

Numéro d'ordre NNT : 2020LYSEC38

THÈSE DE DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE LYON
opérée au sein de
l'École Centrale de Lyon

École Doctorale 162 : Mécanique, Énergétique, Génie Civil et Acoustique

Spécialité : Mécanique des fluides

Soutenue publiquement le 07/12/2020, par :

Ludovic Rojda

Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage

---

Devant le jury composé de :

Sofiane Khelladi	Professeur, ENSAM Paris, LIFSE	*Président*
Antoine Dazin	Professeur, ENSAM Lille, LMFL	*Rapporteur*
Florent Duchaine	Docteur HDR, CERFACS	*Rapporteur*
Isabelle Trébinjac	Professeure émérite, École Centrale de Lyon, LMFA	*Directrice de thèse*
Xavier Carbonneau	Professeur, ISAE-Supaéro, DAEP	*Co-directeur de thèse*
Ghislaine Ngo Boum	Docteur, École Centrale de Lyon, LMFA	*Co-directrice de thèse*
Éric Lippinois	Expert, SAFRAN Aircraft Engines	*Invité*

Chercher à comprendre,
c'est commencer à désobéir

Jean-Michel Wyl

Le monde appartient à ceux
qui rêvent trop

Grand Corps Malade

À Mathilde,

Remerciements

Sur la toute dernière page d'écriture qui se met classiquement au début du manuscrit, j'aimerais prendre le temps de remercier l'ensemble des personnes qui ont permis l'aboutissement de ce travail de longue haleine. Je vais décrire les cercles de mon entourage de l'extérieur vers l'intérieur.

Tout d'abord, je tiens à remercier mes quatre encadrants industriels que sont Éric Lippinois, Michel Dumas, Jérôme de Laborderie ainsi que Simon Martin pour leur accueil et leur expertise au sein de leur service Méthodes Aérodynamiques de l'entreprise Safran Aircraft Engines à Villaroche. Les savoir-faire de la conception des composants d'une turbine à gaz allant du compresseur à la turbine en passant par la chambre de combustion ont éveillé ma curiosité et ont développé mon ambition d'accroitre mes connaissances dans le domaine de la mécanique des fluides appliquée aux turbomachines. Tout particulièrement, je remercie Éric pour sa jovialité, son appui hiérarchique et ses partages d'une passion commune à la montagne.

Maintenant je souhaiterais remercier du fond du cœur les deux laboratoires de recherche qui m'ont accueilli durant ces années de thèse.

Le premier concerne le DAEP de l'ISAE-Supaéro qui m'est cher depuis quelques années maintenant. J'y ai mis les pieds pour la première fois en entrant en seconde année à l'ENSICA et depuis j'y suis encore. Un grand merci à Xavier Carbonneau, mon directeur, et Nicolas Binder, ils ont toujours été présents durant les moments les plus difficiles, avec les mots qui suffisent à vous permettre de ne rien lâcher et de continuer à avancer. C'est à cause de professeurs aussi excellents qu'eux qu'on se retrouve à rêver et à vouloir s'inscrire en doctorat. Mais cette grande famille des turbomachinistes conserve le bon esprit et une bonne entente au sein du département, ce qui force à garder le cap. Spécialement, une révérence à Yannick Bousquet et Gaëlle Mouret pour leur talent d'elsA users, un puits de savoir encore mieux fourni que le fameux elsA User's Manual. Merci à tous les autres profs, à l'équipe technique, au chef de département, et surtout aux doctorants et aux postdoctorants qui sont dans le même bateau et qui se serrent les coudes. Spécifiquement, un clin d'œil au 38.128 où tout a commencé avec Christelle, Ramzi et Massyl et nos questionnements sur le monde et sa façon de tourner.

Le second concerne le LMFA de l'École Centrale de Lyon qui m'ont accepté parmi eux. J'y suis resté la moitié de ma thèse et ce fut vraiment cool et enrichissant. L'équipe technique des turbos est au top, on y boit un café tous les matins à 9h00 pétantes (si c'est pas 8h00 !) pour bien commencer la journée. De même un grand merci à Isabelle Trébinjac et Ghislaine Ngo Boum, mes directrices, et Laurent Pouilloux, the best HPC engineer, pour leur gentillesse et leurs compétences. Grâce à

eux trois, nous avons pu mener à bien ce couplage de logiciels qui n'était pas gagné et de loin. La persévérance ainsi que les heures passées à rester au labo tard le soir auront payé. Merci à tous les profs et aux doctorants avec qui j'ai passé d'excellents moments aux 3B ou au burger-pinte ou ailleurs. Sans vous, je pense que la thèse ne se serait pas passée aussi bien que prévue. Merci à vous et à votre convivialité ainsi qu'à votre côté chaleureux. Plus intimement, un poutou du gros lézard à Pierre Duquesne, un grand maître de conf' devenu un ami.

J'aimerais remercier tous mes amis de longue date qui ont su me supporter dans tous les sens du terme. Ces moments d'évasion à sortir boire un verre ou manger un morceau, à aller randonner ou à passer une semaine avec des affreux petits Lous ! Tous ces moments sont bons à prendre pour décompresser. Merci à vous tous !

Le plus grand merci ira à mes parents et à ma famille (mon frère, mes grands-parents et mes oncles et tantes) qui ont pu me permettre de rêver d'atteindre des études aussi élevées. Ils m'ont donné la chance d'être là et ils ont surtout toujours cru en moi. Je pense que cela n'a pas de prix, je suis heureux d'être arrivé au bout après toutes ces années. Même si la distance n'a pas facilité les choses, merci à eux et merci pour leur fierté.

Un large merci à mes beaux-parents qui m'ont ouvert leur bras quand je leur ai volés la main de leur fille, à ma belle-sœur et à son mari. Toutes leurs petites attentions m'ont donné le courage et la force de continuer à avancer sur ce long chemin qu'est la thèse. Merci de m'avoir accueilli au sein de votre famille et merci pour votre grande gentillesse.

La dernière personne à remercier et pas des moindres, c'est celle qui partage ma vie depuis plus de 7 ans maintenant. Mathilde, quels sont les mots que je puisse trouver pour tous ces moments heureux et tout ceux difficiles que nous avons traversés. Ce qui est sûr, sans elle, je ne me serais jamais lancé dans une thèse ! Les études avaient, à mon goût, déjà été assez longues comme ça ^^. Nous avons toujours cette façon de vouloir tous les deux se pousser vers le haut. C'est grâce à elle que j'ai pu me construire ainsi et donner le meilleur de moi-même. Elle a toujours su être présente, même quand nous étions séparés de 500 km, du début de ce travail jusqu'aux dernières minutes de la soutenance. Merci pour ses bons petits plats qui vous réchauffent le cœur, ses bêtises qui vous font rire, ses voyages qui vous font rêver. Merci pour tout son amour et surtout pour sa très grande patience. Simplement, merci pour tout.

Même si la rédaction n'est pas mon fort, je désire dédier ce manuscrit de thèse à mon plus grand amour, Mathilde Hourset.

Résumé

Titre : Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage

Mots-clés : Simulation numérique, Couplage de logiciels, Aérodynamique turbomachine, Pompage compresseur

Les performances du compresseur ainsi que son opérabilité sont constamment améliorées afin d'obtenir un moteur aéronautique plus efficace. En effet, lors des phases transitoires selon la trajectoire de vol d'un avion, c'est-à-dire les accélérations brusques ou les distorsions d'alimentation, le compresseur est un élément critique. Il est donc crucial de prévoir avec précision la plage de fonctionnement du compresseur dans son environnement système. Afin d'avoir une compréhension plus approfondie de l'influence des composants du moteur sur le fonctionnement du compresseur, une modélisation numérique d'un banc d'essai d'un compresseur aéronautique est proposée.

Au moyen d'un couplage 3D/1D, les conditions aux limites de la simulation CFD 3D du compresseur sont actualisées par le comportement dynamique du banc d'essai modélisé en 1D. Cette simulation entièrement couplée et intégrée permet de prendre en compte les effets instationnaires (i) de la propagation des ondes de pression le long des conduits et (ii) de la capacité volumique de chacun d'entre eux. Dans un premier temps, les performances du compresseur multi-étagé sont analysées selon l'ensemble des caractéristiques afin de les comparer aux résultats expérimentaux. Dans un deuxième temps, l'opérabilité du compresseur à proximité du décrochage des aubes tournantes est étudiée. Des phénomènes instationnaires se produisent dans le rotor du troisième étage du compresseur, l'analyse vise à mieux comprendre le début du déclenchement du pompage. Dans la troisième et dernière étape, cette instabilité dans le compresseur est comparée avec et sans l'environnement du banc d'essai grâce à une simulation 3D d'une part et à une simulation couplée 3D/1D d'autre part. Enfin, l'analyse entre les signaux numériques et expérimentaux des capteurs de pression instationnaires confirme la pertinence de la prise en compte de tous les éléments du banc d'essai lors du déclenchement de l'instabilité du compresseur.

Abstract

Title : Compressor operating modelling during surge inception

Keywords : Computational Fluid Dynamics, Software coupling (zooming approach), Aerodynamics, Compressor surge

Compressor performance and operability are continuously improving to obtain a more efficient aeronautical engine. Indeed, during transient phases of aircraft's flight path, the compressor is a critical element. Therefore, accurate prediction of the compressor operating range within its system environment is crucial. In order to provide a better and deep understanding of the influence of engine components on the compressor operation, a numerical modelling of an aeronautical compressor test bench is proposed.

By means of a 3D/1D coupling, the boundary conditions of the 3D CFD simulation of the compressor are updated by the dynamic behaviour of the test bench modelled in 1D. This fully coupled and integrated simulation allows for taking into account the unsteady effects of (i) the pressure waves propagation along the ducts and (ii) the volume capacity of each of them. As a first step, performance of the multistage compressor throughout the characteristics is analysed in order to compare with the experimental results. In the second step, the operability of the compressor near stall is investigated. Unsteady phenomena onset into the rotor of the compressor third stage, analysis aims to better understand the surge inception. In the third and last step, this instability into the compressor is compared with and without test bench's environment thanks to 3D simulation on the one hand and 3D/1D coupling simulation on the other. Finally, analysis between numerical and experimental signals from pressure transducers confirms the relevance of taking into account all the elements of test bench during compressor instability onset.

Table des matières

Introduction **3**

1 Turbine à gaz et Instabilités aérodynamiques **5**
1.1 État de l'art sur l'utilisation des turbines à gaz 6
1.2 Description par composant des turbines à gaz 9
1.3 Instabilités aérodynamiques liées au compresseur 12
1.4 Cas d'étude : Compresseur sur banc d'essai 16

2 Modélisation 0D à 3D **19**
2.1 État de l'Art : 0D à 3D 20
2.1.1 Différentes méthodologies 20
2.1.2 Avantages et inconvénients 27
2.2 Modélisation des composants 29
2.2.1 Modèle physique de la mécanique des fluides 29
2.2.2 Modèle physique 1D/0D des conduites 30
2.2.3 Modèle physique 3D du compresseur 38
2.3 Codes retenus pour le couplage 44
2.3.1 PROOSIS : PRopulsion Object Oriented SImulation Software (avec bibliothèque FluidaPro) 45
2.3.2 elsA : Ensemble Logiciel de Simulation en Aérodynamique 47

3 Couplage **49**
3.1 État de l'Art 50
3.1.1 Approche découplée 50
3.1.2 Approche semi-couplée 52
3.1.3 Approche couplée 54
3.2 État de l'Art avec PROOSIS ou elsA 55
3.2.1 Couplage avec PROOSIS 55
3.2.2 Couplage avec elsA 57
3.3 Mise en place du couplage 57
3.3.1 PROOSIS : encapsulation avec DECK 58
3.3.2 elsA : état conservatif avec CGNS 60
3.3.3 OpenPALM : couplage dynamique 62
3.3.4 Conditions d'échange 64
3.4 Conversion des données aux interfaces 66

3.4.1 Frontières 3D → 1D : Amont et Aval . . . 66
3.4.2 Frontières 1D → 3D . . . 67
3.4.3 Frontière 1D → 3D : Amont . . . 68
3.4.4 Frontière 1D → 3D : Aval . . . 75

4 Résultats de simulation - Fonctionnement stable et Entrée en pompage 81
4.1 Hypothèses de Simulation . . . 82
4.1.1 Compresseur 3D . . . 82
4.1.2 Conduites 1D . . . 84
4.2 Mise en données du compresseur 3D . . . 85
4.2.1 Simulation stationnaire . . . 86
4.2.2 Simulation instationnaire . . . 91
4.2.3 Analyse des instationnarités inhérentes . . . 105
4.3 Déclenchement du pompage du compresseur . . . 123
4.3.1 Compresseur seul . . . 124
4.3.2 Compresseur couplé au banc d'essai . . . 130
4.3.3 Comparaison aux essais sur banc . . . 139

Conclusions et Perspectives 143

Introduction

L'expansion de l'aviation commerciale est en accélération depuis plusieurs décennies. La poursuite de la croissance de ce secteur est étroitement liée à la neutralisation de son impact carbone. La crise actuelle montre l'implication des différents acteurs de l'industrie aéronautique à réduire les impacts environnementaux et climatiques qui sont de plus en plus conséquents. Les efforts engagés pour minimiser ces impacts sont principalement la réduction de la consommation en carburant des avions pour des raisons économiques et écologiques ainsi que la réduction du bruit environnant et des émissions de gaz nocifs des moteurs pour des raisons de nuisance et de pollution.

L'Organisation de l'Aviation Civile Internationale (OACI) est responsable de la performance environnementale du transport aérien depuis le protocole de Kyoto de 1997. Ce moyen de transport international représente 4% des émissions de CO_2 mondiales. À la suite des accords de Paris de la COP 21, une norme de certification des avions sur leurs émissions de gaz à effet de serre a été adoptée en 2016. Cette certification se rajoute à celles des émissions sonores et des émissions d'oxydes d'azote. Dès 2020, la conception de nouveaux modèles d'avion doit être conforme à cette certification. Dès 2028, tous les avions en ligne de production devront être certifiés conformes.

L'amélioration des performances des avions des 50 dernières années a déjà permis de réduire de 70 à 80 % la consommation de carburant par passager kilomètre transporté ainsi que les émissions de gaz à effet de serre associées. En France, le COnseil pour la Recherche Aéronautique Civile (CORAC) est porteur des différents projets principalement axés sur la réduction en consommation de carburant des moteurs, la recherche de nouveaux matériaux utilisés dans la fabrication de l'avion, la propulsion électrique et l'emploi de biocarburants. Les programmes européens avec des collaborations entre les industriels et les académies fleurissent depuis quelques années. Les partenariats autour des programmes CleanSky et SESAR montrent que chaque spécialité des domaines de la mécanique a atteint un pallier au niveau des performances et que la recherche multidisciplinaire est la seule solution dans les futurs développements.

Les enjeux d'amélioration de la performance d'un moteur aéronautique sont multiples, d'un point de vue économique avec la réduction de carburant, d'un point de vue écologique avec la réduction d'émissions de gaz à effet de serre et de gaz polluants et d'un point de vue confort avec la réduction des nuisances sonores. Tous les éléments constituant le moteur jouent un rôle dans la réussite de ces objectifs.

Le compresseur est un composant critique d'un point de vue aérodynamique. Il est responsable de la stabilité de l'ensemble du moteur. Sa fonction première est d'apporter l'air à plus haute

pression dans la chambre de combustion afin d'obtenir une réaction avec un fort rendement. Le taux de pression global du compresseur est augmenté grâce aux différents étages de compression. Mais la masse de ces éléments métalliques dégrade les réductions de consommation en carburant. Il faut donc diminuer le nombre d'étages constituant le composant, ce qui entraîne une augmentation de la criticité du compresseur. Car l'augmentation du rapport de pression de chaque étage et la diminution de l'espace de la veine lisse les reliant sont responsables de l'apparition de phénomènes instationnaires pouvant devenir instables.

Le développement des écoulements de plus en plus complexes au sein du compresseur doit être appréhendé avec la meilleure précision possible. Si les limites de stabilité du composant sont mieux définies, alors l'exploitation du compresseur avec de meilleurs rendements est envisageable. Actuellement, les motoristes surdimensionnement le compresseur avec la présence de marge de sécurité pour assurer le fonctionnement stable lors de manœuvres brusques comme par exemple l'accélération au décollage ou le vieillissement du moteur. Afin de ne pas restreindre les performances du compresseur, une meilleure compréhension de ces instabilités naissantes au sein du composant permet de réduire les marges de sécurité pour obtenir de meilleur rendement dans la plage de fonctionnement.

Les travaux de thèse s'inscrivent dans un dispositif CIFRE (Convention Industrielle de Formation par la REcherche) avec l'entreprise Safran Aircraft Engines (SAE) de Villaroche. Les travaux sont réalisés conjointement entre le Laboratoire de Mécaniques des Fluides et d'Acoustique (LMFA) à l'École Centrale de Lyon (ECL) et le Département AÉrodynamique et Propulsion (DAEP) à l'ISAE-Supaéro.

L'objectif principal de la thèse est de modéliser le fonctionnement d'un compresseur haute pression à la traversée de sa limite de stabilité du pompage. Cette méthodologie doit être flexible afin d'étudier d'autres composants et doit exiger des ressources informatiques raisonnables. La mise en place d'une modélisation du compresseur au sein de son banc d'essai permet une confrontation des résultats de simulation avec les mesures expérimentales réalisées chez SAE il y a quelques années. Cette étude permet de mieux connaître le fonctionnement global du compresseur lors de l'apparition des instabilités grâce aux modélisations locales précises. Les avancées en Recherche et Développement doivent passer par cette vision globale du fonctionnement système afin de créer des ruptures technologiques dans la conception des nouvelles architectures propulsives.

Le mémoire s'organise selon quatre chapitres. Le premier chapitre présente une rapide revue bibliographique sur l'utilisation des turbines à gaz et plus particulièrement des moteurs aéronautiques. La définition des composants constituant permet d'introduire le fonctionnement spécifique du compresseur dans le contexte de modélisation du banc d'essai. Puis, le deuxième chapitre aborde les niveaux de fidélité dans la simulation numérique des éléments composant le banc, afin de sélectionner le meilleur compromis dans l'élaboration de la méthodologie. Ensuite, le troisième chapitre détaille la mise en place du couplage de logiciels de simulation numérique. Cette modélisation permet de réduire le temps de calcul de l'apparition des instabilités au sein du compresseur. Le quatrième et dernier chapitre est scindé en deux parties afin de présenter les principaux résultats de thèse. La première partie concerne le fonctionnement instationnaire du compresseur et l'analyse des fluctuations générées par ce dernier. La seconde partie traite de la recherche du déclenchement du pompage du compresseur avec une comparaison entre la simulation isolée du compresseur et la simulation couplée au banc d'essai.

Chapitre 1

Turbine à gaz et Instabilités aérodynamiques

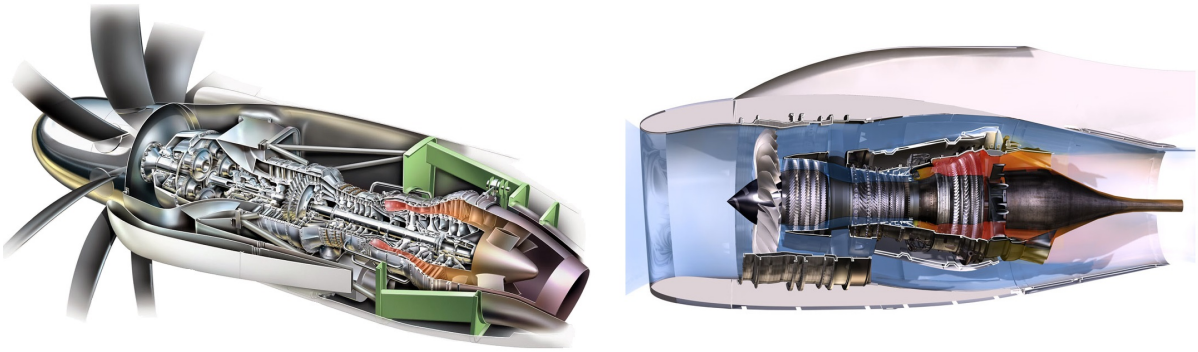
Sommaire

1.1 État de l'art sur l'utilisation des turbines à gaz 6
1.2 Description par composant des turbines à gaz 9
1.3 Instabilités aérodynamiques liées au compresseur 12
1.4 Cas d'étude : Compresseur sur banc d'essai 16

Ce chapitre illustre brièvement l'état de l'art sur les turbines à gaz. La décomposition en éléments simples d'une turbine à gaz est réalisée avec la description de ses composants, principalement formés de turbomachines. Puis, l'intérêt est porté sur le composant nommé compresseur. Des instabilités aérodynamiques peuvent apparaître au sein de ce dernier, elles sont décrites afin de comprendre les différentes campagnes d'essai réalisées chez Safran Aircraft Engines.

1.1 État de l'art sur l'utilisation des turbines à gaz

Les turbines à gaz font parties de la famille des moteurs à combustion interne. Elles sont principalement utilisées dans la propulsion aérospatiale. Mais il est possible de les trouver dans la production d'énergie dont l'utilisation est dérivée de la première. L'élément principal est donc la chambre de combustion qui permet de transformer le carburant en une énergie de propulsion. Les autres composants entourant la chambre sont des turbomachines, éléments tournants responsables du transfert d'énergie entre l'arbre de rotation et le fluide en mouvement.



(a) Turbopropulseur TP400

(b) Turboréacteur SaM146

Figure 1.1 – Moteurs utilisés dans la propulsion aéronautique, ® Safran Aircraft Engines

Dans la propulsion aéronautique, il existe deux types de moteur couramment employés dans l'aviation commerciale. Les premiers sont les turbopropulseurs (Figure 1.1-a), principalement utilisés sur les avions régionaux, où l'énergie cinétique fournit au gaz permet grâce à un arbre lié à un réducteur de la transformer en énergie mécanique de rotation d'une hélice. Cette dernière crée la principale force de poussée de l'avion, une poussée résiduelle provient de l'éjection des gaz dans la tuyère. Les seconds sont les turboréacteurs (Figure 1.1-b) utilisés sur les avions commerciaux où l'éjection des gaz à travers la tuyère crée la totalité de la propulsion. Comparativement aux cas des turbopropulseurs, l'air apporté au sein du moteur par la soufflante est communément séparé en deux flux. Le premier flux au centre est comprimé et puis subit une combustion au cœur du moteur afin d'être éjecté à travers la tuyère grâce à une détente. Le second flux contourne le premier flux du moteur pour entraîner une force de poussée plus conséquente lors de l'éjection dans la tuyère. Le mélange de ces deux flux froid et chaud augmente la propulsion du moteur. Il est également possible d'utiliser des moteurs à pistons comme dans l'automobile, tel que le SMA SR305-230E ® de l'entreprise Safran Aircraft Engines. Ce moteur est destiné à l'aviation légère.

Dans la production d'énergie, les turboréacteurs de taille plus conséquente sont nommés turbines à combustion. Les gaz chauds en sortie de tuyère sont utilisés pour produire de la vapeur. Cette dernière est dirigée vers une seconde turbine afin d'actionner un alternateur pour récupérer l'énergie électrique comme cela est réalisé dans le fonctionnement des diverses centrales.

Dans la propulsion spatiale, les fluides utilisés dans le phénomène de combustion sont des ergols liquides. Il s'agit de l'hydrogène liquide comme carburant et de l'oxygène liquide comme comburant. Sur la Figure 1.2, le moteur spatial présente une tuyère d'éjection surmontée de la chambre de combustion. Afin d'acheminer les deux réactifs dans la chambre de combustion, des turbopompes

sont utilisées comme il est visible sur le circuit. Ces deux dernières sont alimentées par la détente en gaz des ergols servant au refroidissement de la tuyère.

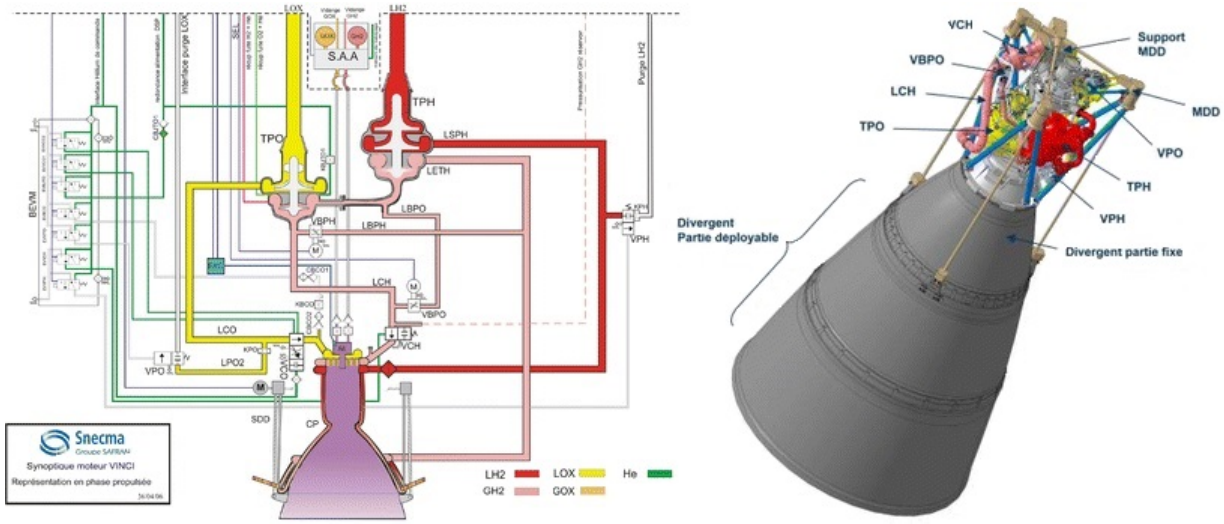


Figure 1.2 – Moteur spatial Vinci pour la fusée de lancement Ariane 6, ® ArianeGroup

Les premières turbines à gaz datent du début du XX^{e} siècle siècle mais ce sont vers les années 20 que les développements permettent d'élaborer des lois de conception pour atteindre des rendements suffisants pour l'utilisation de ces machines dans l'industrie. Les turbomachines qui composent la turbine à gaz doivent respecter certains critères afin de ne pas générer de pertes trop importantes. La complexité de telles machines voit naître l'essor des industries de pointe en aéronautique ainsi que des laboratoires de recherche dans le domaine de l'aérodynamique. En 1957, W.R. Hawthorne énonce, particulièrement de façon éloquente, les divers problèmes liés à ce domaine dans la conception des moteurs d'avion [64]. Par exemple, le niveau de compressibilité influe sur le fonctionnement de ces turbines à gaz. Le nombre de Mach indique ce niveau dans l'écoulement au sein de la machine. Afin d'éviter les régimes supersoniques qui peuvent engendrer des ondes de choc sur les éléments, sur la Figure 1.3, il y a deux rouets de couleur rouge réduisant le nombre de Mach débitant de l'écoulement comparativement à un seul rouet avec un encombrement radial équivalent. Cette recherche de fonctionnement avec de hauts rendements entraîne les composants de la turbine à gaz à atteindre leur limite de stabilité.

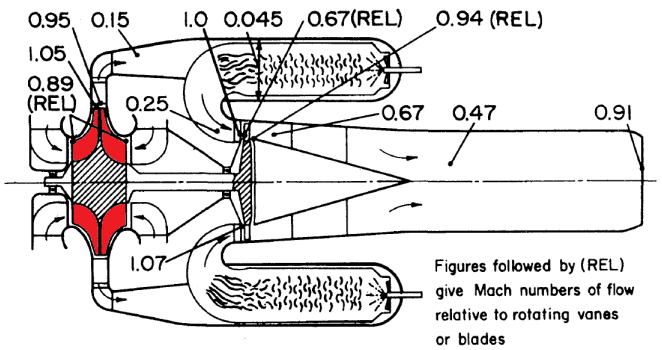


Figure 1.3 – Turbine à gaz de type Whittle avec deux rouets d'admission [64]

L'article de Hawthorne fut repris par E.M. Greitzer en 2007, afin de faire l'état des lieux des problèmes aérodynamiques évoqués [59]. À l'aide des nouveaux outils de conception par simulation numérique et des nouvelles techniques de mesures sur banc d'essai, les mécanismes rencontrés au sein des écoulements de turbines à gaz sont de plus en plus connus mais ne sont toujours pas élucidés. Avec ces nouveaux développements, les ingénieurs et les chercheurs tentent de contrôler l'apparition des instabilités. Afin de repousser les frontières des conceptions conventionnelles, les industries se doivent de créer des ruptures technologiques qui engendrent des partenariats florissants entre les entités de recherche et les bureaux d'études. La Figure 1.4 présente un avion expérimental qui devrait être plus silencieux grâce à sa forme d'aile volante et à la propulsion distribuée intégrée au fuselage. De plus, la consommation en carburant devrait être réduite grâce à l'ingestion des couches limites dans les moteurs embarqués. Puis, la présence de tuyères à géométrie variable permet de contrôler la vitesse d'éjection des gaz grâce au taux de dilution. Les moteurs seront qualifiés de configuration à soufflante carénée à très haut taux de dilution, *UHBR* (*Ultra High By-pass Ratio*).

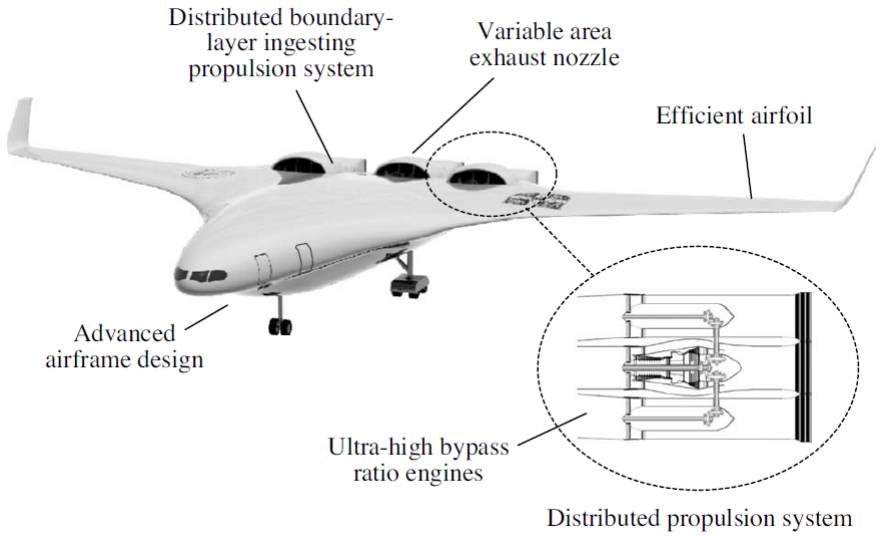


Figure 1.4 – Collaborations sur le projet d'avion plus silencieux de Cambridge et du MIT [59]

Les développements des turbines à gaz sont continûment en progrès, les défis environnementaux demandent d'élaborer ce genre de technologies afin de respecter les nouvelles normes. Pour cela, l'élaboration des projets devient multi-acteurs et multi-disciplinaires car l'amélioration du fonctionnement du moteur dans son ensemble provient de l'optimisation des domaines techniques tels que l'aérodynamique, le contrôle, la mécanique structurelle et l'instrumentation. Afin d'évaluer l'impact de ces développements, la turbine à gaz est conçue selon ses différents composants. Ces éléments sont constitués essentiellement de turbomachines, de chambres de combustion, de conduits et de systèmes de régulation. Le domaine de la mécanique des fluides est présent dans tous ces composants. Les entités de recherche sont aussi multiples qu'il existe de branches à ce domaine : aérodynamique, thermique, chimique, ...

Le champ d'étude dans les travaux de thèse est principalement l'aérodynamique des turbomachines. Les composants constituant la turbine à gaz sont définis ainsi que leur fonctionnement. Concernant les axes de recherche et les tendances industrielles, les orientations pour la conception des nouvelles architectures sont abordées.

1.2 Description par composant des turbines à gaz

Une turbine à gaz est constituée de plusieurs turbomachines, d'une chambre de combustion, de conduits et d'une tuyère. De manière générale, une turbomachine est composée de pièces en rotation et de parties fixes, elle permet de réaliser un transfert d'énergie entre les pales de la partie tournante liée à un arbre et le fluide en mouvement. L'énergie du fluide sur les pales est récupérée dans le cas des turbines. Dans le cas des compresseurs, l'énergie de l'arbre en rotation est fournie au fluide. La turbine à gaz est aussi constituée de conduits reliant les différents composants. La chambre de combustion est une conduite où est réalisée la réaction du carburant avec le comburant comprimé par les turbomachines en amont. La tuyère est le dernier élément permettant d'éjecter les gaz détendus par les turbomachines en aval de la chambre. La Figure 1.5 illustre les composants constituant un turboréacteur à double flux, en couleur sont représentés les différents flux au sein du moteur, les éléments cités en haut correspondent aux conduits d'entrée et de sortie, ceux reliant les turbomachines entre elles ainsi que la chambre de combustion annulaire. Les éléments cités en bas sont des turbomachines : en amont de la chambre de combustion, elles fournissent l'énergie au gaz grâce aux différents compresseurs et en aval de la chambre, elles récupèrent l'énergie du gaz sur l'arbre afin de faire fonctionner les compresseurs avant que les gaz ne soient éjectés. Le moteur est qualifié à double corps car deux arbres imbriqués l'un dans l'autre font tourner deux ensembles compresseur-turbine différents. Le premier est à basse pression (BP) et le second est à haute pression (HP).

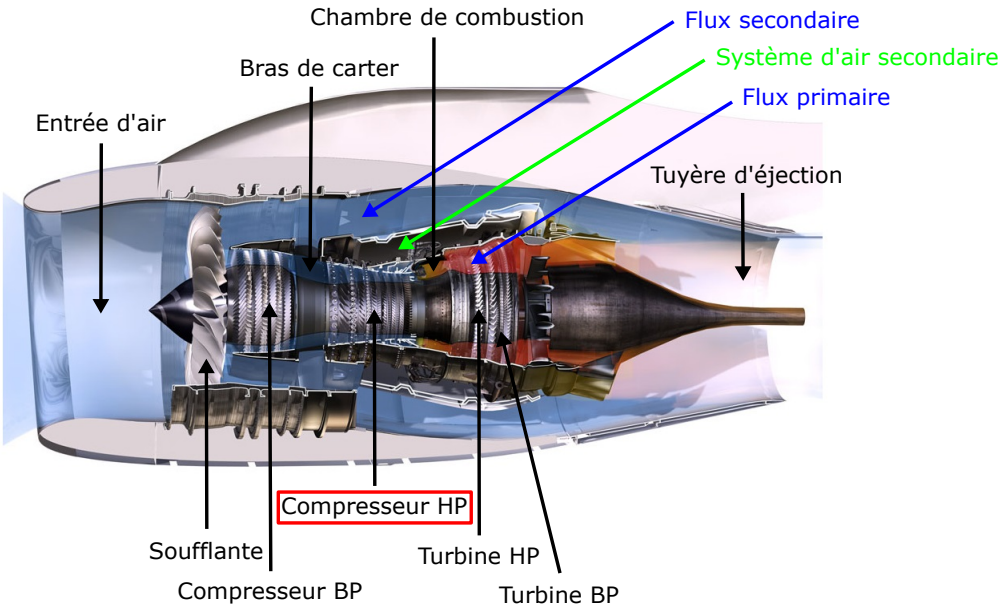


Figure 1.5 – Éléments constituant une turbine à gaz (turboréacteur double-flux, double-corps)

Les turbines et les compresseurs ont des géométries établies selon leur plage de fonctionnement. Les deux catégories les plus utilisées sont les machines radiales comme présentées sur la Figure 1.3 et les machines axiales comme présentées sur la Figure 1.5. Sur cette dernière, les turbomachines axiales telles que le compresseur HP entouré de couleur rouge peuvent être définies en plusieurs étages de grilles d'aubes. Dans le cas du compresseur, un étage se compose d'une partie mobile nommée roue mobile (RM) liée à l'arbre en rotation afin de transférer l'énergie au fluide et d'une

partie fixe nommée redresseur (RD) afin de réduire la giration du fluide en transformant la pression dynamique associée à la vitesse tangentielle en pression statique. Il est également possible en fonction du régime encouru, de réduire la giration en amont des roues mobiles grâce à la technique des calages variables des grilles d'aubes fixes du compresseur. Dans le cas de la turbine, un étage se compose d'une partie fixe nommée distributeur afin d'appliquer une giration à l'écoulement impactant la partie mobile nommée roue mobile liée à l'arbre afin de récupérer l'énergie cinétique du fluide.

Lors de la conception d'une turbomachine, le dessin des grilles d'aubes est réalisé pour que le composant fonctionne de façon nominale à 100% de régime du module dans le cycle moteur. Par exemple dans le cas de l'aviation commerciale, le point de fonctionnement pour lequel le moteur doit être dessiné est le vol en croisière, alors que pour l'aviation militaire, la réactivité du moteur aux décollages et aux manœuvres brusques est l'aspect le plus important. Le comportement de chaque composant de la turbine à gaz est décrit selon sa caractéristique de performances afin de visualiser la plage de fonctionnement de ce dernier. Sur la Figure 1.6, l'exemple de la caractéristique d'un compresseur montre son taux de compression en fonction du débit réduit corrigé. Les niveaux de rendement et de vitesse de rotation ainsi que les limites de stabilité sont visibles. Cela permet d'observer le comportement hors-adaptation du composant lors de changement de point de fonctionnement. Dans le cas du compresseur, sa plage de fonctionnement est limitée par la ligne de blocage aérodynamique à fort débit où l'une des grilles d'aubes possède un blocage sonique et par la ligne de pompage à faible débit où les décrochages des roues mobiles entraînent une instabilité à basse fréquence et de très grande amplitude.

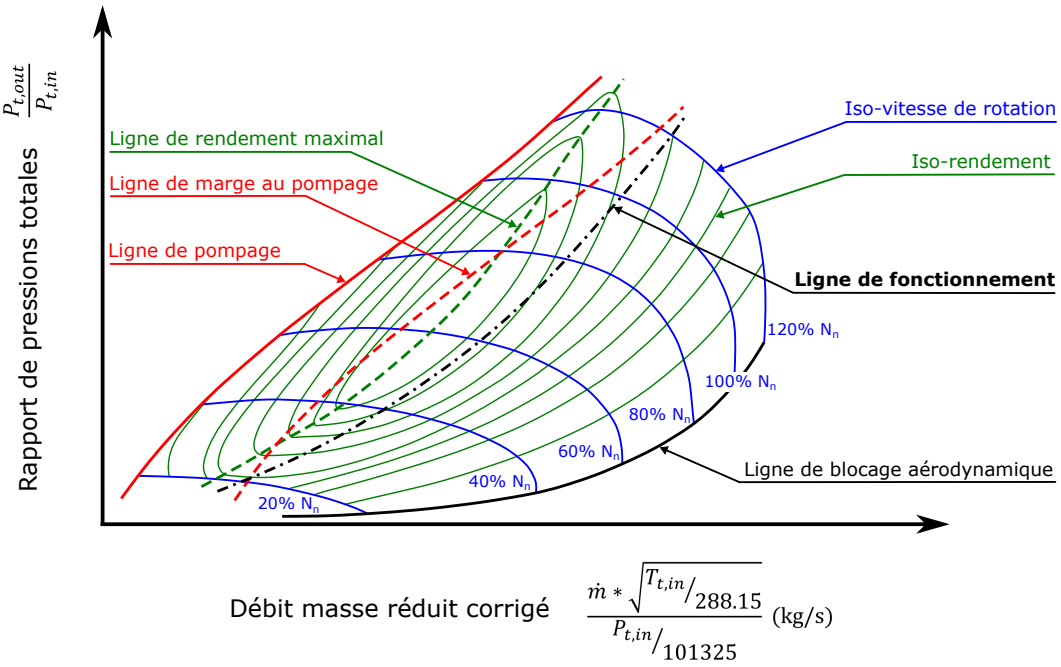


Figure 1.6 – Caractéristique compresseur avec plage de fonctionnement

Afin d'éviter l'apparition de cette instabilité du compresseur dans cette zone, une marge de sécurité est définie pour assurer un fonctionnement opérable du compresseur lors de manœuvres telles que les accélérations et les décélérations ou lors d'apparition de distorsion dans l'écoulement d'alimentation ou tout simplement lors du vieillissement du moteur. Le niveau de marge retenu peut restreindre

significativement la plage de fonctionnement comme il est visible sur la caractéristique, la ligne de fonctionnement ne peut passer par les points de plus haut rendement. Cela conduit donc à diminuer ses performances, étant donné que les rendements les plus élevés se situent à proximité de la limite de stabilité.

Dans l'objectif de réduire la consommation en carburant et de diminuer l'émission de polluants, l'injection et les zones de combustion au sein de la chambre sont optimisées [75]. Le refroidissement des parois de la chambre permet d'augmenter la température de combustion [4]. Cette augmentation de température en sortie de la chambre amène à trouver de nouvelles méthodes de construction des premiers étages de turbine. De nouveaux matériaux permettent de fabriquer des turbines qui supportent des températures plus élevées [62]. De plus, grâce au système d'air secondaire, le refroidissement des grilles d'aubes de turbine est optimisé. Afin de réussir à atteindre de très hauts rendements de combustion, la compression doit être plus conséquente pour obtenir une meilleure réaction, sans pour autant augmenter drastiquement la masse du compresseur pour éviter d'annuler les réductions de carburant. La charge aérodynamique des étages de compression doit donc être considérable pour augmenter le rendement du compresseur, afin de diminuer la consommation et la pollution des carburants. D'après T.E. Dickens [41], il y a un compromis à réaliser entre l'augmentation des rapports de pressions de chaque étage créant des pertes plus importantes et donc la diminution du rendement du compresseur. L'aérodynamique des grilles d'aubes du compresseur est de plus en plus complexe, ce qui crée des écoulements tridimensionnels dont les instationnarités inhérentes et les modifications d'alimentation doivent être étudiées pour obtenir un fonctionnement global du compresseur avec le meilleur rendement. L'ensemble compresseur-chambre-turbine est alors optimisé pour un point de fonctionnement particulier. Mais le moteur étant utilisé sur différentes plages, qualifiées de hors-adaptation, il faut que les rendements soient suffisants pour permettre un fonctionnement correct lors des manœuvres ou du vieillissement des pièces mécaniques.

D'après N. Binder [10], les fonctionnements hors-adaptation d'un composant peuvent être définis selon trois catégories : hors-adaptation opérationnelle dans le cas où les conditions de fonctionnement sont modifiées, hors-adaptation géométrique dans le cas où les turbomachines possèdent des géométries variables et hors-adaptation fonctionnelle dans le cas où le fonctionnement de la turbomachine est inversé. Dans cette dernière définition, cela correspond au fonctionnement en mode turbine d'un compresseur, ou inversement, au fonctionnement en mode compresseur d'une turbine. D'autres travaux de A. Gill [53][54] montrent les performances d'une turbomachine avec un fonctionnement de transfert d'énergie inversé voire avec une vitesse de rotation contraire. Grâce à ces études, des régimes de fonctionnement sont entrepris afin de récupérer de l'énergie durant les phases de vol de l'avion qui ne demandent pas de sollicitation importante du moteur, il s'agit du régime d'auto-rotation. Ce dernier permet de fournir une source d'énergie supplémentaire à l'avion pour économiser par exemple la consommation en électricité des systèmes de bord.

Ces développements demandent plusieurs cycles de conception ainsi que des tests sur banc d'essai. Dans la première partie, la simulation numérique permet de fournir des résultats rapidement et moins coûteux. Il faut cependant tenter de réduire au maximum le nombre d'hypothèses de modélisation afin d'obtenir des résultats probants. Grâce à l'avènement de calculateurs de grande puissance, les différentes entités de recherche en simulation numérique tendent à déployer des modélisations de haute fidélité dans l'industrie aéronautique [55], qui sont encore à ce jour réservées à la recherche institutionnelle. Ces simulations permettent de définir les écoulements avec plus de précision afin d'entreprendre des conceptions plus complexes. Dans la seconde partie, les projets

aboutissent à des campagnes d'essai afin de vérifier les performances prédites par la simulation. Étant donné le coût des essais, le choix des versions testées est donc limité. Les caractéristiques de chaque composant sont donc décrites afin d'observer les comportements aérodynamiques, mécaniques et thermiques en conditions réelles.

Lorsque les limites du fonctionnement stabilisé sont atteintes, les résultats numériques et les mesures d'essai contribuent à mieux comprendre l'apparition des instabilités et leurs évolutions au sein du composant. Dans cette étude de thèse, les travaux sont recentrés sur le fonctionnement hors-adaptation du compresseur, plus particulièrement le compresseur haute pression d'un moteur aéronautique. Les instabilités naissantes dans cet élément sont donc décrites.

1.3 Instabilités aérodynamiques liées au compresseur

Dans un compresseur, la zone à haut rendement se trouve proche de la ligne de pompage comme il est visible sur la caractéristique de la Figure 1.6. Cette limite de stabilité qui apparaît à bas débit et à haut taux de compression définit la zone d'apparition du décrochage des aubes tournantes. L'émergence de ces instabilités est encore le sujet de plusieurs études de recherche car la maîtrise de la définition de cette ligne réside dans la possibilité d'augmenter les performances du compresseur. Comme l'atteste l'étude bibliographique de I.J. Day [30], les deux principales instabilités apparaissant au franchissement de cette limite sont le décrochage tournant et le pompage.

Les premières mentions de ces phénomènes dans la littérature datent des années 20 - 30 avec L. Prandtl [100] et G.V Brooke [14] lorsque les limites de conception des turbomachines ont été atteintes pour obtenir un fonctionnement avec un meilleur rendement. Puis dans les années 50, les différentes entités industrielles et institutionnelles collaborent davantage [49] afin de pouvoir contrôler cette instabilité de décrochage dans les futurs développements. Car ce phénomène oblige les concepteurs à spécifier une marge au pompage qui restreint les performances du compresseur. Ce problème est bien entendu observé dans les compresseurs multiétages utilisés dans l'aéronautique, plusieurs campagnes d'essai tentent de mieux comprendre l'apparition de ces instabilités au régime encouru par le compresseur lors de l'accélération du moteur [33][91].

Dans l'article de M.C. Huppert [70], une distinction est faite entre le décrochage des roues mobiles selon une partie de la hauteur de veine (ex. sur la Figure 1.7-a) ou selon la totalité de cette hauteur. Les volumes à l'aval du compresseur ainsi que le régime de rotation jouent un rôle prépondérant dans l'apparition du décrochage tournant ou du pompage. H.D. Emmons [46] illustre sur la Figure 1.7-b l'apparition du décrochage tournant en vue aube à aube de la roue mobile.



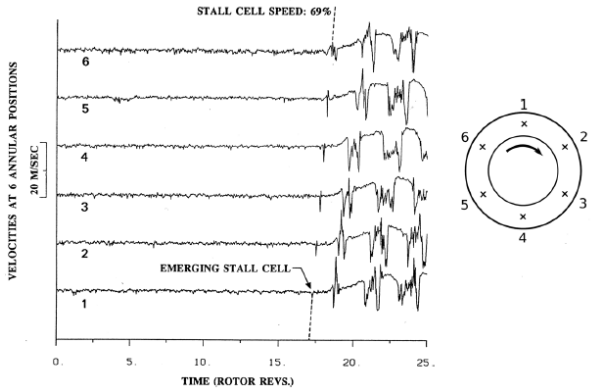
(a) Développement radial selon la vue méridienne [49] (b) Propagation azimutale selon la vue aube à aube [46]

Figure 1.7 – Schéma du décrochage d'une roue mobile

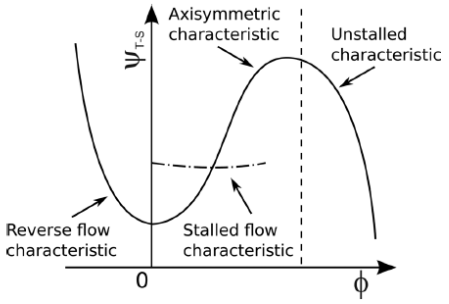
En réduisant le débit traversant le compresseur, les angles d'incidence sur les aubes de la roue mobile et du redresseur deviennent plus importants. Cette augmentation va engendrer un décollement de la couche limite d'une des pales de la grille d'aubes, le blocage ainsi créé dévie d'autant plus l'écoulement amont. La conséquence est le décrochage des pales suivantes, ce qui entraîne un décollement en cascade de la grille d'aubes dans le sens inverse de rotation. Les premières aubes décrochées peuvent retrouver un fonctionnement normale selon la courbure de la pale mais la propagation du décrochage des aubes suivantes continue en formant une cellule. Comme la vitesse de déplacement est opposée à la vitesse de rotation dans le repère de la roue, la (ou les) cellule(s) de décollement se propage(ent) de canaux en canaux à une vitesse de rotation inférieure à celle de la roue mobile dans le repère fixe. D'après l'article de I.J. Day et N.A. Cumpsty [31], la vitesse de propagation des cellules de décollement dans la grille d'aubes tournantes est peu impactée par la vitesse de rotation des pales, par le profil des aubes ou par les jeux radiaux en tête de pale. Par contre dans le cas de compresseur multiétages, la position de la partie fixe aubée en amont des étages formant le composant a une grande influence sur la vitesse de rotation relative de ces cellules.

