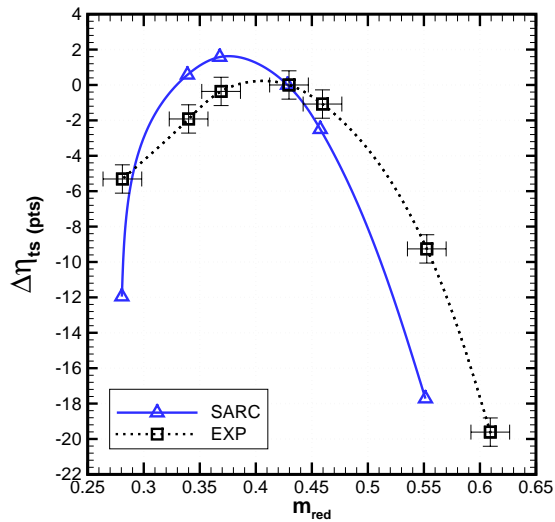


Figure 6.22: Isovitesses 15 000 tr/min : comparaison des données expérimentales et de simulations. Delta de rendement total-statique par rapport au point $\dot{m}_{red}=0.43$ kg/s. Maillage à 600 000 points.

6.4 Comparaison des incertitudes dans un processus de validation

La figure 6.23 présente une vue synthétique des prédictions du champ complet pour le *baseline* LTS : les performances total–statique au plan 4M pour les trois isovitesse étudiées sont présentées en termes de (a) taux de compression en valeur absolue, et (b) rendement isentropique normé par la valeur maximale *sur chaque isovitesse*. Cette figure résume donc les figures précédentes ; pour cette raison nous ne ferons pas plus de commentaires ici.

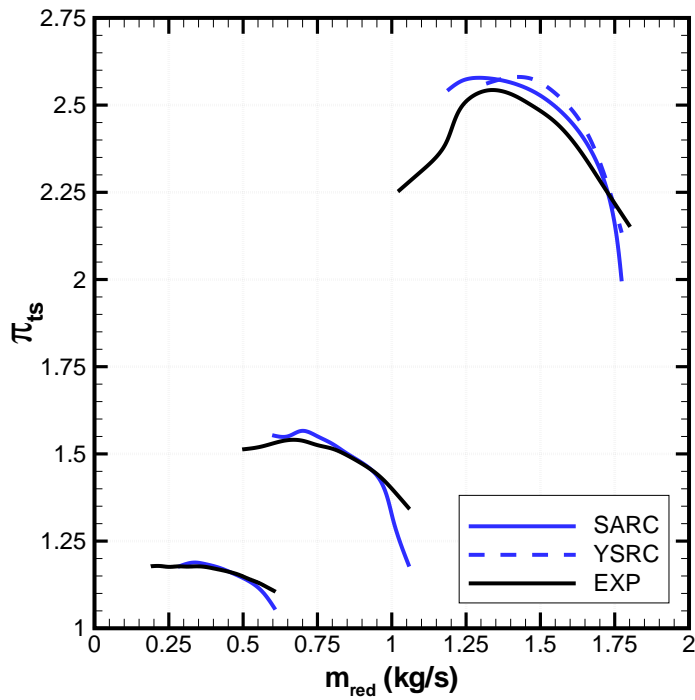
Le tableau 6.5 synthétise les incertitudes associées à la prédiction du taux de compression et du rendement au point nominal :

- l’incertitude due à la mesure est liée à la stabilité du point de fonctionnement (§ 6.1.4) ;
- l’incertitude due au maillage est relative au maillage de 600 000 points ; elle est évaluée comme l’écart à la prédiction obtenue sur le maillage de 4 300 000 points (les résultats du chapitre 4 suggèrent que l’incertitude est donc ici légèrement sous-évaluée, le maillage rotor/stator de 4 300 000 points n’assurant probablement pas l’indépendance au maillage) ;
- l’influence du modèle de turbulence est évaluée par l’écart maximum observé entre les 4 modèles testés (SA, SARC, YS et YSRC) ;
- l’influence des paramètres incertains (taille du jeu et turbulence en entrée) est évaluée par l’écart maximum observé entre les différentes simulations du paragraphe 6.2.5.

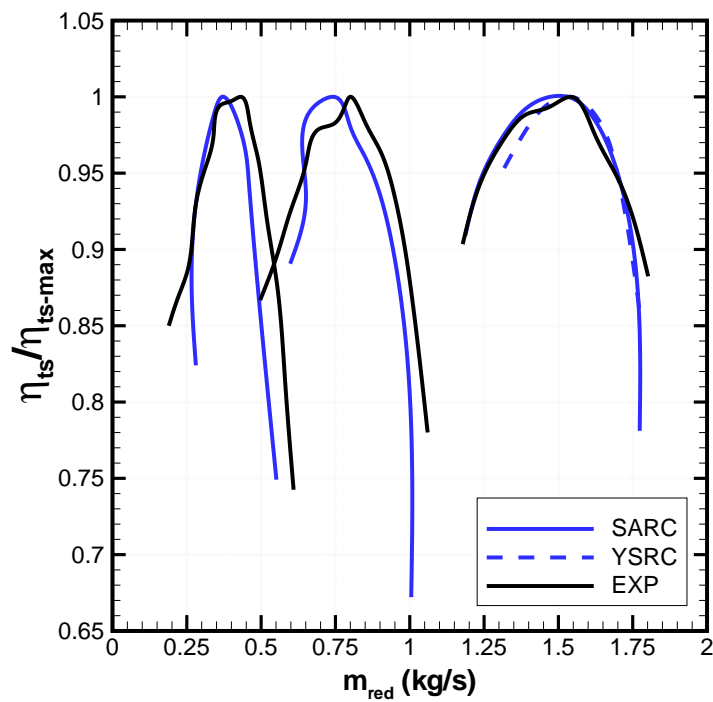
Ces résultats soulignent :

- l’influence considérable du maillage sur la prédiction absolue des performances ;
- une moindre influence du modèle de turbulence, bien que supérieure à l’incertitude expérimentale ;
- et enfin, une influence des paramètres incertains d’un ordre de grandeur comparable à l’incertitude des mesures.

Le tableau 6.6 résume les incertitudes pour la prédiction des delta de rendement sur “les bords du champ”. Ces incertitudes sont évaluées de la même manière que pour les incertitudes absolues du tableau précédent, mais en considérant les courbes des delta de rendement par rapport au point de dessin. Comme au chapitre 4, l’influence du maillage sur la prédiction des variations de performance est nettement moins significative qu’en absolu. De même, les incertitudes associées au modèle de turbulence et aux paramètres incertains sont moins importantes en tendance.



(a) Taux de compression total-statique.



(b) Rendement isentropique total-statique normé.

Figure 6.23: Champ complet : comparaison des données expérimentales et de simulations. Performances total-statique calculées au plan 4M. Maillage à 600 000 points.

Origine de l'incertitude :					
	Expérience	Maillage	Modèle turb.	Taille jeu	Cond. lim. (ν_t/ν)
U_π (%)	0.7	2.6	1.1	1.7	0.9
U_η (pts)	0.8	2.2	0.9	0.7	0.8

Tableau 6.5: Comparaison des incertitudes associées à la prédiction absolue du taux de compression et du rendement au point de dimensionnement ($\dot{m}_{\text{red}}=1.55$ kg/s et $N_{\text{red}}=38\,000$ tr/min).

Origine de l'incertitude :					
	Expérience	Maillage	Modèle turb.	Taille jeu	Cond. lim. (ν_t/ν)
U_η (pts)					
$\dot{m}_{\text{red}}=1.30$ kg/s	0.8	-	1.4	0.2	-
$\dot{m}_{\text{red}}=1.69$ kg/s	0.8	0.3	0.7	0.8	0.6

Tableau 6.6: Comparaison des incertitudes associées à la prédiction des delta de rendement entre le point de dimensionnement et des points proches du pompage et du blocage (isovitesse 38 000 tr/min). Les influences du maillage et de la condition d'entrée n'ont pas été évaluées pour le point de fonctionnement $\dot{m}_{\text{red}}=1.30$ kg/s.

Synthèse et conclusions

Nous avons tenté dans ce chapitre de porter un jugement sur la capacité de la CFD à prédire les performances d'un compresseur centrifuge dans une approche industrielle. Dans ce contexte particulier, la référence est donnée par les méthodes de mesure en place chez LTS, forcément limitées par rapport à une approche exhaustive de type laboratoire, ce qui se traduit par exemple par l'acquisition d'informations de pressions pariétales uniquement (par opposition aux traversées effectuées avec des sondes de pression totale dans le cas RA-DIVER). À ce titre, on insistera sur la nécessité d'accorder parfaitement les dépouillements des simulations à ceux des mesures.

En référence aux essais sur le cas *baseline* étudié dans ce chapitre, il apparaît qu'il est nécessaire de distinguer les prédictions entre les domaines faiblement hors-adaptation (sur l'isovitesse 38 000 tr/min), et les domaines où la désadaptation est majeure (les triangles des vitesses en entrée et en sortie sont perturbés par les variations de la vitesse débitante *et* de la vitesse de rotation).

Ainsi, pour l'isovitesse de dimensionnement, l'outil numérique produit une prédiction des variations de rendement dans les bornes de l'incertitude expérimentale (voir la figure 6.15). En revanche, la prédiction d'une valeur absolue de rendement dans cette zone semble rester un défi. Pour cela, les résultats de ce chapitre, et des précédents, montrent qu'il serait nécessaire d'utiliser des maillages d'une densité de point élevée (probablement de l'ordre de 8 millions de points pour un roue splittée munie d'un diffuseur aubé), en combinaison avec une information précise sur la taille du jeu en fonctionnement.

Lorsque la vitesse de rotation est réduite, les prédictions semblent en meilleur accord en valeur absolue, mais la prédiction de la tendance est dégradée.

En conclusion, l'outil CFD peut être utilisé avec un bon niveau de confiance pour prédire la tendance sur l'isovitesse de dimensionnement. En revanche, il doit être utilisé avec plus de précautions pour les faibles vitesses de rotation.

Plusieurs pistes se dégagent pour améliorer cela : (i) pour l'isovitesse nominale, la prédiction d'une valeur absolue de rendement nécessiterait probablement un maillage nettement plus raffiné ; (ii) hors-adaptation, l'influence des paramètres incertains n'a pas été examinée dans ce chapitre ; (iii) enfin, on peut rappeler que l'approche de l'interaction rotor/stator par plan de mélange constitue une perte d'information d'autant plus importante que la vitesse de rotation est réduite ; ainsi, les nombreuses possibilités de modélisation des effets instationnaires pourraient améliorer la prédiction dans ce cas.

Deuxième partie

Performances : Travail sur les méthodes de conception

Chapitre 7

Règles et méthodes de conception

Sommaire

7.1 Synthèse de l'état de l'art	167
7.1.1 Phase préliminaire	169
7.1.2 Prédimensionnement : analyse 1D	176
7.1.3 Dimensionnement 3D de la roue	182
7.1.4 Adaptation relative de la roue et du diffuseur	187
7.1.5 Critères généraux pour l'analyse des calculs 3D	190
7.2 Application à l'optimisation d'un compresseur de référence	190
7.2.1 Analyse du <i>baseline</i>	191
7.2.2 Nouveau dimensionnement	193
7.2.3 Première optimisation et études paramétriques CFD	198
7.2.4 Optimisation finale de la roue	205
7.2.5 Dessin du diffuseur	209

Dans l'objectif d'améliorer les performances des étages compresseurs LTS, ce chapitre se concentre sur les règles de conception aérodynamique, avec une attention particulière à la prise en compte des contraintes acoustiques à chaque étape du cycle de développement.

Un travail de synthèse bibliographique sur les règles de dimensionnement est d'abord présenté. En combinaison avec le savoir-faire de l'industriel, cette synthèse est mise à profit pour la réalisation d'une machine dite "optimisée", sur la base d'un compresseur de référence LTS (le *baseline*). Le deuxième paragraphe de ce chapitre présente donc la démarche de conception qui a permis l'élaboration de cette machine optimisée.

7.1 Synthèse de l'état de l'art

Ce paragraphe synthétise les résultats des recherches bibliographiques menées sur les lois de dimensionnement des roues et diffuseurs d'étages de compresseurs centrifuges. Étant donné le volume considérable de travaux effectués sur les compresseurs centrifuges depuis leur introduction, il est difficile de prétendre à l'exhaustivité sur le sujet. Modestement, l'objectif est d'apporter une vision globale de l'état de l'art des méthodes de conception en place à l'heure actuelle.

La figure 7.1 donne une vue générale du processus de dimensionnement d'un compresseur centrifuge. Historiquement, les premières méthodes de conception reposaient sur une approche monodimensionnelle (la phase 1D). Ces méthodes étaient basées sur une analyse par modèles de pertes et étaient donc largement empiriques. L'introduction des premiers calculs 2D puis 2.5D pour l'analyse locale de l'écoulement (Stanitz et Prian, 1951; Hamrick, 1956) a permis une amélioration considérable des performances en donnant accès à une meilleure compréhension des phénomènes aérodynamiques en place. Depuis l'introduction des premiers calculs Navier-Stokes, l'avancement des ressources informatiques et des méthodes numériques a permis à la CFD de prendre une place centrale dans le cycle de conception. Il reste toutefois primordial d'accorder une réelle attention au prédimensionnement, c'est-à-dire aux étapes 1D, car elles incorporent la grande expérience à la base des critères et méthodes empiriques.

Les différents outils utilisés au cours de la conception sont présentés en annexe A. En plus de la CFD, ces outils sont :

- l'outil de prédiction 1D (PREDIG, de Concepts NREC) ;
- l'outil de dessin et d'analyse 2.5D (CCAD, de Concepts NREC) ;
- l'outil de prédiction acoustique (CORAIL, outil interne LTS) ;
- l'outil d'optimisation (outil interne LTS qui repose sur un couplage entre une méthode gradient de recherche d'optimum et l'évaluation des performances par calculs 3D menés sur un maillage dégradé).

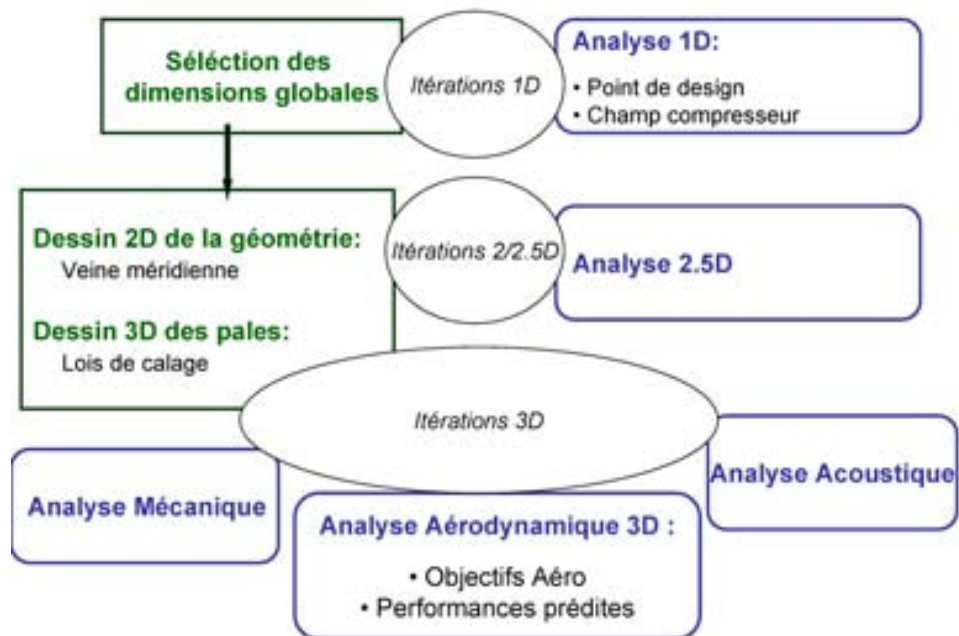


Figure 7.1: Vue d'ensemble du processus de dimensionnement d'un compresseur centrifuge.

7.1.1 Phase préliminaire

La phase préliminaire permet de positionner la spécification vis-à-vis de critères empiriques, avec trois objectifs :

- sélectionner le type de compresseur (axial, mixte ou centrifuge) ;
- estimer les performances envisageables ;
- effectuer les premiers choix permettant d'initier le prédimensionnement.

Ces trois points peuvent éventuellement amener à itérer sur le choix du point de dessin.

7.1.1.1 Positionnement de la spécification

L'objectif de la conception d'un compresseur est d'atteindre les objectifs définis par la spécification, c'est-à-dire de produire le taux de compression demandé pour le débit et la vitesse de rotation spécifiés, sous les conditions d'alimentation imposées. La spécification du compresseur *baseline* LTS étudié dans ce mémoire est présentée dans le tableau 7.1.

Quantité	Valeur spécifiée
Pression totale en entrée	$P_{t1} = 41\,000$ Pa
Température totale en entrée	$T_{t1} = 293$ K
Débit massique	$\dot{m} = 0.632$ kg/s
Vitesse de rotation	$N = 38\,000$ tr/min
Taux de compression (total-total)	$\pi_{tt} = 2.49$

Tableau 7.1: Spécification du compresseur *baseline*.

Les données disponibles dans une telle spécification permettent de calculer une quantité importante pour un compresseur centrifuge, la **vitesse spécifique** :

$$n_s = \frac{N\sqrt{\dot{m}/\rho_{t1}}}{\Delta h_{t-is}^{0.75}} \quad , \quad (7.1)$$

$$= \frac{N\dot{m}^{0.5}(RT_{t1})^{0.5}(\gamma-1)^{0.75}}{(\gamma RT_{t1})^{0.75}P_{t1}^{0.5}\left(\pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1\right)^{0.75}} \quad . \quad (7.2)$$

Lorsque la taille de la machine est connue, on peut former le **diamètre spécifique** :

$$d_s = \frac{D\Delta h_{is}^{0.25}}{\sqrt{\dot{m}/\rho_{t1}}} \quad , \quad (7.3)$$

$$= \frac{D\gamma^{0.25}P_{t1}^{0.5}\left(\pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1\right)^{0.25}}{(\gamma-1)^{0.25}\dot{m}^{0.5}RT_{t1}^{0.25}} \quad . \quad (7.4)$$

Ces deux paramètres permettent alors de positionner la machine à dimensionner sur des abaques empiriques de référence :

- la ligne de Cordier portée dans le diagramme n_s - d_s (figure 7.2) aide à choisir le type de machine et fournit une première estimation du rendement maximum accessible.

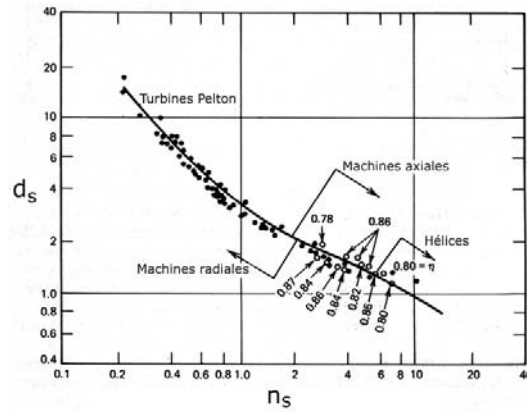
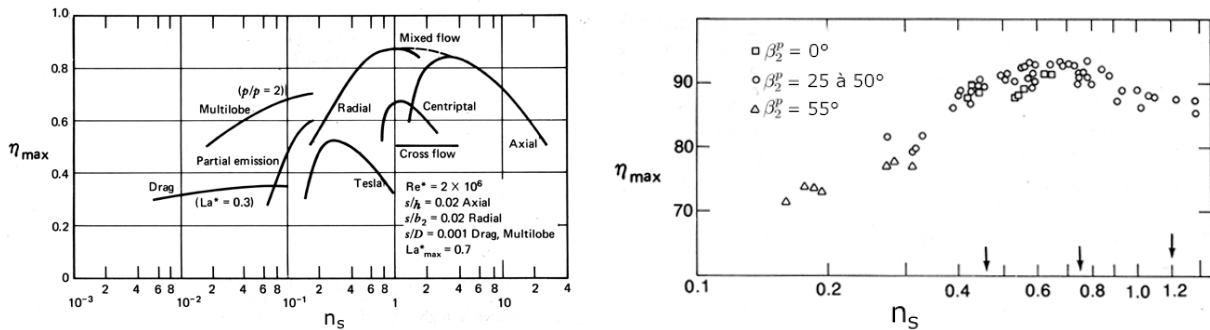


Figure 7.2: Ligne de Cordier dans le diagramme n_s-d_s , d'après Baljé (1981). Les points correspondent aux résultats expérimentaux pour des machines optimales pour chaque valeur de n_s . Ce diagramme aide au choix du type de machine et à l'estimation du diamètre pour obtenir un rendement maximal.

Les courbes n_s-d_s de Baljé (1981) font généralement référence à ce sujet, mais il faut noter qu'elles sont basées sur des calculs par modèles de pertes. La ligne de Cordier présente l'avantage d'être extraite de données expérimentales. Le n_s-d_s donne de plus une première estimation du diamètre extérieur de la roue. Dans le cas où la spécification impose les performances pour plusieurs points de fonctionnement, ce diagramme peut aider à choisir le point de dimensionnement le plus avantageux ;

- la courbe 7.3 (a), d'après Baljé (1981), présente le rendement maximal en fonction du n_s . Dans les cas où le choix du type de machine est conditionné par un critère technologique ou d'encombrement, cette courbe permet d'estimer l'influence sur la performance d'un compromis. La courbe de Rodgers (1980), figure 7.3 (b), confirme le rendement que l'on peut viser et montre empiriquement l'intérêt de coucher les pales en arrière de la rotation. En effet, les points correspondants aux machines purement radiales présentent un rendement inférieur de quelques points aux machines à pales couchées. Enfin, dans le cas d'une spécification n'imposant pas la vitesse de rotation, ces diagrammes permettent de la choisir pour un rendement maximal.



(a) Résultats basés sur une approche par modèles de pertes, (b) Résultats expérimentaux, d'après Rodgers (1980). Les flèches correspondent aux roues de la figure 7.4.

Figure 7.3: Diagramme rendement maximal en fonction de la vitesse spécifique n_s . Ces courbes permettent d'évaluer l'influence sur le rendement d'un compromis sur le choix type de machine ou de choisir la vitesse de rotation lorsqu'elle n'est pas imposée.

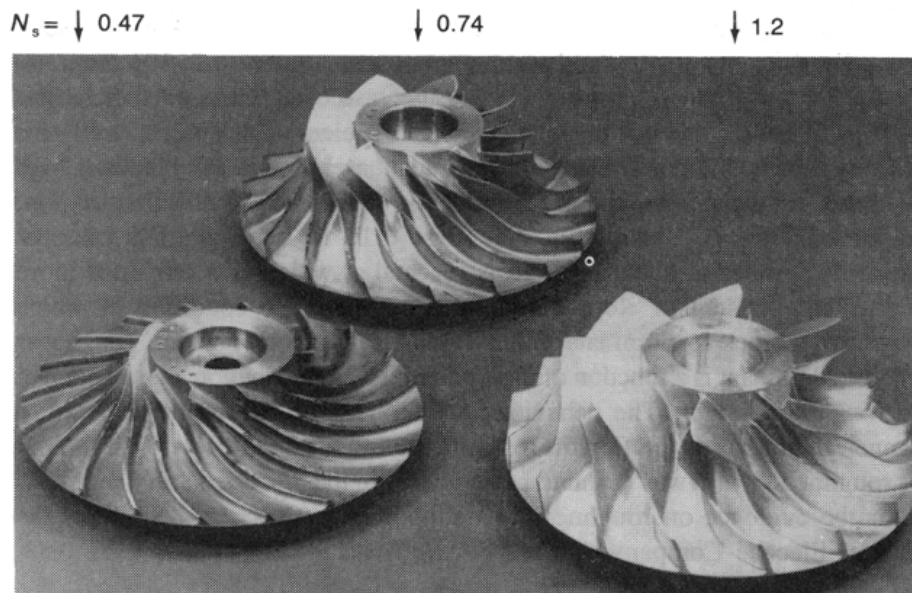


Figure 7.4: Influence de la vitesse spécifique sur la géométrie d'une roue de compresseur centrifuge, d'après Cumpsty (1989). La vitesse spécifique influence principalement le rapport R_{1S}/R_2 .

Cumpsty (1989) note que la vitesse spécifique peut être considérée comme une comparaison entre le débit et le taux de compression. Étant donné que, au premier ordre, le débit dépend du rayon d'entrée et de la vitesse de rotation, alors que le taux de compression dépend du rayon de sortie et de la vitesse de rotation, Cumpsty estime que la vitesse spécifique reflète le rapport R_{1S}/R_2 . Cette remarque est illustrée figure 7.4, où l'on constate que, pour des diamètres similaires, la vitesse spécifique se corrèle à la hauteur de pale en entrée. Pour cette raison, le rapport R_{1S}/R_2 est parfois utilisé comme alternative à la vitesse spécifique.

Les articles originaux concernant les diagrammes des figures précédentes donnent les limitations associées à ces études empiriques : ces courbes traduisent les performances de machines dimensionnées suivant des règles spécifiques. Par exemple, Baljé (1981) insiste sur le fait qu'un diagramme n_s-d_s reflète intrinsèquement l'état de l'art des règles de dessin qui ont présidé à la réalisation des machines concernées. Ainsi, il semble important d'établir de tels diagrammes sur la base des données disponibles chez l'industriel.

7.1.1.2 Premiers choix

Une fois le point de dimensionnement choisi, il faut initier la sélection des dimensions de la machine. Notons que l'étape précédente a déjà permis d'estimer le diamètre de la roue.

Couchage en sortie (*backsweep*) Le premier choix, crucial dans son influence sur le rendement et la stabilité, est celui de l'angle des pales en sortie (β_2^p). Japikse (1996) donne une augmentation de 1 à 2 points de rendement étage pour chaque 10° de couchage par rapport à la direction radiale. De plus, la plage de fonctionnement est doublée pour une roue couchée à 30° comparée à une roue avec des pales purement radiales. Ce choix

est unanimement confirmé par la littérature (Rodgers, 1980; Cumpsty, 1989; Whitfield et Baines, 1990; Came et Robinson, 1999).

Un premier argument expliquant cet effet repose sur l'influence du couchage sur le triangle des vitesses en sortie :

$$V_{\theta 2} = U_2 + V_{r2} \tan \beta_2 \quad , \quad (7.5)$$

où $\beta_2 < 0^\circ$ pour un couchage dans le sens opposé à la rotation. Si le produit $U_2 \cdot V_{\theta 2}$ est conservé (*i.e.*, le même travail est échangé), alors une roue avec $\beta_2 < 0^\circ$ aura un terme $V_{\theta 2}$ inférieur et nécessitera donc un rayon supérieur. Pour cette raison, un premier avantage du couchage est de diminuer la norme de la vitesse absolue en sortie. Ceci facilite le travail du diffuseur en réduisant la part d'énergie cinétique dans le travail échangé par la roue.

De plus, l'équation d'Euler

$$h_{t2} - h_{t1} = \frac{1}{2} \left[(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2) + (V_2^2 - V_1^2) \right] \quad , \quad (7.6)$$

montre que ceci élève la part relative de la force centrifuge dans l'augmentation d'enthalpie totale à travers la roue. Cet effet est positif car l'effet centrifuge n'introduit pas de pertes.

Un troisième avantage du couchage est la courbure additionnelle introduite en sortie (*cf.* le bilan des efforts du chapitre 2, § 2.3.1.1), qui a l'effet de diminuer la charge aube-à-aube. Qualitativement, la réduction de la charge en sortie est bénéfique pour la réduction du bruit, car elle contribue à diminuer le sillage en sortie roue.

Enfin, l'équation (7.5) montre que la courbe de fonctionnement dans le champ compresseur est modifiée dans le sens d'une augmentation de la stabilité du fait de l'influence de β_2 sur la contribution du débit à $V_{\theta 2}$. En effet, ceci permet l'obtention d'une caractéristique débit-taux de compression plus "pentue".

En revanche, l'augmentation de la vitesse périphérique pénalise la tenue mécanique de la roue. Came et Robinson (1999) rapportent un accroissement non-linéaire de la vitesse périphérique au-delà de 40° de couchage.

En conclusion, il convient de choisir un angle de calage en sortie d'au moins 30° , et plus si la marge au pompage doit être privilégiée, tout en garantissant la tenue structurale de la roue (*i.e.*, $\beta_2^p < 40^\circ$). La tenue mécanique doit être examinée une fois les dimensions R_2 et b_2 sélectionnées en fonction du critère de ralentissement retenu.

Inclinaison tangentielle des pales par rapport au moyeu (*lean angle*) Le *lean* est l'inclinaison tangentielle des pales par rapport à une normale au moyeu, et peut être caractérisé comme la différence de θ (le "*wrap angle*") entre le pied et la tête, comme illustré sur la figure 7.5.

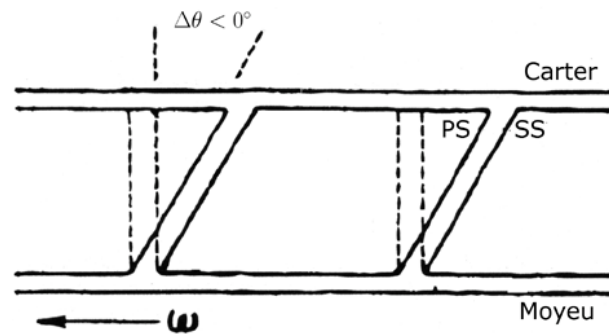


Figure 7.5: Définition du *lean* (inclinaison tangentielle des pales par rapport au moyeu). Vue orthogonale d'une section de passage dans la partie radiale d'un compresseur centrifuge.

Lorsque le *lean* est positif (*i.e.*, dans le sens de la rotation), il assure une meilleure tenue aux efforts centrifuges car il permet d'obtenir des fibres plus radiales. Ceci autorise donc un couchage en sortie plus important. Du point de vue de l'aérodynamique, le *lean* présente plusieurs intérêts :

- Cumpsty (1989) et Casey (1994) montrent qu'un *lean* positif introduit artificiellement du *back sweep* supplémentaire en tête de pale ;
- pour un *lean* positif et linéaire, Howard et Ashrafizaadeh (1994) montrent une légère augmentation du rendement (inférieure à 1 point) et de la stabilité. Ils expliquent cela par une diminution de la charge en tête (le débit de fuite dans le jeu diminue principalement dans la première moitié de la roue) ;
- pour un *lean* utilisé en pales gauches, la charge aube-à-aube en tête *et* en pied est réduite, et Denton et Xu (1998b) annoncent une augmentation plus significative des performances (non quantifiée). Qualitativement, l'amélioration des performances s'explique par l'augmentation de la charge à mi-hauteur, qui permet à la pale d'échanger plus de travail dans une zone où les pertes sont réduites (car loin des parois moyeu et carter).

Pour résumer, le *lean* (même en pales réglées) aide à la tenue mécanique et améliore les performances. La meilleure utilisation du *lean* nécessite des pales non réglées. La littérature n'offre pas d'information sur la distribution idéale de *lean* en fonction de l'abscisse curviligne, mais reconnaît toutefois une certaine influence (Howard et Ashrafizaadeh, 1994).

Inclinaison radiale des bords d'attaque et de fuite dans le plan méridien (*sweep*)

Un troisième choix est celui de l'inclinaison radiale des bords d'attaque et de fuite par rapport à la direction méridienne, cet angle est généralement appelé "*sweep*". La figure 7.6 illustre, pour une roue axiale, la vue méridienne d'un bord d'attaque rentrant en tête et d'un bord de fuite rentrant en pied.

L'utilisation du *sweep*, en particulier pour les roues axiales, est une option de conception qui reçoit de plus en plus d'attention. Cette inclinaison est bénéfique pour différentes

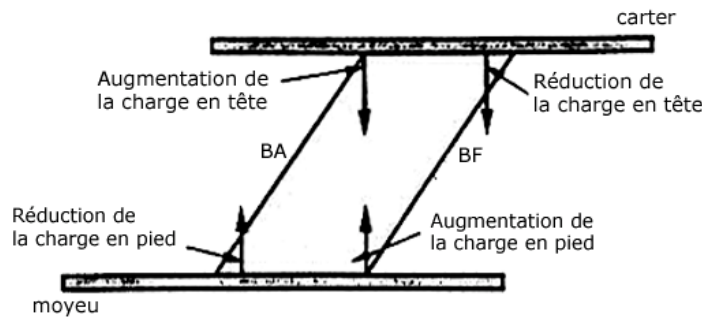


Figure 7.6: Illustration du *sweep* dans une vue méridienne (pour une machine axiale). Cas d'un bord d'attaque rentrant en tête et d'un bord de fuite rentrant en pied, d'après Denton et Xu (1998b).

raisons :

- le cas présenté figure 7.6 introduit : (i) au bord d'attaque une réduction de la charge en pied et une augmentation en tête, (ii) au bord de fuite une augmentation de la charge en pied et une diminution en tête. Denton (1994) suggère un pied rentrant au bord d'attaque et au bord de fuite afin de réduire la charge en tête. Cependant, la tenue mécanique doit alors être examinée. À l'inverse, un bord d'attaque rentrant en tête accroît la rigidité de la pale ;
- si le pied *et* la tête sont rentrants (*i.e.*, le bord d'attaque est arrondi), la charge à mi-hauteur est augmentée par rapport au pied et à la tête. Cette utilisation optimale est suggérée par Denton et Xu (1998b), mais aussi par Rodgers (1998), qui associe à cette configuration une diminution du bruit de charge généré en entrée.

Du point de vue de l'acoustique, avoir une pale non radiale en entrée est un avantage par rapport à la source de bruit de raie liée au bord d'attaque (interaction avec la distorsion amont, mentionnée au paragraphe 2.4.3.2). Ceci est lié au fait que les conduits en amont du compresseur (à travers lesquels le bruit se propage depuis la source jusqu'à l'observateur) ont un effet de coupure sur la propagation. Ainsi, une source dont le rayonnement est significativement orienté vers les parois sera moins perceptible en sortie du conduit¹.

Pour résumer, la littérature conseille des pales avec un pied rentrant au bord d'attaque pour diminuer la charge en tête. Ceci est cependant déconseillé du point de vue mécanique. En sortie, un bord de fuite avec un pied reculé diminuera la charge en tête (moins de glissement). Ces deux modifications géométriques ont aussi pour effet une diminution du bruit propagé jusqu'à l'extérieur de la machine.

Notons ici que le le *sweep* et le *lean* introduisent un vrillage important des surfaces de courant. Cet effet étant pleinement tridimensionnel, il ne peut être prédit par des méthodes 2D ou 2.5D (Denton, 1994).

¹Les réacteurs modernes utilisent ce principe, lié à la directivité de la source, pour la conception des entrées d'air : c'est le "*scarf*", qui consiste à reculer la partie supérieure de l'alimentation, pour qu'une partie du bruit rayonné par les soufflantes soit détournée du sol.

Nombre de pales de la roue et du diffuseur Un critère récent développé par Rodgers (2000), issu d'une optimisation entre frottement et glissement, est donné par la relation

$$Z_p^R = 25 * \cos(\beta_2) / n_s \quad .$$

Ce critère est associé aux abaques de la figure 7.7, c'est-à-dire qu'il ne vise pas à fixer définitivement Z_p^R mais à donner une gamme dans laquelle l'écart au rendement optimal est inférieur à 1%. Notons ici que le blocage n'est pas pris en compte par le modèle de Rodgers, et que pour une roue particulièrement près du blocage au point nominal, le choix du nombre de pale est crucial par rapport à la taille du col et doit être affiné lors de l'analyse 1D.

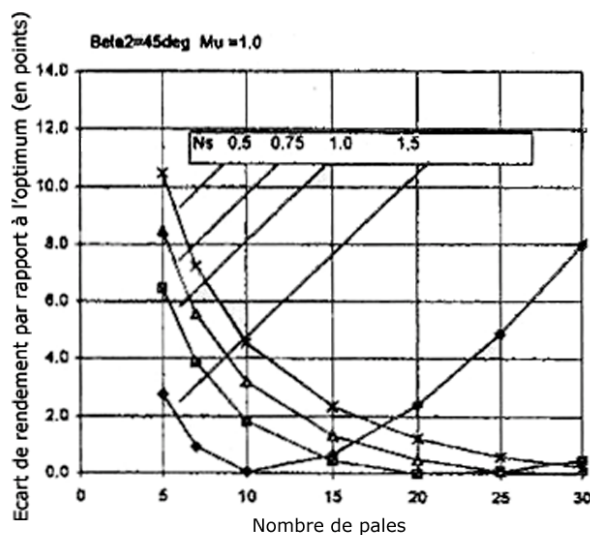


Figure 7.7: Influence du nombre de pales sur le rendement (modèle 1D), d'après Rodgers (2000).

Came et Robinson (1999) proposent un autre critère, analogue au rapport pas/corde pour les compresseurs axiaux, et qui s'exprime sous la forme :

$$\Psi = \frac{\pi R_2}{Z_p^R L_{ax}} \quad .$$

Ils préconisent une gamme 0.25–0.35 pour des taux de compression de 2 à 3, pour tendre vers 0.17 vers des taux plus élevés (6). Notons que ce paramètre utilise la longueur axiale de la roue, et doit donc être affiné à la suite de l'étape suivante (nous verrons plus loin que $L_{ax} \simeq 0.7R_2$ est un ordre de grandeur satisfaisant pour estimer la longueur axiale).

Trois critères permettent de choisir le nombre de pales du diffuseur en fonction du nombre de pales du rotor : (i) pour l'aérodynamique, le nombre de pales influence la section de col (l'influence du col est traitée au paragraphe 7.1.4) ; (ii) pour la tenue mécanique, il faut éviter un couplage entre la roue et le diffuseur, pour cela un nombre de pale non multiple de celui du rotor est généralement sélectionné ; (iii) pour l'acoustique, le critère dit de Tyler & Sofrin est détaillé ci-dessous.

Les travaux de Tyler et Sofrin (1962) ont montré que l'interaction entre une distorsion azimutale et un point fixe (dans notre cas l'interaction de la distorsion issue de la roue avec le bord d'attaque du stator) se caractérise par un ordre azimutal m tel que $m = nZ_p^R - kZ_p^S$, où n est un entier naturel et k un entier relatif. On peut alors montrer qu'une partie des ondes générées par l'interaction est de type évanescence, et ne contribue donc pas au bruit propagé. Les modes propagatifs sont donnés pour $nZ_p^R > |m|$. Ceci permet donc de choisir le couple $\{Z_p^R, Z_p^S\}$ de sorte qu'un maximum de modes soient coupés. En pratique, pour un couple $\{Z_p^R, Z_p^S\}$ donné, il suffit de faire varier n et k et de faire le bilan des modes propagatifs d'après le critère $nZ_p^R > |m|$.

Rayon en pied de pale Le rayon en pied de pale est souvent déterminé par des contraintes mécaniques liées à l'intégration de la roue sur un arbre (en tenant compte des paliers utilisés). Il est toutefois avantageux de le minimiser lorsque c'est possible (Van den Braembussche, 1985; Whitfield et Baines, 1990).

Choix du type de diffuseur Les principaux types de diffuseurs pour compresseurs centrifuges sont : (i) le diffuseur lisse (sans aubages) ; (ii) le diffuseur aubé à forte solidité (triangulaire ou à aubages de type NACA) et (iii) le diffuseur à faible solidité.

Came et Robinson (1999) considèrent qu'au-delà d'un taux de compression de 3, le diffuseur lisse est à proscrire. En dessous de ce seuil, le choix est dicté par les objectifs aérodynamiques et les contraintes d'intégration. Le tableau 7.2 compare les avantages respectifs des diffuseurs aubés par rapport aux diffuseurs lisses.

Type de diffuseur :	Lisse	Aubé
Rendement	η_0	$\eta_0 + 2\%$
Coefficient de récupération	0.6	0.7
Plage de fonctionnement	Supérieure	—
Encombrement	$R_4/R_2 \simeq 1.7$	$R_4/R_2 \simeq 1.5$

Tableau 7.2: Comparaisons entre diffuseurs lisses et diffuseurs aubés.

Enfin, pour des taux de compression supérieurs à 4, la littérature (voir par exemple Cellai *et al.* (2003) ou Kmecl et Dalbert (1999)) préconise les diffuseurs à faible solidité, qui présentent l'avantage de ne pas avoir de col géométrique distinct. Notons toutefois, en anticipant sur les résultats du paragraphe 7.2.2, qu'un faible nombre d'aubes (de l'ordre de 10) peut être très pénalisant pour l'acoustique (de l'ordre de plusieurs décibels).

7.1.2 Prédimensionnement : analyse 1D

Le prédimensionnement s'entend comme l'étape qui fixe les principales dimensions caractéristiques de la machine, aux stations rappelées sur la figure 7.8 :

- partie amont : type et/ou dimensions, dans la latitude donnée par les contraintes d'intégration ;

- roue : rayons en entrée pour le pied et la tête de pale : R_{1h} et R_{1s} ; rayon de sortie : R_2 et hauteur de pale en sortie : b_2 . Angles de calage des pales : β_{1h}^p , β_{1s}^p . Longueur axiale L_{ax} . La valeur de l'angle β_2^p est éventuellement affinée lors de cette étape ;
- diffuseur : rayon du bord d'attaque des pales R_3 et rayon de sortie R_4 , et les hauteurs de pales associées : b_3 et b_4 ;

Cette étape repose principalement sur deux approches : (i) le recours à des critères empiriques et (ii) l'utilisation d'outils de prédiction 1D.

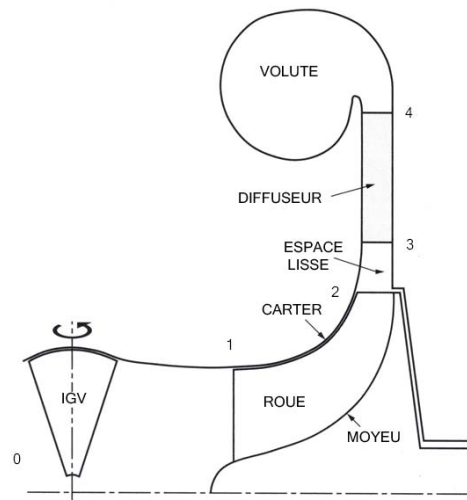


Figure 7.8: Rappel des conventions de notation aux différentes stations à travers l'étage.

7.1.2.1 Partie amont

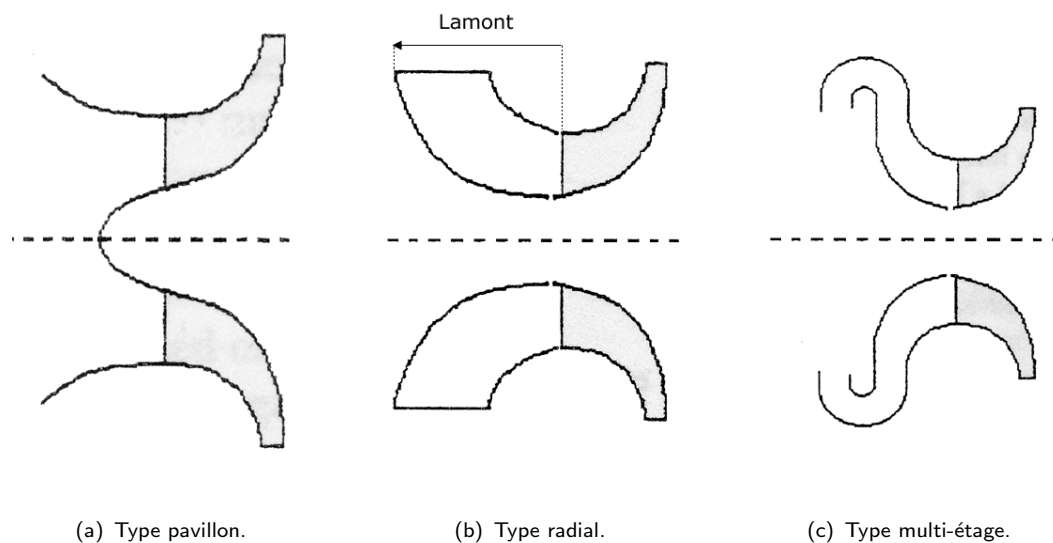


Figure 7.9: Différents types de configurations pour la partie en amont de la roue, d'après Rodgers (1998).

Rodgers (1998) présente les différentes options de conception pour la partie amont, ou zone d'alimentation. Les performances maximales sont en général obtenues pour une alimentation de type pavillon (*axial bellmouth*), illustrée figure 7.9 (a).

Dans le cas d'une alimentation de type radial, sous les notations de la figure 7.9 (b), les conseils suivants doivent être appliqués :

- les données expérimentales de Rodgers (1998) indiquent une chute de rendement de l'ordre de 3 points lorsque L_{amont}/R_{1s} diminue de 1.2 à 0.9. Ce critère est confirmé par une étude expérimentale de Lindner (1983), qui montre une chute de rendement de 7 points lorsque L_{amont}/R_{1s} diminue de 1.6 à 1. On retiendra donc que $L_{\text{amont}}/R_{1s} > 0.9$ est une limite inférieure critique ;
- un second critère est lié aux sections de passage : Rodgers préconise un rapport entre la section d'alimentation et la couronne d'entrée de la roue de l'ordre de 3 à 4 au minimum.

7.1.2.2 Roue

Rayon en tête Le prédimensionnement de la roue débute par l'établissement du rayon au carter en entrée, sous la contrainte donnée pour R_{1h} . Lorsque le débit est imposé (cas des spécifications LTS typiques), Whitfield et Baines (1990), Japikse (1996) et Van den Braembussche (1985) préconisent de minimiser le nombre de Mach en tête. La justification théorique est de minimiser les pertes par frottement, liées au niveau de vitesse. Notons que ceci est aussi bénéfique pour l'acoustique.

Pour une alimentation sans prérotation, la vitesse relative du fluide en tête de pale s'écrit

$$W_{1S} = \sqrt{U_{1S}^2 + V_{1S}^2} \quad .$$

Si le rayon au carter est réduit, la vitesse périphérique de la pale ($U_{1S} = R_{1S} \cdot \Omega$) diminue. Cependant, comme la section débitante diminue, la conservation du débit entraîne une augmentation de V_{1S} . Ainsi, W_{1S} est influencée par deux effets contradictoires : un optimum de R_{1S} existe pour minimiser le nombre de Mach relatif en entrée. Le calcul de l'optimum doit être mené en faisant une hypothèse sur le rapport de vitesse méridienne ($R_{vm} = V_{1s}/0.5(V_{1h} + V_{1s})$).

Tous calculs faits, cet optimum s'exprime

$$R_{1S\text{-optimum}} = \sqrt{R_{1h}^2 + 2 \left(\frac{R_{vm} \dot{m}}{\Omega \rho_1 \pi} \right)^{2/3}} \quad . \quad (7.7)$$

La valeur obtenue dépend fortement du rapport de vitesse méridienne et du rayon au moyeu.

Calages des pales en pied et en tête En première approximation, il est possible d'évaluer l'angle relatif de l'écoulement en entrée β_1 une fois R_{1h} et R_{1S} fixés. En supposant l'écoulement monodimensionnel, on peut montrer que

$$\beta_{1S} = \tan^{-1} \frac{U_{1S}}{V_{1S}} = \tan^{-1} \frac{R_{1S}\omega}{\dot{m}/\rho_1\pi(R_{1S}^2 - R_{1h}^2)} \quad , \quad (7.8)$$

pour l'écoulement en tête. On peut ensuite initier le choix du calage de pale en utilisant un critère pour l'incidence i (définie comme l'écart entre l'angle relatif de l'écoulement incident et le calage de la pale).

D'après Japikse (1996), l'expérience montre que la **plage d'incidence** pour laquelle les meilleures performances sont obtenues dépend du nombre de Mach relatif amont en tête (M_{1S}^*) de la façon suivante :

- pour $M_{1S}^* < 0.6$ la plage optimale est $+3^\circ < i_{opt} < +10^\circ$;
- pour $0.6 < M_{1S}^* < 0.9$ la plage optimale est $0^\circ < i_{opt} < +4^\circ$;
- pour $0.9 < M_{1S}^* < 1.3$ la plage optimale est $-2^\circ < i_{opt} < +3^\circ$.

Critère de diffusion (ralentissement) L'étape suivante du prédimensionnement est le choix des caractéristiques géométriques de la sortie. Il faut considérer ici le triplet $\{R_2, b_2, \beta_2^p\}$ permettant d'atteindre les performances maximales et le taux de compression total-total spécifié. Rappelons ici que seule la roue échange du travail ; il faut donc, en première approximation, faire une hypothèse sur les pertes de pression totale dans le diffuseur et la volute afin d'atteindre la pression totale spécifiée en sortie de l'étage.

À ce stade, l'angle de sortie β_2^p est fixé (au minimum 30°), il faut donc itérer sur R_2 et b_2 . Le critère aérodynamique permettant cela est le **facteur de ralentissement**, qui caractérise l'augmentation de pression statique par "diffusion" dans le repère relatif.