En 1991, la distinction est faite entre deux formes d'apparition du décollement tournant. La première est nommée *modal*, c'est une perturbation de grande longueur d'onde de l'ordre de plusieurs canaux et sa propagation est progressive. Puis la seconde est nommée *spike* de longueur d'onde plus courte de quelques canaux et son apparition est brutale. Cette dernière est souvent observée lors du déclenchement des instabilités dans le cas de compresseur haute pression multiétages. Les différentes catégories de décrochage tournant sont étudiées dans l'article de I.J. Day et C. Freeman [32]. Lorsque la vitesse de rotation d'un compresseur haute pression est nominale, le déclenchement de type *spike* apparaît juste avant le départ en pompage, Figure 1.8-a [28]. Le décollement brutal apparaît en quelques tours de roue immédiatement à la suite de cette perturbation. Grâce à la simulation, H.D. Vo [120] propose deux conditions dans lesquelles ce déclenchement au sein de la veine est observé. La première est que les écoulements de jeu doivent être alignés avec le front des bords d'attaque de la grille tournante et la seconde est que l'écoulement de retour doit contourner le bord de fuite des pales. La première condition avait déjà été observée par D.A. Hoying [69], collaborateur de H.D. Vo, comme déclenchement de l'apparition du *spike*. Mais l'origine de cette instabilité et la manière de se développer ne sont pas encore totalement élucidées, de récents articles continuent d'aborder le sujet dans le cas de décrochage tournant de compresseur haute pression [102][42][43].

Dans certains cas, lorsque le taux de pression est important, de fortes fluctuations de l'écoulement peuvent apparaître. Cette contre-pression crée des oscillations de l'écoulement. L'instabilité, nommée pompage, est un phénomène d'ensemble du compresseur et sa direction est longitudinale selon l'axe machine. Ce comportement est instable comparativement au cas du décollement tournant qui peut trouver un point de fonctionnement stabilisé dans la caractéristique. Ici les perturbations sont de forte amplitude et les oscillations sont à basse fréquence, elles peuvent engendrer une inversion du débit au sein du compresseur. L'écoulement oscillant peut générer des efforts mécaniques néfastes sur certaines pales des grilles d'aubes. Les études sur le phénomène instable ont permis de définir la ligne de pompage dans la caractéristique compresseur. En 1976, les travaux de E.M. Greitzer [57][58] sont la pierre angulaire sur l'établissement d'un paramètre nommé B, qui interprète le rapport entre les forces de pression et les forces d'inertie afin d'avoir une première estimation du type de phénomène encouru. Grâce aux conditions d'alimentation et aux valeurs géométriques du système, il est possible de savoir si l'instabilité s'apparente à un décrochage tournant ou à un pompage du compresseur. Mais ce paramètre est calculé pour un écoulement incompressible et souffre d'un manque d'extrapolation car la précision des résultats est cas-dépendant.



(a) Signaux de vitesse des sondes réparties azimutalement en amont de la grille d'aube [28]

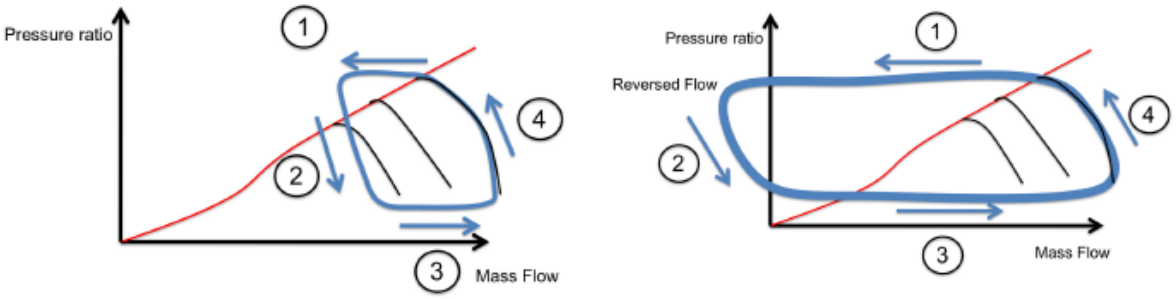


(b) Caractéristique du fonctionnement du pompage selon les coefficients de charge et de débit [30]

Figure 1.8 – Apparition *spike* du décollement - Caractéristique du pompage du compresseur

Dans les années 80, les premiers articles traitant l'étude analytique du phénomène de pompage sont écrits par N.A. Cumpsty et E.M. Greitzer [27]. À travers des observations expérimentales, ils élaborent des modèles du déclenchement du pompage grâce à des simplifications et à des corrélations empiriques. La prédiction de la vitesse de propagation du décollement tournant est précise mais elle est dépendante du cas d'étude. Puis, les travaux analytiques de F.K. Moore [85] sur la théorie du décollement tournant apparaissant dans les compresseurs multiétages sont les prémisses de la définition des performances du composant durant l'inversion du débit. Grâce aux interprétations expérimentales de S.G. Koff et E.M. Greitzer [77], la tendance moyenne de l'évolution du fonctionnement du compresseur est tracée sur la Figure 1.8-b lorsque ce dernier décroche et que son écoulement devient inversé. Puis en 1986, E.M. Greitzer et F.K. Moore unifièrent les modèles de prédiction du décollement tournant et du pompage en une seule théorie. La précision de ces derniers est validée sur de multiples mesures expérimentales [86][56]. Mais ce modèle souffre toujours de l'hypothèse de l'incompressibilité de l'écoulement. Il existe donc une extension du modèle de E.M Greitzer et F.K. Moore introduisant les effets de compressibilité [66].

Dans les travaux expérimentaux sur les compresseurs axiaux de I.J. Day [29], tous les pompages surviennent après une période de décrochage tournant. Le volume capacitif en aval du compresseur possède une pression élevée qui oblige le compresseur à ralentir l'écoulement, ce qui engendre le décrochage. Si l'inertie des conduits les reliant est importante, une oscillation du débit se crée avec une fréquence égale à un résonateur d'Helmholtz, formé par le volume aval. Ce phénomène se nomme le pompage classique (Figure 1.9-a). En fonction des niveaux de pression et d'énergie, l'écoulement dans le compresseur peut s'inverser, l'oscillation n'est pas sinusoïdale et elle correspond à un cycle avec un terme de relaxation, le pompage est qualifié de profond (Figure 1.9-b). De récents articles analysent les différents régimes de pompage qui peuvent survenir en fonction de la machine étudiée, par exemple comme dans le cas d'un compresseur centrifuge [129]. Le phénomène de pompage est lié au décrochage d'une des grilles d'aubes tournantes mais les étages ou les volumes environnant ont de fortes influences sur l'évolution de l'instabilité. Ces effets peuvent être stabilisant ou déstabilisant [81].

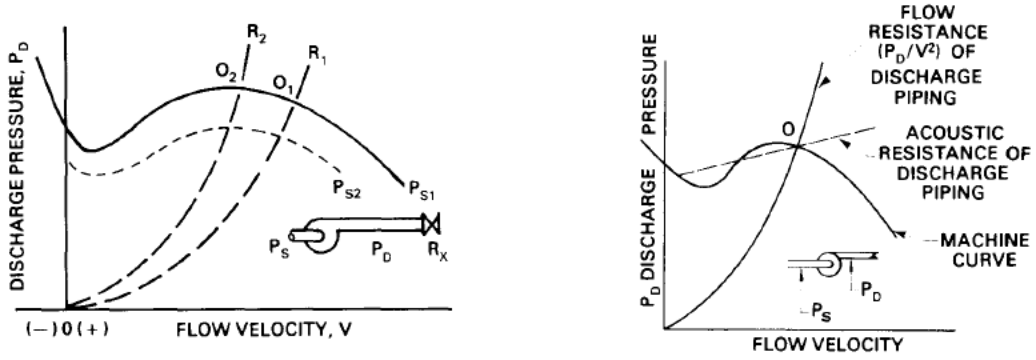


(a) Pompage classique

(b) Pompage profond

Figure 1.9 – Cycle de pompage sur la caractéristique compresseur [25]

L'aspect système est primordial dans la compréhension du phénomène de pompage des compresseurs. La conception des aubes du compresseur est seule responsable du décrochage des pales lors du fonctionnement hors-adaptation mais le comportement de l'écoulement au sein du système définit les fréquences des instabilités de pompage. Dans les travaux de C.R. Sparks [115], la prise en compte du système de conduits entourant le compresseur permet de capturer les valeurs des fréquences d'oscillations. La Figure 1.10-a montre la caractéristique d'un compresseur centrifuge avec les variations des points de fonctionnement lorsque les conditions d'alimentation ou la valeur de la vanne aval sont modifiées. Cette dernière est responsable de la contre-pression appliquée au compresseur, fournissant ainsi la consigne de travail au composant. La loi de vanne représentée sur Figure 1.10-b fixe le point de fonctionnement mais d'autres sources de perturbations peuvent déstabiliser le compresseur, comme par exemple l'impédance acoustique des différentes conduites.



(a) Pertes de charge de la vanne

(b) Inertie acoustique des conduits

Figure 1.10 – Caractéristique du compresseur et son système [115]

Les conduites et les volumes capacitifs sont majoritairement responsables de l'évolution des cycles de pompage représentés sur la Figure 1.9 [36][128]. Le pompage classique apparaît plus fréquemment dans les compresseurs à faible taux de compression. Concernant les compresseurs haute pression multiétages, le pompage profond apparaît dans la majorité des cas, si le volume aval permet l'inversion de l'écoulement dans le compresseur. Le cycle de pompage se décompose en quatre parties : dès l'apparition de l'instabilité le débit chute brutalement après le décrochage (1), ensuite le débit est inversé pendant la vidange du volume aval où la pression diminue (2), puis la phase de

récupération apparaît pendant que le compresseur contraint à nouveau le sens de l'écoulement (3) et enfin la recompression s'effectue sur la caractéristique de l'iso-vitesse de fonctionnement classique du compresseur (4). Les échelles de temps de variation du débit sont rapides alors que les phases de variation de pression sont lentes. D'autres composants sont aussi responsables de l'évolution de la période du cycle et de ses différentes phases, par exemple les volumes du système d'air secondaire comme il est question dans l'article de L. di Mare [40] ou l'apport d'énergie de la chambre de combustion lors de l'inversion du débit dans l'article de S. Teramoto [118].

Les différents éléments entourant le compresseur sont les facteurs d'amplification des instabilités. L'analyse de l'impact de ces composants sur le compresseur lors du déclenchement du pompage permet de mieux appréhender l'apparition des instabilités afin de tenter de les contrôler. Le cas d'étude des travaux de thèse est détaillé ci-après.

1.4 Cas d'étude : Compresseur sur banc d'essai

Les moteurs aéronautiques sont composés de turbomachines avec des géométries et des fonctionnements complexes comme le cas du compresseur haute pression en amont de la chambre de combustion. À ce jour, il est impossible de concevoir l'ensemble d'un moteur dans une seule étude, chaque composant constituant le moteur est conçu dans un service dédié. Puis au sein de chaque service, les analyses des aspects aérodynamique, thermique et mécanique du composant sont réparties selon différentes unités du service. Lorsque le cycle de conception est abouti, des campagnes d'essai permettent de mesurer les performances réelles du composant afin de définir le fonctionnement spécifique avec les conditions d'alimentation de l'enveloppe de vol. Chaque composant est alors testé de façon indépendante.

Le compresseur d'étude de la thèse est un compresseur haute pression de moteur aéronautique qui était installé sur le banc d'essai démonstrateur de Safran Aircraft Engines. Ce type d'essai est nommé "compresseur en essais partiels" car il teste le fonctionnement du compresseur de façon isolée. Les caractéristiques à différentes vitesses de rotation sont décrites en variant la valeur de la contre-pression en sortie du compresseur. Puis grâce aux variations géométriques et opérationnelles (calages variables, prélèvements, ..), il est possible de tester le fonctionnement hors-adaptation afin d'atteindre les limites de stabilité du compresseur.

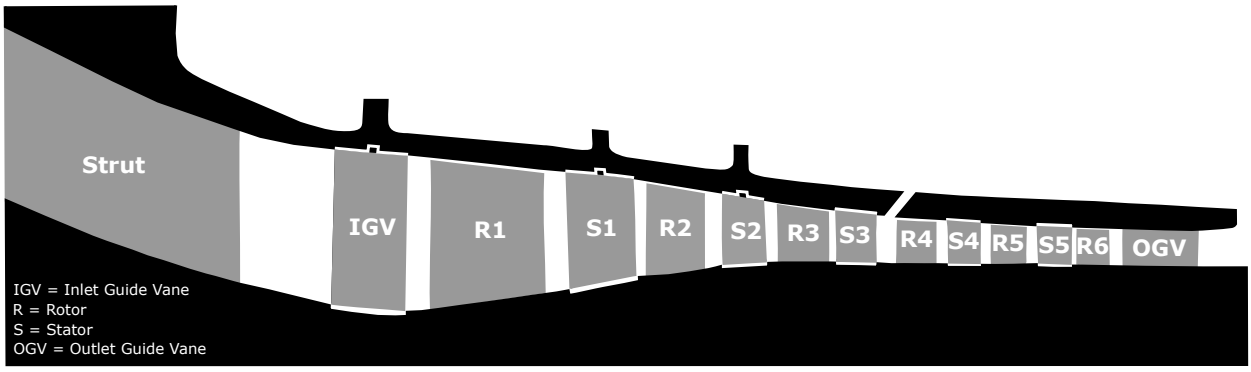


Figure 1.11 – Schéma du plan méridien du compresseur HP représentant les grilles d'aubes

Ce dernier est composé de six étages et demi, il comporte une roue directrice d'entrée (IGV) et six paires de roue mobile - redresseur (R-S). Il y a donc au total treize grilles d'aubes comme montré sur la Figure 1.11. Les bras en amont du compresseur, *strut*, sont répartis azimutalement pour maintenir structurellement le carter du compresseur. Leur nombre est en général compris entre 3 et 12. La section géométrique de la veine évolue selon l'axe moteur. Les grilles d'aubes IGV, $S1$ et $S2$ sont à calage variable, leurs consignes dépendent du régime de rotation lors de manœuvres d'accélération ou de décélération. Cela permet d'imposer une pré-giration à l'écoulement en amont de la roue mobile afin que son fonctionnement ne soit pas totalement désadapté. La dernière partie du compresseur constituée de la grille d'aubes $S6$ et d'un diffuseur lisse permet d'augmenter la pression statique et d'uniformiser l'écoulement en amont de la chambre.

Les éléments composant le banc sont assimilés à des conduites comme montré sur la Figure 1.12, à l'aval une vanne primaire permet de régler le débit au sein du banc d'essai :

en amont du compresseur

- une cuve de tranquillisation
- un pavillon d'entrée
- une virole droite
- une virole conique
- un conduit annulaire en col de cygne

en aval du compresseur

- une fausse chambre de combustion annulaire
- cinq tronçons de tuyère annulaire
- une vanne primaire

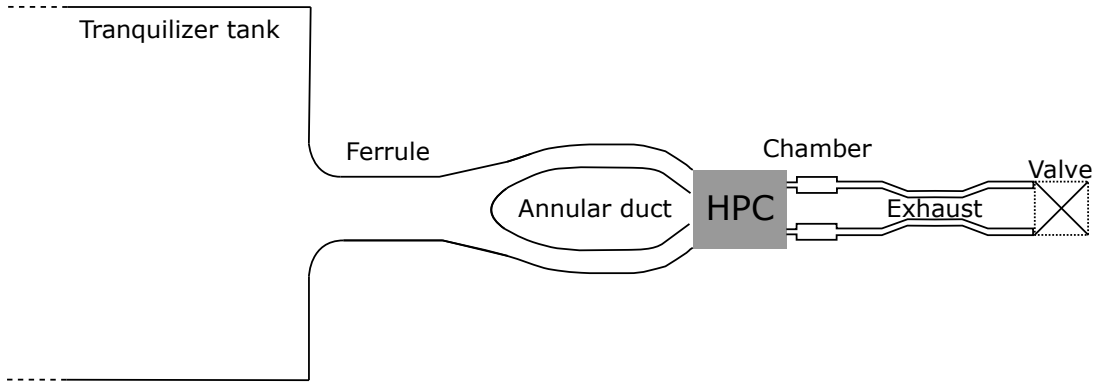


Figure 1.12 – Schéma du banc d'essai représentant les conduites

La chambre de tranquillisation permet de limiter les perturbations de l'écoulement d'entrée du banc d'essai. Les conduits annulaires en amont du compresseur alimentent les grilles d'aubes et leurs formes sont représentatives du canal entre le compresseur basse pression et le compresseur haute pression au sein d'un moteur. De même, la fausse chambre de combustion en aval du compresseur est utilisée comme volume capacitif de même ordre de grandeur que dans les chambres annulaires d'un moteur. La combustion n'est pas réalisée au sein de ce volume. Puis différents conduits

annulaires représentant la tuyère du banc d'essai permettent d'aboutir à la vanne primaire qui est responsable de la contre-pression imposée au compresseur. Durant les campagnes d'essai, les ingénieurs ont caractérisé le fonctionnement stabilisé du compresseur à diverses vitesses de rotation. Puis les limites de stabilité du pompage sont atteintes afin de détecter l'apparition des instabilités lors du déclenchement du pompage.

Ce compresseur d'étude est simulé afin de mieux comprendre l'apparition des instabilités liées au pompage. Afin de capter l'influence des composants entourant le compresseur lors du déclenchement du pompage, une méthode de modélisation est proposée.

Chapitre 2

Modélisation 0D à 3D

Sommaire

2.1 État de l'Art : 0D à 3D 20
2.1.1 Différentes méthodologies 20
2.1.2 Avantages et inconvénients 27
2.2 Modélisation des composants 29
2.2.1 Modèle physique de la mécanique des fluides 29
2.2.2 Modèle physique 1D/0D des conduites 30
2.2.3 Modèle physique 3D du compresseur 38
2.3 Codes retenus pour le couplage 44
2.3.1 PROOSIS : PRopulsion Object Oriented SImulation Software (avec bibliothèque FluidaPro) 45
2.3.2 elsA : Ensemble Logiciel de Simulation en Aérodynamique 47

Ce chapitre propose de mettre en lumière les différentes modélisations appliquées dans le domaine de la simulation numérique des turbines à gaz. Un rapide état de l'art résume les différents niveaux de fidélité qui sont employés pour modéliser numériquement le comportement aérodynamique d'une turbomachine. Ensuite, les composants étudiés dans les résultats de thèse sont déclinés en fonction de leur degré de détails. Afin d'aboutir à la modélisation retenue du banc d'essai présenté précédemment, les équations régissant l'écoulement dans les conduites du banc sont développées dans un premier temps, puis la configuration de la simulation du compresseur est étudiée dans un second temps. La conclusion de ce chapitre comporte une description des codes de calcul utilisés dans ce travail de recherche.

2.1 État de l'Art : 0D à 3D

Les outils numériques font partie intégrante des développements industriels et académiques dans le domaine de l'aéronautique. Que ce soit dans la conception d'une nouvelle architecture propulsive, dans les prédictions fonctionnelles d'un composant ou des performances globales du moteur selon une enveloppe de vol de mission, chaque service ou entité utilise la méthode appropriée en fonction de ses besoins. L'industrie aéronautique oblige ces développements à être de plus en plus rapides et efficaces. C'est pourquoi la modélisation d'une turbomachine peut être décrite avec différents niveaux de fidélité en fonction des résultats attendus. Le niveau de plus basse fidélité est l'outil de performance, qualifié d'outil "0D" dans la suite du manuscrit, qui est utilisé pour obtenir une évaluation globale des composants constituant un moteur. Le niveau de plus haute fidélité est la simulation numérique tridimensionnelle, plus communément appelée CFD 3D (*Computational Fluid Dynamics*), qui permet d'obtenir une évolution de l'écoulement au sein de chaque composant.

2.1.1 Différentes méthodologies

Afin de décrire une échelle du niveau de fidélité de simulation numérique, sans vouloir être exhaustif dans cette liste, une évolution de l'approche 0D à 3D est proposée.

La modélisation "0D" conduit à la quantification des grandeurs aérodynamiques en entrée et en sortie de chaque composant, permettant d'obtenir le fonctionnement global d'un point de vue système du moteur aéronautique. Dans la représentation simplifiée d'un turbofan à double flux, il se compose d'une entrée d'air, de compresseurs, d'une chambre de combustion, de turbines et enfin d'une tuyère. Chaque élément apporte ou récupère de l'énergie au fluide afin de l'éjecter à travers la tuyère pour délivrer de la poussée à l'avion. La Figure 2.1 précise la définition des composants par un bloc de couleur et pour chacun de ces blocs des équations de bilan permettent de calculer les variations aérothermodynamiques du fluide. Dans cette illustration, le moteur est qualifié à double corps car deux arbres font tourner deux ensembles compresseur-turbine différents. Le premier est à basse pression (BP) et le second est à haute pression (HP). Afin d'en faciliter la compréhension, dans le Tableau 2.1, la distinction n'est pas faite entre les deux corps. Cela décrit de façon simplifiée l'évolution des quantités de pression et température totales au sein des composants. Les pertes, elles, sont calculées pour chaque élément grâce à des corrélations empiriques provenant des essais sur banc ou en vol. Il est en de même pour les conduites reliant chaque élément dans un moteur, les pertes sont calculées et rapportées dans un coefficient qui prend en compte les pertes par frottement et les pertes dues aux effets singuliers.

Entrée d'air $0 \rightarrow 2$	Compression $2 \rightarrow 3$	Combustion $3 \rightarrow 41$	Détente $41 \rightarrow 5$	Éjection $5 \rightarrow 8$
$\frac{P_{t,2}}{P_{t,0}} = \xi_{0\rightarrow 2}$	$\frac{P_{t,3}}{P_{t,2}} = \left(\frac{T_{t,3}}{T_{t,2}}\right)^{\frac{\eta_p^c \gamma}{\gamma - 1}}$	$T_{t,41} = T_{t,3} + \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{air}} \frac{P_{ci}\, \eta_{comb}}{C_p^{mean}}$	$\frac{P_{t,41}}{P_{t,5}} = \left(\frac{T_{t,41}}{T_{t,5}}\right)^{\frac{\gamma'}{\eta_p^t (\gamma' - 1)}}$	$\frac{P_{t,8}}{P_{t,5}} = \xi_{5\rightarrow 8}$

Tableau 2.1 – Équations de bilan dans les composants du moteur turbofan simplifié

Il existe différents modèles 0D dans la littérature afin de prendre en compte l'effet de chaque élément dans l'évolution du moteur d'un point de vue opérabilité. Comme mentionné précédemment, ce type d'outil est principalement utilisé pour comprendre le comportement du moteur sous des conditions variables. Un des ces outils est développé avec Simulink de Matlab par Camporeale *et al.* [17]. Cet outil est qualifié de simulation en "temps réel" car la simulation permet d'obtenir une réponse transitoire des phénomènes qui surviennent au sein du moteur. Ces phénomènes peuvent apparaître lors d'une manœuvre brusque due au pilote ou à l'ordinateur de contrôle ou durant le fonctionnement hors adaptation d'un des composants, c'est-à-dire un point de fonctionnement hors dimensionnement du moteur [10]. Sur la Figure 2.2, un extrait de l'article montre un schéma représentant une turbine à gaz modélisée composant par composant avec les deux graphes de simulation de la Figure 2.3. Celui de gauche correspond à l'évolution des performances du compresseur dans un graphique adimensionnant la charge en fonction du débit. Celui de droite décrit l'évolution de la pression dans les plans numérotés sur le schéma.

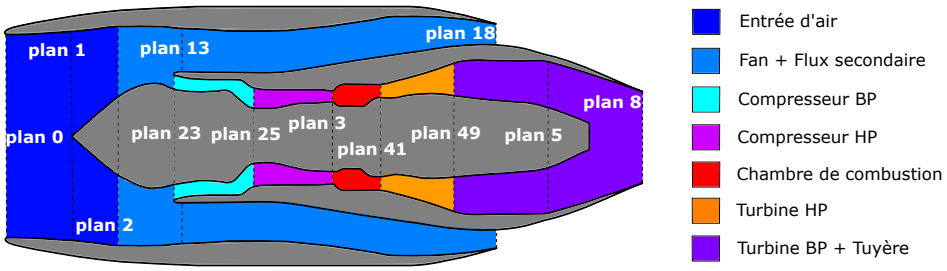


Figure 2.1 – Définition des plans d'entrée et de sortie de chaque composant du moteur

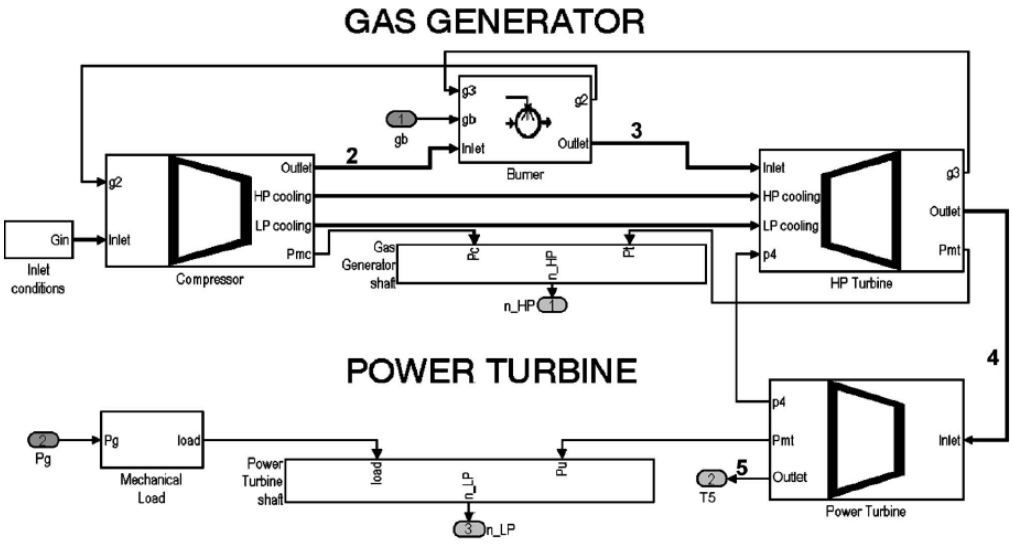


Figure 2.2 – Schéma d'une turbine à gaz double corps [17]

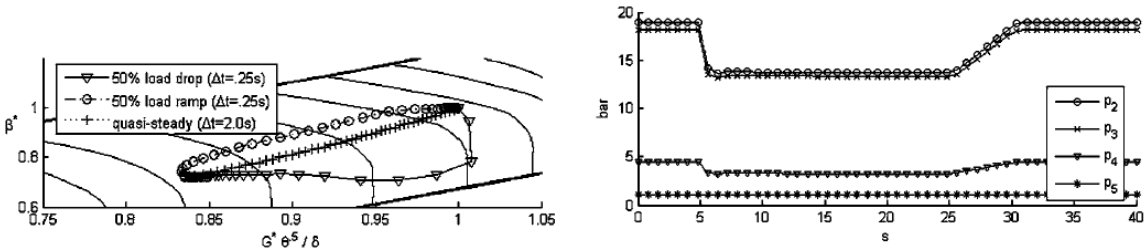


Figure 2.3 – Exemple de résultats de simulation d'une turbine à gaz double corps [17]

En fonction des phénomènes qui sont analysés, Copeland *et al.* [21] représentent un spectre des instationnarités Figure 2.4 observables au sein du moteur. Le caractère instationnaire des effets d'opérabilité contient des fréquences de l'ordre de l'unité. Dans le cas de simulation de moteur complet, la plupart des auteurs font la supposition que les phénomènes au sein de ses composants ont des évolutions très lentes ou de faible amplitude et donc ils négligent leur contribution instationnaire dans les équations. Afin de faire évoluer l'état thermodynamique du moteur dû au changement des conditions avec ces hypothèses, cela implique de conserver les quantités aérodynamiques constantes entre deux pas de temps successifs. Les nouvelles valeurs sont obtenues comme si l'état devenait instantanément stationnaire, ce sont des simulations quasi-stationnaires. Concernant les autres contributions mentionnées comme les conditions aux limites pulsantes, la fréquence de passage des aubes ou encore les fluctuations turbulentes ont des évolutions instationnaires qui ne peuvent être traitées par cette méthode. Ce genre de degré de détails demande une modélisation avec un niveau de fidélité plus élevé non pris en compte dans la modélisation 0D.

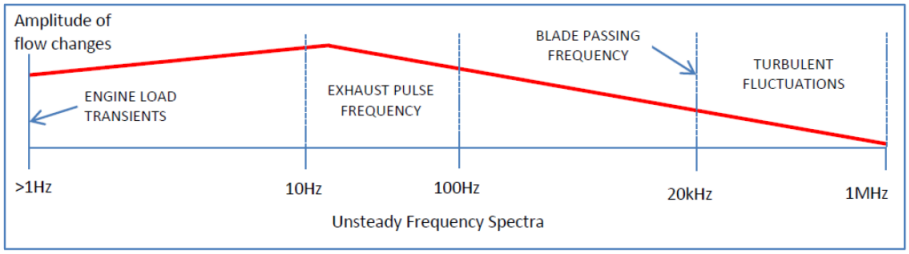


Figure 2.4 – Spectre des événements instationnaires liés au fonctionnement d'un moteur [21]

Concernant le comportement spatial dans ce type de modélisation, l'hypothèse forte limitant le modèle 0D est que les composants tels que les compresseurs et les turbines sont considérés comme sans volume, cela veut dire que les apports ou les récupérations d'énergie sont calculés d'une part et que les effets de variations de débit masse sont calculés dans un volume fictif d'autre part. Concernant le comportement temporel, l'hypothèse forte limitant le modèle est le caractère quasi-stationnaire des équations de conservation du moteur, les évolutions des performances sont développées comme dans le Tableau 2.1. Étant donnés les pas de temps considérés dans ce type de simulation de l'ordre de la seconde, la contribution instationnaire des équations se concentre majoritairement sur les effets d'accumulation de masse dans les volumes fictifs [105]. Ces approximations sur les composants tels que le compresseur ne permettent pas de simuler des phénomènes d'instabilités type décollement tournant ou pompage.

La modélisation “0D&1D” permet de discrétiser selon un axe préférentiel l'évolution des quantités aérodynamiques. Cet axe pour un moteur est naturellement celui de la machine, autour duquel les pièces mobiles sont mises en rotation. En discrétisant les équations de conservation selon cet axe, les informations supplémentaires obtenues permettent de réaliser un prédimensionnement de chaque élément constituant. Cette modélisation est principalement utilisée lors de conception préliminaire afin d'obtenir l'interaction des composants entre eux. Chaque composant du moteur est décrit selon une représentation monodimensionnelle comme montrée sur la Figure 2.5. Sur la figure 2.5-a, les zones de contournement et du tube à flamme sont représentées par deux volumes distincts. Puis sur les figures 2.5-b et 2.5-c, l'étage simple d'un compresseur ou d'une turbine est séparé en deux parties : une mobile et l'autre fixe. Enfin sur la figure 2.5-d, le cas plus complexe d'un étage turbine refroidi est défini en deux parties puis les éléments constituant le système d'air secondaire.

La description suivante est reprise dans la plupart des outils de prédimensionnement. Schobeiri *et al.* [109] détaillent 4 niveaux de modélisation pour les simulations 0D et 1D :

Niveau 1 Stationnaire 0D avec cartes de performance des composants

Niveau 2 Quasi-stationnaire 0D avec cartes de performance des composants en insérant des volumes fictifs dynamiques

Niveau 3 Instationnaire 1D avec équations dépendantes du temps des composants adiabatiques

Niveau 4 Instationnaire 1D avec équations dépendantes du temps des composants en ajoutant les effets thermiques

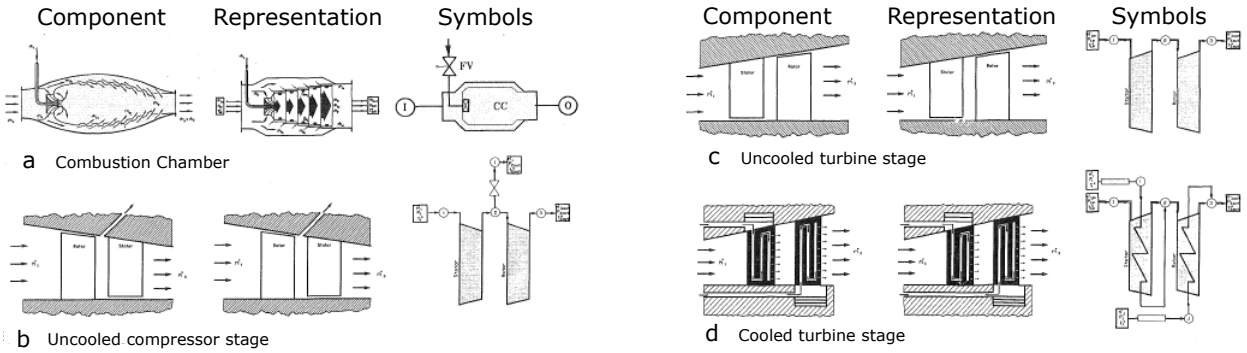


Figure 2.5 – Représentation monodimensionnelle des composants [109]

Les niveaux 3 & 4 sont des modélisations qualifiées de simulation roue par roue pour les compresseurs et les turbines, et de simulation CFD à 1 dimension pour les conduites et les tuyères. Comme il est visible sur le schéma de la Figure 2.6, le compresseur et la turbine d'une turbine à gaz simple sont éclatés et les conduits entre les composants sont discrétisés. Sur le graphique, les deux courbes représentent l'évolution du débit au cours du temps en amont et en aval du conduit d'entrée. Ces dernières montrent l'influence de l'accumulation de masse dans ce dernier. Il est donc possible de capter des phénomènes longitudinaux tels que les ondes de pression dans les conduits ainsi que des apports ou des extractions d'énergie au sein de chaque étage des composants moteur. Les débits au

travers des étages des turbomachines sont conservés égaux au cours du calcul comme l'indique la même courbe pour l'amont et l'aval du premier étage. Ces approximations permettent de simuler des phénomènes d'instabilités type pompage de façon générique grâce aux corrélations empiriques implémentées dans les étages compresseur.

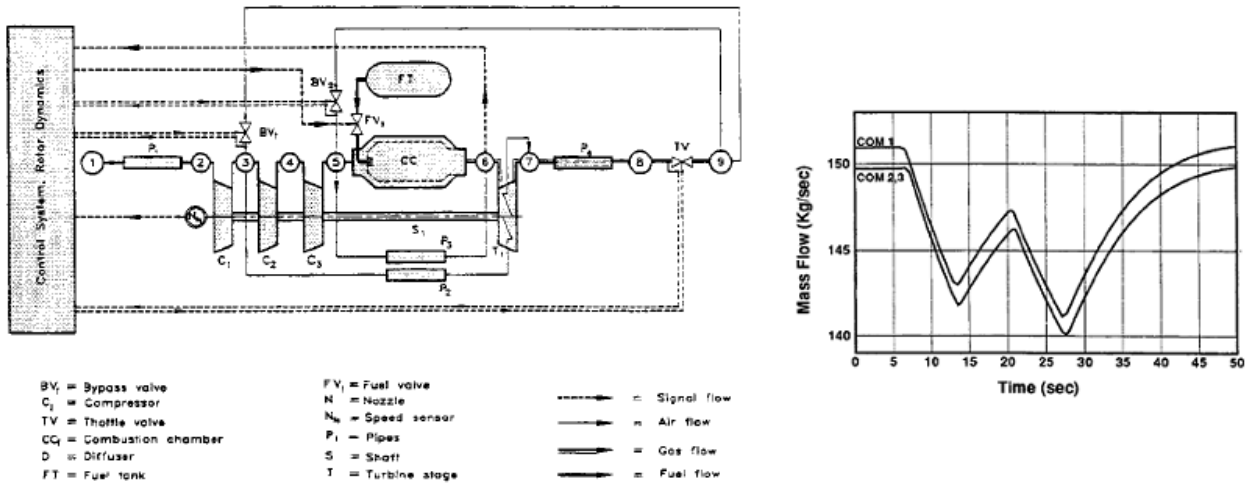


Figure 2.6 – Schéma d'une turbine à gaz simple corps [109]

La modélisation "2D" représente l'écoulement selon un plan de la machine. Les plans utilisés pour simuler l'écoulement sont préférentiellement la vue méridienne et la vue aube à aube. Les travaux du premier cas prennent en compte l'évolution de la veine et les aubes sont remplacées par des forces. Ces calculs donnent une première estimation de la répartition de la charge aérodynamique au sein des étages. Dans le second cas, sur la Figure 2.7, il est observé l'évolution du nombre de Mach à mi-hauteur de veine, les lignes de courant sont ajoutées afin de décrire la forme de l'écoulement. Ces types de simulation ont un niveau de fidélité plus important que les deux précédentes car la modélisation résout les équations de la mécanique des fluides sur un maillage défini dans les deux directions. Il est de plus possible d'améliorer la précision en maillant de façon plus fine les endroits où la physique d'écoulement est compliquée, typiquement au niveau des parois tels que la couche limite ou au niveau des forts gradients de compressibilité tels que les chocs. Afin de résoudre les intégrations temporelles et spatiales, des schémas d'ordre plus élevé sont utilisés.

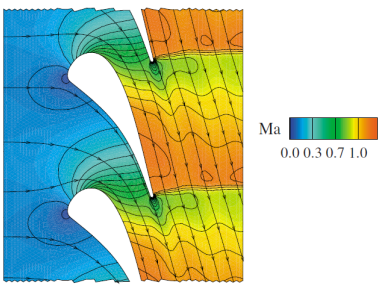
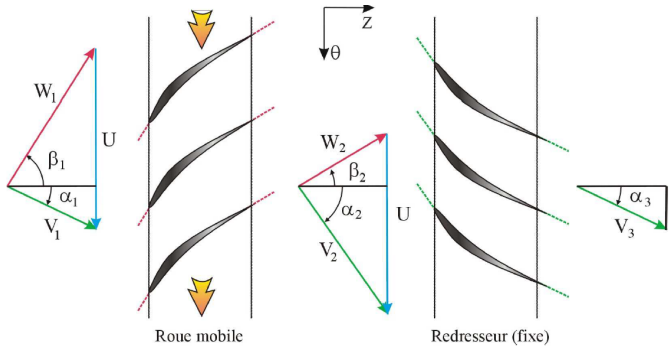


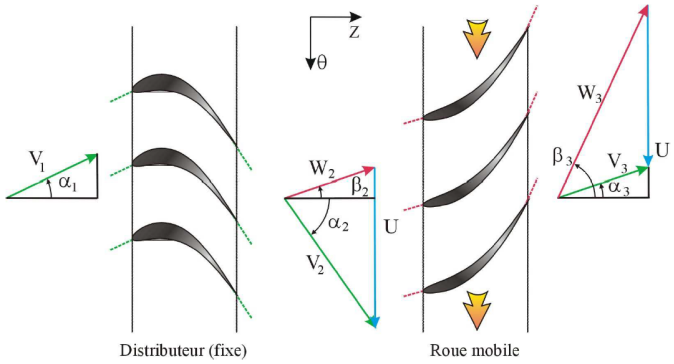
Figure 2.7 – Exemple de simulation 2D aube à aube d'un distributeur - Nombre de Mach [63]

La simulation peut être conduite de manière stationnaire ou instationnaire en fonction des résultats attendus. Cette approche simule l'écoulement se propageant autour d'une aube de stator ou de rotor à une hauteur de veine donnée. Il est donc possible de visualiser des zones de décollement, de recirculation, de choc ou de couche limite. De plus, en moyennant les vitesses en amont et en aval de la grille d'aubes, le calcul du triangle des vitesses comme sur la Figure 2.8 apporte une première estimation de l'énergie fournie ou récupérée par les pales grâce à l'équation d'Euler des turbomachines, Equation 2.1 :

$$\Delta h_t = UV_{\theta,2} - UV_{\theta,1}\ (compresseur) \quad et \quad \Delta h_t = UV_{\theta,3} - UV_{\theta,2}\ (turbine) \tag{2.1}$$



(a) Compresseur



(b) Turbine

Figure 2.8 – Triangle des vitesses pour un étage compresseur et un étage turbine [90]

La simulation bidimensionnelle permet d'appréhender les zones de pertes dans l'écoulement autour des aubes de turbomachine. Les décollements ou les chocs peuvent dégrader les performances de l'étage. Afin de réduire ces effets, les angles de courbure, la longueur axiale ainsi que l'épaisseur de la pale sont ainsi déterminés pour concevoir de façon préliminaire le dessin des aubes. Dès que les résultats de la configuration aube à aube à une certaine hauteur de veine sont satisfaisants, la simulation tridimensionnelle donne accès aux effets dus aux variations géométriques des grilles d'aubes. Les approximations bidimensionnelles ne permettent pas de simuler le caractère intrinsèquement complexe et tridimensionnel de l'écoulement engendré par le dessin des aubes conçues actuellement [51]. Par exemple, les instabilités type décollement tournant et pompage sont intimement liées à la charge aérodynamique et aux écoulements secondaires générés par le dessin de l'ensemble formé par les aubes et la veine.

La modélisation “3D” permet une simulation avec un très haut niveau de fidélité car la géométrie complète peut être prise en compte. De la même manière que pour la simulation bidimensionnelle, la simulation tridimensionnelle a aussi différents niveaux de représentativité physique dans la résolution des équations de la mécanique des fluides. Grâce à l'avènement des supercalculateurs de grande puissance, les moyens de calcul permettent d'atteindre des simulations de très haute fidélité. Mais comme il sera discuté ensuite, le temps de restitution de telles simulations est un facteur à considérer. Dans le cas de conception des aubes complexes, étant donné le nombre d'itérations important avant d'atteindre le dessin final des pales, la simulation doit avoir un niveau de fidélité limité. Ces simulations explorent la zone d'opérabilité de chaque composant afin de respecter le cahier des charges initial. Les écoulements sont simulés selon le point de fonctionnement nominal et puis selon des fonctionnements hors-adaptation. Ces simulations intéressent les concepteurs lors de l'élaboration des caractéristiques de fonctionnement car les zones critiques où des instabilités peuvent apparaître sont définies. Ces fonctionnements instables peuvent causer la fatigue des pales voire la casse si les seuils des critères de la tenue mécanique des pales sont franchis.

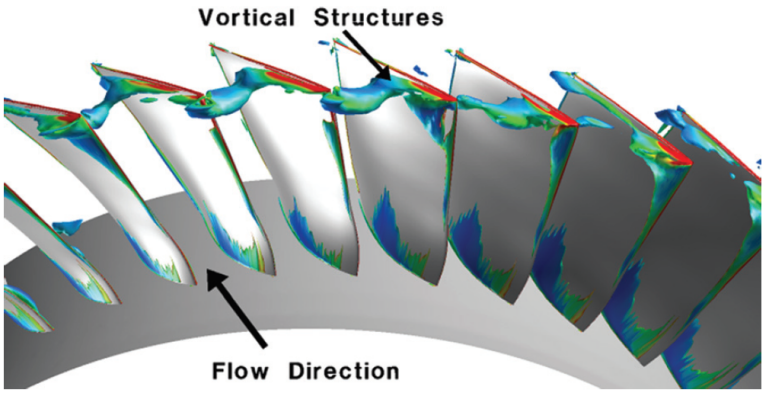


Figure 2.9 – Exemple de simulation 3D d'un rotor de compresseur - Isosurfaces λ_2 [42]

Dans le cas d'analyses plus approfondies, un meilleur niveau de fidélité permet de simuler l'écoulement qui se développe autour des aubes. Les différentes structures tridimensionnelles peuvent être capturées afin d'être étudiées telles que les tourbillons engendrés en tête de pale des rotors comme cela est visible sur la Figure 2.9. Cette figure présente le niveau de contour du critère λ_2. Grâce au tenseur des gradients de vitesse, le critère identifie les régions à pression minimale locale due au mouvement tourbillonnaire. L'analyse d'autres grandeurs aérodynamiques permet aussi d'observer les bulbes de recirculation et les poches soniques. De plus, les simulations instationnaires mettent en évidence des instabilités engendrées par la géométrie ou par le fonctionnement du composant. La complexité de l'analyse peut-être accentuée en ajoutant les considérations physiques telles que les efforts mécaniques sur les pales ou les effets dus aux échanges thermiques ; ou en prenant en compte les effets technologiques tels que les systèmes d'air secondaire, les congés de raccordement, la rugosité des parois ou les traitements sur le carter.

Chaque modélisation recueille des avantages dans la simulation d'une turbomachine mais recèle aussi des inconvénients sur la représentativité ou le temps de restitution.

2.1.2 Avantages et inconvénients

Comme l'évoque effectivement Cumpsty [26] depuis ces dernières décades, des leçons sont à retenir dans la modélisation. En diminuant le niveau de fidélité de 3D à 1D voire 0D, il est évident que les effets complexes de la mécanique des fluides ne peuvent plus être pris en compte de façon complète. Ils sont modélisés par des équations simplifiées ou par des corrélations empiriques. Afin de mettre en exergue ces différentes représentativités physiques avec chacune leurs inconvénients et leurs avantages, une énumération est proposée Tableau 2.2 :

Légende		Niveau de fidélité	0D	0D-1D	2D	3D
Avantage	Inconvénient	Caractéristique				
+	---	Rapidité	+++	++	++	---
++	--	Robustesse	+++	+++	--	---
+++	-	Modélisation / Corrélations	---	--	+	++
		Prédiction	---	--	++	+++
		Utilisation	Performance Diagnostic	Pré-dimensionnement Influence composants et conduites	Pré-dimensionnement Conception Analyse physique	Conception Analyse physique

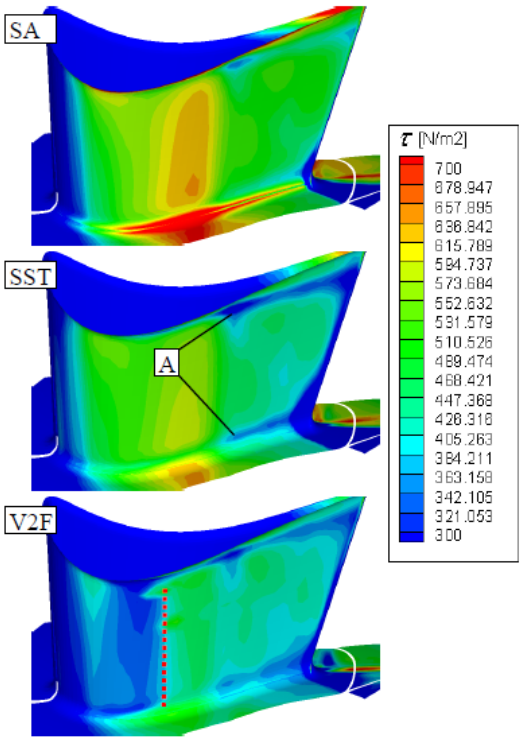
Tableau 2.2 – Avantages et Inconvénients des simulations numériques

Au regard de cette description, le lecteur peut penser que mis à part le temps de calcul, la meilleure façon de simuler un écoulement dans une turbomachine est la simulation 3D. Mais comme l'évoque Denton [38], la simulation CFD souffre aussi d'imperfections qui demandent encore des développements pour les années à venir. L'apparition de sources d'erreurs numériques est inéluctable, car tous les codes de calcul ont des approximations plus ou moins fortes dans la résolution d'équations. L'auteur énumère les imprécisions les plus importantes dans la modélisation 3D :

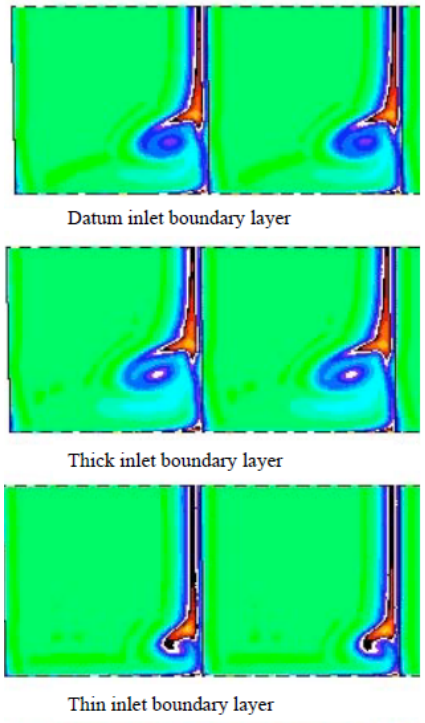
- Approximation des volumes finis créant des erreurs numériques
- Modélisation des phénomènes complexes tels que la viscosité, la turbulence (ex. Figure 2.10-a)
- Définition des profils des conditions aux limites (ex. Figure 2.10-b)
- Précision dans la géométrie des effets technologiques créant des écoulements secondaires
- Caractérisation stationnaire ou instationnaire des équations résolues

La prédiction numérique dans les écoulements engendrés dans les turbomachines manque de précision. Tant que les moyens informatiques ne permettent pas de résoudre la totalité des équations associées à tous les phénomènes physiques, le besoin de modéliser certains phénomènes est l'unique alternative. Comme dit précédemment, le temps de restitution des résultats est un critère à prendre en compte. La simulation directe des équations de la mécanique des fluides DNS (*Direct Numerical Simulation*) n'utilise aucune modélisation de la turbulence et ne fait aucune approximation. Mais cette dernière est très rarement utilisée même dans la recherche académique en turbomachine [124] car les demandes en ressources informatiques et en temps sont incommensurables. Il existe d'autres méthodes utilisées aussi dans l'industrie aéronautique et la recherche académique permettant de réduire les imprécisions, comme la simulation LES (*Large Eddy Simulation*). Grâce à la simulation de différentes échelles de la turbulence, les écoulements complexes comme ceux relevant de la combustion par exemple peuvent être analysés. Le graphique de la Figure 2.11 illustre la dépendance

du coût de telles modélisations où les hypothèses sont faibles. Étant donné le temps imparti pour concevoir un élément de turbine à gaz tel que le compresseur, la meilleure approche existante en terme d'accès rapide aux solutions par les concepteurs est pour l'instant le modèle mathématique RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Les résultats obtenus avec des hypothèses fortes pour modéliser l'écoulement doivent être vérifiés a posteriori avec des campagnes d'essai.