Plusieurs critères existent pour caractériser le ralentissement. Le premier critère est dû à Rodgers (1976), et s'exprime sous la forme $W_{2-moyen}/W_{1-moyen} \simeq 0.7$ à 0.63 (où le terme "moyen" se rapporte au rayon moyen au sens des sections). D'autres auteurs (Came et Robinson, 1999) préfèrent caractériser le ralentissement subi par la ligne de courant la plus critique, celle qui suit le carter, et utilisent un critère basé sur la vitesse relative en tête en place d'une vitesse moyenne en entrée : $W_{2-moyen}/W_{1-S} \simeq 0.45$ à 0.6 .

Du point de vue de l'analyse monodimensionnelle, il n'existe qu'un seul couple $\{R_2, b_2\}$ à β_2^p donné qui permet d'atteindre la pression totale spécifiée en sortie tout en respectant le critère de ralentissement choisi. Ainsi, ce critère permet de compléter le prédimensionnement de la sortie de la roue.

Au stade du prédimensionnement, à β_2^p fixé, nous retiendrons que les valeurs de R_2 et b_2 sont obtenues en respectant le critère de ralentissement $W_{2-moyen}/W_{1-moyen} \simeq 0.7$ à 0.63 , en se basant sur les grandeurs aérodynamiques calculées par une analyse 1D.

Les avantages d'un ralentissement important (*i.e.*, faible valeur de W_2/W_1) sont les suivants :

- les pertes par frottement sont réduites du fait des niveaux de vitesses réduits ;
- la vitesse absolue en sortie de la roue est plus faible, ce qui favorise le travail du diffuseur, tout en diminuant la part d'énergie cinétique dans le travail total échangé ;
- la diffusion dans le repère relatif est accrue. Pour cette raison, à taux de compression constant, le rayon en sortie diminue ce qui compense l'augmentation de R_2 due à un éventuel couchage important ;
- lorsque le rapport $W_{2-moyen}/W_{1-moyen}$ diminue (*i.e.*, le ralentissement augmente), la hauteur de pale en sortie b_2 augmente, et les pertes par effet de jeu diminuent (puisque la taille du jeu est imposée de manière absolue).

Notons toutefois que, pour des roues de très petite dimension, une hauteur minimale de pale peut être imposée par des contraintes d'usinage, auquel cas le ralentissement effectif est subi. Une solution peut être d'accentuer le couchage des pales en sortie (en effet, à iso-taux et ralentissement, la hauteur de pale b_2 augmente avec β_2^p).

Longueur axiale La longueur axiale L_{ax} est un paramètre qui influence significativement les performances aérodynamiques, mais aussi : (i) l'encombrement de l'étage ; (ii) la dynamique de l'arbre ; (iii) les contraintes mécaniques dans la roue.

Du point de vue de l'aérodynamique, Birdi (1992) propose une corrélation basée sur un compromis entre réduction du frottement d'une part (particulièrement pour un canal étroit) et, d'autre part, une minimisation des courbures dues au virage axial-radial (particulièrement pour M_{1S}^* élevé). Cette corrélation prend la forme suivante :

$$\frac{L_{ax}}{R_2} = 2\sqrt{K_1(M_{1S}^* + K_2) \left(1 - \frac{R_{1S} - R_{1h}}{2R_2}\right) \frac{R_{1S} - R_{1h}}{R_2}}, \quad (7.9)$$

où $K_1 = 0.28$ et $K_2 = 0.8$. Ainsi, pour des valeurs typiques de R_{1h} , R_{1S} et R_2 , le rapport L_{ax}/R_2 varie entre 0.77 et 0.62 quand le nombre de Mach varie entre 0.6 et 0.9.

7.1.2.3 Diffuseur

La figure 7.10 présente les principales caractéristiques géométriques et notations associées pour les diffuseurs triangulaires.

La référence Japikse et Baines (1998) présente une synthèse exhaustive des méthodes de conception pour les différents types de diffuseur existant. Nous retenons ici les principaux paramètres (également en accord avec Cumpsty (1989)). Par ordre d'importance, les critères de conception sont :

1. La combinaison de L_{dif}/W_{col} et $AR = A_4/A_{col}$ suivant les abaques classiques de Renneau, Johnston et Kline (1967) (comme celle de la figure 7.11) ou Runstadler, Dolan et Dean (1975) (notons que les abaques de Rundstadler sont reproduites dans la référence Japikse et Baines (1998)). Le blocage en entrée du diffuseur est un paramètre crucial qui doit être estimé afin d'utiliser l'abaque correspondante.

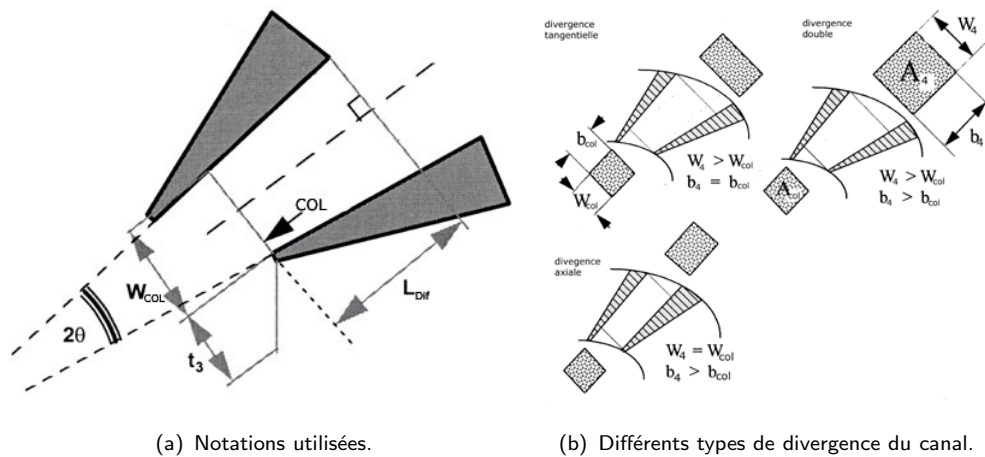


Figure 7.10: Caractéristiques géométriques et notations pour les diffuseurs triangulaires.

D'après l'abaque de la figure 7.11, l'angle de divergence optimal est entre $7^\circ < 2\theta < 12^\circ$, et est associé à des valeurs du rapport L_{dif}/W_{col} entre 5 et 15, pour un rapport de section AR entre 2 et 3.

2. Un canal "le plus carré possible", c'est-à-dire $AS_{col} = b_{col}/W_{col} \simeq 1$.
3. Un angle d'entrée de sorte que $\lambda_3 = V_{\theta_3}/V_{r_3}$ soit supérieur à 3. Notons que ce point dépend fortement du dimensionnement de la sortie roue et de l'espace lisse.
4. Un nombre de Mach en entrée du diffuseur minimum et inférieur à 1.2.

Un autre paramètre important est la section de col du diffuseur. Nous verrons plus loin que ce paramètre est fixé en fonction du dimensionnement de la roue.

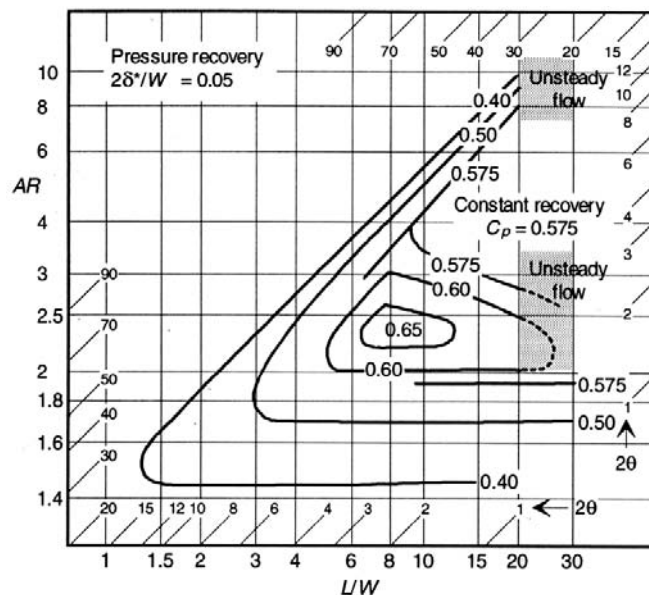


Figure 7.11: Abaque pour la conception d'un diffuseur triangulaire, d'après Reneau, Johnston et Kline (1967). Pour une divergence donnée (2θ), cette abaque permet de choisir le couple $\{L/W, AR\}$ donnant la meilleure récupération de pression dans le canal.

7.1.3 Dimensionnement 3D de la roue

Une fois les caractéristiques globales de l'étage fixées, le dimensionnement 3D de la roue se concentre sur le dessin de la veine méridienne et de la loi de calage, afin de respecter un certain nombre de critères aérodynamiques.

7.1.3.1 Initialisation de la géométrie 3D de la roue

Avant d'entamer le processus d'optimisation des contours de la veine méridienne et de la loi de calage, la définition d'une géométrie initiale est nécessaire. Ce paragraphe présente des critères simples et concrets pour obtenir une première géométrie.

Came et Robinson (1999) suggèrent de débiter le dessin de la veine méridienne en pied par une tangente au bord d'attaque de 11° à 14° d'inclinaison par rapport à la direction longitudinale, et d'inclinaison par rapport à la direction radiale nulle en sortie. La tangente en tête au bord d'attaque est généralement initiée avec une inclinaison nulle par rapport à la direction longitudinale. En sortie, la veine méridienne au carter ne suit généralement pas la direction radiale, mais ceci dépend fortement de l'élément diffusif en aval.

Pour raccorder les contours de la veine avec les tangentes à l'origine, Cumpsty (1989) conseille de minimiser les courbures, particulièrement au carter. De manière générale, il est préconisé de lisser au maximum les contours et d'assurer la continuité des courbures entre éléments (notamment entre le bulbe et le bord d'attaque de la roue en pied).

La littérature ne propose pas de loi de calage universelle, mais nous verrons plus loin que des critères aérodynamiques permettent de guider la conception.

7.1.3.2 Critères aérodynamiques

Évolution de la vitesse relative Van den Braembussche (1985) propose une évaluation des distributions de nombre de Mach relatif rencontrées classiquement dans les machines centrifuges, basée sur l'examen des travaux de Dallenbach (1961). Elles sont présentées figure 7.12.

- Dans le cas (a), la vitesse moyenne au carter évolue de manière linéaire entre l'entrée et la sortie. La charge aube-à-aube est constante (au moyeu et au carter). Une conséquence négative est l'augmentation de la vitesse moyenne au moyeu sur plus de la moitié de la corde. De plus l'accélération est relativement importante sur l'extrados en tête. Les figures (a') et (a'') sont des variantes de la configuration (a) : la variation linéaire de la vitesse moyenne au niveau du carter est conservée, et deux types de répartition de charge sont proposés. Dans le cas (a'), le profil est chargé vers l'arrière et dans le cas (a'') la charge est en entrée.
- Dans le cas (b), la vitesse moyenne est réduite de manière plus significative en entrée de roue en tête. Ceci permet de réduire la survitesse à l'extrados. L'inconvénient est l'obtention d'une zone de recirculation (vitesse négative) sur l'intrados au moyeu. Les lignes en traits pointillés montrent l'influence du blocage dû à cette recirculation ;
- Dans le cas (c), les vitesses moyennes au carter et au moyeu sont sensiblement constantes dans la partie initiale de la roue. Le problème est alors le niveau très élevé de vitesse à l'extrados au carter et la charge importante en sortie au moyeu ;

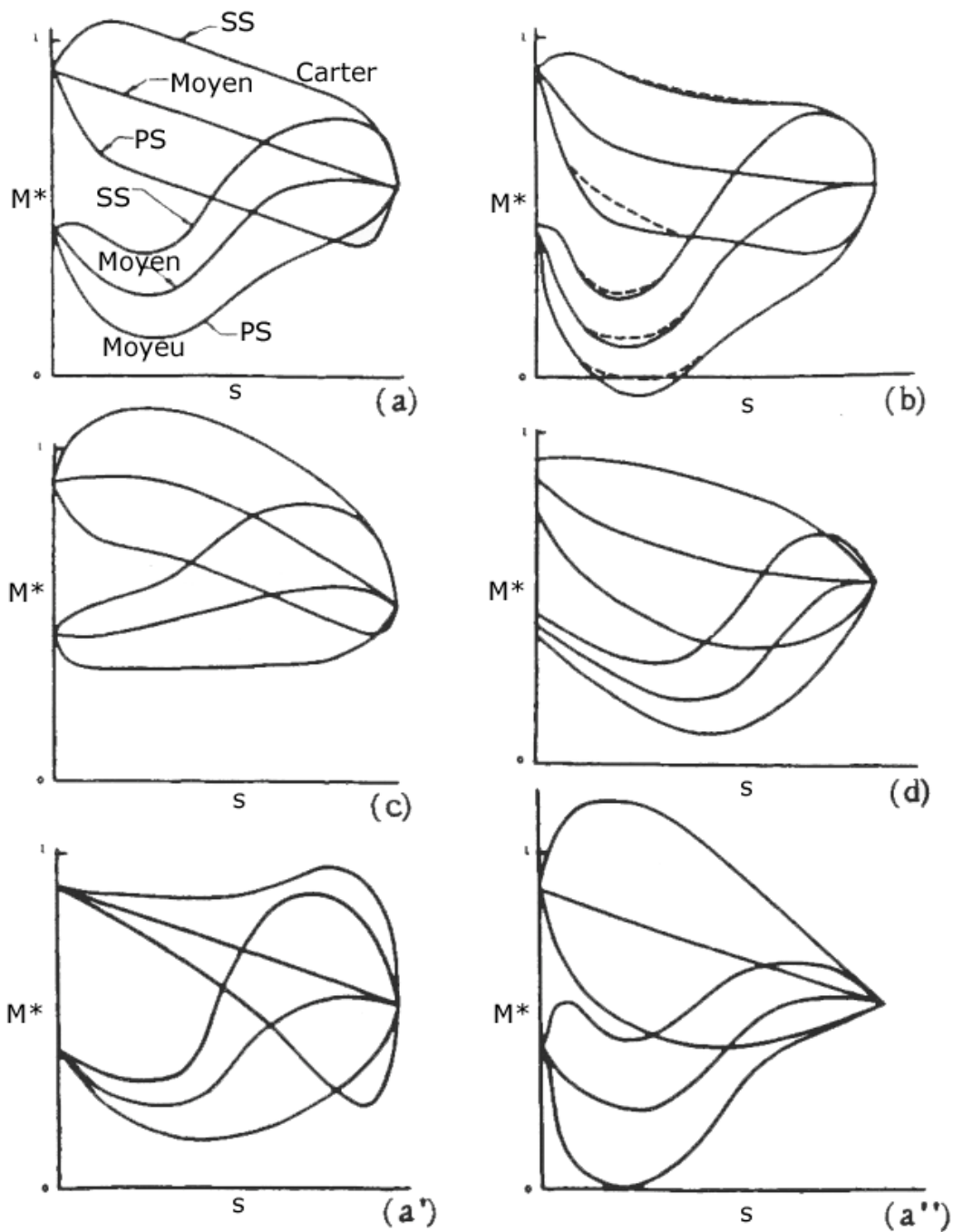


Figure 7.12: Différentes options de répartition de vitesse relative en proche paroi, d'après Van den Braembussche (1985).

Van den Braembussche (1985) préconise la configuration de la figure (d). Ce choix est confirmé par Japikse (1996), dont les conseils se résument ainsi :

- avoir une décélération modérément rapide dans l'entrée-roue ;
- obtenir une charge diminuée dans l'entrée-roue par rapport à la sortie ;
- éviter les recirculations au moyeu.

Enfin, pour conclure les considérations sur la distribution de vitesse, la figure 7.13 présente les évolutions souhaitables du nombre de Mach relatif et de la pression statique à travers un rouet centrifuge, d'après Mérioux (1974). Cette évolution est en accord avec les conclusions précédentes.

Notons que les différences entre les évolutions de ces deux quantités sont liées à l'effet centrifuge. Ainsi, Came et Robinson (1999) préconisent une répartition de vitesse similaire, en argumentant sur un possible effet bénéfique de la dissociation des contributions du ralentissement et de l'effet centrifuge à l'échange de travail.

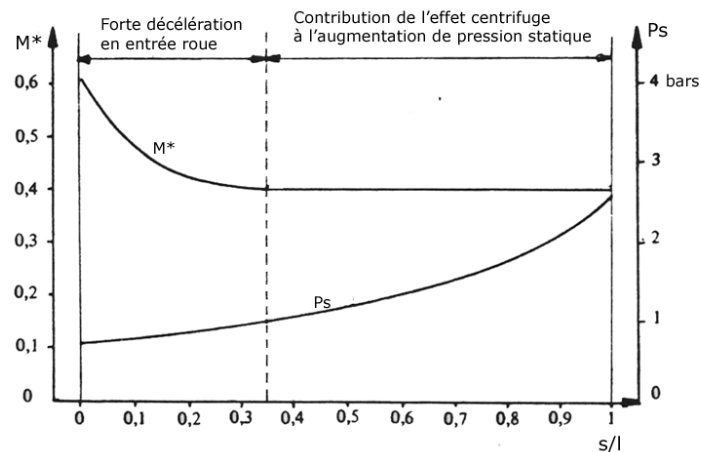


Figure 7.13: Stratégie pour les évolutions cibles de pression et de nombre de Mach relatif dans la roue, d'après Mérioux (1974).

Répartition du moment angulaire Tuzson (1993) propose un critère pour la répartition du moment angulaire en se basant sur l'idée que la même énergie doit être transmise à chacune des lignes de courant traversant la machine. En effet, l'une des causes de l'apparition de vortex longitudinaux dans la roue, et en aval de celle-ci, est la non-uniformité spatiale de l'apport d'énergie au fluide.

L'application de cette règle repose sur l'analyse des diagrammes de moment cinétique. Ces diagrammes représentent l'évolution du moment angulaire le long des lignes de courant, de sorte que les points comparés sur deux lignes différentes soient positionnés sur une même perpendiculaire à ces lignes. Un exemple est donné dans la figure 7.14 pour un plan aube-à-aube, mais ce diagramme peut être aussi tracé pour un plan méridien moyenné.

L'objectif qui doit être fixé dans l'étape de conception est donc d'avoir des courbes qui soient le plus proches possibles. L'idéal par rapport à la règle énoncée précédemment serait d'avoir une seule ligne. Plus précisément, dans le plan méridien moyenné, Tuzson (1993) conseille une évolution graduelle au début, plus marquée au milieu et un infléchissement à la fin. Il s'agit donc de contrôler la dérivée du moment cinétique, qui est en fait la charge, comme le montre le paragraphe suivant.

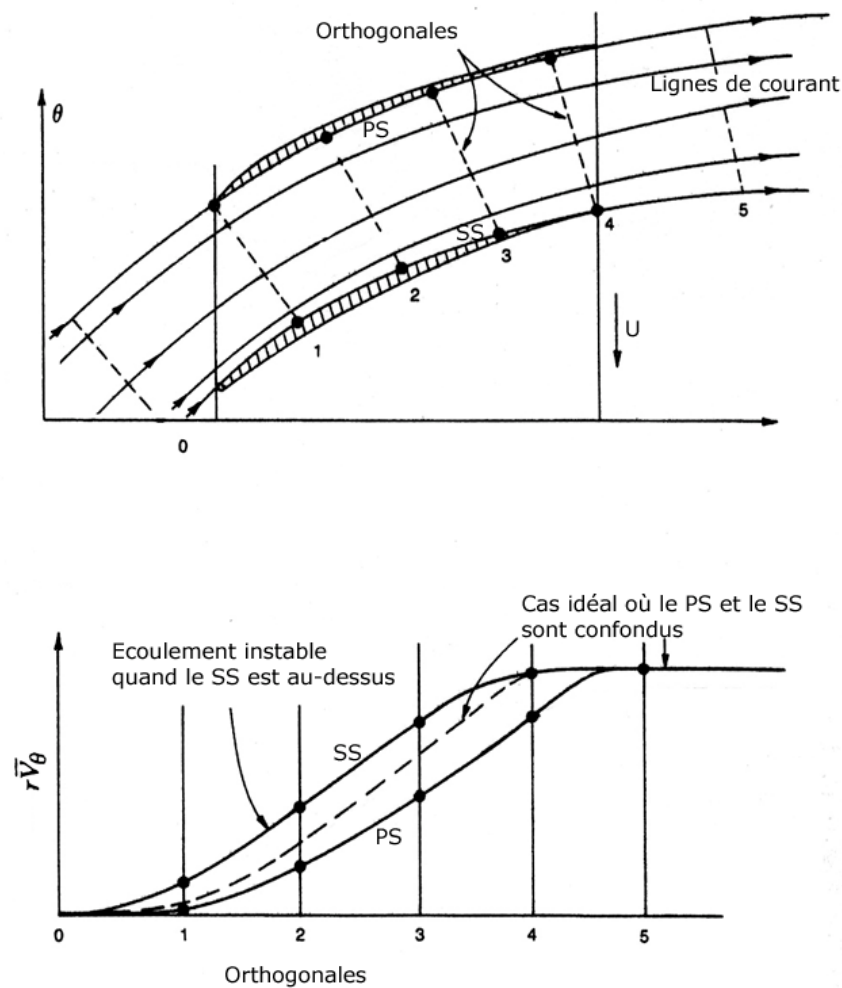


Figure 7.14: Diagramme de moment cinétique dans le plan aube-à-aube, d'après Tuzson (1993).

Critères de charge La charge aube-à-aube est généralement définie comme la différence de pression entre les faces intrados et extrados d'une pale, normée par la pression dynamique moyenne :

$$\text{charge} = \frac{P_s^{\text{ext}} - P_s^{\text{int}}}{1/2\rho W_m^2} \quad , \quad (7.10)$$

une formulation similaire pouvant être dérivée pour la charge pied-tête en utilisant les pressions statiques au carter et au moyeu après moyenne azimutale.

Une charge trop importante intensifie les écoulements secondaires (particulièrement l'écoulement de jeu) et introduit des risques de décollement. Ainsi, Casey (1994) propose le critère suivant comme limite pour les valeurs des charges aube-à-aube et pied-tête :

$$\Delta P_s / 0.5\rho W_m^2 < 0.7 \quad .$$

D'une manière générale, l'intensité de la source acoustique liée au bruit de charge stationnaire mentionné au chapitre 2 diminue avec la valeur de la charge aérodynamique.

Le critère suivant concerne la répartition de la charge.

Répartition de charge pour la minimisation des écoulements secondaires En partant de considérations analytiques sur la génération de vorticité, Zangeneh, Goto et Harada (1998) ont développé un critère aérodynamique pour réduire les sources d'écoulements secondaires. Lors de la validation expérimentale, un compresseur centrifuge de vitesse spécifique $n_s = 0.98$, optimisé avec ce critère, a montré un rendement maximum augmenté de 5 points et une amélioration d'au moins 1 point sur la plage 60%–100% du débit nominal. De plus, nous avons montré au chapitre 5 que la configuration de jet/sillage, principalement liée aux écoulements secondaires, est la cause principale de la source acoustique de bord d'attaque diffuseur. Ainsi, toute action augmentant l'homogénéité de l'écoulement en sortie en roue est bénéfique pour l'acoustique.

L'idée centrale dans l'approche de Zangeneh, Goto et Harada (1998) est fondée sur une analyse montrant que la dérivée du moment cinétique est reliée à la charge par la relation suivante pour un écoulement incompressible :

$$P_s^{\text{ext}} - P_s^{\text{int}} = \frac{2\pi}{Z_R} \rho W_m \frac{\partial r \overline{V}_\theta}{\partial s} \quad , \quad (7.11)$$

et son équivalent pour un écoulement compressible :

$$h_s^{\text{ext}} - h_s^{\text{int}} = \frac{2\pi}{Z_R} W_m \frac{\partial r \overline{V}_\theta}{\partial s} \quad . \quad (7.12)$$

Le terme \overline{V}_θ dénote une moyenne azimutale de la vitesse tangentielle.

Le critère obtenu est relatif aux positions des maxima de charge aube-à-aube. La distribution idéale est illustrée figure 7.15.

On retiendra donc :

- au carter : le maximum de charge vers 15% et une forte diminution en sortie ;
- au moyeu : le maximum *en aval* du maximum carter, vers 70% ;

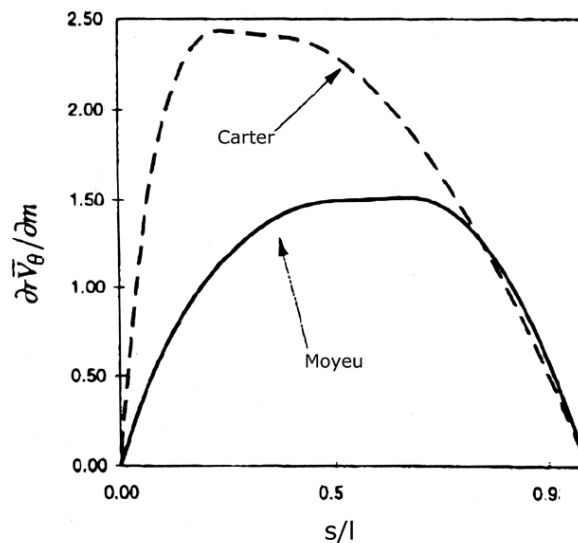


Figure 7.15: Distribution idéale de charge aube-à-aube en pied et tête, d'après Zangeneh, Goto et Harada (1998).

7.1.4 Adaptation relative de la roue et du diffuseur

Le dimensionnement du diffuseur repose essentiellement sur les critères 1D énoncés plus haut et sur l'optimisation des aubages par l'analyse CFD. Du point de vue de l'étage, l'adaptation relative de la roue et du diffuseur (*matching*) conditionne fortement les performances. L'analyse des interactions rotor–stator dans une perspective instationnaire est un sujet qui reçoit une attention considérable à l'heure actuelle, tant du point de vue des méthodes numériques que des études expérimentales. Modestement, nous présentons ici le dimensionnement de l'espace lisse et du diffuseur dans une approche pragmatique permettant leur adaptation avec l'écoulement issu du rotor.

7.1.4.1 Dimensionnement de l'espace lisse

Du point de vue géométrique, cette étape se traduit par le dimensionnement de deux paramètres : R_3/R_2 et b_3/b_2 . En général, l'extension radiale de l'espace lisse est à choisir dans la gamme $1.02 < R_3/R_2 < 1.12$, d'après Japikse (1996). Cependant, dans le cas où l'écoulement absolu en sortie roue est supersonique, ce rapport peut être porté à 1.25 afin qu'une vitesse subsonique soit atteinte au bord d'attaque du diffuseur (Cumpsty, 1989). Le principal inconvénient d'un rapport R_3/R_2 grand est le développement excessif des couches limites (en plus de l'effet pénalisant sur l'encombrement radial de la machine), et l'effet de blocage associé. En effet, Japikse et Baines (1998) considèrent que le blocage est d'une influence primordiale sur la performance du diffuseur. À l'opposé, Smith (1956) considère que l'espace lisse peut être réduit jusqu'à 5 mm, une réduction inférieure pouvant introduire des problèmes de vibrations et d'acoustique. En effet, il est clair qu'augmenter l'espace entre le rotor et le stator réduit le bruit de raie de la source diffuseur, du fait du mélange intervenant dans l'espace lisse. Une notion de compromis aéro-acoustique peut donc être envisagée sur ce point.

De nombreuses études portant sur l'optimisation de la taille de l'espace lisse existent. L'examen des résultats montre toutefois que ces résultats ne semblent pas généralisables. En effet : Rodgers (1982) obtient une performance optimale pour $R_3/R_2=1.125$; Jiang et Yang (1982) obtiennent la meilleure performance pour un rapport R_3/R_2 de 1.15 à 1.20 ; Ziegler, Gallus et Niehuis (2003a) obtiennent de meilleures performances globales pour des rapports de l'ordre de 1.06 (le meilleur choix dépendant alors du point de fonctionnement considéré).

Le pincement de la veine (*i.e.*, le rapport b_3/b_2) est aussi un paramètre sujet à diverses options de conception. On considère généralement qu'un pincement de 5 à 10% est souhaitable afin de stabiliser l'écoulement en sortie du rotor. Ludtke (1983) montre qu'au-delà du rapport retenu, la *forme* du pincement influence la plage et le rendement maximum. Il conclut que le meilleur rendement est obtenu pour un pincement permettant de garder une surface constante (*i.e.*, un pincement tel que $2\pi rb = \text{cste}$).

Une approche pouvant lever les apparentes contradictions sur le dimensionnement de l'espace lisse est basée sur l'analyse de l'angle absolu de l'écoulement. En effet, du fait de la conservation du moment cinétique dans l'espace lisse (*i.e.*, $rV_\theta = \text{cste}$), l'écoulement se

redresse dans l'espace lisse et l'angle absolu change (comme $\alpha = \arctan V_\theta/V_r$, la variation de la hauteur du canal influence aussi l'angle α du fait de l'influence sur la vitesse débitante).

Cette approche nécessite de tenir compte de l'écoulement en sortie du rotor : du point de vue des pertes par frottement, si l'écoulement en sortie du rotor est trop tangentiel, le fluide devra effectuer une giration importante dans l'espace lisse avant d'atteindre le bord d'attaque du stator. En revanche, Johnston et Dean (1966) et Dean et Senoo (1960) montrent que si l'écoulement est trop radial, les pertes associées au mélange du jet et du sillage augmentent très rapidement, comme le montre la figure 7.16 (notons que ce calcul de pertes par mélange ne considère pas les pertes par frottement sur les parois moyeu et carter dues à la giration du fluide, et ne présente donc pas l'optimum sous-entendu par le raisonnement précédent).

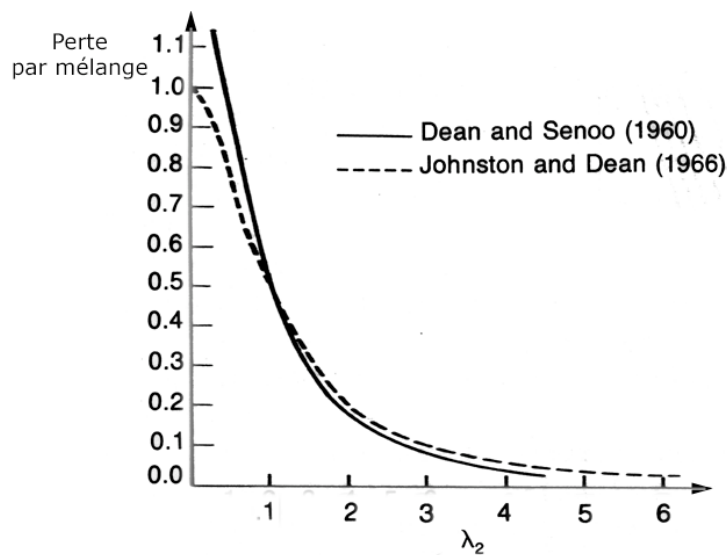


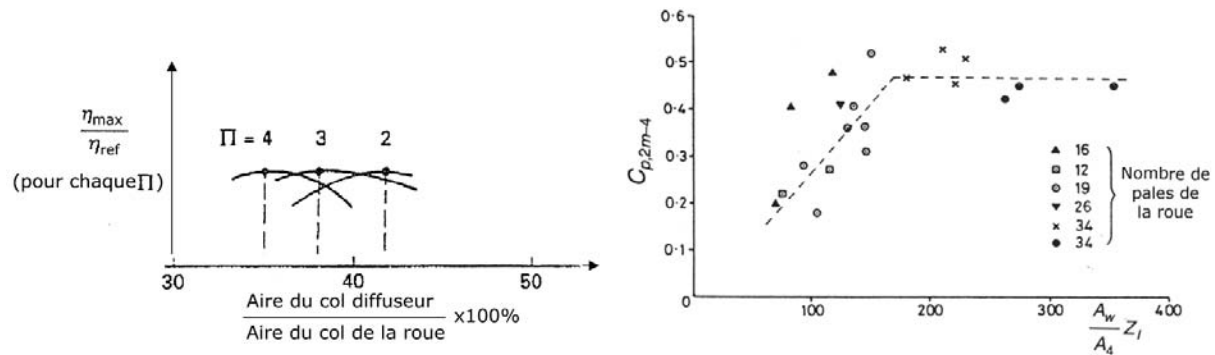
Figure 7.16: Influence de l'angle α_2 de l'écoulement en sortie du rotor sur les pertes associées au mélange du jet et du sillage.

Pour cette raison, Came et Robinson (1999) préconisent un angle en sortie du rotor tel que $69^\circ < \alpha_2 < 73^\circ$ pour favoriser la performance d'un diffuseur aubé. Nous revenons dans le paragraphe 7.2 sur l'adéquation de ce critère avec les critères pour le ralentissement et le couchage des pales. En se basant sur un raisonnement similaire, Aungier (1988) préconise que l'angle d'écoulement au bord d'attaque du diffuseur soit tel que $68^\circ < \alpha_3 < 74^\circ$. Ainsi, nous retiendrons que le dimensionnement des paramètres R_3/R_2 et b_3/b_2 peut être guidé par l'examen de la valeur α_3 obtenue au bord d'attaque du diffuseur.

7.1.4.2 Dimensionnement du diffuseur

Espace semi-aubé Le dimensionnement de la zone entre le bord d'attaque et le col du diffuseur (espace semi-aubé) repose sur le choix de la section de col.

Du point de vue de la performance maximale, les études expérimentales de Runstadler, Dolan et Dean (1975) montrent que le choix du col du diffuseur doit être adapté au choix du col de la roue. Ceci se traduit par une corrélation illustrée par la figure 7.17 (a), qui montre



(a) Corrélation avec le col de la roue pour le meilleur rendement, (b) Corrélation avec la taille du sillage pour la meilleure récupération de pression au pompage, d'après Elder et Gill (1984).

Figure 7.17: Corrélations pour l'adaptation du col diffuseur. (Notations spécifiques : A_W est la taille du sillage, A_4 la section de col du diffuseur, et Z_I le nombre de pale de la roue.)

que le rapport optimal entre les deux sections de col dépend du taux de compression. Came et Robinson (1999) suggèrent de compléter cette approche par une étude paramétrique à l'aide d'outils de prédiction 1D.

Pour maximiser la plage de fonctionnement, Japikse (1996) rapporte une étude de Elder et Gill (1984), qui corrèle la récupération de pression dans le diffuseur au point de pompage avec le rapport entre la section de col du diffuseur et la taille du sillage (notée A_W). Cette corrélation est portée sur la figure 7.17 (b). Le raisonnement avancé par Elder et Gill (1984) est que la taille du col du diffuseur doit permettre le mélange de la distorsion de l'écoulement en sortie de roue. En pratique, ce critère est difficile à appliquer du fait de la difficulté (même dans un calcul 3D) d'évaluer la taille du sillage en sortie de roue.

Vrillage du bord d'attaque du diffuseur Une caractéristique importante de l'écoulement en sortie de la roue d'un compresseur centrifuge est la présence d'importantes distorsions, notamment pour la répartition en envergure de l'angle absolu de l'écoulement. En revenant sur la figure 5.30 (b) tirée de mesures sur le cas RADIVER, on constate que la distribution d'angle de l'écoulement en moyenne azimutale montre une variation de plus de 5° (hors couches limites). En conséquence, un diffuseur à calage constant suivant l'envergure ne peut être adapté sur toute sa hauteur.

Une étude expérimentale spécifique sur ce sujet est présentée par Bammert, Jansen et Rautenberg (1983), qui comparent un diffuseur triangulaire classique, un diffuseur à aubages (type NACA) et un diffuseur triangulaire vrillé. Il est à noter que le vrillage utilisé est linéaire, et peut donc être utilisé en pales réglées. Les conclusions de l'étude se résument ainsi :

- le rendement étage atteint au maximum : 80% avec le diffuseur à aubages, 81% pour le diffuseur triangulaire, et 84% pour le diffuseur triangulaire vrillé. La "bulle" de rendement maximum est déplacée vers les faibles débits pour le diffuseur vrillé ;
- en terme de plage de fonctionnement, le diffuseur vrillé est plus stable, sa plage de fonctionnement pouvant être jusqu'à deux fois supérieure à celle des deux autres.

Il est intéressant de noter que, bien que la répartition pied-tête de distribution angulaire

de la figure 5.30 (b) ne soit pas linéaire, un vrillage linéaire est suffisant pour améliorer sensiblement la performance. De plus, la comparaison CFD/EXP de la figure 5.30 (b) montre que la simulation prédit de manière satisfaisante la tendance et les valeurs absolues (rappelons que, en pied, l'écart CFD/EXP de 2° est de l'ordre de l'incertitude expérimentale). Ici comme pour le bord d'attaque de la roue, une inclinaison par rapport à la veine méridienne peut participer à la réduction de bruit grâce à l'effet de coupure des parois.

En conclusion, le diffuseur vrillé est à recommander pour favoriser la performance maximale et une large plage de fonctionnement. En pratique, pour des pales réglées, la CFD peut être utilisée pour évaluer les deux angles de calage pour lesquels dimensionner les sections de pied et tête du diffuseur.

7.1.5 Critères généraux pour l'analyse des calculs 3D

Une fois les critères spécifiques précédents appliqués, l'ultime phase de la conception est, lorsque l'objectif est d'obtenir la meilleure performance possible, l'utilisation intensive de la CFD. Il s'agit ici d'utiliser l'outil de simulation à la fois pour comparer quantitativement l'impact de certains choix de conception, mais aussi pour rechercher de manière qualitative les sources de pertes dans l'écoulement.

Les règles suivantes résument qualitativement les considérations précédentes dans une optique d'analyse de calcul :

- éviter les décollements : les décollements massifs sont facilement détectés par les simulations ;
- éviter les survitesses importantes : celles-ci traduisent une mauvaise incidence ;
- limiter le niveau global de vitesse : dans le cadre du critère de ralentissement, ceci permet de minimiser le frottement ;
- minimiser les écoulements secondaires : ceci se traduit principalement par l'apparition du jet/sillage ;
- homogénéiser l'écoulement pour les aubages en aval : les performances d'un diffuseur dépendent fortement de l'uniformité de l'écoulement incident.

7.2 Application à l'optimisation d'un compresseur de référence

Afin d'évaluer les règles de dimensionnement présentées dans le paragraphe précédent, une démarche d'optimisation du compresseur *baseline* LTS a été menée. L'objectif de cette étape est de mettre en pratique les règles proposées sur un cas concret.

Le *baseline* a été retenu car il est l'un des plus étudiés et des mieux documentés des compresseurs LTS, et sert donc à ce titre de référence au sein de la gamme. Il est de plus représentatif du savoir-faire de l'industriel le plus récent en matière de dimensionnement

et de performance aérodynamique (en particulier en terme de taux de compression). En revanche, lors d'une phase d'essais sur le pack de climatisation, les mesures acoustiques ont révélé un rayonnement supérieur aux limites spécifiées. Pour cette raison, la minimisation des risques de bruit aérodynamique est une des contraintes fortes de cette étape d'optimisation. Enfin, dans le soucis d'évaluer des solutions originales, la conception a été menée sans contrainte d'encombrement, les seules contraintes retenues étant la tenue mécanique et la faisabilité de la machine obtenue. À ce titre, afin de pouvoir utiliser le même type de paliers que pour le *baseline*, la contrainte d'intégration $\mathbf{R}_{1h} = 28 \text{ mm}$ est conservée.

L'approche suivie dans ce paragraphe est de présenter les différentes étapes entre le *baseline* et l'optimisé, au travers des analyses qui ont guidé les modifications apportées. L'outil CFD a été utilisé de manière intensive dans cet étape. On notera ici que, en raison des contraintes de temps liées à la réalisation du prototype de la machine optimisée, les résultats CFD utilisés sont basés sur des calculs menés avec le modèle SA (l'implantation des corrections du chapitre 5 n'ayant pas été complétée à ce stade). À l'exception d'une vérification finale menée avec une grille plus fin, le maillage utilisé est celui de 200 000 points par canal (présenté au chapitre 4). Les données aérodynamiques relatives à la roue sont calculées sur des plans de référence situées 3 mm en amont et en aval des bords d'attaque et de fuite, et obtenues par moyennes pondérées masse sur toute la section.

Enfin, la conception de la géométrie optimisée a été réalisée sous un certain nombre d'hypothèses :

- une alimentation purement axiale (pas de prérotation) ;
- un jeu de fonctionnement de 0.4 mm constant du bord d'attaque au bord de fuite ;
- une influence négligeable de la déformation de la roue.

Si le pavillon utilisé pour l'alimentation de la machine optimisée donne du crédit à la première hypothèse, les calculs mécaniques (mentionnés au chapitre 6) suggèrent que les hypothèses sur le jeu et la déformée sont peu réalistes.

7.2.1 Analyse du *baseline*

En utilisant les données de la spécification du *baseline* (tableau 7.1) il est possible de calculer les valeurs suivantes pour la vitesse spécifique et le diamètre spécifique $n_s=0.89$ et $d_s=3.1$, d'après les relations (7.2) et (7.4), basées sur des conditions d'alimentation totales. Toutefois, pour placer la spécification sur les abaques empiriques mentionnées précédemment, il est nécessaire d'utiliser des conventions identiques à celles préconisées par les auteurs. Nous avons choisi d'utiliser les données CFD disponibles pour calculer les grandeurs nécessaires.

Ainsi, Baljé (1981) évalue la vitesse spécifique sur la base de la masse volumique en entrée. En utilisant les données CFD, on obtient $n_s=0.92$ et $d_s=2.9$. En se référant à la figure 7.2, ceci suggère que le diamètre est inférieur à celui recommandé par la ligne de Cordier (notons que ceci est juste une estimation).

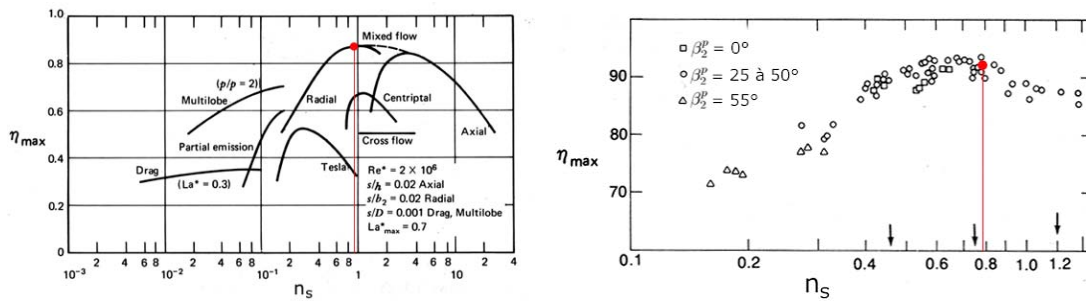
Rodgers (1980) définit une vitesse spécifique moyenne, basée sur les masses volumiques

statiques en entrée et en sortie :

$$\bar{n}_s = n_s \cdot \sqrt{\frac{1 + \rho_2/\rho_1}{2}} .$$

En utilisant les données CFD, on obtient $\bar{n}_s = 0.79$.

Ceci permet de placer ces points sur les courbes disponibles, figure 7.18. Ces deux figures montrent que le choix d'une machine radiale est bien fondé, et que le point de spécification est situé dans une zone à fort potentiel de rendement.



(a) Résultats basés sur une approche par modèles de pertes, d'après Baljé (1981). (b) Résultats expérimentaux, d'après Rodgers (1980).

Figure 7.18: Analyse de la spécification du *baseline* : positionnement sur les courbes n_s - η_{\max} .

En ce qui concerne les choix effectués sur le *baseline*, le choix de coucher les pales à $\beta_2^p = -32^\circ$ est parfaitement cohérent avec la littérature.

Du point de vue des critères 1D :

- R_{1S} : l'évaluation du rayon pour minimiser le nombre de Mach relatif en tête par la formule (7.7) nécessite l'introduction du rapport de vitesse méridienne R_{vm} . Les calculs 3D montrent que ce rapport varie entre 1.05 et 1.2 suivant les différentes géométries. Ainsi, l'optimum théorique pour R_{1S} se situe entre 61.3 et 63.5 mm. La valeur de $R_{1S} = 62$ mm utilisée pour le *baseline* est donc parfaitement fondée ;
- le rapport entre la longueur axiale du *baseline* et son rayon de sortie est $L_{ax}/R_2 = 0.64$. L'application de la relation (7.9) de Birdi (1992) donne un rapport de l'ordre de 0.74, ce qui suggère que le *baseline* est légèrement court, avec les conséquences que cela implique pour le glissement.
- le ralentissement est un aspect du dimensionnement du *baseline* qui mérite d'être approfondi : le critère utilisé lors de l'utilisation de l'outil 1D est $W_2/W_1 \simeq 0.8$ ce qui est sensiblement en dessous des valeurs préconisées. Par analyse CFD, ce facteur de ralentissement est évalué à 0.89. Étudier la possibilité d'effectuer un ralentissement plus important est donc la piste principale dégagée pour mener l'optimisation du point de vue de l'aérodynamique.

Enfin, un point important est la performance acoustique. La figure 7.19 présente le spectre du bruit mesuré sur le pack. On constate que le bruit de raies est supérieur au bruit large bande, ce qui justifie l'attention portée à la source diffuseur (la source associée à l'interaction d'une distorsion amont avec le bord d'attaque n'étant pas traitée dans notre étude).

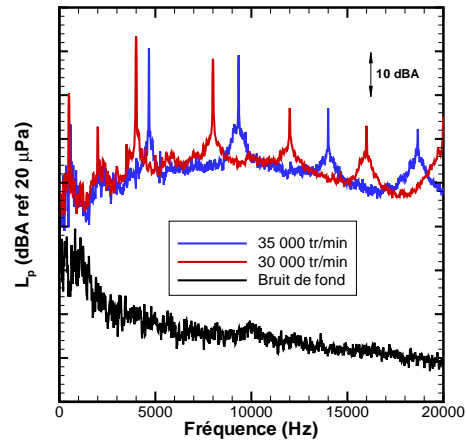


Figure 7.19: Niveau de pression acoustique associé au *baseline*, mesuré sur le pack de climatisation. Le bruit large bande est négligeable, ce qui justifie l'approche par calcul de sources du bruit de raies seulement.

Deux pistes principales pour minimiser le bruit sont envisagées : (i) supprimer les *splitters* (cette solution avait été évaluée par LTS lors du projet initial, et jugée très pénalisante pour l'aérodynamique : chute de rendement estimée à de plus de 5 points) ; (ii) supprimer la source diffuseur (c'est-à-dire utiliser un diffuseur lisse, pratique peu courante chez LTS).

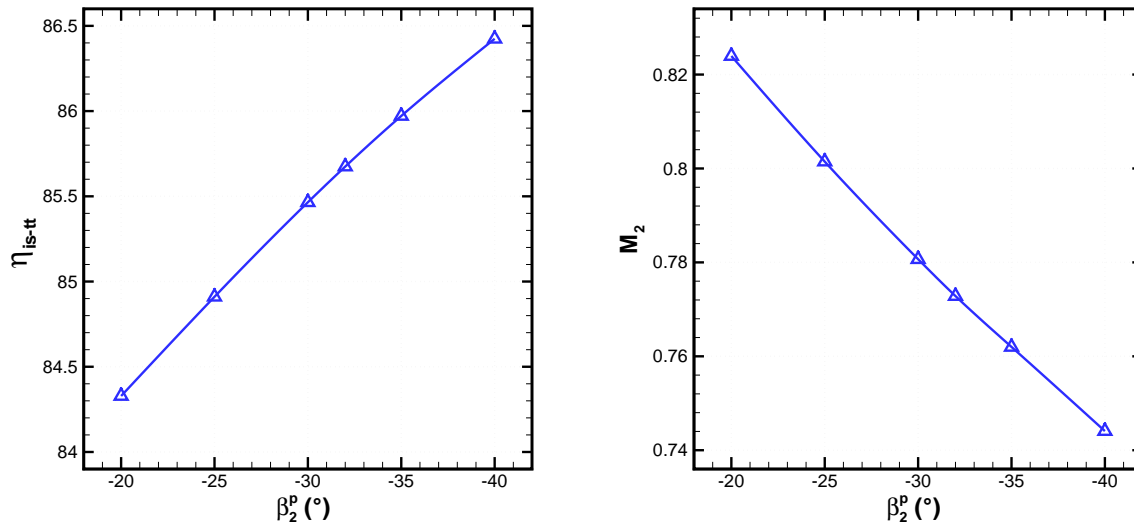
7.2.2 Nouveau dimensionnement

7.2.2.1 Analyse 1D

Sur la base du constat précédent, un nouveau prédimensionnement a été effectué avec comme objectif de respecter le critère de ralentissement $W_2/W_1 \simeq 0.7$. Pour cela, l'outil de prédiction 1D a été utilisé. Les principales étapes de ce travail sont résumées ci-dessous :

1. Selection de R_{1S} : en accord avec les prédictions, un rayon légèrement supérieur au *baseline* a été retenu : $\mathbf{R}_{1S} = 63 \text{ mm}$.
2. Étude paramétrique sur β_2^p , R_2 et b_2 : l'existence éventuelle d'un optimum de couchage a été examinée par une analyse 1D. Si on raisonne à iso taux de compression et si le critère de ralentissement est fixé à 0.7, l'outil 1D permet d'obtenir les valeurs de R_2 et b_2 pour chaque valeur de β_2^p étudiée, et d'évaluer le rendement étage associé. Cette étude paramétrique est présentée dans les courbes de la figure 7.20. La courbe (a) montre tout d'abord l'absence d'un optimum de β_2^p à taux et ralentissement donnés sur la gamme $-20^\circ/-40^\circ$. De plus, elle confirme l'intérêt du couchage pour l'aérodynamique sur la plage étudiée : +3 points de rendement et une diminution du nombre de Mach en sortie de roue de 0.82 à 0.75 (courbe (b)). En rappelant que Came et Robinson (1999) déconseillent d'excéder 40° de couchage, 35° est une valeur satisfaisante tenant compte d'un facteur de sécurité.