(a) Modèles de turbulence (SA, kω, kϵ) - Contraintes de cisaillement [94]



(b) Définition du profil de couche limite - Entropie [38]

Figure 2.10 – Différences sur les solutions obtenues par les modèles appliquées

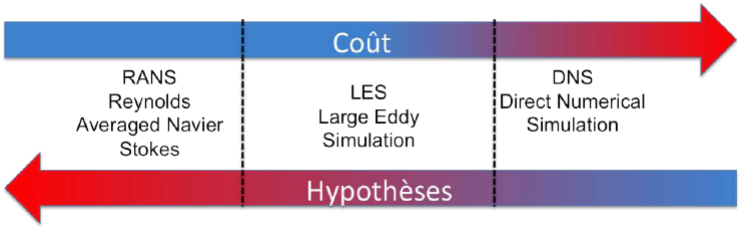


Figure 2.11 – Modélisation de la turbulence [25]

Les composants simulés dans l'étude des travaux de thèse sont répartis en deux catégories : le compresseur d'une part et les conduites l'entourant d'autre part. Une déclinaison des méthodes retenues pour chaque catégorie est ainsi élaborée.

2.2 Modélisation des composants

Lors de l'élaboration d'une turbine à gaz, les éléments constituant le moteur sont distingués composant par composant. Puis chaque service conçoit l'élément de façon isolée, car la complexité du système aéronautique empêche de définir l'ensemble de la machine en une seule étude. La conception est réalisée de l'entrée du composant à sa sortie en itérant ponctuellement avec les autres services. L'objectif de chaque service est donc de respecter le cahier des charges initial avec la difficulté de ne pas prendre en compte directement l'influence des éléments environnants. Au début des années 90, Claus *et al.* [20] évoquent cette problématique de concevoir un turboréacteur élément par élément et non dans son ensemble. L'article traite d'un outil développé par le Centre de Recherche Lewis de la NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) permettant de simuler une turbine à gaz composant par composant avec différents niveaux de fidélité. La nouveauté de ce code, nommé NPSS (*Numerical Propulsion System Simulation*), résulte de la prise en compte de l'influence des composants entre eux de façon intégrée avec des modélisations multidisciplinaires. Comme il est encore impossible de simuler un moteur dans son ensemble avec un degré de représentativité élevé, les auteurs proposent de décrire 5 niveaux de simulation :

Niveau 1 Perfomances	Modélisation 0D stationnaire des performances des composants du système moteur
Niveau 2 Opérabilité	Modélisation 1D transitoire de l'écoulement longitudinal avec cartes de performance des composants
Niveau 3 Axisymétrie	Simulation 2D stationnaire ou instationnaire des composants avec interaction des conditions aux limites
Niveau 4 Stationnarité	Simulation 3D stationnaire des composants avec la géométrie réelle
Niveau 5 Instationnarité	Simulation 3D instationnaire des composants avec la géométrie réelle

L'utilisateur choisit le niveau de fidélité du composant auquel il porte un intérêt tout en gardant une fidélité jugée suffisante pour les autres composants. La simulation complète de la turbine à gaz est menée de façon modulaire. Cette vision d'une simulation multi-fidélités est la pierre angulaire aux différents travaux réalisés durant cette thèse. Dans le cas de cette étude, l'élément analysé est le compresseur haute pression (CoHP) d'un moteur aéronautique sur banc d'essai comme annoncé dans le premier chapitre. Les composants pris en compte dans la simulation sont le compresseur et les conduites l'entourant. Dans les paragraphes suivants, le modèle physique de la mécanique des fluides est développé pour chacune des modélisations. Puis les discrétisations spatiale et temporelle de ces dernières sont décrites afin d'aboutir au niveau de représentativité choisi pour la suite des travaux.

2.2.1 Modèle physique de la mécanique des fluides

Les équations de la mécanique des fluides pour un fluide visqueux newtonien compressible où la gravité est négligée sont régies par les équations de Navier-Stokes suivantes. Ces dernières proviennent des lois de conservation : de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie totale appliquées à un point fixe d'après le formalisme eulérien.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho\,\vec{v}) = 0 \tag{2.2}$$

$$\rho\left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v}.\vec{\nabla})\vec{v}\right] + \vec{\nabla} P_s - \nabla(\tau) = \vec{0} \tag{2.3}$$

$$\frac{\partial\, \rho\, E}{\partial t} + \nabla(\rho\, E\, \vec{v} + P_s\, \vec{v} - \tau.\vec{v} + \vec{q}) = 0 \tag{2.4}$$

Ces équations sont définies de façon locale et sont le point de départ de la simulation de l'écoulement au sein de la turbomachine. Afin de rendre cette résolution envisageable, plusieurs hypothèses sont faites sur le comportement du fluide en plus de considérer le fluide comme un gaz parfait et le rapport des capacités calorifiques à pression constante et à volume constant comme fixe, γ.

2.2.2 Modèle physique 1D/0D des conduites

Les éléments composant le banc sont assimilés à des conduites comme montré sur la Figure 2.12. Il y a à l'aval une vanne primaire permettant de régler le débit au sein du banc d'essai :

en amont du compresseur

- une cuve de tranquillisation
- un pavillon d'entrée
- une virole droite
- une virole conique
- un conduit annulaire en col de cygne

en aval du compresseur

- une fausse chambre de combustion annulaire
- cinq tronçons de tuyère annulaire
- une vanne primaire

L'écoulement au sein des conduites est faiblement compressible. Les différents niveaux de fidélité envisageables pour ces composants sont les suivants :

0D	Corrélations empiriques des pertes de charge entre l'entrée et la sortie du composant
1D	Résolution des équations monodim. de la mécanique des fluides au sein du composant
2D	Résolution des équations bidim. de la mécanique des fluides au sein du composant
3D	Résolution des équations tridim. de la mécanique des fluides au sein du composant

La modélisation 0D des conduites correspond à définir l'élément par un simple volume où sont calculés les quantités thermodynamiques permettant de connaître la perte de charge associée. Cette perte est calculée par des corrélations empiriques basées sur des coefficients déterminés à partir de l'évolution géométrique simplifiée des conduites. Cette simulation ne permet pas de capter les ondes de pression parcourant les éléments ainsi que les effets de volume. La résolution des équations de la mécanique des fluides est nécessaire. Le phénomène à analyser dans les travaux de thèse est

le pompage du compresseur. L'écoulement au sein du compresseur durant le pompage présente des variations de très grande amplitude dans la direction longitudinale. Les composantes transversales sont non négligeables mais leurs évolutions sont de plus faible amplitude. Le caractère de l'écoulement dans les conduites est principalement assimilé à un effet longitudinal [34]. Il est donc proposé par la suite de décrire la modélisation 1D par discrétisation longitudinale des canaux.

Les équations de Navier-Stokes monodimensionnelles (NS-1D) sont discrétisées par des cellules à 1D selon l'axe machine pour un écoulement purement axial dans l'Equation 2.5, provenant de la théorie de [48].

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial f(\omega)}{\partial x} = \Omega(\omega) \tag{2.5}$$

$$\omega = A \begin{vmatrix} \rho \\ \rho\, v \\ \rho\, u_t \end{vmatrix} \quad ; \quad f(\omega) = A \begin{vmatrix} \rho\, v \\ \rho\, v^2 + P_s \\ \rho\, v\, h_t - \lambda_T \dfrac{\partial T_s}{\partial x} \end{vmatrix} \quad ; \quad \Omega(\omega) = \begin{vmatrix} 0 \\ -0.5\, \dfrac{\Delta \xi}{\Delta x}\, abs(v)\, \rho\, v\, A + P_s\, \dfrac{dA}{dx} \\ \dfrac{\Delta Q_T}{\Delta x} \end{vmatrix}$$

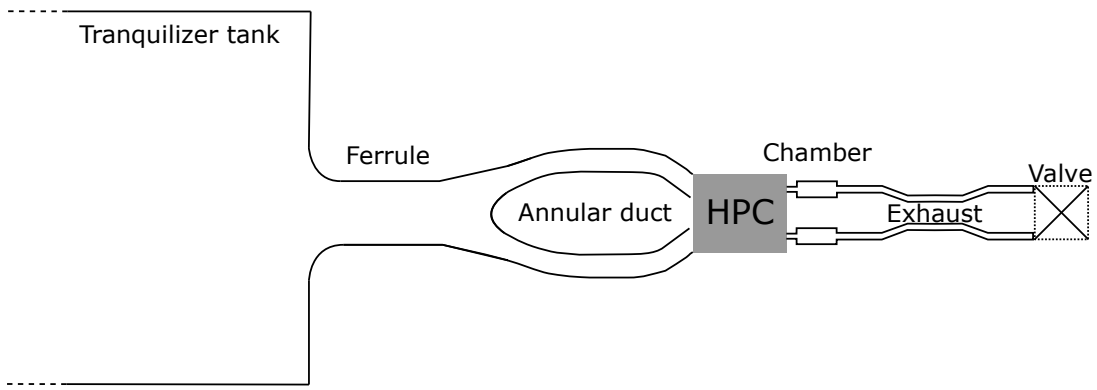


Figure 2.12 – Schéma du banc d'essai simulé avec les éléments de conduites

2.2.2.1 Modélisation spatiale 1D des conduites : Modélisation filaire

La simulation NS-1D semble appropriée pour l'étude du banc d'essai. Les deux méthodes possibles de résolution de ces équations sont la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est majoritairement utilisée pour son caractère conservatif en évaluant les flux aux interfaces entre les volumes. Cette méthode est parfaitement adaptée à la résolution de lois de conservation. La représentation filaire présente l'avantage d'être moins couteuse en temps de calcul à condition de connaître les pertes de charge linéaire et singulière dans les différents éléments. Les corrélations empiriques pour ces pertes sont bien maîtrisées et sont recueillies dans l'ouvrage de Idel'cik [71]. Une représentation de cette méthode se trouve dans l'outil de simulation des systèmes de propulsion spatiale ESPSS (*European Space Propulsion System Simulation*) [87] décrivant la

modélisation d'un écoulement au sein des conduites. Cet outil propose de définir les éléments de deux manières : soit comme des composants résistifs ou soit comme des composants capacitifs. Comme montré sur la Figure 2.13, la discrétisation 1D des conduites est une alternance d'éléments capacitif (cellule) et résistif (jonction) donnant une représentation centrée décalée de la résolution des équations de la mécanique des fluides. Le tableau suivant résume les quantités ainsi que les équations calculées au sein des éléments :

Éléments	Quantités	Équations
Capacitif	P_s, ρ, T_s, u_t, h_t, v	Masse et Énergie
Résistif	$\dot{m}$, $\dot{m}h_t$, Q	Quantité de mvt

Les quantités thermodynamiques comme la pression statique, la masse volumique, la température statique, l'énergie interne totale et l'enthalpie totale ainsi que la vitesse sont supposées uniformes au sein de chaque volume et sont calculées en leur centre. Les débits de masse, d'enthalpie totale et de volume sont calculés aux frontières séparant deux cellules de discrétisation. Les quantités de débit provenant des composants adjacents sont conservées aux interfaces amont et aval grâce aux ports 1 et 2. A l'aide des grilles de volume centrées décalées, chaque port contient une demi-inertie provenant des éléments raccordés de part et d'autre. Le schéma de résolution spatiale est décentré amont pour résoudre les équations à différence centrée, connu sous le nom de *Donor-Cell* [67][80]. Il correspond à celui de l'approximation d'un problème de Riemann avec le schéma décentré amont de Roe [107], en ajoutant le schéma MUSCL (*Monotonic Upstream Centered Scheme for Conservation Laws*) [78]. De plus, l'approximation des gaz parfaits dans l'analyse de l'écoulement est appliquée.

Les équations peuvent être résolues de façon stationnaire en annulant toutes les dérivées par rapport au temps. Grâce à une méthode itérative de conservation du débit masse, le point de fonctionnement stable est obtenu. Cela est suffisant pour des simulations de performances moteur en fonctionnement stabilisé ou stationnaire. Mais lorsque le compresseur entre dans les zones de fonctionnement instables qui sont donc instationnaires, plusieurs échelles de temps se recoupent et il est donc nécessaire de résoudre temporellement les équations décrites de façon monodimensionnelle dans l'Equation 2.5.

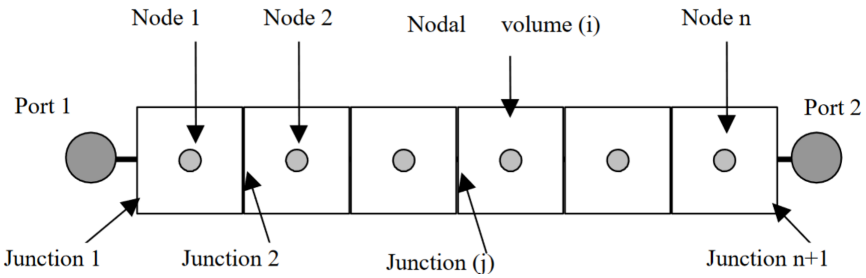


Figure 2.13 – Résolution volume fini dans un schéma centré décalé des équations monodimensionnelles [48]

Dans le cas des éléments jonction ou vanne, les pertes de charge sont calculées grâce à des corrélations empiriques. L'équation de la conservation de la quantité de mouvement est fournie d'après [88] par Equation 2.6.

$$(I_{amont}+I_{aval})(A\frac{dG}{dt}+G\frac{dA}{dt}) = (P_s+0.5\rho v^2)_{amont}-(P_s+0.5\rho v^2)_{aval}-0.5(\zeta+\zeta_{crit})\frac{abs(G)G}{\rho_{amont}} \quad (2.6)$$

I	Demi-inertie de l'élément volume connecté (m^{-1})
A	Section de la vanne (m^2)
G	Débit de masse surfacique $(kg/s/m^2)$
v	Vitesse de l'écoulement (m/s)
ζ	Coefficient de pertes de charge
ζ_{crit}	Coefficient de pertes de charge critique
G_{crit}	Débit de masse surfacique sonique $(kg/s/m^2)$
G_{stat}	Débit de masse surfacique stationnaire $(kg/s/m^2)$

En prenant en compte les deux termes critique et stationnaire de la manière suivante :

$$\zeta_{crit} = max((G_{stat}/G_{crit})^2 - \zeta, 0) \quad (2.7)$$

$$G_{stat} = \sqrt{2 * \rho_{amont}((P_s + 0.5\rho v^2)_{amont} - (P_s + 0.5\rho v^2)_{aval})} \quad (2.8)$$

Les pertes de charge calculées aux interfaces sont valables dans le domaine de l'incompressible lorsque l'approximation de la pression totale équivaut à la somme directe de la pression statique avec la pression dynamique. Cette hypothèse doit être vérifiée lors de la résolution instationnaire des équations monodimensionnelles dans les éléments simulés. Les termes de pertes additionnelles tels que l'angle de giration dans les conduites ou l'impact lié à la turbulence non décrite en 1D ne sont pas introduits par défaut dans la résolution des équations mais l'utilisateur peut les rajouter.

2.2.2.2 Modélisation temporelle 1D des conduites : Instationnaire et quasi-stationnaire

En utilisant une analogie en électromagnétisme, l'approximation des régimes quasi-stationnaires consiste à négliger le temps de propagation de l'onde naissante dans le système par rapport à la période de son signal. En d'autres termes, l'évolution instationnaire des quantités est directement transmise dans tout le système à chaque instant. L'équation à résoudre ainsi que ses dérivées deviennent indépendantes du temps, comme montré ci-dessous dans le cas d'une équation différentielle ordinaire :

$$\underbrace{F[t, X(t), \frac{dX}{dt}(t)] = 0}_{\text{Instationnaire}} \quad \Rightarrow \quad \underbrace{F[X(t)] = 0}_{\text{Quasi-stationnaire}}$$

Les ondes acoustiques parcourant les éléments du banc sont relativement lentes comparativement aux phénomènes rapides qui peuvent apparaître dans les grilles d'aubes du compresseur avant le déclenchement du pompage. Même si l'augmentation de température produite par la compression accélère la propagation des ondes acoustiques, cela ne suffit pas à déplacer le signal de l'instationnarité dans le système plus rapidement qu'il met à se développer. Les équations doivent donc forcément être résolues de façon instationnaire.

Pour résoudre de cette manière les équations monodimensionnelles, il existe dans la littérature différentes méthodes explicites ou implicites. Ces schémas peuvent être à pas de temps fixé ou variable et l'ordre du schéma de résolution peut aussi être variable ou fixé. Pour qualifier les schémas les plus simples de résolution temporelle, Beam et Warming [7] les regroupent en une seule équation :

$$\frac{(1+\xi)X_{n+1} - (1+2\,\xi)X_n + \xi\, X_{n-1}}{\Delta t} = -\Big[\theta\, R(X_{n+1}) + \Big(1-\theta+\varphi\Big)R(X_n) - \varphi\, R(X_{n-1})\Big] \quad (2.9)$$

Terme	Définition	Paramètre	Définition
n	Indice en temps	θ	Explicite/Implicite
X	Espace des quantités	ξ	Ordre de la dérivée temporelle
R	Système d'équations	φ	Ordre en temps de l'évaluation de R

Dans le membre de gauche de l'Equation 2.9, en fonction de la valeur de ξ, la dérivée temporelle est soit d'ordre 1 ou soit d'ordre 2. Concernant le membre de droite, la valeur de θ fixe le caractère implicite ($\theta \neq 0$) ou explicite ($\theta = 0$) de la discrétisation en temps. L'ordre en temps de l'évaluation de la fonction est régi par la grandeur φ. Dans la résolution de l'écoulement au sein des conduites, les phénomènes à capter sont la propagation d'ondes de pression et l'effet capacitif des volumes qui ont des temps caractéristiques dépendant des vitesses de l'écoulement et du son. Comme le pas de temps global du système est déterminé par les phénomènes les plus rapides, a posteriori la discrétisation temporelle de ces phénomènes doit être vérifiée.

2.2.2.3 Cas test de simulation 1D instationnaire des conduites : Inversion du débit après la fermeture de vanne

Afin de valider la capacité de la modélisation 1D des conduites du banc d'essai à subir une inversion de débit due à une augmentation de pression aval, un cas test est élaboré avec le logiciel PROOSIS dont la bibliothèque FluidaPro permet de décrire des systèmes fluidiques monodimensionnels. La bibliothèque et le logiciel sont présentés dans la Section 2.3.1. Les conduites du banc d'essai de la Figure 2.14 sont discrétisées selon l'axe machine en un nombre de cellules qui fournit la longueur axiale de chacune d'entre elles. Etant données les variations de section, les conduites cylindriques ou annulaires non droites ont un pas plus fin de discrétisation spatiale.

Le résolution de la discrétisation temporelle est un schéma explicite du premier ordre afin de fixer le pas de temps de simulation. Cela correspond à des valeurs de θ et de ξ égales à 0. Dans le cas d'étude de thèse, la méthode choisie est RK4 "*Runge-Kutta d'ordre 4*". C'est un schéma d'intégration linéaire multi-pas d'ordre 4. Le pas de temps fixe est contraint par un maximum provenant des études a posteriori réalisées sur les phénomènes rapides naissant dans le compresseur 3D. Par conséquent la taille des différentes cellules doit être aussi imposée afin de respecter la condition CFL "*Courant–Friedrichs–Lewy*" de stabilité des schémas numériques de différences finies explicites. Ainsi les longueurs axiales des cellules de chaque élément sont égales à :

Élément	Taille cellule (mm)
Cuve	30
Pavillon	1
Virole droite	10
Virole conique	10
Col de cygne	5
Chambre	5
Échappements	5

Afin de ne pas complexifier la modélisation 1D du banc d'essai pour le cas test, le compresseur est remplacé par une jonction qui calcule la perte de charge du rétrécissement entre le col de cygne et la chambre. Les conditions aux limites sont définies comme sur la Figure 2.14.

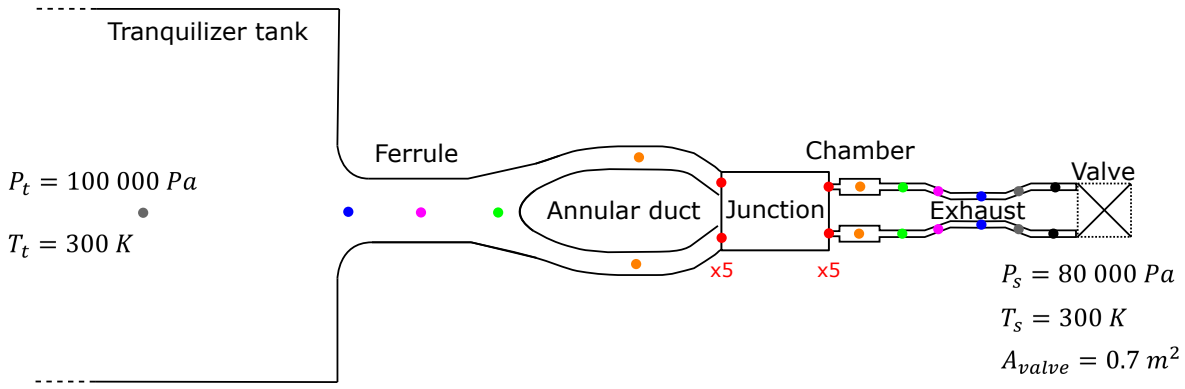


Figure 2.14 – Schéma du banc d'essai simplifié avec les conditions aux limites du domaine 1D et les points de couleur de la position des sondes

Ces conditions aux limites sont choisies de façon arbitraire afin d'obtenir un débit dans le banc d'une valeur de 10 kg/s. Pour créer une inversion de débit dans toutes les conduites, une fermeture de vanne quasi-complète est nécessaire. La loi de fermeture est montrée sur la Figure 2.15.

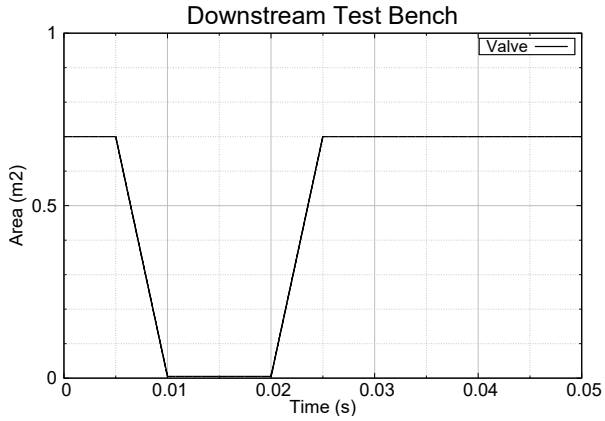


Figure 2.15 – Loi de fermeture de vanne en fonction du temps

Les résultats de débit de masse sont présentés sur les Figure 2.16 et Figure 2.17 sur une période de 50 ms et les différents tracés correspondent aux sondes positionnées comme sur la Figure 2.14. Les cinq sondes en amont et les cinq en aval de la jonction centrale représentent respectivement les cinq dernières jonctions de discrétisation du col de cygne et les cinq premières de la chambre. Leurs tracés sont réalisés avec différents styles de ligne de couleur rouge.

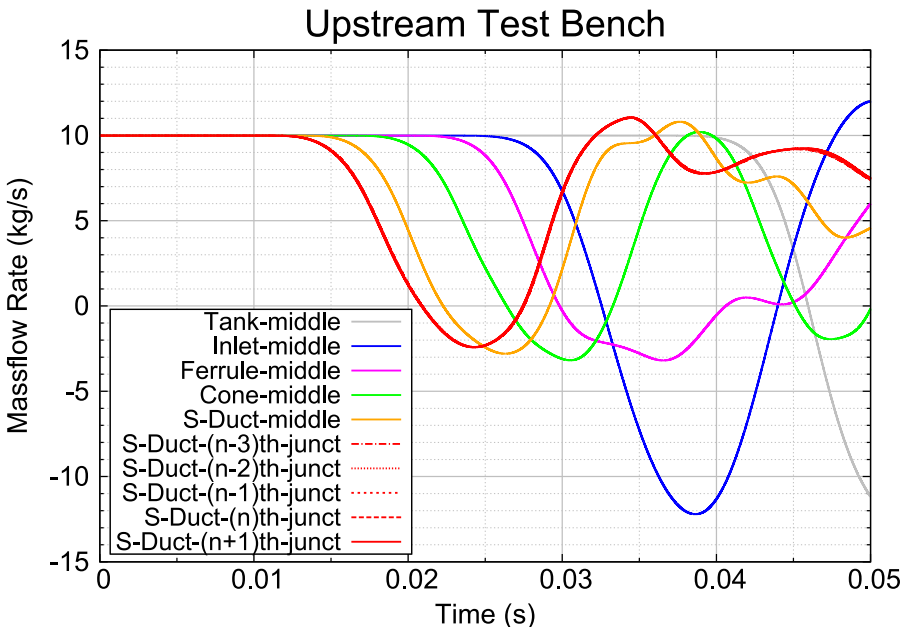


Figure 2.16 – Débit de masse en fonction du temps dans les conduits amont

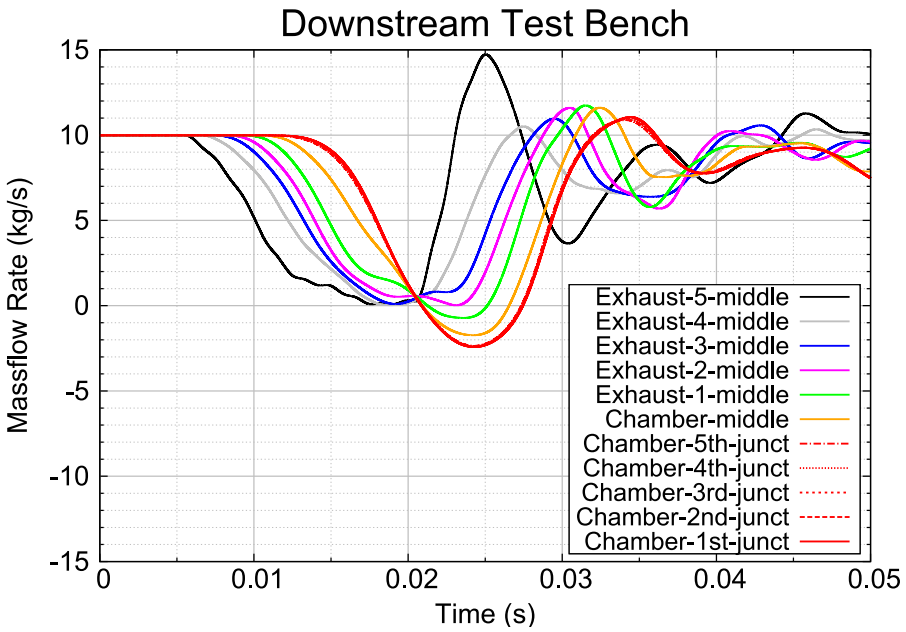


Figure 2.17 – Débit de masse en fonction du temps dans les conduits aval

En aval de la jonction, dès lors que la valve commence à se fermer à t = 5 ms, une diminution du débit au centre de l'échappement n°5 est visible moins de 1 ms après. Puis les conduites d'échappement en amont ainsi que la chambre ont leurs débits qui chutent les uns à la suite des autres. Les tracés des cinq premières sondes dans la chambre se superposent, leurs comportements sont similaires dus à la conservation du débit, les couleurs sont alors choisies identiques. En amont de la jonction, le constat est le même. Les cinq dernières sondes ont un comportement similaire. Puis le débit des conduites en amont du col de cygne chutent progressivement.

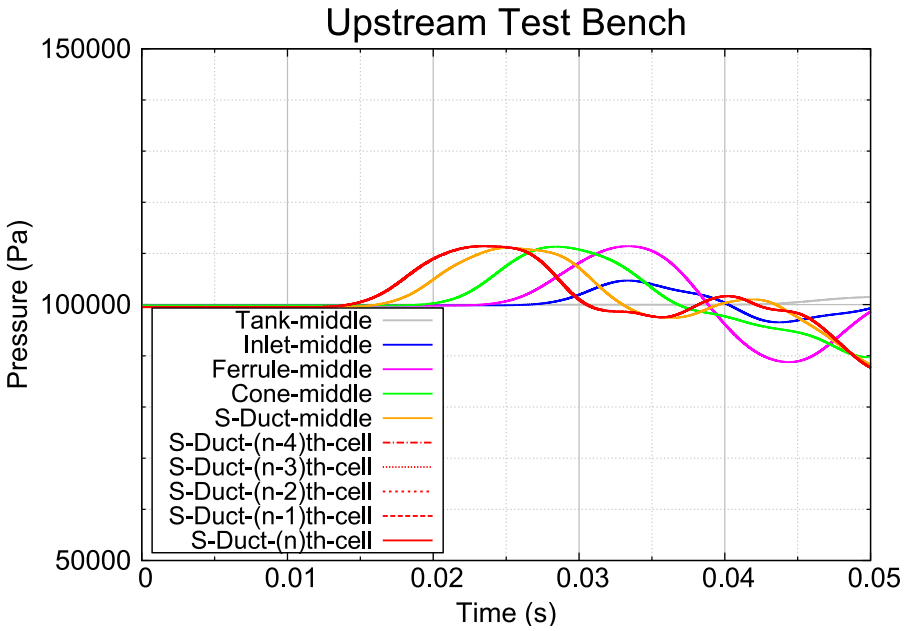


Figure 2.18 – Pression statique en fonction du temps dans les conduits amont

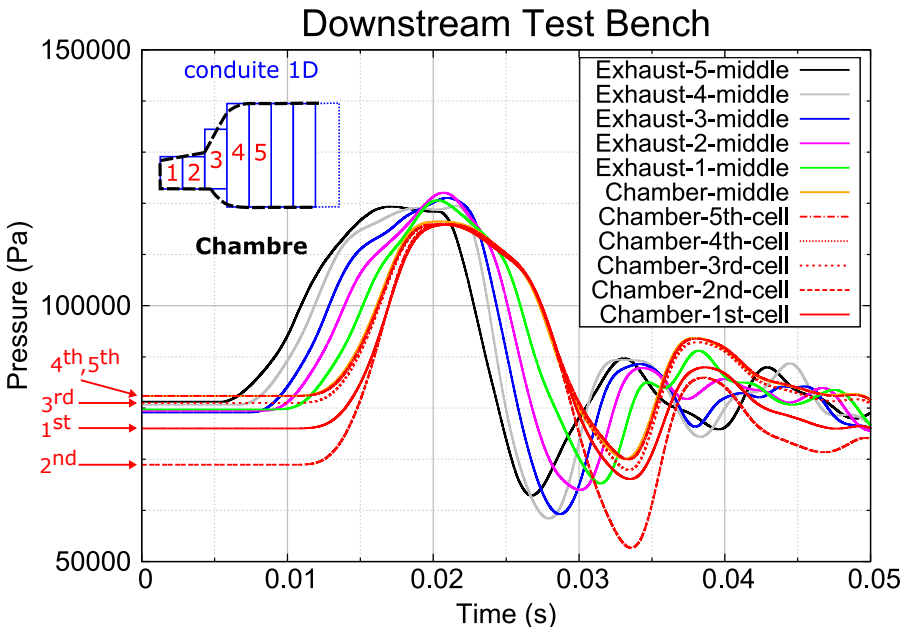


Figure 2.19 – Pression statique en fonction du temps dans les conduits aval

Sur les Figure 2.18 et Figure 2.19, comme pour les tracés du débit, les sondes montrent l'évolution de l'onde de pression remontant de l'aval due à la fermeture de la vanne. Les cinq sondes en amont et les cinq en aval de la jonction centrale représentent respectivement les cinq dernières cellules de discrétisation du col de cygne et les cinq premières de la chambre. Leurs tracés sont réalisés avec différents styles de ligne de couleur rouge. Avant que l'onde n'arrive à l'entrée de la chambre, lorsque l'écoulement est stationnaire au début du calcul, la mesure dans la deuxième cellule montre une chute de pression brusque entre les cellules n°1 et n°2 alors que les sondes suivantes ont une pression plus haute due à l'élargissement de la chambre. L'encadré en haut à gauche du graphique sur les conduits aval désigne la forme du maillage des premières cellules de la chambre. Les cellules n° 3, 4 et 5 ont des sections plus grandes confirmant l'augmentation de pression statique. Mais le saut de pression dans la cellule n°2 est inexplicable car une accélération brusque ne peut survenir à cet endroit. Un test en augmentant le nombre de mailles dans la partie amont de la chambre en passant de deux à cinq cellules ne permet pas de supprimer cette discontinuité qui a toujours lieu dans la deuxième cellule.

La résolution instationnaire des équations monodimensionnelles du modèle 1D du banc d'essai est capable de simuler une inversion de débit provenant de l'aval dans toutes les conduites. Un problème est néanmoins soulevé sur le comportement imposé par la deuxième cellule du maillage qui accélère l'écoulement en amont de l'élargissement de la chambre annulaire. N'ayant pas de moyen de corriger ce saut de vitesse, une des raisons pour laquelle cela intervient au niveau de la jonction centrale serait la perte de charge entre les éléments des conduits entre les deux parties amont et aval. Cette adaptation due à la différence de pression imposée entre l'entrée et la sortie du banc pourrait être causée par la température statique aussi imposée en sortie. La première cellule suivant la jonction essaierait de produire un changement de régime non réaliste afin d'avoir le bon fonctionnement à partir de la deuxième cellule. À la suite de ces oscillations dues à la perturbation en aval, l'écoulement au sein du banc revient à son état initial stationnaire après plusieurs secondes de temps de simulation.

2.2.3 Modèle physique 3D du compresseur

Le compresseur d'étude est un compresseur haute pression (CoHP) de moteur aéronautique qui était installé sur le banc d'essai démonstrateur de Safran Aircraft Engines. Ce type d'essai est nommé "compresseur en essais partiels" et permet de tester, lors de variations opérationnelles, une nouvelle géométrie des pales ainsi que les effets technologiques intégrés dans la veine. Le compresseur est composé de six étages et demi, il comporte une roue directrice d'entrée et six paires roue mobile - redresseur; soit au total treize grilles d'aubes comme montré sur la Figure 2.20.



Figure 2.20 – Vue schématique méridienne des pales du compresseur haute pression étudié

La réduction de masse d'un moteur oblige à diminuer le nombre d'étages des compresseurs et implique d'adapter la charge aérodynamique sur les pales des étages restants afin d'obtenir un rapport de pressions équivalent. Pour que le fluide puisse récupérer un maximum d'énergie sans pour autant créer des décollements massifs, le calage et l'épaisseur des aubes varient selon l'envergure. Mais lors de fonctionnement hors-adaptation, des instabilités peuvent apparaître dans certaines grilles d'aubes.

Afin de simuler de tels phénomènes faisant intervenir différentes échelles de longueur comme les échelles des phénomènes visqueux, la résolution des équations de Navier-Stokes utilise trois principales hypothèses simplificatrices explicitées dans la suite. Les écoulements au sein des turbomachines appartiennent au régime turbulent qui est donc modélisé pour des raisons de ressources informatiques. Cette notion de turbulence est définie de la sorte par Chassaing [18] :

La turbulence dans les écoulements de fluides distingue une classe de mouvements de fluides visqueux où des mécanismes d'alimentation et de transfert d'énergie cinétique permettent le développement et le maintien d'une hiérarchie de tourbillons répartis continûment sur une plage d'échelles spatio-temporelles.

Afin de former la première hypothèse, le modèle mathématique moyenné de Reynolds communément appelée le modèle RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) modélise ces échelles à l'aide d'une approche statistique. En partant des lois de conservation de la masse Equation 2.2, de la quantité de mouvement Equation 2.3 et de l'énergie totale Equation 2.4, le champ aérodynamique est décomposé en deux parties : le champs moyen et ses fluctuations. Il est admis que la propriété d'ergodicité est vérifiée afin de rendre cette moyenne équivalente à une moyenne temporelle sur un intervalle de temps infinitésimal. Les quantités statiques telles que ρ, P_s, τ et $\vec{q}$ sont ainsi moyennées. Concernant les quantités de moment et les quantités totales, elles subissent une pondération par la masse. Les équations de Navier-Stokes moyennes sont alors définies comme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\Big(\rho\,\vec{v}\Big) = 0 \tag{2.10}$$

$$\rho\left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v}.\vec{\nabla})\vec{v}\right] + \vec{\nabla} P_s - \nabla\Big(\tau + \tau_R\Big) = 0 \tag{2.11}$$

$$\frac{\partial\, \rho\,(E+k)}{\partial t} + \nabla\Big(\rho\,(E+k)\,\vec{v} + P_s\,\vec{v} - (\tau+\tau_R).\vec{v} + \vec{q} + \vec{q_t}\Big) = 0 \tag{2.12}$$

L'équation du moment ainsi que l'équation de l'énergie totale voient apparaître trois nouveaux termes correspondant à :

Quantité	Définition
k	Énergie cinétique turbulente moyenne
τ_R	Tenseur des contraintes visqueuses de Reynolds
$\vec{q_t}$	Transfert thermique turbulent

La seconde hypothèse est celle de Stokes appliquée à un fluide newtonien. Pour ce type de fluide, le tenseur des contraintes visqueuses peut s'écrire comme :

$$\tau = \lambda \, \nabla(\vec{v}) \, I + 2 \, \mu \left(\vec{\nabla}(\vec{v}) - (\vec{\nabla}(\vec{v}))^t \right) \tag{2.13}$$

L'hypothèse de Stokes consiste à linéariser les coefficients de viscosité du fluide de la sorte :

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \tag{2.14}$$

De plus, la loi de Fourier permet d'exprimer le flux diffusif de transfert thermique par :

$$\vec{q} = -\lambda_T \, \vec{\nabla}(T_s) \tag{2.15}$$

La dernière hypothèse est un modèle de fermeture turbulente du système d'équations qui est défini par Boussinesq en écrivant le tenseur de Reynolds et le transfert thermique turbulent de la sorte :

$$\tau_R = -\frac{2}{3}\left(\rho \, k + \mu_t \, \nabla(\vec{v}) \right) I + 2 \, \mu_t \left(\vec{\nabla}(\vec{v}) - (\vec{\nabla}(\vec{v}))^t \right) \tag{2.16}$$

$$\vec{q_t} = -\frac{C_P \, \mu_t}{Pr_t} \, \vec{\nabla}(T_s) \tag{2.17}$$

Les trois scalaires k, μ_t, et Pr_t sont inconnus et sont déterminés par des équations de transport.

Quantité	Définition
k	Énergie cinétique turbulente
μ_t	Viscosité dynamique turbulente
Pr_t	Nombre de Prandtl turbulent

Dans ce manuscrit, il est question de simuler l'écoulement au sein d'un compresseur haute pression. Ceci concerne donc les écoulements fortement compressibles où des chocs entrent en interaction avec les couches limites, de plus des décollements massifs sont souvent présents lors de fonctionnement hors-adaptation. En s'appuyant sur les développements et les études de Smith [111] [112] [113], la modélisation sélectionnée pour le cas d'étude est le modèle de turbulence de k-l Smith.

2.2.3.1 Modélisation spatiale 3D du CoHP : Configuration monocanal

Le compresseur par sa géométrie complexe a un écoulement tridimensionnel. Il existe plusieurs configurations possibles du domaine pour simuler l'écoulement de ce dernier. En fonction de l'analyse du phénomène recherché, les contraintes orientent la solution à retenir mais il est possible de réduire le temps de calcul avec certaines configurations. Une rapide évaluation de la configuration du domaine à simuler en fonction du phénomène prépondérant est décrite ci-après :

Phénomène	Méthode
Pompage	Monocacal
Interaction rotor-stator	Sectoriel
Instabilités tournantes	360°

Les deux dernières représentations sont nécessaires pour interpréter des phénomènes progressant selon la direction orthoradiale. La technique “Sectoriel” consiste, lorsqu'une périodicité géométrique est présente dans le compresseur, à simuler l'écoulement selon un secteur qui correspond à une tranche angulaire constante selon l'axe machine. Chaque grille contient un nombre d'aubes nécessaire pour respecter l'homogénéité du secteur angulaire [118][25]. Concernant la technique “360°”, une continuité des frontières azimutales est présente car tous les canaux des grilles d'aubes sont simulés [39][13]. Certains auteurs tel que Zhao [128] préfèrent conserver le caractère “360°” de la simulation du compresseur en dégradant la résolution proche paroi en y appliquant des lois d'évolution. Par contre, étant donné le nombre important d'aubes ainsi que le nombre d'étages dans un compresseur haute pression axial, il est difficilement envisageable d'obtenir une simulation complète avec une résolution fine en paroi dans l'analyse d'apparition d'instationnarités déclenchant le pompage.

Cependant, lorsque le phénomène de pompage est établi, il se propage selon une direction qui est préférentiellement l'axe machine. Il est à noter de plus que les temps de cycle selon cet axe sont relativement lents. C'est la raison pour laquelle la représentation du domaine 3D du compresseur est orientée vers un seul passage d'aubes. Ce qui correspond à la configuration “monocanal”, chaque étage est simulé selon un domaine angulaire égal à un secteur entre deux aubes adjacentes d'une même grille. Une hypothèse forte selon l'axe orthoradial de chaque grille est réalisée en utilisant la technique de symétrie azimutale. Afin de visualiser la maillage selon un seul passage, sur la Figure 2.21 est représentée une vue aube à aube à mi-hauteur de veine du maillage des 13 grilles du compresseur HP.

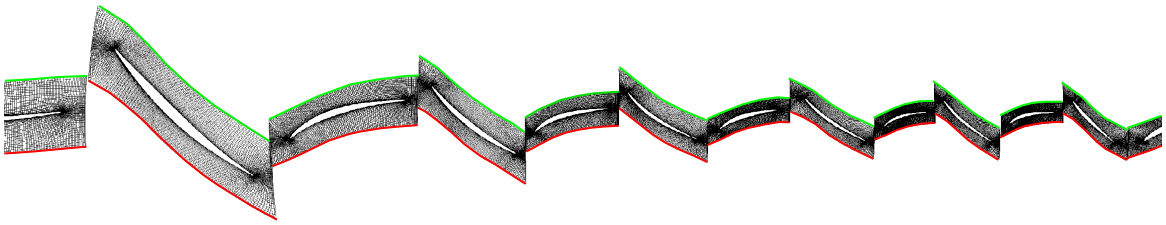


Figure 2.21 – Vue aube à aube du maillage des pales du compresseur haute pression étudié

Le choix est fait de considérer un écoulement périodique dans la direction azimutale dans chacune des roues. Une condition aux limites de périodicité du champ est appliquée sur les frontières azimutales, comme il est visible sur la Figure 2.21, les frontières en rouge et en vert de part et d'autre de la pale maillée sont maintenues égales au cours du calcul.

À la transition entre les roues, due à la différence de périodicité entre les différentes grilles d'aubes, l'échange des quantités aérodynamiques au cours du temps ne peut se faire qu'à travers un traitement numérique. Entre deux grilles d'aubes consécutives, les roues ont une largeur angulaire

différente et un mouvement relatif. Il faut donc transmettre les quantités aérodynamiques à la traversée de ce plan. Les deux techniques possibles sont le plan de mélange et l'approche chorochronique. Dans cette dernière, il faut transmettre les coefficient des décompositions en série de Fourier du champ de chaque cellule, la mise en place de cette technique pour des compresseur multiétages demande des ressources plus importantes en implémentation et en temps de calcul. Néanmoins, cette technique permet de simuler des interactions rotor-stator qui sont par contre moyennées avec la technique du plan de mélange.

Dans l'étude de thèse, étant donné le caractère longitudinal du phénomène de pompage, le raccord inter-roues par plan de mélange est alors utilisé. Les informations sont transmises grâce à une moyenne azimutale réalisée sur l'interface de chaque grille du raccord pour un rayon donné [37]. Les profils radiaux sont donc échangés de part et d'autre du plan en utilisant la méthode des caractéristiques qui est développée dans la Section 3.3.2. Cette dernière permet la transmission d'information axiale qui est primordiale lors de l'inversion du débit dans les grilles d'aubes.

Les invariants de Riemann sont utilisés pour transmettre les informations moyennées azimutalement. Pour illustrer le traitement, en se plaçant à un rayon donné, une cellule d'une des deux roues au niveau du plan de mélange subit l'influence du champ aérodynamique de la roue adjacente moyenné à ce même rayon, représentée par $\overline{adjacent}$. Dans le cas où le fluide s'écoule de l'amont vers l'aval pour cette cellule, le plan de mélange agit comme un champ extérieur à la roue amont. Les nouvelles valeur à l'instant $t + \delta t$ des invariants de Riemann de la cellule en question doivent respecter le système d'équations suivant provenant de l'instant t :

$$
\begin{aligned}
{P_s}^{t+\delta t} - \left(a^t\, a^t\right) \rho^{t+\delta t} &= {P_s}^t - \left(a^t\, a^t\right) \rho^t \\
{P_s}^{t+\delta t} + \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^{t+\delta t} &= {P_s}^t + \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^t \\
{P_s}^{t+\delta t} - \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^{t+\delta t} &= \overline{{P_s}^t} - \left(\rho^t\, a^t\right) \overline{{V_x}^t} \\
{V_y}^{t+\delta t} &= {V_y}^t \\
{V_z}^{t+\delta t} &= {V_z}^t
\end{aligned}
$$

Dans le cas d'un écoulement de l'aval vers l'amont pour cette cellule, le plan de mélange devient une condition d'entrée. Le système d'équations est alors :

$$
\begin{aligned}
{P_s}^{t+\delta t} - \left(a^t\, a^t\right) \rho^{t+\delta t} &= \overline{{P_s}^t} - \left(\overline{a^t}\, \overline{a^t}\right) \overline{\rho^t} \\
{P_s}^{t+\delta t} + \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^{t+\delta t} &= {P_s}^t + \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^t \\
{P_s}^{t+\delta t} - \left(\rho^t\, a^t\right) {V_x}^{t+\delta t} &= \overline{{P_s}^t} - \left(\overline{\rho^t}\, \overline{a^t}\right) \overline{{V_x}^t} \\
{V_y}^{t+\delta t} &= \overline{{V_y}^t} \\
{V_z}^{t+\delta t} &= \overline{{V_z}^t}
\end{aligned}
$$

Les profils radiaux sont donc transmis dans le repère fixe influençant le fonctionnement de la grille d'aubes adjacente. Étant donnée la méthode des caractéristiques, les ondes axiales sont transférées par les invariants de Riemann grâce aux moyennes azimutales à chaque instant. Cette technique fournit l'interaction axiale des roues entre elles au cours d'apparition d'instationnarités ou d'instabilités dans le compresseur.

Toutes les parois des moyeux, des carters et des pales sont considérées comme adiabatiques dans la simulation.

2.2.3.2 Modélisation temporelle 3D du CoHP : Schéma implicite du second ordre

Dans la résolution des équations de Navier-Stokes 3D, l'utilisation des schémas explicites du premier ordre est trop contraignante dans le cas de maillages fins sur des géométries complexes. Afin d'avoir une meilleure précision dans la discrétisation temporelle de la simulation, il est préférable d'utiliser un schéma implicite d'ordre plus élevé. Deux discrétisations du second ordre sont éprouvées dans la simulation des turbomachines utilisant un schéma non linéaire implicite par convergence grâce à un processus itératif. La première se nomme la méthode Gear [52] et la seconde se nomme la méthode de pas de temps *dual* communément appelée DTS (*Dual Time Stepping*) [82].

Les deux méthodes appartiennent à la famille des méthodes implicites BDF (*Backward Differentiation Formula*) linéaires à plusieurs pas d'évaluation de la fonction. D'après le formalisme vu avec Beam et Warming développé dans l'Equation 2.9, ces schémas de discrétisation de la dérivée temporelle sont implicites du second ordre décentrés amont avec les coefficients θ égal à 1, ξ égal à 1/2 et φ égal à 0. Ce qui donne pour un pas de temps physique Δt :

$$\frac{3\,X_{n+1} - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t} = -R(X_{n+1}) \tag{2.18}$$

Dans la première méthode Gear, la solution est approchée à l'aide de sous-itérations avec un algorithme de Newton permettant la linéarisation du problème de l'Equation 2.18 :

$$\frac{3\,X_{n+1} - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t} = -\left[R(X_n) + \left(\frac{\partial R}{\partial X}\right)_{X_n}\left(X_{n+1} - X_n\right)\right] \tag{2.19}$$

Dans la seconde méthode DTS, un état stationnaire dans un nouvel espace temporel nommé *dual* est approximativement recherché pour chaque pas de temps physique Δt. Dans le temps *dual*, le problème à résoudre est un schéma implicite du premier ordre d'indice k avec le nouveau pas de temps τ où la convergence est accélérée grâce aux techniques du pas de temps local et de la méthode multi-grilles [82]. D'après le formalisme, l'Equation 2.9 avec θ égal à 1 et ξ et φ égaux à 0 devient :

$$\frac{W_{k+1} - W_k}{\tau} = -R'(W_{k+1}) \quad \text{où} \quad R'(X) = \frac{3\,X - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t} + R(X) \tag{2.20}$$

La linéarisation de l'Equation 2.18 avec l'inclusion de l'Equation 2.20 est décrite de la manière suivante :

$$\frac{W_{k+1} - W_k}{\tau} + \frac{3\,W_{k+1} - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t} = -\left[R(W_k) + \left(\frac{\partial R}{\partial X}\right)_{W_k}\left(W_{k+1} - W_k\right)\right] \tag{2.21}$$

Il est possible d'écrire l'Equation 2.21 comme :

$$\left[\frac{1}{\tau} + \frac{3}{2\,\Delta t} - \left(\frac{\partial R}{\partial X}\right)_{W_k}\right]\left(W_{k+1} - W_k\right) = -\left[R(W_k) + \frac{3\,W_k - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t}\right] \tag{2.22}$$

Lorsque la convergence est atteinte pour l'Equation 2.22 dans l'espace *dual*, la solution est :

$$\frac{3\,W_\infty - 4\,X_n + X_{n-1}}{2\,\Delta t} = -R(W_\infty) \tag{2.23}$$

La solution W_∞ correspond à la solution X_{n+1} du pas de temps physique recherché pour le problème non linéaire implicite du second ordre.