Une fois ce choix effectué, les valeurs de $\mathbf{R}_2 = 98.9 \text{ mm}$ et $\mathbf{b}_2 = 16.04 \text{ mm}$ ont été calculées pour respecter le critère de ralentissement.



(a) Rendement isentropique total-total étage.

(b) Nombre de Mach absolu en sortie de roue.

Figure 7.20: Étude paramétrique par modèle de pertes 1D. Influence du couchage des pales (β_2^p) : géométries obtenues à iso-taux de compression et iso-critère de ralentissement.

3. **Longueur axiale :** les modèles de pertes de l'outil 1D montrent que le meilleur rendement est obtenu pour une longueur axiale de $L_{ax} = 70 \text{ mm}$ (contre 65 mm pour le *baseline*). On vérifie alors que le taux et le ralentissement sont toujours respectés pour cette nouvelle valeur. Ceci nécessite un recalage du rayon de sortie à $R_2 = 98.8 \text{ mm}$ (R_2 diminue car le glissement a diminué avec l'augmentation de la longueur axiale). On note que ces valeurs donnent un rapport $L_{ax}/R_2 = 0.71$, plus proche de la formule empirique de Birdi.
4. **Calage des pales :** Les valeurs initiales de $\beta_{1h} = -37^\circ$ et $\beta_{1s} = -62^\circ$ sont choisies à l'aide de la formule (7.8) pour une incidence nulle. Une étude paramétrique (modèle 1D) autour de ces valeurs a montré que l'influence du blocage en entrée modifiait l'angle de l'écoulement incident. La meilleure performance étant prédite pour des incidences nulles en pied et en tête, les valeurs $\beta_{1h} = -32^\circ$ et $\beta_{1s} = -57^\circ$ ont été retenues.
5. Un dernier recalage pour R_2 et b_2 est alors effectué, qui porte leurs valeurs finales à $R_2 = 98.8 \text{ mm}$ et $b_2 = 16.04 \text{ mm}$. Ceci termine le prédimensionnement de la roue seule (notons qu'un prédimensionnement similaire a été effectué pour un diffuseur triangulaire, mais n'est pas présenté ici du fait du choix effectué plus loin sur le type de diffuseur).

La géométrie obtenue est présentée dans le tableau 7.3, où sont résumées les caractéristiques des principales géométries étudiées dans le reste de ce chapitre.

7.2.2.2 Dessin 3D

Afin d'effectuer une première analyse CFD, un modèle 3D de la nouvelle roue a été initié. La figure 7.21 compare la géométrie obtenue à celle du *baseline*. L'allure de la veine méridienne illustre les modifications présentées dans le paragraphe précédent : la roue V1 est plus longue, d'un diamètre inférieur, et avec une hauteur de pale plus importante en sortie. Du point de vue du dessin de la veine, la géométrie a été initiée par un intermédiaire entre les conseils du paragraphe 7.1.3.1 et la géométrie *baseline*. La loi de calage illustre des calages différents en entrée et en sortie, ainsi qu'une évolution différente.

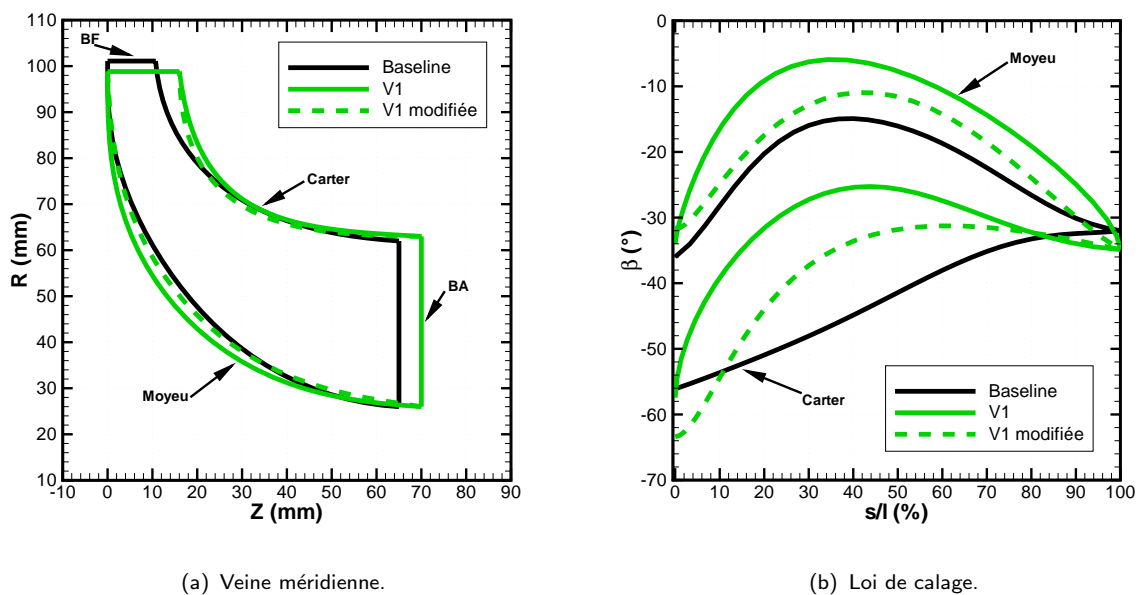


Figure 7.21: Comparaison entre les géométries 3D du *baseline* et de la première géométrie obtenue par le nouveau prédimensionnement. La version "V1 modifiée" correspond aux changements apportés après l'analyse CFD.

	R_{1S} (mm)	L_{ax} (mm)	R_2 (mm)	b_2 (mm)	β_{2h} (°)	β_{2S} (°)
Baseline	62	65	101.1	10.1	-32	-32
V1	63	70	98.82	16.04	-35	-35
O2	64.46	70	97.07	12.31	-29.5	-24.5
O2-variation	71	50/42	99.1	14.1	-26.6	-39.7
O3 (geom. initiale)	64.46	80	99.1	14.1	-35	-35
O3 (opti. veine)	65.32	80	99.1	14.1	-35	-35
O3 (geom. finale)	65.32	80	99.1	13.4	-31.6	-28.6

Tableau 7.3: Résumé des caractéristiques géométriques des principales géométries testées.

7.2.2.3 Analyse CFD

Le calcul 3D a alors montré que cette géométrie initiale présentait un rendement inférieur de 4 points à celui du *baseline*. Un examen rapide de l'écoulement suivant les critères du paragraphe 7.1.5 a permis d'identifier un décollement massif au bord d'attaque en tête, comme l'illustre la figure 7.22. Le décollement se traduit par une zone à vitesse nulle en tête après le bord d'attaque, et qui s'étend jusqu'au bord de fuite.

Une première étude a consisté à évaluer l'influence du *calage* des pales en entrée. Pour cela, l'angle relatif de l'écoulement amont en pied et en tête a été évalué par CFD, puis utilisé pour caler les pales à incidence nulle. Cette modification a été sans effet sur le décollement.

Une étude sur l'évolution de la *loi* de calage en tête a montré que ce décollement est en fait associé à une progression trop rapide du calage en tête. La loi modifiée, portée sur la figure 7.21 (b) en trait pointillé, a permis de supprimer ce décollement grâce à une limitation de la déviation en tête sur les premiers 5 %. Notons que pour un compresseur transsonique, Rodgers (1998) suggère de pousser cet effet jusqu'à une inversion de la progression sur les premiers 5 %. La loi modifiée de la figure 7.21 (b) inclut aussi une modification du calage des pales au bord d'attaque pour tendre vers l'incidence nulle (notons que l'écart avec le calage des pales du *baseline* est dû au choix de l'incidence *et* à la valeur différente de R_{1S}).

La zone de décollement influence significativement l'homogénéité de l'écoulement délivré par le rotor et donc le bruit rayonné. À la fréquence de passage des pales en sortie (*i.e.*, la fréquence $8+8=16$ pales), la puissance acoustique calculée diminue de 2 dB avec la modification de la loi de calage. En revanche, à la fréquence 8 pales (celle des pales principales), la puissance est augmentée de 8 dB pour la V1-modifiée. Nous interprétons cela comme étant lié au fait que la génération de bruit est liée au contenu fréquentiel de la distorsion, lui même lié à sa taille (voir le paragraphe 5.4.4.2 sur la contribution du jet/sillage).

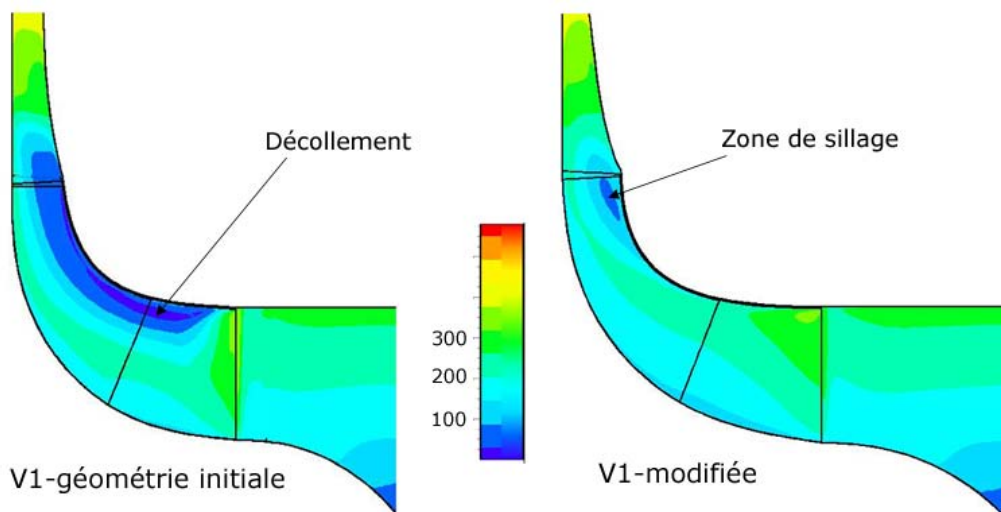


Figure 7.22: Contours de couleur pour la vitesse relative dans une coupe méridienne au milieu du canal : suppression du décollement de bord d'attaque en tête par modification de la loi de calage.

Une version non splittée à 15 pales a été évaluée par calculs 3D. La suppression des *splitters* s'est traduit par une faible diminution du rendement (0.2 points) et par une diminution plus marquée du taux de compression (2.5 %). Cette version a été jugée encourageante, son principal défaut semblant être un glissement plus important. Notons que cette analyse se restreint au point nominal ; la diminution de la section de col, liée à l'augmentation du nombre de pales en entrée, peut réduire la marge au blocage. Une version à 17 pales a finalement été retenue, sur la base d'un meilleur compromis entre glissement et blocage.

Les calculs acoustiques ont confirmé un résultat classique : les *splitters* créent une dissymétrie entre les demi-canaux d'une pale principale, et introduisent donc une composante significative de bruit à la fréquence des pales principales. Le bruit reçu par l'observateur est alors plus riche en contenu fréquentiel, ce qui le rend subjectivement plus désagréable.

Dans le cas d'un diffuseur aubé, des calculs acoustiques ont été menés pour mesurer l'influence du nombre d'aubes du stator, pour la géométrie V1-modifiée (8+8 pales). La figure 7.23 compare la puissance rayonnée au nombre de modes propagatifs d'après le critère de Tyler & Sofrin². Cette figure montre un accord qualitatif des calculs et du critère. Notons que *cet accord est purement fortuit*, puisque les deux résultats sont issus de deux méthodes analysant des phénomènes fondamentalement distincts : le critère de Tyler & Sofrin est relatif à un phénomène de coupure *en conduite*, alors que les calculs acoustiques mesurent les interactions de deux grilles d'aubes en *champ libre*.

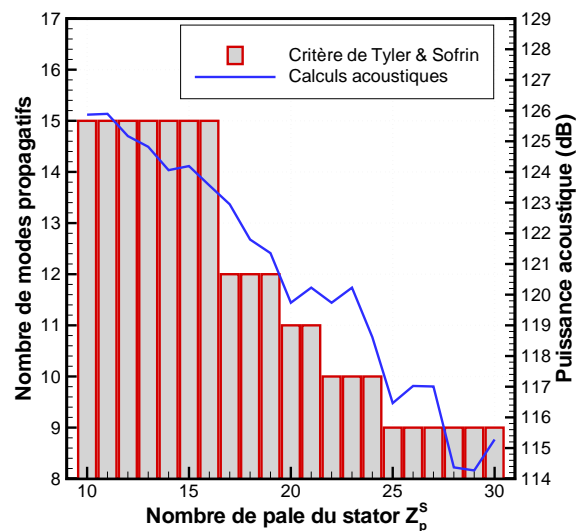


Figure 7.23: Influence du nombre d'aubes du diffuseur pour une roue 8+8 pales : comparaison du critère de Tyler & Sofrin² avec les calculs acoustiques.

Premier bilan Cette première étape de l'optimisation s'est concentrée sur deux points principalement : le respect du critère de ralentissement et un premier travail de la loi de calage en tête. Deux autres points sont à noter : le couchage en sortie a été légèrement augmenté, et une première version de roue non splittée a été examinée. Cette dernière option présentant un intérêt certain pour l'acoustique, elle a été retenue comme candidate pour l'étape suivante.

²Seuls les 24 premiers modes sont calculés, pour les valeurs $n = 1, 2$ et 3 .

7.2.3 Première optimisation et études paramétriques CFD

Dans le cadre du groupe de travail mis en place avec LTS, l'outil d'optimisation (*cf.* annexe A) a été appliqué à la géométrie V1. La géométrie obtenue après optimisation est présentée à la figure 7.24. Cette optimisation a été menée en laissant libres : (i) des paramètres globaux : R_{1S} , R_2 , b_2 et β_2^p ; et (ii) les paramètres liés au détail du dessin 3D (les pôles de Bezier pour la veine et la loi de calage). La géométrie obtenue est notée O2 par la suite.

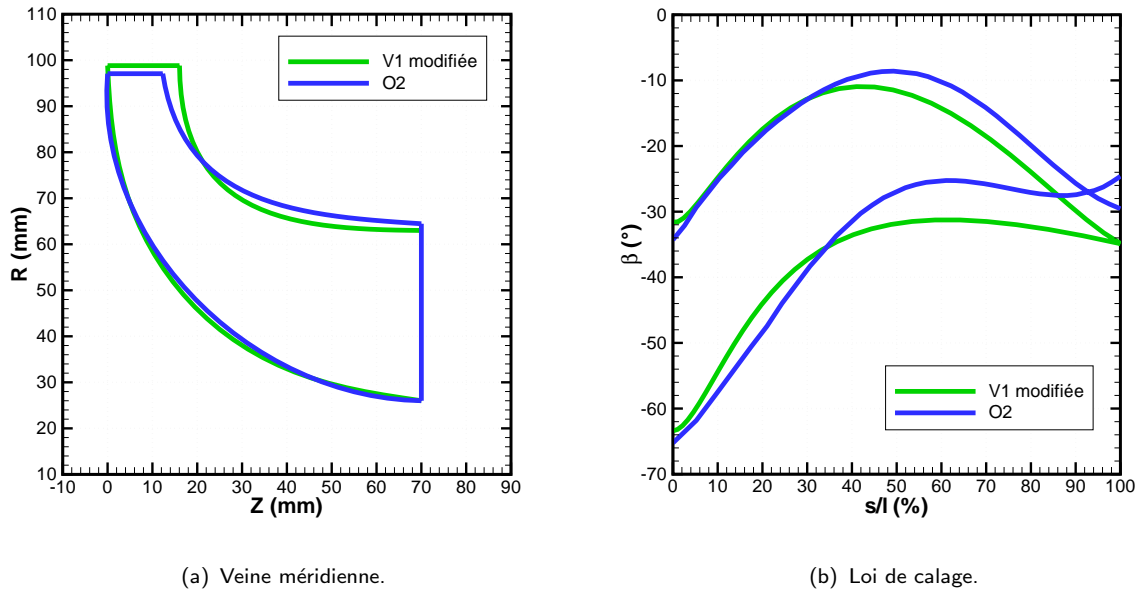


Figure 7.24: Comparaison entre les géométries 3D de la version V1 et de la version O2, obtenue par application de l'outil d'optimisation à la roue V1.

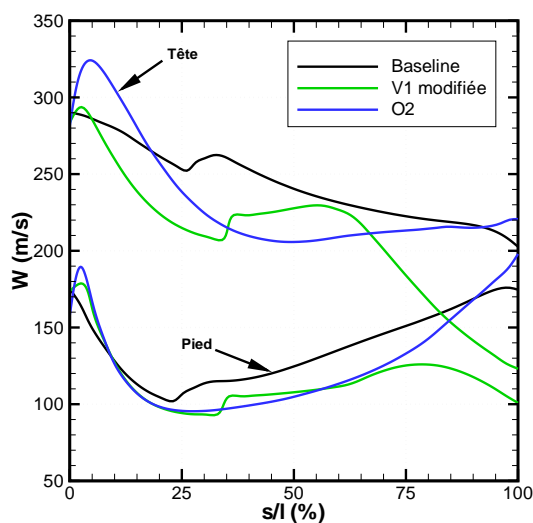
7.2.3.1 Analyse de la géométrie après optimisation

La figure 7.24 (a) illustre tout d'abord plusieurs changements sur les caractéristiques géométriques globales : (i) le rayon en entrée a été légèrement augmenté (ce qui diminue la courbure en tête) ; (ii) la hauteur de pale en sortie a diminué, ce qui traduit une augmentation du paramètre W_2/W_1 ("moins de ralentissement") ; (iii) le rayon en sortie a diminué aussi. Ce dernier point pourrait sembler en contradiction avec la diminution de b_2 à iso taux de compression, mais s'explique en fait par une diminution du couchage en sortie. En effet, la figure 7.24 (b) montre que la valeur de β_2^p a diminué, et qu'une variation de 3° a été introduite entre le pied et le tête. Bien que ceci ne soit pas visible sur les courbes présentées, on notera que l'optimisation a aussi supprimé le *lean* en sortie qui avait été introduit lors de la phase précédente.

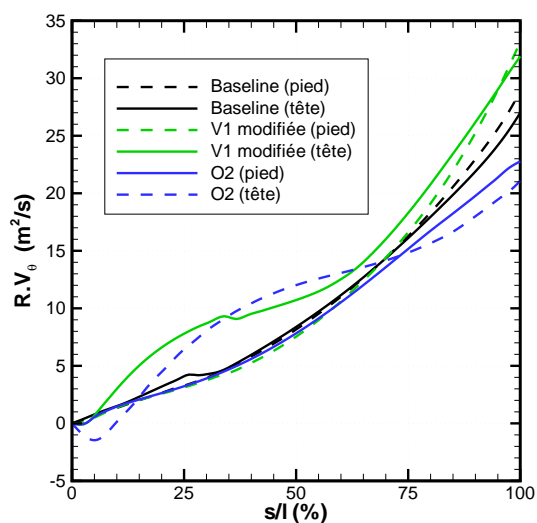
Analyse 2.5D La figure 7.25 présente une analyse 2.5D (à l'aide de l'outil CCAD) de la première géométrie optimisée O2, en comparaison avec le *baseline* et la géométrie V1. Ces figures donnent lieu à une première discussion sur le respect des objectifs aérodynamiques.

La figure (a) montre que le *baseline* a une évolution quasi linéaire de la vitesse relative en tête, du type de celle de la figure 7.12 (a). Les géométries V1 et O2 présentent des ralentissements plus importants en entrée de roue, plus compatibles avec la figure 7.12 (d), et sont donc plus proches des préconisations de la littérature. En revanche, la forte diminution de vitesse en sortie pour la V1 est probablement pénalisante, et l'on notera que cet effet a été supprimé par l'optimiseur.

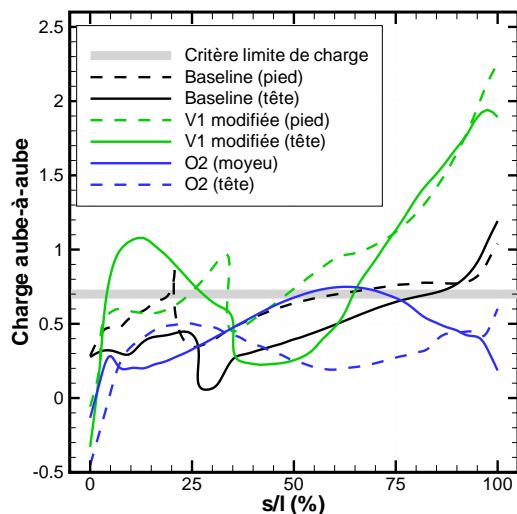
Le diagramme de moment cinétique de la figure (b) illustre tout particulièrement la qualité du *baseline*, dont les répartitions pied et tête sont quasi confondues, en accord avec le critère de Tuzson (1993) présenté précédemment. En revanche, les deux autres géométries



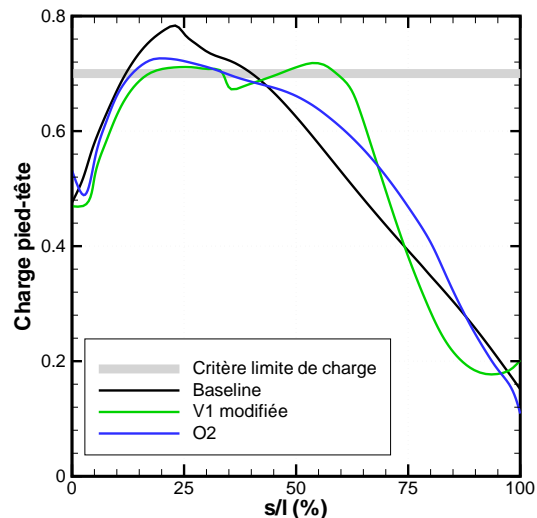
(a) Vitesse relative.



(b) Diagramme de moment cinétique.



(c) Charge aube-à-aube.



(d) Charge pied-tête.

Figure 7.25: Analyse 2.5D des géométries *baseline*, V1 et optimisée O2.

s'éloignent significativement du critère de superposition des répartitions pied et tête. On notera que l'optimiseur n'a pas apporté d'amélioration sur ce point.

La courbe (c) illustre bien le bénéfice de l'optimiseur : la charge aube-à-aube de la roue O2 est significativement réduite en entrée et en sortie vis-à-vis de la géométrie V1. Ainsi, le critère de charge maximale n'est que légèrement dépassé vers les deux tiers de la corde. On notera que seule la roue O2 a une charge en tête significativement réduite en sortie, ce qui minimise les pertes par mélange en aval de la roue. En revanche, aucune des trois géométries ne respecte le critère d'allure de charge (c'est-à-dire maximum en tête en amont du maximum en pied).

Enfin, la figure 7.25 (d) montre que la charge pied-tête est sensiblement concentrée sur la première moitié de la roue pour les trois géométries. Seule la roue *baseline* s'écarte notablement de la limite fixée à 0.7.

Analyse par calcul 3D Le tableau 7.4 présente les performances des trois géométries, extraites par calcul 3D. Dans un premier temps, on notera les valeurs obtenues pour le ralentissement : (i) le ralentissement de 0.7, évalué par l'analyse 1D, n'est pas confirmé par l'analyse CFD ; (ii) la valeur obtenue est toutefois nettement inférieure à la valeur du *baseline*, ce qui était attendu étant donnée la hauteur de pale en sortie. Toutefois, l'optimiseur a augmenté la valeur de W_2/W_1 , la rapprochant ainsi du *baseline*.

	π_{tt}	η_{is-tt}	W_2/W_1
<i>Baseline</i>	2.88	0.928	0.89
V1	2.77	0.921	0.77
O2	2.84	0.925	0.81

Tableau 7.4: Résultats de calculs CFD : performances des roues *baseline*, V1 et O2.

Les résultats de l'évaluation des performances par calculs 3D confirment le gain apporté par l'optimiseur, mais dans une faible mesure. La géométrie *baseline* reste à ce stade celle qui présente le meilleur rendement. Cependant, il convient de souligner que la version optimisée O2 est une roue non splittée, et présente donc un avantage certain pour l'acoustique.

Afin d'examiner le potentiel d'amélioration de la géométrie O2, plusieurs études paramétriques ciblées ont été menées.

7.2.3.2 Étude paramétrique pour le ralentissement

Étant donné le caractère *local* de la recherche d'optimum par la méthode gradient de l'optimiseur, des modifications significatives de la géométrie ont été examinées. Le ralentissement fait l'objet de l'étude présentée dans ce paragraphe.

Deux variantes de la géométrie O2 ont donc été réalisées avec pour objectifs des ralentissements de 0.6 et 0.9. Ces deux géométries ont été obtenues en conservant la loi de calage de la roue O2 ; la veine méridienne conserve son allure globale mais est modifiée par les changements de R_2 et b_2 induits par les valeurs différentes du ralentissement. L'examen par CFD du ralentissement obtenu suite aux modifications basées sur l'outil 1D a montré

que les ralentissements effectivement atteints était de 0.67 (version notée O2-R07 par la suite) et 0.85 (version notée O2-R09).

Rendement isentropique De manière surprenante, les résultats CFD ont alors montré une faible variation du rendement suite à ces modifications : -0.5 points pour la version O2-R07 et -0.4 points pour la version O2-R09 (variations du même ordre de grandeur que l'amélioration apportée par l'optimiseur entre les roues V1 et O2).

Pour expliquer les performances de ces trois machines aux ralentissements très différents, nous proposons ici une explication basée sur l'apport de l'effet centrifuge. L'équation (7.6) caractérise trois contributions à l'échange de travail à travers la roue : effet centrifuge, ralentissement dans le repère relatif et échange d'énergie cinétique. Dans cette perspective, le ralentissement conditionne la part relative de la diffusion et de l'effet centrifuge. Réduire la part de "diffusion relative" (*i.e.*, augmenter W_2/W_1) revient donc à augmenter la part de l'effet centrifuge. Or, l'effet centrifuge s'effectue sans perte, ceci est donc bénéfique pour le rendement. En revanche, un fort ralentissement (faible W_2/W_1) minimise les pertes liées au processus de diffusion. Ces deux tendances semblent donc contradictoires, et pourraient suggérer l'existence d'un optimum. Nous n'avons toutefois pas cherché à illustrer cette tendance par l'analyse des données CFD, car le rendement est influencé par de nombreux autres paramètres que ces deux effets, et les géométries simulées ne peuvent donc être représentatives à ce titre.

Rendement de roue Un paramètre aérodynamique illustre la diminution de pertes associées à une forte valeur de ralentissement : le "rendement de roue". Proposé par Vavra (1970), le rendement de roue repose sur l'introduction d'une condition de sortie fictive (notée par un indice U par la suite), définie de sorte que l'augmentation d'enthalpie totale soit seulement due à la part centrifuge :

$$h_U - h_{t1} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad . \quad (7.13)$$

Le rendement de roue (noté η_W en cohérence avec la littérature) est alors défini par soustraction de cette part centrifuge aux variations réelle et isentropique d'enthalpie totale :

$$\eta_W = \frac{h_{t2-is} - h_U}{h_{t2} - h_U} \quad . \quad (7.14)$$

Ainsi, Vavra (1970) considère que η_W traduit mieux la performance aérodynamique réelle de la roue, en faisant abstraction de la contribution (sans perte) de l'effet centrifuge. Vavra corrèle par ailleurs le rendement de roue au facteur de ralentissement W_2/W_1 . La figure 7.26 (a) illustre cette relation pour les trois roues de la famille O2 et le *baseline*. Cette courbe doit être interprétée du point de vue qualitatif seulement, car cette étude n'est pas suffisamment générale. À ce titre, les courbes obtenues par Vavra ne montrent pas de corrélation claire, mais présentent toutefois une tendance similaire : le rendement de roue traduit les pertes à la traversée du compresseur centrifuge, et est favorisé par une faible valeur du facteur de ralentissement W_2/W_1 . Ce résultat est par ailleurs classique pour un diffuseur.

Enfin, le propos ici n'est pas de suggérer que le rendement de roue soit utilisé à la place du rendement isentropique, mais d'illustrer concrètement l'effet centrifuge pour en tirer le meilleur parti.

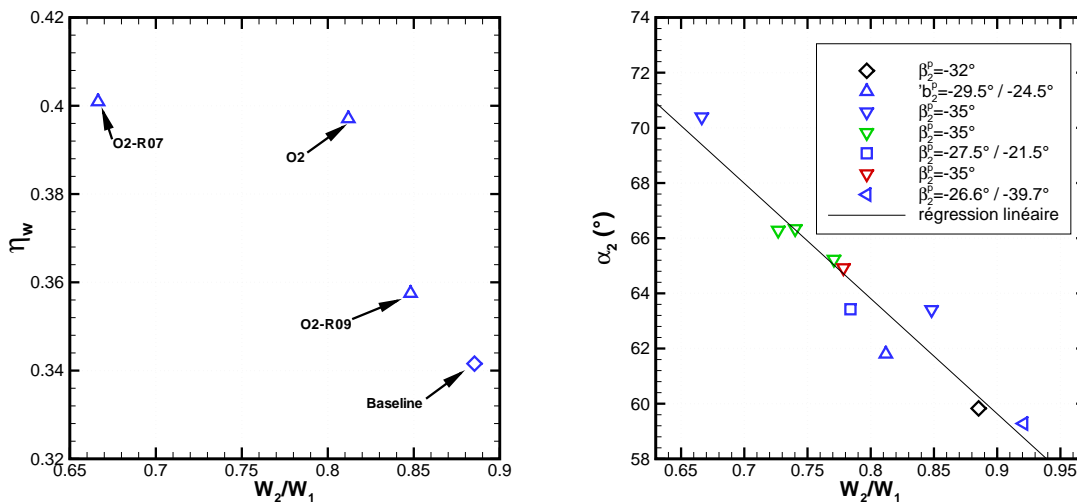
Angle de sortie roue Nous avons vu lors du paragraphe 7.1.4.1 que le dimensionnement de l'espace lisse était favorisé par un angle de sortie de roue tel que $69^\circ < \alpha_2 < 73^\circ$. Nous examinons ici la cohérence entre ce critère et le critère de ralentissement.

Sur l'ensemble des géométries examinées par calcul 3D, plusieurs configurations de sortie ont été étudiées, telles que le ralentissement se situe entre 0.9 et 0.65 pour des couchages entre -24° et -40° . Ces géométries présentent des rendements différents mais développent des taux de compression comparables. L'extraction à partir des calculs 3D des valeurs effectives du ralentissement et de l'angle de sortie est présentée à la figure 7.26 (b).

Une première conclusion significative est à tirer de cette étude : le ralentissement influence de manière significative l'angle de sortie α_2 . Ainsi, pour la gamme de ralentissement étudiée, l'angle α_2 varie de plus de 10° , alors que pour un ralentissement donné, les autres paramètres de conception (notamment le couchage) ont une influence inférieure à 2° .

De plus, la figure 7.26 (b) montre que les critères pour le ralentissement et l'angle de sortie roue ne sont pas contradictoires. Ainsi, les optimums conseillés par la littérature, $W_2/W_2 \simeq 0.7$ et $69^\circ < \alpha_2 < 73^\circ$ sont presque obtenus simultanément. Ceci nous amène, du point de vue de l'étage, à favoriser de faibles valeurs du ralentissement W_2/W_1 .

Puissance acoustique Les calculs acoustiques effectués par LTS pour les variations du ralentissement autour de la géométrie O2 ont montré une influence sensible sur la valeur de la puissance acoustique calculée : la tendance observée est une réduction de 1.5 dB pour la version O2-R09 par rapport à O2-R07.



(a) Corrélation entre ralentissement et rendement de roue (b) Corrélation entre ralentissement et angle de sortie roue, pour un échantillon des géométries testées. pour des géométries avec β_2^p entre -24 et -35° .

Figure 7.26: Influence du ralentissement. Résultats tirés de calculs CFD.

7.2.3.3 Influence de la longueur axiale

Le rapport entre la longueur axiale de la géométrie O2 et son rayon de sortie est $L_{ax}/R_2 = 0.71$ (0.64 pour le *baseline*). L'application de la relation (7.9) de Birdi (1992) donne un rapport de l'ordre de 0.74, ce qui suggère que la roue optimisée pourrait être encore allongée.

Afin d'affiner ce choix, une étude paramétrique par CFD a été menée autour de la géométrie O2. On a ainsi fait varier la longueur axiale entre 0.62 et 0.82. La figure 7.27 (a) montre l'influence significative de L_{ax}/R_2 sur le rendement, de l'ordre de 3 points pour la gamme étudiée. La figure 7.27 (b) confirme le raisonnement qualitatif de Birdi : augmenter la longueur axiale minimise la courbure au carter, ce qui se traduit ici par une réduction du glissement.

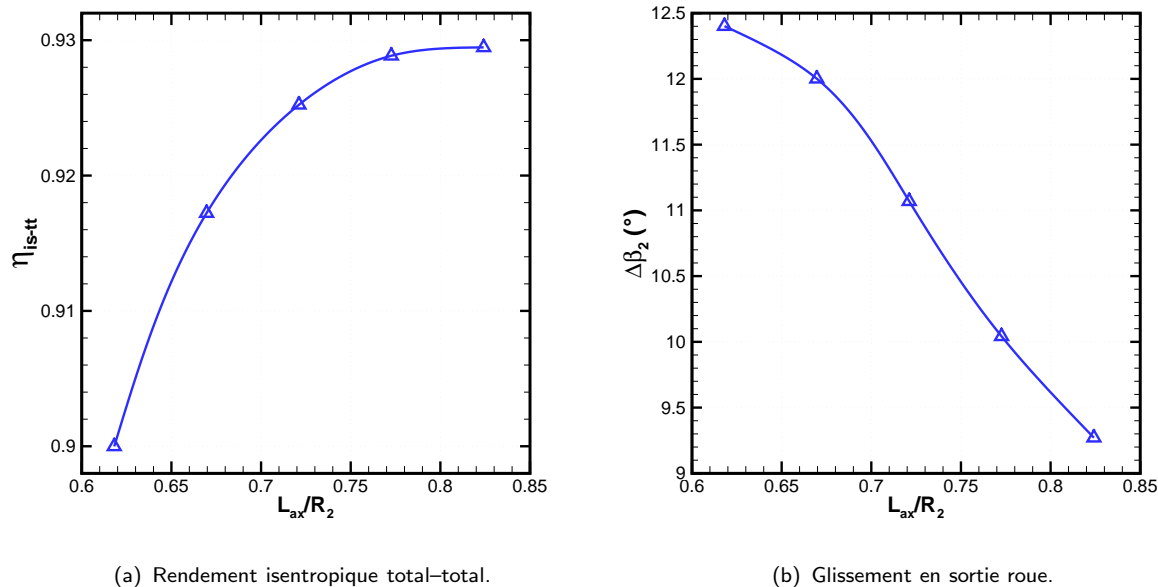


Figure 7.27: Étude paramétrique par calcul 3D. Influence de la longueur axiale sur les performances de la roue.

Les calculs acoustiques effectués par LTS ont montré que la puissance rayonnée évolue favorablement avec le rendement : par rapport à la version de référence $L_{ax} = 70$ mm, réduire la longueur axiale à 65 mm augmente le bruit de 1 dB, et augmenter jusqu'à 85 mm réduit le bruit de 1 dB.

Bien que l'optimisation soit menée sans contrainte d'encombrement, la valeur $L_{ax}/R_2 = 0.8$ a été retenue car au-delà, le gain associé à l'allongement de la roue devenait très faible.

7.2.3.4 Synthèse des études autour de O2

D'autres études plus marginales ont été réalisées autour de la géométrie O2. Notamment, l'utilisation de fermetures elliptiques pour le bord d'attaque (à la place de fermetures circulaires) et pour le bord de fuite (à la place de fermetures en biseau) se traduit

par une augmentation du rendement de 0.6 point. Des études ont été réalisées pour tenter d'améliorer "à la main" la loi de calage par rapport aux objectifs aérodynamiques (diagrammes de charge et de moment cinétique), mais sans succès, ce qui confirme l'intérêt de l'outil d'optimisation.

Afin de se préserver du caractère local de la recherche d'optimum par méthode gradient, des géométries radicalement différentes ont été essayées. La plus encourageante (notée O2-variation) est illustrée figure 7.28. Cette roue très courte présente une valeur élevée de R_{1S} , liée à l'utilisation du *sweep* en entrée, et une hauteur de pale en sortie plus importante que la roue O2. La loi de calage en tête est dérivée de celle du *baseline*, et la loi en pied résulte de l'optimiseur (on notera l'augmentation de la variation pied-tête du calage en sortie par rapport au cas O2). L'examen par CFD de cette géométrie a finalement confirmé le bien fondé des voies examinées jusqu'ici : pour un ralentissement de 0.92, la roue réalise un faible taux de 2.48, avec un rendement inférieur de 0.5 point à celui de la roue O2. Cette piste a donc été abandonnée.

Pour entamer la dernière phase d'optimisation en tentant au maximum de respecter les objectifs fixés jusqu'ici, la géométrie O2 a été modifiée de la manière suivante : (i) augmentation de la longueur axiale à 80 mm ; (ii) changement du couchage en sortie pour $\beta_2^p = -35^\circ$; et (iii) recalage de R_2 et b_2 pour atteindre un ralentissement proche de 0.7. La géométrie obtenue par ce recalage est portée sur la figure 7.28.

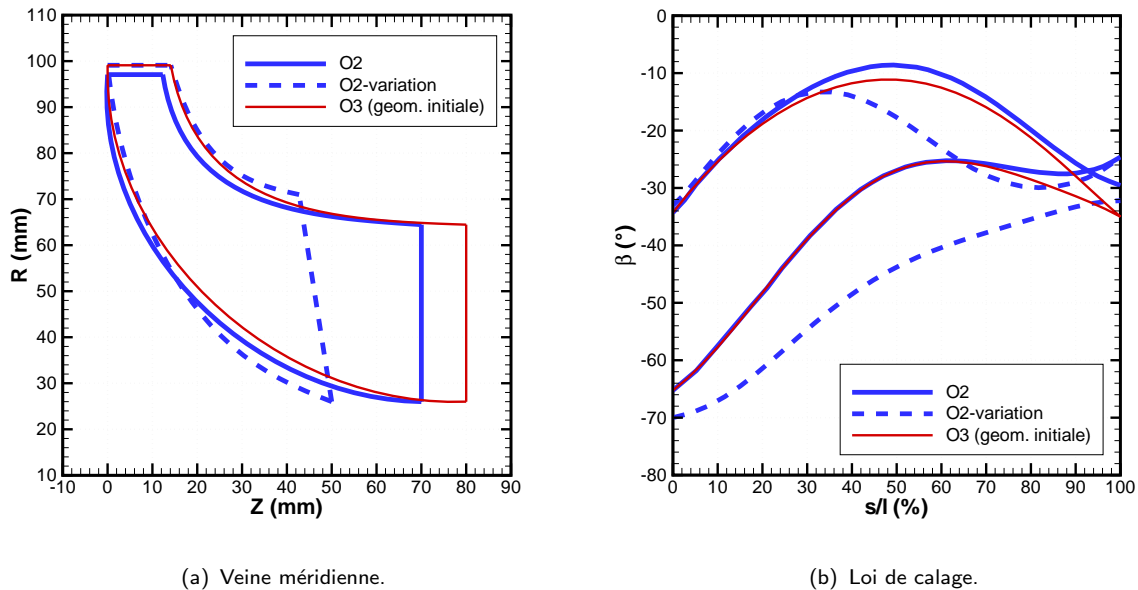


Figure 7.28: Caractéristiques géométriques de la roue O2 comparée avec une variation très différente, et version recalée (O3) pour initier la dernière phase d'optimisation en cohérence avec le ralentissement et le couchage en sortie visés.

7.2.4 Optimisation finale de la roue

7.2.4.1 Description de la géométrie finale

La roue obtenue par recalage de la géométrie O2 est utilisée comme base pour la dernière passe de l'outil d'optimisation. Deux applications successives de l'optimiseur sont effectuées : (i) la première optimise la veine méridienne pour atteindre le critère de ralentissement objectif ; (ii) la deuxième optimise la loi de calage. La figure 7.29 présente les caractéristiques géométriques ainsi obtenues.

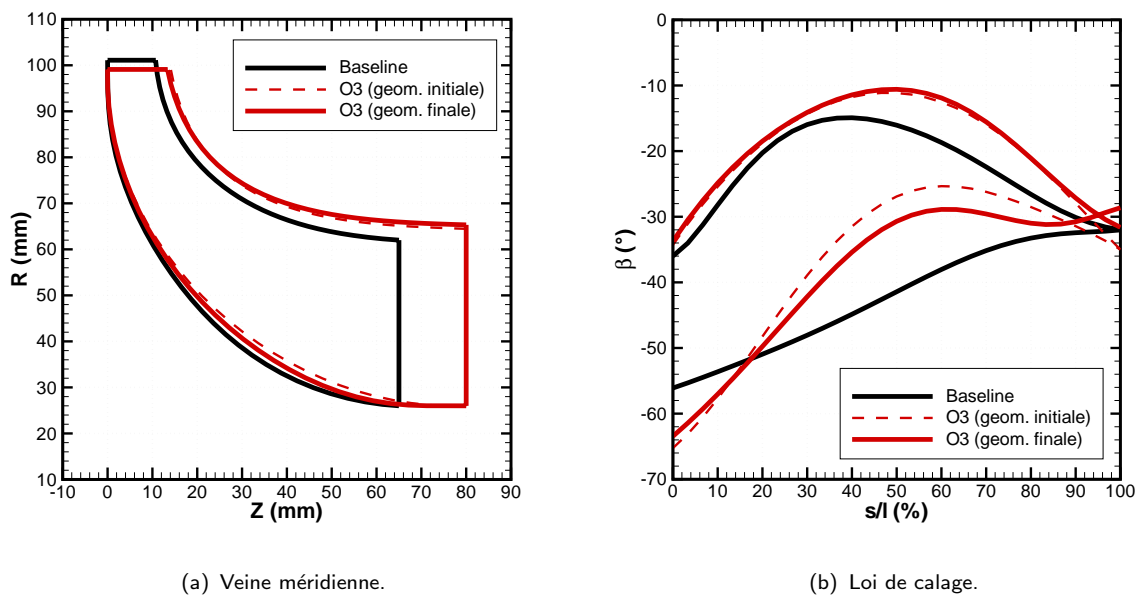


Figure 7.29: Présentation de la géométrie finale O3 : la veine méridienne et la loi de calage sont obtenues par deux applications successives de l'outil d'optimisation à la géométrie O3 initiale (obtenue par recalage de la roue O2).

On constate que les rayons R_{1S} et R_2 sont légèrement modifiés, ainsi que la hauteur de pale en sortie b_2 . Pour la loi de calage finale, le couchage en sortie en pied est légèrement réduit à -31.6° , et le couchage en tête est réduit plus significativement à -28.6° . Ainsi, l'objectif de $\beta_2^p = -35^\circ$ n'est pas atteint.

7.2.4.2 Analyse CFD

Du point de vue des performances globales, le tableau 7.5 montre que la roue O3 atteint le ralentissement fixé d'après les critères classiques, ce qui correspond encore à une augmentation significative du rendement de roue.

La version O3 réalise un taux de compression comparable à celui du *baseline* (2 % d'écart), avec un rendement supérieur de 0.5 point. Cette augmentation est faible (de l'ordre de la capacité prédictive de l'outil CFD sur le maillage utilisé). Rappelons toutefois que, du fait de la suppression des *splitters*, un rendement inférieur était attendu.

	π_{tt}	η_{is-tt}	η_W	W_2/W_1
Baseline	2.88	0.928	0.342	0.89
O3 (géom. initiale)	2.83	0.915	0.362	0.78
O3 (opti. veine)	2.83	0.920	0.367	0.80
O3 (geom. finale)	2.93	0.933	0.393	0.71

Tableau 7.5: Résultats de calculs CFD : performances des roues *baseline* et O3.

La figure 7.30 propose une analyse en moyenne azimutale tirée des calculs CFD. La figure (a) montre que le principal effet de l'optimisation de la veine est, en tête, la réduction d'une survitesse sur les 5 premiers % de la corde. En pied, le niveau global de vitesse est réduit sur toute la longueur de la roue (ce qui va dans le sens des recommandations du § 7.1.5). On notera que la modification de la loi de calage n'affecte que marginalement le profil de vitesse relative. On retiendra donc que l'optimisation a permis d'obtenir une distribution de vitesse relative plus conforme aux préconisations de la littérature.

En revanche, la distribution de moment cinétique de la courbe (b) montre que le *baseline* est plus respectueux du critère de Tuzson.

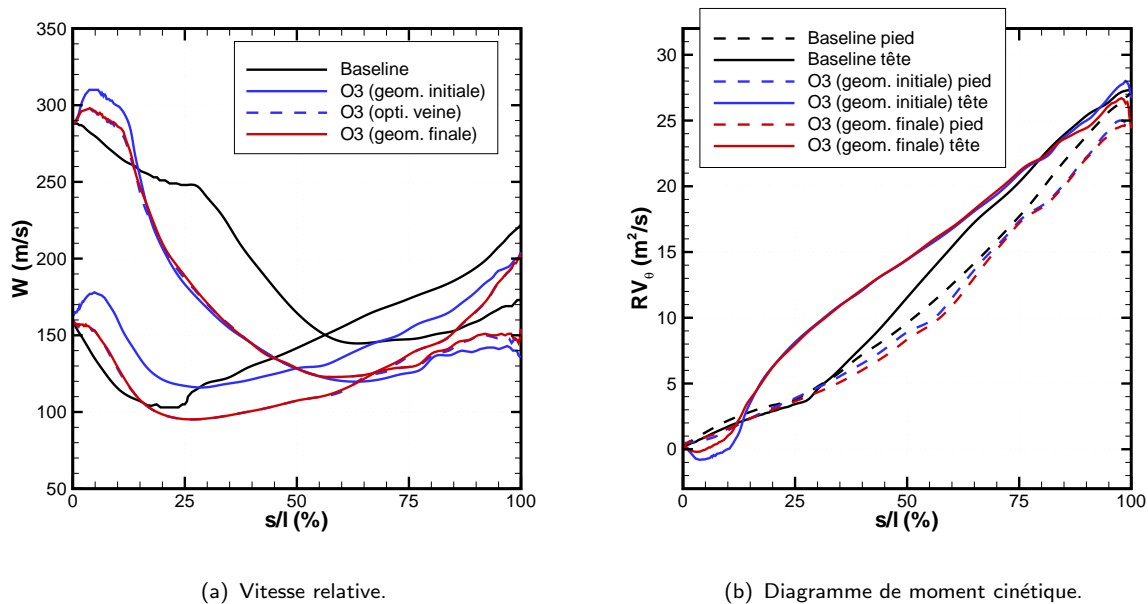


Figure 7.30: Analyse CFD des roues de la famille O3 et comparaison avec le *baseline*. Profils extraits en moyenne azimutale pondérée masse entre le bord d'attaque et le bord de fuite.

La figure 7.31 compare les distributions de pression statique pariétale en pied et en tête pour les versions *baseline* et O3. Cette figure permet d'examiner la charge aube-à-aube de manière qualitative. Dans cette perspective, la charge est réduite pour la géométrie O3 sur l'intégralité de la corde. En tête, la charge est réduite pour la version optimisée sur les premiers 20 % de la corde, avec toutefois un maximum plus important à 20 %. Sur les 40 derniers %, la charge est moins importante pour la géométrie O3.

Enfin, d'un point de vue plus local, la figure 7.32 présente des contours de Mach relatif

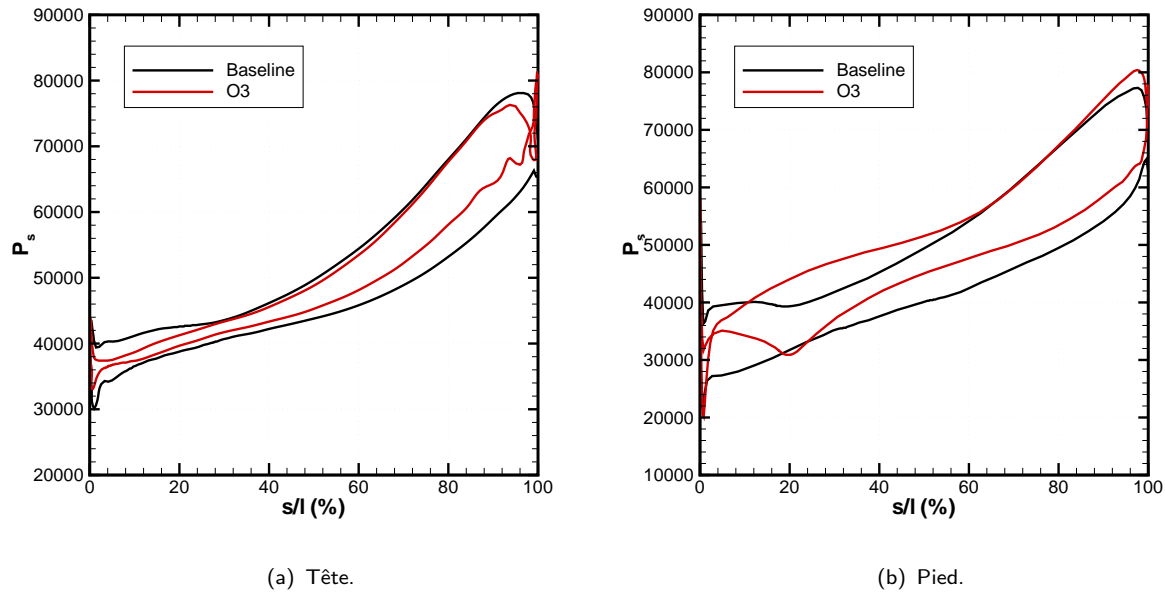


Figure 7.31: Analyse CFD du *baseline* et de la roue O3 : profils de pression statique pariétale. L'écart entre les distributions extrados et intrados donne la répartition de la charge.

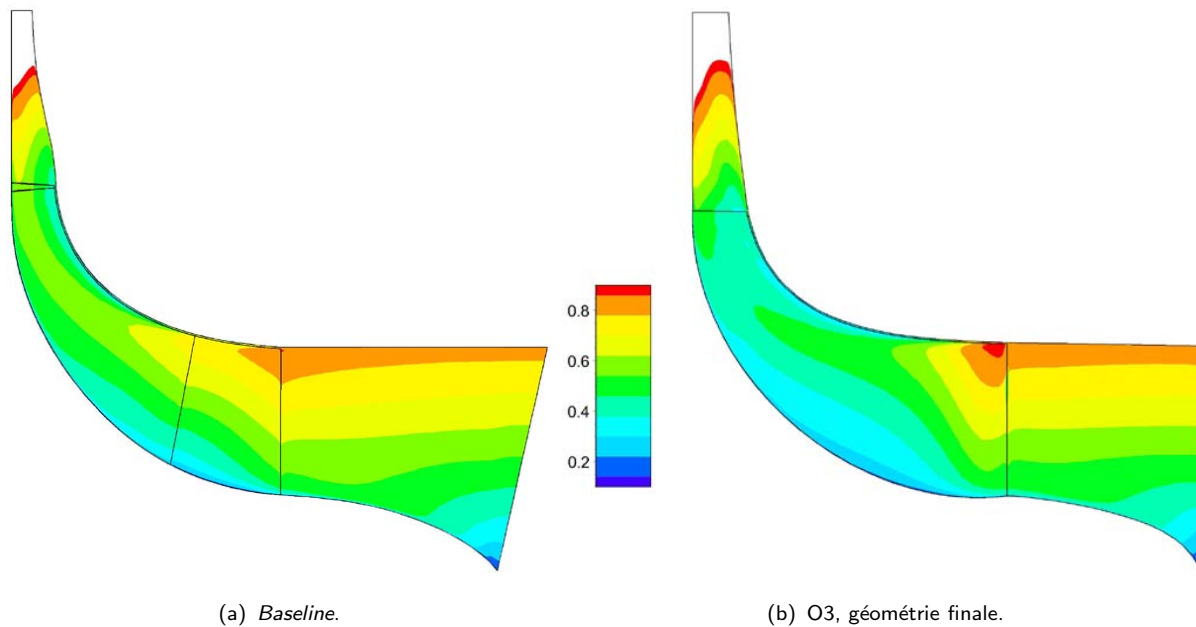
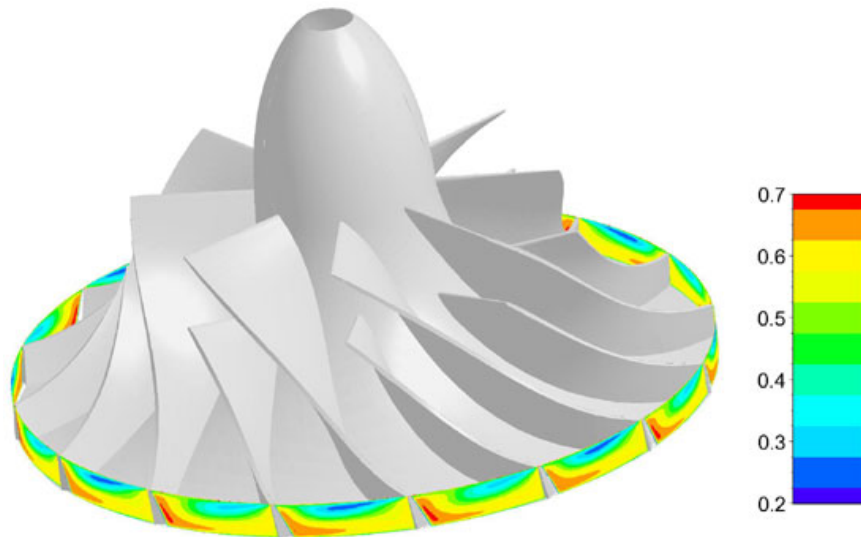


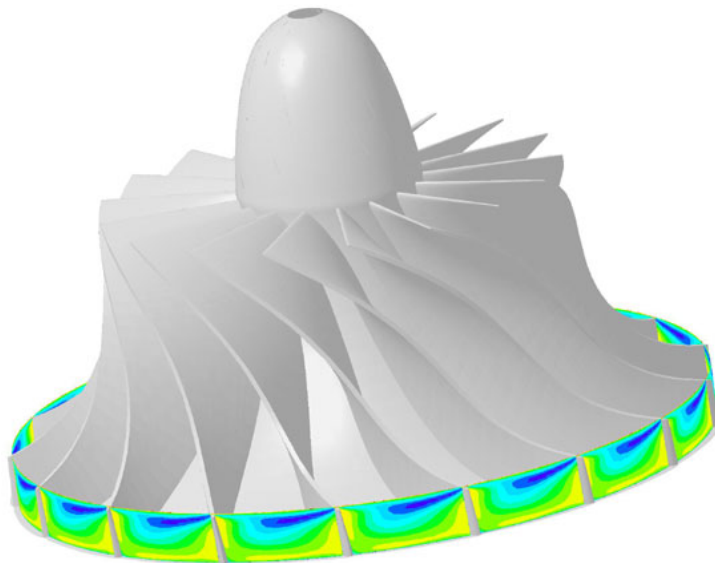
Figure 7.32: Contours de couleur pour le nombre de Mach relatif, veine méridienne en moyenne azimutale pondérée masse.

en vue méridienne (moyenne azimutale pondérée masse) pour les géométries *baseline* et optimisée. En entrée, le nombre de Mach relatif au carter atteint une valeur plus importante pour l'optimisée, ce qui est dû à l'incidence et au rayon R_{1S} plus élevés pour la roue O3. Sur la majeure partie de la veine, le ralentissement plus important est visible. Bien que cela soit difficile à isoler, la formation de la zone de sillage semble très légèrement plus marquée sur la roue *baseline*.

La figure 7.33 montre que le bilan sur la configuration de jet/sillage est mitigé : la zone de sillage est plus étendue pour la géométrie optimisée, mais sa zone de jet est plus homogène.. Cette figure permet aussi de comparer les géométries 3D des deux roues.



(a) *Baseline.*



(b) O3, géométrie finale.

Figure 7.33: Contours de couleur pour le nombre de Mach relatif, sur un plan de coupe orthogonale au bord de fuite.

7.2.5 Dessin du diffuseur

Plusieurs pistes ont été envisagées pour le diffuseur. Tout d'abord, la possibilité d'utiliser un diffuseur triangulaire (éventuellement avec un bord d'attaque vrillé), semblable à celui du *baseline*, a été rejetée car cette option n'amène pas de bénéfice supplémentaire pour l'acoustique. Les diffuseurs à faible solidité ont aussi été considérés, car ceux-ci présentent un avantage certain pour l'aérodynamique (plage et rendement), en particulier dans la perspective de faire évoluer la gamme LTS vers les taux de compression supérieurs à 4. Cependant, les résultats des calculs acoustiques (figure 7.23) montrent que cette solution est très pénalisante du point de vue du bruit rayonné.

Finalement, un diffuseur lisse a été retenu car cette configuration supprime la source de bruit de raies du diffuseur et favorise une large plage de fonctionnement. Par ailleurs, LTS ayant peu d'expérience sur cette solution technique, son étude permet d'approfondir cette option de conception.

Le dimensionnement du diffuseur lisse a été obtenu par application de l'optimiseur à la veine méridienne en aval de la roue. Le résultat est présenté figure 7.34. Notons que, pour des contraintes d'intégration, le rayon de sortie du diffuseur lisse est identique à celui du diffuseur triangulaire du *baseline* : ce diffuseur est donc relativement court (voir les ordres de grandeurs classiques donnés au tableau 7.2). La vue méridienne présente aussi le bulbe (ou ogive) placé en amont et la volute en aval. On notera que la volute est droite (alors que la volute du *baseline* est couchée sur le carter de la roue).

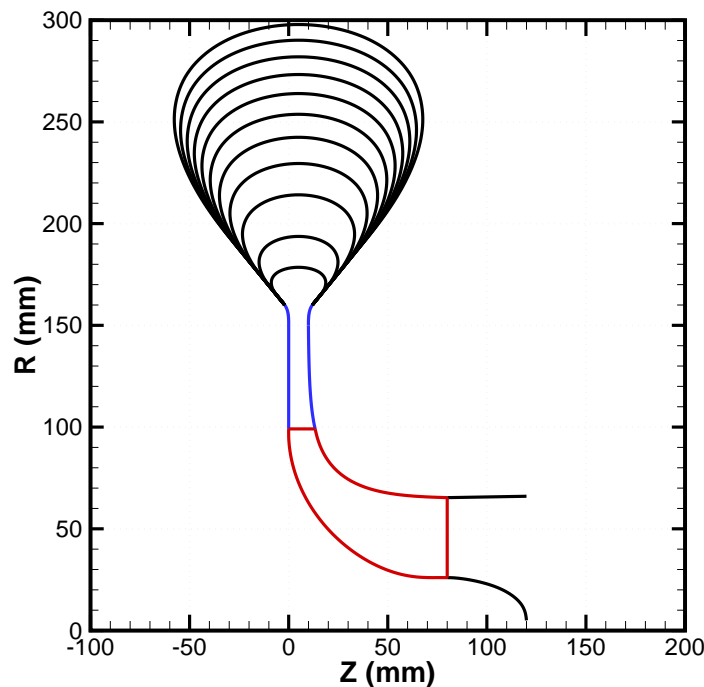


Figure 7.34: Veine méridienne de l'étage de la géométrie optimisée finale : bulbe, roue, diffuseur lisse et volute (plusieurs sections sont représentées).

Synthèse et conclusions

Les règles et critères proposés dans ce chapitre n'ont pas vocation à "révolutionner" le dimensionnement des compresseurs centrifuges chez LTS, les études bibliographiques indiquant que les règles déjà en vigueur sont cohérentes avec les pratiques classiques.

Ainsi, nous retiendrons que la version optimisée a été réalisée dans l'objectif de remédier au défaut principal du *baseline*, le bruit rayonné, tout en conservant un compromis acceptable sur les performances aérodynamiques. Pour cela, nous avons utilisé une approche basée sur trois principes indépendants :

- réduire les sources internes à la roue (c'est l'objet d'une sélection des paramètres aérodynamiques en fonction des calculs acoustiques) ;
- diminuer le contenu fréquentiel du bruit perçu (ceci par la suppression des *splitters*, option jugée initialement trop pénalisante pour l'aérodynamique) ;
- supprimer la source diffuseur (en utilisant un diffuseur lisse).

Pour la performance au point nominal, nous avons appliqué les critères suggérés par la littérature, les principales différences entre le *baseline* et l'optimisée étant la valeur du ralentissement, le travail de la charge aube-à-aube, la longueur axiale et le type de diffuseur.

Enfin, la principale limite de l'approche présentée dans ce chapitre concerne la performance hors-adaptation, qui a peu été explorée ici (bien que qualitativement, un diffuseur lisse soit plus favorable sur ce point).

D'une manière générale, notre étude aura permis :

- d'affiner les critères existants, et de faire le point des procédures (phase nécessaire avant la standardisation des règles) ;
- de mieux maîtriser les tenants et les aboutissants des critères de conception (par exemple, le critère de Tuzson démontre *a posteriori* la qualité de la veine méridienne et de la loi de calage du *baseline*) ;
- de prendre en compte de nouveaux critères. Plus les critères sont nombreux plus la place laissée à l'intuition est réduite (bien que nécessaire) et la répétabilité d'un bon design assurée ;
- aborder le problème de la conception en réponse à des objectifs multiples (rendement, plage et acoustique), et d'introduire une notion de compromis à cet effet.

Le chapitre suivant présente les résultats expérimentaux obtenus sur la machine optimisée, en comparaison avec le *baseline*. Ceci nous permettra de dresser un bilan sur les performances de cette machine, et d'apporter un regard critique sur les choix effectués durant l'optimisation.

Chapitre 8

Analyse des essais et bilan sur la conception

Sommaire

8.1	Analyse des résultats d’essais	211
8.1.1	Présentation des essais	212
8.1.2	Approche industrielle : performances de l’étage	213
8.1.3	Performances des composants	216
8.2	Comparaisons simulations et essais	220
8.2.1	Mise en œuvre des simulations	220
8.2.2	Roue et diffuseur	221
8.2.3	Roue seule	222
8.2.4	Diffuseur seul	222
8.3	Retour sur la conception	224
8.3.1	Prédiction des écarts de performance par CFD	224
8.3.2	Analyse des plages de fonctionnement	225

Suite à la définition de la géométrie optimisée (notée “O3 géométrie finale” dans le chapitre précédent), un prototype a été réalisé et testé par LTS. Dans un premier temps, les résultats expérimentaux sont analysés en comparaison avec ceux du *baseline*. Les mesures sont alors comparées aux résultats de simulation pour la version optimisée. Enfin, les informations extraites des essais et des calculs permettent de discuter certains aspects de la démarche de conception proposée dans le chapitre précédent.

8.1 Analyse des résultats d’essais

Après une présentation succincte de la démarche expérimentale, les résultats d’essais de la version optimisée sont comparés à ceux du *baseline* suivant deux approches : une analyse des performances globales de l’étage, effectuée en suivant la procédure industrielle classique ; complétée par une approche axée sur les composants, grâce à l’instrumentation locale des deux machines.

8.1.1 Présentation des essais

La démarche expérimentale adoptée pour tester la machine optimisée est semblable à celle utilisée pour le *baseline*.

La figure 8.1 présente une vue en coupe de la machine d'essais. L'étage compresseur optimisé est monté sur le même module d'essais que le *baseline*. L'ensemble compresseur—turbine est placé dans le caisson d'altitude (figure 6.3).

La métrologie globale/locale mise en place pour le *baseline* est reproduite ici : 16 prises de pression pariétale sont présentes dans le diffuseur lisse. La figure 8.2 (a) illustre les 9 prises placées sur un rayon au moyeu, et la figure 8.2 (b) indique les positions de l'ensemble des prises. Les prises d'entrée et sortie sont chacune répétées deux fois en azimut à 120° , et reprises une fois au carter.

Le tableau 8.1 donne les caractéristiques des capteurs de pression en termes de gamme et de précision. On notera que seul le capteur 5 (milieu du canal au moyeu) est un capteur absolu, que les prises 1 et 9 sont reliées à des capteurs relatifs, les autres prises étant reliées à des capteurs différentiels. Les incertitudes théoriques de cette instrumentation sont identiques à celles calculées pour le *baseline* : $\pm 0.4\%$ pour le taux de compression et ± 0.8 point pour le rendement.

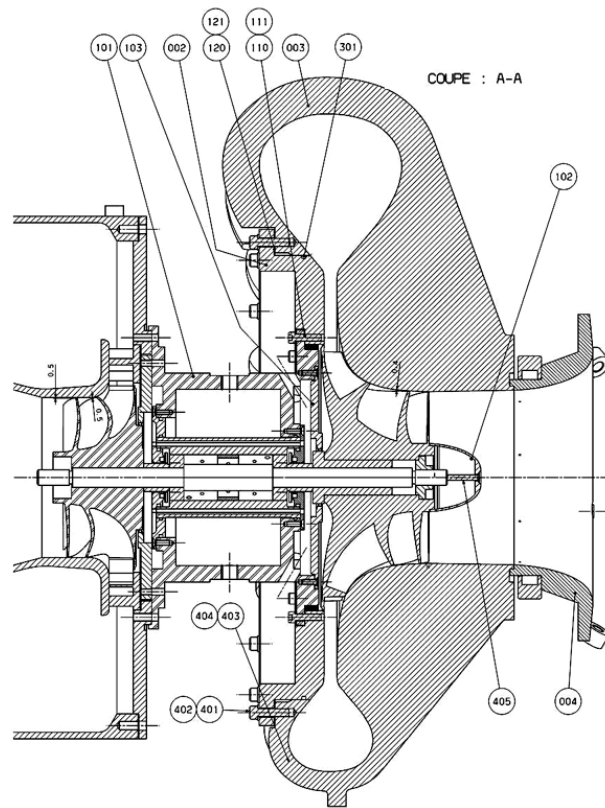


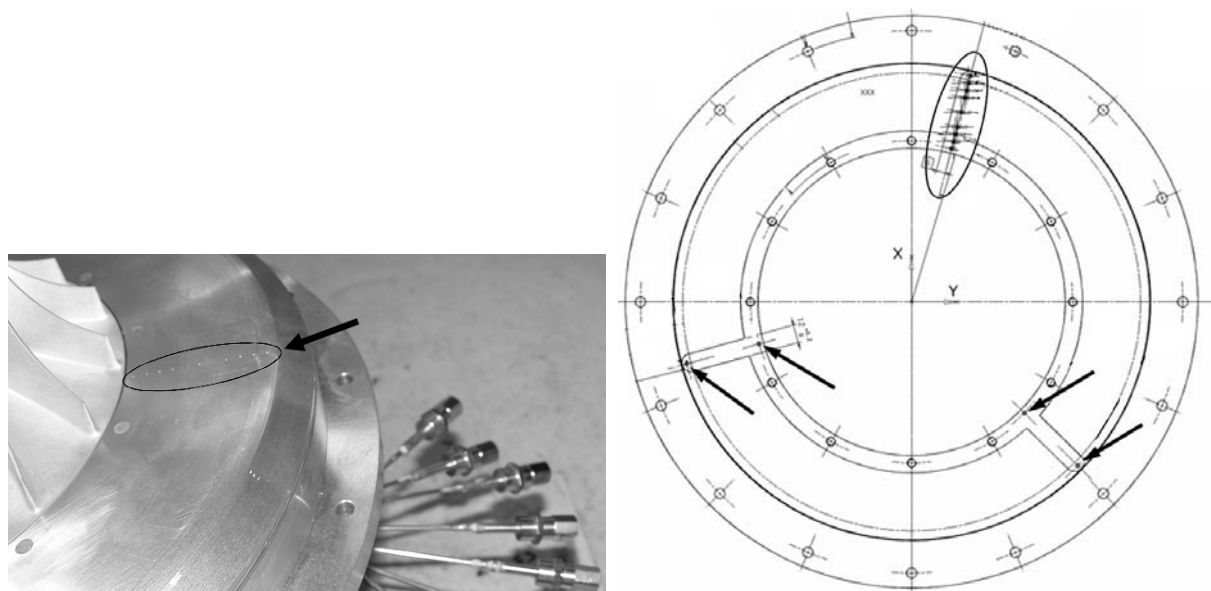
Figure 8.1: Vue en coupe de la machine d'essais pour la version optimisée (le compresseur est à droite). On notera la volute droite, par opposition à la volute couchée de la géométrie *baseline* (figure 6.2).

Capteur	1	2	3	4	5	6	7	8
Gamme	$0.7 b$	$\pm 0.35 b$	$\pm 0.35 b$	$\pm 0.175 b$	$1.6 b$	$\pm 0.175 b$	$\pm 0.3 b$	$\pm 0.3 b$
Précision	$\pm 0.12 \%$	$\pm 0.05 \%$	$\pm 0.05 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.133 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.05 \%$	$\pm 0.05 \%$
Capteur	9	10	11	12	13	14	15	16
Gamme	$1 b$	$\pm 0.1 b$	$\pm 0.175 b$	$\pm 0.1 b$	$\pm 0.175 b$	$\pm 0.3 b$	$\pm 0.175 b$	$\pm 0.175 b$
Précision	$\pm 0.07 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.05 \%$	$\pm 0.06 \%$	$\pm 0.06 \%$

Tableau 8.1: Caractéristiques des capteurs de pression pour l'instrumentation locale du diffuseur. Le capteur 5 est un capteur absolu ; les capteurs 1 et 9 sont des capteurs relatifs ; tous les autres sont des capteurs différentiels.

8.1.2 Approche industrielle : performances de l'étage

Dans ce paragraphe, la dénomination "étage" se réfère à l'ensemble pavillon, roue, diffuseur lisse et volute : en d'autres termes, les performances sont calculées entre les conditions d'alimentation et la section de mesure 8M dans la tuyauterie en aval de la volute (voir la figure 6.4 du chapitre 6). La pression totale en entrée est donc celle mesurée dans le caisson, et la pression totale en sortie est estimée sur la base de la mesure de pression statique par la chambre de Kent au plan 8M (le calcul du nombre de Mach pour l'extrapolation de la pression totale est réalisé sous l'hypothèse d'un écoulement axial dans la tuyauterie).



(a) La flèche indique les 9 prises de pression pariétale au moyeu. (b) Positions des prises au moyeu : l'ellipse indique le canal instrumenté, et les flèches indiquent les autres prises placées au moyeu.

Figure 8.2: Instrumentation du diffuseur lisse : prises de pression statique pariétale.

8.1.2.1 Performances aux points de spécification et de rendement maximal sur l'isovitesse nominale

Le tableau 8.2 compare les performances des deux étages au point de dimensionnement (voir la spécification donnée au tableau 7.1, qui impose un débit nominal $\dot{m}_{\text{red}}=1.57$ kg/s), et au point de rendement maximal de l'isovitesse nominale (38 000 tr/min).

	Point de spécification		Point de rendement maximal		
	π_{tt}	η_{tt}	\dot{m}_{red} (kg/s)	π_{tt}	η_{tt}
<i>Baseline</i>	2.50	0.820	1.54	2.52	0.823
Optimisée	2.52	0.797	1.68	2.50	0.801
Écart	+0.8 %	-2.3 points	+8.3%	-0.8 %	-2.2 points

Tableau 8.2: Isovitesses nominale (38 000 tr/min) : performances au point de spécification ($\dot{m}_{\text{red}}=1.57$ kg/s) et au point de rendement maximal.

Au point de spécification, l'étage optimisé réalise un taux de compression légèrement supérieur au *baseline* pour un rendement inférieur d'environ 2 points. Si l'étage *baseline* atteint son rendement maximal pour un débit très proche de celui de la spécification (inférieur de 2 % au débit nominal), l'étage optimisé présente un rendement maximal pour un débit supérieur de 6 % au débit nominal. La présentation des caractéristiques complètes des deux étages permet de discuter ce point.

8.1.2.2 Caractéristiques complètes

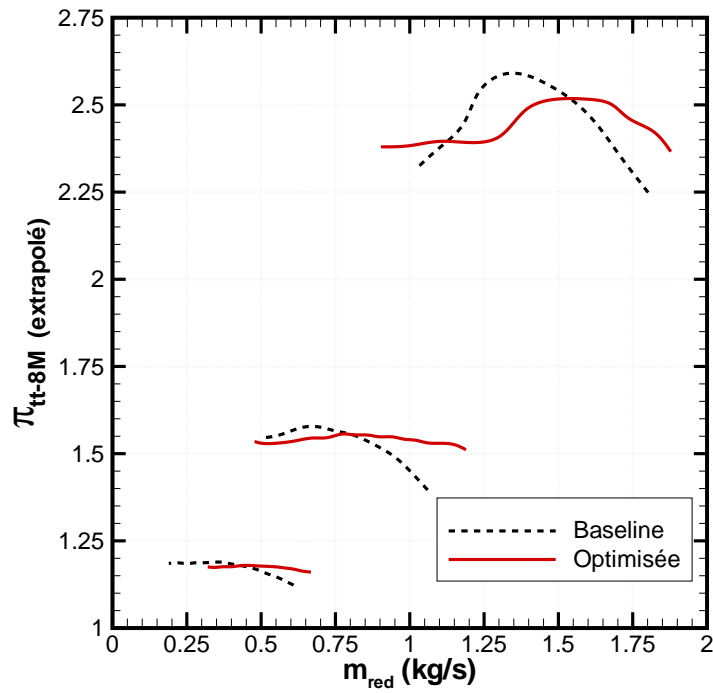
Les caractéristiques débit—taux de compression et rendement des deux machines sont portées sur la figure 8.3.

Pour toutes les isovitesses, la dépendance du taux de compression au débit pour l'étage optimisé est moins prononcée que celle du *baseline* (*i.e.*, les caractéristiques sont plus “plates”). Ceci s'explique en partie par un couchage inférieur en sortie de roue (-32° pour le *baseline*, contre -31.6° en pied et -28.6° en tête pour l'optimisée), mais surtout par la présence du diffuseur lisse (ce point est discuté plus loin avec la présentation des données locales au diffuseur).

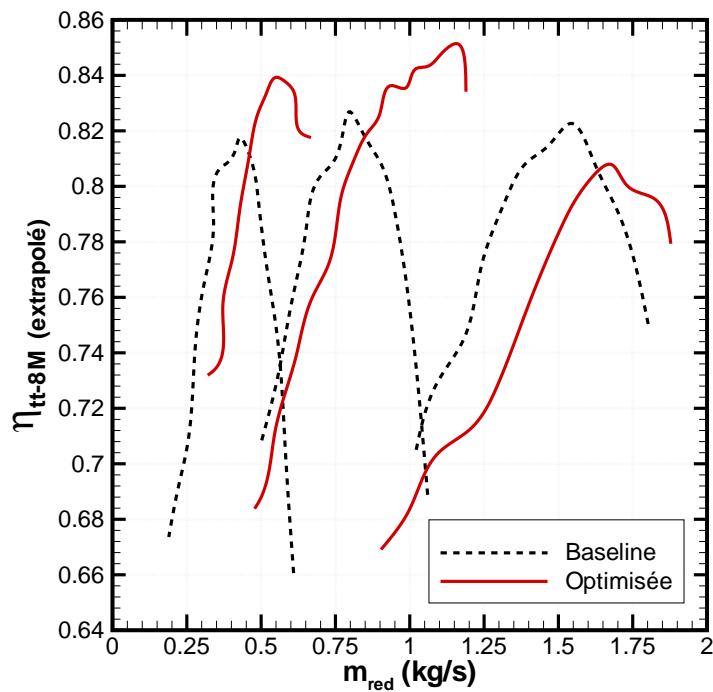
Les caractéristiques débit—rendement montrent que, pour toutes les isovitesses, la plage de fonctionnement de la machine optimisée est décalée vers des débits plus importants par rapport au *baseline*. En plus du fait que l'optimisé atteigne son rendement maximal pour un débit supérieur à celui spécifié, on notera que la plage est plus dissymétrique que celle du *baseline*.

La comparaison de la largeur de la plage de fonctionnement des deux machines est effectuée plus loin dans ce chapitre.

Globalement, l'étage optimisé semble plus sensible à la vitesse de rotation : son rendement maximal, supérieur de plus de 2 points à celui du *baseline* sur les isovitesses 15 000 tr/min et 25 000 tr/min, chute sensiblement à 38 000 tr/min, où il devient inférieur de 2 points à celui du *baseline*.



(a) Taux de compression.



(b) Rendement isentropique.

Figure 8.3: Comparaisons des caractéristiques des compresseurs *baseline* et optimisé, pour les isovitesse 15 000, 25 000 et 38 000 tr/min (de gauche à droite). Résultats basés sur la pression totale extrapolée au plan 8M.

8.1.3 Performances des composants

Afin d'atteindre une meilleure compréhension du fonctionnement de l'étage optimisé, nous examinons ici la performance de chacun des composants. Toutefois, les mesures de pression statique aux stations intermédiaires ne sont pas extrapolées pour obtenir la pression totale correspondante, car ceci requière la connaissance de la direction de l'écoulement. Pour cette raison, les performances total—statique sont comparées.

Roue seule La figure 8.4 présente les performances total—statique des deux machines au plan 2M (sortie roue) pour l'isovitesse nominale.

Pour le taux de compression, les pentes des caractéristiques des deux roues sont sensiblement similaires. Ceci est un premier élément montrant que l'impact du couchage est faible, et que le fait que les caractéristiques de l'étage optimisé soient plus "plates" doit être attribué au diffuseur. La valeur plus importante du taux total—statique est le signe qu'un ralentissement plus important est effectivement atteint dans la roue optimisée : en effet, un plus fort ralentissement implique un nombre de Mach inférieur, et donc, pour une pression totale en sortie identique (même travail échangé), la pression statique est plus élevée.

Les courbes de rendement montrent que la plage de fonctionnement optimal de la roue optimisée est encore décalée par rapport au *baseline*. En revanche, cette fois le rendement maximal est atteint pour un débit *inférieur* de 3 % à celui de la spécification. Ceci montre que le décalage de la plage de fonctionnement par rapport à la spécification n'est pas directement dû à la roue.

Enfin, le fait que le rendement total—statique de la roue optimisée soit supérieur ne reflète pas une meilleure performance aérodynamique, mais seulement la meilleure récupération de pression statique mentionnée précédemment.

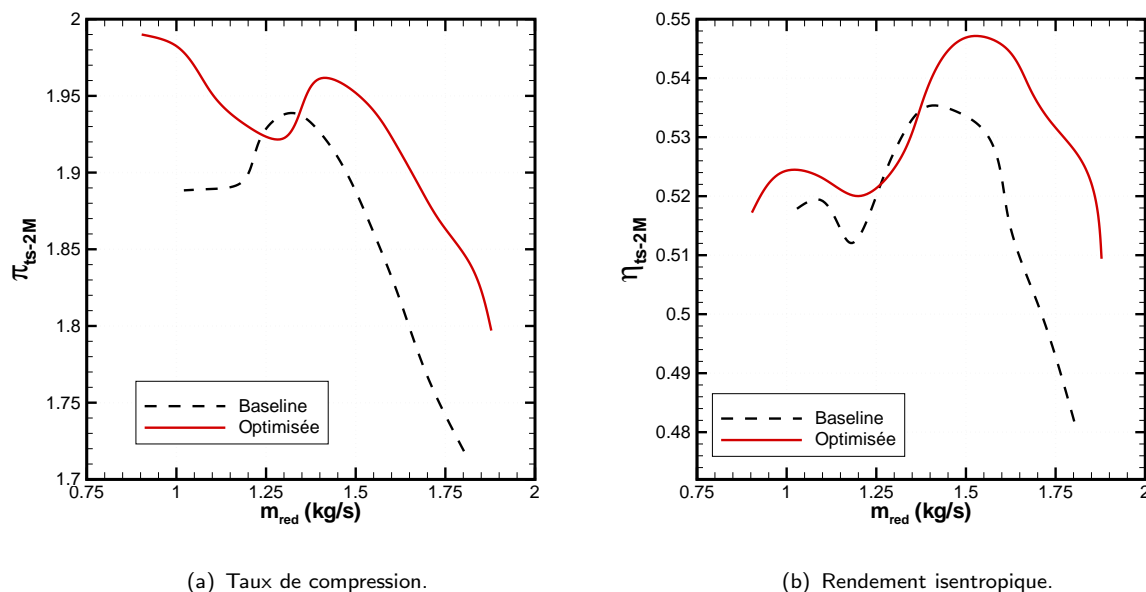


Figure 8.4: Comparaisons des performances total—statique des roues *baseline* et optimisée, pour l'isovitesse 38 000 tr/min. Résultats basés sur la pression statique au plan 2M.

Roue et diffuseur La figure 8.5 présente les performances total—statique au plan 4M (sortie diffuseur) pour l'isovitesse nominale.

L'influence des diffuseurs lisse et aubé est manifeste sur cette figure. En effet, puisque les performances total—statique sont considérées, les valeurs plus importantes pour le *baseline* montrent que le diffuseur aubé effectue une récupération de pression plus importante que le diffuseur lisse, comme on pouvait s'y attendre. L'examen des données locales dans le diffuseur va permettre de préciser ce point. La différence de comportement autour du maximum de compression est à noter : cette diminution progressive du taux de compression pourrait indiquer un décrochage tournant dans le diffuseur.

Le rendement maximal au plan 4M est atteint pour un débit *supérieur* de 2 % à celui de la spécification. Le diffuseur contribue donc au décalage de la plage de fonctionnement de l'étage optimisé par rapport à la spécification.

Diffuseur La figure 8.6 compare la récupération de pression statique pour le diffuseur triangulaire du *baseline* et le diffuseur lisse de l'étage optimisé, sur l'isovitesse nominale. En l'absence de mesure de pression totale, le coefficient de récupération C_p ne peut être évalué, et seul le taux statique—statique est considéré. Ainsi, la récupération effective n'est pas normée par la récupération maximale théorique, et n'intègre donc pas la notion de rendement.

Pour tous les points de fonctionnement, cette figure confirme que le diffuseur aubé effectue une récupération de pression plus importante. Pour le diffuseur du *baseline*, la meilleure récupération est obtenue pour un débit $\dot{m}_{red}=1.40$ kg/s, et est supérieure de 1 % à la récupération au point nominal. Pour le diffuseur lisse, la meilleure récupération est effectuée au point nominal, ce qui témoigne du travail d'optimisation mené en ce point.

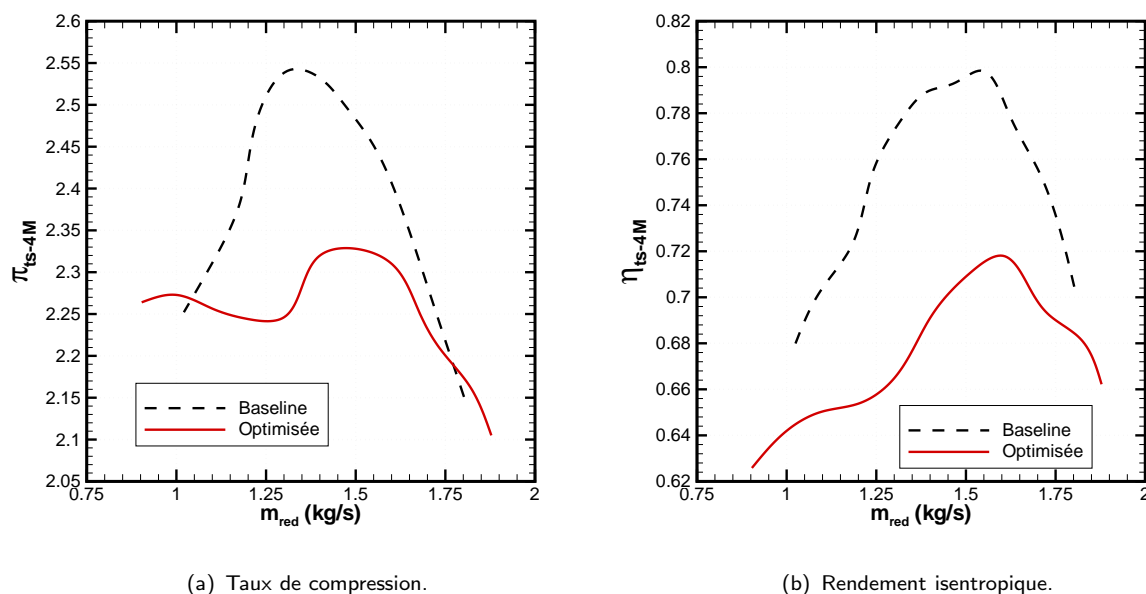


Figure 8.5: Comparaisons des performances total—statique des étages (roue + diffuseur) *baseline* et optimisé, pour l'isovitesse 38 000 tr/min. Résultats basés sur la pression statique au plan 4M.

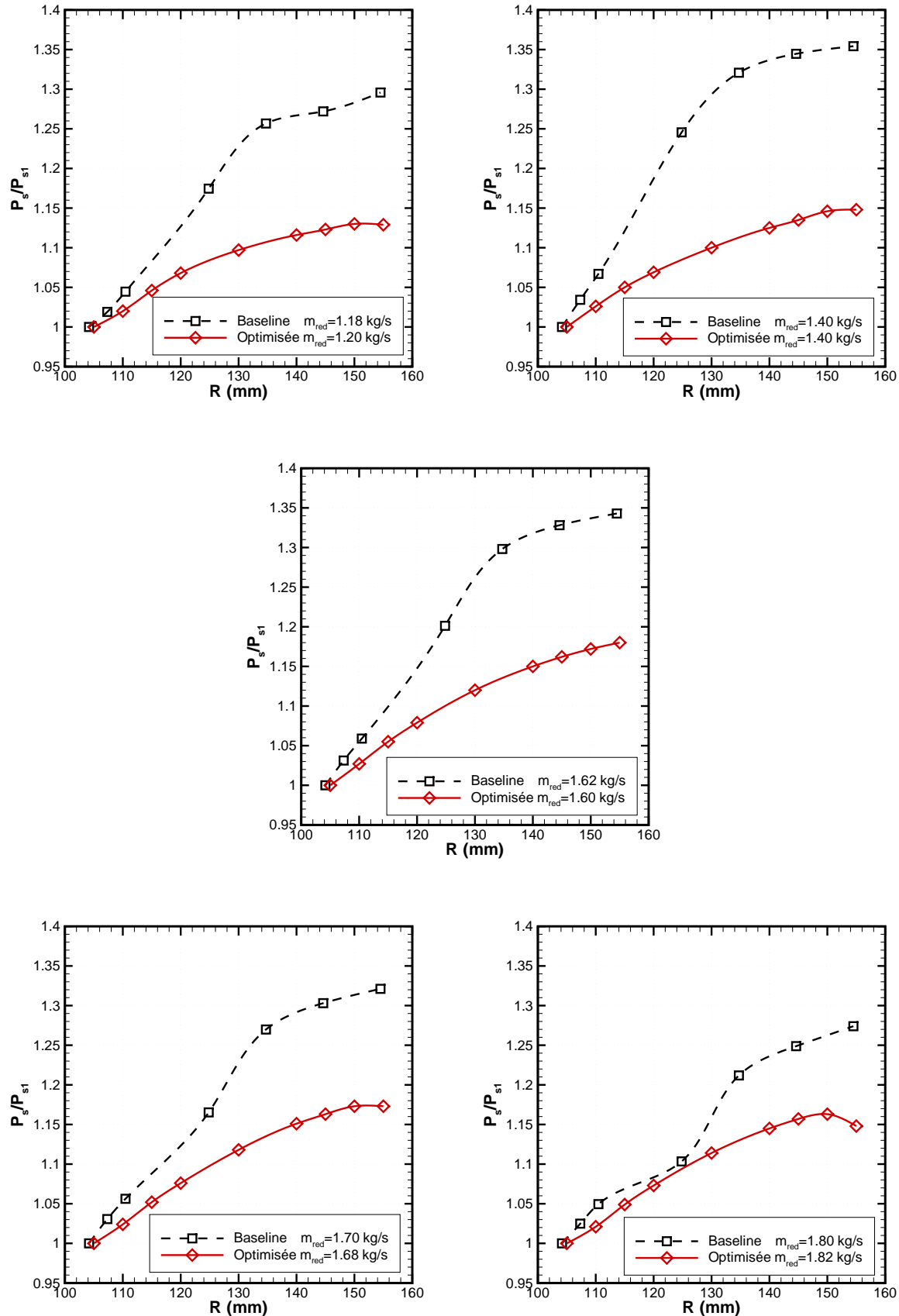


Figure 8.6: Récupération de pression statique pariétale au moyeu dans le diffuseur. La pression statique locale est normée par la valeur pour la première prise, et tracée en fonction du rayon. Isovitesses nominale (38 000 tr/min).

Pour tous les points hors-adaptation, une inflexion de la récupération est visible sur la dernière prise du diffuseur lisse. Ceci peut traduire un décollement au moyeu dû à la forme “ouverte” de l’entrée de la volute (voir la figure 8.1 par exemple).

Hors-adaptation toujours, on notera que le diffuseur lisse présente un comportement sensiblement plus constant que le diffuseur aubé, particulièrement aux forts débits, où la diminution de récupération est très marquée pour le diffuseur triangulaire. Ceci traduit le fait qu’un diffuseur aubé est plus sensible aux effets d’incidence.

Volute La figure 8.7 présente l’élévation de pression statique à travers la volute, estimée par le rapport entre les pressions statiques mesurées aux plans 4M et 8M. Cette figure indique que la volute droite de la roue optimisée effectue une récupération significativement plus importante (de 2 à 8 %) pour tous les points de fonctionnement. De plus, la récupération augmente avec le débit. En l’absence d’information sur la perte de pression totale, deux explications sont possibles : (i) la volute droite permet de réduire les décollements et donc de mieux ralentir l’écoulement par le biais de la variation de la section de passage, ou (ii) du fait de la vitesse plus importante en sortie du diffuseur pour l’étage optimisé, le potentiel de récupération de pression statique est plus important.

Notons un point important ici : la volute contribue significativement au décalage en débit par rapport à la spécification. En effet, en résumant les considérations précédentes relatives au décalage des plages de fonctionnement :

- au plan 2M, le rendement total—statique maximal est atteint pour un débit *inférieur* de 1.5 % à celui de la spécification ;
- au plan 4M, le maximum est atteint pour un débit *supérieur* de 2 % à celui de la spécification ;
- au plan 8M, le maximum est atteint pour un débit *supérieur* de 6 %.

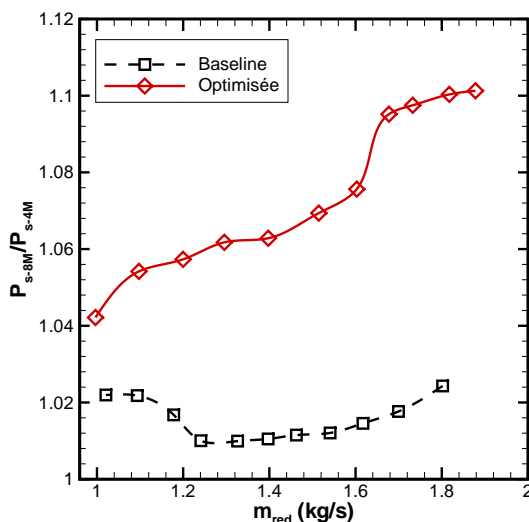


Figure 8.7: Récupération de pression statique dans la volute, estimée par le rapport des pressions aux plans 8M et 4M (isovitesse 38 000 tr/min).

Nous retiendrons de cette comparaison les points suivants :

- sur l'isovitesse nominale (38 000 tr/min), le rendement de l'étage optimisé est inférieur de 2 points à celui du *baseline*, la dépendance du taux de compression au débit est moins marquée, et la plage de fonctionnement est décalée vers les forts débits ;
- à partir de l'isovitesse 30 000 tr/min, le rendement de l'étage optimisé est supérieur de 2 points au *baseline*, la plage de fonctionnement est toujours décalée ;
- le diffuseur lisse effectue une récupération de pression inférieure au celle du diffuseur triangulaire, mais avec une dégradation de performance moins marquée en fonctionnement hors-adaptation ;
- la volute droite de l'étage optimisé effectue une récupération de pression statique plus importante ;
- le diffuseur et la volute sont responsables du décalage de la plage de fonctionnement.

Les trois principales questions soulevées par cette analyse sont :

- L'écart de performance observé pour l'isovitesse nominale remet-il en cause la capacité de l'outil CFD à prédire des écarts de performances pour des machines différentes ?
- Quel analyse peut-on faire en ce qui concerne la largeur des plages de fonctionnement des deux étages ?
- Comment expliquer le meilleur rendement de l'optimisée pour les faibles isovitesses ?

Dans le but d'utiliser les résultats CFD pour apporter des éléments de réponses, le paragraphe suivant compare les résultats expérimentaux obtenus sur la machine optimisée avec les résultats de calculs.

8.2 Comparaisons simulations et essais

Les résultats du chapitre 6 ont montré que, dans le cas du *baseline*, la simulation apporte une bonne prédiction des *tendances* pour l'isovitesse nominale. Une démarche similaire de comparaison CFD/EXP est appliquée ici pour la version optimisée.

8.2.1 Mise en œuvre des simulations

Le domaine de calcul comprend une partie de l'ogive, la roue et le diffuseur lisse, et n'inclut donc ni le pavillon ni la volute. Le jeu est évalué d'après les calculs mécanique à 0.15 mm au bord d'attaque et 0.32 mm au bord de fuite. Le maillage retenu est un maillage de 200 000 points, comparable au maillage utilisé pour le *baseline*¹ dans le chapitre 6, qui avait permis une prédiction satisfaisante des écart de performance. Les différents

¹Le maillage était de 600 000 points, mais pour une roue splittée (deux demi-canaux à mailler) et comportant un diffuseur aubé (plus coûteux en mailles du fait des resserrments autour des aubages).

paramètres de simulation sont identiques à ceux des chapitres précédents. Pour les comparaisons mesures/simulations, les données sont extraites des calculs en moyenne azimutale pondérée masse aux stations exactes des prises pariétales, et post-traitées d'une manière identique à celle des essais.

8.2.2 Roue et diffuseur

La figure 8.8 compare les résultats expérimentaux et de calculs pour les modèles SA et YS et leurs versions corrigées, pour les performances total—statique au plan 4M (sortie diffuseur) de la machine optimisée.

D'une manière générale, les prédictions ne semblent s'accorder aux expériences que sur une gamme restreinte autour du point nominal. Le débit de blocage prédit est identique pour les quatre modèles, sous-estimé d'environ 5 % par rapport aux essais. Notons que bien que la densité de maille soit relativement faible, elle n'explique pas les écarts observés. En effet, des calculs avec un maillage à 3 millions de points, pour le modèle SA, n'ont pas montré d'écart significatif pour le débit de blocage (variation inférieure à 0.5 %). Pour un débit inférieur au débit nominal, la perte de performance marquée sur les essais n'est pas capturée par les simulations, bien que les deux modèles (k, ϵ) soient moins éloignés des expériences.

La correction rotation/courbure du modèle SA n'influence que marginalement la prédiction. L'influence de la correction du modèle YS est plus conséquente, mais n'est visible que pour les faibles débits, où elle apporte une légère amélioration.

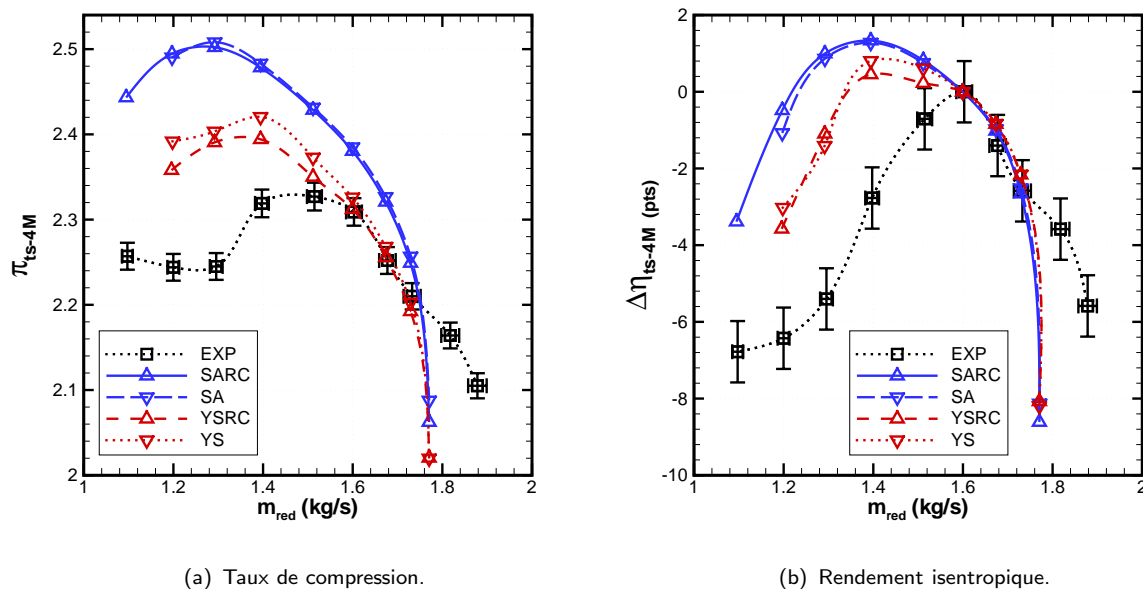


Figure 8.8: Comparaisons calculs et expériences (roue+diffuseur) : performances total—statique de la version optimisée. Isovitesses 38 000 tr/min, résultats basés sur la pression statique au plan 4M. Maillage à 200 000 points.

8.2.3 Roue seule

Les performances de la roue seule (plan 2M) sont portées sur la figure 8.9. Des écarts similaires à ceux obtenus pour les performances de l'étage sont observés, avec toutefois des différences plus marquées aux faibles débits. Ainsi, les modèles YS et YSRC ne présentent plus d'amélioration significative. On notera que l'influence des corrections RC est moins visible ici.