Les niveaux de fidélité des modélisations pour le compresseur et les conduites sont choisis en fonction de la complexité de l'écoulement les parcourant. Dans cette étude, l'intérêt est porté sur le compresseur car les instabilités naissent au sein de ce dernier. L'utilisation de la simulation tridimensionnelle s'avère obligatoire pour modéliser la géométrie complexe des grilles d'aubes. Les configurations employées pour décrire l'écoulement sont orientées pour réduire au maximum le coût en temps de simulation. Les hypothèses engendrées par ces choix seront explicitées ultérieurement. Concernant l'évolution au sein des conduites, la modélisation 1D semble suffisante pour capter, de façon plus réaliste, les effets des conditions aux limites environnantes sur le compresseur. Les schémas des discrétisations spatiale et temporelle disponibles dans la modélisation des équations de la mécanique des fluides sont ainsi étayés sur les différentes expériences des entités académiques et industrielles. Cette revue oriente donc le choix des logiciels pour la mise en place du couplage.

2.3 Codes retenus pour le couplage

Les techniques pour modéliser la partie 1D du banc d'essai d'une part et la partie 3D du compresseur d'autre part sont envisagées. La première partie des travaux de thèse concerne la réalisation des études de faisabilité et de compatibilité de ces différents logiciels afin de pouvoir entreprendre un couplage de simulation multi-fidélités. La première sélection est basée sur l'utilisation de codes de simulation en turbomachines et en performances moteur au sein des entités académiques et industrielles.

2.3.1 PROOSIS : PRopulsion Object Oriented SImulation Software (avec bibliothèque FluidaPro)

Au début des années 2000, le logiciel PROOSIS orienté objet est développé au sein d'un consortium européen afin de simuler le fonctionnement global d'une turbine à gaz [2][3][6]. Ce code est à caractère industriel avec une mise en commun des expertises de différentes entités travaillant sur les moteurs aéronautiques. Le consortium européen VIVACE [22] est composé d'industriels motoristes, d'entités académiques et de laboratoires de recherche. L'objectif est de développer un outil de standardisation des méthodes de simulation d'une turbine à gaz à l'horizon 2020. Il est utilisé pour des études de conception, de la prédiction de performances et des diagnostiques. L'avantage de simuler avec un niveau de basse fidélité permet d'inclure l'interaction des composants entre eux selon une discipline, puis de comprendre l'interaction des différentes disciplines sur l'évolution des composants.

La modélisation du système complet est réalisée élément par élément en subdivisant le moteur en sous-systèmes de composants tels que l'entrée d'air, le compresseur, la chambre de combustion, la turbine, la tuyère d'éjection ainsi que les conduites les reliant. Ce code a l'avantage d'être générique pour élaborer des normes et modulaire pour concevoir tout type de moteur (Figure 2.22). Le développement des sources du code est accessible à tous les acteurs et cela permet à l'utilisateur d'améliorer un élément moteur existant ou de créer son propre composant. Cette modularité rend possible l'ajout d'effets technologiques modélisés sur les composants afin d'augmenter la représentativité. La création de composant autorise la connexion du code avec d'autres outils de simulation pour prendre en charge la simulation d'un composant avec un plus haut niveau de fidélité.

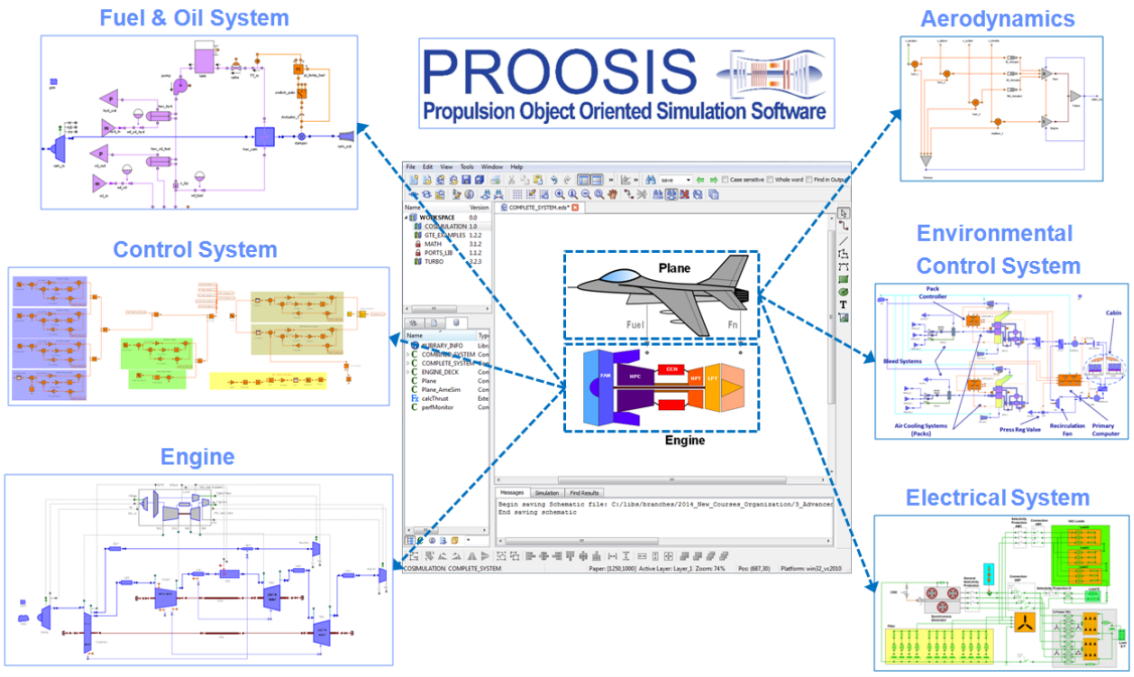


Figure 2.22 – Interface graphique du logiciel PROOSIS pour application multi-disciplinaire [101]

La construction d'un système complet se décline en trois étapes :

Étape	Principe
Schématisation	Connexion d'éléments moteur entre eux
Modélisation	Fermeture des équations mathématiques du système
Expérimentation	Développement du plan d'expérience des essais

PROOSIS fonctionne comme un outil plateforme où différentes bibliothèques sont combinées. Les principales bibliothèques indispensables sont celles définissant les propriétés des fluides ou les ports permettant de connecter les éléments entre eux. Puis en fonction de la simulation envisagée, des bibliothèques spécifiques sont disponibles. Dans le cas d'étude monodimensionnel de conduits d'un banc d'essai, la bibliothèque FluidaPro simule de façon dynamique les réseaux fluidiques.

2.3.1.1 Bibliothèque FluidaPro

Les éléments représentant les réseaux fluidiques sont répartis selon différentes catégories comme montré sur la Figure 2.23. Les composants généraux sont les conduites, les volumes, les jonctions et les vannes. D'autres composants plus spécifiques sont développés tels que les entrées d'air, les échangeurs, les pompes, les compresseurs, les turbines et les chambres de combustion. Tous ces éléments sont modélisés en 0D avec l'aide de corrélations empiriques à part les conduites qui elles sont simulées en 1D grâce à une discrétisation par cellule.

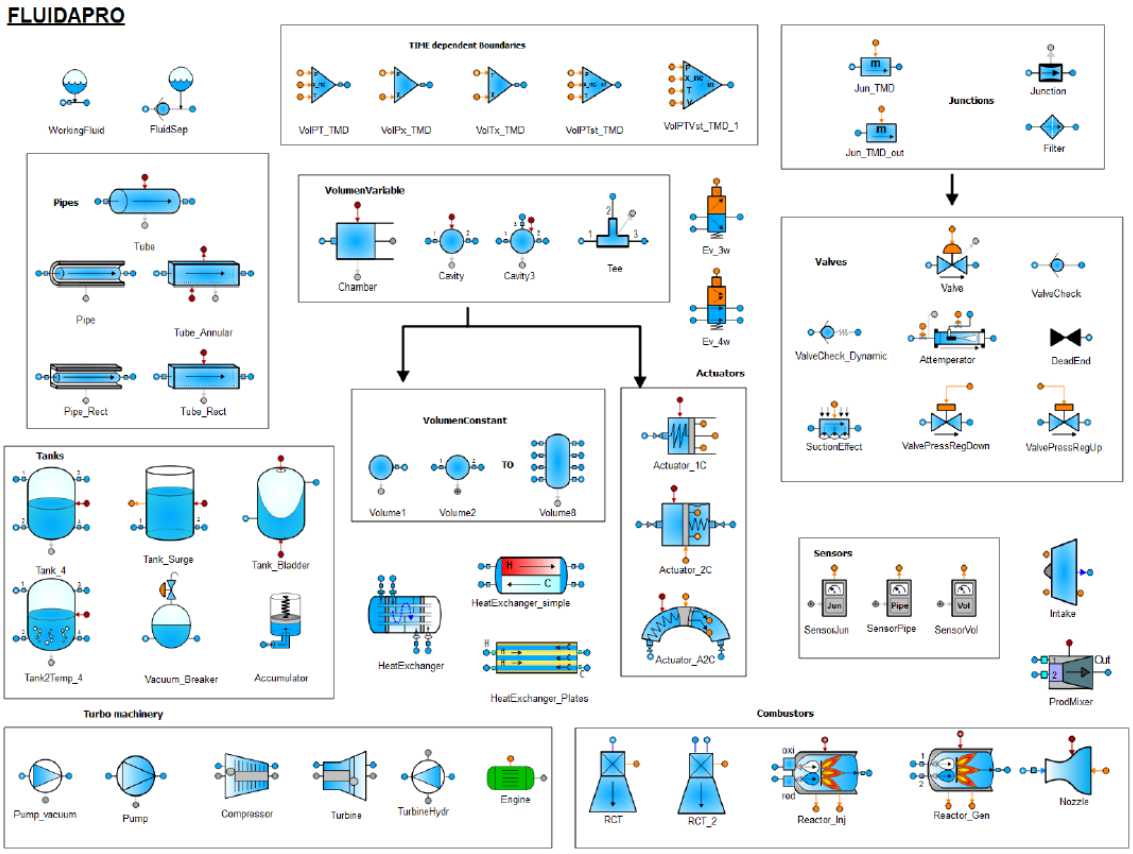


Figure 2.23 – Palette des composants de la bibliothèque FluidaPro [48]

2.3.2 elsA : Ensemble Logiciel de Simulation en Aérodynamique

A la fin des années 90, l'ONERA (Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales) développe un code de CFD de recherche résolvant les équations de Navier-Stokes 3D compressibles [15][16]. Le développement est conjoint aux partenaires et aux laboratoires de recherche. Les applications de ce code sont des écoulements aérodynamiques internes dans le cas de simulation des turbomachines et aussi externes dans le cas de simulation des voilures, avec des régimes d'écoulement subsoniques à hypersoniques. Quelques exemples se trouvent sur la Figure 2.24.

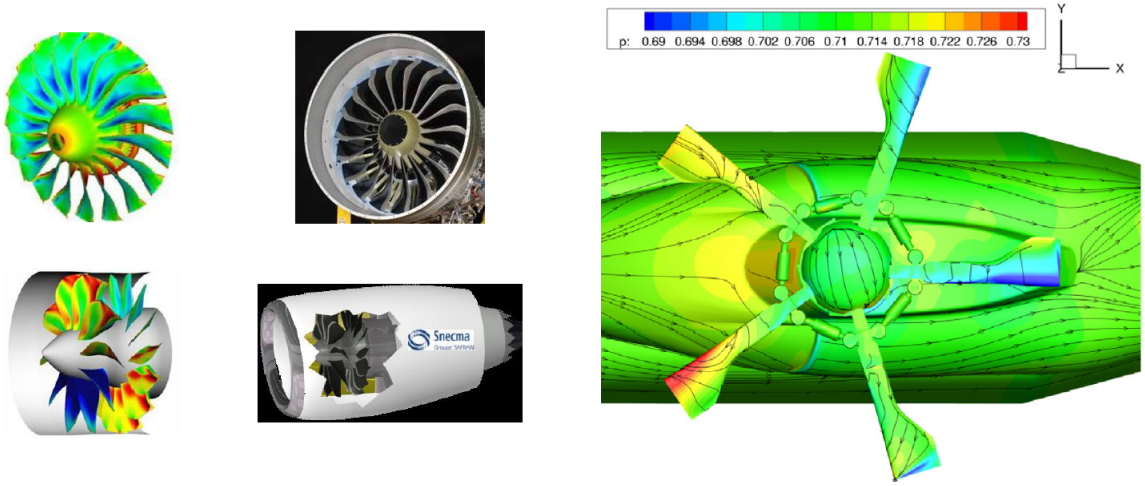


Figure 2.24 – Applications écoulements aérodynamiques interne et externe [15]

Le système d'équations de Navier-Stokes est résolu au centre des cellules du maillage par une méthode de volume fini. Les schémas de discrétisation spatiale incluent les modèles classiques de second ordre centré ou décentré amont. La résolution instationnaire des équations peut être réalisée par un schéma classique du premier ordre mais il existe des schémas du second ordre en utilisant soit des sous-itérations résolus par la méthode de Newton ou soit un second pas de temps qualifié de *dual* dans la méthode DTS. La turbulence est modélisée selon différents niveaux. Dans le cas d'étude, les équations RANS sont utilisées avec le modèle de turbulence k-l Smith.

CONCLUSION

Ce chapitre synthétise les différentes méthodes de simulation à disposition pour concevoir le couplage numérique d'un compresseur sur banc d'essai. D'après les phénomènes engendrés dans les conduites et le compresseur, les discrétisations spatiales et temporelles conditionnent le choix des logiciels pour les parties 1D et 3D. Le niveau de fidélité encouru dans les dimensions conséquentes du banc d'essai permet une réduction du temps de calcul comparativement à une solution totalement tridimensionnelle. Par contre, la mise en place d'une technique de couplage instationnaire entre les deux solveurs de niveau différent demande un développement qui n'est pas accessible dans le commerce. La méthodologie pour réussir ce processus d'échange des conditions aux limites au cours du temps est explicitée dans la chapitre 3.

NOMENCLATURE DU CHAPITRE 2

A	Section géométrique (m^2)
C_p	Capacité calorifique à pression constante $(J/kg/K)$
E	Énergie massique totale (J/kg)
P_s	Pression statique (Pa)
P_t	Pression totale (Pa)
PCI	Pouvoir calorifique inférieur (J/kg)
Q	Débit volumétrique (m^3/s)
Q_T	Transfert thermique (W)
T_s	Température statique (K)
T_t	Température totale (K)
U	Vitesse périphérique de rotation (m/s)
V	Vitesse d'écoulement absolue (m/s)
W	Vitesse d'écoulement relative (m/s)
a	Vitesse du son (m/s)
h_t	Enthalpie massique totale (J/kg)
$\dot{m}$	Débit de masse (kg/s)
$\dot{m}h_t$	Débit enthalpique (W)
$\vec{q}$	Transfert thermique $(W/m2)$
u_t	Énergie totale massique (J/kg)
$\vec{v}$	Vitesse du fluide (m/s)
α	Angle d'incidence absolu (deg)
β	Angle d'incidence relatif (deg)
γ	Rapport des capacités calorifiques à pression constante et à volume constant
γ'	Rapport des capacités calorifiques à pression constante et à volume constant des gaz brûlés
η_{comb}	Rendement de combustion
η_p^c	Rendement polytropique du compresseur
η_p^t	Rendement polytropique de la turbine
λ	Viscosité volumique $(Pa.s)$
λ_T	Conductivité thermique $(W/K/m)$
λ_2	Valeur propre somme des carrés des tenseurs sym. et antisym. de gradient de vitesse
μ	Viscosité dynamique $(Pa.s)$
ξ	Pertes de charge
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
τ	Tenseur des contraintes visqueuses (Pa)

Chapitre 3

Couplage

Sommaire

3.1 État de l'Art 50
3.1.1 Approche découplée 50
3.1.2 Approche semi-couplée 52
3.1.3 Approche couplée 54
3.2 État de l'Art avec PROOSIS ou elsA 55
3.2.1 Couplage avec PROOSIS 55
3.2.2 Couplage avec elsA 57
3.3 Mise en place du couplage 57
3.3.1 PROOSIS : encapsulation avec DECK 58
3.3.2 elsA : état conservatif avec CGNS 60
3.3.3 OpenPALM : couplage dynamique 62
3.3.4 Conditions d'échange 64
3.4 Conversion des données aux interfaces 66
3.4.1 Frontières 3D → 1D : Amont et Aval 66
3.4.2 Frontières 1D → 3D 67
3.4.3 Frontière 1D → 3D : Amont 68
3.4.4 Frontière 1D → 3D : Aval 75

Ce chapitre développe la méthodologie de couplage appliquée aux logiciels de modélisation CFD 3D elsA et 1D PROOSIS. Un premier état de l'art détaille les différentes façons de mettre en relation des codes de calcul. Un second état de l'art traite des couplages réalisés avec elsA ou avec PROOSIS. Ensuite la méthode mise en place pour faire communiquer les logiciels entre eux est présentée afin d'aboutir à la démarche de couplage des interfaces 3D/1D entre les deux modélisations. La conclusion de ce chapitre comporte les recommandations pour mener à bien un couplage instationnaire de logiciels.

3.1 État de l'Art

Les travaux de thèse utilisent une démarche multi-fidélités de la CFD afin de traiter les éléments du banc d'essai du compresseur avec la résolution la plus adéquate possible. Lors de la mise en place d'un couplage, trois approches sont envisageables : découplée dans le cas de simulation de pré-dimensionnement, semi-couplée dans la simulation de points de fonctionnement stabilisés et enfin couplée dans le cas de simulation quasi-stationnaire ou strictement instationnaire de fonctionnement d'un compresseur. La comparaison des échelles de temps caractéristiques des différents phénomènes physiques connus ainsi que leur nature dans le système orientent le choix de l'approche appropriée.

3.1.1 Approche découplée

Lors de simulation de pré-dimensionnement ou du calcul de performances d'une turbine à gaz, l'augmentation du niveau de fidélité d'un des composants peut être réalisée en chaînant sa modélisation CFD 3D, 2D ou 1D avec la modélisation 0D du moteur. Les conditions aux limites provenant d'un calcul 0D sont alors imposées à une simulation de plus haute fidélité. Dans la résolution comparée d'un problème d'un composant avec une fidélité plus élevée et du problème de l'ensemble du moteur, la carte de performances du compresseur par exemple est obtenue grâce à une résolution CFD 3D, 2D ou 1D. Cela remplace les caractéristiques génériques des composants présentes dans les codes de turbine à gaz où les effets hors-adaptation tels que les géométries variables, les effets de Reynolds, la correction du gamma, les jeux ou le système d'air secondaire sont calculés par des paramètres correctifs. Avec ces derniers, lorsque la simulation recherche un point de fonctionnement fortement désadapté, des divergences numériques peuvent apparaître. C'est pourquoi l'utilisation d'une caractéristique composant plus précise est nécessaire.

La Figure 3.1 provenant de [93] illustre le chaînage des codes de calcul. Après la définition de la mission, les performances de chaque composant sont calculées à l'aide des caractéristiques génériques afin de connaître les conditions aux limites à spécifier du fonctionnement moteur. Ces dernières sont ensuite appliquées au solveur CFD modélisant le composant et les nouvelles performances sont intégrées comme nouvelle caractéristique spécifique du composant au sein de la modélisation 0D. L'analyse est ainsi entreprise avec une meilleure représentativité. Cette approche est qualifiée de globale car il n'y a pas de boucles itératives entre les logiciels. La modélisation 0D des performances de la turbine à gaz utilise les cartes spécifiques des composants calculées grâce au solveur CFD. En fonction de l'enveloppe de vol sélectionnée ou définie dans la simulation système, les conditions aux limites globales pour la résolution fine des composants sont fixées et permettent de connaître la plage de fonctionnement plus précise dans cette zone du composant en question.

La limitation la plus importante de cette approche est l'adaptabilité du couplage aux modifications géométrique (par ex. calage des stators variables) ou fonctionnelle (par ex. profil d'entrée de l'écoulement). Comme la résolution de chaque code est figée lors de l'exécution séquentielle du couplage, il faut donc recommencer toute la procédure à chaque modification majeure. L'échange d'informations est alors unidirectionnel comme dans l'exemple [65].

Cette méthode de chaînage des calculs pour l'approche découplée est justifiée si les échelles de temps des phénomènes étudiés ont des ordres de grandeur très différents. Il est possible de figer les phénomènes les plus lents pour résoudre les phénomènes les plus rapides. Mais si les ordres de grandeur de ces échelles sont proches, afin de prendre en compte l'interaction avec les composants environnants au cours de la simulation, les informations doivent être échangées de façon bidirectionnelle.

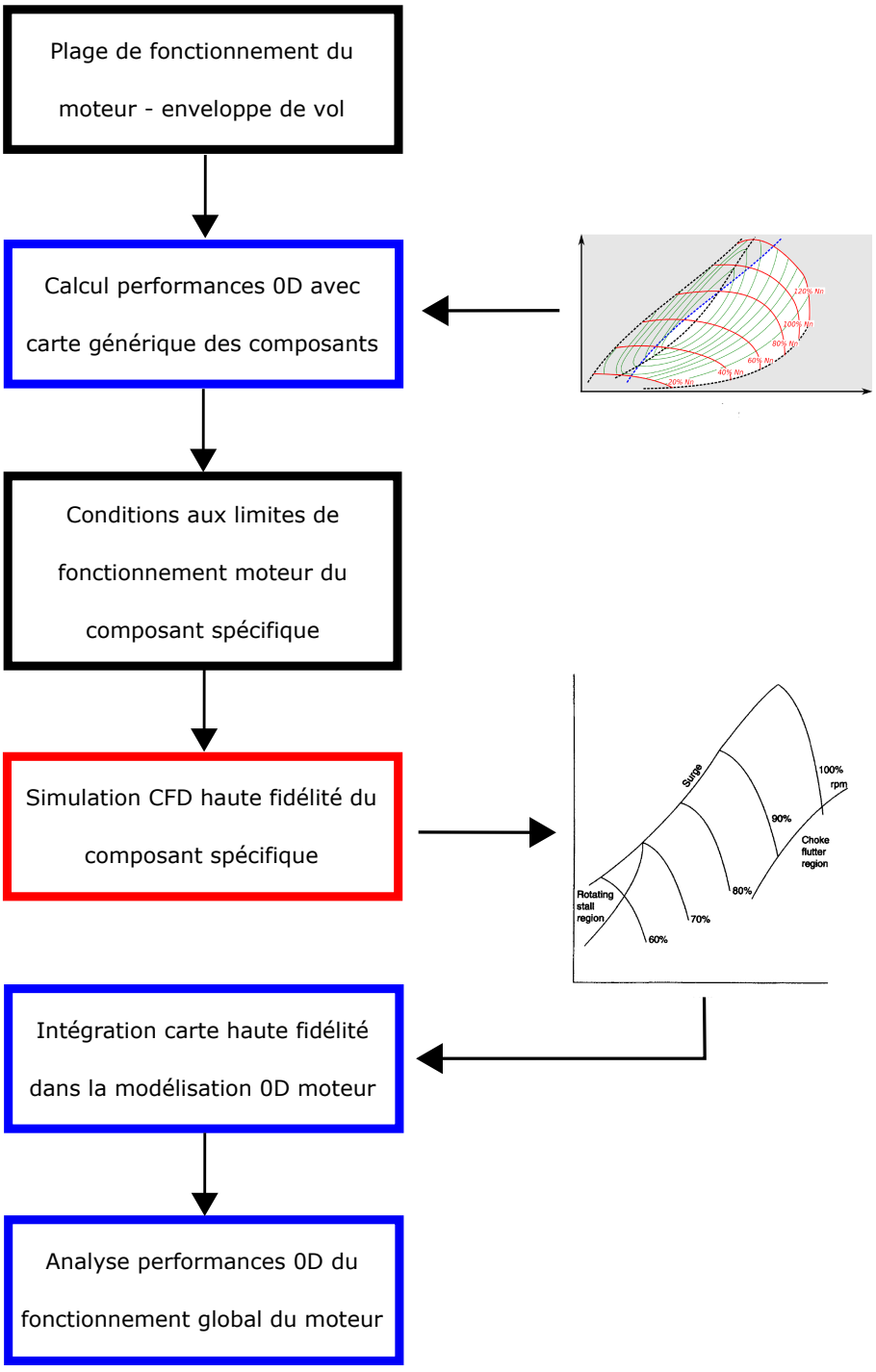


Figure 3.1 – Approche découplée des performances moteur avec caractéristique spécifique obtenue par simulation haute fidélité [93][60]

3.1.2 Approche semi-couplée

Dans le même esprit que l'approche découplée, l'approche semi-couplée permet d'augmenter le niveau de fidélité d'un des composants dans la simulation du moteur. Grâce à une boucle de rétro-action, les codes de simulation peuvent communiquer pour échanger les conditions aux limites afin de rechercher un point de fonctionnement stabilisé. Il est donc possible de connecter des logiciels fonctionnant à des niveaux de fidélité différents. À la fin des années 90, dans la continuité du projet NPSS de la NASA, Evans [47] introduit 4 classes de multi-fidélités :

Interpolation Simulation CFD explore une zone de fonctionnement particulière de la caractéristique composant (approche découplée)

Création Simulation CFD crée la caractéristique composant avec les conditions aux limites moteur globales (approche découplée)

Insertion Simulation CFD interagit directement dans le code de simulation des performances moteur

Association Simulations CFD échangent les données entre codes de différents niveaux de fidélité

Dans les deux dernières classes, les codes de calcul communiquent les données dans les deux directions. Ces échanges fournissent le comportement des éléments voisins à travers les conditions aux limites. Grâce à cette interaction, la physique d'écoulement globale donne naissance au fonctionnement holistique du moteur [93]. Afin de connecter les logiciels entre eux, il faut réussir à traduire les informations aux différentes frontières des domaines de simulation.

Dans l'exemple de la Figure 3.2, la technique est appliquée sur un moteur complet industriel de type turbofan. Grâce aux conditions aux limites, les simulations de plus haute fidélité des composants sont entreprises de façon isolée. En utilisant la méthode itérative de la classe "Insertion", les cartes de performances de chaque composant sont mises à jour au cours du calcul avec les nouvelles conditions aux limites [104][76]. De plus, cette méthode peut être conjointe à la classe d'"Interpolation" pour créer une multitude de cartes de performances dans les zones hors-adaptation [119][72], qui sont utilisées plus efficacement lors de la recherche d'un point de fonctionnement stabilisé. Outre les codes de performances, une autre utilisation est le diagnostic d'une turbine à gaz [5]. Les effets de second ordre tels que les variations de profil d'entrée des conditions aux limites (distorsions, prélèvements) ou les variations géométriques (jeux, calages) font dévier le fonctionnement du moteur vers des zones hors adaptation. Grâce à l'implémentation de paramètres correctifs pour chacun de ces effets, les modèles de prédiction sont améliorés [12][95].

Chaque simulation recherche un écoulement stationnaire pour décrire les frontières de la plage de fonctionnement stable du moteur. Mais si l'un des composants dépasse sa limite de stabilité, des phénomènes associés à des variations temporelles très marquées peuvent apparaître. La résolution des schémas temporels doit donc être plus précise. Le couplage doit maîtriser les échanges d'informations entre les codes. Car les instationnarités ou les instabilités émergentes des composants doivent être simulées de façon instationnaire, une synchronisation entre les codes de calcul est donc obligatoire.

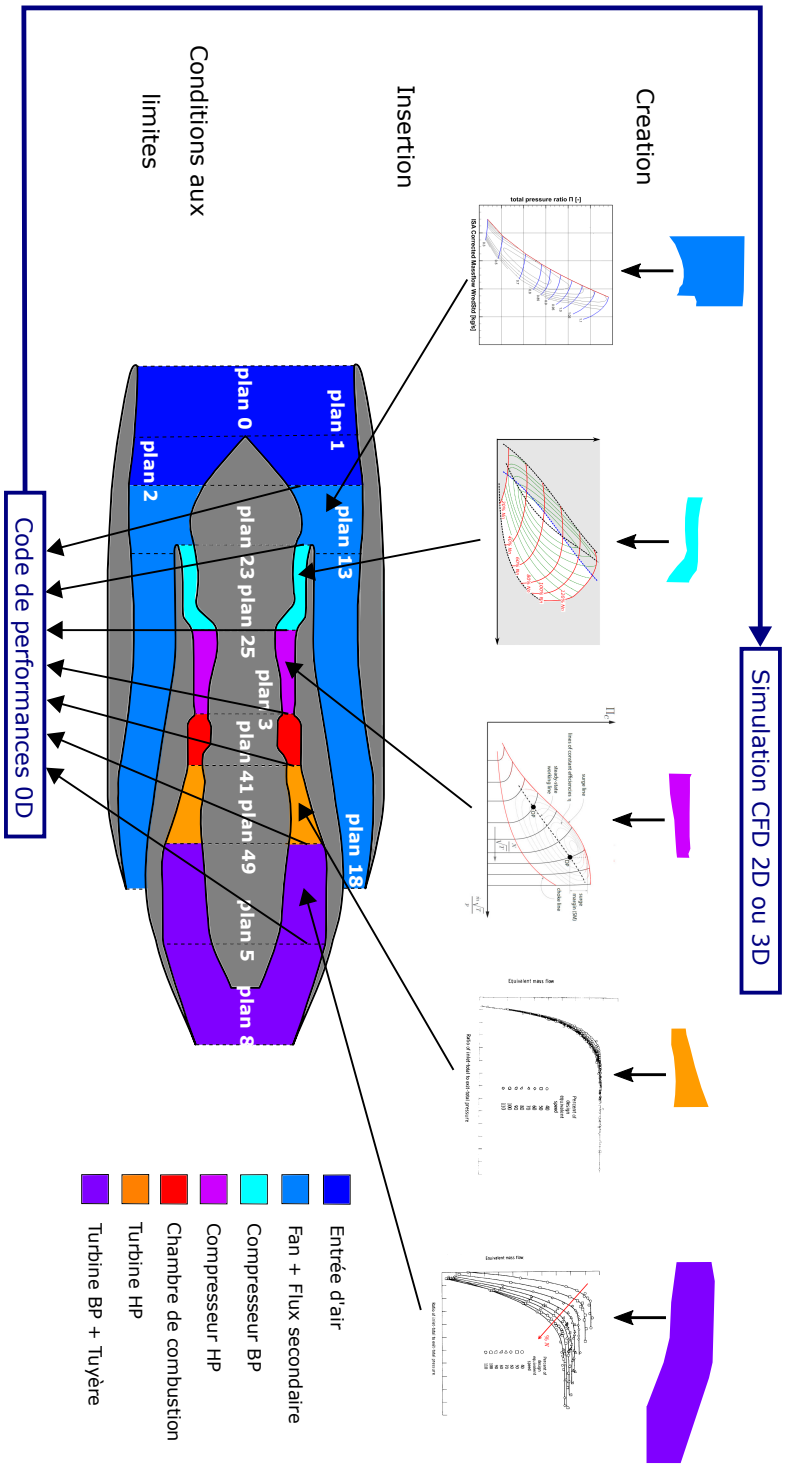


Figure 3.2 – Approche semi-couplée des performances moteur grâce à un découpage de la simulation des composants avec boucle itérative sur les caractéristiques composants [119][76][12]

3.1.3 Approche couplée

Dans le cas d'étude des travaux de thèse, les phénomènes qui se développent dans le système ont des temps caractéristiques différents. Les effets d'accumulation de masse dans les volumes des conduites sont considérés comme lents, mais les propagations d'onde de pression dans ces dernières sont des phénomènes relativement rapides. D'autres phénomènes sont d'autant plus rapides comme les fréquences de passage des aubes dans le compresseur. Il existe des phénomènes locaux et globaux avec des échelles de temps rapides qu'il faut prendre en compte dans le modèle de couplage, afin de recouvrer leurs influences au sein du système. Un couplage direct des conditions aux limites est donc indispensable. L'approche couplée, dont il est question ici, est une technique où la communication entre les codes de niveaux de fidélité différents est continue. Les échanges des conditions aux limites sont alors synchronisés.

Dans la littérature, certains auteurs font le choix de connecter des codes de niveau de fidélité identique avec la même suite logiciels. Wang *et al.* [121] utilisent la méthode de couplage afin de simuler toute la turbine à gaz de l'entrée d'air à la tuyère en recourant au couplage de chaque élément calculé séparément. À l'aide d'un outil de pré-traitement, la génération du maillage et la définition des conditions aux limites des composants sont harmonisées afin de réduire les incompatibilités entre les modélisations. Teixera *et al.* [116] exploitent le couplage de logiciels de la même suite numérique. De la même manière, afin de réduire le nombre d'erreurs liées aux hypothèses lors de simulations isolées, les logiciels échangent les conditions de raccord entre les composants. Les programmes source étant codés sur la même architecture de code aident à connecter les conditions aux limites des solveurs entre elles, sans avoir besoin d'utiliser un coupleur de logiciels.

Mais il est rare de pouvoir utiliser le même code ou la même suite logiciels pour effectuer la simulation dans son ensemble. Dans la littérature, il existe d'autres exemples comme celui de Medic *et al.* [84], les auteurs réalisent la simulation d'un moteur de type turbofan sur un secteur à l'aide d'un code RANS pour les compresseurs et les turbines et d'un code LES pour la chambre de combustion. Grâce à un environnement de logiciels, les conditions aux limites sont synchronisées pour rendre consistante la simulation instationnaire du moteur complet. L'avantage de ce genre de couplage est de ne pas être restreint à des logiciels commerciaux ou à des codes non accessibles développés dans les laboratoires. À l'aide d'un coupleur dynamique, des outils numériques et informatiques permettent d'interpoler les conditions aux limites à chaque frontière de raccord et de communiquer leurs évolutions temporelles.

L'utilisation d'un coupleur de logiciels permet de s'affranchir de la complexité de faire communiquer directement les logiciels de niveaux différents entre eux. Les conditions aux limites attendues dans chaque logiciel sont spécifiques aux équations résolues. Il n'est pas simple de faire correspondre les quantités aérothermodynamiques entre chaque conditions aux limites. L'outil maître permet de traduire les conditions à imposer, d'interpoler le maillage entre les frontières si besoin et surtout de synchroniser les pas de temps physique de chaque code.

Cette méthode va être appliquée aux travaux de thèse en utilisant le solveur CFD 3D elsA et le code de performances PROOSIS avec sa bibliothèque CFD 1D FluidaPro, afin d'avoir un couplage instationnaire robuste pour les conditions aux limites de chacun des modèles. Les échanges sont réalisés avec un coupleur dynamique nommé OpenPALM développé par le CERFACS (Centre Européen de Recherche et de Formation Avancée en Calcul Scientifique).

3.2 État de l'Art avec PROOSIS ou elsA

L'état de l'art suivant concerne les logiciels sélectionnés pour la suite des travaux de thèse. La technique et l'environnement de couplage sont expliqués pour chacun des deux logiciels. Dans la littérature, aucun couplage n'est réalisé entre PROOSIS et elsA. Les méthodes appliquées sont donc présentées distinctement pour chaque logiciel.

3.2.1 Couplage avec PROOSIS

Le logiciel PROOSIS opère sous système d'exploitation Windows et trois couplages tirés de la littérature faisant intervenir des simulations multi-fidélités stationnaires sont présentés.

Le premier exemple [98] concerne le couplage avec une approche semi-couplée de sa bibliothèque Turbo [1] avec un code de CFD 3D, CEDRE développé par l'ONERA. Turbo est une bibliothèque utilisant les fonctionnalités de base des fluides de la plateforme PROOSIS afin de simuler le fonctionnement du moteur composant par composant. Comme il est présenté dans la Section 2.1.1, les quantités aérodynamiques sont calculées avec une approche 0D par plan d'entrée à plan de sortie. Chaque élément est régi soit par une loi empirique (entrée d'air, conduit, chambre de combustion, tuyère) ou soit par une lecture des grandeurs adéquates dans le champ des caractéristiques de performances (compresseur, turbine). La partie fan du moteur est modélisée en 3D par CEDRE et les conditions aux limites d'entrée et de sortie du fan sont échangées automatiquement par chaînage des codes. La transformation des données pour correspondre aux conditions aux limites attendues par chaque code est effectuée dans un élément vide qui sert d'interface entre les deux logiciels. Le couplage est réalisé directement dans le logiciel PROOSIS où les résultats du calcul 3D stabilisé du fan sont obtenus par appel de fonction externe. L'objectif étant de simuler un fonctionnement stabilisé du moteur complet, sur une ligne caractéristique proche nominal ou hors-adaptation, les calculs sont stationnaires et les bilans réalisés doivent conserver le débit de masse et équilibrer le travail échangé dans les éléments. Pour le calcul de simulation fortement désadapté, l'approche 0D n'est plus représentative pour certains composants. C'est pourquoi l'apport d'une fidélité plus élevée pour le composant en défaut corrige les incertitudes des paramètres de fonctionnement de ce dernier pour obtenir les performances globales hors-adaptation. Dans l'exemple, le point simulé n'est pas désadapté pour des raisons de démonstration de la méthode. Le couplage s'effectue sous un environnement Windows.

Le deuxième exemple [108], en plus de l'aspect multi-fidélités de la simulation des composants, propose de modéliser les phénomènes multi-espèces pouvant apparaître pendant le fonctionnement du moteur. Le couplage doit donc prendre en compte les effets tels que l'humidité, la projection de goutte, les films diphasiques sur les composants. La création du modèle global du moteur est réalisé avec PROOSIS-Turbo et les composants avec une fidélité plus grande (entrée d'air en 2D, fan en 3D, compresseurs en 1D et conduites en 1D) sont remplacés par des codes indépendants connectés à la plateforme PROOSIS par des librairies dynamiques (*dll*) sous Windows. Avec cette méthode, la simulation complète est gérée par un seul logiciel, ici PROOSIS, qui orchestre et communique les conditions aux limites de chaque résolution. Cet article démontre la faisabilité de connecter des logiciels de différentes fidélités entre eux Figure 3.3. La simulation recherche l'impact des effets de l'humidité sur la performance globale du moteur ainsi que sur la définition des frontières de stabilité des composants critiques, c'est-à-dire susceptibles d'avoir un écoulement instable. La prise en compte de ces interactions entre les éléments permettent de mieux prédire le fonctionnement du moteur lors de fonctionnement hors-adaptation. Les simulations réalisées sont stationnaires et sont exécutées sous Windows.

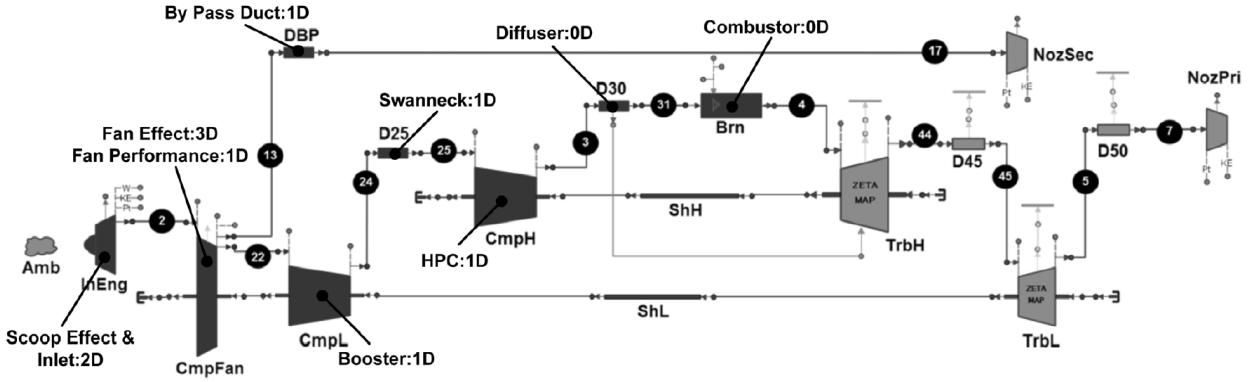


Figure 3.3 – Approche semi-couplée des performances d'un moteur avec effet d'injection d'eau simulé sous PROOSIS [108]

Le troisième exemple [117] est un couplage PROOSIS-Turbo avec un code de CFD 2D développé par l'Université de Cranfield. Il ressemble au premier exemple mais la mise en données du calcul de plus haute fidélité du fan est embarquée directement dans le logiciel PROOSIS. Les échanges de données entre les deux logiciels sont totalement automatisés dans la plateforme PROOSIS. La convergence du calcul couplé du point de fonctionnement recherché est obtenu par une méthode itérative entre le code de performances et le solveur 2D. Ce calcul couplé du moteur complet est exécuté sous Windows.

Au sein de l'ISAE-Supaéro, le groupe de recherche travaillant sur les aspects système des turbomachines met un point d'honneur à développer des couplages forts sous environnement Windows entre PROOSIS-Turbo et un code d'architecture système avion Pacelab ADP & SysArc [92].

En début de thèse, l'aptitude de la bibliothèque Turbo de PROOSIS est testée sur la représentation des effets capacitifs des conduites du banc ainsi que sur la propagation des ondes de pression au sein de ces dernières. La résolution 0D des conduites n'est pas suffisante pour le projet et de plus cette bibliothèque ne permet pas l'inversion du débit susceptible de se produire dans le cas du pompage de la machine. Cette bibliothèque est abandonnée au profit de la bibliothèque FluidaPro, décrit dans la Section 2.3.1, capable de simuler des écoulements monodimensionnels instationnaires dans les conduites du banc d'essai.

Dans la recherche bibliographique des couplages réalisés avec la bibliothèque FluidaPro de PROOSIS, deux exemples faisant intervenir un autre logiciel plateforme EcosimPro [44] et une autre bibliothèque ESPSS [87] sont trouvés. Développés aussi par EAI, sur la même base de fonctionnement que le logiciel PROOSIS, EcosimPro et ESPSS sont conçus pour simuler des moteurs d'engins spatiaux. Étant donné la complexité des écoulements diphasiques au sein des moteurs spatiaux, une discrétisation des conduites reliant les composants est nécessaire. Les deux exemples [73][79] développent le fonctionnement composant par composant des éléments de propulsion spatiale. La plateforme EcosimPro simule de façon quasi-stationnaire avec une modélisation 0D/1D les composants non critiques, puis le solveur CFD 3D simule un composant en particulier afin d'obtenir l'écoulement engendré dans ce dernier avec plus de précision. De la même manière que précédemment, les conditions aux limites échangées entre les logiciels ainsi que les convergences de simulation à chaque pas de temps sont gérées par le logiciel plateforme. La simulation couplée est exécutée

sous Windows. Étant donnée, la capacité de la bibliothèque à simuler des écoulements de fluide monodimensionnels, la bibliothèque FluidaPro dérivée de la bibliothèque ESPSS est utilisée pour la suite des travaux.

3.2.2 Couplage avec elsA

Le logiciel elsA fonctionne sous environnement Linux. La demande en ressources lors de simulations 3D de type turbomachine oriente l'utilisateur vers les super-calculateurs. Dans la littérature, il existe très peu d'articles impliquant ce logiciel dans un couplage de codes. Fabien Wlassow et *al.* [125][126] couple le code elsA avec un logiciel de conduction thermique AVTP du CERFACS afin de simuler l'interaction entre l'écoulement 3D dans une turbine haute pression et les échanges thermiques à la paroi. Étant donnée la différence des temps caractéristiques entre l'évolution de l'écoulement aérodynamique et la conduction thermique dans le métal, le couplage direct entre les deux codes permet d'obtenir des simulations quasi-stationnaires. Une étude sur la fréquence d'actualisation des champs de conditions aux limites souligne un problème de stabilité numérique du calcul couplé selon la fréquence choisie. La fréquence des échanges de données doit être supérieure à celle des phénomènes physiques simulés. Des considérations numériques de stabilité à l'interface d'échange sont à prendre en compte et ces dernières seront expliquées ultérieurement.

Les travaux de Florence De Crécy [35] réalisés au LMFA sur une modélisation couplée d'un compresseur haute pression simulé en 3D et monté sur un banc modélisé en 1D démontrent le besoin de déployer le couplage sur les supercalculateurs qui sont sous environnement Linux. Cette étude utilise le code GT-Power [99] pour la simulation des conduites 1D. Ce code est principalement destiné à l'industrie automobile. Les résultats du cycle de pompage simulé avec le couplage 3D/1D sont cohérents avec les différentes phases du cycle présentées par Greitzer [57]. Les volumes des éléments du système environnant ainsi que les pertes de charge associées sont indispensable dans la description du cycle de pompage. La période de ce dernier est régie par la vidange et la repressurisation du volume aval. Cette étude relève aussi l'importance de définir correctement la fermeture de vanne créant la perte de charge responsable du déclenchement du pompage.

Les couplages avec le code elsA pour simuler l'aérodynamique d'une turbomachine afin de mieux comprendre l'apparition de phénomènes physiques sont réalisés à l'aide du coupleur dynamique OpenPALM. Ce dernier permet de gérer les conditions aux limites entre les différents logiciels et de synchroniser le pas de temps d'échange entre les informations de quantités aérothermodynamiques. À partir des travaux de De Crécy [34], la technique de couplage 3D/1D de logiciels CFD est appliquée au cas d'étude de thèse.

3.3 Mise en place du couplage

Dans l'idée de pouvoir étendre la simulation multi-fidélités à l'ensemble du moteur complet, PROOSIS, développé pour l'industrie aéronautique, est utilisé au sein de Safran Aircraft Engines dans le service des performances moteur pour l'analyse de l'interaction des composants entre eux. Chaque service responsable d'un composant reçoit les conditions d'entrée et de sortie du composant et le travail aérodynamique qu'il doit fournir pour le fonctionnement global du moteur. Cet outil est plus adapté lors de couplage faisant intervenir les autres composants aéronautiques tels que la chambre de combustion ou la turbine. Le premier travail dans la technique de couplage développée pour cette thèse a été de faire fonctionner le modèle 1D provenant de PROOSIS-FluidaPro sous environnement Linux, puis le second travail a été la mise en données avec elsA du cas industriel du

compresseur haute pression afin de faire communiquer en mémoire les deux logiciels à l'aide d'un coupleur dynamique, OpenPALM.

Une mise à niveau du logiciel elsA est opérée par l'ONERA [45] pour s'efforcer de construire une méthode de couplage flexible, c'est-à-dire indépendante des logiciels à coupler à elsA. Une adaptation de l'interface de couplage permet de remplacer l'ancien code 1D par PROOSIS. Par contre, ce logiciel ne modélise pas l'écoulement dans les conduites comme un code de CFD monodimensionnel "classique" mais réalise une simulation où les débits de masse, d'enthalpie totale et de volume sont utilisés pour calculer les grandeurs aérodynamiques, vu dans la Section 2.3.1. Ces quantités peuvent décrire le fonctionnement global de chaque composant d'un moteur aéronautique. Néanmoins, la description dite de performances du moteur est différente de la simulation CFD d'un composant. Cela entraîne une traduction des informations à échanger entre ces deux codes dont aucun programme source n'est disponible.

3.3.1 PROOSIS : encapsulation avec DECK

Afin d'échanger les données d'un calcul de performance d'un moteur entre les différents partenaires d'un projet, il existe un outil d'encapsulation du modèle mathématique sous forme de boîte noire. Certaines données par exemple géométriques ou de conditions aux limites sont fixées, ce qui restreint le nombre de paramètres à reconfigurer par les utilisateurs d'un modèle encapsulé. Dans cette étude, il est possible d'utiliser cette méthode pour générer un objet nommée *deck*, qui est un modèle encapsulé fermé exécutable sous environnement Linux.

C'est le point de départ pour réussir à faire communiquer le code PROOSIS avec le solveur elsA. L'entreprise EAI, responsable du développement de PROOSIS, propose d'interfacer les *deck* avec d'autres logiciels en langage C/C++ ou Fortran. Afin de suivre les standards utilisés en aéronautique, les échanges sont effectués par appel de fonctions avec les normes SAE ARP4868C [89]. Ceci permet de récupérer et d'implémenter en mémoire les conditions aux limites à appliquer au modèle 1D ainsi que de lancer l'exécution du code 1D.

Simulant majoritairement les performances des turbines à gaz, la résolution des équations de mécanique des fluides du logiciel PROOSIS est fondée sur la conservation du débit de masse dans les éléments de jonction, ainsi que sur l'élévation ou la diminution de température totale et/ou de pression au sein des éléments à travers le débit d'enthalpie totale et le débit de volume. Ces quantités sont répertoriées dans le tableau suivant :

Quantité	Définition	Unité
$\dot{m}$	Débit de masse	kg/s
$\dot{m}h_t$	Débit d'enthalpie totale	W
Q	Débit de volume	m^3/s

Sur la Figure 3.4, l'élément vide interface l'entrée et la sortie du compresseur 3D avec le banc 1D. Cet élément crée les variations de débit, de pression et d'enthalpie totale comme si le compresseur était présent dans la modélisation. L'élément en amont de ce dernier est la conduite annulaire en forme de col de cygne, les rectangles bleus représentent les cellules de discrétisation spatiale monodimensionnelle. De même, l'élément en aval représente le volume de la chambre annulaire avec les premières cellules de discrétisation. Grâce aux appels de fonction *c4868setD* de PROOSIS,

les quantités aérodynamiques provenant du calcul elsA sont transformées pour correspondre aux grandeurs de débits de masse, d'enthalpie totale et de volume attendues en conditions aux limites par le modèle 1D. Inversement, grâce aux appels de fonction *c4868getD* de PROOSIS, la récupération des grandeurs de pression et de température statiques ainsi que de vitesse de l'écoulement dans la dernière cellule des conduites sont fournies au calcul 3D. Le nombre de pas de temps de simulation 1D est fixé lorsque l'objet *deck* est conçu. Le pas de temps physique du calcul 1D et la fréquence d'échange sont contraints par ce temps de simulation du *deck*. Après avoir implémentées les nouvelles conditions aux limites des conduites, la simulation 1D est lancée puis elle doit être arrêtée afin de récupérer les nouvelles conditions aux limites du compresseur 3D. Le pas de temps physique de la simulation 1D doit être choisi plus petit que la période d'actualisation afin que le calcul puisse faire au moins quelques itérations avant d'échanger les quantités à nouveau. Étant donné le temps de restitution des résultats d'une modélisation 1D comparativement à une modélisation 3D, la contrainte de relancer le code 1D à la fréquence d'actualisation ne dégrade pas les performances de la simulation couplée.

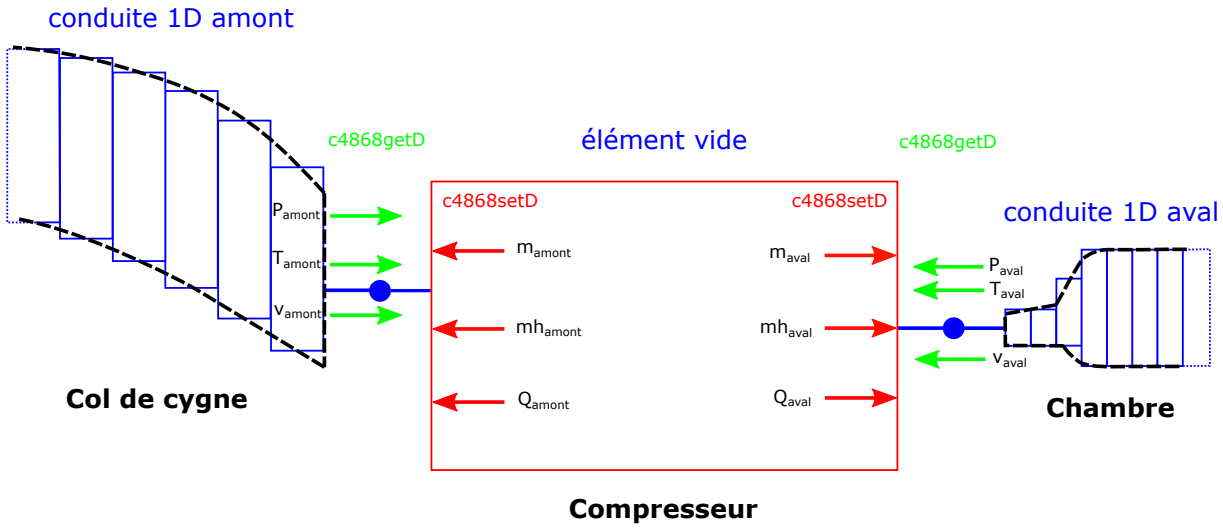


Figure 3.4 – Schéma du modèle 1D de la zone de raccordement compresseur / système

Avec cette méthode, les données des conditions aux limites sont échangées en mémoire grâce aux appels de fonction. Par contre, le modèle mathématique est figé lorsque le *deck* est créé. Les paramètres tels que le schéma de résolution temporelle, le pas de temps, la durée de simulation ou les paramètres géométriques sont à configurer et à tester avant la mise en place du couplage. L'environnement de compilation du modèle mathématique ainsi que son interface sous forme de *deck* sont fixés par l'entreprise EAI lors de la génération de ce dernier. Ceci apporte des contraintes supplémentaires sur la compatibilité entre l'exécutable PROOSIS créé pour l'environnement Linux et l'environnement du supercalculateur. À la suite d'échanges avec l'entreprise EAI, ils ont créé une version de *deck* compatible avec les supercalculateurs employés durant la thèse. Enfin, l'entreprise contraint l'environnement de compilation de l'objet *deck* par l'utilisation des compilateur GNU. Afin ne pas avoir de problème de compatibilité lors de l'utilisation de la technique API (*Application Programming Interface*) entre les différents logiciels, un test de compilation est réalisé avec les compilateurs MPI d'Intel qui sont utilisés pour la compilation du solveur 3D elsA et du coupleur dynamique OpenPALM.

3.3.2 elsA : état conservatif avec CGNS

D'après les travaux de thèse de Florence de Crécy [35], les conditions aux limites à imposer à l'interface du domaine 3D elsA avec le domaine 1D sont constituées des grandeurs aérodynamiques conservatives sur ses frontières 2D. L'inversion de l'écoulement d'un pompage profond implique que les conditions aux limites doivent autoriser les changements de signe du débit au niveau des interfaces. La méthode des caractéristiques pour permettre de transférer les informations à travers l'interface est utilisée. Cette technique étant déjà éprouvée dans des méthodes de couplage 3D/1D [50], elle est expliquée sur un cas monodimensionnel. Tout d'abord, les quantités aérodynamiques conservatives qui définissent l'état de l'écoulement à l'interface 2D sont :

Quantité	Définition	Unité
ρ	Masse volumique	kg/m^3
ρu	Quantité de mouvement selon l'axe x	$kg/m^2/s$
ρv	Quantité de mouvement selon l'axe y	$kg/m^2/s$
ρw	Quantité de mouvement selon l'axe z	$kg/m^2/s$
ρE	Énergie totale volumique	$kg/m/s^2$
ρk	Masse volumique * Énergie cinétique turbulente	$kg/m/s^2$
ρl	Masse volumique * Échelle de longueur caractéristique turbulente	kg/m^2

Ces quantités sont ensuite utilisées dans la méthode des caractéristiques afin de reconstruire les conditions aux limites de l'écoulement du domaine 3D. D'après la démonstration dans l'article de Galindo et *al.* [50], l'exemple ci-dessous démontre la méthode pour un cas monodimensionnel d'un écoulement d'Euler avec les trois équations de conservation suivantes :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{3.1}$$

$$\rho\frac{\partial u}{\partial t} + \rho u\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial S}{\partial t} + u\frac{\partial S}{\partial x} = 0 \tag{3.3}$$

L'entropie S peut-être décrite par une équation d'état $S(\rho, p)$ qui ferme le système d'équations ainsi développé. Comme la vitesse du son a s'écrit :

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_S} = \sqrt{-\frac{\left(\frac{\partial S}{\partial \rho}\right)_p}{\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_\rho}} \tag{3.4}$$

L'Equation 3.3 peut se ré-écrire de la sorte :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u\frac{\partial p}{\partial x} - a^2\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) = 0 \tag{3.5}$$

L'Equation 3.5 est alors mise sous sa forme caractéristique. Afin de développer la forme caractéristique des deux premières équations (Equation 3.1 et Equation 3.2), l'Equation 3.5 est réintroduite dans l'Equation 3.1 :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u\frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{3.6}$$

En sommant à cette équation l'Equation 3.2, le conditionnement avec un facteur λ indéterminé permet d'écrire :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + (u+\lambda)\frac{\partial p}{\partial x} + \rho\lambda\left[\frac{\partial u}{\partial t} + \left(u + \frac{a^2}{\lambda}\right)\frac{\partial u}{\partial x}\right] = 0 \tag{3.7}$$

Afin d'obtenir la forme caractéristique de l'Equation 3.7, le facteur λ doit satisfaire la condition que les dérivées de p et u suivent la même direction. L'égalité est donc :

$$u + \lambda \doteq u + \frac{a^2}{\lambda} \quad \Rightarrow \quad \lambda^2 \doteq a^2 \quad \Rightarrow \quad \lambda \doteq \pm a \tag{3.8}$$

Le système d'équations de conservation sous forme caractéristique donne :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u\frac{\partial p}{\partial x} - a^2\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{d}{dt}\left[p - \rho\, a^2\right] = 0 \tag{3.9}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + (u+a)\frac{\partial p}{\partial x} + \rho a\left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u+a)\frac{\partial u}{\partial x}\right] = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{d}{dt}\left[p + \rho\, a\, u\right] = 0 \tag{3.10}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + (u-a)\frac{\partial p}{\partial x} - \rho a\left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a)\frac{\partial u}{\partial x}\right] = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{d}{dt}\left[p - \rho\, a\, u\right] = 0 \tag{3.11}$$

Les ondes arrivant sur l'interface doivent se propager selon la vitesse de l'écoulement u à laquelle peut s'ajouter ou se soustraire la vitesse du son a. Les variables constantes au cours du temps sont les invariants de Riemann dans le cas monodimensionnel et selon la direction du plan (x,t) :

Invariant de Riemann	Vitesse caractéristique
$p + \rho\, a\, u$	$u + a$
$p - \rho\, a\, u$	$u - a$
$p - \rho\, a^2$	u

Les quantités conservatives de l'écoulement ne sont pas appliquées directement aux frontières 2D mais sont calculées à partir des invariants de Riemann. L'utilisation d'un module spécifique du code elsA permet de modifier au cours du calcul les conditions aux limites des frontières en utilisant un format CGNS (*CFD General Notation System*), format de stockage standard pour les données utilisées en CFD. Grâce à la mise en mémoire des conditions aux limites sous forme CGNS, il est possible de récupérer et d'actualiser les quantités à appliquer explicitées précédemment. La structure de stockage des données est sous forme d'arbre avec branches qui permettent de définir aussi bien les paramètres numériques que les quantités conservatives. Ce dernier est modifié à l'aide de son pointeur et comme la mémoire des processeurs est partagée, il n'y a pas de duplication de ces arbres en mémoire.

L'arbre à modifier en mémoire pour les conditions aux limites est l'arbre de calcul *RunTimeTree*, qui est récupéré au début de l'itération en cours afin d'imposer les nouvelles valeurs des quantités aérodynamiques. Ce dernier se décline selon la Figure 3.5. Il contient les deux frontières du domaine 3D (i.e. l'entrée et la sortie du compresseur) où sont implémentées les conditions aux limites réparties sur chaque fenêtre (dans le cas où la frontière serait découpée sur plusieurs blocs). Les conditions aux limites où sont appliquées les quantités aérodynamiques utilisent des conditions de Dirichlet dans le cas d'étude de la thèse.

Les quantités aérodynamiques provenant de la simulation 1D de PROOSIS et de la simulation 3D d'elsA sont ainsi récupérables et modifiables en mémoire durant le calcul. Il faut donc relier les deux codes de calcul selon une fréquence d'actualisation. Le coupleur OpenPALM permet de synchroniser ces échanges entre la partie 1D et la partie 3D tout en communiquant en mémoire les quantités aérodynamiques.

3.3.3 OpenPALM : couplage dynamique

Le coupleur dynamique OpenPALM est développé au CERFACS et interface les échanges entre des logiciels, parallèles ou non, codés en Fortran, en C/C++ ou en Python. Comme dit précédemment, le code PROOSIS fournit les quantités 1D grâce à des appels de fonction en C++ et le solveur elsA échange les conditions aux limites 3D grâce à des fonctions Python avec une structure de données CGNS. La stratégie du coupleur utilise l'approche MPMD (*Multiple Program Multiple Data*) pour avoir accès de façon indépendante à chaque code. Afin de suivre les mécanismes de communication des supercalculateurs, le protocole d'échange des informations suit le principe d'implémentation MPI (*Message Passing Interface*) dont tous les codes de haute performance parallèles sont pourvus. Deux modes sont implémentés dans PALM, MPI 1 et MPI 2, le dernier permet de créer les communications automatiquement à l'aide d'un ordonnanceur. Ce mode ne peut être utilisée car il existe une limitation du nombre de cœurs de calcul employés, le mode 1 est alors choisi pour communiquer entre les deux codes.

Le mode MPI 1 permet d'augmenter le nombre de ressources allouées sur les supercalculateurs dont la portabilité d'OpenPALM est validée. Les données à échanger sont exprimées en différent lan-

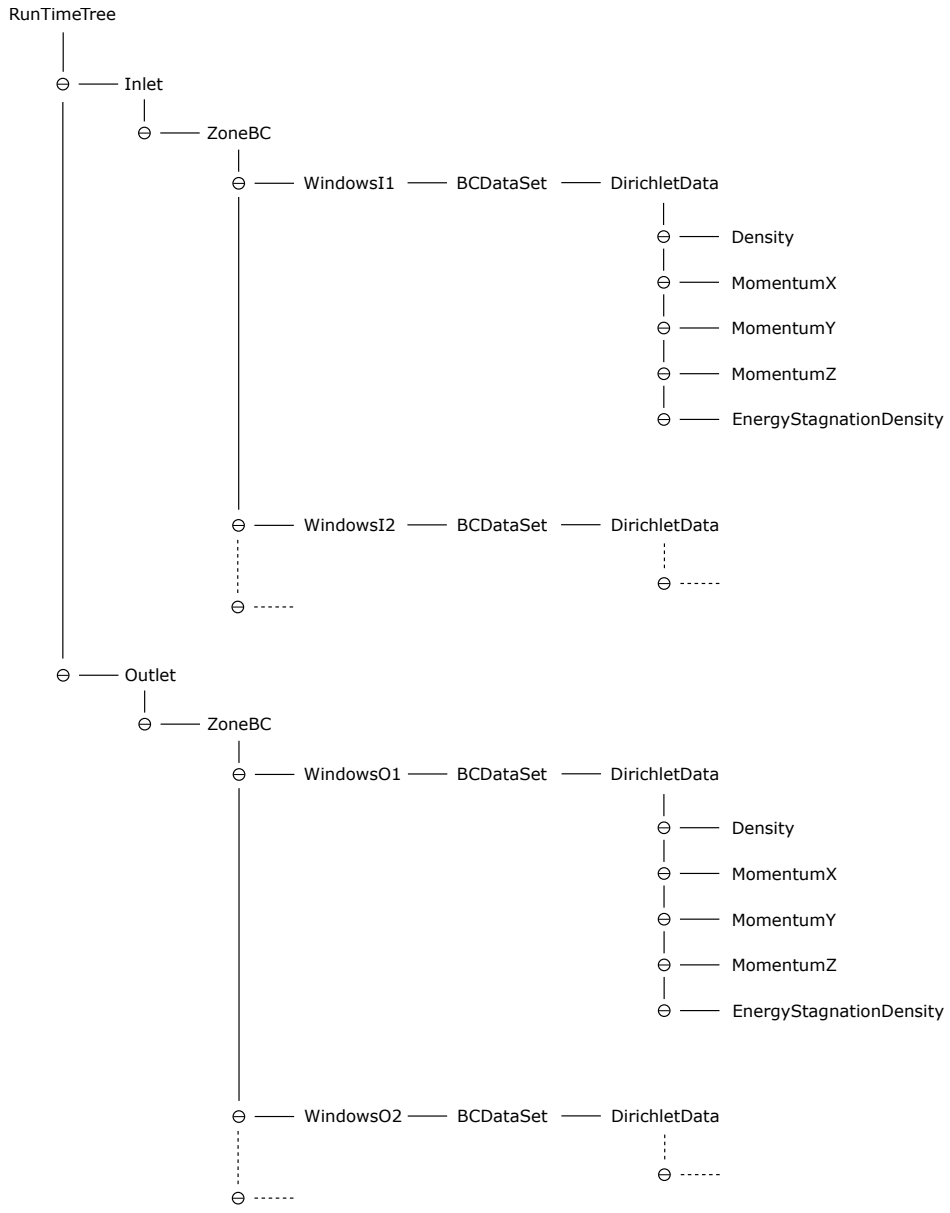


Figure 3.5 – Arbre CGNS *RunTimeTree* des conditions aux limites à actualiser

gage informatique donc avec une sur-couche du protocole TCP/IP (*Transmission Control Protocol / Internet Protocol*), il est possible d'utiliser le mode MPI 1 en définissant une adresse IP pour chaque communication. Afin de s'affranchir des problèmes de compatibilité des instances MPI, l'adressage par IP fixe permet de considérer les codes à coupler comme indépendants de l'unité de couplage. L'échange de données est ensuite synchronisé grâce à un modèle de communication linéaire *end-point* [96] pour l'envoi de données *Put* ou la réception de données *Get*. Cela assure la synchronisation des deux codes à coupler car le point d'arrivée *Get* étant bloquant, il attend les résultats de l'autre code. De plus, chaque unité d'échange de données est alors indépendante. Le coupleur est pourvu de structures de contrôle comme les boucles internes *for* qui permettent d'adjoindre une dépendance à un temps fictif entre les instances *Put* et *Get*.

L'avantage principal de OpenPALM, en plus d'être interfaçable avec tous les langages classiques informatiques, est de pouvoir communiquer avec des boîtes noires exécutables pré-compilées à travers des librairies dynamiques [97], comme est encapsulé le *deck* de PROOSIS. Les librairies dynamiques, nommées UDF (*User Defined Functions*), sont employées pour communiquer avec l'interface C++ de PROOSIS. Afin de maintenir l'indépendance des codes à interfacer, l'adressage par IP est utilisé dans cette interface C++ ainsi que dans l'interface Python d'elsA. Grâce à une unité *mirror* pour chaque code, l'interface est connectée au sein de OpenPALM par des communications IP entre l'unité *master* qui gère la synchronisation des échanges et l'unité *mirror* du code à coupler, comme indiqué sur la Figure 3.6. Les données à échanger peuvent être de type matriciel, vectoriel ou simplement booléen. La boucle interne sur le temps permet de synchroniser les codes et de choisir la période d'actualisation des conditions aux limites. En noir est représenté le code 1D PROOSIS, ce dernier fonctionne en séquentiel et communique grâce à son interface en C++. En bleu est représenté le code 3D elsA qui calcule en parallèle et les deux processus responsables de l'entrée et de la sortie 2D du compresseur sont choisis pour l'interface en Python. Il existe une différence dans l'exécution des deux codes. Le logiciel elsA fonctionne en continu durant toute la simulation de couplage, les conditions aux limites sont récupérées puis mises en attente avant d'être actualisées. Le logiciel PROOSIS doit effectuer une reprise après chaque échange, la période de temps entre deux échanges correspond à la durée de chaque simulation 1D. Plusieurs simulations 1D sont donc effectuées sur toute la durée d'un calcul couplé.

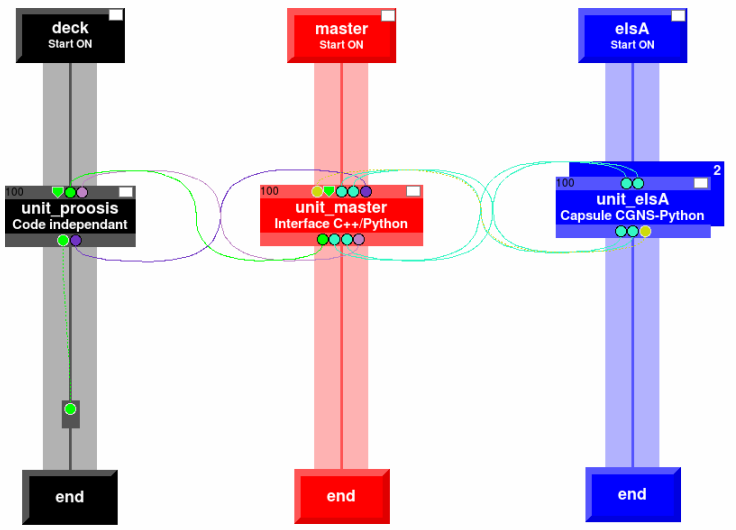


Figure 3.6 – Interface graphique PrePALM utilisée pour la création du schéma de couplage

3.3.4 Conditions d'échange

Le solveur elsA résout les équations de Navier-Stokes moyennées sur un maillage 3D où les quantités conservatives sont déterminées. Le code PROOSIS résout les équations de Navier-Stokes 1D dans les conduites où les débits sont établis. Afin de connecter ces deux logiciels, un premier travail sur la mise en cohérence des conditions aux limites est effectué puis la programmation du traitement est effectuée dans le langage adéquat. Le coupleur OpenPALM doit gérer la réception puis l'envoi des quantités aérodynamiques des deux codes de part et d'autre des interfaces 3D/1D. Grâce aux unités

miroir de PALM, les communications entre chaque code et OpenPALM sont rendues possibles avec des adressages par serveur IP fixe en utilisant la norme MPI. Elles rendent ainsi indépendantes les deux solveurs.

Sur la Figure 3.7, la schématisation du couplage des codes elsA et PROOSIS montre les langages utilisés à chaque interface 3D/1D ainsi que les protocoles et les normes employées pour les communications des données. Le banc d'essai modélisé est représenté de façon linéaire pour une meilleure compréhension des interfaces 1D/3D d'entrée et 3D/1D de sortie du compresseur. Le code PROOSIS responsable du domaine 1D englobe les parties amont et aval des conduites de ce banc. Grâce à l'interface MPI en langage C++, les appels de fonctions sont exécutés afin d'extraire et d'appliquer les conditions aux limites 0D.

Au centre de la Figure 3.7, le solveur elsA 3D représente le compresseur simulé. L'interface, entre OpenPALM et le code CFD, utilise aussi les unités miroirs afin de connecter elsA sur plusieurs cœurs de processeur. L'adressage par IP est écrit en langage Python grâce à la surcouche CGNS qui permet d'extraire les conditions aux limites 2D du compresseur dans ce même langage pour les échanger à travers ces unités miroirs. Les cœurs des processeurs communiquant avec le coupleur sont seulement ceux contenant les blocs de maillage de l'entrée et de la sortie du domaine 3D. Le protocole IP permet, quant à lui, de fixer les différentes connexions entre les codes 1D et 3D avec l'unité maître de OpenPALM qui orchestre les échanges des quantités aérodynamiques.

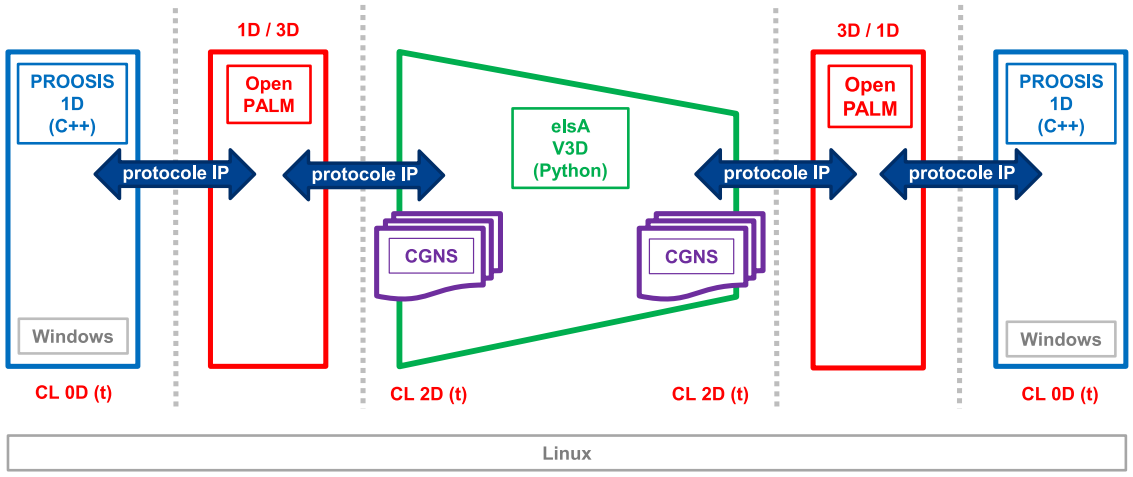


Figure 3.7 – Schéma de couplage avec interfaces miroirs pour les connexions des codes 3D et 1D

La mise en place du couplage OpenPALM entre les deux codes demande des ressources d'implémentation informatique avec les outils de compilation adéquats. L'utilisation des normes C++ et Python pour effectuer les communications d'échange des données à l'aide de protocole parallèle MPI et internet TCP/IP permet de rendre le couplage versatile pour une application avec d'autres logiciels. Néanmoins l'environnement de compilation du couplage doit respecter une homogénéité au sein des codes afin d'éviter les erreurs informatiques indécelables. La transformation des quantités aérodynamiques échangées aux frontières 3D/1D est explicitée dans la sous-partie suivante afin de comprendre le traitement des conditions aux limites entres les deux codes.

3.4 Conversion des données aux interfaces

Avant d'entreprendre la mise en place d'un couplage instationnaire, il faut connaître les échelles de temps caractéristiques des phénomènes à simuler. Dans le cas d'étude de la thèse, l'influence de l'environnement du compresseur représenté par le domaine 1D est principalement due aux ondes de pression et aux effets capacitifs des volumes des conduites. Dans le compresseur multiétages 3D, une étude temporelle est entreprise afin de décrire les instationnarités naissantes au sein de la turbomachine, Section 4.2.2.1. Le pas de temps physique de la simulation 3D est ainsi fixé et permet d'entreprendre une évaluation de la fréquence d'échange des conditions aux interfaces 3D/1D. Étant donnée la différence de résolution entre les conduites simulées par PROOSIS et le compresseur simulé par elsA, les données aérodynamiques échangées doivent être transformées afin de correspondre tout d'abord à la dimension de la frontière, puis au formalisme appliqué aux conditions aux limites du code. Premièrement, ces conditions d'échange des quantités sont explicitées, puis la transformation des quantités de part et d'autres de l'interface 3D/1D est exposée et enfin l'étude sur la représentativité des conditions aux limites est développée.

Pour plus de lisibilité, dans toute la section 3.4, les notations des équations font référence à la Figure 3.4 dans laquelle : amont $\doteq$ in et aval $\doteq$ out.

3.4.1 Frontières 3D → 1D : Amont et Aval

Concernant les interfaces amont et aval du compresseur représenté par l'élément vide, la réduction de dimension de la modélisation 3D vers la modélisation 1D des conduites est opérée grâce aux intégrales sur les deux frontières 2D. Dans le calcul 3D, les quantités de débit de masse sont calculées à la traversée de chacune de ces deux frontières et les grandeurs aérodynamiques intensives telles que les pression et température statiques, P_s et T_s, sont intégrées surfaciquement sur la section A, intégrale représentée par $\overline{}$ et explicitée dans l'Equation 3.12. En utilisant les définitions de l'Equation 3.13 pour l'enthalpie totale, h_t, avec C_p la capacité calorifique à pression constante et u la vitesse débitante, l'équation suivante d'état des gaz parfaits avec R_{gas} la constante des gaz parfaits ainsi que la définition suivante du débit de masse à travers la section A, les quantités 2D intégrées et le débit de masse sont utilisés pour imposer les nouvelles conditions aux limites 0D du banc d'essai 1D dans PROOSIS :

$$\overline{X(t)} = \frac{\int_A X(x,y,z,t)\,\mathrm{d}s}{\int_A \mathrm{d}s} \tag{3.12}$$

$$h_t = C_p\left(T_s + \frac{u^2}{2\,C_p}\right) \quad et \quad \rho = \frac{P_s}{R_{gas}\,T_s} \quad et \quad \dot{m} = \rho\,u\,A \tag{3.13}$$

Afin de correspondre au formalisme de la vision de performances du code 1D à travers les quantités de débit, à chaque frontière sont fournis le débit de masse afin de le conserver et le débit de volume équivalent à la variation de pression statique (Equation 3.14 et Equation 3.16). L'apport d'énergie dû au compresseur est traduit par une élévation d'enthalpie totale qui est représenté par l'Equation 3.15. Cette variation correspond à l'augmentation de la température totale à la traversée du compresseur. Les débits sont calculés selon les équations suivantes dans le sens d'écoulement classique du banc :

$$ {}^{1D}\dot{m}_{in} = {}^{3D}\dot{m}_{in} \quad et \quad {}^{1D}\dot{m}_{out} = {}^{3D}\dot{m}_{out} \tag{3.14} $$

$$ \begin{aligned} {}^{1D}\dot{m}h_{t,out} = {}^{1D}\dot{m}h_{t,in} + \Bigg[& {}^{3D}\dot{m}_{out}\, C_p \left(\overline{{}^{3D}T_{s,out}} + \frac{1}{2\, C_p} \left(\frac{{}^{3D}\dot{m}_{out}}{A_{out}} \frac{R_{gas}\, \overline{{}^{3D}T_{s,out}}}{\overline{{}^{3D}P_{s,out}}} \right)^2 \right) \\ & - {}^{3D}\dot{m}_{in}\, C_p \left(\overline{{}^{3D}T_{s,in}} + \frac{1}{2\, C_p} \left(\frac{{}^{3D}\dot{m}_{in}}{A_{in}} \frac{R_{gas}\, \overline{{}^{3D}T_{s,in}}}{\overline{{}^{3D}P_{s,in}}} \right)^2 \right) \Bigg] \end{aligned} \tag{3.15} $$

$$ {}^{1D}Q_{in} = {}^{3D}\dot{m}_{in} \frac{R_{gas}\, \overline{{}^{3D}T_{s,in}}}{\overline{{}^{3D}P_{s,in}}} \quad et \quad {}^{1D}Q_{out} = {}^{3D}\dot{m}_{out} \frac{R_{gas}\, \overline{{}^{3D}T_{s,out}}}{\overline{{}^{3D}P_{s,out}}} \tag{3.16} $$

3.4.2 Frontières 1D → 3D

Concernant les interfaces amont et aval de la modélisation 1D vers la modélisation 3D, le traitement est plus compliqué à entreprendre. L'état conservatif attendu au niveau des conditions aux limites du domaine 3D est imposé sur une frontière 2D. Chaque grandeur peut-être exprimée en fonction des deux directions de la surface, or les données disponibles proviennent de la dernière cellule de la discrétisation des conduites du domaine 1D. Avec les quantités de pression et température statiques et de vitesse débitante de ces dernières, les définitions de l'Equation 3.13 sont utilisées afin de faire varier les moyennes globales des cinq grandeurs conservatives de la frontière 2D. La résolution monodimensionnelle des conduites du banc ne permet pas d'avoir accès aux quantités turbulentes. Les grandeurs turbulentes de la frontière ne sont donc pas actualisées et sont retransmises telle quelles dans l'itération en cours. La masse volumique, la quantité de mouvement et l'énergie totale volumique de chaque frontière sont alors actualisées en moyenne selon les équations suivantes :

$$ \overline{{}^{3D}\rho_{in/out}} = \frac{{}^{1D}P_{s,in/out}}{R_{gas}\, {}^{1D}T_{s,in/out}} \tag{3.17} $$

$$ \sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)}\right)^2_{in/out}} = \frac{{}^{1D}P_{s,in/out}}{R_{gas}\, {}^{1D}T_{s,in/out}}\ {}^{1D}u_{in/out}\ \lambda_{in/out}{}^{1D\to 3D} \tag{3.18} $$

$$ \overline{{}^{3D}(\rho E)_{in/out}} = \frac{{}^{1D}P_{s,in/out}}{\gamma - 1} + \frac{{}^{1D}P_{s,in/out}}{2\, R_{gas}\, {}^{1D}T_{s,in/out}} \left({}^{1D}u_{in/out}\, \lambda_{in/out}{}^{1D\to 3D} \right)^2 \tag{3.19} $$

En fonction de la géométrie de la frontière et de la direction de l'écoulement, le paramètre λ tente de conserver le débit de masse et l'énergie totale volumique à travers la correspondance entre la vitesse longitudinale débitante du domaine 1D et la norme du vecteur vitesse du domaine 3D. La bibliothèque FluidaPro de PROOSIS résout les équations de Navier-Stokes dans les conduites 1D en acceptant l'hypothèse forte d'un écoulement purement axial.

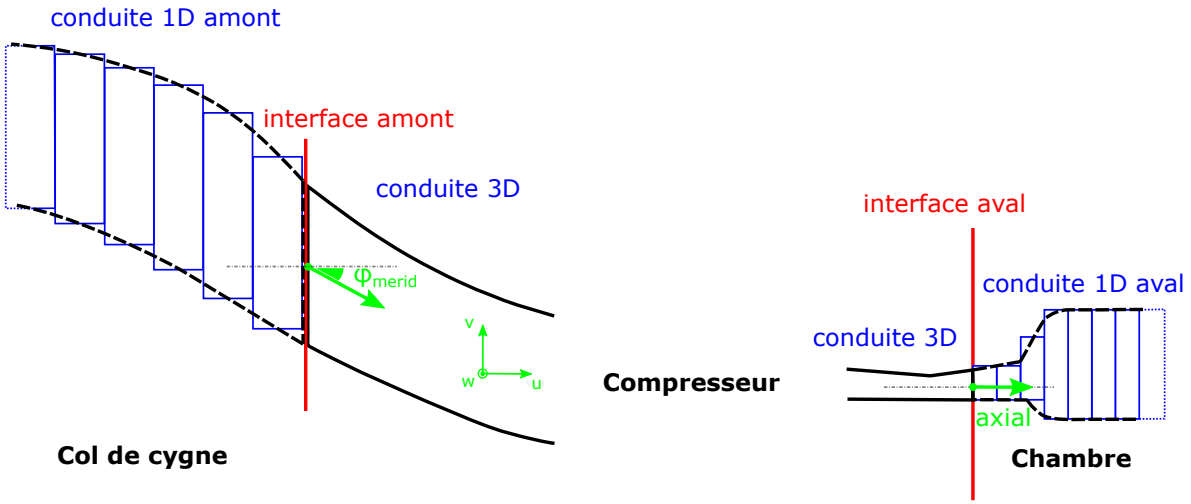


Figure 3.8 – Définition de la direction de l'écoulement en amont (φ_{merid}) et en aval ($axial$)

Selon l'interface amont ou l'interface aval, les formes des raccords entre les conduits du domaine 1D et du domaine 3D sont schématisées sur la Figure 3.8. L'entrée du domaine 3D du compresseur se trouve à l'intérieur du col de cygne dont la section et l'angle méridien évoluent. En sortie du domaine 3D, juste avant la fausse chambre de combustion, la frontière du diffuseur lisse est quasi-axiale et entraine une transformation plus simple à l'interface entre le domaine 3D et le domaine 1D. Étant donnée l'orientation de la frontière en amont du compresseur, l'angle d'injection de l'écoulement est un paramètre important pour la définition du champ de vitesse sur la frontière 2D. Afin de prendre en compte la variation de l'angle de l'écoulement à l'interface entre le code 1D purement axial et le solveur 3D, la direction de la vitesse débitante moyenne est traduite par le paramètre $\lambda^{1D \rightarrow 3D}$. Ce dernier est testé selon trois conditions de simplification de la direction de l'écoulement suivantes :

Paramètre	Définition
Direction vitesse débitante moyenne	Sans angle
	Angle libre
	Angle fixe

Une étude dans les sous-parties suivantes montre l'influence de l'angle d'injection dans le domaine 3D représentant le col de cygne d'entrée du compresseur. De plus, la reconstruction du champ aérodynamique des quantités conservatives est examinée soit en imposant des profils uniformes de l'écoulement ou soit en conservant les profils radiaux et azimutaux de l'écoulement afin de connaître l'impact sur la stabilité du calcul couplé lors de forts gradients de vitesse débitante.

3.4.3 Frontière 1D → 3D : Amont

Lors du développement des différents modèles d'interface 1D → 3D, deux problèmes sont soulevés relativement au code de la bibliothèque FluidaPro de PROOSIS. Le premier concerne le calcul des pertes de charge liées aux variations de section géométrique dans les conduits annulaires qui ne sont pas prises en compte. Lors de l'implémentation du banc 1D, cela contraint à ajouter une cellule

fictive de part et d'autre du composant vide représentant le compresseur. Cette erreur est corrigée dans la dernière version utilisée du logiciel car la cellule fictive entraîne un comportement oscillant parasite des grandeurs aérodynamiques à l'interface lorsque la fréquence d'échange devient importante. Le second concerne le calcul de la masse volumique au sein des cellules. N'ayant pas accès au programme source du code, il est impossible de vérifier la manière dont est déterminée cette quantité. Dans les tests effectués, il apparaît lors de l'inversion du débit après le déclenchement du pompage une divergence de la valeur de la masse volumique. Le traitement à l'interface est donc modifié pour utiliser la pression statique et la température statique dans l'actualisation des quantités conservatives d'elsA.

3.4.3.1 Direction vitesse débitante moyenne : Sans angle

Quelle que soit la reconstruction du champ aérodynamique, si l'angle n'est pas imposé alors le calcul diverge en créant une singularité sur la composante radiale de la vitesse 3D (Figure 3.9). Pour actualiser les quantités aérodynamiques de moment cinétique et d'énergie, le paramètre λ utilise les quantités aérodynamiques 3D de l'itération précédente, ce qui correspond à l'itération $n-1$. Ce paramètre définit le rapport de sections à la frontière entre A_{geom}, la section géométrique, et ${}^{3D}A_{flow}$, la section débitante 3D à travers l'interface, afin de conserver le débit de masse entre les domaines 1D et 3D pour le calcul de l'itération à l'instant n :

$$ {}^{3D}A^{n-1}_{flow,in} = \frac{{}^{3D}\dot{m}^{n-1}_{in}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.20} $$

$$ \lambda^{n\ 1D\to 3D}_{in} = \frac{A_{geom,in}}{{}^{3D}A^{n-1}_{flow,in}} \tag{3.21} $$

La décomposition sur les trois axes (x, y, z) est réalisée correspondant à (u, v, w) pour la quantité de mouvement 3D, les trois grandeurs aérodynamiques conservatives sont égales à :

$$ {}^{3D}(\rho u)^n_{in} = {}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in} \frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \lambda^{n\ 1D\to 3D}_{in}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.22} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)^n_{in} = {}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in} \frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \lambda^{n\ 1D\to 3D}_{in}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.23} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)^n_{in} = {}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in} \frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \lambda^{n\ 1D\to 3D}_{in}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.24} $$

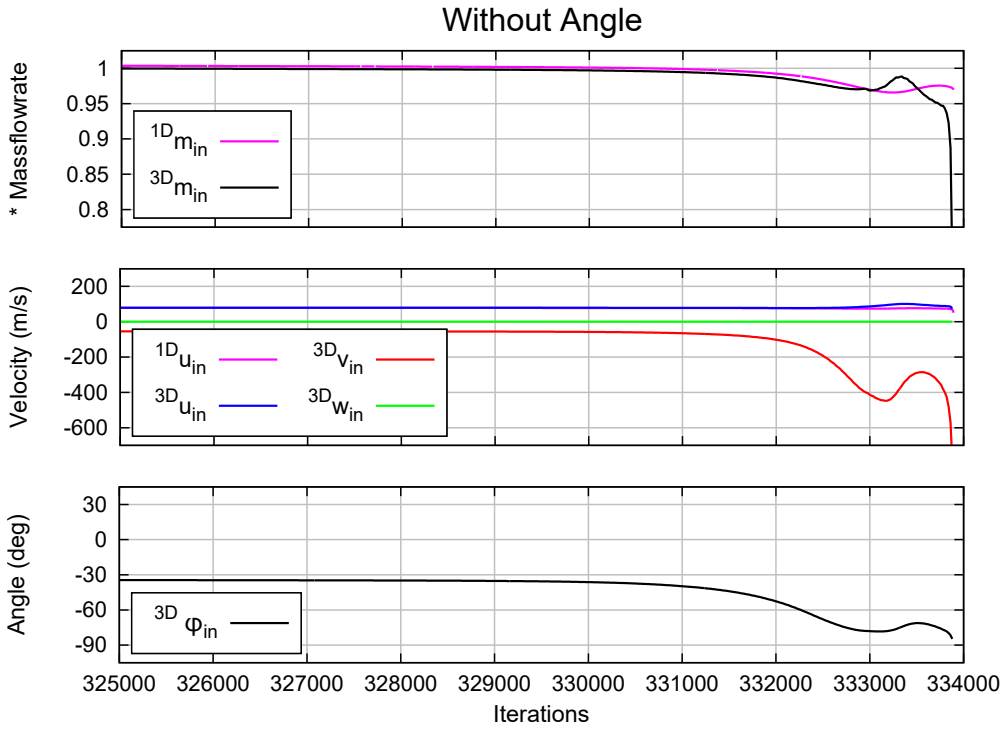


Figure 3.9 – Cas sans angle : Débit masse adimensionné, vitesses et angle d'injection moyens selon le nombre d'itérations (environ un tour de roue)

Le débit masse dans les conduites 1D est calculé à l'interface comme :

$$ {}^{1D}m_{in} = \frac{{}^{1D}P_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}}\ {}^{1D}u_{in}\ A_{geom,in} \tag{3.25} $$

Ce qui revient à faire évoluer la quantité de mouvement en fonction du rapport entre le débit 1D à l'instant courant et le débit 3D à l'instant précédent. Si le débit 1D courant diminue alors les composantes diminuent et inversement. Le champ conservatif des quantités de mouvement est actualisé de la manière suivante :

$$ {}^{3D}(\rho u)^{n}_{in} = {}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}\ \frac{{}^{1D}m^{n}_{in}}{{}^{3D}m^{n-1}_{in}} \tag{3.26} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)^{n}_{in} = {}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}\ \frac{{}^{1D}m^{n}_{in}}{{}^{3D}m^{n-1}_{in}} \tag{3.27} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)^{n}_{in} = {}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}\ \frac{{}^{1D}m^{n}_{in}}{{}^{3D}m^{n-1}_{in}} \tag{3.28} $$

À la suite du déclenchement du pompage, il est visible sur la Figure 3.9 que le débit de masse n'est plus conservé entre les deux domaines dès lors que les gradients du profil radial et que la dérivée temporelle du débit deviennent importants. La vitesse de l'écoulement 3D diverge en créant un angle d'injection orthogonal à la normale de l'interface d'entrée du compresseur. Cette manière d'actualiser sans fixer la direction de l'écoulement revient à augmenter ou diminuer en norme chaque grandeur conservative. Cela amène à une divergence et il est donc impossible de gérer ce genre d'interface 1D/3D avec cette méthode.

3.4.3.2 Direction vitesse débitante moyenne : Angle libre

Quelle que soit la reconstruction du champ aérodynamique, si l'angle est imposé avec un degré de liberté alors le calcul diverge en créant une singularité sur la composante radiale de la vitesse 3D (Figure 3.10). Pour actualiser les quantités aérodynamiques de moment cinétique et d'énergie, le paramètre λ est égal à l'inverse du rapport entre le moment cinétique 3D selon l'axe x et la norme du moment cinétique 3D à travers l'interface. En faisant les hypothèses d'un écoulement purement méridien à masse volumique constante à l'interface, ceci revient à récupérer l'inverse de la projection de la vitesse 3D selon l'axe x :

$$\lambda_{in}^{n\ 1D\rightarrow 3D} = \frac{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1}}\right)^2}}{\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}} \tag{3.29}$$

Le champ conservatif des quantités de mouvement est alors actualisé selon un angle privilégié provenant de l'itération précédente du calcul 3D dans le col de cygne. La composante longitudinale est donc égalisée au débit de masse surfacique 1D, la composante radiale suit l'angle d'injection du col de cygne de l'itération précédente et la composante orthoradiale est actualisée comme le cas sans angle. Les cartographies 2D des deux premières composantes du moment cinétique sont alors normalisées par l'intégrale surfacique selon l'axe en question, puis le débit de masse surfacique 1D est alors appliqué selon l'orientation de l'angle méridien moyenné. Pour la dernière composante, l'actualisation est appliquée en norme avec le facteur λ. Les composantes de la quantité de mouvement sont modifiées comme :

$${}^{3D}(\rho u)_{in}^{n} = \frac{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ {}^{1D}u_{in}^{n} \tag{3.30}$$

$${}^{3D}(\rho v)_{in}^{n} = \frac{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)} \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ {}^{1D}u_{in}^{n} \frac{\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \tag{3.31}$$

$${}^{3D}(\rho w)_{in}^{n} = {}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1} \frac{\frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ {}^{1D}u_{in}^{n}\ \lambda_{in}^{n\ 1D\rightarrow 3D}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1}}\right)^2}} \tag{3.32}$$

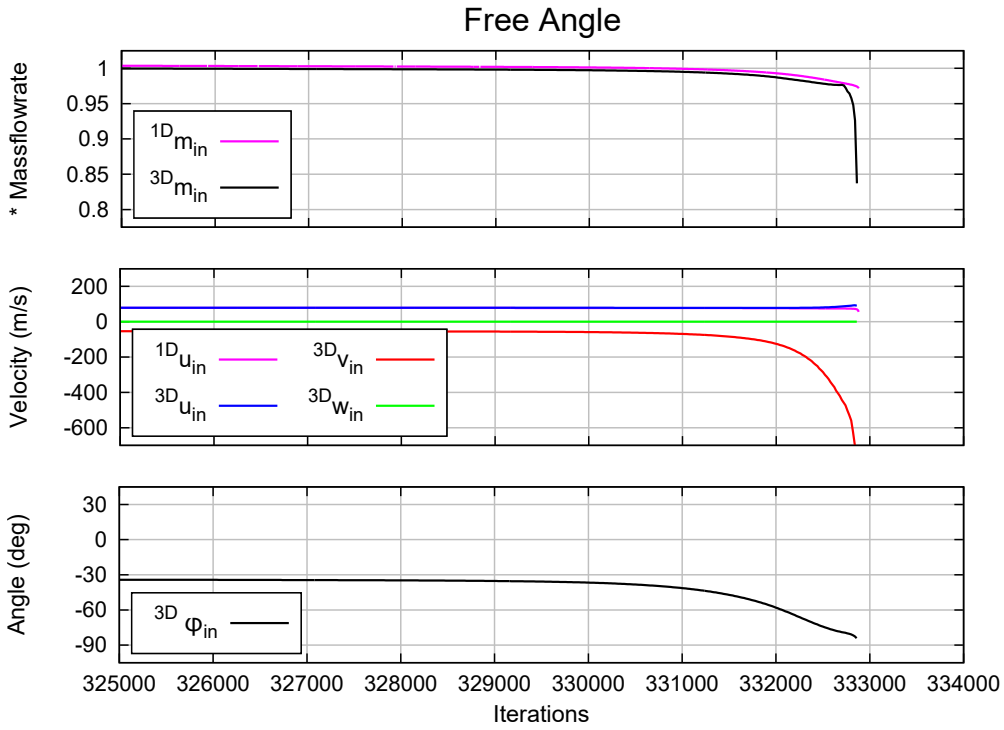


Figure 3.10 – Cas angle libre : Débit masse adimensionné, vitesses et angle d'injection moyens selon le nombre d'itérations (environ un tour de roue)

Ce qui revient à faire évoluer la quantité de mouvement en fonction du rapport entre le débit de masse surfacique 1D à l'instant courant et la composante de la quantité de mouvement 3D selon l'axe x à l'instant précédent. Le champ conservatif des quantités de mouvement est actualisé de la manière suivante :

$$ {}^{3D}(\rho u)_{in}^{n} = {}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1} \quad \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\,{}^{1D}T_{s,in}^{n}} \quad {}^{1D}u_{in}^{n} \quad \frac{1}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \tag{3.33} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)_{in}^{n} = {}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1} \quad \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\,{}^{1D}T_{s,in}^{n}} \quad {}^{1D}u_{in}^{n} \quad \frac{1}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \tag{3.34} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)_{in}^{n} = {}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1} \quad \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\,{}^{1D}T_{s,in}^{n}} \quad {}^{1D}u_{in}^{n} \quad \frac{1}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \tag{3.35} $$

Tout comme le cas d'actualisation sans angle privilégié, lorsque le débit de masse commence à chuter, ce dernier n'est plus conservé entre les deux domaines dès lors que les gradient du profil

deviennent rapidement importants. Puis la vitesse subit une divergence qui crée un angle d'injection orthogonal à la normale de l'interface d'entrée du compresseur. Cette technique ne peut donc pas gérer une interface 1D/3D avec une frontière non orthogonale à l'écoulement.

3.4.3.3 Direction vitesse débitante moyenne : Angle fixe

Pour le cas de reconstruction du champ aérodynamique de façon uniforme, si l'angle d'injection dans le col de cygne du domaine 3D est fixé, le couplage permet d'avoir accès à l'inversion de débit lors du pompage profond du compresseur (Figure 3.11). Pour actualiser les quantités aérodynamiques de moment cinétique et d'énergie, le paramètre λ est égal à l'inverse du cosinus de l'angle méridien moyen correspondant à l'entrée du col de cygne 3D à travers l'interface (Figure 3.8). Les cartographies 2D des deux premières composantes du moment cinétique sont alors normalisées par l'intégrale surfacique selon l'axe en question, puis le débit de masse surfacique 1D est alors appliqué selon l'orientation de l'angle méridien moyen. Pour la dernière composante, l'actualisation est appliquée en norme avec le facteur λ.

$$\lambda_{in}{}^{1D \to 3D} = \frac{1}{\cos(\varphi_{merid})} \tag{3.36}$$

Ce qui revient à actualiser le champ conservatif des quantités de mouvement selon un angle fixe, la composante longitudinale est égalisée avec le débit de masse surfacique 1D, la composante radiale suit l'angle d'injection du col de cygne qui est fixé par l'angle moyen d'entrée du col de cygne 3D (Figure 3.8) et la composante orthoradiale est actualisée en norme comme dans le cas sans angle afin de ne pas impacter l'évolution. Les composantes de la quantité de mouvement sont alors modifiées comme :

$${}^{3D}(\rho u)^n_{in} = \frac{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)} \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in} \tag{3.37}$$

$${}^{3D}(\rho v)^n_{in} = \frac{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)} \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \tan(\varphi_{merid}) \tag{3.38}$$

$${}^{3D}(\rho w)^n_{in} = {}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in} \frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \lambda_{in}{}^{1D \to 3D}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.39}$$

La nouvelle valeur de la composante de débit de masse surfacique 1D actualise les composantes de la quantité de mouvement grâce à l'angle moyen du col de cygne. Dans l'hypothèse d'un écoulement purement méridien, les deux premières composantes sont modifiées selon l'orientation de l'angle

moyen. La dernière est modifiée en norme en divisant la vitesse 1D par le cosinus de l'angle moyen, représentant la valeur de la norme de la vitesse 3D afin de conserver le débit de masse. Les composantes sont donc actualisées comme :

$$ {}^{3D}(\rho u)^n_{in} = \frac{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)} \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\,{}^{1D}T^n_{s,in}}\,{}^{1D}u^n_{in} \tag{3.40} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)^n_{in} = \frac{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)} \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\,{}^{1D}T^n_{s,in}}\,{}^{1D}u^n_{in}\,\tan(\varphi_{merid}) \tag{3.41} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)^n_{in} = {}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}\;\frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\,{}^{1D}T^n_{s,in}}\,\frac{{}^{1D}u^n_{in}}{\cos(\varphi_{merid})}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2+\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2+\left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.42} $$

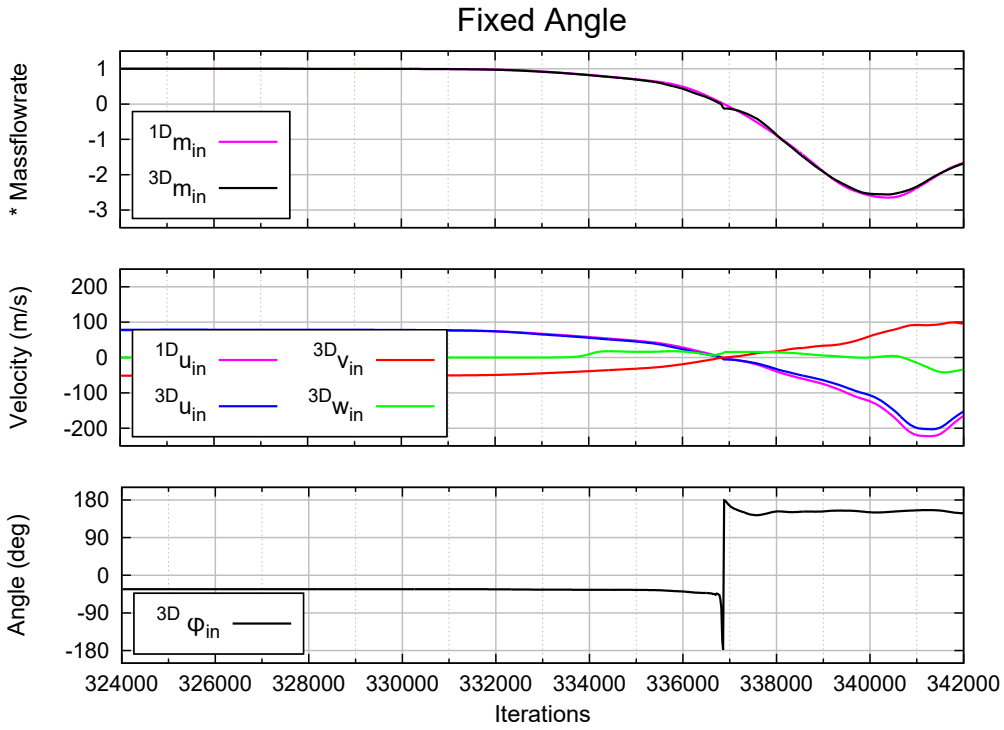


Figure 3.11 – Cas angle fixe en amont : Débit masse adimensionné, vitesses et angle d'injection moyens selon le nombre d'itérations (environ deux tours de roue)

En entrée du compresseur, l'inversion de l'écoulement est rendue possible sans singularité sur les composantes de la vitesse. Sur la Figure 3.11, il est observé une légère rupture de pente liée

au changement brusque de l'angle d'écoulement $\varphi_{merid} \rightarrow \varphi_{merid} + \pi$. Grâce aux contraintes sur l'angle d'injection de l'écoulement en entrée du compresseur selon le col de cygne et l'angle quasi-axial en sortie du compresseur, l'étude du couplage est réalisé avec ce modèle pour les deux interfaces 1D/3D et 3D/1D.