En ce qui concerne l'écart aux faibles débits, il est possible qu'un effet de blocage, dû au diffuseur, influence l'écoulement en sortie roue, et qu'une partie des écarts observés au plan 2M puisse être attribuée à la prédiction de l'écoulement en aval.

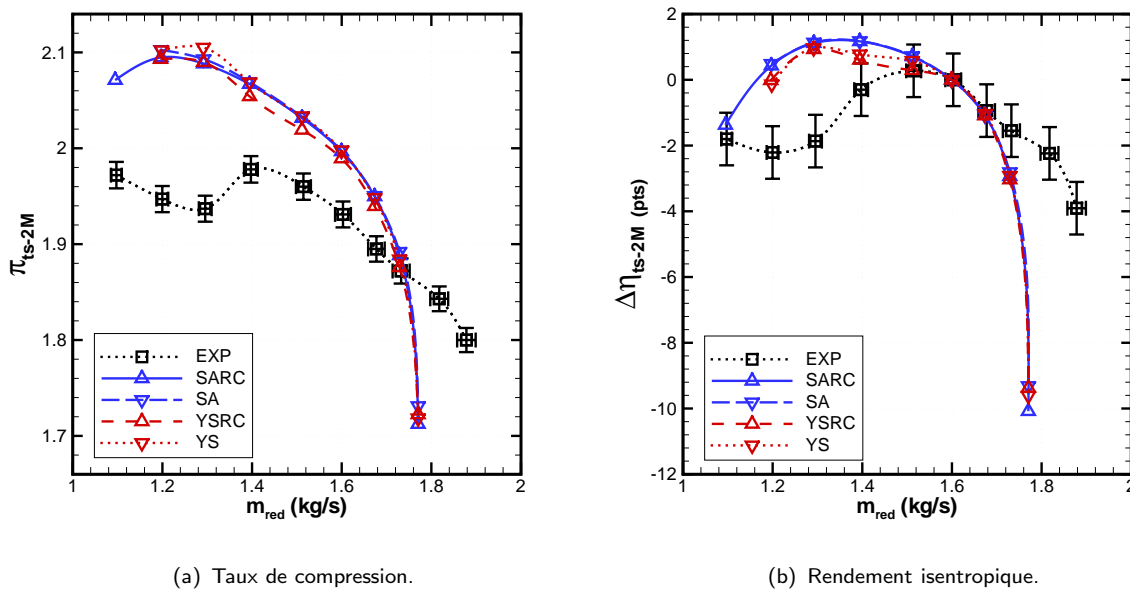


Figure 8.9: Comparaisons calculs et expériences (roue seule) : performances total—statique de la version optimisée. Isovitesse 38 000 tr/min, résultats basés sur la pression statique au plan 2M. Maillage à 200 000 points.

8.2.4 Diffuseur seul

Les courbes de récupération de pression de la figure 8.10 permettent d'éclaircir certains des résultats précédents.

Pour les modèles SA et SARC la prédiction se situe dans la gamme des incertitudes expérimentales pour le point nominal et les débits supérieurs. Ainsi, comme le suggérait la figure 8.9 (a), l'écart EXP/CFD pour la prédiction du taux total—statique de l'étage est lié à la prédiction de l'écoulement dans la roue pour les débits supérieurs ou égaux au débit nominal. En revanche, pour les débits inférieurs au débit nominal, les écarts observés sur les figures 8.10 (a) et (b) indiquent que la récupération de pression est sur-estimée par les simulations avec les modèles SA et SARC. On notera que la correction rotation/courbure n'influence significativement la prédiction que pour le débit le plus faible.

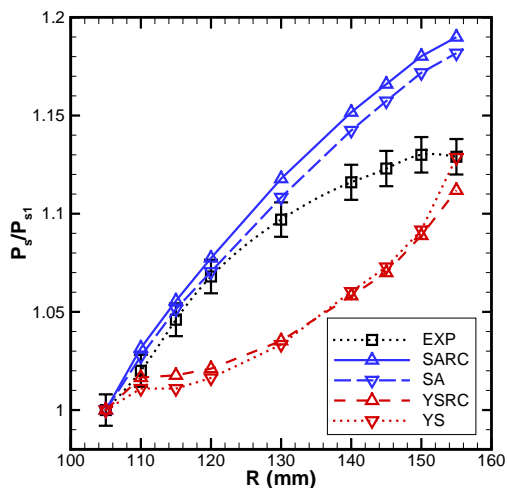
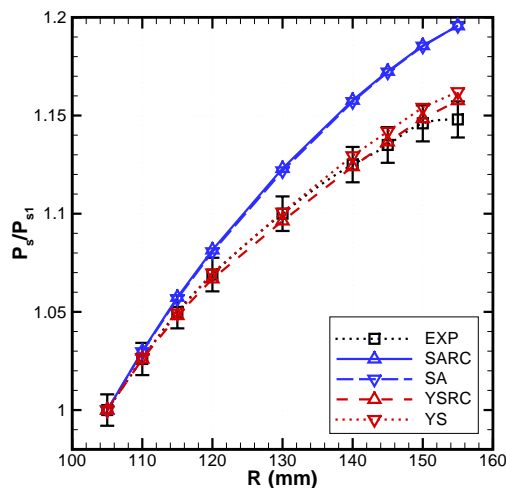
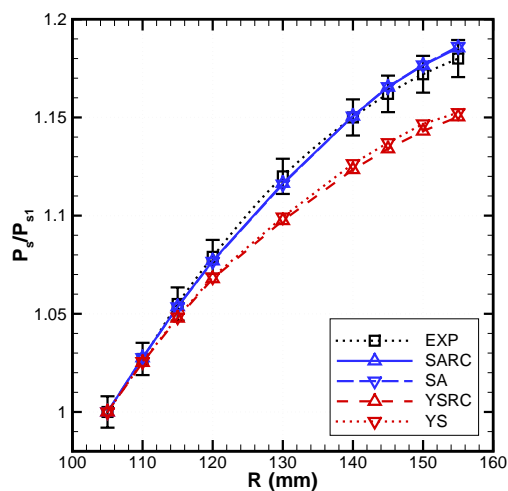
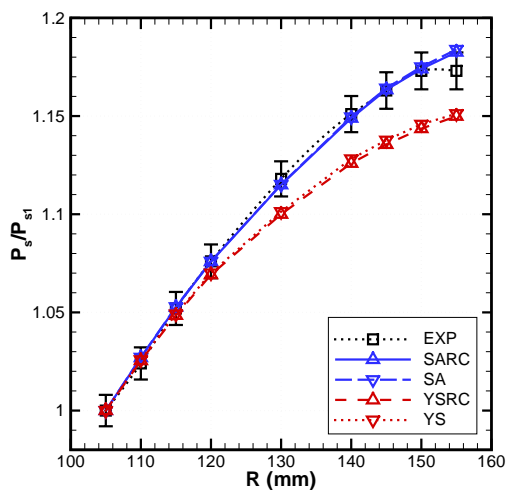
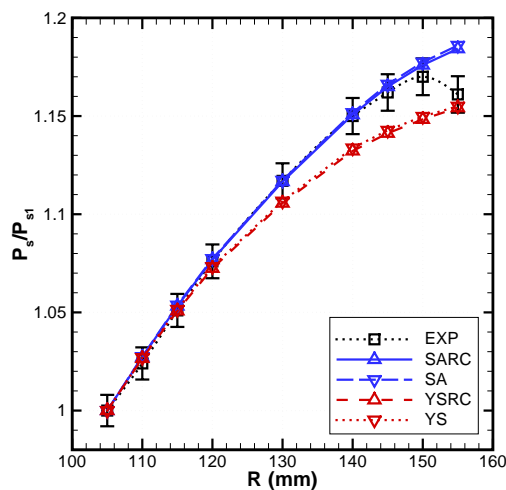
(a) $\dot{m}_{red} = 1.20$ kg/s.(b) $\dot{m}_{red} = 1.40$ kg/s.(c) $\dot{m}_{red} = 1.60$ kg/s.(d) $\dot{m}_{red} = 1.68$ kg/s.(e) $\dot{m}_{red} = 1.73$ kg/s.

Figure 8.10: Récupération de pression dans le diffuseur en fonction du rayon : comparaison CFD/EXP pour l'isovitesse 38 000 tr/min. Maillage à 200 000 points.

Pour les modèles YS et YSRC, le comportement aux débits nominal et supérieurs est moins bon que pour SARC. La figure (b) suggère une meilleure prédiction pour le débit de 1.40 kg/s. Au débit le plus faible (figure (a)) les courbes de récupération de pression obtenues avec les modèles (k, ϵ) semble indiquer un décollement massif non présent dans les essais.

Nous retiendrons de cette comparaison les points suivants :

- l'accord entre expériences et simulations pour la roue optimisée est restreint à une gamme limitée autour du point nominal ;
- dans l'ensemble, le meilleur accord est obtenu pour le modèle SARC, en particulier en ce qui concerne les données locales ;
- la prédiction de l'écoulement dans le diffuseur lisse semble particulièrement difficile aux faibles débits, et pourrait justifier les écarts observés sur les champs de performance. L'absence de modélisation de la volute est une piste pour expliquer ce point.

8.3 Retour sur la conception

8.3.1 Prédiction des écarts de performance par CFD

Le paragraphe précédent a montré que la CFD apportait une prédiction acceptable autour du point de dessin. Nous posons maintenant la question de la prédiction des écarts de performance entre le *baseline* et l'optimisé

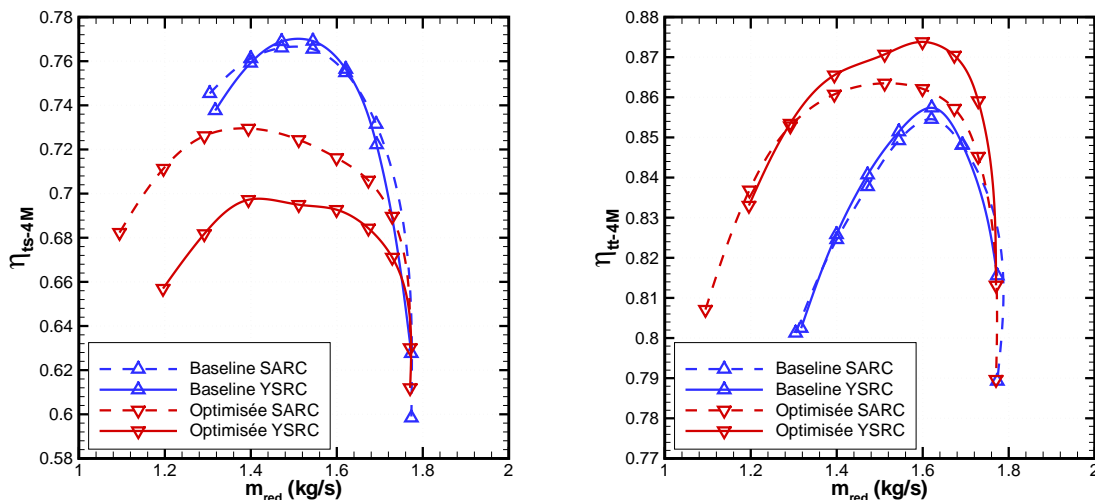
Le tableau 8.3 compare les écarts de performance total—statique pour l'ensemble roue—diffuseur (plan 4M). Les dépouillements CFD sont accordés aux dépouillements EXP pour effectuer cette première comparaison.

	Expériences		Calculs SARC/YSRC	
	π_{ts-4M}	η_{ts-4M}	π_{ts-4M}	η_{ts-4M}
<i>Baseline</i>	2.39	0.781	2.43/2.42	0.755/0.756
Optimisé	2.31	0.718	2.38/2.25	0.716/0.684
Écarts	-3.3 %	-6.3 points	-2.1/-7.0 %	-3.9/-7.2 points

Tableau 8.3: Point de spécification : comparaison CFD/EXP pour la prédiction des écarts de performance au plan 4M. Maillage à 600 000 points pour le *baseline* et de 200 000 points pour l'optimisé.

L'écart de rendement entre les deux machines, évalué à 6.3 points par les essais, est estimé à 3.9 points par le modèle SARC et 7.2 points par le modèle YSRC. Nous pouvons donc conclure ici que la CFD prédit qualitativement l'écart mesuré, avec un net avantage pour le modèle YSRC.

La figure 8.11 présente deux comparaisons des deux étages à partir des résultats de calculs : l'une basée sur l'extraction de la pression statique au moyeu (méthode expérimentale



(a) Rendement total—statique. Pression statique pariétale. (b) Rendement total—total. Moyenne pondérée masse sur toute la section.

Figure 8.11: Comparaison des deux machines par les résultats numériques seulement : *dépouillements* par les méthodes CFD et EXP (isovitesse 38 000 tr/min). Maillage à 600 000 points pour le *baseline* et de 200 000 points pour l’optimisé.

appliquée aux résultats CFD); et l’autre basée sur l’extraction de la pression totale en sortie roue par une moyenne pondérée masse sur toute la section 4M (représentative de la “vraie” performance de chaque étage).

Au point de dessin, on retrouve sur la figure (a) les écarts donnés au tableau 8.3, en faveur du *baseline*. En revanche, les informations plus riches apportées par le dépouillement CFD de la figure (b) sont en faveur de l’optimisée. Ceci peut être interprété de la manière suivante : le dépouillement par le biais de mesures de pression pariétale seulement ne restitue pas l’intégralité des phénomènes physiques. Ainsi, la figure 8.11 suggère la machine optimisée atteint *effectivement* une performance supérieure à celle du *baseline*.

Toutefois, ce raisonnement n’est valable qu’autour du point nominal, au vu des comparaisons CFD/EXP du paragraphe précédent. Ainsi, vers les faibles débits, la comparaison de la figure (b) est sûrement trop optimiste en faveur de l’optimisé.

Nous faisons ici les conclusions suivantes :

- la CFD apporte une prédiction satisfaisante des écarts de performance autour du point de dessin ;
- la comparaison des données de calculs et d’expériences suggère que, au plan 4M, des performances supérieures sont atteintes par l’optimisé, au moins autour du point nominal ;
- vers les faibles débits, la CFD semble trop optimiste en faveur de l’étage optimisé.

8.3.2 Analyse des plages de fonctionnement

Il est difficile d’identifier précisément et sans ambiguïté les limites de fonctionnement des deux étages à partir des données disponibles : (i) en l’absence de mesures résolues en

temps ou de l'installation d' accéléromètres sur la machines, le pompage du système ne peut être identifié; (ii) en ce qui concerne la limite aux forts débits, les points d'essais disponibles ne permettent pas une identification fine du blocage.

De plus, le pompage est un phénomène qui relève du fonctionnement global du *système*, lié à un “effet d'inertie” du dispositif placé en aval du compresseur (Cumpsty, 1989). Ainsi, le fait que la conduite en aval du compresseur expulse directement l'air dans le caisson peut empêcher ou retarder l'apparition d'un pompage à proprement parler. Pour cette raison, nous parlerons de “décrochage de l'étage” par la suite.

Dans le soucis d'adopter une approche pratique pour comparer les deux étages, nous avons donc tenté d'*estimer* les limites de fonctionnement des deux machines par plusieurs méthodes :

1. La première méthode considère que la plage de fonctionnement englobe tous les points de fonctionnement où des données ont été acquises². Cette méthode est certainement trop optimiste, car elle pourrait inclure des points où le fonctionnement est instable.
2. La deuxième méthode fixe la limite inférieure de la plage comme le débit où le maximum du taux de compression est atteint, et la limite supérieure est obtenue en *extrapolant* le débit de blocage à partir des données disponibles. Cette méthode est probablement pessimiste, car il est possible qu'elle exclut des points où le fonctionnement des machines est encore acceptable.
3. La troisième méthode fixe la plage de fonctionnement en terme de décrement de rendement : les débits minimums et maximums correspondent à une chute de rendement de 3 points par rapport au rendement maximal. Le choix d'une diminution de 3 points est arbitraire : il conviendrait de fixer cette limite en fonction des contraintes opérationnelles liées à l'application visée par la machine étudiée.

Le tableau 8.4 présente les résultats obtenus par ces trois approches.

		$\dot{m}_{\text{red-D}}$ (kg/s)	$\dot{m}_{\text{red-B}}$ (kg/s)	$\Delta\dot{m}/\dot{m}_{\text{red-nominal}}$
Methode 1	<i>Baseline</i>	1.02	1.80	50 %
	Optimisée	0.65	1.88	78 %
Methode 2	<i>Baseline</i>	1.25	1.85	38 %
	Optimisée	1.45	1.90	29 %
Methode 3	<i>Baseline</i>	1.31	1.69	24 %
	Optimisée	1.48	1.88	26 %

Tableau 8.4: Plages de fonctionnement des étages *baseline* et optimisé, isovitesse 38 000 tr/min. Comparaison des trois méthodes pour l'estimation des limites de fonctionnement. Résultats basés sur les données expérimentales au plan 8M (pression totale extrapolée).

Les différences significatives entre les résultats des trois méthodes montrent qu'il est difficile de porter sans ambiguïté un jugement sur la comparaison des plages de fonctionnement des deux étages. Le résultat trop optimiste de la méthode 1 donne une plage pour

²Notons que, pour les faibles débits, tous les points mesurés ne sont pas représentés sur les champs de la figure 8.3.

l'optimisé supérieure de plus 50 % à celle du *baseline*. En revanche, le résultat probablement pessimiste de la deuxième méthode donne une plage inférieure de plus de 20 % pour l'optimisée. La troisième méthode donne deux plages comparables, compte tenu des incertitudes associées à nos estimations.

Nous tentons maintenant d'analyser ces aspects en examinant les écoulements pour les points de fonctionnement aux deux extrémités de la plage.

Analyse vers le décrochage En préliminaire un point est à noter : la chute du taux de compression pour l'étage optimisé intervient du fait du décrochage de la roue, comme suggéré par la comparaison des caractéristiques débit-taux de compression des figures 8.4 (a) et 8.5 (a). En revanche, la même comparaison pour les caractéristiques du *baseline* suggère que le décrochage intervient dans la roue.

Dans le cadre de la deuxième méthode d'estimation de la plage, une analyse 1D des incidences théoriques au carter abonde dans ce sens : aux débits de décrochage essais (valeurs du tableau 8.4), l'incidence théorique au carter est de 9° pour la roue *baseline* et de 1° pour l'optimisée.

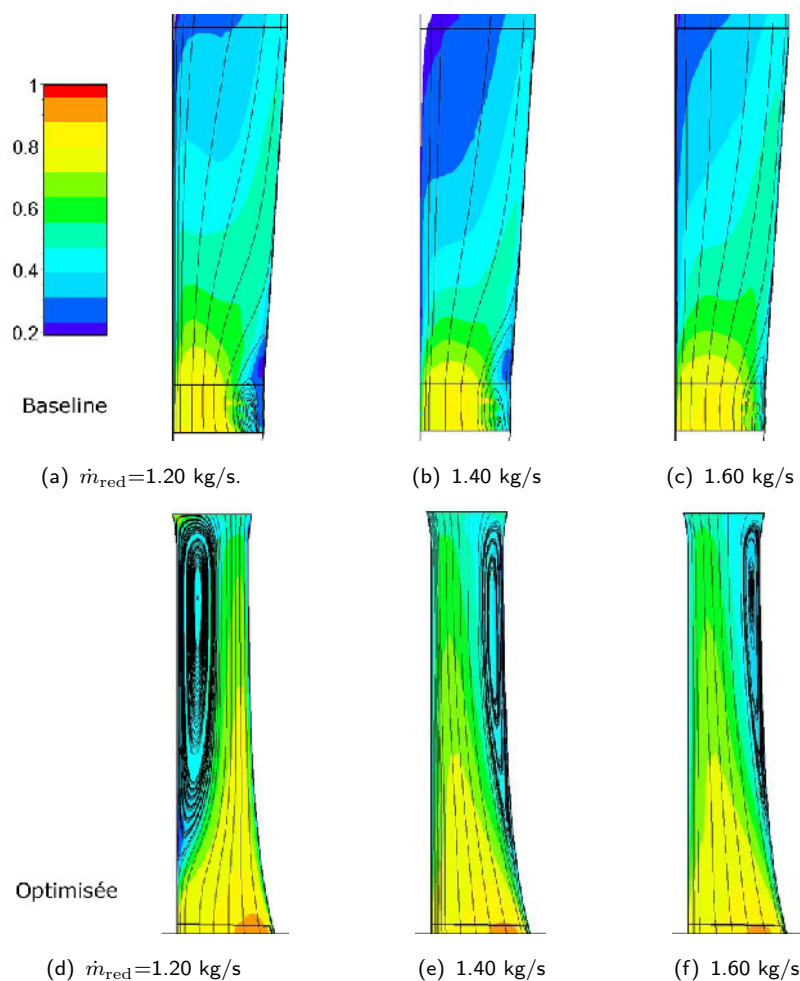


Figure 8.12: Écoulements dans les deux diffuseurs en vue méridienne moyennée (pondérée masse). Contours de couleur de Mach absolu et lignes de courant pour la vitesse absolue. Modèle YSRC, maillage à 600 000 points pour le *baseline* et de 200 000 points pour l'optimisé.

Les visualisations CFD de la figure 8.12 confirment qualitativement ce point. Pour l'optimisé, on observe clairement la présence d'un décollement massif au moyeu pour le débit réduit de 1.20 kg/s, alors que l'écoulement dans le diffuseur triangulaire reste "attaché" en aval du bord d'attaque. Notons toutefois que la proximité de la zone décrochée avec la condition à la limite en sortie peut affecter la qualité de la prédiction en sortie du diffuseur lisse.

Un point est à noter ici : les visualisations de la figure précédente, tirées de calculs avec le modèle YSRC, indiquent un décollement au point de dimensionnement, qui n'était pas prédit par le modèle SA utilisé lors de la conception. Ainsi, étant donné l'excellent accord entre le modèle SA et les expériences pour les courbes de récupération de pression de la figure 8.10, il apparaît que le modèle SA (ou SARC) est à préconiser pour la conception d'un diffuseur lisse.

Analyse vers le blocage Le fait que le débit de blocage soit plus élevé pour l'étage optimisé n'est pas conforme aux attentes. En effet, la section de col de la roue optimisée est inférieure de 8 % à celle de la roue *baseline*, alors que les essais indiquent un débit de blocage supérieur de 3 % pour l'optimisée. Bien que la CFD prédise un débit de blocage identique pour les deux machines, nous utilisons les résultats de calcul de manière qualitative : la figure 8.13 présente une vue méridienne moyennée des contours de nombre de Mach relatif dans la roue (et absolu dans le diffuseur), et la figure 8.14 des vues en plan aube-à-aube.

Pour un débit réduit identique, ces figures suggèrent que la roue optimisée est "plus bloquée" que la roue *baseline* (en contradiction avec les essais). De plus, ces figures montrent que le blocage intervient du fait de la survitesse après le bord d'attaque. Géométriquement, le col de la roue *baseline* est plus proche du bord d'attaque (à 15 % de la corde au carter contre 25 % pour l'optimisée), et la déviation effectuée entre le bord d'attaque et le col est moins importante (au carter, 3° contre 10° pour l'optimisée). Ces deux facteurs suggèrent que l'accélération après le bord d'attaque est plus pénalisante pour la roue optimisée que pour la roue *baseline*. De plus, ceci est une piste pour expliquer l'écart CFD/EXP : la prédiction du blocage est plus difficile pour la roue optimisée du fait de l'influence de la déviation, dont la prédiction dépend fortement de la discrétisation du bord d'attaque.

Ainsi, le fait que le col soit plus petit pour la roue optimisée et qu'une déviation plus importante intervienne entre le col et le bord d'attaque vont dans le sens d'une marge réduite au blocage pour la roue optimisée. Le résultat opposé indiqué par les essais ne trouve pas d'explication dans l'analyse des calculs. Nous proposons donc une analyse des essais pour tenter d'éclaircir ce point.

Nous avançons ici l'hypothèse que les écarts entre les débits de blocage d'essais et CFD s'expliquent par un phénomène d'entraînement de l'écoulement en amont de la roue (*i.e.*, une prérotation induite par la roue). Pour estimer cet effet, nous comparons (i) la pression totale mesurée dans le caisson avec (ii) la pression totale extrapolée à partir de la mesure de pression statique dans la chambre de Kent du pavillon. L'écart entre ces deux pressions donne un indicateur de l'angle de l'écoulement amont (sous l'hypothèse que la perte de pression totale dans le pavillon est négligeable).

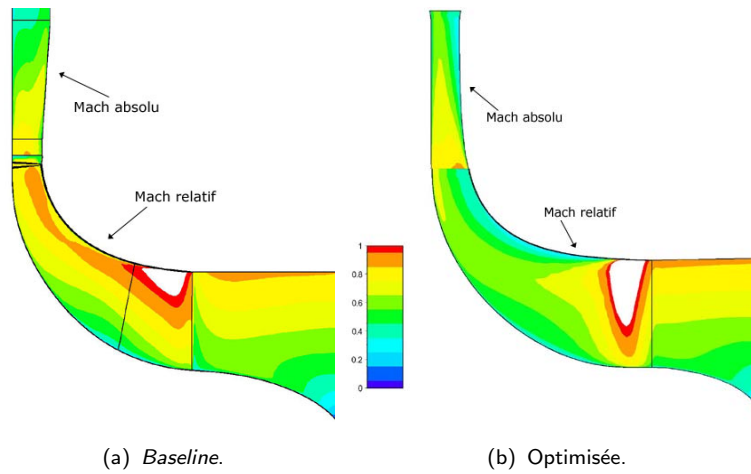


Figure 8.13: Comparaison des deux étages au blocage ($\dot{m}_{red}=1.77$ kg/s). Contours de Mach relatif et absolu en vue méridienne moyenne (pondérée masse). Modèle SARC, maillage à 600 000 points pour le *baseline* et de 200 000 points pour l'optimisé.

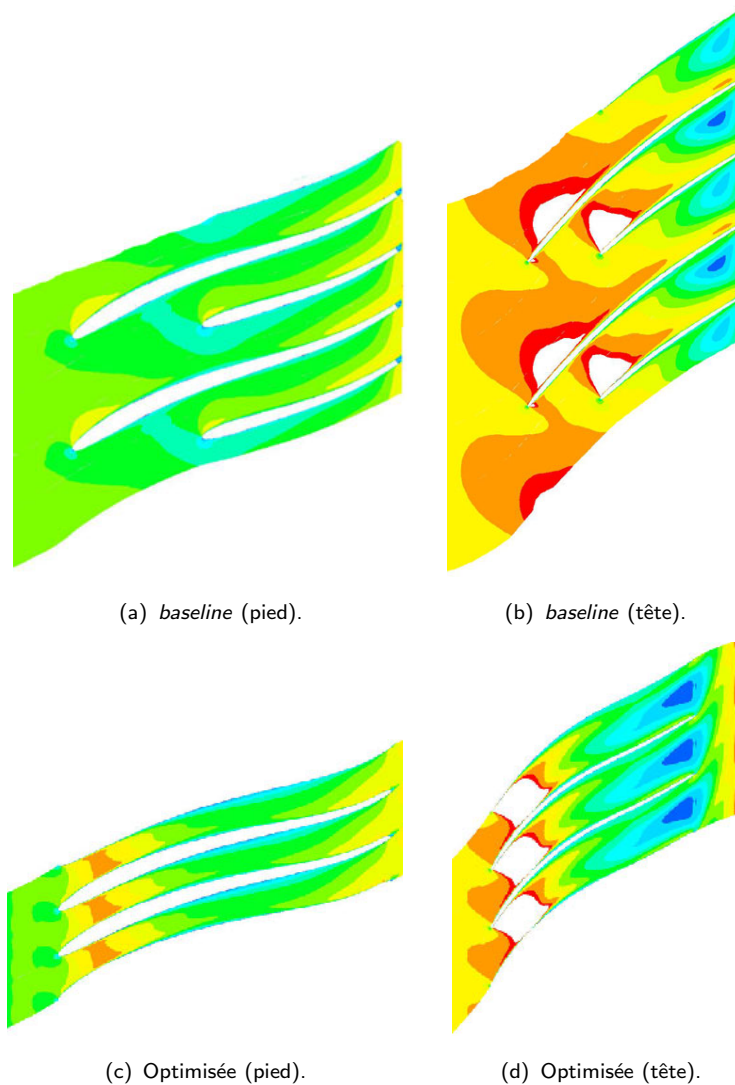


Figure 8.14: Comparaison des deux étages au blocage : contours de Mach relatif en une vue aube-à-aube en pied et en tête (échelle de couleur donnée sur la figure précédente).

Tous calculs faits, les rapports entre pression totale extrapolée et pression totale mesurée sont de 98.8 % pour le *baseline*, et 99.5 % pour l'optimisée. Si on utilise ces valeurs pour estimer l'angle absolu de l'écoulement amont, les valeurs obtenues sont de 20° pour le *baseline* et 15° pour l'optimisé. Ces valeurs semblent importantes, il est possible qu'elles soient biaisées par l'extrapolation de la pression totale dans le pavillon. Qualitativement, elles indiquent cependant un effet d'incidence positive plus marqué pour le *baseline*, ce qui va dans le sens d'un blocage prématuré. En conclusion, il semble donc que les valeurs des débits de blocage obtenues en essais soient entâchées d'un effet de distorsion amont, non reproduit dans les calculs.

Plusieurs points restent à éclaircir en ce qui concerne les différences de comportement des deux compresseur, notamment pour les faibles vitesses de rotation. Nous analysons ce point dans le chapitre 10 en termes d'incidences sur la roue et le diffuseur.

Synthèse et conclusions

Les résultats d'essais exploités dans ce chapitre avaient pour objectif d'apporter des éléments pour juger du travail d'optimisation mené au cours de la thèse en collaboration avec LTS. Nous rappelons que cette optimisation devait prendre en compte trois objectifs : le rendement, la plage de fonctionnement, et le bruit rayonné. La confrontation des résultats d'essais pour les étages *baseline* et optimisé peut se résumer ainsi :

- pour l'isovitesse nominale, -2 points de rendement au point de spécification. Pour les faibles isovitesses, jusqu'à $+2$ points de rendement ;
- la plage de fonctionnement semble élargie, mais ce point est sujet à caution au vu des résultats disponibles ;
- tous les indicateurs qualitatifs indiquent une réduction du bruit (suppression des *splitters*, travail sur les indicateurs de sources, et surtout, suppression de la source diffuseur par l'utilisation du diffuseur lisse). Néanmoins, le bruit effectivement rayonné par la machine n'a pu être évalué du fait de l'essai au caisson.

En somme, sans prétendre à une optimisation multi-critères, l'étage dit optimisé peut être considéré comme un compromis entre rendement, plage et acoustique.

Plus spécifiquement, nous avons constaté que la plage de fonctionnement de l'optimisé est décalée par rapport au *baseline*. Nous attribuons ceci au diffuseur lisse et à la volute.

Du point de vue de la CFD, il semble que l'on puisse conclure que la prédiction de l'écoulement dans le diffuseur lisse reste un point dur de la mise en œuvre des simulations, en particulier hors-adaptation, où il est probable que des effets instationnaires échappent à notre modélisation. Il serait intéressant d'étendre la modélisation de l'étage en incluant le pavillon et la volute dans les calculs, afin d'approfondir une partie de ces effets.

Enfin, autour du point nominal (dans la zone où les simulations s'accordent aux essais), les informations plus complètes apportées par la CFD indiquent une meilleure performance de l'étage optimisé. Il est donc possible que les essais sous-estiment les performances de la roue optimisée, du fait de l'absence de mesure de pression totale en sortie du diffuseur. Cet argument ne peut toutefois être démontré de manière totalement satisfaisante.

Troisième partie

Similitude : Vers la gamme d'étages

Chapitre 9

Similitude et lois de mise à l'échelle

Sommaire

9.1	Position du problème	234
9.2	Lois classiques de mise à l'échelle	234
9.2.1	Rappel du principe de similitude	235
9.2.2	Application au cas des turbomachines	235
9.2.3	Formulation des lois de mise à l'échelle	238
9.2.4	Influence du nombre de Reynolds	240
9.2.5	Limitations technologiques de la mise à l'échelle géométrique	240
9.3	Mise à l'échelle et réponse à une spécification	241
9.3.1	Analyse d'une spécification type	242
9.3.2	Cas particulier où la vitesse de rotation n'est pas imposée	243
9.3.3	Cas général	243
9.4	Mise à l'échelle sur la ligne de meilleur rendement	245
9.4.1	Définition de la ligne de meilleur rendement	245
9.4.2	Réponse à une spécification	246
9.4.3	Caractérisation du potentiel de mise à l'échelle	246

La troisième partie de ce mémoire est motivée par la préoccupation industrielle de réduction de la durée des cycles de développement. L'axe de progrès identifié par LTS est la mise en place d'une méthode de conception reposant sur l'utilisation d'une base de données d'étages. Dans ce contexte, l'objectif de ce chapitre est de fournir une méthode permettant de répondre à une nouvelle spécification en utilisant le principe de similitude, c'est-à-dire en appliquant un facteur d'échelle géométrique à un compresseur existant.

Dans un premier temps, nous présentons l'application du principe de similitude aux compresseurs centrifuges, afin de définir des règles de mise à l'échelle. Ensuite, ces règles classiques sont utilisées pour répondre à une spécification à l'aide d'étages existants. Enfin, l'utilisation des règles de mise à l'échelle sur la ligne de meilleur rendement d'un champ compresseur permet de définir le "potentiel de mise à l'échelle" d'une machine de référence, sur la base de données expérimentales disponibles. Les développements traités dans ce chapitre sont présentés dans la référence Dufour *et al.* (2006).

9.1 Position du problème

La diversité des marchés couverts par LTS et des spécifications associées impose souvent un dimensionnement spécifique et donc coûteux pour chaque nouvel étage. Cependant, une représentation adéquate de ces spécifications par les paramètres adimensionnels appropriés peut révéler des “similitudes” entre les étages de la gamme. Pour cette raison, la mise à l'échelle d'un étage existant peut se révéler une méthode efficace et rapide. Bien que les bases théoriques de l'analyse dimensionnelle et du principe de similitude soient connues depuis longtemps, les informations disponibles dans la littérature concernant l'application *pratique* de la similitude sont rares

De nombreux ouvrages Shepherd (1956); Baljé (1981); Lakshminarayana (1996); Japikse (1996) entre autres) présentent l'application du principe de similitude aux turbomachines, mais ils traitent principalement de l'identification des variables adimensionnelles du problème. Dans la littérature technique, la similitude est principalement utilisée pour la mise à l'échelle des champs de performances (Dalbert, Casey et Schurter, 1988; Key, 1989; Kurzke et Riegler, 2000). Dans ce cas, des essais sont réalisés sur un prototype à des points de fonctionnement donnés, et les performances exprimées en variables adimensionnelles sont ensuite extrapolées pour des conditions de fonctionnement ou des tailles de machines différentes. Dans ce cas, l'impact des paramètres dont la similitude n'est pas assurée est pris en compte de manière forfaitaire par des corrections empiriques (ces paramètres peuvent être, notamment, la taille relative du jeu, les épaisseurs, ou le nombre de Reynolds).

Globalement, il apparaît que la similitude est utilisée principalement pour estimer l'impact sur les performances de certains “facteurs de mise à l'échelle” au sens large. En d'autres termes, les facteurs de mise à l'échelle sont les contraintes du problème et les performances sont le résultat. Nous tentons ici de traiter le problème “inverse” : les contraintes sont les performances (*i.e.*, la spécification) et le résultat est le facteur d'échelle géométrique à appliquer à un étage de référence pour répondre à cette spécification.

Ainsi, les deux objectifs principaux sont : (i) la définition de procédures pratiques pour mettre à l'échelle un étage existant en réponse à une nouvelle spécification et conjointement (ii) l'identification du “potentiel de mise à l'échelle” d'un étage existant. Nous définissons ici le potentiel de mise à l'échelle comme l'ensemble des spécifications pouvant être couvertes par l'application d'une similitude géométrique à un étage donné. D'un point de vue pratique, le potentiel de mise à l'échelle permet de repérer dans une base de données l'étage pouvant répondre à une nouvelle spécification.

Une remarque préliminaire importante doit être faite ici : la réponse à une spécification par mise à l'échelle ne vise pas à obtenir le meilleur compresseur possible mais à effectuer la conception le plus rapidement possible. Il s'agit donc de faire un compromis entre performance et durée du cycle de conception.

9.2 Lois classiques de mise à l'échelle

Ce paragraphe présente une synthèse bibliographique des lois de mise à l'échelle des compresseurs. Après un bref rappel du principe de similitude, nous présentons l'établis-

sement des lois de mise à l'échelle classiques, et examinons leurs principales limitations : l'influence du nombre de Reynolds et les contraintes technologiques.

9.2.1 Rappel du principe de similitude

On considère généralement que le principe de similitude remonte aux travaux de Buckingham (1914). Des formulations évoluées de ce principe existent (Barr, 1971), et ses applications couvrent tous les domaines de la physique (Assis, 2004). L'énoncé suivant en est une formulation simplifiée :

Si un phénomène est décrit par n grandeurs physiques, exprimées à l'aide de p unités fondamentales, alors il est possible de donner la solution adimensionnelle du problème comme une fonction de $n - p$ produits sans dimension des n grandeurs physiques.

En adoptant un formalisme mathématique, le principe de similitude peut se traduire de la façon suivante. Soit un problème caractérisé par une relation fonctionnelle du type

$$\phi = f(Q_1, \dots, Q_n) \quad ,$$

où ϕ est la quantité d'intérêt et Q_1, \dots, Q_n les n grandeurs physiques. Alors la solution peut s'exprimer sous la forme :

$$\bar{\phi} = g(\Pi_1, \dots, \Pi_{n-p}) \quad ,$$

où $\bar{\phi}$ dénote la solution *adimensionnelle* du problème et où les Π_1, \dots, Π_{n-p} sont les produits sans dimensions permettant de décrire *intégralement* le phénomène. Enfin, notons que la relation fonctionnelle initiale peut s'écrire de manière équivalente sous la forme

$$0 = f(\phi, Q_1, \dots, Q_n) \quad ,$$

ce qui permet de faire intervenir la "réponse" du système (ϕ) dans l'expression des variables adimensionnelles du problème.

9.2.2 Application au cas des turbomachines

9.2.2.1 Sélection des variables

La première étape dans l'application du principe de similitude est la sélection des grandeurs physiques qui décrivent l'état du système considéré. D'une manière générale, trois catégories sont envisagées : (i) les variables définissant la géométrie, (ii) les variables définissant le point de fonctionnement et (iii) les variables relatives au fluide.

Les deux formulations suivantes forment un échantillon représentatif des différentes approches présentées dans la littérature :

$$\left(\begin{array}{c} \Delta h_{t-is} \\ \mathcal{P}_{ech} \end{array} \right) = f(\rho_1, Q_V, N, \mu, \gamma, \chi, D) \quad (\text{Baljé, 1981}) \quad , \quad (9.1)$$

$$\left(\begin{array}{c} \pi \\ \eta \end{array} \right) = f(P_{t1}, RT_{t1}, \dot{m}, N, \mu, \gamma, D) \quad (\text{Lakshminarayana, 1996}). \quad (9.2)$$

En dehors des notations déjà introduites, Q_V est le débit volumique et χ le coefficient de compressibilité du fluide. Notons que l'utilisation de Δh_{t-is} dans la formulation de Baljé (1981) lui permet de dériver la vitesse et le diamètre spécifiques. Dans la formulation de Lakshminarayana (1996), R et T_{t1} sont regroupés pour donner une grandeur de dimension $[L^2 t^{-2}]$, de sorte que la température n'est plus une variable primitive du problème. On aura donc 3 unités fondamentales à considérer, longueur L , masse M et temps t . Enfin, l'indice 2 (indiquant la sortie du rotor) a été omis dans la notation D pour signifier qu'il s'agit avant tout d'une grandeur de référence. En effet, dans une approche basée sur des mises à l'échelle géométriques (homothéties), une seule longueur caractéristique suffit à décrire entièrement la géométrie.

Bien que ces deux formulations soit équivalentes, notre préférence va à celle proposée par Lakshminarayana (identique à celles proposées par Chauvin (1985), Whitfield et Baines (1990) ou Japikse et Baines (1997)), car celle-ci permet d'obtenir les variables sans dimension classiquement utilisées dans le domaine des turbomachines utilisant des fluides compressibles (débit et vitesse de rotation réduits, présentés au chapitre 2). Nous verrons plus loin que, conformément à la théorie, les variables adimensionnelles obtenues par Baljé peuvent être déduites de celles obtenues par Lakshminarayana.

Nous retiendrons donc que 7 grandeurs physiques définissent le fonctionnement d'une turbomachine (équation (9.2)). Comme 3 unités fondamentales sont impliquées (L , M et t), la solution adimensionnelle du problème dépendra de 4 produits sans dimension.

9.2.2.2 Formation des groupes adimensionnels

Les groupes adimensionnels peuvent être formés en établissant des équations aux dimensions. Pour cela, il suffit de sélectionner 3 ($p = 3$) grandeurs parmi les 7 ($n = 7$), et de les combiner successivement avec chacune des grandeurs restantes pour former des groupes sans dimension. Sélectionnons par exemple¹ P_{t1} , RT_{t1} et D . Commençons par combiner ces 3 variables avec \dot{m} :

$$(P_{t1})^x (RT_{t1})^y (D)^z \dot{m} = \Pi_1 \quad ,$$

et en faisant intervenir les dimensions :

$$\left(\frac{M}{L t^2} \right)^x \left(\frac{L^2}{t^2} \right)^y (L)^z \left(\frac{M}{t} \right) = \Pi_1 \quad .$$

¹Ce choix est arbitraire mais sans incidence réelle sur les groupements sans dimension obtenus. La seule différence pourrait être de présenter un autre quadruplet de paramètres, mais qui se déduit du présent quadruplet par une série de combinaisons linéaires.

Après résolution du système d'équations aux dimensions, on obtient $x = -1$, $y = 1/2$ et $z = -2$.

Et finalement, on peut former un premier groupe sans dimension :

$$\Pi_1 = \dot{m} (P_{t1})^{(-1)} (RT_{t1})^{(1/2)} (D)^{(-2)} = \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{t1}}}{P_{t1}D^2} .$$

En procédant de la même manière, on peut former les trois groupes restants pour décrire totalement le système avec les quatre paramètres sans dimension suivants :

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{t1}}}{P_{t1}D^2} , & \Pi_2 &= \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{t1}}} , \\ \Pi_3 &= \frac{ND^2 P_t}{\mu RT_{t1}} , & \Pi_4 &= \gamma . \end{aligned}$$

Par le biais de l'analyse dimensionnelle, le problème peut maintenant se formuler :

$$\begin{pmatrix} \pi \\ \eta \end{pmatrix} = g(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4) . \quad (9.3)$$

En d'autres termes, quelles que soient les valeurs des 7 grandeurs *dimensionnelles*, si deux machines géométriquement similaires fonctionnent de sorte que les 4 paramètres *sans dimension* ci-dessus soient égaux, alors rendement et taux seront identiques.

Notons qu'il est aussi possible d'obtenir ces paramètres en écrivant les équations du problème (ici les équations de Navier-Stokes) sous une forme adimensionnelle (voir Sardar et George Jr. (2003a) pour un tel exercice en régime incompressible).

Sens physique des groupements adimensionnels Bien qu'obtenus par une voie purement mathématique, les paramètres proposés ont des sens physiques marqués :

- Π_1 est un nombre de Mach débitant, c'est-à-dire qu'il peut être interprété comme un coefficient de débit impliquant un nombre de Mach en entrée (mais exprimé pour une vitesse du son basée sur les conditions totales) ;
- Π_2 est un nombre de Mach de rotation, c'est-à-dire basé sur la vitesse linéaire en bout de pale ;
- Π_3 est un nombre de Reynolds, basé sur la vitesse linéaire en bout de pale ;
- Π_4 est le rapport des chaleurs spécifiques, il caractérise les propriétés thermodynamiques du fluide.

Nous pouvons déjà remarquer que les paramètres sont ici numérotés selon leur ordre d'importance. Nous verrons plus loin différentes alternatives au choix de paramètres présentée ci-dessus. Notamment, l'introduction du coefficient de débit (ϕ) permettra de lever l'inconvénient d'avoir deux nombres assimilables à des nombres de Mach.

Dans la suite de ce chapitre, nous considérerons que le gaz utilisé (air sec) ne change pas, et l'on négligera l'influence de la température sur les propriétés du fluide (hypothèse de "propriétés physiques constantes"). Ainsi, μ et γ seront considérés constants, et Π_4 sera omis des variables de similitude. Notre problème est donc maintenant défini par 5 grandeurs physiques et 3 variables de similitude.

9.2.3 Formulation des lois de mise à l'échelle

Nous considérons ici un compresseur donné, dont les grandeurs caractéristiques seront notées par un exposant 'b' (pour *baseline*²). Ainsi, $P_{t_1}^b$, $RT_{t_1}^b$, \dot{m}^b , N^b et D^b sont des quantités fixées, décrivant la spécification et la géométrie du compresseur existant. L'objectif est d'effectuer une mise à l'échelle de ce compresseur pour obtenir une nouvelle machine, dont les grandeurs caractéristiques seront notées par un exposant "s" (pour *scaled*). La mise à l'échelle doit donc permettre d'établir les valeurs des grandeurs $P_{t_1}^s$, $RT_{t_1}^s$, \dot{m}^s , N^s et D^s , de sorte que les deux compresseurs fonctionnent en similitude.

9.2.3.1 Similitude exacte

Nous considérons ici le cas où la mise à l'échelle assure une similitude exacte. En d'autres termes, les trois Π doivent rester constants au cours de la transformation. Le problème est donc défini par

- 5 quantités fixées : $P_{t_1}^b$, $RT_{t_1}^b$, \dot{m}^b , N^b , D^b ;
- 5 inconnues : $P_{t_1}^s$, $RT_{t_1}^s$, \dot{m}^s , N^s , D^s ;
- 3 équations : $\Pi_i^b/\Pi_i^s = 1$ pour $i = 1, 2, 3$.

Étant donné que le nombre d'inconnues est supérieur au nombre d'équations, le système est sous déterminé, et toutes les solutions s'expriment à l'aide de 2 paramètres. Pour illustrer ces solutions, $P_{t_1}^s/P_{t_1}^b = \alpha$ et $RT_{t_1}^s/RT_{t_1}^b = \beta$ sont posés. En introduisant ces paramètres dans le système d'équations traduisant la conservation des Π , on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{\Pi_1^s}{\Pi_1^b} &= \frac{\dot{m}^s \sqrt{RT_{t_1}^s}/P_{t_1}^s D^{s^2}}{\dot{m}^b \sqrt{RT_{t_1}^b}/P_{t_1}^b D^{b^2}} = 1 = \frac{\dot{m}^s}{\dot{m}^b} \left(\frac{D^s}{D^b}\right)^{-2} \sqrt{\beta} \alpha^{-1}, \\ \frac{\Pi_2^s}{\Pi_2^b} &= \frac{N^s D^s / \sqrt{\gamma RT_{t_1}^s}}{N^b D^b / \sqrt{\gamma RT_{t_1}^b}} = 1 = \frac{N^s}{N^b} \frac{D^s}{D^b} \sqrt{\beta}, \\ \frac{\Pi_3^s}{\Pi_3^b} &= \frac{N^s D^{s^2} P_{t_1}^s / \mu RT_{t_1}^s}{N^b D^{b^2} P_{t_1}^b / \mu RT_{t_1}^b} = 1 = \frac{N^s}{N^b} \left(\frac{D^s}{D^b}\right)^2 \alpha \beta^{-1}. \end{aligned} \quad (9.4)$$

La solution du problème s'exprime alors :

$$\frac{\dot{m}^s}{\dot{m}^b} = \alpha^{-1} \sqrt{\beta}, \quad \frac{N^s}{N^b} = \alpha, \quad \text{et} \quad \frac{D^s}{D^b} = \alpha^{-1} \sqrt{\beta}. \quad (9.5)$$

²Notons que dans ce chapitre le terme *baseline* sera utilisé indifféremment pour se référer à une machine donnée à laquelle le principe de similitude est appliqué ou au compresseur *baseline* LTS évoqué dans les chapitres précédents.

En d'autres termes, quelles que soient les valeurs des paramètres α et β , si les 3 grandeurs physiques \dot{m}^s , N^s et D^s sont choisies en accord avec les relations (9.5), alors le compresseur obtenu est en similitude exacte du *baseline*, et leurs performances seront strictement identiques (sous réserve que la similitude géométrique soit possible). En conclusion, la similitude exacte offre deux degrés de libertés.

Concrètement, dans le cas du compresseur *baseline* LTS, on peut tenter d'appliquer ces relations pour évaluer la possibilité d'effectuer un test à la pression atmosphérique (rappelons que la spécification, donnée dans le tableau 7.1, impose une pression d'alimentation $P_{t1}=41\ 000$ Pa). Dans ce cas, on impose $\alpha=101\ 325/41\ 000=2.5$ et utiliser une géométrie identique revient à imposer $D^s/D^b = \alpha^{-1}\sqrt{\beta} = 1$. Ainsi, on montre que β doit être égal à $\alpha^2=6$, c'est-à-dire que la température d'alimentation doit être portée à 1 800 K, ce qui est totalement irréaliste d'une part, et invaliderait l'hypothèse de propriétés physiques constantes d'autre part. Ceci illustre le fait que tester une même machine pour des conditions d'alimentation différentes nécessite généralement une variation du nombre de Reynolds.