3.4.4 Frontière 1D → 3D : Aval

Lors de l'évaluation du traitement avec un angle fixe à l'interface 3D/1D, la reconstruction du champ aérodynamique sur la frontière 2D de sortie fait apparaître une divergence lorsque ce dernier est non uniforme. Mais lors de la mise en place du couplage entre le compresseur 3D et les conduites 1D, la reconstruction non uniforme permet de conserver l'évolution des profils radiaux et azimutaux de l'itération précédente lors de l'actualisation des quantités conservatives. Étant donné les choix des angles fixés à l'amont et à l'aval (Figure 3.12), les deux frontières 2D sont donc explicitées distinctement.

$$\lambda_{in}{}^{1D \rightarrow 3D} = \frac{1}{\cos(\varphi_{merid})} \quad et \quad \lambda_{out}{}^{1D \rightarrow 3D} = 1 \tag{3.43}$$

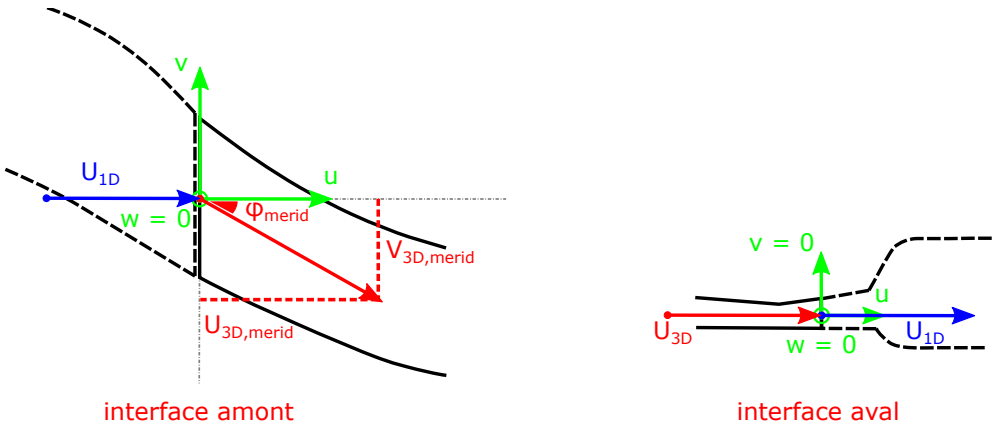


Figure 3.12 – Définition des composantes de vitesse avec l'hypothèse d'un écoulement méridien

Pour l'entrée du compresseur, l'actualisation des quantités conservatives de la frontière 2D revient à modifier la matrice d'indices i et j selon les axes x et y de cette frontière. Pour les quantités de masse volumique, d'énergie totale volumique et des deux premières composantes de la quantité de mouvement, chaque matrice représentant la quantité de l'itération précédente est normalisée par l'intégrale surfacique à cette même itération. Puis les quantités de l'itération courante de masse volumique et de débit de masse surfacique 1D sont appliquées selon l'angle méridien moyen du col de cygne. Concernant l'énergie, la vitesse 1D appliquée dans l'équation utilise l'angle méridien moyen pour avoir une concordance entre les normes des vitesses 3D et 1D selon l'hypothèse d'un écoulement purement méridien. De même, la troisième composante de la quantité de mouvement est modifiée en norme en appliquant la même hypothèse. Les cinq grandeurs conservatives sont donc actualisées comme :

$$\rho_{in}^{n\ 3D}[i][j] = \frac{\rho_{in}^{n-1\ 3D}[i][j]}{\left(\overline{\rho_{in}^{3D}}\right)} \quad \frac{P_{s,in}^{n\ 1D}}{R_{gas}\ T_{s,in}^{n\ 1D}} \tag{3.44}$$

$${}^{3D}(\rho u)_{in}^{n}[i][j] = \frac{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)} \ \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ {}^{1D}u_{in}^{n} \tag{3.45}$$

$${}^{3D}(\rho v)_{in}^{n}[i][j] = \frac{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)} \ \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ {}^{1D}u_{in}^{n}\ \tan(\varphi_{merid}) \tag{3.46}$$

$${}^{3D}(\rho w)_{in}^{n}[i][j] = {}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1}[i][j] \ \frac{\frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}}\ \frac{{}^{1D}u_{in}^{n}}{\cos(\varphi_{merid})}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{in}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)_{in}^{n-1}}\right)^2}} \tag{3.47}$$

$${}^{3D}(\rho E)_{in}^{n}[i][j] = \frac{{}^{3D}(\rho E)_{in}^{n-1}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho E)_{in}^{n-1}}\right)} \ \left[\frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{\gamma - 1} + \frac{{}^{1D}P_{s,in}^{n}}{2\ R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,in}^{n}} \left(\frac{{}^{1D}u_{in}^{n}}{\cos(\varphi_{merid})}\right)^2\right] \tag{3.48}$$

Pour la sortie du compresseur, la frontière se trouve après le diffuseur lisse où l'écoulement devient quasi-axial. En faisant l'hypothèse d'une frontière orthogonale à la direction de l'écoulement, les quantités conservatives sont donc actualisées de la manière suivante :

$${}^{3D}\rho_{out}^{n}[i][j] = \frac{{}^{3D}\rho_{out}^{n-1}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}\rho_{out}^{n-1}}\right)} \quad \frac{{}^{1D}P_{s,out}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,out}^{n}} \tag{3.49}$$

$${}^{3D}(\rho u)_{out}^{n}[i][j] = \frac{{}^{3D}(\rho u)_{out}^{n-1}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{out}^{n-1}}\right)} \ \frac{{}^{1D}P_{s,out}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,out}^{n}}\ {}^{1D}u_{out}^{n} \tag{3.50}$$

$${}^{3D}(\rho v)_{out}^{n}[i][j] = {}^{3D}(\rho v)_{out}^{n-1}[i][j] \ \frac{\frac{{}^{1D}P_{s,out}^{n}}{R_{gas}\ {}^{1D}T_{s,out}^{n}}\ {}^{1D}u_{out}^{n}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)_{out}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)_{out}^{n-1}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)_{out}^{n-1}}\right)^2}} \tag{3.51}$$

$$ {}^{3D}(\rho w)^{n}_{out}[i][j] = {}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{out}[i][j] \; \frac{\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{R_{gas}\,{}^{1D}T^{n}_{s,out}}\,{}^{1D}u^{n}_{out}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{out}}\right)^{2}+\left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{out}}\right)^{2}+\left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{out}}\right)^{2}}} \tag{3.52} $$

$$ {}^{3D}(\rho E)^{n}_{out}[i][j] = \frac{{}^{3D}(\rho E)^{n-1}_{out}[i][j]}{\left(\overline{{}^{3D}(\rho E)^{n-1}_{out}}\right)} \left[\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{\gamma-1}+\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{2\,R_{gas}\,{}^{1D}T^{n}_{s,out}}\left({}^{1D}u^{n}_{out}\right)^{2}\right] \tag{3.53} $$

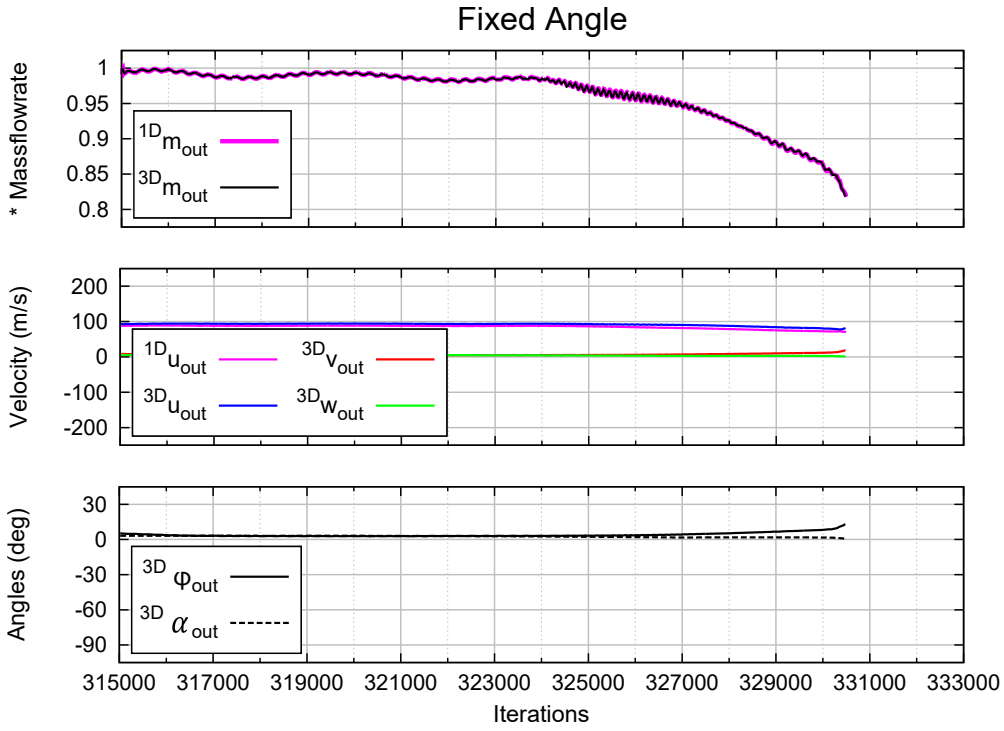


Figure 3.13 – Cas angle fixe en aval : Débit masse adimensionné, vitesses et angle d'injection moyens selon le nombre d'itérations (environ deux tours de roue)

En sortie du compresseur, lorsque le débit de masse chute après le déclenchement du pompage, les angles de giration et de dérapage commencent à évoluer avant que le calcul diverge sans singularité apparente sur les grandeurs intégrées de la Figure 3.13. La reconstruction du champ conservatif est responsable de cette divergence par l'apparition d'une singularité au centre de la frontière de sortie du compresseur. Sur la Figure 3.14, le dernier bloc du domaine 3D est représenté avec deux plans d'extraction représentant le débit de masse surfacique. L'isocontour de valeur nulle est affiché en couleur magenta. Les vecteurs vitesses illustrent avec plus de lisibilité le sens d'écoulement dans le diffuseur lisse. Au centre de la frontière entre le domaine 3D et le domaine 1D, ils indiquent également une valeur aberrante de la vitesse qui plonge selon l'axe radial. Cette singularité impacte la stabilité de l'interface 3D/1D puis la simulation du compresseur diverge.

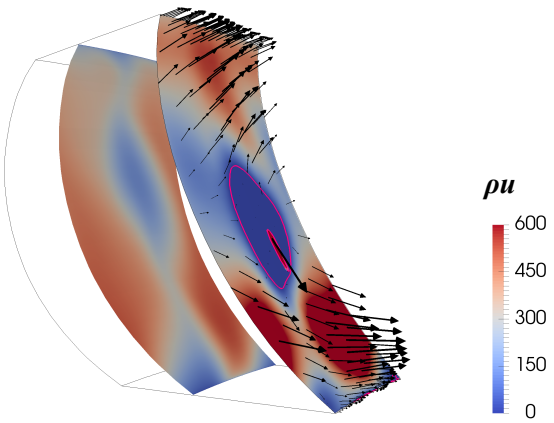


Figure 3.14 – Reconstruction 2D sur la frontière de sortie compresseur - Débit de masse surfacique ($kg/m^2/s$)

Un second pompage a été réalisé avec les valeurs des deux dernières composantes du moment cinétique forcées à une valeur nulle. Le constat est le même, une divergence apparaît à la frontière. Il est donc décidé de contraindre les frontières 2D d'entrée et de sortie du compresseur avec une reconstruction du champ aérodynamique uniforme. Lors de forts gradients de vitesse, la résolution des conduites du banc monodimensionnelle ne suffit pas à définir correctement les profils radiaux et azimutaux à ces frontières. Le caractère uniforme se traduit de la sorte pour les interfaces 1D/3D et 3D/1D du compresseur :

$$ {}^{3D}\rho^n_{in}[i][j] = \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}} \tag{3.54} $$

$$ {}^{3D}(\rho u)^n_{in}[i][j] = \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in} \tag{3.55} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)^n_{in}[i][j] = \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ {}^{1D}u^n_{in}\ \tan(\varphi_{merid}) \tag{3.56} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)^n_{in}[i][j] = \overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\ \frac{\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\ \frac{{}^{1D}u^n_{in}}{\cos(\varphi_{merid})}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{in}}\right)^2 + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{in}}\right)^2}} \tag{3.57} $$

$$ {}^{3D}(\rho E)^n_{in}[i][j] = \left[\frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{\gamma - 1} + \frac{{}^{1D}P^n_{s,in}}{2\ R_{gas}\ {}^{1D}T^n_{s,in}}\left(\frac{{}^{1D}u^n_{in}}{\cos(\varphi_{merid})}\right)^2\right] \tag{3.58} $$

$$ {}^{3D}\rho^{n}_{out}[i][j] = \frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^{n}_{s,out}} \tag{3.59} $$

$$ {}^{3D}(\rho u)^{n}_{out}[i][j] = \frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^{n}_{s,out}}\ {}^{1D}u^{n}_{out} \tag{3.60} $$

$$ {}^{3D}(\rho v)^{n}_{out}[i][j] = \overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{out}}\ \frac{\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^{n}_{s,out}}\ {}^{1D}u^{n}_{out}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{out}}\right)^{2} + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{out}}\right)^{2} + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{out}}\right)^{2}}} \tag{3.61} $$

$$ {}^{3D}(\rho w)^{n}_{out}[i][j] = \overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{out}}\ \frac{\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{R_{gas}\ {}^{1D}T^{n}_{s,out}}\ {}^{1D}u^{n}_{out}}{\sqrt{\left(\overline{{}^{3D}(\rho u)^{n-1}_{out}}\right)^{2} + \left(\overline{{}^{3D}(\rho v)^{n-1}_{out}}\right)^{2} + \left(\overline{{}^{3D}(\rho w)^{n-1}_{out}}\right)^{2}}} \tag{3.62} $$

$$ {}^{3D}(\rho E)^{n}_{out}[i][j] = \left[\frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{\gamma - 1} + \frac{{}^{1D}P^{n}_{s,out}}{2\ R_{gas}\ {}^{1D}T^{n}_{s,out}}\left({}^{1D}u^{n}_{out}\right)^{2}\right] \tag{3.63} $$

CONCLUSION

La description de la mise en œuvre d'un couplage fort des conditions aux limites entre deux codes CFD de niveau de fidélité de résolution différente montre la difficulté d'implémentation informatique pour réussir à faire dialoguer les simulations entre elles. Le caractère strictement instationnaire des écoulements au sein du compresseur impose ce choix de synchronisation des codes elsA et PROOSIS. Grâce au coupleur dynamique OpenPALM, la mise en place des échanges est rendue possible et versatile. Après avoir réglé les problèmes concernant l'environnement informatique des échanges des conditions aux limites, il est possible d'entreprendre un cas test industriel de simulation de couplage 3D/1D d'un compresseur HP. Le traitement des conditions aux limites contraint le problème, dans le cas d'étude de la thèse, la géométrie complexe de la fausse chambre de combustion à l'aval empêche l'extension du domaine 3D. Par contre, en amont, deux alternatives ou perspectives sont envisageables : soit il est possible de prolonger le domaine 3D plus en amont du col de cygne, ce qui augmente la demande en ressources de calcul mais éloigne l'interface afin d'avoir une frontière orthogonale à l'écoulement; soit à l'aide d'un code de CFD monodimensionnel prenant en compte les angles de giration et de dérapage de l'écoulement, les variations d'angle des conduites peuvent ainsi être gérées afin d'imposer la bonne vitesse d'injection dans le col de cygne.

Le choix des codes de simulation ainsi que la méthode de couplage pour le cas d'étude sont arrêtés. La suite du manuscrit comporte dans un premier temps l'analyse et la compréhension des résultats de simulation 3D du compresseur isolé et ensuite dans un second temps, la comparaison du déclenchement du pompage en présence ou non de son environnement banc d'essai dans la simulation.

Chapitre 4

Résultats de simulation - Fonctionnement stable et Entrée en pompage

Sommaire

4.1 Hypothèses de Simulation 82
4.1.1 Compresseur 3D 82
4.1.2 Conduites 1D 84
4.2 Mise en données du compresseur 3D 85
4.2.1 Simulation stationnaire 86
4.2.2 Simulation instationnaire 91
4.2.3 Analyse des instationnarités inhérentes 105
4.3 Déclenchement du pompage du compresseur 123
4.3.1 Compresseur seul 124
4.3.2 Compresseur couplé au banc d'essai 130
4.3.3 Comparaison aux essais sur banc 139

Ce chapitre présente les principaux résultats de thèse utilisant la technique de couplage de logiciels CFD afin de simuler le comportement du compresseur sur son banc d'essai. En premier lieu, les hypothèses adoptées pour la mise en place des simulations sont énumérées. En second lieu, la mise en données du cas industriel du compresseur HP est illustrée sur des points de fonctionnement stabilisés à l'aide de simulations stationnaire et instationnaire. Ensuite, une étude sur l'apparition des instationnarités au sein du compresseur est développée. Pour finir, les résultats de déclenchement du pompage avec et sans l'influence du banc d'essai sont comparés.

4.1 Hypothèses de Simulation

Afin de rendre faisable la simulation du compresseur avec son environnement banc d'essai, des hypothèses de modélisation ont été faites pour mener à bien les travaux de thèse. Le temps de restitution des résultats est un point-clé lors du choix des configurations et des modèles de la simulation. À l'aide des hypothèses de modélisation de la Section 2.2, les simplifications apportées à la simulation du compresseur et des conduites sont le résultat d'un subtil compromis entre la fidélité de la simulation et le coût en temps de calcul.

4.1.1 Compresseur 3D

La liste suivante énumère les hypothèses appliquées au domaine de simulation 3D du compresseur. Afin de visualiser certains choix de configuration, le plan méridien du compresseur sur banc d'essai est représenté sur la Figure 4.1. Les choix de configuration sont décrits dans l'ordre décroissant du niveau d'importance dans la modélisation :

Monocanal

Le pompage profond est un phénomène qui se développe principalement selon l'axe longitudinal, le choix est fait de simuler les roues aubées en prenant en compte un seul passage. L'écoulement est considérée périodique dans chaque grille d'aubes. En utilisant la technique des plans de mélange à chaque inter-roue [37], l'écoulement stationnaire ou instationnaire [8] à rayon constant est moyenné et l'information du profil radial est transmise par la méthode des caractéristiques, Section 2.2.3.1. Cette dernière autorise les changements de signe du débit de masse à l'interface. Le caractère instationnaire des équations de Navier-Stokes peut être résolu à travers ces raccords, cette condition est intrinsèquement compatible avec une approche temporelle. Deux types de phénomènes instationnaires peuvent dès lors apparaître : ceux auto-induits dans le canal de la grille d'aubes, typiquement les zones dans lesquelles se manifestent les effets de viscosité et de vorticité et ainsi que ceux traversant les plans de mélange selon une sollicitation purement axiale. La première hypothèse forte est la perte d'informations due à la moyenne azimutale. Étant donnée la distance axiale très faible entre les roues, la position de ces interfaces courbes est contrainte à être au centre de chaque espace lisse [9]. L'influence de la position de ces artéfacts de calcul sur l'évolution des sillages des bords de fuite et des effets potentiels des bords d'attaque de chaque grille d'aubes n'a pu être analysée.

Prélèvements

Au centre de la machine, dans l'espace lisse du carter entre le bord de fuite de *S3* et le bord d'attaque de *R4*, du fluide *Bleed* est prélevé avec un débit compris entre de 2.5 % et 10 % du débit total. L'écoulement dans cette région, en particulier les écoulements secondaires en tête de pale, serait impacté. Les volumes non pris en compte du système d'air entourant la veine joueront un rôle significatif dans la durée de la période du cycle de pompage [40][19]. N'ayant pas l'information sur l'état du prélèvement lors de l'inversion de débit pendant le pompage, la condition aux limites ne peut être définie avec précision. La veine est alors simulée de façon lisse, les prélèvements ne sont donc pas pris en compte.

Vitesse de rotation et Calages variables

Les grilles d'aubes *IGV*, *S1* et *S2* ont des calages, positions angulaires des pales dans la veine par rapport à la direction de l'écoulement, dépendants du régime de rotation du compresseur. Les essais partiels du compresseur sur banc sont réalisés à une vitesse de rotation fixée. Les calages de la roue directrice d'entrée et des deux premiers redresseurs sont donc également fixés. La simulation

est alors réalisée avec une vitesse de rotation constante. Les jeux partiels ainsi que les congés de raccordement ne sont pas pris en compte.

Conditions aux limites

D'après les essais réalisés sur le compresseur, l'écoulement est considéré avec un profil radial uniforme sur la hauteur de veine selon un angle moyen méridien du col de cygne de 30° au niveau de la frontière à l'entrée du domaine 3D. La pression et la température totales imposées sont donc uniformes et la direction de l'écoulement est imposée [61]. Pour simplifier par la suite l'échange entre le domaine 3D et le domaine 1D, les épaisseurs des couches limites non connus au niveau du carter et du moyeu sont imposées nulles aux parois dans le plan d'entrée et les grandeurs turbulentes aux frontières sont imposées égales à l'itération en cours. Dans le cas de la simulation 3D du compresseur seul, la condition de sortie du compresseur est imposée à travers la valeur de pression statique au point pivot d'un équilibre radial simplifié, d'après l'Equation 4.1 [114]. La loi de vanne utilisée pour imposer cette valeur de pression est quadratique en fonction du débit de masse en respectant l'Equation 4.2, grâce au coefficient de relaxation α la contre-pression modifie le comportement du compresseur.

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial(rV_\theta)^2}{\partial r} + \frac{\partial {V_z}^2}{\partial r} = 2\,\frac{\partial h_t}{\partial r} \tag{4.1}$$

$$P_{s,pivot} = P_{s,ref} + \alpha\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}}\right)^2 \tag{4.2}$$

Col de cygne et Bras de carter

Durant les essais, les profils radiaux et azimutaux sont uniformes à l'interface correspondant à l'entrée du domaine 3D. L'influence du col de cygne sur l'écoulement impactant l'*IGV* ne demande pas une analyse plus fine [83][103]. Afin de ne pas ajouter une interface entre le col de cygne et la grille d'aubes *IGV*, le conduit est prolongé selon le même pas angulaire. Concernant les bras de carter *Strut*, ils présentent un pas angulaire très ouvert et ne sont pas déviants. Étant donné l'impact peu important, afin de diminuer la demande en ressources informatiques, les bras de carter ne sont pas simulés.

Jeux radiaux des stators et Congés de raccordement

Les jeux radiaux sous redresseurs ainsi que ceux de *IGV*, *S1* et *S2* à calage variable ne sont pas pris en compte afin de diminuer la demande en ressources de calcul. Les impacts attendus sur l'écoulement principal devraient être mineurs [24][122]. Ces assertions dépendent bien entendu du compresseur étudié, mais dans le cas d'étude, ces impacts ne peuvent être chiffrés en l'état. Les enjeux proche pompage des impacts sur les écoulements secondaires ne sont pas discutés. Pour les mêmes raisons, les congés de raccordement des pales ne sont pas pris en compte [123].

Rapport des capacités thermiques massiques

L'air traversant le compresseur est considéré comme un gaz parfait avec un rapport des capacités thermiques massiques, γ, fixé à une valeur de 1.4. Comme la température de sortie du compresseur est supérieure à 500 K, la simulation de l'écoulement devrait être réalisée avec un gaz parfait à γ variable au sein du compresseur mais le coût du temps de calcul supplémentaire n'a pas pu être évalué. Par la suite, le raccord avec les conduites 1D du banc d'essai s'en retrouve simplifié. D'après [106], l'évolution des caractéristiques compresseur avec γ légèrement différent n'a pas d'impact important sur le comportement du fluide dans le compresseur.

Ces hypothèses simplificatrices permettent la mise en données de la simulation du compresseur multiétages. Les impacts engendrés par ces dernières sur la fidélité de l'écoulement n'ont pas pu être étayés dans leur globalité. Mais la simplification du cas test industriel est obligatoire afin d'entreprendre la mise en place du couplage.

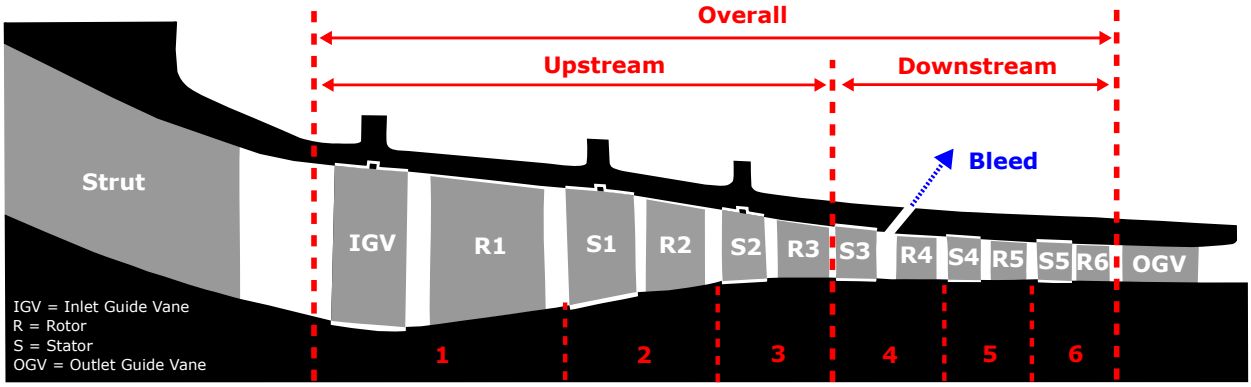


Figure 4.1 – Plan méridien schématique du compresseur HP représentant les grilles d'aubes et les effets technologiques

4.1.2 Conduites 1D

Le domaine de simulation 1D, représenté sur la Figure 4.2, est composé des conduites du banc d'essai et de la vanne primaire à l'aval. Les hypothèses de simulation pour ces éléments sont :

Écoulement axial

Les angles de giration et de dérapage ne sont pas pris en compte dans la résolution des équations de la mécanique des fluides. L'écoulement est purement axial. La grandeur est calculée à chaque jonction entre deux cellules à travers la quantité de débit de masse. La prise en compte de la giration dans l'écoulement devait être prévue durant la thèse, mais des délais liés au développement spécifique dans PROOSIS ont rendu impossible l'application de corrélations de pertes de charge par giration dans chaque cellule de discrétisation. Ce développement aurait permis de capturer les effets liés à la giration lorsque l'écoulement s'inverse après le déclenchement du pompage.

Conduite annulaire à section variable

Lorsque la section des conduites annulaires varie fortement, comme dans le pavillon d'entrée et le col de cygne, la discrétisation par cellule des conduites est plus fine afin de respecter les pertes de charge régulières le long du conduit. Lors de variations brusques à la jonction entre deux conduites, les pertes de charge singulières sont calculées à partir des corrélations de l'Equation 2.6.

Vanne primaire

Comme les jonctions, les pertes de charge pour la vanne sont calculées à partir de l'Equation 2.6. La pression environnante est choisie égale à la pression atmosphérique. La vanne est alors bloquée pour permettre de fixer la valeur du débit de masse traversant le banc d'essai à l'aide de la section au col. Cette hypothèse est généralement valide pour des taux de compression supérieurs à 2 mises à part les pertes de charge liées aux conduits de la tuyère.

Conditions aux limites

La pression et la température totales sont imposées aux valeurs des essais à l'entrée du banc au niveau de la cuve de tranquillisation. À l'amont, il y a une vanne de dépressurisation afin de

travailler en dessous de la pression atmosphérique de façon à disposer de la puissance électrique suffisante au niveau du moteur pour décrire toute la caractéristique compresseur à haut régime. La vanne primaire contient un col sonique afin de régler le débit traversant le banc.

Capacité thermique massique à pression constante

L'air traversant le banc d'essai est considéré comme un gaz parfait avec une capacité thermique massique à pression constante fixée à la valeur prise pour une température égale à la température atmosphérique comme dans la simulation 3D du compresseur.

La plupart des hypothèses 1D sont imposées par le code de simulation CFD PROOSIS-FluidApro dont le programme source n'est pas accessible.

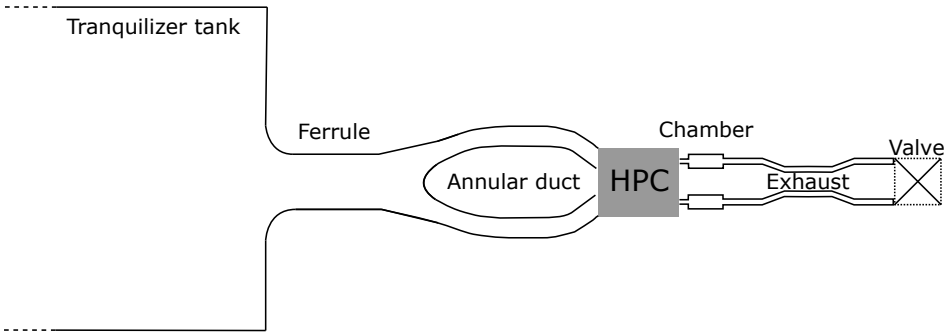


Figure 4.2 – Schéma du banc d'essai simulé avec les éléments de conduites et la vanne primaire

Grâce aux simplifications apportées au compresseur 3D et aux conduites 1D, il est envisagé de mettre en relation ces deux domaines à travers un couplage fort des conditions aux limites. Étant donnée la complexité de la géométrie du cas d'étude des travaux de thèse, la mise en données du compresseur industriel est développée dans la section suivante.

4.2 Mise en données du compresseur 3D

Dans un premier temps, le maillage de la géométrie 3D monocanal du compresseur est réalisé. Sur la Figure 4.3 sont représentées, en vue aube à aube, la roue directrice d'entrée RDE (IGV) et les six paires de grilles roue mobile (RM ou R) - redresseur (RD ou S). Grâce au mailleur AutoGrid 5 de Numeca [11], utilisé principalement dans le domaine des écoulements internes en turbomachines, le maillage structuré du compresseur 3D respecte certaines règles basées sur l'expérience acquise dans la simulation de ce type de configuration. C'est un maillage structuré réparti en blocs selon une méthode O-4H. Le bloc en O entoure l'aube et les blocs en H les demi-passages inter-aubes ainsi que l'amont et l'aval du canal. Cette topologie permet de raffiner les bords d'attaque et de fuite ainsi que les zones proche paroi. De plus, les cellules respectent des angles entre deux facettes d'une valeur supérieure à 30°, des rapports d'aspect d'une valeur inférieure à 2000 et des rapports d'expansion d'une valeur inférieure à 2. La majorité des cellules ne dépasse pas la valeur de 1.2 pour le rapport d'expansion, les cellules avec des valeurs proche de 2 se trouvent dans les angles aux raccords entre la zone en O et celles en H. La plus petite maille à la paroi mesure 1 μm et la qualité de ce maillage est ensuite traduite par une valeur de y^+ de l'ordre de l'unité. Ce qui rend la simulation acceptable pour des calculs bas-Reynolds.

Puis dans un second temps, à l'aide d'une étude paramétrique sur les éléments numériques basée sur les résultats de performances du compresseur, les discrétisations spatiale et temporelle ainsi que le modèle de turbulence sont choisis. Les équations de Navier-Stokes sont discrétisées spatialement grâce à un schéma décentré amont de Roe [107] avec un limiteur du second d'ordre de Van Albada. Ce dernier permet d'éviter les oscillations non physiques au niveau des chocs [123]. Dans le cas de simulation instationnaire, la discrétisation temporelle s'appuie sur un schéma du second ordre décentré amont de Gear [52][82]. La turbulence est simulée par le modèle de k-l Smith [113].

La vitesse de rotation de l'axe correspond au régime nominal du compresseur. Sur la Figure 4.1 est visible une vue méridienne du compresseur, le domaine d'entrée de la géométrie 3D se situe en amont de l'IGV dans le col de cygne et la frontière est orthogonale à l'axe machine; le domaine de sortie inclut le diffuseur lisse et la frontière se trouve à une demi-corde du bord de fuite de l'OGV. Le volume aval correspondant à la fausse chambre de combustion n'est pas pris en compte et la veine est simulée de façon lisse.

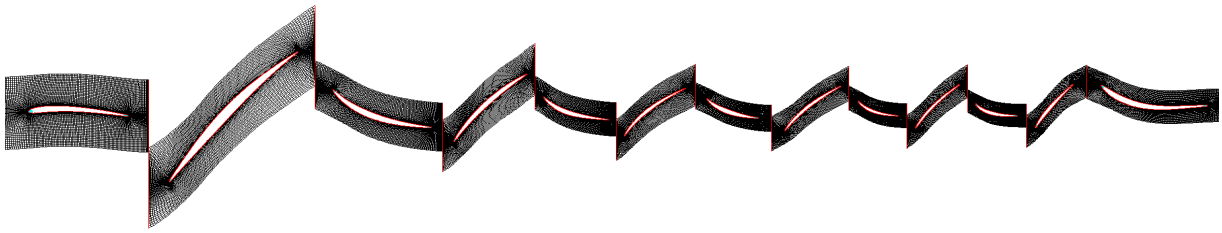


Figure 4.3 – Vue aube à aube du maillage monocanal des 13 grilles d'aubes

4.2.1 Simulation stationnaire

La mise en données de la géométrie du compresseur est réalisée à partir des profils de pale au point de fonctionnement aérodynamique des essais. Grâce au coefficient de relaxation de la loi de vanne quadratique en débit, Equation 4.2, la pression statique en sortie est modifiée afin de parcourir l'isovitesse du fonctionnement nominal du compresseur.

4.2.1.1 Courbes caractéristiques du compresseur complet

Les résultats de simulation du compresseur 3D sont comparés grâce aux essais réalisés chez Safran Aircraft Engines. Le cas d'étude est mis en données avec la configuration à jeux radiaux ouverts en tête de pale des roues mobiles ($R1$ à $R6$). L'ouverture des jeux est opérée grâce au refroidissement des disques contenant les grilles d'aubes tournantes. Cette influence est plus remarquable sur les premières roues car la hauteur des pales plus importante augmente l'effet du fluage. Ce type de configuration rend le fonctionnement du compresseur plus sensible au déclenchement du pompage. Ce qui engendre une stabilité de fonctionnement du compresseur plus compliquée lors des essais. Afin d'atteindre cette limite de stabilité de pompage, deux vannages avec des ouvertures de jeux légèrement différentes en essai ont été entrepris pour modifier les contre-pressions au centre et en sortie du compresseur :

- par fermeture des prélèvements au centre, nommé par la suite ***Surge by Bleed***
- par fermeture des prélèvements au centre puis de la vanne primaire en sortie, nommé par la suite ***Surge by Valve***

Sur la Figure 4.1, le prélèvement au centre du compresseur se trouve à l'aval de *S3* – amont de *R4*. Le compresseur est décrit en deux blocs de fonctionnement : le bloc amont des trois premiers étages *R-S* et le bloc aval des trois derniers *R-S* car la conception du compresseur se fait systématiquement par étage. Comme les mesures ne permettent d'obtenir les quantités qu'aux niveaux de l'amont des redresseurs, afin de comparer avec la simulation, le découpage du compresseur est réalisé de sorte qu'un pseudo-étage corresponde au stator amont avec la roue en question *S-R* et que la répartition des blocs corresponde aux trois premiers pseudo-étages *Upstream* et aux trois derniers *Downstream*. Considérant la sensibilité de la stabilité du compresseur à jeux ouverts et sachant que le pompage démarre préférentiellement à l'amont dans les premiers étages, le premier pompage à jeux ouverts est obtenu en déchargeant le bloc aval avec la fermeture des prélèvements de 10% à 3.5% du débit total du compresseur. En conséquence, cette fermeture avec une consigne de vanne fixe charge progressivement l'amont jusqu'à créer le départ du pompage. Le second pompage à jeux légèrement moins ouverts est atteint en fermant dans un premier temps les prélèvements de 10% à 2.5% du débit total et ensuite en augmentant la pression en sortie avec la vanne primaire à l'aval du banc d'essai. Les mesures de pression et température totales se trouvent en amont des stators. De plus comme le domaine de simulation 3D ne prend pas en compte la fausse chambre, les calculs des performances du compresseur complet *Overall* correspondent de l'amont *IGV* à l'amont *OGV*.

Les caractéristiques du compresseur complet sont tracées dans un premier temps sous forme de rapport de pressions totales π, Equation 4.3, en fonction du débit réduit corrigé $\dot{m}_c$, Equation 4.4. Dans un second temps, le rendement isentropique η total à total, Equation 4.5, est tracé en fonction du débit réduit corrigé. Les données sont normalisées pour chaque cas d'essai par les valeurs obtenues pour le dernier point stable de fermeture des prélèvements *S3*.

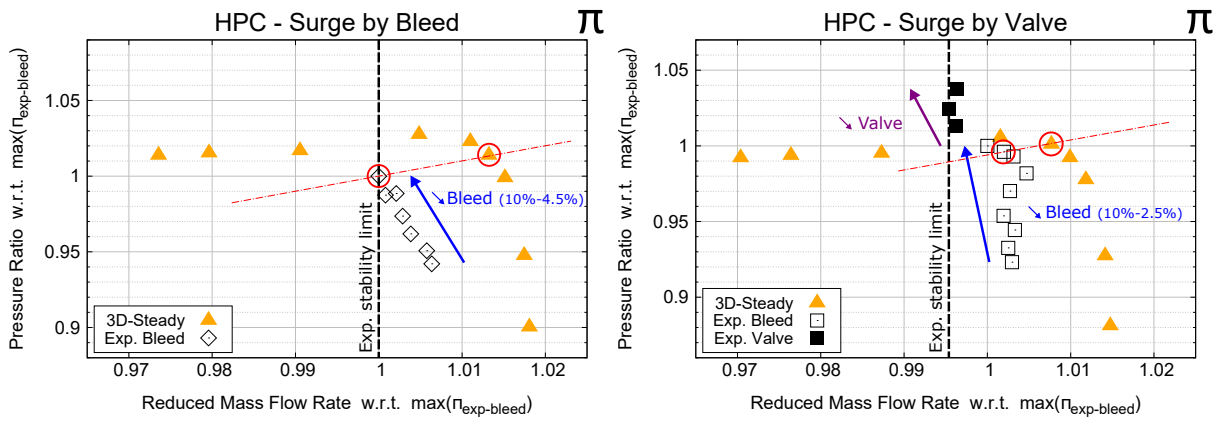
$$\pi = \frac{\left(\overline{P_{t,out}}\right)}{\left(\overline{P_{t,in}}\right)} \quad et \quad \pi^{norm} = \frac{\pi}{\pi_{ref}} \tag{4.3}$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}\sqrt{\frac{\left(\overline{T_{t,in}}\right)}{288.15}}}{\frac{\left(\overline{P_{t,in}}\right)}{101325}} \quad et \quad \dot{m}_c^{norm} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ref}} \tag{4.4}$$

$$\eta = \frac{\left(\frac{\left(\overline{P_{t,out}}\right)}{\left(\overline{P_{t,in}}\right)}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\left(\overline{T_{t,out}}\right)}{\left(\overline{T_{t,in}}\right)} - 1} \quad et \quad \eta^{norm} = \frac{\eta}{\eta_{ref}} \tag{4.5}$$

L'intégrale $\overline{}$ des quantités totales sur la surface A est égale à la pondération par la masse des grandeurs aérodynamiques, représentée par l'Equation 4.6 :

$$\overline{X(t)} = \frac{\int_A X(x,y,z,t)\ \rho(x,y,z,t)\ \vec{v}(x,y,z,t).\mathrm{d}\vec{A}}{\int_A \rho(x,y,z,t)\ \vec{v}(x,y,z,t).\mathrm{d}\vec{A}} \tag{4.6}$$



(a) Essais par prélèvement

(b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.4 – Courbes caractéristiques du compresseur complet pour les deux types de vannage

Dans les résultats d'essai, les incertitudes de mesure ne sont pas communiquées et dans les résultats de simulation, les incertitudes numériques ne sont pas discutées. La procédure de convergence consiste à stopper la simulation lorsque les résidus du calcul des quantités conservatives ont un signal plat et une décroissance de l'ordre de six ordres de grandeur, critère de convergence fonctionnant dans le cas de la longueur turbulente comme calcul de la seconde quantité turbulente.

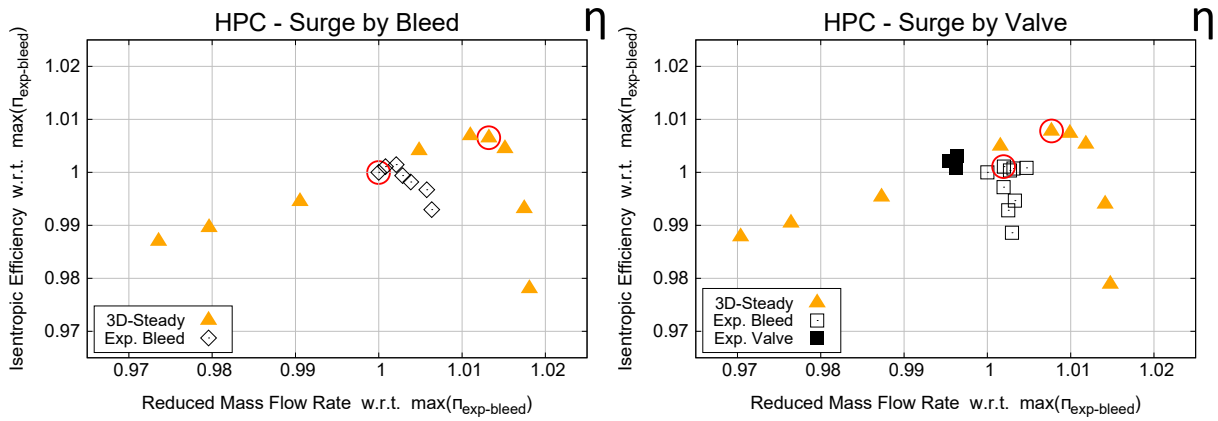
Sur la Figure 4.4-a, le maximum de rapport de pressions totales atteint dans les essais est plus faible que celui dans la simulation. De plus, il est remarquable que la plage de fonctionnement stable du compresseur simulé est plus importante. Les derniers points stabilisés se trouvent sur une pente légèrement positive. Les prélèvements n'étant pas pris en compte dans la modélisation, cela rend difficile les comparaisons de l'évolution des caractéristiques entre la simulation et les essais. Le dernier point stable lors des mesures est atteint pour une valeur minimale de prélèvement de 4.5%, ce qui correspond à introduire des erreurs non négligeables dans la simulation.

Sur la Figure 4.4-b, le fonctionnement du compresseur lors de la fermeture des prélèvements montre la sensibilité de stabilisation de ce dernier. Comparativement aux essais *Surge by Bleed*, la valeur minimale atteinte pour la fermeture des prélèvements de ces essais est de 2.5% fournissant un rapport de pressions totales du compresseur complet plus proche du maximum atteint par la simulation. Lorsque les prélèvements sont fixés à cette valeur de 2.5%, la limite de stabilité n'est pas encore atteinte. Il est possible grâce à la vanne primaire d'augmenter le taux de compression jusqu'à l'apparition de l'instabilité du pompage.

Sur la Figure 4.5, les essais montrent des variations pour le rendement isentropique de l'ordre du pourcent quelle que soit la manière de déclencher le pompage. La simulation stationnaire a une plage de fonctionnement plus importante que les essais, la partie de la caractéristique à pente légèrement positive de la Figure 4.4 montre des rendements de plus en plus faibles.

4.2.1.2 Performances par pseudo-étage

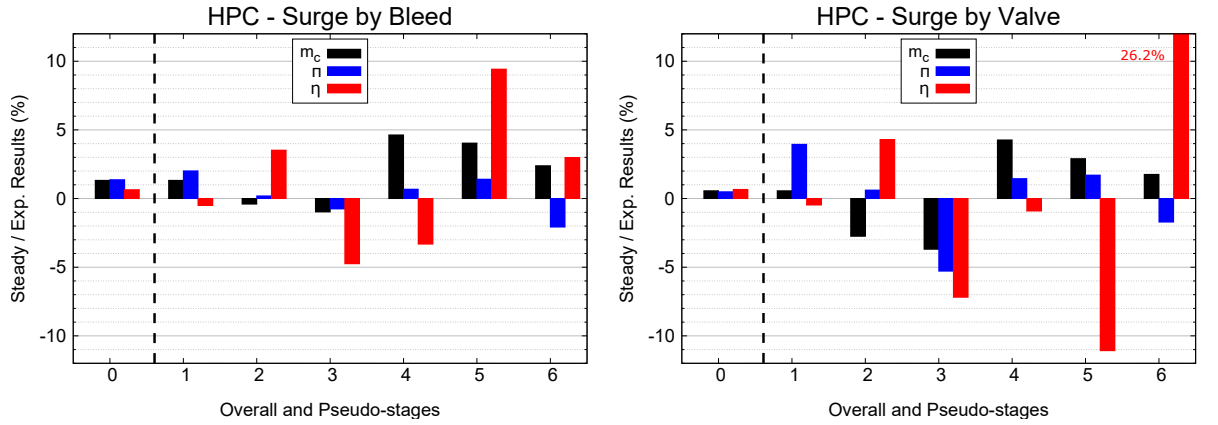
Afin de décrire les différences de performance dans les pseudo-étages, une comparaison pour chaque essai est entreprise pour une valeur équivalente du rapport entre le taux de pression et le débit réduit corrigé. Ce rapport $\frac{\pi}{m_c}$ est représenté (- - -) sur les graphiques Figure 4.4-a et Figure 4.4-b. Les



(a) Essais par prélèvement (b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.5 – Rendement isentropique du compresseur complet pour les deux types de vannage

points de fonctionnement de la simulation et des essais à comparer sont représentés par (◯) sur les Figure 4.4 et Figure 4.5. Ces deux points d'essai de *Surge by Bleed* et *Surge by Valve* correspondent respectivement à une valeur de prélèvement de 4.5% et de 2.5% et d'une valeur de consigne de vanne identique. Étant donnée la largeur de plage du compresseur complet lors de la fermeture des prélèvements, il est difficile de connaître l'influence et l'intensité de l'effet de ces derniers sur l'erreur engendrée par la non prise en charge des prélèvements dans la simulation. Sur la Figure 4.6, le débit réduit corrigé ainsi que le rapport de pressions et le rendement isentropique de la simulation sont comparés aux essais afin d'établir la répartition des performances du compresseur dans les différents pseudo-étages. Le débit réduit est calculé pour chaque plan d'entrée de pseudo-étage. La valeur 0 en abscisse de l'histogramme correspond au compresseur complet.



(a) Essais par prélèvement (b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.6 – Différences de performance par pseudo de la simulation par rapport aux deux essais

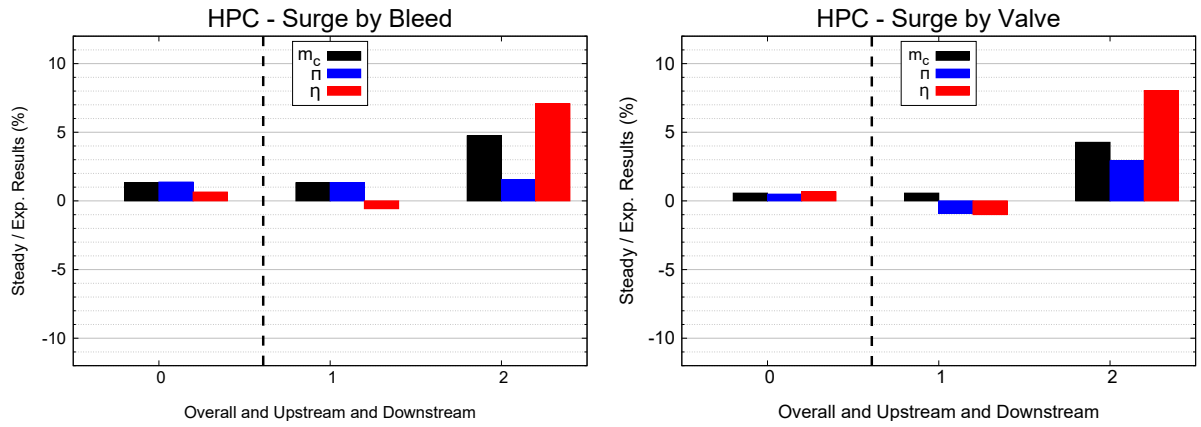
Sur la Figure 4.6-a, le rapport de pressions et le débit réduit du compresseur complet simulé sont plus importants de l'ordre du pourcent comparativement aux essais. Le pseudo-étage 1 de la simulation comprime plus que les essais, en revanche le niveau de rendement est équivalent. Ce qui a pour conséquence d'augmenter le rapport de températures totales de pseudo 1 comparativement aux essais. Néanmoins le fonctionnement du pseudo 2 se retrouve équivalent aux essais en terme

de débit réduit et de compression mise à part le rendement qui a un niveau plus important. Ce qui donne l'effet inverse pour le rapport de températures comparativement au pseudo 1. Le pseudo-étage 3 a aussi un fonctionnement similaire en taux de pression et débit mais le rendement diminue. Puis dans les trois derniers pseudo-étages en aval, le débit de masse est diminué par la présence des prélèvements qui ne sont pas pris en compte dans la simulation. L'impact sur ces derniers pseudo-étages ne peut être commenté car le décalage en débit réduit est forcément lié à cette réduction de débit de masse en plus des conditions d'alimentations différentes.

Sur la Figure 4.6-b, le fonctionnement du compresseur complet est similaire entre les essais et la simulation. Par contre, le rapport de pressions du pseudo-étage 1 est plus important dans la simulation. La conséquence est le décalage des valeurs du débit réduit corrigé dans les autres pseudo-étages en aval. Néanmoins la répartition des différences relatives pour les débits réduits et les rapports de pressions de la simulation reste identique entre les deux essais. Par contre, il est remarqué que le pseudo-étage 3 a un fonctionnement avec de meilleures performances dans les essais *Surge by Valve*, ce qui peut être à l'origine de la compensation du fonctionnement en simulation du premier pseudo-étage. Les alimentations des premiers pseudo-étages sont autant décalées que ceux des derniers pseudo-étages où les prélèvements sont présents. Le fonctionnement du bloc *Downstream* semble très différent surtout en ce qui concerne le rendement isentropique.

4.2.1.3 Performances par bloc

Les performances des trois premiers pseudo-étages, formant le bloc *Upstream*, et des trois derniers pseudo-étages, formant le bloc *Downstream* sont calculées séparément afin de discerner l'impact des prélèvements au sein des essais sur la base des mêmes comparaisons.



(a) Essais par prélèvement

(b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.7 – Différences de performance par bloc de la simulation par rapport aux deux essais

Sur la Figure 4.7-a, les charges aérodynamiques en rapport de pressions entre le bloc *Upstream* et le bloc *Downstream* de la simulation sont de même ordre de grandeur comparativement aux essais. Par contre, l'influence des prélèvements est visible sur le débit corrigé du bloc *Downstream* moins important dans les essais. Les prélèvements ont une valeur de 4.5% pour les essais *Surge by Bleed* et de 2.5% pour les essais *Surge by Valve*, alors que la simulation ne les prend pas en compte, il est remarquable que le bloc *Downstream* est d'autant plus chargé aérodynamiquement lors de la fermeture des prélèvements. Ceci indique une courbe caractéristique du fonctionnement du bloc

Downstream avec une pente positive. Sur la Figure 4.7-b, le fonctionnement du bloc *Upstream* n'est pas équivalent car dans les essais *Surge by Valve*, les niveaux du pseudo-étage 3 semblent plus importants. La consigne des jeux radiaux en tête de pales rotor, plus faible réduisant légèrement les pertes, pourrait être une des causes plausibles. Ce qui impacterait d'autant plus le fonctionnement des autres roues en aval.

Les courbes caractéristiques du compresseur complet montrent une limite de stabilité pour les essais survenant au maximum du taux de compression. Alors que la simulation stationnaire présente une plage de fonctionnement à faible débit plus importante qui est décrite selon une pente positive. Ce qui éloigne l'apparition du déclenchement du pompage. Afin de mieux comprendre l'évolution des caractéristiques du compresseur, une simulation instationnaire dans cette configuration à jeux ouverts est entreprise pour corroborer ou non le fonctionnement stationnaire du compresseur.

4.2.2 Simulation instationnaire

La mise en données du compresseur est identique à celle de la simulation stationnaire. Les jeux radiaux en tête de pale des roues mobiles correspondent à la même configuration du compresseur à jeux ouverts. Le régime de rotation est le régime nominal, la vitesse de rotation est donc fixée ainsi que les conditions de pression et de température d'entrée du compresseur. La pression statique de sortie est régie par une loi de vanne dépendant du débit de masse traversant la frontière. Des instationnarités apparaissant au sein du compresseur peuvent causer des modifications du comportement de l'écoulement. L'article de Hodson [68] traite de l'interprétation physique de l'enthalpie et de la pression totales dans les écoulements instationnaires de turbomachines. De plus, il est vu dans l'article de Yamagami [127] l'impact d'un écoulement instationnaire dans un compresseur axial multiétages. Dans le cas d'étude de la thèse, ces fonctionnements stabilisés instationnaires sont accessibles grâce à la transmission d'information au niveau des interfaces des grilles d'aubes gérées par les plans de mélange instationnaires. À l'aide de cette technique appliquée à la configuration monocanal, il est possible de connaître l'évolution instationnaire de l'écoulement selon l'axe longitudinal du compresseur HP.

La solution initiale de l'écoulement dans le compresseur HP est un point de fonctionnement stable de la simulation stationnaire. Ce dernier correspond au point à plus haut débit de la portion avec une pente légèrement positive de la caractéristique compresseur complet. Comme la signification de l'étendue de la plage de fonctionnement dans la simulation stationnaire n'est pas encore élucidée, l'étude instationnaire de l'écoulement sert de point de départ. La loi de vanne permettra de rechercher un autre point de fonctionnement, différent du point de fonctionnement stationnaire, dans le cas où les instationnarités produiraient une modification majeure de l'écoulement.

4.2.2.1 Convergence en pas de temps

À partir de l'article de Schreiber [110], une étude sur la discrétisation temporelle est entreprise. En définissant un nombre d'itérations pour parcourir une période de rotation complète de la turbomachine, l'écoulement au sein des différents canaux inter-aubes du compresseur HP est décrit selon un nombre d'instants défini par le nombre d'aubes constituant la grille. Afin de résoudre de façon instationnaire les équations de Navier-Stokes, le schéma du second ordre de Gear est utilisé avec un nombre de sous-itérations fixé qui permet de rechercher la solution approchée d'un problème de Newton entre deux instants physiques. Le tableau suivant énumère les différentes discrétisations :

Dénomination	Nombre d'instants par période de rotation	Nombre de sous-itérations
$T_{9000}\ gear_5$	9000	5
$T_{9000}\ gear_{10}$	9000	10
$T_{18000}\ gear_5$	18000	5
$T_{27000}\ gear_5$	27000	5
$T_{36000}\ gear_5$	36000	5
T_{900}	900	-
T_{9000}	9000	-
T_{90000}	90000	-

Les trois dernières discrétisations correspondent à un schéma temporel du premier ordre permettant de tester à moindre coût CPU d'autres pas de temps physique. Dans l'exemple de la Figure 4.8, le pas de temps physique correspond à une discrétisation de 9000 instants avec 10 sous-itérations, une instationnarité apparaît à la frontière de sortie du domaine au bout d'un demi-tour de roue. Cette oscillation est responsable d'une modification de l'écoulement au sein du compresseur puis les débits se stabilisent ensuite sur un nouveau point de fonctionnement au bout de quelques tours de roue. Comme il est visible le débit à travers la frontière d'entrée redevient constant après la fin du transitoire numérique. Dans la suite, les comparaisons des débits sont faites uniquement sur la frontière de sortie, où sont visibles les oscillations.

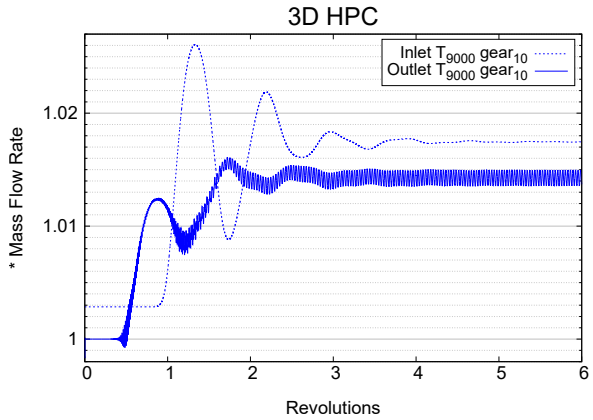
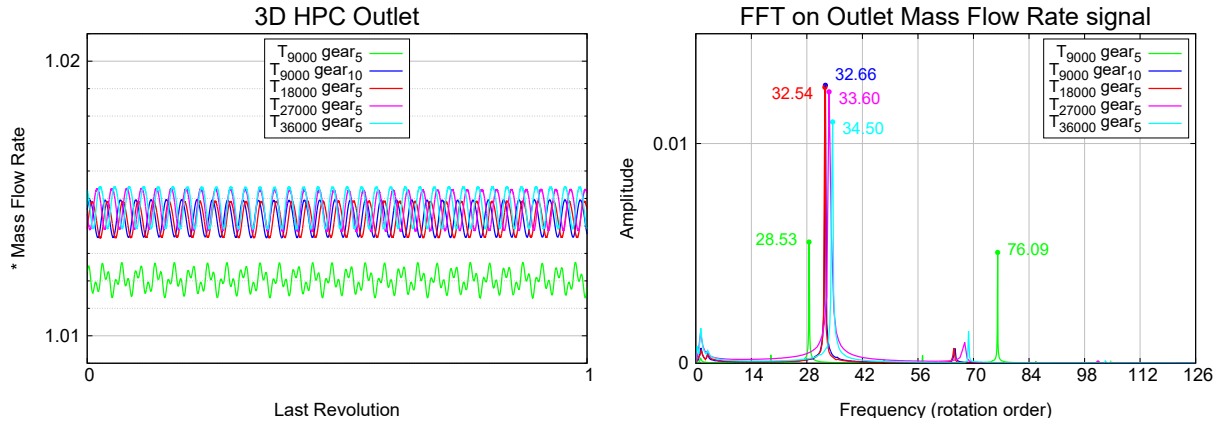


Figure 4.8 – Débits normalisés d'entrée et de sortie - Stabilisation du calcul instationnaire

Dans un premier temps, la simulation se limite aux cinq premiers calculs instationnaires du tableau utilisant le schéma de Gear. La même procédure de convergence est appliquée où les résidus des quantités conservatives atteignent un signal quasi-constant à chaque nouvel instant physique. Le coefficient de relaxation de la vanne reste identique pour les résultats visibles sur la Figure 4.9-a qui comporte le dernier tour de roue simulé. Comme sur la Figure 4.8, la normalisation est réalisée avec la valeur du débit en sortie du calcul stationnaire. Il est remarquable que le débit traversant le compresseur devient supérieur au calcul stationnaire de plus de 1%. Les oscillations sur la frontière de sortie sont de faible amplitude de l'ordre de 0.2%. La discrétisation temporelle avec le plus grand pas de temps et 5 sous-itérations présente une évolution oscillante comprenant des harmoniques. Alors que pour un nombre de sous-itérations plus important ou pour un pas de temps physique plus fin, l'instationnarité est monofréquentielle avec les mêmes ordres de grandeur en période et en amplitude. Sur la Figure 4.9-b, les transformées de Fourier du signal de débit de masse en sortie

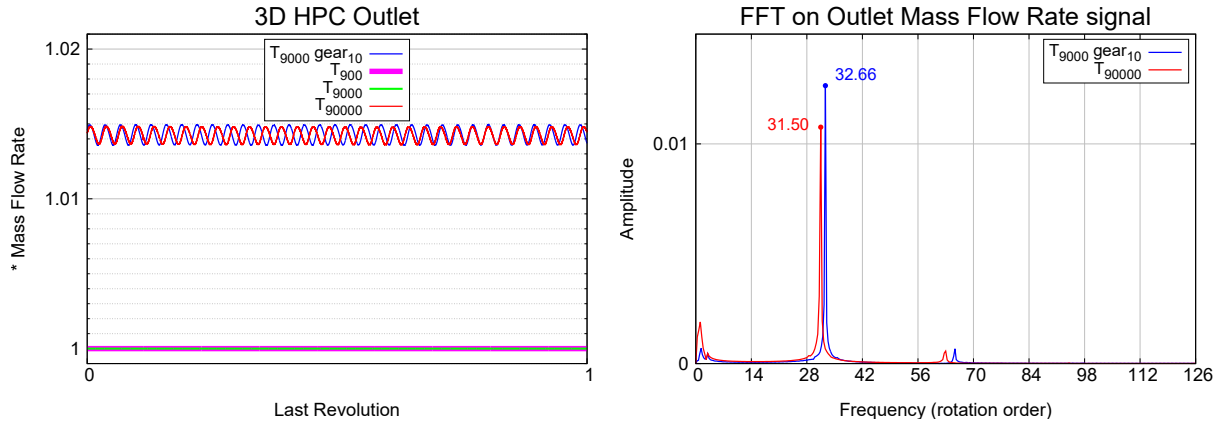
du compresseur fournissent une fréquence de l'oscillation entre 32.5 et 34.5 pour les pas de temps physique moindres. En ce qui concerne le cas de discrétisation sur 9000 instants et 5 sous-itérations, l'oscillation est composée de deux fréquences distinctes de cette dernière (—).



(a) Débit de sortie en fonction du temps (b) Transformée de Fourier des signaux de débit

Figure 4.9 – Débit normalisé de sortie pour différents pas de temps

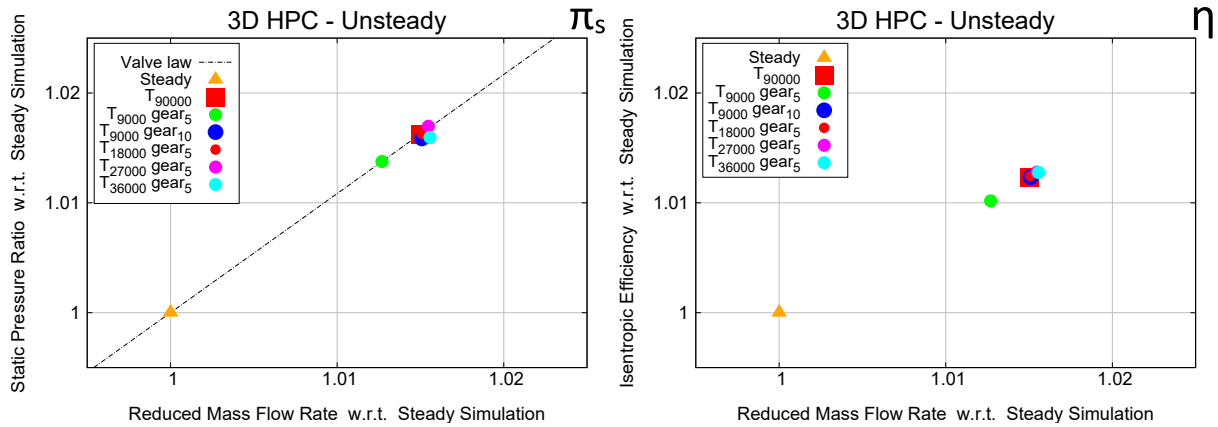
Dans un second temps, afin de mesurer l'impact d'un pas de temps plus grossier sur l'évolution de cette grandeur aérodynamique intégrale à la frontière du domaine 3D, un schéma temporel du premier ordre est utilisé en comparaison de la résolution temporelle de Gear avec 9000 instants et 10 sous-itérations. Sur la Figure 4.10-a, les débits de masse pour les trois pas de temps physique sélectionnés pour le schéma du premier ordre en plus de la référence sont tracés selon le dernier tour de roue. Le schéma temporel du premier ordre avec 90000 instants pour décrire un tour de roue montre une oscillation semblable au cas de référence. Par contre dès que le pas de temps physique devient plus important, les instationnarités dans le compresseur n'apparaissent pas et l'écoulement conserve une évolution stationnaire comme il est visible grâce à la normalisation. Sur la Figure 4.10-b, la transformée de Fourier montre une légère différence dans la fréquence d'oscillation du phénomène à la frontière de sortie.



(a) Débit de sortie en fonction du temps (b) Transformée de Fourier des signaux de débit

Figure 4.10 – Débit normalisé de sortie pour différents schémas de discrétisation

Sur la caractéristique des performances du compresseur complet, Figure 4.11, est représentée le rapport entre la pression statique de sortie et la pression totale d'entrée en fonction du débit réduit corrigé en entrée. Le point de fonctionnement stable de la simulation stationnaire, solution initiale du calcul instationnaire, est utilisé afin de normaliser les axes du graphique. Le débit ainsi que les pression et température totales en entrée de ces solutions sont constants mais la pression statique en sortie n'a pu être moyennée selon le temps. Les points de rapport de pressions affichent le dernier instant de la simulation sauvegardée. La loi de vanne est représentée pour permettre une meilleure compréhension du changement de point de fonctionnement lors du passage à la résolution des équations dépendantes du temps. Le pas de temps physique correspondant à 9000 instants et 5 sous-itérations montre un débit plus faible et un rapport de pression également plus faible comparativement aux autres discrétisations temporelles. Les autres points de fonctionnement présentant une oscillation monofréquentielle ont des performances équivalentes. Il est même remarqué que dans les cas du schéma temporel du premier ordre avec 90000 instants, de celui du second ordre avec 9000 instants et 10 sous-itérations et de celui avec 18000 instants et 5 sous-itérations, les débits traversant l'entrée du compresseur sont égaux. Les valeurs de taux de compression et de débit réduit corrigé obtenues avec un pas de temps plus fin sont très peu différentes du cas de référence. C'est pourquoi dans la suite des travaux de thèse afin de réduire le temps de restitution des résultats, il est décidé de sélectionner le pas de temps correspondant à une discrétisation du second ordre avec 9000 instants par période de rotation et 10 sous-itérations (●).



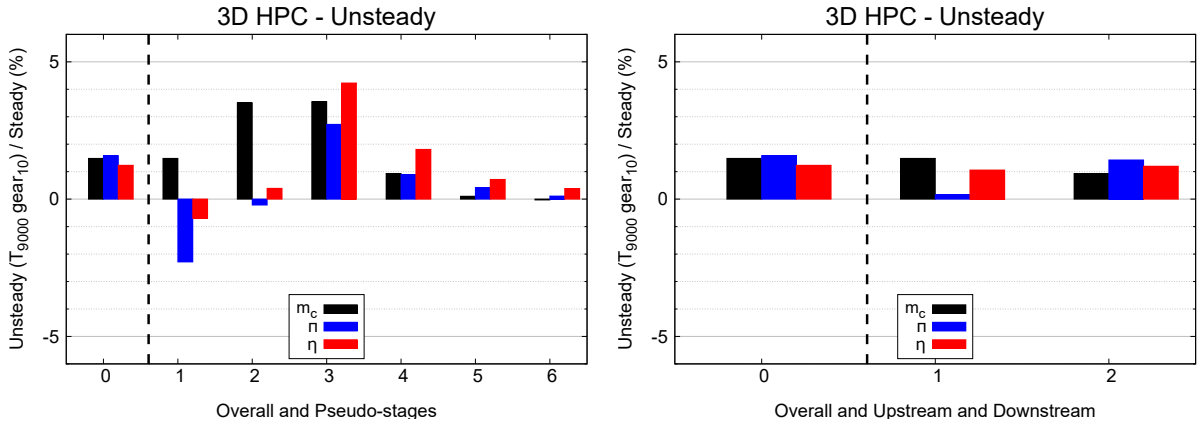
(a) Rapport de pressions statique à total

(b) Rendement isentropique total à total

Figure 4.11 – Courbes caractéristiques compresseur complet normalisées par le point de fonctionnement stationnaire *steady* (solution initiale)

Sur la Figure 4.12, la variation du fonctionnement stabilisé selon la loi de vanne du calcul instationnaire (●) par rapport au calcul stationnaire (▲) se trouve à proximité de la ligne de fonctionnement à valeur $\frac{\pi}{m_c}$ constante car les variations en débit réduit corrigé, en rapport de pressions totales et en rendement isentropique sont équivalentes. Comme précédemment, la moyenne temporelle des performances n'a pu être effectuée par manque d'informations, les performances des pseudo-étages sont donc à comparer avec précaution. Les incertitudes non mesurables peuvent être de l'ordre de quelques dixièmes de pourcent. Le fonctionnement global du compresseur complet instationnaire a de meilleures performances de l'ordre de 1.5%. Le pseudo-étage 3 présente des performances nettement plus éloquentes dans le cas instationnaire, ainsi que dans une autre mesure les performances du n°4 également. Par contre, la valeur inférieure du rapport de pressions du pseudo-étage 1 diminue le meilleur niveau du n°3 dans la représentation du bloc *Upstream* en plus de décaler de

façon importante les conditions d'alimentation en débit réduit pour les pseudos 2 et 3. Les performances globales instationnaires du compresseur sur cette ligne de fonctionnement ont un meilleur rendement essentiellement dû aux pseudo-étages 3 et 4, et un meilleur taux de compression grâce au bloc *Downstream* et plus particulièrement à la contribution du pseudo-étage 4.



(a) Différences par pseudo

(b) Différences par bloc

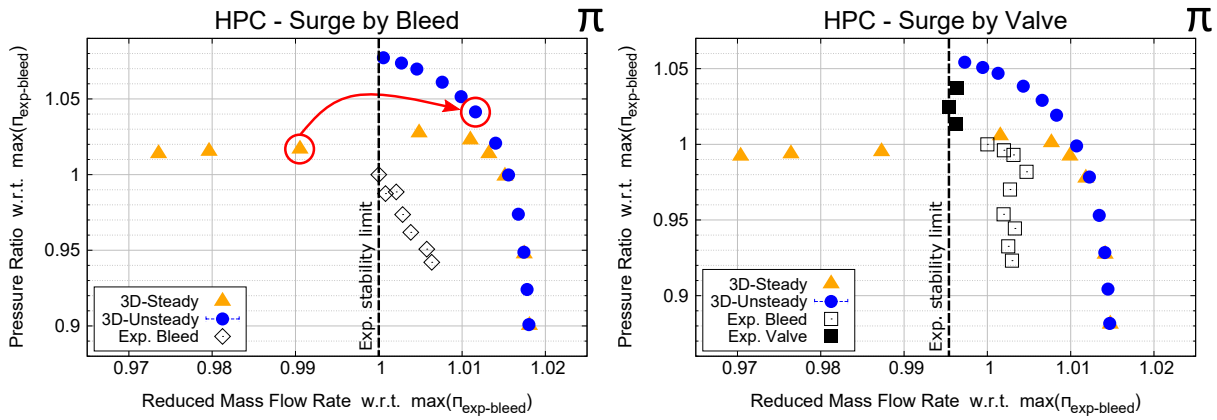
Figure 4.12 – Différences de performance par pseudo et par bloc de la simulation instationnaire par rapport au cas stationnaire

Le choix est fait d'utiliser pour la simulation du compresseur 3D une discrétisation temporelle selon un schéma du second ordre de Gear avec 9000 instants pour décrire une période de rotation et avec 10 sous-itérations. En utilisant la loi de vanne du cas stationnaire, le coefficient de relaxation permet de parcourir l'isovitesse du fonctionnement nominal du compresseur. Les simulations instationnaires sont poursuivies jusqu'à la stabilisation de l'écoulement oscillant afin de représenter la moyenne temporelle du fonctionnement sur les caractéristiques du compresseur. Puis la limite de stabilité est recherchée pour comparer l'apparition du décrochage des pales tournantes avec les résultats stationnaires.

4.2.2.2 Courbes caractéristiques du compresseur complet

Les caractéristiques du compresseur complet sont tracées avec les mêmes normalisations que dans le cas stationnaire, de façon indépendante selon le cas d'essai avec le dernier point stable de fermeture des prélèvements *S3*. Les graphiques représentent le rapport de pressions totales π en fonction du débit réduit corrigé $\dot{m}_c$ (Figure 4.13) puis le rendement isentropique η total à total en fonction du débit réduit corrigé (Figure 4.14). Sur la Figure 4.13-a, les points de simulation instationnaire montrent une augmentation du rapport de pressions vers les faibles débits comparativement aux essais et au cas stationnaire. L'évolution de la caractéristique instationnaire conserve une pente négative comme pour la tendance des essais, cette dernière étant obtenue par fermeture des prélèvements. Pour le cas par fermeture des prélèvements et de la vanne sur la Figure 4.13-b, aucune tendance n'est exploitable pour le taux de compression. Néanmoins, le maximum de rapport de pressions atteint dans la simulation instationnaire est du même ordre de grandeur que celui des essais avec la fermeture de vanne pour une consigne fixe des prélèvements de 2.5%. En comparant les deux types de vannage en essais avec le cas instationnaire, il est remarquable que la plage de stabilité à faible débit est réduite comparativement au cas stationnaire. De plus, la valeur minimale du débit réduit corrigé atteinte dans la simulation instationnaire avant le déclenchement du pompage

est équivalente aux deux types d'essais. Comme la quantité de débit de masse est mesurée (essais) et calculée (simulation) à l'entrée du compresseur, le débit réduit corrigé s'affranchit de l'erreur produite par la non prise en compte des prélèvements au centre de la machine dans la simulation.



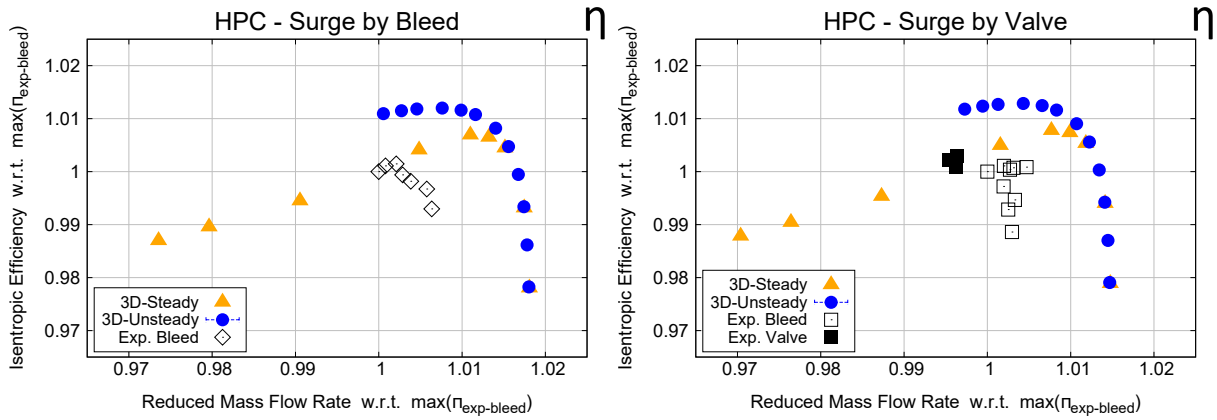
(a) Essais par prélèvement

(b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.13 – Courbes caractéristiques du compresseur complet pour les deux types de vannage

Sur la Figure 4.13-a, la flèche rouge (→) illustre le point de fonctionnement stabilisé atteint par le calcul instationnaire démarré à partir de la solution stationnaire cerclée de couleur rouge.

Sur la Figure 4.14, lorsque la pente de la caractéristique de simulation devient positive, le rendement instationnaire est plus important que le cas stationnaire. Ce qui a pour conséquence de décaler légèrement le maximum de rendement isentropique atteint par les deux simulations. Étant données les faibles variations des deux types d'essais, la comparaison n'est pas possible.



(a) Essais par prélèvement

(b) Essais par prélèvement puis vanne

Figure 4.14 – Rendement isentropique du compresseur complet pour les deux types de vannage

Les essais *Surge by Valve* montrent un niveau de taux de compression maximal plus important que les essais *Surge by Bleed* qui est dû à une meilleure stabilisation du compresseur à jeux radiaux en tête de pale légèrement plus fermés. Dans la zone de fonctionnement à faible débit,

l'augmentation visible de la plage de stabilité du cas stationnaire retarde le déclenchement du pompage du compresseur. Dans le cas instationnaire, la limite est atteinte pour des valeurs de débit réduit corrigé identiques aux essais, les valeurs expérimentales et numériques sont mesurées en entrée du compresseur. Néanmoins comme les prélèvements dans la modélisation ne sont pas pris en compte, le travail dans les étages du compresseur est réparti différemment. Afin de mieux comprendre l'évolution des caractéristiques du compresseur lors du vannage en essais, chaque recherche de pompage vue précédemment est étayée par une description des caractéristiques par pseudo-étage.

4.2.2.3 Performances par pseudo-étage

Les caractéristiques de chaque pseudo-étage sont calculées selon le rapport de pressions totales ou selon le rendement isentropique en fonction du débit réduit corrigé du pseudo-étage en question. Les normalisations des graphiques sont identiques à la comparaison du compresseur complet. Dans un premier temps, les essais *Surge by Bleed* sont comparés à la simulation.

Sur la Figure 4.15, concernant les différences entre les deux simulations, la plage de fonctionnement du cas stationnaire plus étendue à bas débit indiquée par les trois derniers points est majoritairement due au fonctionnement des pseudo-étages du bloc *Upstream*. Bien que la simulation stationnaire ait un minimum du débit réduit du compresseur complet plus faible, le fonctionnement instationnaire avec un meilleur rapport de pressions des pseudos 3 et 4 permet d'augmenter vers les faibles débits la plage de fonctionnement des deux derniers pseudo-étages. Les oscillations responsables du caractère instationnaire sont visibles à bas débit grâce aux plages de variation indiquant les valeurs extrêmes des grandeurs. Ces dernières sont au maximum de l'ordre de 0.5% en taux de compression pour les pseudo-étages 3, 4 et 5. Le maximum de taux de compression du compresseur complet atteint dans le cas instationnaire provient des meilleures performances des pseudo-étages 3 à 6. Des changements d'évolution des caractéristiques sont constatés lorsque le pseudo-étage a une caractéristique stationnaire dite instable, c'est-à-dire quand la pente devient positive. L'isovitesse dans le cas instationnaire montre une évolution moins marquée pour le pseudo-étage 3 voire contradictoire pour le pseudo-étage 4.

Concernant les essais de la Figure 4.15, l'évolution des performances à la suite de la fermeture des prélèvements montre l'augmentation du chargement aérodynamique dans les trois premiers pseudo-étages à l'amont. Tandis que les trois derniers à l'aval des prélèvements ont leur rapport de pressions et leur débit réduit qui diminuent légèrement. Le rapport de pressions du pseudo-étage 1 est plus important dans la simulation comparativement aux essais. Le débit réduit des pseudo-étages suivants est donc décalé. Les couches limites imposées nulles en entrée du domaine 3D peuvent être la raison de ce décalage car les pertes seraient donc sous-estimées comparativement au cas réel. Néanmoins les pseudo-étages 2 et 3 simulés évoluent selon les mêmes caractéristiques et représentent le prolongement du fonctionnement des essais. Il est visible que la totalité de la plage simulée du pseudo-étage 3 se trouve sur une caractéristique instable alors que les essais à faible débit sont à pente nulle. Par contre comme les prélèvements ne sont pas pris en compte dans la modélisation, cela empêche de conclure sur la véracité de la simulation des derniers pseudo-étages.

Sur la Figure 4.16, dans le pseudo-étage 1, les rendements des essais semblent équivalents au fonctionnement instationnaire mais comme le rapport de pressions y est plus élevé, le rapport de température y est donc aussi plus important. Le pseudo 2 simulé montre de meilleurs performances que les essais avec la présence d'un maximum. De plus, la simulation du pseudo 3 sur une caractéristique instable voit son rendement inférieur aux essais. À cause du premier rapport de pressions du pseudo-étage 1 plus important, le fonctionnement des pseudo-étages suivants n'est pas

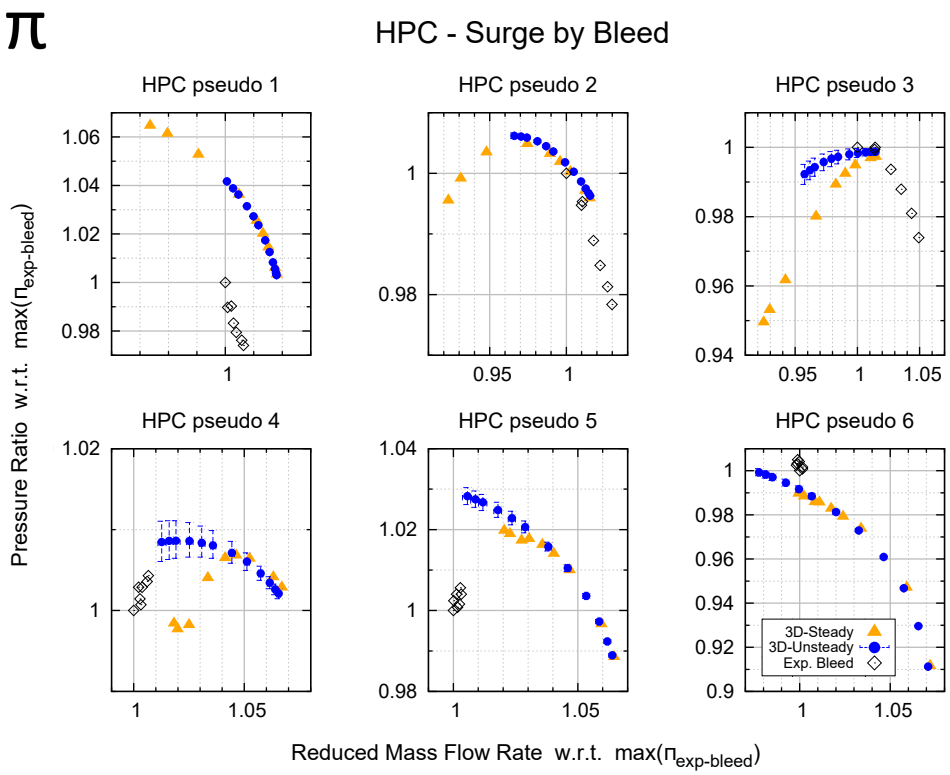


Figure 4.15 – Courbes caractéristiques des pseudos pour les essais par prélèvements

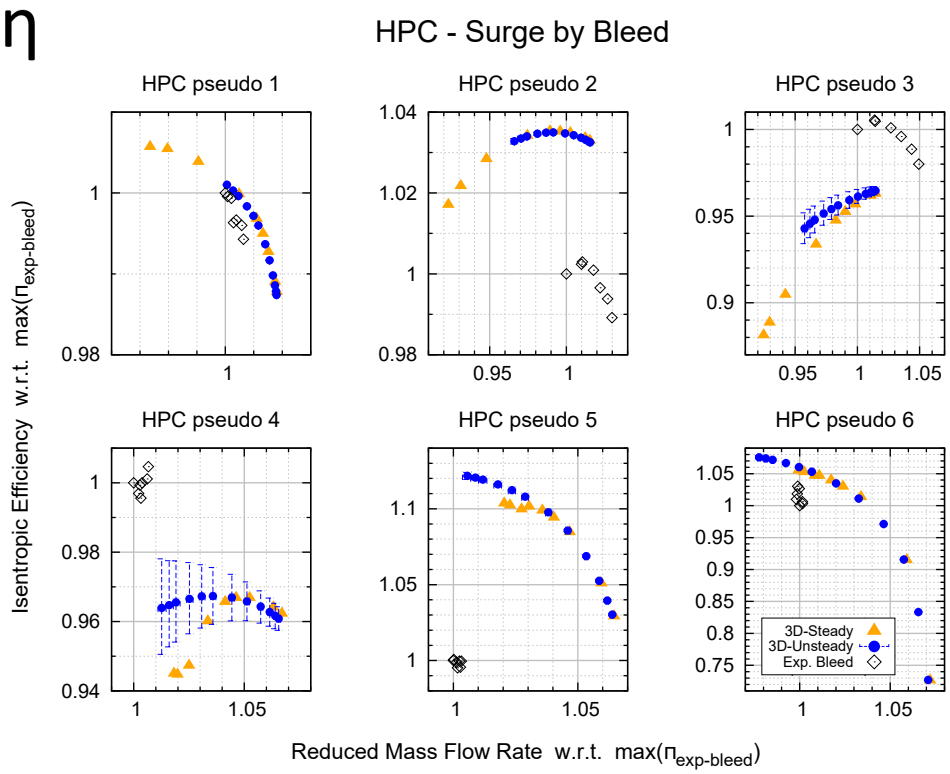


Figure 4.16 – Rendement isentropique des pseudos pour les essais par prélèvements

exploitable. Néanmoins, il est remarquable que les oscillations du rendement dans la simulation, plus précisément les pseudos 3 et 4, sont de plus fortes amplitudes comparativement aux oscillations du taux de compression. Les évolutions de ces deux derniers par rapport à la Figure 4.15 conservent le même comportement entre la simulation stationnaire et instationnaire. De plus, le pseudo-étage 6 simulé possède une large plage de fonctionnement autant en rapport de pressions qu'en rendement isentropique. Alors que le fonctionnement du bloc *Downstream* dans les essais présente une plage de variation en débit quasiment nulle.

Dans un second temps, les essais *Surge by Valve* sont comparés de la même manière avec les simulations stationnaire et instationnaire.

Sur la Figure 4.17, les commentaires entre la simulation et les essais sont semblables sur l'évolution et les niveaux des pseudo-étages 1 et 2. Par contre, concernant le pseudo 3 où le débit réduit est comparable, les essais ont un rapport de pressions supérieur de 4% par rapport à la simulation. En remarquant de plus la largeur de la plage en compression dans le pseudo-étage 2 des essais de la Figure 4.15, ici le niveau étant plus important, cela confirme que les jeux radiaux en tête de pales *R2* et *R3* sont plus faibles augmentant les performances des pseudo-étages en question. Le niveau plus important du pseudo-étage 3 dans les essais est principalement responsable de l'augmentation globale du rapport de pressions du compresseur complet. Ne prenant pas en compte les prélèvements, la comparaison des pseudo-étages du bloc *Downstream* n'est pas envisageable.

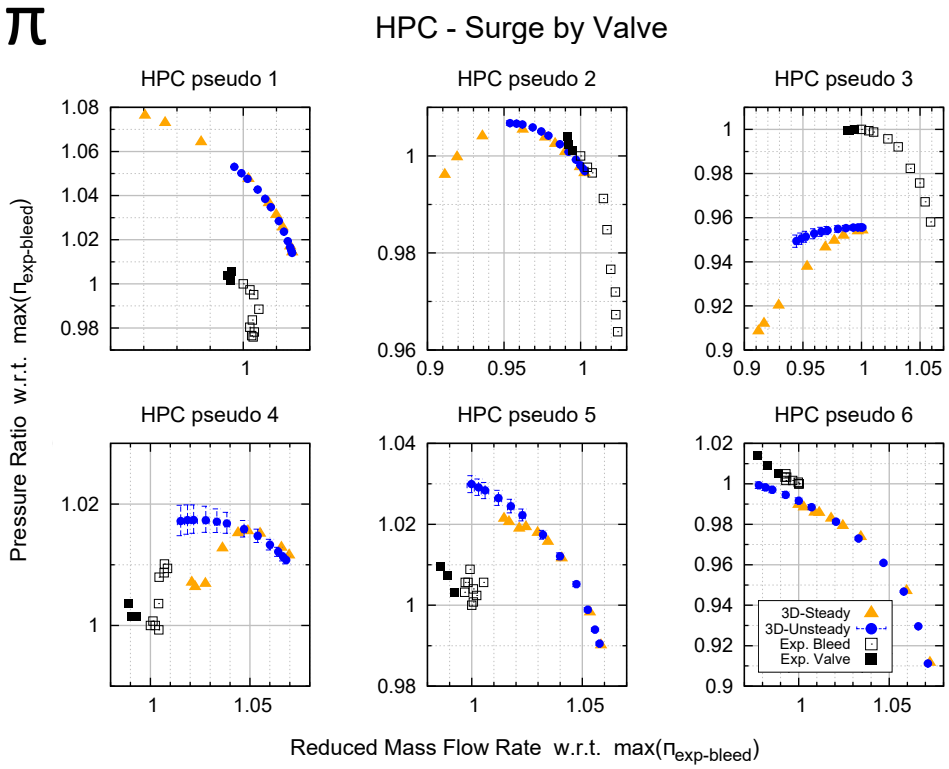


Figure 4.17 – Courbes caractéristiques des pseudos pour les essais par prélèvements puis vanne

Comme dans le cas des essais *Surge by Bleed*, lors de la fermeture des prélèvements, les pseudo-étages du bloc *Upstream* sont chargés de plus en plus comparativement à ceux du bloc *Downstream*. Dès lors que le minimum des prélèvements est atteint, la vanne primaire permet de continuer à

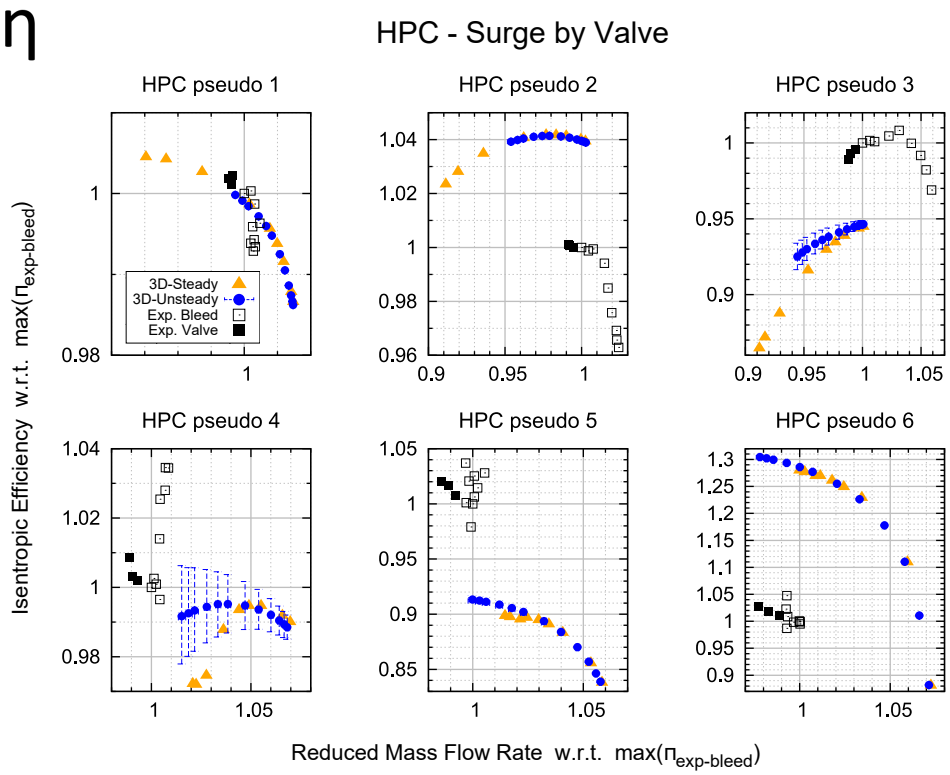


Figure 4.18 – Rendement isentropique des pseudos pour les essais par prélèvements puis vanne

décrire les caractéristiques. Mais ce sont majoritairement les pseudos du bloc *Downstream* qui ont un rapport de pressions qui augmente. Concernant les performances du pseudo-étage 3, l'évolution de la caractéristique à faible débit devient à pente légèrement positive.

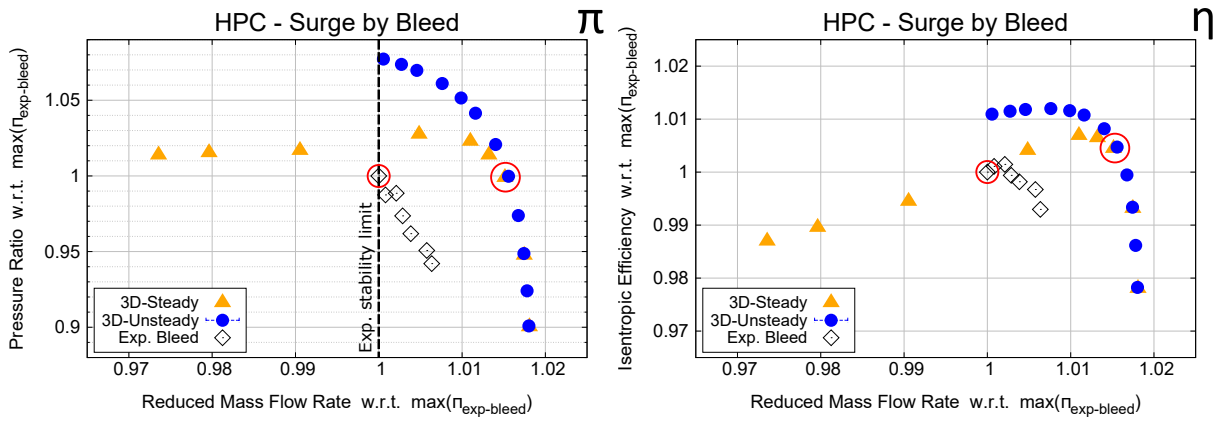
Sur la Figure 4.18, les conclusions entre les essais et la simulation sont les mêmes que pour le vannage par prélèvement seul. Par contre, le fonctionnement du compresseur en essai avec des jeux radiaux en tête de pale plus faibles augmentent bien entendu le niveau de performances du pseudo-étage 3 principalement. Mais cela impacte aussi la répartition du travail au sein du compresseur. Comme il est visible sur le rendement des pseudo-étages 5 et 6, leurs niveaux diffèrent par rapport à la simulation, pour le n°5 de *Surge by Bleed* : -12% alors que pour le n°5 de *Surge by Valve* : +10%, pour le n°6 de *Surge by Bleed* : -5% alors que pour le n°6 de *Surge by Valve* : -27%. Les caractéristiques du rendement isentropique total à total entre les deux essais montrent un fonctionnement antagoniste des pseudo-étages 5 et 6.

L'éloignement de la limite de stabilité vers les faibles débits en stationnaire est dû à la simulation des pseudo-étages amont. Le taux de compression plus élevé du pseudo-étage 1 dans les simulations entraîne un fonctionnement des pseudo-étages suivants sur des plages en débit réduit différentes. Néanmoins, dans les comparaisons *Surge by Bleed*, les caractéristiques des pseudo-étages 2 et 3 simulés fournissent le prolongement des essais à bas débit. La simulation instationnaire met en évidence des oscillations de l'écoulement, au sein des pseudo-étages 3, 4 et 5 principalement, qui impactent l'évolution des caractéristiques des n° 3 et 4 comparativement au cas stationnaire. Dans tous les cas, la non prise en charge des prélèvements dans la modélisation empêche les comparaisons avec les essais du fonctionnement des trois derniers pseudo-étages. Afin de comprendre la différence de comportement dès le premier pseudo-étage, certains points de fonctionnement dans

les caractéristiques du compresseur complet sont choisis pour développer les profils radiaux des taux de compression correspondants aux pseudo-étages.

4.2.2.4 Profils radiaux de rapport de pressions

Étant données les caractéristiques des pseudo-étages 2 et 3 de la Figure 4.15, certains points de fonctionnement des simulations stationnaire et instationnaire sont similaires au dernier point d'essai stable *Surge by Bleed*. Les profils radiaux de ces taux de compression peuvent être comparés afin de mieux comprendre la disparité du pseudo-étage 1 et des comportements des pseudo-étages 2 et 3. Sur la Figure 4.19, sont représentés les points de fonctionnement sélectionnés. Ces évaluations sont effectuées avec un même niveau de rapport de pressions totales du compresseur complet et avec un rapport $\frac{\pi}{m_c}$ équivalent dans la caractéristique du pseudo-étage 1. Sur la Figure 4.20, étant donné le fonctionnement éloigné de la simulation des pseudo-étages du bloc *Downstream* comparativement aux essais, les comparaisons seront indiquées pour connaître les tendances des profils.



(a) Rapport de pressions total à total

(b) Rendement isentropique total à total

Figure 4.19 – Courbes caractéristiques du compresseur complet pour les essais par prélèvements

La Figure 4.21 représente, sur le graphique de gauche, les profils radiaux de la pression totale adimensionnée à l'entrée du compresseur des deux simulations stationnaire et instationnaire ainsi que des essais. Sur le graphique de droite est montrée l'évolution radiale de la pression totale durant les essais en amont et en aval du col de cygne afin de capter le développement de la couche limite et les pertes de charge liées aux conduits et aux bras de carter. La périodicité du bras de carter demanderait des ressources supplémentaires importantes à allouer lors de la simulation. Ils ne sont donc pas pris en compte car le pas est très ouvert et les bras sont alignés avec la direction principale de l'écoulement, l'impact doit y être faible.