9.2.3.2 Similitude restreinte en Reynolds

Au sens strict, le principe de similitude ne garantit des performances identiques que si *toutes* les variables de similitude restent constantes. Cependant, il est reconnu depuis longtemps que l'impact d'une faible variation du nombre de Reynolds est limité. En d'autres termes, si seulement Π_1 et Π_2 sont conservés, les performances du compresseur obtenu par mise à l'échelle seront proches de celles du *baseline*.

Pour cette raison, une démarche identique à celle du paragraphe précédent est appliquée afin d'établir une loi de mise à l'échelle en similitude restreinte en Reynolds. Étant donné que Π_3 peut maintenant varier, le problème n'est plus défini que par deux équations, et un troisième paramètre apparaît. En posant $P_{t1}^s/P_{t1}^b = \alpha$, $RT_{t1}^s/RT_{t1}^b = \beta$ et $\dot{m}^s/\dot{m}^b = \lambda$, le système suivant est obtenu :

$$\begin{aligned} \frac{\Pi_1^s}{\Pi_1^b} &= 1 = \left(\frac{D^s}{D^b}\right)^{-2} \lambda \sqrt{\beta} \alpha^{-1} \quad , \\ \frac{\Pi_2^s}{\Pi_2^b} &= 1 = \frac{N^s}{N^b} \frac{D^s}{D^b} \beta^{-1/2} \quad , \end{aligned} \quad (9.6)$$

dont la solution est

$$\frac{N^s}{N^b} = \alpha^{1/2} \beta^{1/4} \lambda^{-1/2} \quad \text{et} \quad \frac{D^s}{D^b} = \alpha^{-1/2} \beta^{1/4} \lambda^{1/2} \quad . \quad (9.7)$$

Nous pouvons donc conclure que la similitude restreinte en Reynolds offre trois degrés de liberté. De plus, la variation du nombre de Reynolds s'exprime alors comme $\Pi_3^s/\Pi_3^b = \alpha^{1/2} \beta^{-1/4} \lambda^{1/2}$, et pilote la variation de performance.

Dans ce contexte, un essai du *baseline* LTS réalisé à la pression atmosphérique ($\alpha = 2.5$) pour une température identique ($\beta = 1$) est possible. Il convient alors d'imposer un débit tel que $\dot{m}^s/\dot{m}^b = \alpha$ et de conserver la vitesse de rotation spécifiée. Le nombre de Reynolds

varie alors d'un facteur $\alpha=2.5$. Notons toutefois que si le taux ne varie que par l'effet Reynolds, la différence de pression statique entre la volute et l'air ambiant varie avec la pression d'entrée ($\Delta P = P_{t1}\pi_{tt}$), ce qui peut poser des problèmes de tenue mécanique.

9.2.4 Influence du nombre de Reynolds

L'évaluation des variations de performances induites par une similitude restreinte en Reynolds est un sujet ayant reçu une attention considérable. De nombreuses corrections basées sur des données expérimentales existent, une première revue étant donnée par Wiesner (1979). La correction de Casey (1985) est la première à prendre en compte les caractéristiques géométriques de la roue : dans ce cas, le nombre de Reynolds effectif est défini en remplaçant D^2 par le produit $D_2 \cdot b_2$. Une étude de Wright (1989), utilisant les résultats expérimentaux de Pampreen (1973) pour évaluer différentes corrections, conclut que la correction de Casey (1985) est la plus précise. Cette correction étant utilisée dans la suite de ce chapitre, nous en donnons la formulation ci-dessous :

$$\eta^s - \eta^b = -\frac{K}{\mu_0}(C_f^s - C_f^b) \quad , \quad (9.8)$$

avec

$$K = \frac{15.5}{(1 + 35b_2/D_2)} \quad \text{pour} \quad b_2/D_2 \leq 0.06$$

$$K = 5.0 \quad \text{pour} \quad b_2/D_2 \geq 0.06 \quad ,$$

et où C_f est donné par la formule de Colebrook-White, ici simplifiée par Casey :

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 1.74 - 2 \log_{10} \left(2 \frac{Ra}{b_2} + \frac{18.7}{Re \sqrt{C_f}} \right) \quad ,$$

avec Ra la rugosité moyenne et Re le nombre de Reynolds Π_3 .

Notons que la plupart des études sur les effets du nombre de Reynolds introduisent une notion importante : au-delà d'un nombre de Reynolds limite, les performances ne varient plus. Dans une étude récente, Schleer et Abhari (2005) montrent que pour une variation limitée du nombre de Reynolds, la plage de fonctionnement des compresseurs centrifuges n'est pas affectée.

9.2.5 Limitations technologiques de la mise à l'échelle géométrique

En pratique, certaines contraintes de fabrication empêchent l'application d'une mise à l'échelle géométrique exacte. Ce paragraphe présente les principales caractéristiques géométriques qui ne peuvent être mises à l'échelle lorsqu'on veut diminuer la taille d'une machine par une similitude géométrique (Henssler et Bhinder, 1977).

9.2.5.1 Rayon en pied de pale, nombre de pales et calage en entrée

Le rayon en pied de pale en entrée d'un compresseur (R_{1h}) doit permettre l'utilisation d'un arbre de diamètre suffisant pour supporter les contraintes introduites par les roues.

Il faut aussi que ce rayon permette l'intégration des roulements ou des butées et paliers à air. Enfin, la combinaison de ce rayon, du nombre de pales et des calages de pale en pied et en tête (β_{1h} et β_{1s}) doit tenir compte des contraintes de fabrication.

Pour ces raisons, il est possible que le R_{1h} obtenu par une similitude géométrique exacte soit trop faible. Cet effet, ou plus précisément l'influence sur les performances obtenues en similitude, n'est pas documenté dans la littérature.

Qualitativement, sous l'hypothèse d'un re-dimensionnement de l'entrée de la roue, une augmentation de R_{1h} a plusieurs conséquences :

- la valeur minimum du nombre de Mach en bout de pale augmente ;
- la diffusion (ralentissement) dans le repère relatif est diminuée, et donc le travail échangé aussi ;
- la composition des vitesses est modifiée, ce qui impose de retravailler la loi de calage.

9.2.5.2 Les rapports t_{cl}/b_2 , e/c et rugosité relative

Trois rapports sont difficiles à conserver lors d'une similitude géométrique : le rapport de la taille du jeu (t_{cl}) à la hauteur de pale en sortie (b_2) ; le rapport entre l'épaisseur (e) et la corde aérodynamique moyenne (c) ; et la rugosité relative.

La taille nécessaire pour un jeu de fonctionnement dans un contexte industriel est fixée de manière absolue (de l'ordre de 0.3 à 0.7 millimètre), alors que la hauteur de pale en sortie est directement liée à la taille de la machine. Ainsi, pour une similitude géométrique, l'intégration machine ne permet pas d'appliquer le facteur d'échelle à la taille du jeu, et le rapport t_{cl}/b_2 ne peut être conservé. Pampreen (1973) a examiné cet effet, et conclut qu'il domine sur les effets du nombre de Reynolds lorsqu'on réduit significativement la taille des machines. Il attribue alors, en moyenne (compte-tenu des incertitudes expérimentales diverses), de l'ordre d'un tiers de point de rendement étage pour chaque pour cent de t_{cl}/b_2 .

De la même manière, la tenue mécanique des pales peut imposer de ne pas mettre directement à l'échelle leur épaisseur.

Enfin, le rapport entre la taille des rugosités (ou des stries d'usinage) et la hauteur de pale ne peut être conservé en similitude si les mêmes matériaux et techniques d'usinage sont utilisés. En effet, la taille des stries est directement liée à la dimension de l'outil. Toutefois, l'impact de la rugosité peut être pris en compte par certaines des formulations pour le Reynolds mentionnées dans le paragraphe précédent.

Nous retiendrons donc que certaines limitations à la mise à l'échelle géométrique existent, et que ces contraintes doivent être prises en compte si un dimensionnement précis est attendu. Dans la suite de ce chapitre, nous omettrons ces limitations.

9.3 Mise à l'échelle et réponse à une spécification

Nous examinons maintenant les conditions sous lesquelles les lois de mise à l'échelle précédentes peuvent être utilisées pour répondre à une nouvelle spécification en utilisant un compresseur existant. Nous considérons donc que ce compresseur est à choisir parmi les

étages présents dans la base de données de l'industriel (plus la base de données est grande, plus il sera pertinent d'utiliser la similitude pour le dimensionnement).

Après une rapide discussion des contraintes imposées par une spécification type, le cas particulier où la vitesse de rotation n'est pas imposée est envisagé avant d'examiner le cas général.

9.3.1 Analyse d'une spécification type

Nous restreignons le cadre de l'étude aux spécifications n'imposant qu'un seul point de fonctionnement (*i.e.*, le point nominal). Une telle spécification impose les quantités suivantes : P_{t1}^s , RT_{t1}^s , \dot{m}^s , N^s et π^s . D'une manière commode, l'exposant "s" dénote indifféremment les termes "spécification" ou "scaled", puisque l'objectif de la mise à l'échelle est de répondre à la spécification. Notons que le rendement de l'étage n'est pas strictement imposé en général, mais doit représenter le *meilleur* compromis possible pour le problème donné (c'est-à-dire en tenant compte de la plage de fonctionnement, de la tenue mécanique ou éventuellement des contraintes sur le rayonnement acoustique).

La taille de la machine est indirectement imposée par la spécification, ce qui peut être illustré par la relation

$$\left(\frac{D}{\eta} \right) = f(P_{t1}, RT_{t1}, \dot{m}, N, \pi) \quad , \quad (9.9)$$

qui correspond à une reformulation de la relation (9.2). Ainsi, le principe de similitude montre qu'une représentation adimensionnelle complète de la spécification nécessite trois variables de similitude³.

Cependant, comme D n'est pas directement disponible, il est plus avantageux de disposer d'une représentation adimensionnelle de la spécification qui soit *indépendante de la valeur de D* . C'est précisément la particularité de la vitesse spécifique n_s (Baljé, 1981), introduite dans le chapitre 7. Nous en rappelons ici la définition, qui montre bien que toutes les grandeurs imposées par la spécification sont utilisées :

$$n_s = \frac{N\dot{m}^{0.5}(RT_{t1})^{0.5}(\gamma - 1)^{0.75}}{(\gamma RT_{t1})^{0.75} P_{t1}^{0.5} \left(\frac{\pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \right)^{0.75}} \quad .$$

On peut par ailleurs montrer que cette expression peut s'exprimer en fonction des variables de similitude du problème :

$$n_s = \left(\frac{\gamma - 1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \right)^{0.75} \Pi_1^{0.5} \Pi_2 \quad . \quad (9.10)$$

Enfin, nous pouvons compléter la vitesse spécifique par les deux quantités sans dimension suivantes : le taux de compression π et le nombre de Reynolds Π_3 . Ceci montre que, du point de vue de la similitude, le triplet $\{n_s, \pi, \Pi_3\}$ est pertinent pour représenter une base de données d'étages. Nous verrons par la suite que ce triplet présente aussi un avantage certain pour la conception par utilisation de la base de données.

³En considérant que μ et γ sont constants et implicitement inclus dans la relation (9.9), et que l'hypothèse de propriétés physiques constantes permet de négliger la quatrième variable de similitude $\Pi_4 = \gamma$.

9.3.2 Cas particulier où la vitesse de rotation n'est pas imposée

Dans le cas particulier où la vitesse de rotation N n'est pas imposée, il ne reste que 4 contraintes : $P_{t_1}^s$, $RT_{t_1}^s$, \dot{m}^s et π^s . L'étape centrale est la sélection de l'étage de la base de données candidat à la mise à l'échelle (le *baseline*). Étant donné que nous n'avons considéré jusqu'ici que des mises à l'échelle où le taux de compression reste constant (similitude exacte) ou varie peu (similitude restreinte en Reynolds), nous pouvons conclure que le *baseline* doit avoir le même taux que celui imposé par la spécification.

Ainsi, s'il existe un compresseur de la base de données qui produit le taux de compression spécifié, celui-ci est le *baseline* à choisir pour une mise à l'échelle (en similitude restreinte). En effet, la réponse à la contrainte π^s est assurée par ce choix, et la réponse aux 3 contraintes restantes est garantie par le fait que la similitude restreinte en Reynolds offre 3 degrés de liberté. En utilisant les résultats des paragraphes précédents, si le compresseur *baseline* est mis à l'échelle géométriquement d'un facteur $D^s/D^b = \alpha^{-1/2}\beta^{1/4}\lambda^{1/2}$, et fonctionne à une vitesse de rotation $N^s = \alpha^{1/2}\beta^{1/4}\lambda^{-1/2} \cdot N^b$ (relations (9.7)), sa performance sera conservée (à l'effet Reynolds près) et il répondra à toutes les contraintes de la spécification.

Les deux points suivants méritent d'être soulignés :

- si plusieurs compresseurs de la base de données ont le même taux que celui de la spécification, il convient de choisir celui dont la vitesse spécifique est la plus proche de la valeur optimale donnée par les abaques présentées au paragraphe 7 (figure 7.3) ;
- dans un contexte industriel où les spécifications n'imposent pas la vitesse de rotation (ou si celle-ci peut être négociée dès la phase préliminaire de rédaction du cahier des charges), un seul axe est nécessaire pour organiser la base de données : le taux de compression.

9.3.3 Cas général

Dans le cas général, les arguments du paragraphe précédent montrant que le *baseline* doit *au minimum* développer le taux de compression spécifié restent valables. Si cette fois N est imposé, il reste cependant 4 contraintes à satisfaire, alors que la similitude restreinte en Reynolds n'offre que 3 degrés de liberté. La solution est donc de choisir le *baseline* de sorte que la quatrième contrainte soit respectée grâce au critère de choix utilisé, et non par les propriétés de la loi de mise à l'échelle. Nous allons montrer que la vitesse spécifique reste (quasi-)constante par une mise en similitude restreinte. Ceci suggère que le critère approprié est donc de choisir le *baseline* comme l'étage de la base de données ayant le même π et le même n_s que ceux imposés par la spécification.

En effet, en utilisant la relation (9.10) pour la définition de la vitesse spécifique, et étant donné que : (i) Π_1 et Π_2 restent constants lors d'une similitude restreinte en Reynolds (par construction), et que (ii) la variation du taux de compression due aux effets Reynolds peut être négligée *au premier ordre*, la conservation de n_s lors d'une similitude restreinte est évidente.

S'il existe un compresseur de la base de données ayant les mêmes π et n_s que ceux de la nouvelle spécification, ce compresseur peut être mis à l'échelle pour répondre à cette spécification.

Pour des spécifications LTS standards, si on néglige le nombre de Reynolds, deux axes sont nécessaires pour la base de données : n_s et π .

À ce stade, il est possible de donner une première vision du potentiel de mise à l'échelle d'un compresseur existant. La figure 9.1 représente de manière schématique l'ensemble des spécifications couvertes par application de la similitude restreinte en Reynolds à un compresseur existant. Notons que, en pratique, des essais spécifiques (variation de la pression d'alimentation par exemple) peuvent permettre de prendre en compte la variation du taux de compression induite par le changement du nombre de Reynolds. Nous allons maintenant envisager les possibilités permettant d'élargir ce potentiel de mise à l'échelle.

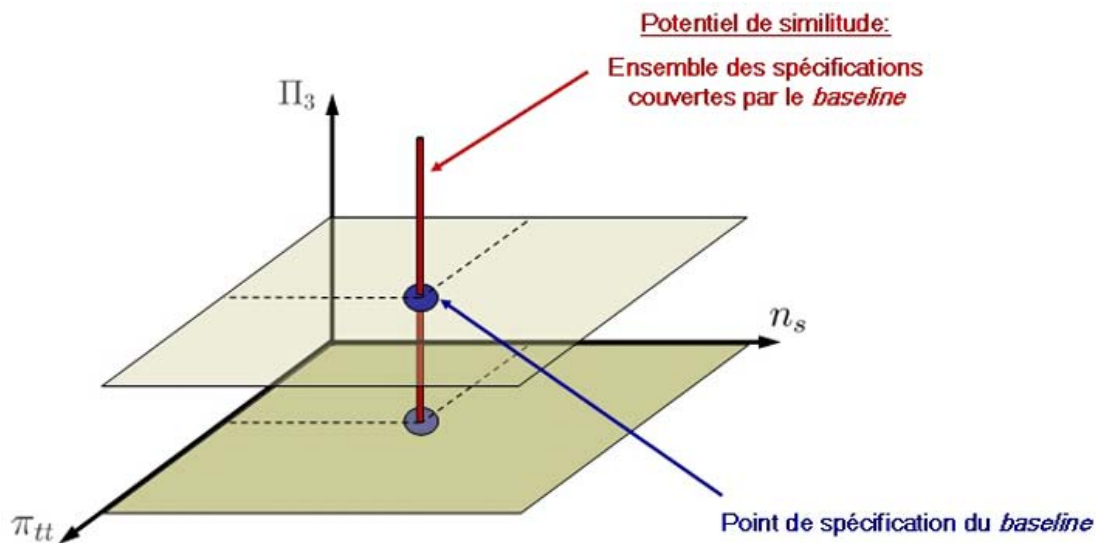


Figure 9.1: Représentation schématique du potentiel de mise à l'échelle d'un étage existant. Ce potentiel est l'ensemble des spécifications auxquelles un compresseur *baseline* peut répondre par mise à l'échelle géométrique. Il est obtenu par application d'une mise en similitude restreinte en Reynolds à partir du point nominal de cet étage.

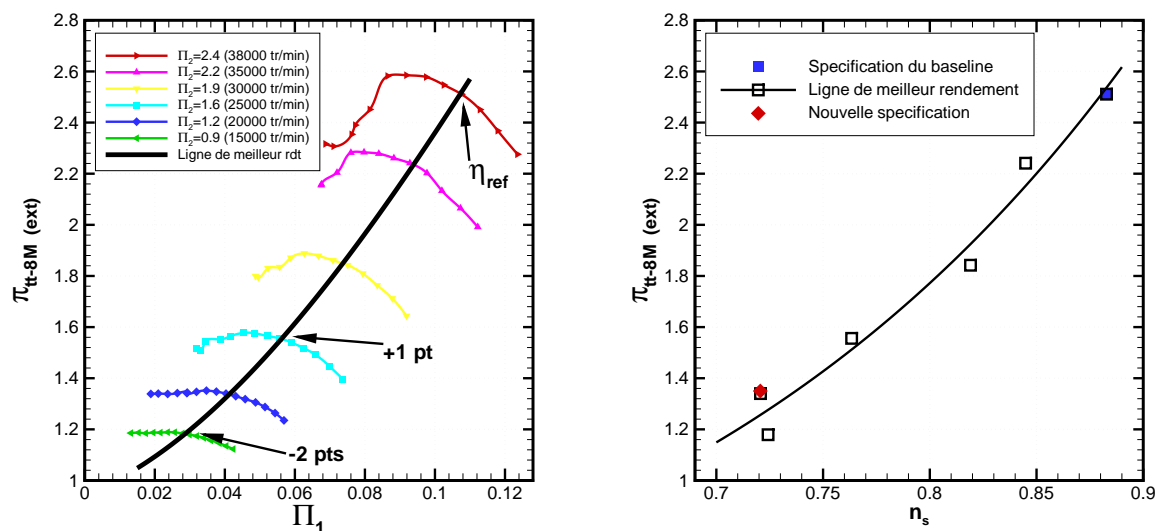
9.4 Mise à l'échelle sur la ligne de meilleur rendement

Nous avons vu dans le paragraphe précédent que la *baseline* à choisir pour la mise à l'échelle doit avoir le même taux de compression que celui imposé par la spécification. Ceci est dû au fait que la similitude restreinte en Reynolds n'a été appliquée qu'au point nominal du *baseline*. Cependant, le point de dimensionnement n'est pas le seul point où la performance d'un compresseur est satisfaisante. Dans ce paragraphe, nous examinons d'abord un champ compresseur pour identifier la "ligne de meilleur rendement", et envisageons ensuite l'application d'une mise à l'échelle (restreinte en Reynolds) en chaque point de cette ligne.

9.4.1 Définition de la ligne de meilleur rendement

En revenant sur la figure 8.3 (a), on peut observer que le rendement maximal varie peu en fonction de la vitesse de rotation. En effet, en prenant comme référence le rendement sur l'isovitesse nominale de 38 000 tr/min, l'isovitesse 25 000 tr/min présente un rendement supérieur de 1 point, et l'isovitesse 15 000 tr/min un rendement inférieur de 2 points. Nous définissons donc la ligne de meilleur rendement comme la ligne de fonctionnement reliant chacun des points de rendement maximal sur chaque isovitesse. La performance du compresseur *baseline* est considérée comme satisfaisante sur toute cette ligne de fonctionnement. La figure 9.2 (a) présente le taux de compression en fonction du débit adimensionnel Π_1 pour le compresseur *baseline* LTS, où la ligne de meilleur rendement est portée pour illustrer la variation du taux associée.

Il est important de rappeler que, dans ce chapitre, l'objectif n'est pas de répondre à



(a) Caractéristiques débit – taux de compression pour le *baseline*. (b) Ligne de meilleur rendement dans le diagramme $n_s - \pi$.

Figure 9.2: Représentations de la ligne de meilleur rendement et des variations de performances associées.

la spécification avec le meilleur compresseur possible, mais le plus rapidement possible. Ainsi, nous verrons dans le chapitre suivant que les critères de conception proposés au chapitre 7 ne sont pas respectés sur l'ensemble de la ligne de meilleur rendement. En revanche, d'un point de vue pratique, la performance est satisfaisante. De plus, puisqu'il s'agit de faire un compromis entre performance et temps de conception, notons que les données expérimentales fournissent toutes les informations nécessaires à l'évaluation de ce compromis (*i.e.*, rendement et plage de fonctionnement).

9.4.2 Réponse à une spécification

Nous considérons donc maintenant la possibilité d'appliquer la similitude restreinte en Reynolds en chacun des points de la ligne de meilleur rendement. Pour simplifier le propos, l'effet du nombre de Reynolds est négligé ici encore. Pour cela, à un point quelconque de la ligne de meilleur rendement sont associées les quantités physiques $P_{t_1}^{b*}$, $RT_{t_1}^{b*}$, \dot{m}^{b*} , D^{b*} et π^{b*} (où l'étoile signifie que l'on ne considère plus le point nominal). Ainsi, les équations précédemment introduites peuvent être appliquées entre ce point et le point défini par une nouvelle spécification.

Nous avons vu précédemment que le couple $\{n_s, \pi\}$ permettait de faire le lien entre une nouvelle spécification et la sélection d'un candidat de la base de données. La figure 9.2 (b) illustre la transposition de la ligne de meilleur rendement dans le diagramme défini par ces deux variables.

Ainsi, dans l'optique d'appliquer la mise à l'échelle en réponse à une nouvelle spécification, la situation est significativement améliorée. En rappelant qu'une spécification définit un point unique dans le diagramme $n_s - \pi$, le potentiel de mise à l'échelle d'un compresseur *baseline* est restreint à un point unique. En utilisant la ligne de meilleur rendement, toutes les spécifications tombant sur cette ligne peuvent être satisfaites par application d'un facteur d'échelle géométrique au compresseur *baseline*.

Un point intéressant peut être noté : dans le cas particulier où la vitesse de rotation n'est pas spécifiée, le *baseline* peut être mis à l'échelle pour répondre à toute spécification imposant un taux dans la gamme 1.2 à 2.5. Ainsi, suivant la gamme de taux nécessaire, une seule machine peut éventuellement suffire pour la "base de données".

9.4.3 Caractérisation du potentiel de mise à l'échelle

La ligne de meilleur rendement représentée dans le repère des spécifications $\{n_s, \pi, \Pi_3\}$ forme la base pour construire le potentiel étendu de mise à l'échelle. C'est la ligne bleue de la figure 9.3. Sur cette ligne, le rendement varie faiblement (de -1 pt à +2 pts par rapport au rendement nominal). En appliquant une similitude restreinte en Reynolds en chaque point de cette ligne, on obtient une surface. Sur chaque verticale, le rendement peut varier de plusieurs points par effet Reynolds (notons que cette variation n'est pas due à la méthode en elle-même, mais à la valeur absolue du nombre de Reynolds imposé par la spécification).

La notion de ligne de meilleur rendement peut être étendue à toute machine existante,

et donc la représentation schématique de la figure 9.3 peut être considérée comme générale pour un compresseur centrifuge. Dans le cas particulier du *baseline* LTS, les données expérimentales permettent d'obtenir une représentation *quantitative* de ce potentiel sur la figure 9.4. La ligne de meilleur rendement est basée sur les points mesurés. Les lignes de mise en similitude restreinte en Reynolds sont calculées par la corrélation empirique de Casey (équation (9.8)), afin d'estimer les variations de rendement en fonction de Π_3 . Les limites inférieures et supérieures de ces segments sont fixées de manière arbitraire : (i) la limite inférieure est définie par une chute de rendement de 5 points ; (ii) la limite supérieure est définie comme le nombre de Reynolds au-delà duquel le rendement n'augmente plus.

Notons que la gamme de taux de compression pouvant être couverte (ici la gamme 1.2 à 2.5) est limitée par plusieurs effets. Aux faibles taux de compression, l'étage devient instable à opérer, et ici, en dessous de 10 000 tr/min on observe expérimentalement une chute rapide de rendement. Aux forts taux, deux effets peuvent limiter le fonctionnement : (i) dans le cas du *baseline* LTS, les isovitesses au-delà de la vitesse nominale de 38 000 tr/min ne sont pas couvertes car les calculs mécaniques indiquent que la tenue structurelle ne serait pas garantie ; (ii) dans le cas où la tenue mécanique n'est pas une limitation, la limite aérodynamique supérieure correspond à un blocage sonique au point de meilleur rendement (*i.e.*, les isovitesses taux de compression – débit tendent vers des segments verticaux).

En conclusion, un potentiel de mise à l'échelle a été défini puis quantifié (figure 9.4). D'un point de vue pratique, le nombre de Reynolds peut être négligé, et une représentation de la base de données dans le repère $n_s - \pi$ (figure 9.2 (b)) permet de choisir le meilleur candidat pour la mise à l'échelle en réponse à une nouvelle spécification.

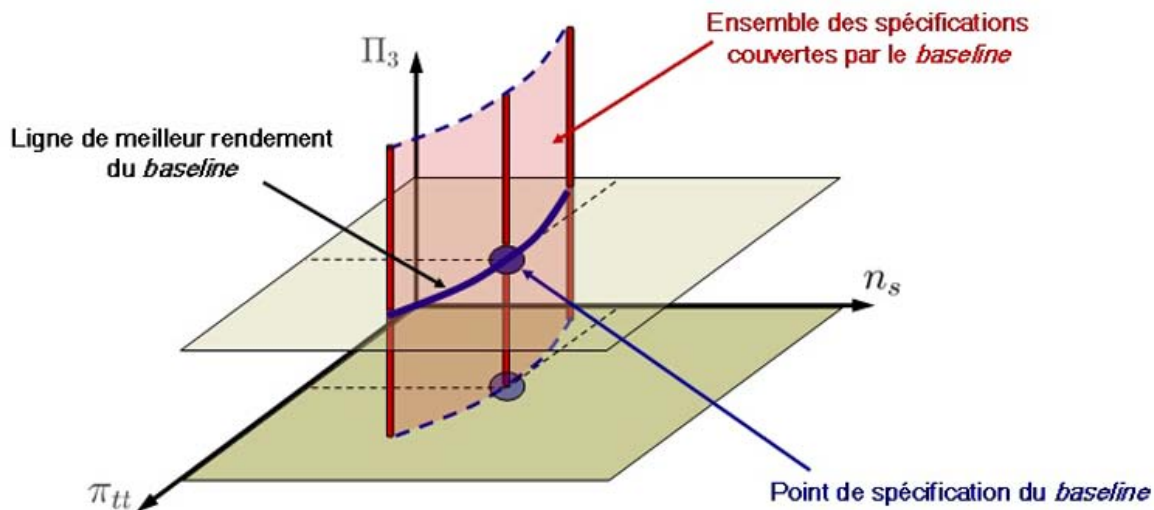


Figure 9.3: Représentation schématique du potentiel de mise à l'échelle d'un étage existant. La ligne de meilleur rendement représente le squelette de ce potentiel ; la similitude restreinte est appliquée en chaque point de cette courbe, de sorte que le potentiel de mise à l'échelle est matérialisé par une surface.

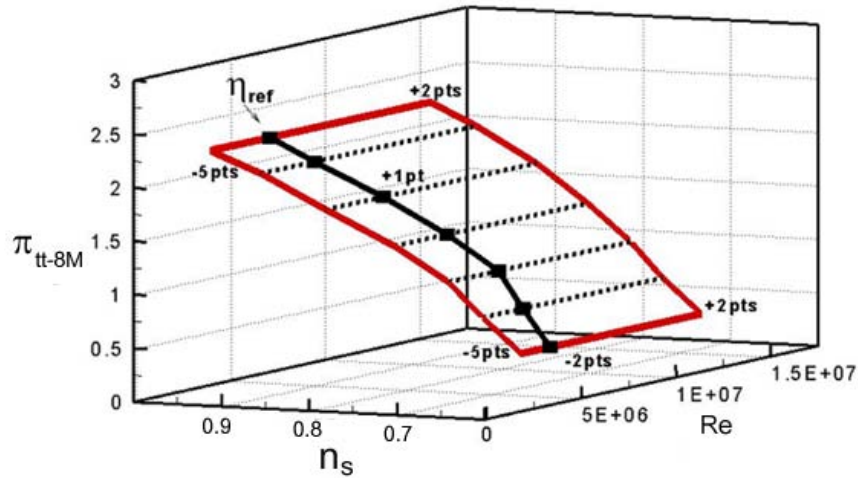


Figure 9.4: Représentation quantitative du potentiel de mise à l'échelle du *baseline* LTS. Les variations de performances sur la ligne de meilleur rendement sont basées sur les résultats expérimentaux. Les variations de rendement sur les lignes pointillées de mise à l'échelle restreinte en Reynolds sont estimées par la relation empirique de Casey (1985).

Synthèse et conclusions

Dans ce chapitre, nous avons envisagé la possibilité de concevoir un compresseur centrifuge en réponse à une nouvelle spécification par application d'un facteur géométrique à une machine de la base de données de l'industriel. La méthode proposée est basée sur la notion classique de similitude restreinte en Reynolds, mais traitée dans la perspective particulière de la réponse à une spécification. De plus, nous avons montré que la ligne de meilleur rendement donne un support à l'identification de la gamme complète de spécifications pouvant être couvertes (en particulier en ce qui concerne le taux de compression).

Nous retiendrons plus particulièrement les deux points suivants :

- en négligeant l'effet du nombre de Reynolds, le diagramme $n_s-\pi$ assure le lien entre une spécification et une base de données ;
- l'application de la similitude restreinte en Reynolds sur la ligne de meilleur rendement permet de définir le potentiel de mise à l'échelle d'un compresseur existant.

Ainsi, il apparaît que l'application de mises à l'échelle de compresseurs existants est une voie adaptée à la réduction des cycles de conception industriels.

Chapitre 10

Influence de la conception sur le potentiel de mise à l'échelle

Sommaire

10.1	Position du problème	249
10.2	Analyse de l'effet du nombre de Reynolds	250
10.2.1	Cadre de l'étude	250
10.2.2	Mise en œuvre des calculs	251
10.2.3	Analyse des résultats	252
10.3	Analyse de la ligne de meilleur rendement	254
10.3.1	Cadre de l'analyse	254
10.3.2	Caractérisation des lignes de meilleur rendement	254
10.3.3	Lien avec les paramètres de conception	260

Ce chapitre vise à faire le lien entre les règles de conception du chapitre 7 et les procédures de mise à l'échelle proposées dans le chapitre 9. Il s'agit ici d'examiner *a posteriori* comment le potentiel de mise à l'échelle d'une machine donnée est influencé par les choix de conception retenus. Dans un premier temps, le cadre du problème est donné. Ensuite, la variation de performance lors d'une similitude restreinte en Reynolds est examinée. Enfin, les résultats expérimentaux et numériques pour les compresseurs *baseline* et optimisé sont analysés le long de la ligne de meilleur rendement.

10.1 Position du problème

Le potentiel de mise à l'échelle présenté à la figure 9.4 du chapitre précédent est caractérisé par : (i) la variation de rendement le long des lignes de similitude restreinte en Reynolds (traits pointillés) ; (ii) l'allure de la ligne de meilleur rendement dans le plan $n_s-\pi$ (trait épais) ; et (iii) la variation de rendement le long de cette ligne. Ce chapitre examine la connexion entre ces caractéristiques et les choix de conception relatifs aux machines étudiées dans ce mémoire.

En effet, lors de la réception d'une nouvelle spécification, si aucune machine de la base de données ne se prête à la mise à l'échelle, le dimensionnement d'un nouvel étage est

nécessaire. Dès lors, les latitudes sur les paramètres de conception (illustrées par le fait que, par exemple, les compresseurs *baseline* et optimisé sont très différents mais répondent à la même spécification) peuvent être exploitées dans la perspective de dimensionner un étage ayant “un bon potentiel de mise à l'échelle”. Il s'agit donc, à terme, de mettre à profit les liens entre options de conception et caractéristiques du potentiel de mise à l'échelle pour compléter au mieux la base de données d'étages ou s'adapter aux évolutions prévisibles de la gamme de l'industriel.

10.2 Analyse de l'effet du nombre de Reynolds

Le chapitre 9 a montré que la similitude restreinte en Reynolds était à la base de l'application de mises à l'échelle pour la conception des compresseurs. De plus, la diversité des marchés couverts par LTS est reflétée par une certaine variabilité des points de fonctionnement, en particulier en terme de pression d'alimentation : les spécifications peuvent imposer des points de fonctionnement au sol ou en croisière ; l'air entrant dans le système peut être prélevé sur les moteurs ou directement à l'extérieur ; enfin, les architectures des packs de climatisation font que le compresseur peut être placé en amont ou en aval de la turbine (on parle dans ce cas de cycle inverse). Pour ces raisons, les spécifications peuvent couvrir une large gamme de nombre de Reynolds.

Nous avons évoqué précédemment les variations de rendement associées à des changements du nombre de Reynolds et les méthodes empiriques permettant de les prévoir (§ 9.2.4). Au-delà de ce traitement global du problème, pertinent dans une approche de mise à l'échelle des champs de performances, nous tentons dans ce paragraphe d'examiner l'influence du nombre de Reynolds dans la perspective de la conception. Les développements proposés dans ce paragraphe font l'objet de la référence Dufour *et al.* (2005).

10.2.1 Cadre de l'étude

D'un point de vue qualitatif, le nombre de Reynolds influence les niveaux de frottement, le décrochage et plus généralement le montant des pertes par effets visqueux. Étant donné que la plupart des critères de conception résulte de compromis entre effets visqueux et contrôle de l'écoulement (*i.e.*, minimisation des écoulements secondaires), ou entre performances au point nominal et hors-adaptation, nous examinons ici la possibilité que différents critères de conception puissent être obtenus en fonction du nombre de Reynolds.

Afin de restreindre le cadre de cette étude, nous choisissons d'examiner l'influence du ralentissement. Plusieurs arguments justifient ce choix :

- il s'agit d'un des paramètres aérodynamiques ayant le plus évolué entre les machines *baseline* et optimisée ;
- à l'origine, dans le critère introduit par Rodgers (1976), la valeur conseillée au point nominal est fixée en fonction d'une certaine marge par rapport au décrochage. Il est donc naturel d'envisager l'impact du nombre de Reynolds sur ce critère ;
- enfin, dans une approche de prédimensionnement, les critères pour l'entrée de la roue (adaptation et minimisation du nombre de Mach) et le choix du couchage en sortie

sont *a priori* peu influencés par le nombre de Reynolds. En revanche, les choix de la longueur axiale et du nombre de pales étant intimement liés aux effets visqueux, ils auraient pu être examinés. Toutefois, nous considérons que l'influence cruciale du critère de ralentissement sur la “morphologie” de la roue (rayon et hauteur de pale en sortie) en fait un candidat représentatif pour une analyse des critères de conception en similitude restreinte en Reynolds.

Dans ce contexte, nous avons choisi de comparer deux roues dimensionnées pour des valeurs du ralentissement différentes. Cette étude ayant été réalisée avant la définition finale de la géométrie optimisée, elle compare deux roues mentionnées au chapitre 7 durant les étapes de l'optimisation : les roues O2-R07 et O2-R09. La roue O2-R07 est caractérisée par un fort ralentissement et la roue O2-R09 par un ralentissement plus faible (les principales grandeurs géométriques en sortie sont résumées dans le tableau 10.1). Les performances de ces deux roues sont calculées par CFD sur toute une gamme de nombre de Reynolds (entre 50 000 et 500 000), en faisant varier seulement la pression d'alimentation (P_{t1}) entre 5 000 et 100 000 Pa.

	R_2	b_2	b_2/R_2
O2-R07	98 mm	17 mm	0.17
O2-R09	102 mm	11 mm	0.11

Tableau 10.1: Principales caractéristiques géométriques en sortie des deux roues étudiées.

10.2.2 Mise en œuvre des calculs

La géométrie est modélisée sur un domaine allant du bulbe (tronqué) jusqu'à la sortie d'un diffuseur lisse (les contours de la veine du diffuseur ne sont pas optimisés).

Les calculs sont menés sur des maillages avec une topologie en I, de 200 000 points par canal. On notera que, chaque point de fonctionnement étant caractérisé par un nombre de Reynolds différent, un maillage spécifique est généré pour chaque nombre de Reynolds afin de conserver des valeurs quasi-identiques pour Δy_1^+ (valeurs moyennes entre 1 et 2).

Les procédures numériques sont identiques à celles utilisées dans les chapitres précédents (paragraphe 4.1.1.3 par exemple). Les équations RANS sont fermées avec le modèle de Spalart & Allmaras (SA).

Enfin, les données aérodynamiques sont relevées sur deux types de plans, équivalents aux plans 2M et 4M des chapitres précédents. La figure 10.1 illustre ces plans : (i) les plans BA et BF sont placés 3 mm en amont et en aval des bords d'attaque et de fuite; (ii) le plan E correspond à l'entrée du domaine (conditions aux limites imposées) et le plan S est situé à un rayon $R_S = 1.5 \cdot R_2$. Les deux roues ayant des rayons de sortie différents, la distance $R_S - R_2$ n'est pas égale dans les deux cas : ce choix est effectué car l'extension radiale d'un diffuseur est en première approximation fixée par le rapport R_4/R_2

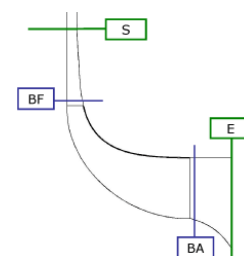


Figure 10.1: Plans d'extractions.

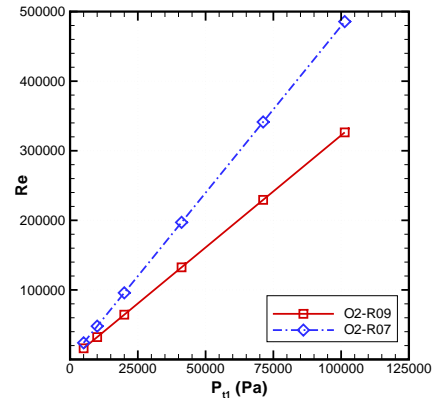
(voir le tableau 7.2). Enfin, les grandeurs aérodynamiques sont obtenues par une moyenne pondérée masse appliquée sur toute la section.

10.2.3 Analyse des résultats

10.2.3.1 Performances au nombre de Reynolds nominal

Au point nominal, le nombre de Reynolds est de 130 000 pour la roue O2-R09 et de 200 000 pour la roue O2-R07, en basant la longueur caractéristique (relation (9.3)) sur le produit $b_2 D_2$, en accord avec les préconisations de Casey (1985). Cette différence, pour des conditions d'alimentation identiques, reflète évidemment les différences géométriques entre les deux roues. En effet, le nombre de Reynolds s'écrit dans ce cas

$$\text{Re} = \frac{NP_{t1} \cdot b_2 D_2}{\mu R T_{t1}} .$$



La relation entre la pression d'entrée et le nombre de Reynolds est donc linéaire. La pente étant proportionnelle au produit $b_2 D_2$ (voir figure ci-dessus), elle est plus importante pour la roue O2-R09. Bien qu'il soit théoriquement plus rigoureux de présenter les résultats en fonction du nombre de Reynolds, une alternative sera l'utilisation de la pression d'alimentation comme variable de l'étude.

	E→S		BA→BF	
	η_{is-tt}	π_{tt}	η_{is-tt}	π_{tt}
O2-R07	0.921	2.88	0.881	2.78
O2-R09	0.922	2.93	0.881	2.81

Tableau 10.2: Performances des deux géométries au point nominal.

Le tableau 10.2 compare les performances des deux géométries au point nominal. Comme mentionné au paragraphe 7.2.3.2, un premier point notable est l'obtention de rendements identiques pour les deux roues. L'écart sur le taux de compression n'étant que de 2 %, il ne compromet pas la validité des comparaisons.

La discussion du paragraphe 7.2.3.2 a montré que la compétition entre une forte contribution de l'effet centrifuge (W_2/W_1 élevé) et un fort ralentissement (faible valeur de W_2/W_1) expliquait que ces deux roues, pourtant significativement différentes en sortie, aient des performances semblables. Ceci a été confirmé par l'introduction d'un indicateur aérodynamique non biaisé par l'effet centrifuge : le rendement de roue η_W . On rappellera que les performances obtenues ($\eta_W = 0.4$ pour la roue O2-R07 et $\eta_W = 0.36$ pour la roue O2-R09) traduisent le fait qu'une faible valeur de W_2/W_1 réduit les pertes par frottements.

10.2.3.2 Influence du nombre de Reynolds

La figure 10.2 présente les variations de performances en fonction du nombre de Reynolds et de la pression d'alimentation.

La spécification imposant une condition d'entrée, nous examinons d'abord l'évolution en fonction de la pression d'alimentation (figure (a)). D'un point de vue global, les écarts de rendement isentropique entre les deux géométries sont négligeables sur la gamme étudiée (de l'ordre de 0.2 pt au maximum, c'est-à-dire inférieurs aux incertitudes expérimentale ou dues au maillage. Nous concluons que, dans la gamme de nombre de Reynolds 50 000–500 000, les performances obtenues pour des ralentissements de 0.7 et 0.9 restent identiques, et qu'il n'y pas lieu d'adapter le critère de ralentissement en fonction du Reynolds. Notons que, si les performances hors-adaptation n'ont pas été examinées ici, Schleer et Abhari (2005) montrent qu'une réduction du nombre de Reynolds d'un facteur 6 n'influence pas significativement la marge au pompage.

Du point de vue de la tendance, on observe toutefois une différenciation nette des deux roues en fonction du nombre de Reynolds. Bien que quantitativement cet effet soit limité, on peut remarquer que la roue O2-R07 se comporte mieux que la O2-R09 aux faibles nombres de Reynolds (et réciproquement aux grands nombres de Reynolds), en particulier dans la perspective de la figure (b). Ainsi, la roue O2-R09 est plus sensible à l'effet Reynolds. Nous avançons le raisonnement suivant pour expliquer cette tendance : quand les effets visqueux sont importants (faible nombre de Reynolds) il convient de minimiser les pertes associées en adoptant un fort ralentissement ($W_2/W_1 \simeq 0.7$) ; en revanche, quand les effets visqueux sont faibles (fort nombre de Reynolds) il convient de favoriser la contribution de l'effet centrifuge en adoptant un faible ralentissement ($W_2/W_1 \simeq 0.9$). Cet effet pourrait être plus marqué avec des variations de Reynolds plus importantes.

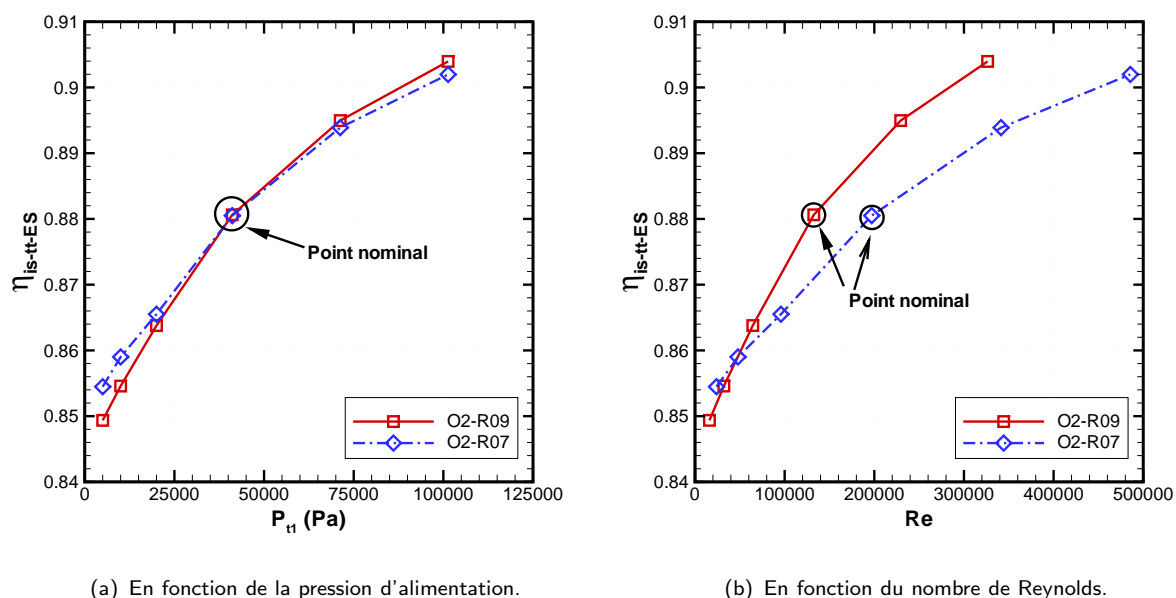


Figure 10.2: Variations du rendement isentropique sous l'effet Reynolds.

En conclusion, au niveau du prédimensionnement, il ne semble pas possible de tirer parti des latitudes sur les options de conception pour modifier l'allure du potentiel de mise à l'échelle.

10.3 Analyse de la ligne de meilleur rendement

10.3.1 Cadre de l'analyse

Pour faire le lien entre conception et potentiel de mise à l'échelle, les lignes de meilleur rendement des compresseurs *baseline* et optimisé sont comparées dans ce paragraphe.

Du point de vue des options de conception, nous rappelons les principales différences entre ces deux étages :

- le rayon en tête de pale en entrée, qui influence le nombre de Mach au carter M_{1S}^* ;
- la longueur axiale (L_{ax}), qui influence la courbure au carter ;
- les calages de pales en pied et tête (β_1^h et β_1^s), qui influence l'incidence ;
- l'angle de couchage en sortie β_2^p ;
- le ralentissement (W_2/W_1), en connexion avec l'angle absolu en sortie de roue (α_2) ;
- le choix du type de diffuseur (aubé pour le *baseline* et lisse pour l'optimisé).

Dans un premier temps, nous examinons les résultats d'essais pour identifier les différences entre les caractéristiques des deux étages. Afin d'utiliser des résultats CFD pour approfondir cette analyse, une validation qualitative des calculs est menée conjointement. Enfin, ce paragraphe se termine par une analyse du point de vue de la conception.

10.3.2 Caractéristiques des potentiels de mise à l'échelle des deux compresseurs et validation *qualitative* des résultats CFD

Les comparaisons qui suivent ont un double objectif : (i) caractériser les différences des deux compresseurs sur leur ligne de meilleur rendement, et (ii) juger de la capacité de la CFD à prédire ces différences.

L'effet Reynolds ayant été analysé au paragraphe 10.2, les caractéristiques du potentiel de mise à l'échelle considérées sont : (i) l'allure de la ligne de meilleur rendement dans le diagramme $n_s-\pi$, et (ii) la variation de performance sur cette ligne.

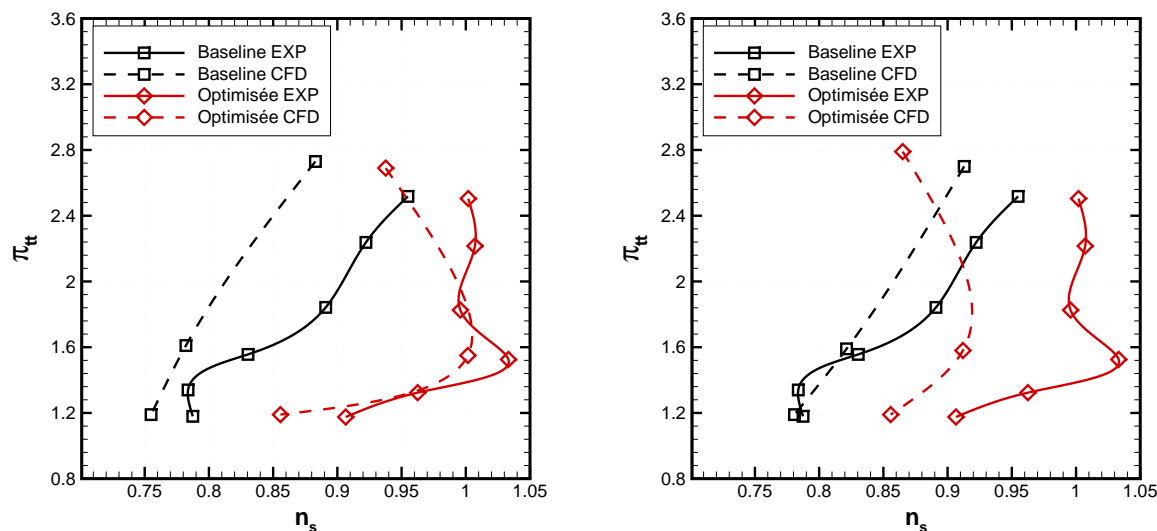
Les comparaisons entre résultats numériques et expérimentaux de ce paragraphe ne visent pas une validation rigoureuse au sens défini au chapitre 3 : il s'agit d'évaluer une utilisation pratique de la CFD pour la conception en similitude. Dans un tel contexte, les variables d'intérêt sont les *performances total-total de l'étage*, qui ne sont accessibles ni par CFD (car la volute n'est pas modélisée ici), ni par l'expérience (du fait de l'extrapolation de la pression totale à partir des mesures de pressions statiques au plan 8M). De plus, les points de fonctionnement associés aux performances maximales par CFD ne coïncident pas avec les points expérimentaux : **expériences et simulations définissent donc deux lignes de meilleur rendement distinctes**. Dans une *approche pratique*, nous serons donc amenés à faire des comparaisons entre les résultats expérimentaux extrapolés au plan 8M, et les données numériques obtenues par des moyennes pondérées masse des quantités totales au plan

4M. Les points de fonctionnement décrivant la ligne de meilleur rendement CFD pourront être basés sur le rendement CFD ou sur le rendement EXP. Note : les calculs sont tous obtenus pour le modèle SARC, les paramètres de simulation et le maillage sont présentés aux chapitres 6 et 8.

En somme, les comparaisons de ce paragraphe sont *qualitatives* car les sources d'erreurs sont multiples : (i) les erreurs numériques, de modélisations et des paramètres incertains, mentionnées précédemment, (ii) les erreurs dues aux différences sur les points de fonctionnement comparés, et (iii) les erreurs dues aux différences de méthode d'extraction entre les résultats expérimentaux et numériques.

10.3.2.1 Diagramme $n_s-\pi$

Le diagramme $n_s-\pi_{tt}$ de la figure 10.3 présente les lignes de meilleur rendement EXP et CFD des compresseurs *baseline* et optimisé.



(a) Points de fonctionnement basés sur les rendements EXP. (b) Points de fonctionnement basés sur les rendements CFD.

Figure 10.3: Représentations de la ligne de meilleur rendement dans le diagramme $n_s-\pi_{tt}$.

Du point de vue des différences entre les deux étages, en se basant sur les résultats EXP, cette figure montre que les spécifications couvertes par les deux étages sont sensiblement différentes. On notera en particulier que la vitesse spécifique varie significativement moins pour l'étage optimisé que pour le *baseline*. Nous revenons sur ce point plus loin.

Sur la figure (a), les résultats CFD sont basés sur les points de fonctionnement définissant la ligne de meilleur rendement d'après le rendement expérimental. Bien qu'un accord quantitatif ne soit pas observé, les tendances sont très bien reproduites. Sur la figure (b), les résultats CFD sont basés sur les points de fonctionnement définissant la ligne de meilleur rendement d'après les rendements calculés par CFD. La tendance est toujours bien reproduite, mais les écarts en valeur absolue sont plus importants. Une partie de l'écart observé à la figure (b) est donc due au fait que les calculs ne s'accordent pas aux expériences pour

l'estimation des points où le rendement est maximal, et au fait que la perte de pression totale dans la volute ne soit pas prise en compte dans les calculs.

Pour approfondir cette analyse, nous introduisons ici deux nombres adimensionnels : le coefficient de débit

$$\phi = \frac{\dot{m}/(\rho D^2)}{ND} \quad , \quad (10.1)$$

$$= \frac{\dot{m}RT_{t1}}{P_{t1}ND^3} \quad , \quad (10.2)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \frac{\Pi_1}{\Pi_2} \quad , \quad (10.3)$$

et le coefficient de charge ψ

$$\psi = \frac{\Delta h_{t-is}}{U_2^2} \quad , \quad (10.4)$$

$$= \frac{\gamma RT_{t1} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(\gamma - 1) N^2 (D_2/2)^2} \quad , \quad (10.5)$$

$$= \frac{\left(\pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(\gamma - 1) (\Pi_2/2)^2} \quad . \quad (10.6)$$

La masse volumique ρ dans les équations ci-dessus peut être une quantité statique ou totale (les équations suivantes seront basées sur la masse volumique totale).

En remarquant que $\Pi_1 \sim V_m/a_0$ et $\Pi_2 \sim U_2/a_0$, où V_m est un ordre de grandeur de la vitesse débitante, a_0 la vitesse totale du son entrée et U_2 la vitesse périphérique en sortie, il apparaît que $\phi \sim \frac{V_m}{U_2} \sim \tan^{-1} \beta_1^m$. Ainsi, le coefficient de débit traduit l'incidence en entrée d'un rotor. On notera de plus que la combinaison des équations (10.3) et (10.6) permet d'écrire la vitesse spécifique sous la forme $n_s = \gamma^{1/4} \cdot \phi^{0.5} / \psi^{0.75}$. Ainsi, puisque ψ varie peu sur un champ compresseur (Japikse, 1996), l'examen des variations du coefficient de débit ϕ en fonction de Π_2 permet d'approfondir la comparaison des deux étages.

En effet, la figure 10.4 montre que, pour la roue optimisée, le coefficient de débit varie de 5 % pour $\Pi_2 > 1.5$, alors que les variations sont plus prononcées pour l'étage *baseline*. Notre explication pour ce point est que la variation de performance pour l'étage optimisé est dominée par l'adaptation de la roue (incidence en entrée) alors que l'incidence sur le diffuseur aubé contribue significativement aux variations de performance pour le *baseline*. Pour la roue optimisée, le critère d'adaptation se traduit par un coefficient de débit optimal variant faiblement en fonction du régime de rotation. En revanche, on peut montrer que, à ϕ donné, l'angle absolu en sortie de roue (α_2) dépend fortement de la vitesse rotation : ainsi, lorsque Π_2 varie, les pertes par incidence dans le diffuseur augmentent significativement, et le coefficient de débit optimal résulte d'un *compromis entre les pertes par incidence dans la roue et le diffuseur*. Ce point sera confirmé plus loin lors de l'analyse des paramètres de conception.

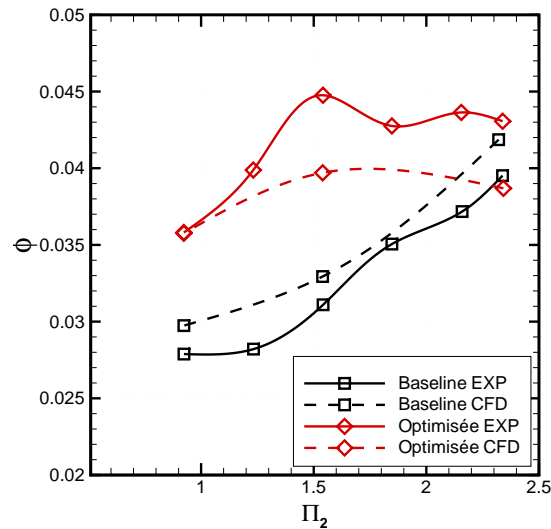


Figure 10.4: Évolution du coefficient de débit sur la ligne de meilleur rendement pour les étages *baseline* et optimisé. Comparaison des résultats CFD et EXP.

Étant donné que la vitesse de rotation est imposée dans les simulations, la comparaison CFD/EXP de la figure 10.4 illustre les différences de débit pour l’obtention des performances maximales (les points CFD sont basés sur le meilleur rendement CFD). Les écarts EXP/CFD pour le débit sont au maximum de 6 % pour le *baseline* et 12 % pour l’optimisé. Si ces écarts sont significatifs en valeur absolue, on notera que la différence de comportement entre le *baseline* et l’optimisé est très bien restituée par le calcul. En effet, la ligne de meilleur de rendement CFD s’approche d’une iso- ϕ aux forts taux pour l’étage optimisé, alors qu’une variation quasi-linéaire est observée pour le *baseline*. Nous revenons sur ce point plus loin dans le chapitre.

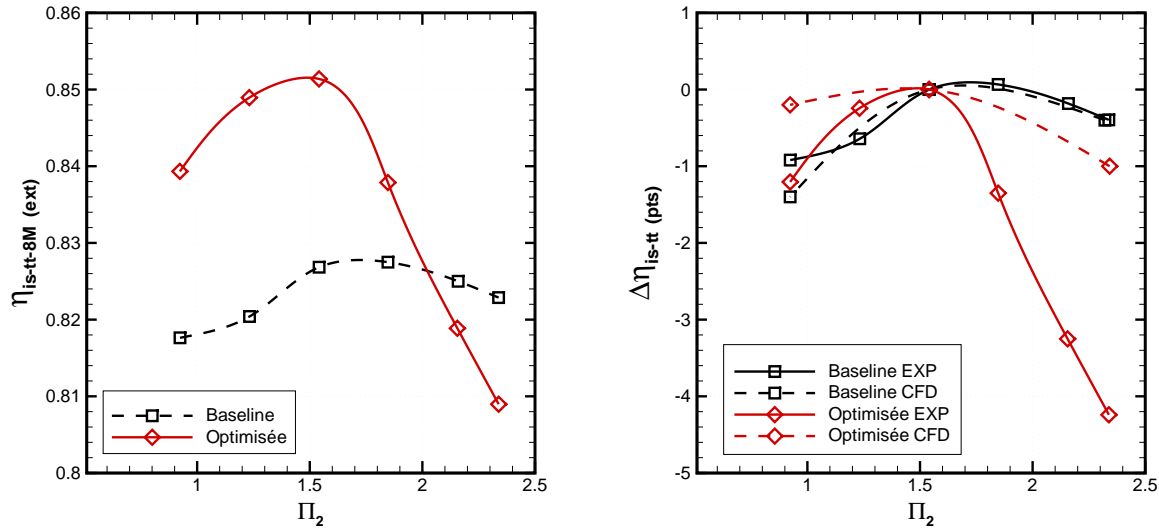
La principale cause des écarts tient probablement au fait que l’extrapolation de la pression totale dans les données expérimentales introduit un biais sur le point qualifié de point de meilleur rendement (voir la discussion proposée au chapitre 6, § 6.2.2).

10.3.2.2 Variations de performances sur la ligne de meilleur rendement

La figure 10.5 présente les évolutions du rendement maximal sur chaque isovitesse en fonction du nombre de Mach de rotation Π_2 . Pour la figure (a), seule la valeur absolue du rendement expérimental est portée. La figure (b) compare les “delta” de rendement isentropique total–total par rapport au point de rendement maximal. Les résultats CFD sont basés sur les points de meilleur rendement CFD.

En ce qui concerne la comparaison des deux étages, la figure (a) montre que le potentiel de mise à l’échelle de l’étage optimisé présente un rendement supérieur au *baseline* aux faibles taux de compression ($\pi_{tt-8M} < 2$).

En ce qui concerne la validation des simulations, la prédiction de la tendance est très satisfaisante pour le *baseline* (écarts sur les delta de 0.5 point au maximum, ce qui est inférieur à l’incertitude expérimentale estimée à 0.8 point). En revanche, les variations de



(a) Rendement isentropique total-total au plan 8M (extrapolé), (b) Delta de rendement isentropique total-total par rapport au rendement maximal (EXP et CFD).

Figure 10.5: Variations de rendement sur la ligne de meilleur rendement pour les étages *baseline* et optimisé.

rendement pour l'optimisée sont significativement sous-estimées par la CFD. Nous attribuons cela à une sous-estimation des pertes dans le diffuseur lisse. Toutefois, on notera que la vitesse de rotation pour laquelle le rendement est maximal est bien restituée par la CFD.

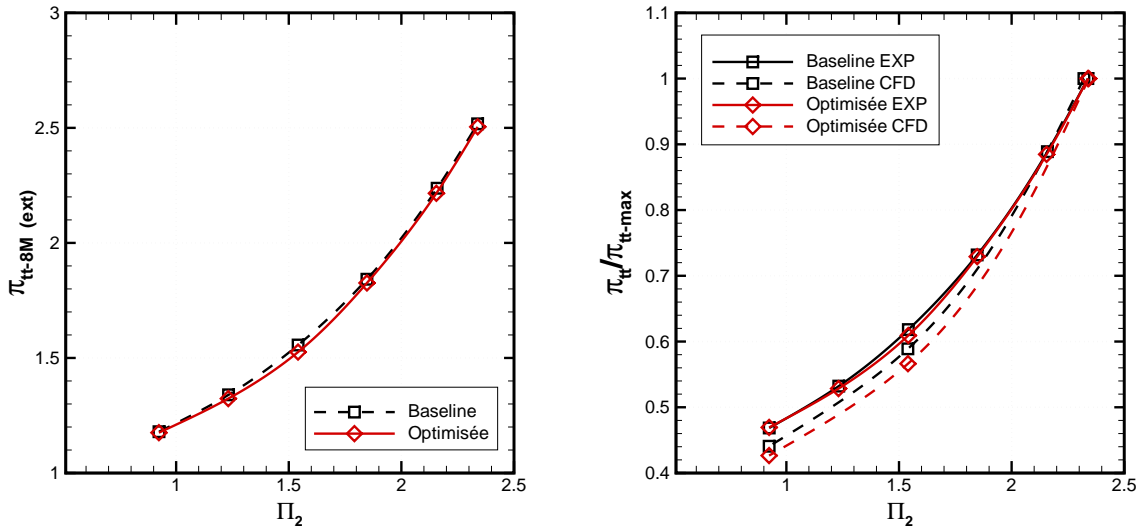
Pour conclure cette comparaison des deux potentiels de mise à l'échelle, la figure 10.6 compare les évolutions du taux de compression pour les deux étages. La valeur absolue est portée à la figure (a), et la figure (b) donne le taux de compression normé par la valeur maximale.

Sur la figure 10.6 (a), l'accord entre les deux compresseurs pour le taux de compression est remarquable. Une explication physique à ce point est proposée ci-dessous. En ce qui concerne la prédiction des tendances par la CFD, l'accord observé à la figure (b) est acceptable.

Analyse des variations du taux de compression en fonction de Π_2 Nous proposons ici une explication physique à la superposition des courbes des deux machines observée à la figure 10.6 (a) : cette explication est basée sur le fait que le nombre adimensionnel Π_2 influence de manière dominante le taux de compression d'un compresseur centrifuge.

En effet, nous avons vu au chapitre 2 que le taux de compression est lié au rendement et à la puissance échangée par la relation suivante :

$$\pi_{tt} = \left(1 + \eta_{is-tt} \frac{\mathcal{P}_{ech}}{\dot{m} C_p T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} .$$



(a) Taux de compression total-total au plan 8M (extrapolé), EXP seulement. (b) Taux de compression total-total normé (EXP et CFD).

Figure 10.6: Variations du taux de compression sur la ligne de meilleur rendement pour les étages *baseline* et optimisé.

En rappelant que la puissance échangée s'écrit

$$\mathcal{P}_{ech} = \dot{m} \cdot \Delta h_{t-\text{réel}} = \dot{m} (U_2 V_{\theta_2} - U_1 V_{\theta_1}) \quad ,$$

le taux de compression peut s'écrire

$$\pi_{tt} = \left(1 + \eta_{is-tt} \frac{U_2 V_{\theta_2}}{\gamma R / (\gamma - 1) T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad , \quad (10.7)$$

sous l'hypothèse d'un écoulement axial en entrée ($V_{\theta_1} = 0$).

L'introduction du coefficient de charge *réel*

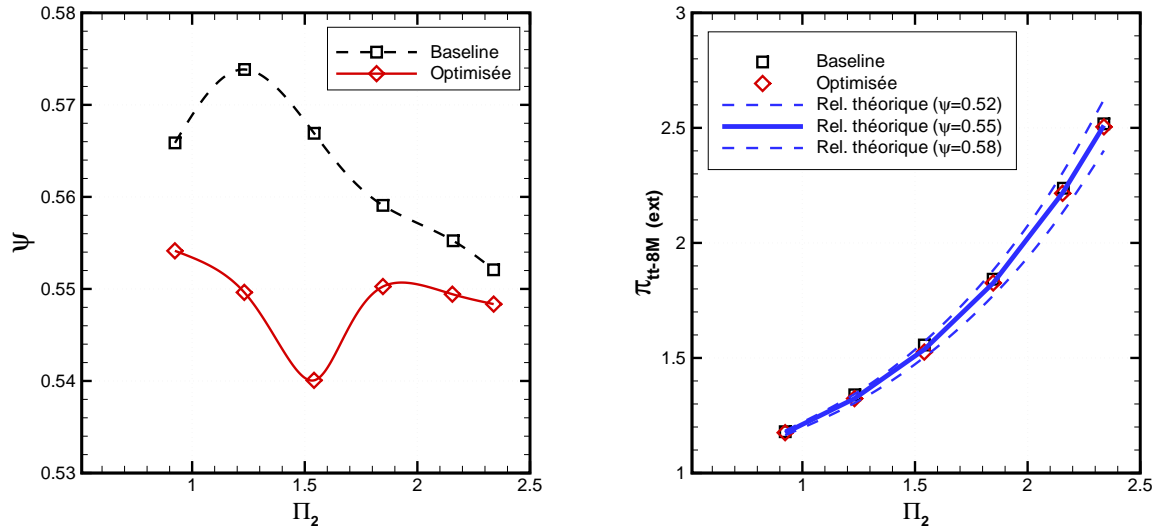
$$\psi_{\text{réel}} = \frac{\Delta h_{t-\text{réel}}}{U_2^2} = \frac{V_{\theta_2}}{U_2} \quad ,$$

permet une approche générale du problème. En effet, en notant que $\psi_{\text{réel}} = \psi / \eta_{is-tt}$, la relation (10.7) peut finalement s'écrire :

$$\pi_{tt} = \left(1 + (\gamma - 1) \psi \left(\frac{\Pi_2}{2} \right)^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad , \quad (10.8)$$

où Π_2 est basé sur le diamètre de la roue D_2 , et ψ est donné par l'équation (10.6).

Nous avons déjà mentionné que ψ varie peu sur un champ compresseur. Ceci est d'autant plus vrai sur la ligne de meilleur rendement, comme le montre la figure 10.7 (a). En effet, autour de la valeur $\psi=0.55$, le coefficient de charge ne varie au maximum que de 2 % pour l'étage optimisé et 5 % pour le baseline. En introduisant $\psi = 0.55$ dans l'équation (10.8),



(a) Coefficient de charge.

(b) Comparaison des données expérimentales avec la relation théorique (10.8) pour le taux de compression total-total au plan 8M (extrapolé).

Figure 10.7: La faible variation du coefficient de charge explique l'accord de la relation théorique (10.8) avec les données expérimentales et le fait que les courbes pour le taux de compression des deux étages soient confondues.

et en considérant cette valeur constante, on peut tracer la courbe théorique présentée à la figure 10.7 (b). Les courbes obtenues pour des variations de 5 % de la valeur de ψ illustrent que l'influence de Π_2 est dominante dans la fonction définie par l'équation (10.8). Notons que cette équation est une généralisation de la relation classique pour des roues radiales en sortie présentée par exemple par Vavra (1970) et Whitfield et Baines (1990) (dans le cas particulier des roues radiales, le coefficient ψ est remplacé par le produit $\eta_{is-tt} \cdot \mu$, où μ est le glissement en sortie de roue).

En conclusion, l'accord des courbes de taux de compression en fonction de Π_2 pour les deux machines s'explique de la manière suivante : (i) les deux machines développent le même taux de compression au point nominal (donc même valeur $\psi \simeq 0.55$), (ii) ψ varie peu sur la ligne de meilleur rendement (en accord avec l'idée que ψ est une mesure adimensionnelle du taux de compression, et dépend donc peu de Π_2) et (iii) dans la relation théorique (10.8), les faibles variations de ψ sur la ligne de meilleur sont négligeables devant les variations de Π_2 .

10.3.3 Lien avec les paramètres de conception

En gardant à l'esprit les limitations identifiées au paragraphe précédent quant à la prédictivité des calculs, nous utilisons dans ce paragraphe les résultats numériques pour accéder à une meilleure compréhension de la variation de performance sur la ligne de meilleur rendement. Pour cela, nous examinons les paramètres de conception importants identifiés au chapitre 7.

10.3.3.1 Critères 1D empiriques

L'un des premiers critères appliqués dans une phase de prédimensionnement est la minimisation du Mach relatif au carter en entrée, qui se traduit par une valeur optimale pour le rayon R_{1S} . En introduisant les données en entrée obtenues par CFD dans la formule théorique (7.7) pour évaluer le rayon optimal, celui-ci diminue de 2 mm entre les points de meilleur rendement des isovitesses $\Pi_2 = 2.3$ et $\Pi_2 = 0.9$. Cette variation est très faible, et l'on peut conclure que ce premier critère n'est que faiblement mis en défaut le long de la ligne de meilleur rendement, et ne peut expliquer les différences observées entre les deux machines.

Le critère empirique proposé au chapitre 7 pour la longueur axiale dépend de la géométrie et du nombre de Mach. En utilisant les valeurs de M_{1S}^* calculées par CFD pour évaluer la longueur axiale optimale d'après la formule (7.9), on obtient une diminution de L_{ax}/R_2 de 17 % entre les isovitesses $\Pi_2 = 2.3$ et $\Pi_2 = 0.9$. Cet écart est plus significatif; il montre que les effets de frottement sont plus importants que les effets de courbure lorsque le Mach diminue.

Enfin, un critère de dimensionnement important est l'incidence sur la roue en entrée, liée au calage des pales au bord d'attaque. L'examen de l'angle de l'écoulement incident en amont (obtenu par une moyenne pondérée masse en amont de la roue) montre que : (i) pour le *baseline*, β_1 varie continûment sur la ligne de meilleur rendement (augmentation¹ de 7° entre $\Pi_2 = 2.3$ et $\Pi_2 = 1.5$, puis de 3° entre $\Pi_2 = 1.5$ et $\Pi_2 = 0.9$); (ii) pour l'optimisée, β_1 est constant entre $\Pi_2 = 2.3$ et $\Pi_2 = 1.5$ et augmente de 3° entre $\Pi_2 = 1.5$ et $\Pi_2 = 0.9$. Par rapport au critère empirique pour l'incidence du chapitre 7, cette variation n'est pas en contradiction avec les gammes idéales pour chaque nombre de Mach. Ceci est en accord avec le raisonnement proposé précédemment pour expliquer les différences d'allure des deux potentiels de mise à l'échelle en terme d'incidence en entrée.

10.3.3.2 Analyse du ralentissement

Nous avons vu au chapitre 7 que le ralentissement W_2/W_1 était un paramètre aérodynamique important (le critère associé, $W_2/W_1 \sim 0.7$, devant être examiné dans la perspective du critère sur l'angle en sortie de roue $69^\circ < \alpha_2 < 73^\circ$). La figure 10.8 présente l'évolution du ralentissement W_2/W_1 en fonction du nombre de Mach de rotation sur la ligne de meilleur rendement.

La variation de ce paramètre en fonction de la vitesse de rotation est significative. Une première contribution à cela est le lien entre le taux de compression et la variation de la masse volumique du fluide à travers la roue : lorsque le nombre de Mach de rotation Π_2 diminue, le rapport ρ_2/ρ_1 à travers la roue diminue (pour la roue optimisée, les résultats CFD donnent un rapport 1.7 pour $\Pi_2 = 2.3$ et 1.1 pour $\Pi_2 = 0.9$). Ainsi, en écrivant l'équation de continuité à travers la roue on peut montrer que

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\rho_1 S_1}{\rho_2 S_2} \quad ,$$

¹Une augmentation de β_1 se traduit par une augmentation de l'incidence.

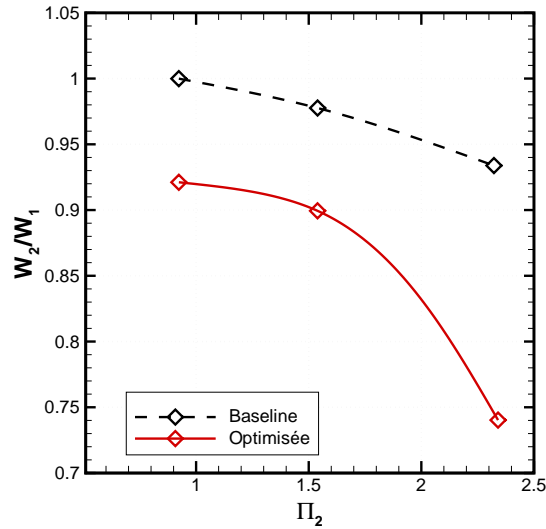


Figure 10.8: Variations du ralentissement W_2/W_1 sur la ligne de meilleur rendement (CFD).

c'est-à-dire que le ralentissement s'exprime comme le produit d'un rapport géométrique fixe (en négligeant l'influence du blocage) et du rapport de masse volumique. Une variation significative du ralentissement en fonction de Π_2 est donc inévitable.

On notera en particulier que $W_2/W_1 = 1$ pour le *baseline* au point de fonctionnement $\Pi_2 = 0.9$. Dans ce cas, il apparaît donc encore qu'une performance satisfaisante peut être atteinte sans ralentir l'écoulement dans le repère relatif. En accord avec l'idée proposée au chapitre 7 que le ralentissement doit être examiné conjointement à l'angle absolu en sortie roue, nous adoptons maintenant un point de vue global.

10.3.3.3 Analyse globale des points de fonctionnement définissant la ligne de meilleur rendement : influence du type de diffuseur

La figure 10.9 confirme les raisons avancées précédemment pour expliquer les différences de comportements des deux étages sur leur ligne de meilleur rendement : elle présente l'évolution de l'angle en sortie de roue en fonction du coefficient du débit pour chaque point calculé sur la ligne de meilleur rendement.

Pour l'optimisé, le coefficient de débit au point de meilleur rendement varie peu entre les isovitesses $\Pi_2 = 2.3$ et 1.5, ce qui traduit le fait que le critère d'adaptation est dominant aux forts nombres de Mach.

Dans le même temps, est associée une variation significative de l'angle en sortie de roue (variation de plus de 6°). Aux faibles nombres de Mach, la "désadaptation" du diffuseur lisse devient prépondérante, et la meilleure performance est obtenue en conservant l'angle de sortie.

Les courbes obtenues pour le *baseline* montrent que le meilleur rendement est obtenu pour une faible variation de l'angle en sortie de roue sur toute la gamme de rotation (variation de 2°). Ceci se traduit par une variation significative du coefficient de débit, et

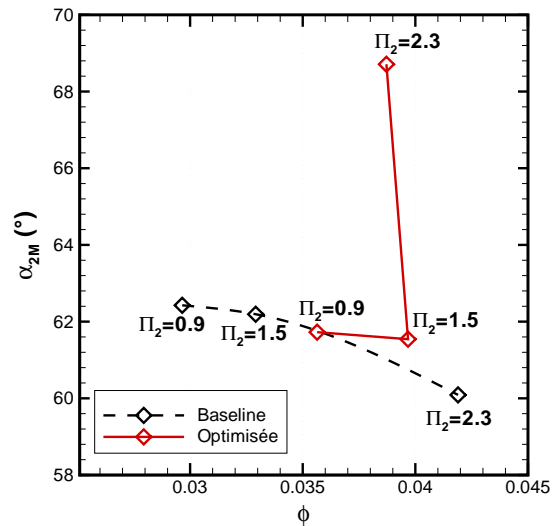


Figure 10.9: Lignes de meilleur rendement obtenues par CFD : le coefficient de débit et l'angle en sortie de roue permettent d'expliquer les différences de comportements des deux étages.

donc de l'incidence en entrée du compresseur.

En conclusion, ceci confirme que c'est le type de diffuseur qui conditionne l'allure de la ligne de meilleur rendement.

Une dernière remarque peut être faite ici. Il apparaît difficile de justifier rigoureusement d'un point de vue aérodynamique l'existence d'un maximum de rendement sur la gamme de vitesses de rotation étudiée. À notre sens, l'explication la plus probable réside dans l'existence d'un compromis entre deux effets opposés : (i) un écart progressif entre les paramètres aérodynamiques obtenus et les critères associés (*i.e.*, lorsque la vitesse de rotation varie, l'étage ne respecte plus les critères de conception), et (ii) un effet global du nombre de Mach comparable à l'effet du nombre Reynolds (*i.e.*, une part du montant absolu de pertes dépend du nombre de Mach).

On notera à nouveau que, dans une turbomachine, effets de Mach et de rotation ne peuvent être complètement dissociés du fait de l'importance de l'incidence. Pour cette raison, il n'est pas possible d'étudier de manière isolée l'impact du nombre de Mach comme il est classique de le faire pour le nombre de Reynolds.

Synthèse et conclusions

Dans ce chapitre, nous avons examiné les procédures de mise à l'échelle du chapitre 9 dans le cadre des règles de conception proposées au chapitre 7.

Dans un premier temps, il est apparu que l'impact du nombre de Reynolds sur le choix des paramètres de conception est faible.

Dans un second temps, nous avons comparé les performances des compresseurs *baseline*

et optimisé sur leur ligne de meilleur rendement. Cette comparaison a permis d'identifier deux comportements globaux distincts, principalement liés aux deux types de diffuseurs de ces étages.

Les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux ont montré que, dans un contexte de similitude, la simulation numérique apporte une prédiction satisfaisante des tendances, bien que le comportement hors-adaptation de l'étage avec le diffuseur lisse ne soit pas restitué.

Conclusion

Chapitre 11

Conclusions et perspectives

Rappel du contexte et des objectifs

Menée dans le cadre d'une convention CIFRE, cette thèse ambitionne d'inscrire une démarche scientifique dans une problématique industrielle. Face à des besoins typiques de réduction des cycles de conception et d'augmentation de la qualité, LTS a initié une démarche de progrès basée sur trois axes : (i) augmenter la fiabilité des outils de conception, (ii) améliorer les règles de dimensionnement des compresseurs centrifuges et (iii) adosser la conception sur une base de données d'étages existants. Les développements proposés dans chacune des parties de ce mémoire s'articulent naturellement autour de ces trois axes.

Contenu des travaux

La première partie s'est concentrée sur la fiabilité de l'outil CFD. Au travers des procédures de vérification et validation (Roache, 1998a; Oberkampf, Trucano et Hirsch, 2002), nous nous sommes attaché à examiner les sources d'imprécisions dans les résultats numériques. L'attention particulière portée au maillage a d'abord offert une meilleure compréhension des liens entre paramètres de génération et quantités prédites. Ceci a notamment permis d'introduire des critères locaux d'indépendance au maillage associés à des quantités spécifiques, en particulier pour la discrétisation du jeu et le frottement au carter. La quantification des erreurs numériques a montré que l'influence du maillage était significative en valeur absolue, mais faible en valeur relative : ceci confirme la capacité de la simulation numérique à prédire des tendances. Une méthode a été proposée pour tirer parti de ce point dans une optique industrielle de prédiction des champs de performances.

En ce qui concerne l'influence de la modélisation de la turbulence, notre étude s'est focalisée sur les effets de rotation et courbure, généralement mal reproduits par les modèles au premier ordre. L'implantation dans le code en place chez l'industriel de deux corrections récentes (Cazalbou *et al.*, 2005; Spalart et Shur, 1997) a montré que, qualitativement, un excellent accord entre les simulations et les phénomènes induits par la rotation et la courbure était possible. En particulier, les zones de stabilisations et déstabilisations sont restituées dans le champ de viscosité tourbillonnaire. L'incidence sur les résultats globaux reste malgré tout limitée. Les résultats CFD ont alors été comparés aux données expérimentales disponibles sur deux configurations, l'une dite académique et l'autre issue

de la base de données de l'industriel. Cette étape de validation a mis en avant l'importance des paramètres incertains (taille du jeu, taux de turbulence en entrée ...) et des méthodes de dépouillement (l'influence de la méthode d'extraction des résultats étant d'une influence considérable sur les valeurs absolues et les tendances des champs de performance).

En somme, la première partie de ce mémoire a permis de faire un état des lieux des capacités prédictives du code de calcul, et de le faire progresser par un raffinement de la modélisation, et par une meilleure connaissance des conditions de mise en œuvre et d'exploitation d'un calcul pour la prédiction d'un résultat donné. Quantitativement, il est apparu qu'il convient de distinguer la qualité des prédictions suivant la vitesse de rotation (et donc le nombre de Mach) : les meilleures prédictions étant obtenues pour l'isovitesse nominale, il est indispensable de garder à l'esprit les limitations de l'outil de calcul lorsqu'il est utilisé dans des régimes où le compresseur est fortement désadapté.

Dans la deuxième partie de ce mémoire, notre attention s'est portée sur les règles de conception des compresseurs centrifuges. Un travail de bibliographie a mis en évidence le caractère complexe des principes sur lesquels reposent ces règles. Dans le souci d'atteindre un compromis en termes de rendement, plage de fonctionnement et comportement acoustique, l'élaboration d'une version "optimisée" d'un compresseur LTS de référence a servi de support à l'application de la démarche de conception proposée. Une utilisation intensive de la CFD, tant pour les informations globales que locales qu'elle fournit, a constitué l'élément central de cette démarche.

Les données d'une phase d'essais menée suite à la réalisation d'un prototype de cette machine optimisée ont permis de porter un regard critique sur la phase de conception et sur les résultats numériques qui la sous-tendent. Globalement, ces essais ont confirmé le compromis visé sur les performances. Cependant, les résultats de validation obtenus pour cet étage ont aussi souligné les insuffisances de la simulation en ce qui concerne les écoulements fortement décollés, et donc probablement les limites d'une approche stationnaire pour de telles configurations.

Enfin, la troisième partie, qui s'inscrit dans une démarche de capitalisation des résultats obtenus dans les parties précédentes, s'est attachée à proposer une approche pratique pour l'utilisation de la similitude dans un contexte industriel. Ainsi, l'application de similitudes restreintes en nombre de Reynolds en chaque point de la ligne de meilleur rendement d'un compresseur a amené à la définition d'un "potentiel de mise à l'échelle". Cette méthode étend substantiellement les possibilités d'utilisation de la base de données LTS.

La comparaison des compresseurs de référence et optimisé a permis d'examiner les liens entre les règles de conception et l'application pratique des règles de similitude. Si l'impact du nombre de Reynolds sur le niveau de performance est significatif, une étude numérique a montré qu'il n'y avait pas lieu d'adapter les critères de conception en fonction de cet effet. L'analyse conjointe des données numériques et expérimentales a fait ressortir l'influence primordiale du type de diffuseur de l'étage, tant sur les variations de performances que sur l'allure du potentiel de mise à l'échelle.

Synthèse

En substance, les travaux consignés dans ce mémoire ont permis d'améliorer la fiabilité de l'outil de prédiction, tout en identifiant les limites des calculs et de leurs comparaisons avec les essais. La règle de conception de l'industriel a été confortée et enrichie. La contrainte acoustique a été prise en compte et de nouveaux compromis sur les performances ont pu être atteints. L'intégration industrielle de la méthode de mise à l'échelle devrait permettre une réduction du cycle de conception et, à terme, une uniformisation des performances basée sur une gamme industrielle.

Ces avancées ont été obtenues grâce à l'attention portée aux sources d'erreur des simulations : la mise en œuvre de la méthode de vérification et validation dans notre contexte a permis de mesurer les contributions respectives des erreurs numériques et de modélisation sur une configuration complexe. Enfin, l'application d'une théorie classique (le principe de similitude) en réponse à une problématique typiquement industrielle (la réduction des délais) illustre la complémentarité entre méthodes de la recherche et préoccupations industrielles.

Perspectives

Les perspectives que nous proposons se déclinent comme un approfondissement des liens entre les trois axes de cette étude.

Le chapitre 6 a montré que les écarts entre simulations et expériences étaient plus importants pour les faibles vitesses de rotation. En d'autres termes, il est vraisemblable que les erreurs numériques dépendent des nombres de Mach et de rotation. Une étude de convergence de grille pour chaque isovitesse permettrait d'envisager l'influence du maillage dans la perspective de l'approche en similitude du chapitre 9.

Les effets instationnaires ont été identifiés comme une source probable des écarts simulations/expériences pour l'étage optimisé. Le cas-test RADIVER pourrait servir de base de validation à la mise en place de simulations instationnaires. En effet, des données expérimentales résolues en temps sont disponibles pour cette configuration. De plus, plusieurs positions du stator¹ ont été étudiées par Ziegler (2003). Les mesures ont montré que, pour un calage du diffuseur donné, l'existence d'une taille optimale de l'espace lisse (rapport R_3/R_2) s'explique par des effets instationnaires (influence du défilement des sillages de la roue sur l'intrados du diffuseur). Ainsi, la prédiction de cet optimum serait un objectif pertinent pour mesurer l'apport concret de simulations instationnaires dans le cycle de conception.

En ce qui concerne la conception, il est difficile d'isoler totalement les contributions de chacun des éléments des étages étudiés (roue, diffuseur et volute). Bien que ceci puisse poser des problèmes d'intégration, un plan d'expérience mené sur l'ensemble des combinaisons possibles des trois éléments des deux étages apporterait des informations sur les

¹Le diffuseur triangulaire est à géométrie fixée, mais le calage et la taille de l'espace lisse sont variables.

contributions respectives de chaque élément, ainsi que sur leurs éventuelles interactions. De plus, cette étude permettrait de confirmer l'influence du diffuseur sur l'allure du potentiel de mise à l'échelle (diagramme $n_s-\pi$).

Enfin, pour mettre en œuvre concrètement l'exploitation en similitude de la base de données LTS, la méthode doit être étendue pour les cas où une nouvelle spécification se situe entre plusieurs étages existants. Pour cela, la définition de relations fonctionnelles pour "l'interpolation d'étages" est nécessaire. Bien qu'il soit possible de définir aisément des transformations géométriques à cet effet, le principal défaut de cette approche est que la fonction de transfert entre les performances des deux machines connues et celles de la machine visée n'est pas disponible *a priori*. Cette notion est fortement liée à la possibilité d'adapter les critères de conception en fonction des paramètres adimensionnels imposés par la spécification.

Bibliographie

- Adams, E. W. et Johnston, J. P.** (1984) A Mixing-length model for the prediction of convex curvature effects on turbulent boundary layers. *ASME J. Fluids Eng.*, **106** :142–148.
- AIAA** (1999) *AIAA Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations*. Number G-077.
- Amiet, R.K.** (1976) Acoustic radiation for an airfoil in a turbulent airflow. *J. Sound & Vibration*, **41**(4).
- Amiet, R.K.** (1976) Noise produced by turbulent flow into a propeller or helicopter rotor. *AIAA Paper, Proc. of the 3rd Aeroacoustic Conference, Palo Alto*, **41**(76-560).
- Arnone, A., Bonaiuti, D., Boncinelli, P., Ermini, M., Milani, A., Baldassarre, L. et Camatti, M.** (2002) CFD Applications to Industrial Centrifugal Compressor Design. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands*, (GT-2002-30393).
- Assis, A.K.T.** (2004) The principle of physical proportions. *Annales de la Fondation Louis de Broglie*, **29**(1–2).
- Aungier, R.H.** A systematic procedure for the aerodynamic design of vaned diffusers. In *Flows in non-rotating turbomachinery components*, number ASME FED Vol. 69, (1988).
- Aupoix, B., Cousteix, J. et Liandrat, J.** Effect of rotation on isotropic turbulence. In *Proc. of The 4th International Symposium on Turbulent Shear Flows*, (1983). Karlsruhe.
- Baines, N.C.** (2005) *Fundamental of turbocharging*. Concepts, ETI, Inc., Norwich, Vermont.
- Balje, O.E.** (1981) *Turbomachines, a guide to design, selection and theory*. John Wiley & Sons, Inc., NYC.
- Bammert, K., Jansen, M. et Rautenberg, M.** On the influence of the diffuser inlet shape on the performance of a centrifugal compressor stage. In *Proc. of ASME Turbo Expo*, number 93-GT-9, (1983).
- Barber, T.J.** (1998) Role of code validation and certification in the design environment. *AIAA J.*, **36**.
- Bardina, J., Ferziger, J.H. et Reynolds, W.C.** (1983). Improved turbulence models based on large-eddy simulation of homogeneous, incompressible turbulent flows. Technical Report TF 19, Stanford University.
- Bardina, J., Ferziger, J.H. et Rogallo, R.S.** (1985) Effect of rotation on isotropic turbulence : computation and modeling. *J. Fluid Mech.*, **154** :321–336.
- Barr, D.I.H.** (1971) The proportionalities method of dimensional analysis. *J. of the Franklin Institute*, **292**(6).
- Basson, A. et Lakshminarayana, B.** Numerical simulation of tip clearance effects in turbomachinery. In *Proc. of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cincinnati, USA*, (1993).
- Bertoglio, J. P.** (1982) Homogeneous turbulent field within a rotating frame. *AIAA J.*, **20**(9) :1175–1181.
- Birdi, K.** (1992). Centrifugal compressors short course. Technical report, Université de Cranfield.
- Bogey, C.** (2000) Calcul direct du bruit aérodynamique et validation de modèles acoustiques hybrides. *Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon*, (2000-11).

- Bolland, O. et Veer, T.** (2003) Centenary of the first gas turbine to give net power output : A tribute to Ægidius Elling. *Proc. of the ASME TURBOEXPO Atlanta*, (Presentation without paper).
- Bouvet, P., Cogne, V. et Maliczak, C.** (2003). Bruit de compresseurs. Technical Report 843.002.R1.01.A, VIBRATEC.
- Bradshaw, P.** Variations on a theme of Prandtl. In *Proc. of the 93 AGARD Conf.*, (1971).
- Bradshaw, P.** (1973) Effects of streamline curvature on turbulent flows. *AGARD*, (Agardograph 169).
- Bradshaw, P.** (1996) Turbulence modeling with application to turbomachinery. *Prog. Aerospace Sci.*, **32** :575–624.
- Broyden, C.G.** (1970) The convergence of a class of double-rank minimization algorithms 2 : the new algorithm. *J. of the Institute of Mathematics and Its Applications 1970*, **6** :76–90.
- Buckingham, E.** (1914) On physically similar systems : illustration of the use of dimensional equations. *Phys. Rev.*, **4**(4).
- Buseman, A.** (1928) Das förderhöhenverhältniss radialer kreiselpumpen mit logarithisch-spiraligen schaufeln. *Z. Angew. Math. Mech.*
- Cadafalch, J., Pérez-Segarra, C.C., Cónsul, R. et Oliva, A.** (2002) Verification of finite volume computations on steady state fluid flow and heat transfer. *ASME J. Fluids Eng.*, **124** :11–21.
- Cambon, C., Bertoglio, J.P. et Jeandel, D.** Spectral closures for homogeneous turbulence. In *Proc. of The 1980–1981 AFOSR-HTTM, Stanford Conference on Complex Turbulent Flows.*, Kline, S., Cantwell, B.J. et Lilley, G.M., editors, volume 3, page 1307, (1981). Stanford University Press, Stanford.
- Cambon, C., Benoit, J.-P., Shao, L. et Jacquin, L.** (1994) Stability analysis and large-eddy simulation of rotating turbulence with organized eddies. *J. Fluid Mech.*, **278** :175–200.
- Came, P. et Robinson, C.** (1999) Centrifugal compressor design. *Proceedings of the IMECHE Part C J. of Mechanical Engineering Science*, **213**(2) :139–155.
- Carbonneau, Xavier.** *Contribution à l'optimisation des turbines centrifètes de faibles dimensions.* Thèse de Doctorat, INP Toulouse, (1998).
- Casey, CM.V., Dalbert, P. et Roth, P.** (1990) On the use of viscous flow calculations in the design and analysis of industrial centrifugal compressors. *ASME Paper*, (90-GT-2).
- Casey, M. et Wintergerste, T.** (2000) *Best practice guidelines.* ERCOFTAC Special Interest Group on “Quality and trust in industrial CFD”.
- Casey, M.V.** (1983) A computational geometry for the blades and internal flow channel of centrifugal compressors. *J. Eng. Power*, **105**(2) :288–295.
- Casey, M.V.** (1985) The effects of Reynolds number on the efficiency of centrifugal compressor stages. *ASME J. Eng. Gas Turb. Power*, **107** :541–548.
- Casey, M.V.** (1994) The industrial use of CFD in the design of turbomachinery. *AGARD-LS-195*.
- Cazalbou, J.-B., Chassaing, P., Dufour, G. et Carbonneau, X.** (2005) Two-equation modeling of turbulent rotating flows. *Phys. Fluids*, **17**(055110).
- Cazalbou, J.-B.** (2002). Calcul de l'écoulement établi dans une conduite de section carrée. Technical report, ENSICA, DMF.
- Celik, I. et Hu, G.** (2004) Single grid error estimation using transport equation. *ASME J. Fluids Eng.*, **126** :778–790.
- Celik, I., J.Li, Hu, G. et Shaffer, C.** Limitations of Richardson Extrapolation and possible remedies for estimation of discretization error. In *Proceedings of the HT-FED04, Charlotte, NC*, number HT-FED04-56035, (2004).
- Celik, I. B.** (2003) Procedure for estimation and reporting of discretization error in CFD applications (Editorial Policy). *ASME J. Fluids Eng.*

- Cellai, A., Lucia, M. De, Ferrara, G., Ferrari, L., Mengoni, C.P. et Baldassare, L. (2003) Application of low solidity vaned diffusers to prevent rotating stall in centrifugal compressors : experimental investigation. *AMSE Paper*, (GT-2003-38386).
- Chauvin, J. *Axial flow compressor performance*, chapter Design and optimization of centrifugal compressors, pages 713–736. Martinus Nijhoff Publishers, (1985).
- Chen, C. P. et Guo, K. L. Low Reynolds number modeling of rotating flows. In *Forum on Turbulent Flows 1990*, volume FED-94, pages 29–33, New York, (1990). ASME.
- Chen, Y.N., Seidel, U., Haupt, U. et Rautenberg, M. (1996) Jet, wake and intrinsic motion in impellers of centrifugal compressors. *Proc. of the ASME*, (96-GT-261).
- Chriss, R.M., Hathaway, M.D. et Wood, J.R (1996) Experimental and computational results from the NASA Lewis low-Speed centrifugal impeller at design and part-flow conditions. *ASME J. Turbomach.*, **118** :55–65.
- Clauser, M. et Clauser, F. (1937). The effect of curvature on the transition from laminar to turbulent boundary layer. Technical Report TN-613, NACA.
- Coleman, H., Stern, F., DiMascio, A. et Campana, E. (2001) The problem with oscillatory behavior in grid convergence studies. *ASME J. Fluids Eng.*, **123** :438–439.
- Coleman, H.W. (2003) Some observations on uncertainties and the verification and validation of a simulation. *ASME J. Fluids Eng.*, **125** :733–735.
- Cosner, R., Oberkampf, W., Rumsey, C., Rahaim, C. et Shih, T. AIAA Committee on standards for computational fluid dynamics : status and plans. In *Proceedings of the 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, Jan. 10-13*, (2005).
- Cosner, R. Verification and validation at Boeing (Keynote Lecture, presentation only). In *Proc. of the 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, Charlotte, USA*, (2004).
- Cumpsty, Nicholas (1989) *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific and Technical, England.
- Dalbert, P., Casey, M.V. et Schurter, E. (1988) Development, testing, and performance prediction of radial compressors stages for multistage industrial compressors. *ASME J. Turbomach.*, **110** :283–292.
- Dallenbach, F. (1961) The aerodynamic design and performance of centrifugal and mixed flow compressors. *SAE Tech. Progres Series*, **3** :2–30.
- Dang, K. et Roy, P. Direct and large eddy simulation of homogeneous turbulence submitted to solid body rotation. In *Proc. of the 5th Symposium on Turbulent Shear Flows*, (1985). Ithaca, Cornell University.
- Dean, R.C. et Senoo, Y. (1960) Rotating wakes in vaneless diffusers. *J. Basic Eng.*, **82** :563–574.
- Dean, R.C. (1971) On the unresolved fluid dynamics of the centrifugal compressor. *ASME, in Advanced Centrifugal compressor*.
- Demeulenaere, A. et Hirsch, Ch. (2005) Application of multipoint optimization to the design of turbomachinery blades. *Proc. of the 6th European Conference on Turbomachinery, Lille*.
- Denton, J.D. et Xu, L. (1998) Understanding three dimensional flow in turbomachinery. *Proc. of the 4th European Computational Fluid Dynamics Conference, Athènes*.
- Denton, J.D. et Xu, L. (1998) Understanding three dimensional flow in turbomachinery. *Proc. of the 4th European Computational Fluid Dynamics Conference, Athènes*.
- Denton, J.D. (1993) Loss mechanisms in turbomachines. *ASME J. Turbomach.*, **115** :621–656.
- Denton, J.D. (1994) Designing in three dimensions. *AGARD LS-195, Paper 8*.
- DoD. DoD Instruction 5000.61 : Modeling and simulation (M&S) verification, validation and accreditation (VV&A). In *Defense Modeling and Simulation Office, Office of the Director of Defense Research and Engineering*, www.dmsi.mil/public/transition/vva/, (2003).
- Domaradzki, J.A. et Yang, X. Large eddy simulation of decaying rotating turbulence. In *Proc. of The XXI ICTAM Conference*, (2004). Warsaw, Poland.

- Dufour, G., Carbonneau, X., Arbez, P., Cazalbou, J.-B. et Chassaing, P. Mesh-generation parameters influence on centrifugal-compressor simulation for design optimization. In *Proc. of the 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, Charlotte, USA*, number HT-FED2004-56314, (2004).
- Dufour, G., Carbonneau, X., Arbez, P., Cazalbou, J.-B. et Chassaing, P. Numerical-error evaluation for tip-clearance-flow calculations in a centrifugal compressor. In *Proc. of the XXI ICTAM Conference, Poland*, number 12510, (2004).
- Dufour, G., Carbonneau, X., Cazalbou, J.-B. et Chassaing, P. A Numerical study of the influence of Reynolds number and diffusion-factor criteria on the performance of centrifugal compressors. In *Proc. of the HEFAT-2005, 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Le Caire, Egypte*, number DG1, (2005).
- Dufour, G., Carbonneau, X., Cazalbou, J.-B. et Chassaing, P. Practical use of similarity and scaling laws for centrifugal compressor design. In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2006*, number GT2006-91227, (2006).
- Eça, L. et Hoekstra, M. An Evaluation of verification procedures for CFD applications. In *Proceedings of the 24th Symposium on Naval Hydrodynamics, Fukuoka, Japan*, (2002).
- Eça, L. et Hoekstra, M. An exemple of uncertainty estimation in the calculation of 2-D turbulent flow. In *Proc. of MARNET Final Workshop, Haslar, UK*, (2003).
- Eckardt, D. (1975) Instantaneous measurements in the jet and wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller. *J. Eng. Power*, **97** :337–346.
- Eckardt, D. (1976) Detailed flow investigation within a high-speed centrifugal compressor impeller. *ASME J. Fluids Eng.*, **98** :390–402.
- Eglen, M. (Mai 1991) La climatisation des hélicoptères et des avions. *CVC*, pages 37–41.
- Elder, R.L. et Gill, M.E. (1984) A discussion of the factors affecting surge in centrifugal compressors. *ASME J. Eng. Gas Turb. Power*, **107**(2) :499–506.
- Fagan, J.R et Fleeter, S. (1991) Impeller flow field measurements and analysis. *ASME J. Turbomach.*, **113**(4).
- Fishman, G. (1996) *Monte-Carlo : concepts, algorithms and applications*. Springer & Verlag, New-York.
- Fletcher, R. (1970) A new approach to variable metric algorithms. *Computer Journal*, **13**(3) :317–322.
- Gerolymos, G.A., Tsanga, G. et Vallet, I. (1998) Near-wall $k-\varepsilon$ computation of transonic turbomachinery flows with tip-clearance. *AIAA J.*, **36**(36).
- Gibson, M.M., Jones, W.P. et Younis, B. A. (1981) Calculation of turbulent boundary layers on curved surfaces. *Phys. Fluids*, **24**(3) :386.
- Goldfarb, D. (1970) A family of variable metric methods derived by variational means. *Mathematics of Computation*, **24** :23–26.
- Goupy, J. (1988) *La méthode des plans d'expériences : optimisation du choix des essais et de l'interprétation des résultats*. Dunod.
- Hamrick, J.T. (1956) Some aerodynamic investigations in centrifugal impellers. *Trans. ASME*, **78** :591–602.
- Hathaway, M.D., Chriss, R.M., Wood, J.R et Strazisar, A.J. (1993) Experimental and computational investigation of the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor flow field. *ASME J. Turbomach.*, **115** :527–542.
- Hawthorne, W.R. (1974) *Secondary vorticity in stratified compressible fluids in rotating systems*. CUED/A-Turbo/TR 63, University of Cambridge, England.
- Hellsten, A. Some improvements in $k-\omega$ SST turbulence model. In *Proc. of the 29th AIAA Fluid Dynamics Conf., Albuquerque, NM*, number 98-2554, (1998).
- Henssler, H.D. et Bhinder, F.S. (1977) The influence of scaling on the performance of small centrifugal compressors. *IMEchE proceedings*.

- Higashimori, H., Hasagawa, K., Sumida, K. et Suita, T. (2004) Detailed Flow Study of Mach Number 1.6 High Transonic Flow With a Shock Wave in a Pressure Ratio 11 Centrifugal Compressor Impeller. *ASME J. Turbomach.*, **126**(4) :473–481.
- Hirsch, Ch., Kang, S. et Pointel, G. A Numerically supported investigation of the 3D flow in centrifugal impellers. Part II : Secondary flow structure. In *Proc. of the ASME TURBO EXPO, UK*, number 96-GT-152, (1996).
- Hirsch, Ch., Lacor, C., Dener, C. et Vucinic, D. (1991) An integrated CFD system for 3D turbomachinery applications. *AGARD-CP-510*.
- Hirsch, Ch. (1994) CFD methodology and validation for turbomachinery flows. *AGARD LS-195, Paper 4*.
- Howard, J.H.G. et Ashrafizaadeh, M. (1994) A Numerical Investigation on blade lean angle effects on flow in a centrifugal impeller. *AMSE Paper*, (94-GT-149).
- Howard, J.H.G., Patankar, S.V. et Bordynuik, R.M. (1980) Flow prediction in rotating ducts using Coriolis-modified turbulence models. *ASME J. Fluids Eng.*, **102** :456–461.
- Huang, P.J. Validation of turbulence models – Uncertainties and measures to reduce them. In *Proc. of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Vancouver, Canada*, number FEDSM97-3121, (1997).
- Hunt, I.A. et Joubert, P.N. (1979) Effects of small streamline curvature on turbulent duct flow. *J. Fluid Mech.*, **91** :663–659.
- Hutton, A.G. et Casey, M.V. Quality and trust in industrial CFD – A European initiative. In *Proceedings of the 39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA*, number 2001-656, (2001).
- Ibaraki, S., Matsuo, T., Kuma, H., Sumida, K. et Suita, T. (2003) Aerodynamics of a transonic centrifugal compressor impeller. *ASME J. Turbomach.*, **125**(2) :346–351.
- Idel’cik, I.E. (1960) *Memento des pertes de charge*. Eyrolles, Paris.
- Ishida, M. et Senoo, Y. (1981) On the pressure loss due to the tip clearance of centrifugal blowers. *J. Eng. Power*, **103** :271.
- Jacquín, L., Leuchter, O., Cambon, C. et Mathieu, J. (1990) Homogeneous turbulence in the presence of rotation. *J. Fluid Mech.*, **220** :1–52.
- Jameson, A., Schmidt, W. et Turkel, E. Numerical simulation of the Euler equations by finite volume methods with Runge-Kutta time stepping schemes. In *AIAA Paper*, number 81-1259, (1981).
- Jansen, W. (1964) Steady fluid flow in a radial vaneless diffuser. *J. Basic Eng.*, **86** :607–619.
- Japikse, D. et Baines, N.C. (1997) *Introduction to turbomachinery*. Concepts, ETI, Inc., Norwich, Vermont, 2nd edition.
- Japikse, D. et Baines, N.C. (1998) *Diffuser design technology*. Concepts ETI, Inc., Vermont, USA.
- Japikse, D. (1996) *Centrifugal compressor design*. Concepts, ETI, Inc., Norwich, Vermont, 3rd edition.
- Jennions, I.K. (1994) The role of CFD in the design process. *AGARD LS-195, Paper 8*.
- Ji, M. et Durbin, P. A. (2004) On the equilibrium states predicted by second moment models in rotating, stably stratified homogeneous shear flow. *Phys. Fluids*, **16**(10) :3540.
- Jiang, T. et Yang, T.T. Improved vane-island diffusers at high swirl. In *Proc. of the ASME Turbo Expo*, number 82-GT-68, (1982).
- Johnson, M.W. et Moore, J. (1983) Secondary flow mixing losses in a centrifugal impeller. *J. Eng. Power*, **105**(1) :24–32.
- Johnston, J.P. et Dean, R.C. (1966) Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps. *J. Eng. Power*, **88** :49–62.
- Johnston, J.P. et Eide, S.A. (1976) Turbulent boundary layers on centrifugal compressor blades : Prediction of the effects of surface curvature and rotation. *ASME J. Fluids Eng.*, pages 374–381.

- Johnston, J.P., Halleen, R.M. et Lezius, D.K.** (1972) Effects of spanwise rotation on the structure of two-dimensional fully developed turbulent channel flow. *J. Fluid Mech.*, **56** :553–557.
- Kang, S. et Hirsch, Ch.** (1999) Effects of flow rate on the development of three dimensional flow in NASA LSCC impeller based on numerical solutions. *AIAA Paper*, (ISABE 99-7225).
- Key, B.** (1989) Dynamic similitude theory : key to understanding the ASME compressor-performance test. *J. of Petroleum Technology*.
- Khodak, A. et Hirsch, C.** Second order non-linear $k-\epsilon$ models with explicit effect of curvature and rotation. In *Computational Fluid Dynamics '96*, pages 690–696. John Wiley & Sons Ltd., (1996).
- Kim, J. et Simon, T.W.** (1991). Free-stream turbulence and concave curvature effects on heated, transitional boundary layers. Technical Report NASA-CR-187151, NASA (CASI).
- Kmecl, T. et Dalbert, P.** Optimization of a vaned diffuser geometry for radial compressors. Part I : Investigation of the influence of geometry parameters on performance of a diffuser. In *Proc. of the ASME Turbo Expo, USA*, number 99-GT-437, (1999).
- Knight, D. et Saffman, P.G.** Turbulence model predictions for flows with significant mean streamline curvature. In *Proc. of the 1978 AIAA Aerospace Sciences Meeting, USA*, (1978).
- Krain, H.** (1981) A study on centrifugal impeller and diffuser flow. *ASME J. Fluids Eng.*, **103** :688–697.
- Krain, H.** (1988) Swirling impeller flow. *ASME J. Turbomach.*, **110** :122–128.
- Kurzke, J. et Riegler, C.** A new compressor map scaling procedure for preliminary conceptual design of gas turbines. In *Proc. of the ASME IGTI Turbo Expo 2000, Munich*, (2000).
- Lakshminarayana, B. et Horlock, J. H.** (1973) Generalized secondary vorticity expression using intrinsic coordinates. *J. Fluid Mech.*, **59** :97–115.
- Lakshminarayana, B.** (1986) Turbulence modeling for complex shear flows. *AIAA J.*, **24**(12) :1900–1917.
- Lakshminarayana, B.** (1996) *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. Wiley interscience, New-York.
- Lauder, B. E., Priddin, C. H. et Sharma, B. I.** (1977) The calculation of turbulent boundary layers on spinning and curved surfaces. *ASME J. Fluids Eng.*, **99** :231–239.
- Lee, Y.-T., Luo, L. et Bein, T.W.** (2001) Direct method for optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser. *ASME J. Turbomach.*, **123**(73).
- Lezius, D.K. et Johnston, J.P.** (1976) Roll-cell instabilities in rotating laminar and turbulent channel flows. *J. Fluid Mech.*, **77** :153–175.
- Lindner, P.** (1983) Aerodynamics tests on centrifugal process compressors— Influence of Diffuser Diameter ratio, axial stage pitch, and impeller cutback. *J. Eng. Power*, **105** :910–919.
- Luckring, J., Hensch, M. et Morrison, J.** Uncertainty in computational aerodynamics. In *Proceedings of the 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA*, number AIAA-2003-409, (2003).
- Lucor, D.** (2005) Propagation d'incertitudes dans les simulations numériques d'écoulements turbulents. *Techniques de l'ingénieur*, **7**(RE 38).
- Ludtke, K.** (1983) Aerodynamic tests on centrifugal compressors — the influence of the vaneless diffuser shape. *ASME J. of Eng. Power*, **105**(903).
- MacFarlane, I., Joubert, P.N. et Nickels, T.B.** (1998) Secondary flows and developing turbulent boundary layers in a rotating duct. *J. Fluid Mech.*, **373** :1–32.
- Ffowcs-Williams, J.E. et Hawkings, D.L.** (1969) Theory relating to noise of rotating machinery. *J. Sound & Vibration*, **10**(1) :10–21.
- Van Zante, D.E., Strazisar, A.J., Wood, J.R., Hathaway, M.D. et Okiishi, T.H.** (2000) Recommendations for achieving accurate numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors. *ASME J. Turbomach.*, **122**.

- von Backström, T.W. (2006) A Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers. *ASME J. Turbomach.*, **128**.
- Mehta, U.B. (1998) Credible computational fluid dynamics simulations. *AIAA J.*, **36**.
- Moisy, F., Morize, C. et Rabaud, M. Experimental observation of a two-regime spectrum in rotating turbulence. In *Proc. of The XXI ICTAM Conference*, (2004). Warsaw, Poland.
- Moore, J. et Moore, J.G (1988) Secondary flow, separation and losses in the NACA 48-inch centrifugal impeller at design and off-design conditions. *Proc. of the TURBO EXPO, The Netherlands*, (88-GT-101).
- Moore, J. et Moore, J.G. Effects of curvature and rotation on turbulence in the NASA low-speed centrifugal compressor impeller. In *Proc. of the 4th annual review meeting of the center for turbomachinery and propulsion research*, Blacksburg, VA, (1990). Virginia polytechnic institute and state university.
- Méridoux, J.-M. (1974) Compresseurs centrifuges à hautes performances. *Entropie*, **57** :32–40.
- Méridoux, J.-M. (1999) Ventilateurs. Compresseurs – Notions fondamentales. Dimensionnement. *Techniques de l'Ingénieur*, **BL3**(BM4 500).
- NREC (1972). High performance centrifugal compressor developments : Summary of current design and analysis procedures. Technical Report NREC Report No. 1179-5, Northern Research and Engineering Corporation, Cambridge, Massachusetts.
- NREC (1973). High performance centrifugal compressor developments : The design, analysis, and performance prediction of centrifugal compressors. Technical Report NREC Report No. 1179-19, Northern Research and Engineering Corporation, Cambridge, Massachusetts.
- NREC (2000). PREDIG : User Manual. Technical report, Northern Research and Engineering Corporation, Cambridge, Massachusetts.
- Numeca (2004) *FINE, User manual*.
- Oberkampf, W.L. et Blottner, F.G. (1998) Issues in computational fluid dynamics code verification and validation. *AIAA J.*, **36**.
- Oberkampf, W.L., Trucano, T.G. et Hirsch, Ch. Verification, validation, and predictive capability in computational engineering and physics. In *Proceedings of the Foundations for Verification and Validation in the 21st Century Workshop*, (2002).
- Okamoto, M. (1995) Theoretical turbulence modelling of homogeneous decaying flow in a rotating frame. *J. Phys. Soc. Japan*, **64**(8) :2854–2867.
- Pampreen, R.C. (July 1973) Small turbomachinery compressors and fan aerodynamics. *J. Eng. Power*, pages 251–256.
- Papailiou, K.D., Sieros, G., Vassilopoulos, C., Chen, N.X. et Huang, W.C. (1999) Numerical study of the 3-D viscous flow in a centrifugal compressor with and without consideration of tip clearance. *ISABE, Italy*, (99-7268).
- Park, S. W. et Chung, M. K. (1989) Curvature-dependent two-equation model for prediction of turbulent recirculating flows. *AIAA J.*, **27**(3) :340–344.
- Park, J. Y. et Chung, M. K. (1999) A model for the decay of rotating homogeneous turbulence. *Phys. Fluids*, **11**(6) :1544–1549.
- Passrucker, H. et Van den Braembussche, R.A. (2000) Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour. *Proc. of the ASME TURBO EXPO, Munchen, Germany*.
- Putko, M.M., Taylor III, A.C., Newman, P.A. et Green, L.L. (2002) Approach for input uncertainty propagation and robust design in CFD using sensitivity derivatives. *ASME J. Fluids Eng.*, **124**.
- Reneau, L.R., Johnston, J.P. et Kline, J.P. (1967) Performance and design of straight, two-dimensional diffusers. *ASME J. Basic Eng.*, **89**(141-50).

- Roache, P.J., Ghia, K.N. et White, F.M.** (1986) Editorial policy statement on control of numerical accuracy. *ASME J. Fluids Eng.*
- Roache, P.J.** A Method for uniform reporting of grid refinement studies. In *Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics.*, Celik, editor. Proceedings of the ASME Fluid Engineering Division Spring Meeting, (1993).
- Roache, P.J.** (1998) *Verification and validation in computational science and engineering.* Hermosa.
- Roache, P.J.** (1998) Verification of codes and calculations. *AIAA Journal*, **36**(5) :696–702.
- Rochuon, N. et Trébinjac, I.** (2005) Proper orthogonal decomposition (POD) application to rotor-stator analysis. *Proc. of the 6th European Conference on Turbomachinery, Lille.*
- Rodgers, C.** (1976) Impeller stalling as influenced by diffusion limitations. *Proceedings of the conference on centrifugal compressor and pump stability, New Orleans, 1976*, (A-77-010028).
- Rodgers, C.** (1980) Efficiency of centrifugal impellers. *AGARD CP 282, Paper 22.*
- Rodgers, C.** The performance of centrifugal compressor channel diffusers. In *Proc. of the ASME Turbo Expo*, number 82-GT-10, (1982).
- Rodgers, C.** (1998) The centrifugal compressor inducer. *ASME*, (98-GT-32).
- Rodgers, C.** Effects of blade number on the efficiency of centrifugal impellers. In *Proc. of ASME Turbo Expo*, number 2000-GT-455, (2000).
- Rogallo, R.S.** (1981). Numerical experiment in homogeneous turbulence. Technical Report TM 81315, NASA.
- Roger, M.** (2004) Analytical modelling of wake-interaction noise in centrifugal compressors with vaned diffuser. *Proc. of the 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, UK*, (AIAA 2004-2994).
- Rose, W.G.** (1966) Results of an attempt to generate a homogeneous turbulent shear flow. *J. Fluid Mech.*, **25** :97–120.
- Roy, C.J., McWherter-Payne, M.A. et Oberkampf, W.L.** Verification and validation of laminar hypersonic flowfields. In *Proceedings of the AIAA Fluids 2000 Conference, Denver, USA*, number AIAA2000-2550, (2000).
- Rubbert, P.E.** On replacing the concept of CFD validation with uncertainty management. In *Proceedings of the 4th World Conference in Fluid Dynamics : World Fluid Dynamics days 1998 – Validation, Quality and Reliability*, (1998).
- Rubinstein, R. et Zhou, Y.** (1996) Analytical theory of the destruction terms in dissipation rate transport equations. *Phys. Fluids*, **8**(11) :3172–3178.
- Runstadler, P.W., Dolan, F.X. et Dean, R.C.** (1975). Diffuser data book. Technical Report TN-186, Creare.
- Sardar, A.M. et George Jr., W.K.** (2003) Reconsideration of the fan scaling laws. Part I : Theory. *ASME FEDSM'03*, (FEDSM2003-45414).
- Sardar, A.M. et George Jr., W.K.** (2003) Reconsideration of the fan scaling laws. Part II : Applications. *ASME FEDSM'03*, (FEDSM2003-45418).
- Schleer, M. et Abhari, R.** (2005) Influence of Geometric Scaling on the Stability and Range of a Turbocharger Centrifugal Compressor. *ASME Turbo Expo*, (GT2005-68713).
- Schodl, R.** (1977) *Entwicklung des Laser-Zwei-Fokus-Verfahrens für die berührungslose Messung der Strömungsvektoren, insbesondere in Turbomaschinen.* Thèse RWTH Aachen.
- Sears, W.R.** (1941) Some aspects of non-stationary airfoil theory and its practical application. *J. Aeronaut. Sciences*, **8**(3).
- Senoo, Y., Yamaguchi, M. et Nishi, M.** (July 1968) A Photographic Study of the Three-Dimensional Flow in a Radial Compressor. *J. Eng. Power*, (68-GT-2).

- Shanno, D.F.** (1970) Conditioning of quasi-Newton methods for function minimization. *Mathematics of Computation*, **24** :647–656.
- Shepherd, D.G.** (1956) *Principles of turbomachinery*. The Macmillan company, New York.
- Shimomura, Y.** Turbulence modeling suggested by system rotation. In *Near-Wall Turbulent Flows.*, So, R. M. C., Speziale, C. G. et Launder, B. E., editors, pages 115–123. Elsevier Science Publishers B. V., (1993).
- Shum, Y.P.K., Tan, C.S. et Cumpsty, N.A.** (2000) Impeller-Diffuser interaction in centrifugal compressor. *ASME J. Turbomach.*, **122** :777–787.
- Sipos, G.** (1990) Secondary flow and loss distribution in a radial compressor with untwisted backswept blades. *Proc. of the ASME TURBO EXPO, Belgium*, (90-GT-161).
- Skoch, G.J., Prahst, P.S., Wernet, M.P., Wood, J.R. et Strazisar, A.J.** (1997) Laser anemometer measurements of the flow field in 4 :1 pressure ratio centrifugal impeller. *ASME Paper*, (97-GT-342).
- Skoch, G. J.** (2003) Experimental investigation of centrifugal compressor stabilization techniques. *ASME J. Turbomach.*, **125**(704).
- Smith, C.W.** (1956) *Aircraft Gas Turbine*. John Wiley & Sons Inc., New York.
- Spalart, P.R. et Allmaras, S.R.** (1994) A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *La Recherche Aéronautique*, **1** :5–21.
- Spalart, P.R. et Shur, M.L.** (1997) On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature. *Aerospace Science and Technology*, **1**(5) :297–302.
- Speziale, C. G., Abid, R. et Blaisdell, G. A.** (1996) On the consistency of Reynolds stress turbulence closures with hydrodynamic stability theory. *Phys. Fluids*, **8**(3) :781–788.
- Speziale, C. G. et Mac Giolla Mhuiris, N.** (1989) On the prediction of equilibrium states in homogeneous turbulence. *J. Fluid Mech.*, **209** :591–615.
- Stanitz, J.D. et Prian, V.D.** (1951). A rapid approximate method for determining velocity distribution on impeller blades of centrifugal compressors. Technical Report TN 2421, NACA.
- Stern, F., Wilson, R., Coleman, H.W. et Paterson, E.G.** (2001) Verification and validation of CFD simulations : Part 1- Comprehensive methodology. *ASME J. Fluids Eng.*, **123**(4).
- Stern, F., Wilson, R., Coleman, H.W. et Paterson, E.G.** (2001) Verification and validation of CFD simulations : Part 2- Application for RANS simulation of a cargo container ship. *ASME J. Fluids Eng.*, **123**(4).
- Tetu, L.G., Thompson, D.E. et McLaughlin, D.K.** (1993) Aeroacoustic similarity of centrifugal turbomachinery of different geometries. *AIAA Paper*, (AIAA-93-4371).
- Thangam, S., Wang, X. et Zhou, Y.** Development of a turbulence model for flows with rotation and curvature. In *Modeling complex turbulent flows.*, M. D. Salas *et al.*, editor, pages 349–360. Kluwer Academic Publishers, (1999).
- Thivet, F., Besbes, O. et Knight, D.D.** Effect of grid resolution on accuracy of skin friction and heat transfer in turbulent boundary layers. In *Proc. of the 38th Aerospace Science Meeting & Exhibit, Reno, USA*, number A00-16661, (2000).
- Tritton, D. J.** (1992) Stabilization and destabilization of turbulent shear flow in a rotating fluid. *J. Fluid Mech.*, **241** :503–523.
- Tuzson, J.** (1993) Interpretation of impeller flow calculations. *ASME J. Fluids Eng.*, **115** :463–467.
- Tyler, J.M. et Sofrin, T.G.** (1962) Axial compressor noise studies. *Tans. Society of Automotive Engineers*, **70**.
- Van den Braembussche, R.** *Thermodynamics and fluid mechanics of turbomachinery*, chapter Design and optimization of centrifugal compressors, pages 829–885. Martinus Nijhoff Publishers, (1985).
- Vavra, M.H.** (1970) Basic elements for advanced designs of radial flow compressors. *AGARD-LS-39-70, Paper 7*.

- Waitz, I.A., Brookfield, J.M., Sell, J. et Hayden, B.J. Preliminary assessment of wake management strategies for reduction of turbomachinery fan noise. In *Proc. of 16th AIAA Aeroacoustics Conference*, (1995).
- Weiß, C., Grates, D.R., Thermann, H. et Niehuis, R. Numerical investigation of the influence of the tip clearance on the wake formation inside a radial impeller. In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2003, USA*, number GT2003-38279, (2003).
- Wernet, M.P., Bright, M.M. et Skoch, G.J. (2001) An Investigation of surge in a high-speed centrifugal compressor using digital PIV. *ASME J. Turbomach.*, **123**(418).
- Whitfield, A. et Baines, N.C. (1990) *Design of radial turbomachines*. Longman Scientific & Technical, UK.
- Wiesner, F.J. (1979) A new appraisal of Reynolds number effects on centrifugal compressor performance. *J. Eng. Power*, **101** :384–396.
- Wigeland, R.A. et Nagib, H.M. (1978). Grid generated turbulence with and without rotation about the streamwise direction. Technical Report R. 78-1, Illinois Institute of Technology.
- Wilcox, D.C. et Chambers, T. L. (1977) Streamline curvature effects on turbulent boundary layers. *AIAA J.*, **15**(4) :574–580.
- Wilcox, D.C. et Traci, R.M. A complet model of turbulence. In *Proc. of the 9th Fluid and Plasma Dynamics Conference, San Diego, USA*, number AIAA Paper 76-351, (1976).
- Wright, T. (1989) Comments on compressor efficiency scaling with Reynolds number and relative roughness. *Proceedings of the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Toronto, Canada*.
- Wu, C.-H. et Brown, C.A. (1951). A method of designing turbomachine blades with a desirable thickness distribution for compressible flow along an arbitrary stream filament of revolution. Technical Report NACA TN 2455, NACA.
- Yang, Z. et Shih, T.H. A k,ϵ model for turbulence and transitional boundary layer. In *Near-wall turbulence flows.*, Speziale, C.G. et Launder, B.E., editors. Elsevier-Science, (1993).
- Zangeneh, M., Goto et Harada (1998) On the design criteria for supression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers. *ASME J. Turbomach.*, **120** :723–735.
- Zangeneh, M., Schleer, M., Ploger, F. et Hong, S.S. (2004) Investigation of an inversely designed centrifugal compressor stage. Part I : Design and numerical verification. *ASME J. Turbomach.*, **126**(1) :73–81.
- Zeman, O. (1994) A note on the spectra and decay of rotating homogeneous turbulence. *Phys. Fluids*, **6**(10) :3221.
- Zhou, Y. (1995) A phenomenological treatment of rotating turbulence. *Phys. Fluids*, **7**(8) :2092–2095.
- Ziegler, K.U., Gallus, H.E. et Niehuis, R. (2003) A Study on Impeller Diffuser Interaction. Part I : Influence on the Performance. *ASME J. Turbomach.*, **125** :173.
- Ziegler, K.U., Gallus, H.E. et Niehuis, R. (2003) A Study on Impeller Diffuser Interaction. Part II : Detailed Flow Analysis. *ASME J. Turbomach.*, **125** :183.
- Ziegler, K.U. (2003) *Experimentelle untersuchung der Laufrad-Diffusor-Interaktion in einem Radialverdichter variabler Geometrie*. Shaker Verlag, Thèse RWTH Aachen.

Annexes

Annexe A

Outils de Conception

Cette annexe présente les différents outils utilisés chez LTS pour concevoir un compresseur centrifuge. Ces logiciels ont été mis en œuvre dans le cadre de la thèse pour la conception de l'étage optimisé présenté au chapitre 7.

Nous décrivons sommairement ici les fonctions de ces outils et leurs modes d'utilisations. Les principes théoriques sur lesquels ils reposent sont brièvement envisagés, afin d'identifier les limitations des prédictions qu'ils fournissent.

A.1 Prédictions 1D (PREDIG)

L'outil de prédiction 1D permet d'initier la phase de prédimensionnement d'une turbomachine. Sur la base de données géométriques globales, il fournit une première prédiction des champs de performance d'un étage, ainsi que certains paramètres aérodynamiques globaux. Il repose sur une approche thermodynamique globale du problème, complétée par des relations empiriques.

A.1.1 Données géométriques

PREDIG permet de modéliser un étage compresseur composé d'un système d'entrée (plenum ou vanes de prérotation), d'une roue, d'un espace lisse, d'un diffuseur lisse ou aubé et d'un "système de sortie" (volute, collecteur ou canal de retour avec ou sans aubes).

Les principales caractéristiques géométriques requises pour initier un modèle 1D sont :

- les rayons aux différentes stations de l'étage : R_{1h} et R_{1s} , R_2 , R_3 et R_4 ;
- les hauteurs de pales : b_2 , b_3 et b_4 ;
- la longueur axiale : L_{ax} ;
- les angles de calage des pales : β_{1h}^p et β_{1s}^p , β_2^p , γ_1 et γ_2 , et α_3^p ;
- les surfaces aux cols : A_{col}^R et A_{col}^S ;
- les nombres d'aubes : Z_p^R et Z_p^S ;
- la taille du jeu : t_{jeu} .

A.1.2 Données aérodynamiques prédites

PREDIG fournit, entre autres, les informations suivantes en chacune des stations de l'étage :

- les performances : η_{is-tt} et π_{tt} ;
- la plage de fonctionnement : exprimées par les débits limites de blocage et de pompage \dot{m}_B et \dot{m}_P ;
- les quantités thermodynamiques : $P_s, P_t, T_s, T_t, h_s, h_t$;
- les vitesses absolues et relatives : V et W ;
- les nombres de Mach absolus et relatifs : M et M^* ;
- les angles d'écoulement absolus et relatifs : α et β ;
- les coefficients de pertes dans chaque élément ;
- ...

A.1.3 Fondements théoriques

Les références NREC (1972, 1973) donnent les détails des modélisations adoptées dans le logiciel PREDIG. Le manuel de ce logiciel fournit de plus amples références bibliographiques (NREC, 2000).

La modélisation adoptée dans PREDIG démarre par un calcul du travail effectué par le compresseur (équations (2.4) et (2.5)). L'angle de l'écoulement en sortie, nécessaire pour évaluer le travail *réellement* échangé, est par défaut évalué par la corrélation pour le glissement donnée par Buseman (1928).

Modèles de pertes Pour évaluer les performances, la pression totale en sortie est obtenue à partir de différents modèles de pertes. D'une manière synthétique, les pertes prises en compte sont classées de la manière suivante :

- pertes internes dans la roue : frottements, charge des pales, mélange des sillages, écoulement de jeu et blocage au col ;
- pertes externes autour de la roue : frottements sur la face arrière du disque, recirculations (en entrée et sortie) et fuites ;
- pertes dans un diffuseur lisse : frottements sur les parois et séparation de l'écoulement ;
- pertes dans un diffuseur aubé : frottements sur les parois, séparation de l'écoulement et blocage au col.

Plage de fonctionnement Le débit de blocage est prédit par un calcul du nombre de Mach en plusieurs points : col de la roue, sortie de la roue et col du diffuseur aubé. L'estimation de ce débit dépend donc considérablement de la donnée géométrique des sections de col et de la prédiction des effets de blocage.

L'estimation du pompage dépend de la prédiction du décrochage dans la roue et le diffuseur. Le décrochage de la roue est estimé par le critère de ralentissement de Rodgers (1976). Un critère similaire est utilisé pour le diffuseur aubé. L'estimation du décrochage dans un diffuseur lisse repose sur une procédure plus complexe, basée notamment sur les travaux de Jansen (1964).

La détection du pompage du système est basée sur les trois critères suivants :

1. si deux éléments de l'étage (ou plus) “décrochent” à un débit identique ;
2. si un élément décroche à un débit donné, et un autre à un débit inférieur de 10 % ;
3. si un élément décroche et si la caractéristique taux de compression – débit en ce point présente une pente positive.

Enfin, on notera qu'une calibration importante de cet outil de prédiction, sur la base des données disponibles chez l'industriel, permet d'améliorer sensiblement la qualité des prédictions. Évidemment la qualité des prédictions dépend directement de la validité des corrélations empiriques utilisées.

A.2 Modélisation géométrique 3D et prédictions 2D/2.5D (CCAD)

CCAD est un outil de conception et d'analyse : il permet de créer une modélisation 3D d'un compresseur centrifuge, et de réaliser un calcul simplifié de l'écoulement dans l'étage.

A.2.1 Modélisation géométrique

La définition de tous les éléments d'un compresseur centrifuge peut être réalisée dans CCAD (vannes de prérotation, roue, diffuseur et volute ou canal de retour).

La définition de la géométrie repose sur l'utilisation de courbes de Bezier-Bernstein, dans la lignée des travaux de Casey (1983). La flexibilité offerte par ces polynômes repose sur un nombre arbitraire de “pôles de Bezier”, qui permettent de modifier aisément la géométrie.

La figure A.1 illustre la définition *complète* de la géométrie d'une roue, qui repose sur les données suivantes :

- les contours méridiens dans le plan $\{R, Z\}$;
- les lois de calage en pied et en tête, dans le plan $\{s/l, \beta\}$;
- les lois d'épaisseur en pied et en tête $\{s/l, e\}$.

A.2.2 Calculs de l'écoulement

CCAD propose deux modes d'analyse, basés sur la technique dite de la “courbure des lignes de courants” (*streamline curvature technique*), qui permettent de calculer :

- les niveaux de vitesses ;
- les charges aube-à-aube et pied-tête.

Le mode de calcul le plus simple, basé sur un seul tube de courant, réagit instantanément aux modifications (temps de calculs de l'ordre de la milliseconde). Le deuxième mode utilise plusieurs tubes de courant, pour un temps de calcul de l'ordre de quelques secondes.

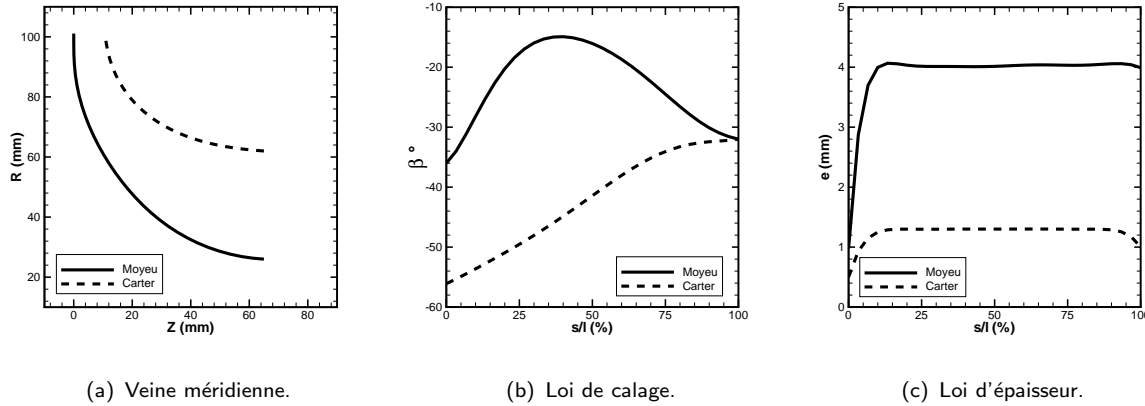


Figure A.1: Définition complète de la géométrie 3D de la roue.

Ces calculs reposent sur une forme simplifiée, quasi-3D des équations d'Euler, avec inclusion d'un modèle à deux zones (pour traiter le jet/sillage). L'équation de la dynamique est écrite de sorte à faire apparaître explicitement les charges aube-à-aube et pied-tête. La procédure de calcul est la suivante :

1. La vitesse débitante moyenne (V_m) est calculée par l'équation de continuité.
2. La vitesse relative moyenne (W) est déduite de V_m en utilisant la direction de l'écoulement (β) le long de la ligne de courant moyenne.
3. Les vitesses relatives en pied et en tête sont déterminées grâce au calcul de la charge pied-tête.
4. Les vitesses relatives à l'extrados et à l'intrados sont déterminées grâce aux calculs des charges aube-à-aube en pied et en tête d'après l'équation de la dynamique.
5. Un calcul pour prendre en compte l'effet du jet/sillage termine la procédure.

Notons que l'on considère généralement que les résultats de cette méthode ne sont pas précis sur les premiers et derniers 10 à 15% du passage.

A.3 Outil d'optimisation

LTS a développé en interne un outil d'optimisation basé sur le couplage entre un algorithme d'optimisation et les calculs CFD. La figure A.2 présente un synoptique du principe de fonctionnement de cet outil.

A.3.1 Algorithme d'optimisation

La phase d'optimisation est réalisée par un algorithme du type BFGS, d'après les travaux de Broyden (1970); Fletcher (1970); Goldfarb (1970) et Shanno (1970). Cet algorithme de la classe des méthodes gradient, traite les problèmes non linéaires et non contraints.

Cette méthode de type quasi-Newton construit une approximation des dérivées secondes de la fonction à minimiser en utilisant les différences entre les vecteurs gradients successifs.

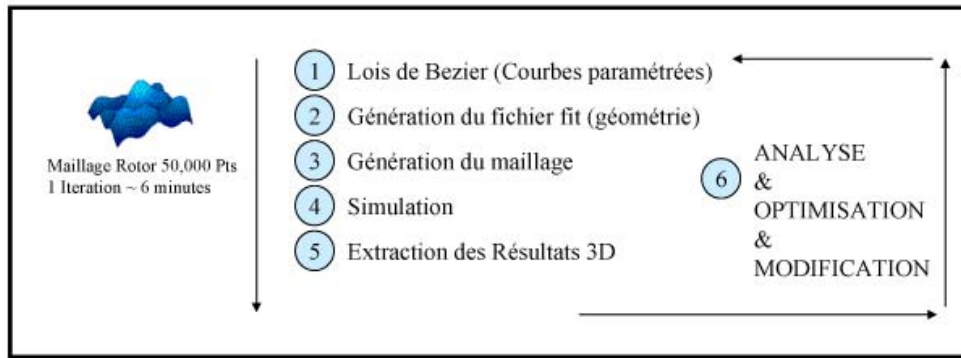


Figure A.2: Synoptique de fonctionnement de l'outil d'optimisation (document LTS).

Ceci repose sur l'hypothèse que la fonction peut être localement approximée par une relation quadratique autour de l'optimum. Dans notre cas, les gradients sont évalués à partir de deux calculs successifs.

A.3.2 Couplage avec la CFD

Comme illustré sur la figure A.2, cet algorithme est couplé à la suite CFD de Numeca.

La géométrie est définie par des courbes paramétrées de Bezier (de manière similaire à CCAD), ce qui permet d'automatiser la chaîne.

En effet, sur ce type de problème, les variations de géométrie sont suffisamment faibles pour pouvoir utiliser un "script" de génération automatique de maillage. Afin que la résolution du problème soit possible sur de simples stations de travail, dans des temps raisonnables, les maillages utilisés sont très dégradés, de l'ordre de 50 000 points. Au vu des résultats du chapitre 4, cette densité de maille ne permet certainement de conférer un caractère absolu aux prédictions CFD. Pour une spécification donnée, les paramètres de résolution du solveur sont conservés. La topologie de maillage étant identique, le dépouillement peut aussi être automatisé. En somme, une routine FORTRAN unique permet de gérer la boucle d'optimisation de la figure A.2 de manière centralisée et automatisée.

La figure A.3 illustre un cycle d'optimisation pour un compresseur centrifuge. Seule la loi de calage en tête est modifiée. La fonction à minimiser est le montant de pertes. On notera la stabilisation du résultat après une quinzaine d'itérations.

Les différents tests réalisés sur des maillages fins ont toujours montré un gain de performance suite à l'application du processus d'optimisation. Ainsi, qualitativement, le bénéfice obtenu par une optimisation menée sur un maillage dégradé est sensible lorsque la simulation est réalisée sur un maillage fin. Il est toutefois certain que la densité de maille ne peut prétendre à une optimisation fine.

Enfin, il est important de garder en mémoire les limites de ce genre d'algorithme : il est toujours possible que la solution obtenue reste "coincée" sur un optimum local.

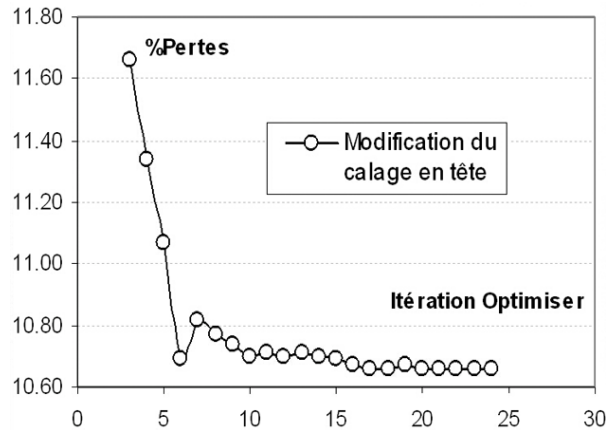


Figure A.3: Exemple de cycle d'optimisation. Seule la loi de calage en tête est modifiée. L'objectif est de minimiser les pertes (document LTS).

A.4 Calculs acoustiques (CORAIL)

Le pôle acoustique LTS a mis en place une méthode visant à calculer les contributions des deux sources principales au bruit de raies : (i) l'interaction d'une distorsion amont avec le bord d'attaque du rotor et (ii) l'interaction du sillage de la roue avec le bord d'attaque du diffuseur. Dans le cadre de ce mémoire, nous ne considérons que la deuxième contribution.

Ce paragraphe ne prétend pas expliquer en détail la méthode utilisée, de plus amples explications sont données dans les références Bouvet, Cogne et Maliczak (2003) et Roger (2004). Dans un premier temps, le cadre de la théorie d'Amiet (Amiet, 1976a,b) est donné. On s'attache ensuite à identifier les hypothèses et les limites sous lesquelles les calculs sont menés.

A.4.1 La théorie d'Amiet

La théorie d'Amiet (Amiet, 1976a,b) est une extension aux hautes fréquences de la théorie de Sears (1941). Elle repose sur l'étude d'un problème académique : une plaque plane sans épaisseur en écoulement compressible est soumise à une perturbation d'incidence centrée en zéro. Cette perturbation donne naissance à une force instationnaire à l'origine du bruit de nature dipolaire, dominant dans le cadre de cette étude. La théorie d'Amiet permet d'inclure des conditions de bord d'attaque et de bord de fuite. Cette méthode repose sur une hypothèse "haute fréquence", valable lorsque la quantité $\frac{M_1^*}{1-M_1^{*2}} \frac{\omega b}{W}$ est supérieure à 0.8 (avec M^* pour le nombre Mach relatif en entrée, b pour la demi-corde aérodynamique moyenne, W la vitesse relative moyenne de l'écoulement et $\omega = 2\Pi\Omega Z_p^R/2$).

La pression acoustique rayonnée en champ libre et champ lointain peut être exprimée en fonction de la répartition de pression sur l'aube. La théorie d'Amiet permet par ailleurs de calculer les coefficients de Fourier de cette répartition de pression à partir de l'information de la composante de vitesse tangentielle au bord d'attaque.

En conséquence, lorsque le champ de vitesse est connu (par mesures ou calculs CFD), la combinaison de la théorie d'Amiet et de l'expression des sources permet de déterminer

entièrement la pression acoustique exprimée en champ lointain sous l'hypothèse de champ libre. C'est cette dernière information qui va servir d'indicateur de l'intensité des sources acoustiques.

Les deux paragraphes suivants présentent les hypothèses et approximations utilisées pour exprimer les sources en champ lointain (étape préliminaire à l'utilisation de la théorie d'Amiet). On tentera chaque fois que possible d'identifier les limitations sur la prédictivité que ces hypothèses introduisent.

A.4.2 Hypothèses et approximations

Trois hypothèses importantes sont faites pour le traitement de la source diffuseur :

- **Approche plaque mince** : cette hypothèse est vérifiée lorsque l'épaisseur de la pale est négligeable devant la longueur d'onde acoustique. D'après les caractéristiques des compresseurs LTS, on estime le rapport épaisseur/longueur d'onde à 0.2, ce qui justifie l'hypothèse. On retiendra donc que les calculs acoustiques ne prendront pas en compte l'épaisseur des aubes du diffuseur.
- **Aube acoustiquement compacte en envergure** : cette hypothèse est vérifiée si la longueur d'onde est grande devant la hauteur de la pale. D'après les caractéristiques des compresseur LTS, on estime le rapport hauteur/longueur d'onde à 0.1, ce qui justifie l'hypothèse. Ainsi, du point de vue de l'acoustique, il est légitime de ne pas intégrer sur toute la hauteur de l'aubage. En revanche, du point de vue de l'aérodynamique, les variations en envergure des caractéristiques de l'écoulement ne sont pas prises en compte. Ainsi, les calculs sont menés à partir de données aérodynamiques relevées sur un rayon constant à une hauteur de pale donnée. Pour évaluer la sensibilité du calcul acoustique à la hauteur relative de pale sur laquelle sont extraites les données, une étude a été menée pour les hauteurs relatives de 40%, 60% et 80%, et la hauteur de 80% retenue, car la plus critique.
- Une autre approximation à examiner est celle posée pour permettre le calcul analytique de la source diffuseur¹. En effet, afin de permettre la possibilité d'un traitement analytique, l'approximation $R_3 = R_4$ est faite. En d'autres termes, l'extension radiale du diffuseur n'est pas prise en compte pour le traitement analytique.

A.4.3 Description globale de la méthode de calcul

Ce paragraphe présente de manière globale les deux étapes qui permettent de calculer l'indicateur de bruit associé à l'interaction entre le sillage de la roue et le bord d'attaque du diffuseur.

Étape 1 : Calcul du champ de vitesse délivré par le rotor Il faut ici fournir la donnée de V_t , V_r et V_z , en fonction des coordonnées spatiales dans le référentiel absolu

¹La méthode mise en place permet de calculer la source acoustique par le biais d'une méthode numérique et/ou d'une méthode analytique (plus rapide mais moins précise).

XYZ . Ce champ doit être relevé dans l'espace lisse, à une hauteur constante, en décrivant la gamme azimutale associée à une périodicité. Le relevé de point est illustré figure A.4.

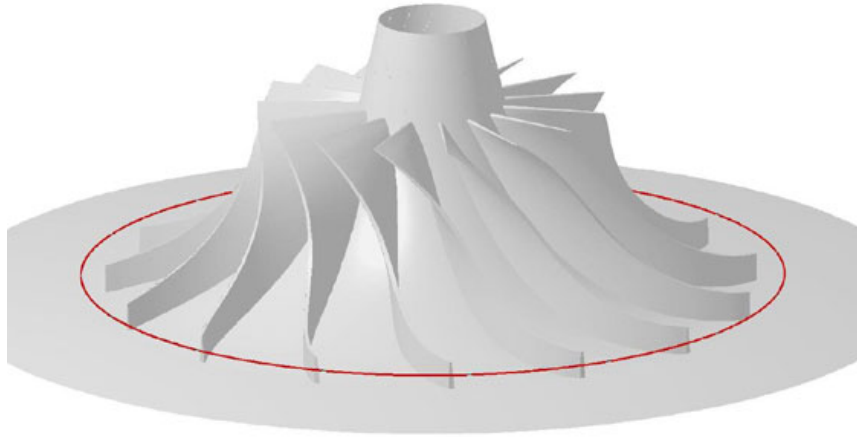


Figure A.4: Arc sur lequel sont extraites les données aérodynamiques.

Le calcul utilisé pour extraire ces données est un calcul 3D, visqueux, et stationnaire. Ce peut être un calcul de roue seule (diffuseur lisse), où éventuellement un calcul utilisant la méthode rotor/stator. Dans le cas où on exploite les résultats d'un calcul avec diffuseur lisse, il convient de préciser que l'on examine le **potentiel de création bruit associé à l'écoulement délivré par la roue**. Le terme "potentiel" est utilisé car le bruit ne sera effectivement généré que si l'on place un diffuseur aubé en aval de la roue.

Étape 2 : Calcul de la source acoustique À partir de la donnée géométrique du calage local du diffuseur, et de la donnée de V_t , V_r et V_z sur l'arc décrit à l'étape précédente, on reconstitue le champ de vitesse normale et transversale au bord d'attaque du diffuseur.

On se ramène donc au cadre de la théorie de Amiet, qui permet d'extraire le signal associé au champ incident. La FFT de ce signal procure les éléments qui permettent de résoudre les équations posées par les développements analytiques sur l'expression de la source diffuseur dans le cadre de la théorie champ libre et champ lointain.

On peut restreindre ce calcul à un nombre limité de multiples de la fréquence de passage des pales (en général la fréquence de passage des pales et le premier harmonique). Le résultat obtenu est alors la puissance acoustique associée à chaque fréquence, ainsi qu'un diagramme de directivité.