Dans la simulation, les profils montrent des couches limites très fines, les pertes de charges sont donc amoindries. Le caractère uniforme du profil est respecté comparativement aux essais. Par contre, la pression statique au niveau du carter est moins importante. Par manque de mesure, le développement de la couche limite dans les essais n'est pas détaillé mais d'après la valeur du niveau moyen de pression statique légèrement plus important d'un pourcent, la couche limite doit être légèrement plus épaisse que dans la simulation. Les pertes de charge dans la modélisation sont peut-être plus faibles lors de l'entrée dans le compresseur. Comme le profil imposé est uniforme à l'entrée du domaine 3D, la couche limite visible est liée au développement sur les parois dans le

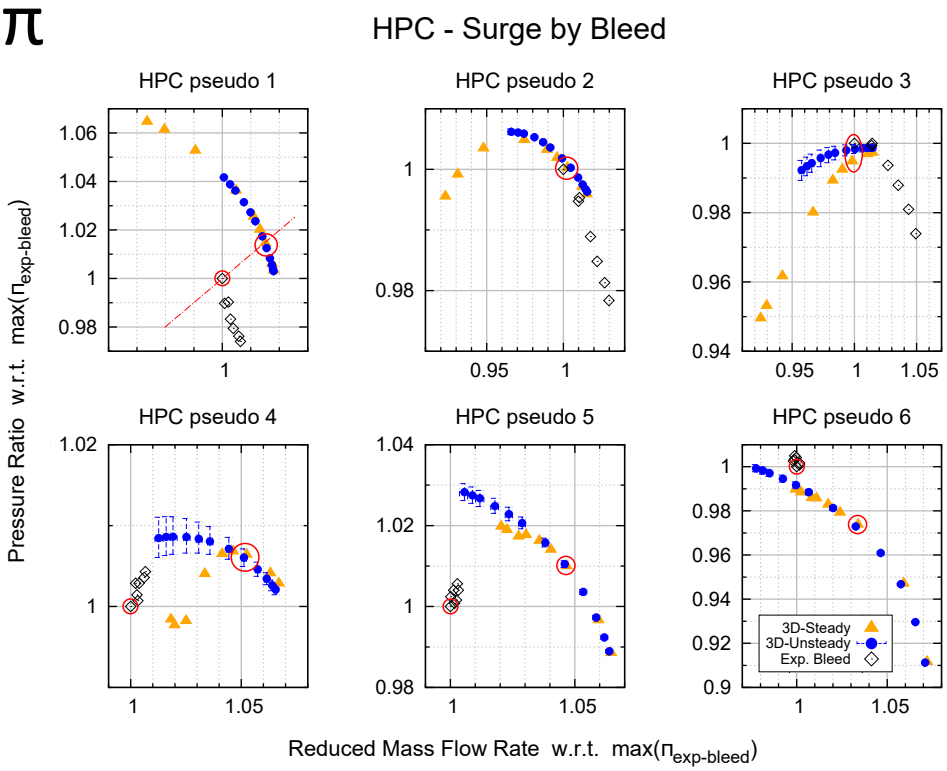


Figure 4.20 – Courbes caractéristiques des pseudos pour les essais par prélèvements

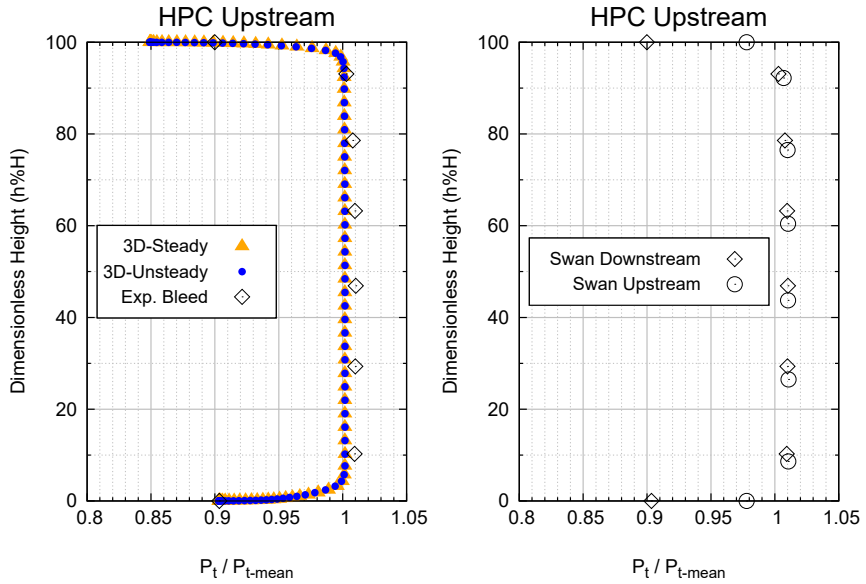


Figure 4.21 – Profils radiaux de pression totale en amont du compresseur

tronçon du col de cygne. Cette différence peut être une des raisons de la différence du rapport de pressions du pseudo-étage 1 plus important dans le cas de la simulation. Une seconde hypothèse sur l'écart observé sur la pression statique serait liée à l'incertitude de la valeur du calage de l'IGV.

Sur la Figure 4.22, les évolutions radiales du taux de compression sont représentées pour chaque pseudo-étage en calculant le rapport de l'aval sur l'amont point à point, d'après l'Equation 4.7, comme réalisées dans les essais. Pour ces derniers, les capteurs de mesure répartis azimutalement au niveau des redresseurs sont moyennés au même rayon. Pour la simulation, les nappes de discrétisation radiale permettant le calcul de la pression totale sont pondérées masse pour chaque redresseur. Les pointillés représentent les extrémums atteints par les instationnarités simulées au sein du compresseur.

$$\pi(r) = \frac{\overline{P_{t,out}}(r)}{\overline{P_{t,in}}(r)} \tag{4.7}$$

Concernant la comparaison des simulations stationnaire et instationnaire, les profils sont globalement équivalents sur tous les pseudo-étages, à part un niveau légèrement plus important dans le pseudo 1 et un niveau inférieur dans le pseudo 3 sur toute la hauteur de veine pour le cas stationnaire. Les variations instationnaires de l'écoulement responsables du fonctionnement différent du compresseur sont visibles principalement dans les pseudo-étages 3 et 4 sur la moitié supérieure de la veine. La plage de variation est au maximum de l'ordre du pourcent.

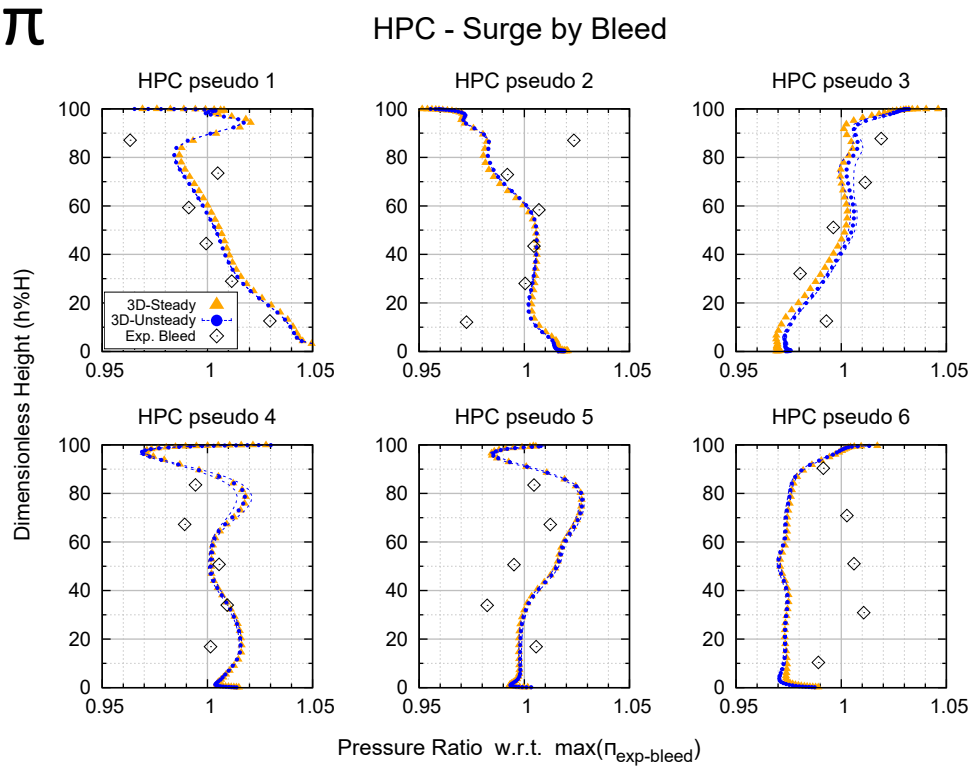


Figure 4.22 – Profils radiaux normalisés du taux de compression des pseudos

Pour le pseudo-étage 1, la comparaison avec les essais montre que l'évolution en pied de la simulation est identique mais l'incurvation en tête n'est pas autant marquée et n'est pas au bon niveau de hauteur de veine. La différence de profil en haut de la veine peut être liée à l'intensité et à la position du tourbillon de jeu dans *R1*. Ce qui serait responsable d'un niveau moyen de rapport de pressions plus important pour la simulation. De plus, dans la simulation ce pseudo-étage fonctionne à un débit réduit d'entrée IGV plus important.

Pour le pseudo-étage 2, la correspondance entre les essais et la simulation est équivalente au centre de la veine. La différence remarquable en pied pourrait être due à la non prise en compte du jeu sous redresseur de *S1*. De la même manière que dans le pseudo-étage 1, le tourbillon de jeu pourrait être responsable de l'évolution différente en tête. La répartition de la charge aérodynamique est donc inversée entre les essais et la simulation.

Pour le pseudo-étage 3, le profil évolue moins selon la hauteur de veine comparé aux deux premiers pseudo-étages et la répartition est en moyenne équivalente. Comme l'évolution du rapport est relativement correcte, l'évolution de la charge aérodynamique proche pompage devrait être représentative.

Pour le pseudo-étage 4, la répartition différente en tête de pale pourrait être due à la non prise en charge des prélèvements. Car l'aspiration de la couche limite à ce niveau doit diminuer le tourbillon de jeu de *R4*. L'incurvation globale du profil est acceptable mais avec la position et l'intensité du tourbillon qui peuvent être faussées, la répartition en tête est décalée.

Pour le pseudo-étage 5, la tendance est satisfaisante mais les variations ne sont pas représentatives. Pour le pseudo-étage 6, la comparaison n'est pas pertinente.

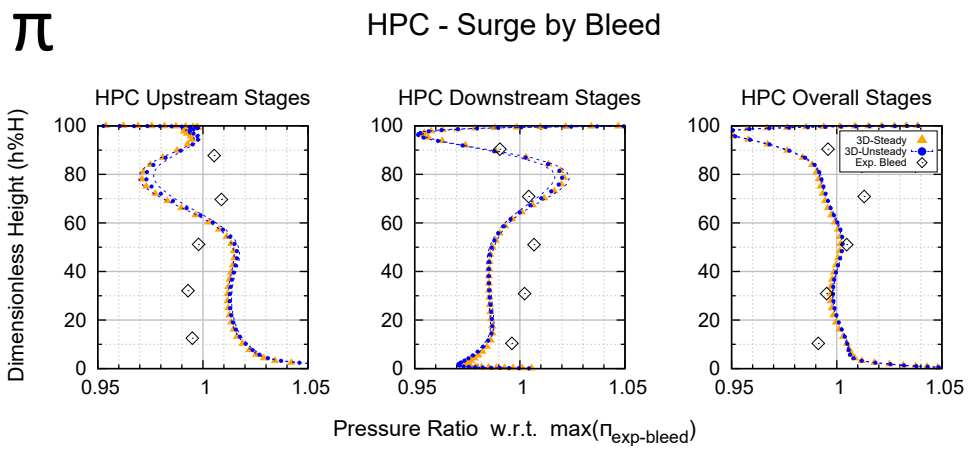


Figure 4.23 – Profils radiaux normalisés du taux de compression des blocs et complet

Sur la Figure 4.23, les profils radiaux représentent l'évolution du rapport de pressions totales du bloc *Upstream* composé des trois premiers pseudo-étages, du bloc *Downstream* composé des trois derniers pseudo-étages et du compresseur complet. Les essais ont des profils quasi-uniformes selon la hauteur de veine par rapport au calcul. Les simulations stationnaire et instationnaire montrent les mêmes gradients. Mais le chargement en tête de pale est moins important dans le bloc *Upstream*, dû en majorité à la répartition du pseudo-étage 2 qui est impactée par le n°1, ce qui crée un point d'incurvation inversé par rapport aux essais à 60% de hauteur de veine. Étant donnés les prélèvements, il est difficile de se prononcer sur l'évolution selon la hauteur de veine dans le bloc *Downstream*. Néanmoins pour le compresseur complet, la répartition du travail aérodynamique dans les étages de la simulation permet de retrouver une tendance uniforme avec un chargement légèrement plus faible en tête de pale. Pour finir, les oscillations dues aux pseudo-étages 3 et 4 de la Figure 4.22 sont visibles grâce aux lignes de pointillés bleus représentant les extrémums des variations temporelles des quantités aérodynamiques sur la moitié supérieure de la veine. Par contre, les grandeurs de pression totale ne varient pas en sortie et en entrée du compresseur et donc le phénomène oscillant est dissipé avant d'atteindre les frontières du domaine de calcul.

La quasi-superposition des courbes montre que la simulation stationnaire est une bonne estimation de la moyenne temporelle de la simulation instationnaire sur la partie stable de la caractéristique du compresseur complet. Il n'est pas possible de trouver un point stabilisé URANS pour comparer avec un point de fonctionnement stationnaire de la zone où l'évolution de la pente caractéristique devient positive. Ce qui ne permet pas de conclure sur la raison d'une plage de fonctionnement plus importante vers les faibles débits. La charge plus conséquente des étages transsoniques (c.f. Section 4.2.3) des premiers pseudo-étages dans le cas stationnaire de la Figure 4.20 permet de récupérer les pertes liées au pseudo-étage 4 en particulier. Mais lors du passage à la résolution temporelle des équations, la partie instable de la caractéristique de ce pseudo-étage n'est plus présente. Les premiers pseudo-étages sont donc moins chargés.

Les courbes caractéristiques pour le pseudo-étage 3 représentant les essais sur les Figure 4.15 et Figure 4.17 confirment la différence de hauteur des jeux radiaux en tête de pale entre *Surge by Bleed* et *Surge by Valve*. La cause potentielle de cet écart est la consigne de refroidissement des bloc-disques lors des essais. La comparaison entre les essais *Surge by Bleed* et la simulation présente des similitudes du fonctionnement du bloc *Upstream*. Les conditions d'entrée et de non prise en charge des prélèvements dans la modélisation décalent la répartition de charge aérodynamique. Les essais *Surge by Bleed* montrent que la répartition de cette charge aérodynamique dans les étages est fortement liée à la sensibilité des jeux radiaux *R3*, c'est-à-dire au fonctionnement du pseudo-étage 3. Les variations temporelles caractérisées par les extrémums de la simulation URANS mettent en exergue des instationnarités qui se traduisent par une oscillation de la pression totale calculée au sein de l'écoulement du compresseur. Ces dernières sont principalement visibles dans les pseudo-étages 3 à 5. Afin de comprendre la provenance de ces oscillations dans le compresseur, une étude est réalisée à partir d'un point de fonctionnement stationnaire selon la pente positive de la courbe caractéristique.

4.2.3 Analyse des instationnarités inhérentes

La structure globale de l'écoulement dans le compresseur varie peu en fonction de l'amplitude des oscillations instationnaires ou en fonction du point de fonctionnement simulé. Afin de visualiser le champ aérodynamique à un instant donné, la vue aube à aube à 90% de hauteur de veine de la Figure 4.24 représente le nombre de Mach relatif. Les zones supersoniques de couleur rouge sont visibles grâce au contour du nombre de Mach égal à 1 ainsi que les zones de ralentissement de couleur bleu liés aux écoulements secondaires des roues mobiles et aux décollements des redresseurs. Comme il est remarqué sur la Figure 4.20, quelle que soit la contre-pression appliquée à la sortie du compresseur dans la simulation, la courbe caractéristique du pseudo-étage 3 évolue selon une pente positive. Cette tendance témoigne de la présence d'un phénomène instationnaire stable qui engendre une perturbation en pression au centre du compresseur. Lors de la conduite des calculs instationnaires à partir d'un champ initial stationnaire (Figure 4.13-a), il a été observé l'historique du développement d'une oscillation en tête de pale proche du bord d'attaque de *R3*. Sur la Figure 4.25, les débits de masse à l'amont des grilles d'aube normalisés par la cas stationnaire montrent, au démarrage du calcul instationnaire, l'apparition du phénomène dans l'étage 3, en traits de couleur rouge. Puis la perturbation est propagée en amont et en aval dans les autres roues.

La simulation instationnaire est considérée stabilisée lorsque les variations des débits moyennés sont inférieures à 0.01% sur deux périodes de révolution. Les débits à l'amont des grilles d'aube sont extraits et normalisés par le débit d'entrée dans le compresseur, qui ne subit aucune perturbation, Figure 4.26. Le phénomène est périodique et son amplitude crête à crête, relativement faible,

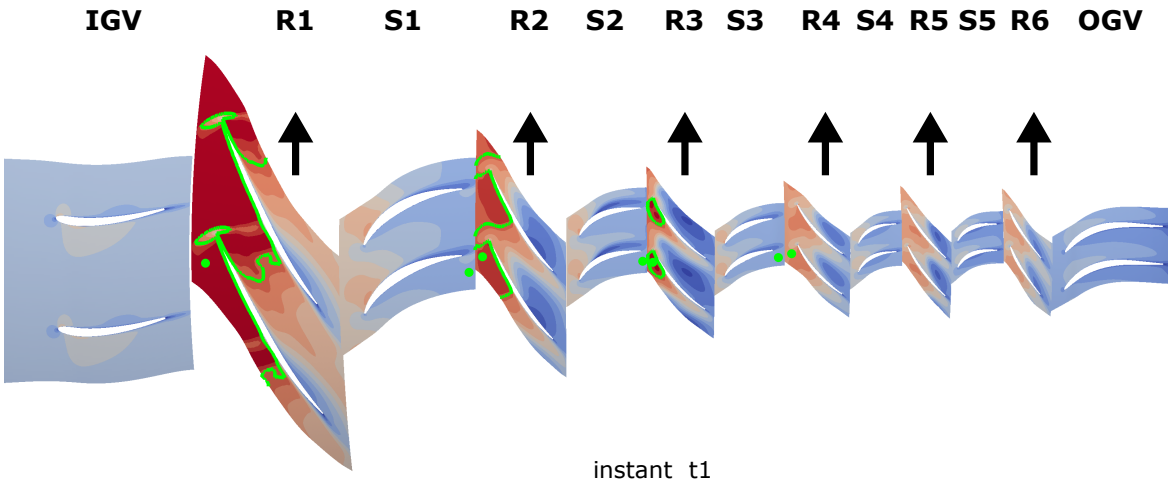
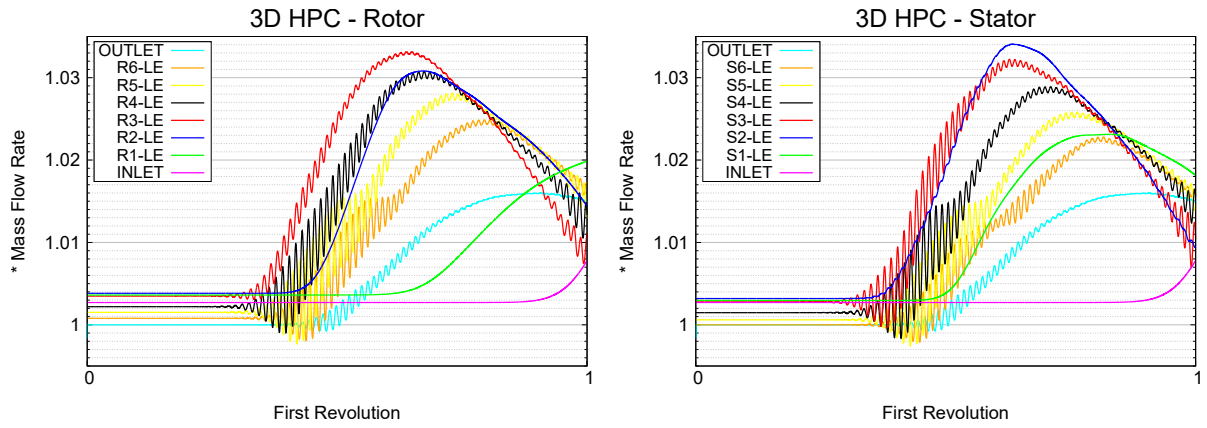


Figure 4.24 – Nombre de Mach relatif (+ contour de Mr égal à 1) à 90% de hauteur de veine (avec duplication axisymétrique)



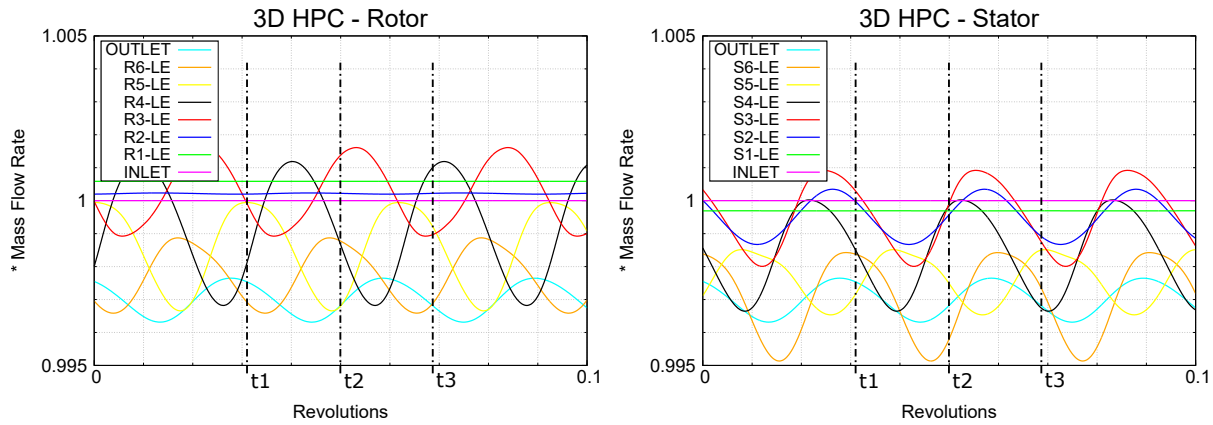
(a) amont des roues mobiles

(b) amont des redresseurs

Figure 4.25 – Débits normalisés selon le cas stationnaire durant le premier tour de roue du démarrage du calcul instationnaire

varie de 0.15% à 0.45% pour la grandeur intégrée du débit. Les différentes grilles présentent une oscillation de période équivalente. Par contre, il est visible que le signal est constant pour l'amont des grilles *IGV* à *R2*. Le caractère transsonique des premiers étages du compresseur bloque la propagation des ondes acoustiques de l'oscillation. De façon arbitraire, trois instants sont choisis et sont reportés sur les courbes de débit. Sur la Figure 4.27, le champ de pression statique de la coupe aube à aube à 95% de hauteur de veine à l'instant t1 est soustrait aux deux autres instants t2 et t3. Cela permet de visualiser les variations de pression les plus importantes au sein du compresseur. Des fortes amplitudes d'oscillation ont lieu dans *R3*, ces dernières étant limitées par le choix de l'échelle de représentation. Les autres grilles subissent des variations plus faibles, *R4* semble avoir un fonctionnement oscillant alors que dans *R5*, la perturbation disparait quasiment.

Sur la Figure 4.28, grâce à des sondes positionnées (•) comme sur la Figure 4.24 à 90% de hauteur de veine, les signaux montrent l'évolution des pressions statiques normalisées par leur propre moy-



(a) amont des roues mobiles

(b) amont des redresseurs

Figure 4.26 – Débit normalisé selon l'entrée du calcul stabilisée durant un dixième de tour de roue

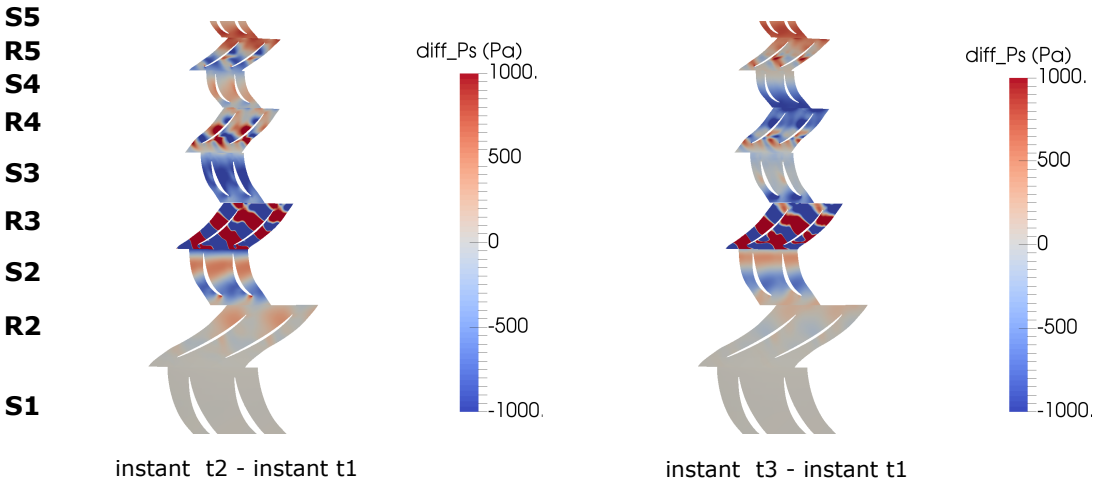


Figure 4.27 – Soustraction de champ de pression statique à 95% de hauteur de veine (avec duplication axisymétrique)

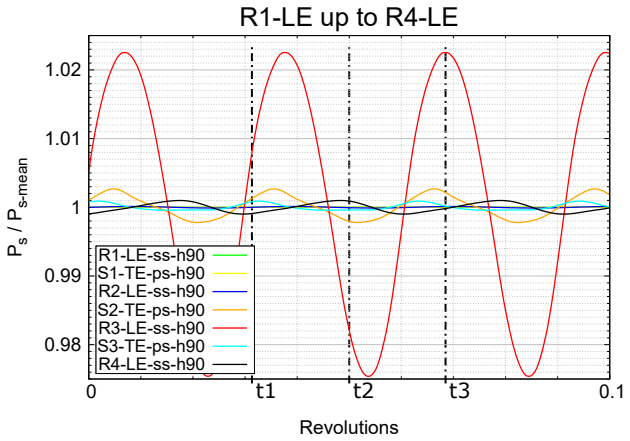


Figure 4.28 – Signaux des sondes de pression statique à 90% de hauteur de veine durant un dixième de tour de roue

enne. Les oscillations dans *R3* sont de forte amplitude comparativement aux autres grilles d'aubes. L'écoulement de la roue mobile propage les ondes acoustiques en amont et en aval. Les signaux représentant *R1*, *S1* et *R2* sont constants au cours du temps comme les étages 1 et 2 sont transsoniques, l'information ne peut remonter en amont. Sur la Figure 4.29, les instants t1, t2 et t3 sont visualisés sur les vues aube à aube des grilles *R3* à *R4* à 95% de hauteur de veine. Le nombre de Mach relatif montre une oscillation de la poche sonique sur l'extrados proche bord d'attaque de *R3*. La zone de ralentissement à bas nombre de Mach de cette roue se répartit différemment dans le canal inter-aube. Alors que les écoulements au sein de *S3* et *R4* sont très légèrement modifiés de l'ordre de 0.01 en nombre de Mach.

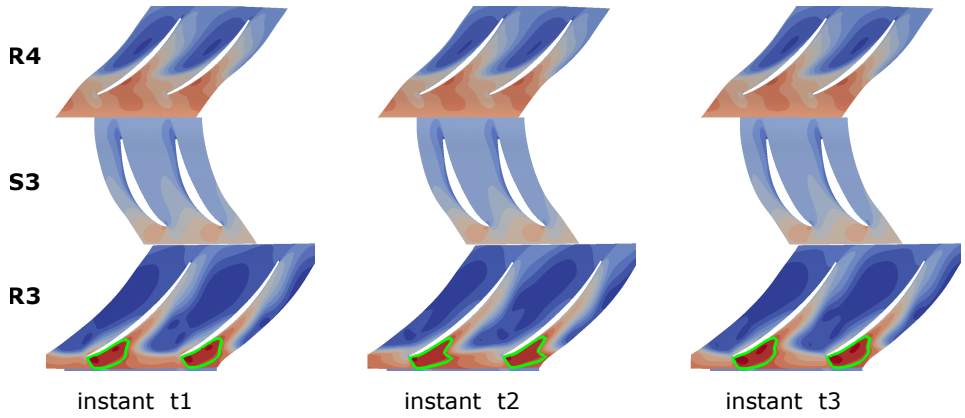


Figure 4.29 – Nombre de Mach relatif (+ contour de Mr égal à 1) à 95% de hauteur de veine (avec duplication axisymétrique)

L'analyse de champs aérodynamiques est donc focalisée sur la roue *R3*, pour comprendre l'origine de cette modification d'écoulement. D'après la Figure 4.30, le phénomène semble être créé en tête de pale de *R3*. Les coupes axiales proche bord d'attaque représentant le nombre de Mach relatif montrent une variation de la zone de ralentissement du tourbillon de jeu. Les vues aube à aube à 95% de hauteur de veine de la Figure 4.31-haut et au centre du jeu radial de la Figure 4.31-bas confirment les variations de grande amplitude en amont de la grille d'aube. La zone de ralentissement due au tourbillon de jeu se développe jusqu'à la ligne des bords d'attaque. La formation de la poche sonique à ce niveau oscille en fonction de la ligne de séparation entre les fortes valeurs et les faibles valeurs du nombre de Mach représentant la zone de tourbillon de jeu de l'écoulement secondaire.

Sur la Figure 4.32, les coupes axiales proches bord d'attaque *R3* affichent l'énergie cinétique turbulente du champ aérodynamique. Le tourbillon de jeu, illustré par un niveau d'énergie cinétique turbulente élevé, se déploie dans le canal avec une expansion différente au cours du temps. Il atteint l'intrados suivant à une distance très courte du bord d'attaque. Grâce à la Figure 4.33-haut, la vue aube à aube à 95% de hauteur de veine avec la même grandeur montre le décalage de la zone tourbillonnaire sur l'extrados aux deux instants. Enfin la coupe dans le jeu radial, Figure 4.33-bas, présente la composante radiale du rotationnel de la vitesse relative, témoignant de la forme et de l'intensité du tourbillon de jeu de l'écoulement secondaire. Le contour de vitesse radiale à valeur nulle projette la trajectoire de ce tourbillon. Il est remarquable que ce dernier démarre quasiment au bord d'attaque de la roue et se trouve très proche du front de grille à la limite de

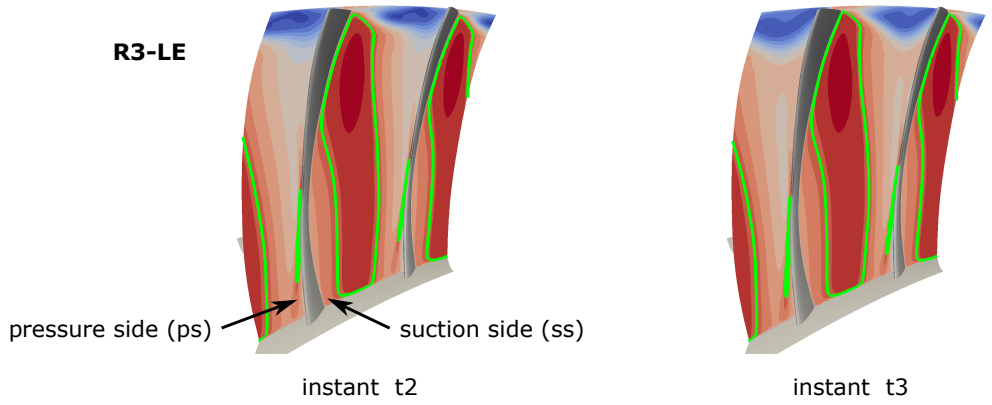


Figure 4.30 – Nombre de Mach relatif bord d'attaque *R3* (+ contour de Mr égal à 1) (avec duplication axisymétrique)

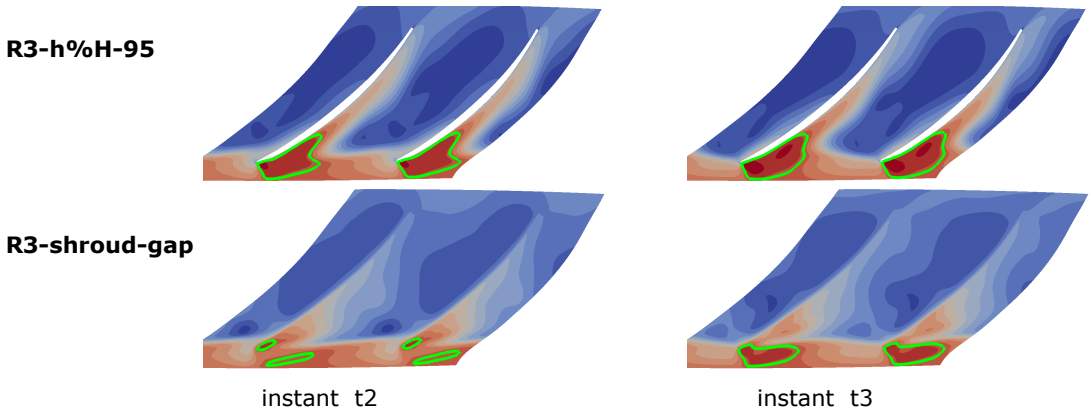


Figure 4.31 – Nombre de Mach relatif (+ contour de Mr égal à 1) à 95% de hauteur de veine et dans le jeu radial de *R3* (avec duplication axisymétrique)

la stabilité sur l'instant t2. Puis à l'instant t3, la poche de fortes valeurs du rotationel montre l'impact du tourbillon sur l'intrados suivant. Ce qui est responsable de la modification de la répartition de la charge aérodynamique de la pale, ayant pour résultat de déformer la poche sonique sur l'extrados. Un battement est ainsi créé entre l'évolution de l'écoulement principal proche tête de pale et l'écoulement secondaire du jeu radial.

Grâce aux plans de mélange instationnaires, la résolution temporelle des équations permet de simuler chaque grille d'aubes avec des conditions aux limites instationnaires fournies par les profils radiaux aux interfaces inter-roues. L'oscillation visible dans *R3* prend naissance en tête de pale puis fait varier l'écoulement secondaire. Cette perturbation est responsable de la modification de la structure de l'écoulement qui engendre une adaptation de la répartition de la charge aérodynamique au sein des étages. Les ondes axiales de l'instationnarité traversant les plans de mélange sont répercutées dans les champs aérodynamiques des autres grilles mais l'influence y est quasiment négligeable. Concernant le bord d'attaque de *R3*, la présence du plan de mélange semble contraindre les oscillations de la poche sonique.

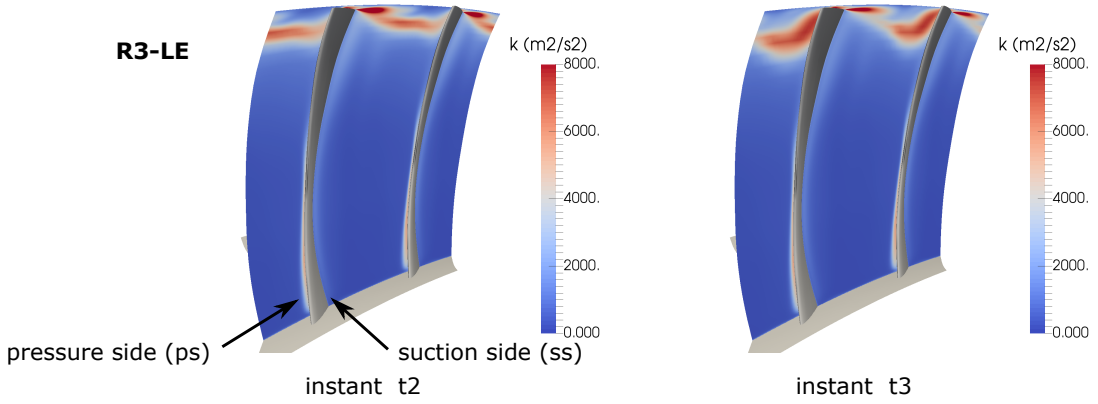


Figure 4.32 – Énergie cinétique turbulente bord d'attaque *R3* (avec duplication axisymétrique)

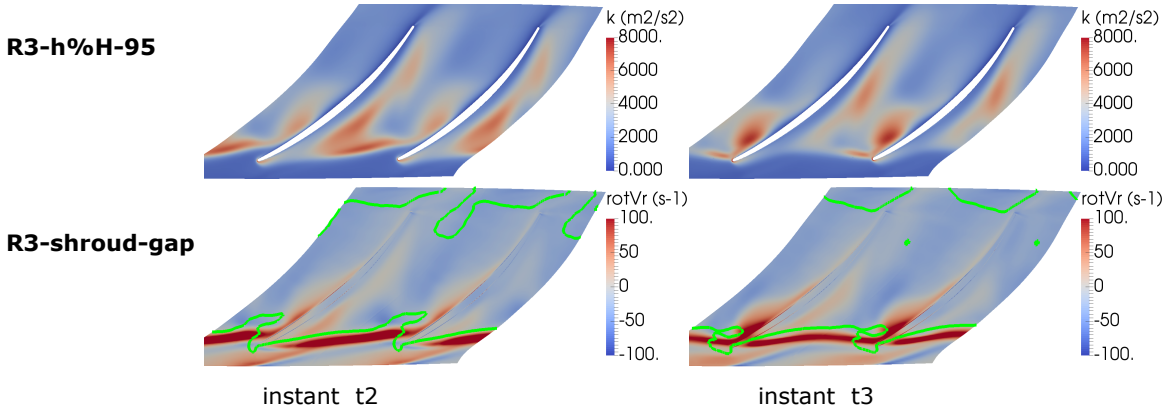


Figure 4.33 – Énergie cinétique turbulente à 95% de hauteur de veine et Composante radiale du rotationnel de la vitesse relative (+ contour de vitesse radiale égale à 0) dans le jeu radial de *R3* (avec duplication axisymétrique)

Afin de mieux comprendre l'apparition de ce phénomène oscillant, les grilles d'aubes sont isolées pour discerner la cause. Dans un premier temps, le pseudo-étage 3 est simulé seul avec l'utilisation de la méthode des caractéristiques à travers les invariants de Riemann, développée dans la Section 2.2.3.1 et notée *nref* dans le solveur elsA, comme conditions aux limites amont et aval correspondant à la configuration du compresseur complet. Puis dans un second temps, en utilisant de la même manière ces champs aérodynamiques, *S2* et *R3* sont isolées à leur tour. Le point de fonctionnement étudié est celui utilisé pour la conduite des calculs instationnaires à partir d'un champ initial stationnaire (Figure 4.13-a). Étant données les faibles variations des conditions aux limites du pseudo-étage 3, les profils radiaux et azimutaux instantanés de la dernière itération du calcul compresseur complet sont utilisés pour définir les cartographies d'entrée et de sortie comme nouvelles conditions aux frontières stationnaires du pseudo-étage. Ceci permet d'utiliser les champs aérodynamiques 3D du compresseur complet pris au dernier instant comme reprise du cas de calcul isolé. Cette méthode est appliquée aussi dans le cas des grilles d'aubes isolées, cette condition aux limites calculant les invariants de Riemann permet d'imposer les grandeurs aérodynamiques de masse volumique, de quantité de mouvement selon les trois axes et de l'énergie totale volumique.

4.2.3.1 Simulation instationnaire du pseudo-étage 3 isolé avec raccord par plan de mélange instationnaire

La première conjecture à vérifier est l'influence de l'alimentation de *S2* sur *R3*, le pseudo-étage 3 est donc simulé seul et en instationnaire. D'après la Figure 4.34 de la caractéristique du pseudo-étage, le point de fonctionnement obtenu par la simulation du cas isolé (●) se trouve proche de celui du calcul du compresseur complet (◯) utilisé comme initialisation du pseudo-étage 3 seul. La Figure 4.35-b qui représente les profils radiaux confirme que la pression et la température totales en entrée de *R3* ne sont que légèrement modifiées dans la seconde simulation. Les plages de variation sont équivalentes.

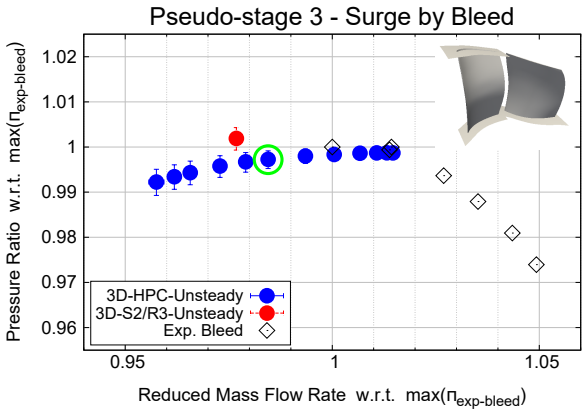
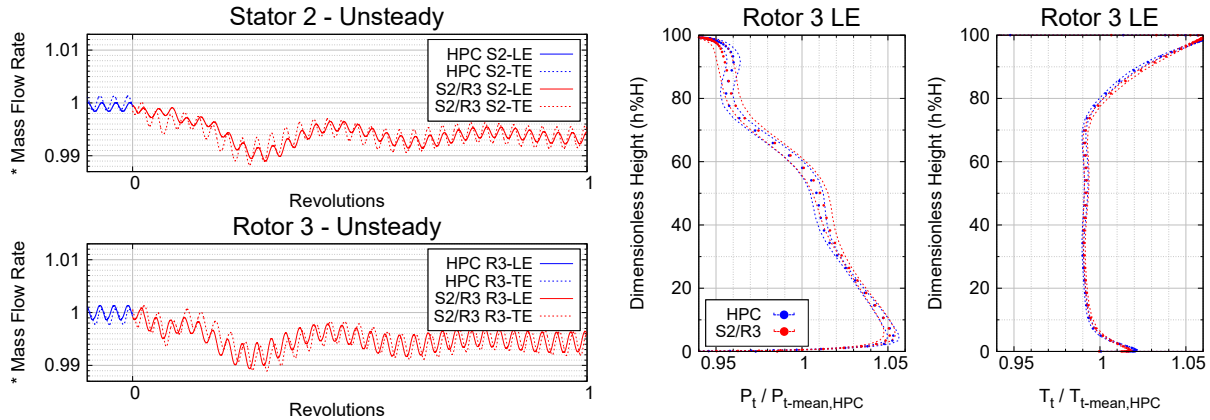


Figure 4.34 – Comparaison du fonctionnement du pseudo 3 isolé au cas du compresseur complet



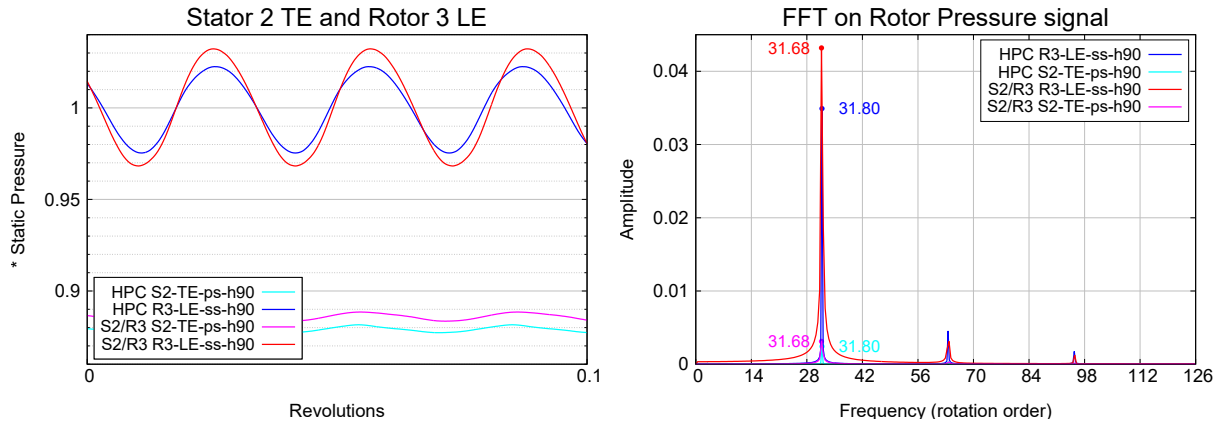
(a) Débit de masse du pseudo-étage 3

(b) Profils radiaux en amont de *R3*

Figure 4.35 – Comparaison de l'alimentation du pseudo 3 isolé au cas du compresseur complet

La Figure 4.35-a montre les débits de masse aux plans d'entrée et de sortie des grilles d'aubes *S2* et *R3* dans le cas compresseur complet de couleur bleu avant le démarrage à l'instant $t = 0$ du calcul pseudo-étage isolé de couleur rouge. Pour plus de lisibilité, seulement le premier tour de roue est représenté, la convergence du calcul n'est alors pas visible. Après avoir atteint cet état de convergence avec les valeurs des moyennes constantes au cours du temps, l'oscillation persiste

dans le cas isolé avec une amplitude plus forte de 38.7% crête à crête par rapport au cas compresseur complet. Les profils de pression et température totales sont similaires donc le débit réduit corrigé d'alimentation du pseudo-étage 3 isolé est semblable à celui du compresseur complet. Sur la Figure 4.36-a, les sondes de pression proche du bord de fuite côté intrados de *S2* et proche du bord d'attaque côté extrados de *R3* sont indiquées dans les deux cas. La sonde positionnée dans la poche sonique au niveau de l'extrados de *R3* présente des oscillations de plus grande amplitude dans le cas isolé, soit une augmentation crête à crête de 47.4% par rapport au cas complet. Mais la fréquence de l'instationnarité est quasi-identique comme indiquée sur la Figure 4.36-b.



(a) Signaux des sondes de pression statique

(b) Transformée de Fourier des signaux de pression

Figure 4.36 – Comparaison des sondes de pression statique du pseudo 3 isolé au cas du compresseur complet

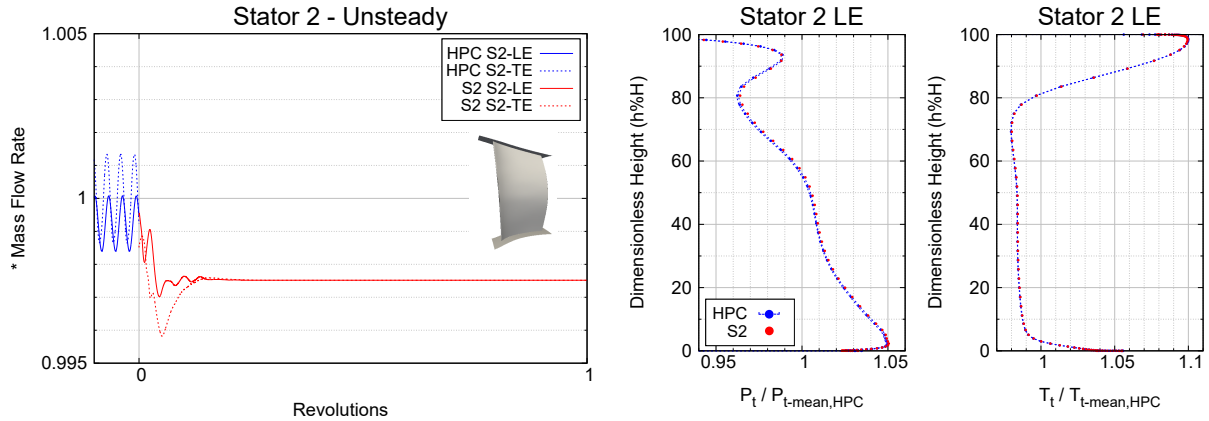
En utilisant la méthode des caractéristiques pour imposer les invariants de Riemann à partir des quantités conservatives, les conditions d'alimentation de la roue mobile dans le pseudo-étage isolé sont similaires au cas du compresseur complet à un instant donné. La référence des conditions aux limites est donc constante au cours du temps. Néanmoins l'instationnarité dans *R3* est conservée et la fréquence du phénomène est identique. Le caractère instationnaire de reconstruction des champs des conditions aux limites appliquées aux frontières à l'entrée de *S2* et à la sortie de *R3* permet le développement de l'oscillation de l'écoulement en tête de pale *R3*. Les autres étages du compresseur complet ne sont donc pas à l'origine de l'apparition de cette instationnarité dans le champ aérodynamique.

4.2.3.2 Simulation instationnaire du redresseur 2 isolé

Afin de montrer qu'il n'existe pas de source d'instationnarité propre à *S2*, qui serait responsable de l'oscillation de l'écoulement dans *R3*, le redresseur amont est simulé de façon isolée.

Sur Figure 4.37-a, les débits de masses en entrée et sortie de *S2* deviennent très rapidement stationnaires lorsque le redresseur est simulé seul. Les évolutions de la Figure 4.37-b montrent que l'alimentation est identique. Les extrémums des profils radiaux indiquent que dans le cas du compresseur complet, les performances de *S2* ne varient quasiment pas au cours du temps.

Les conditions d'alimentation de *S2* deviennent stationnaires en gardant une évolution radiale des quantités aérodynamiques équivalente au cas du compresseur complet. L'instationnarité est donc supprimée et son origine n'est alors pas liée à l'écoulement de *S2* sur *R3*.



(a) Débit de masse de *S2*

(b) Profils radiaux en amont de *S2*

Figure 4.37 – Comparaison de l'alimentation de *S2* isolé au cas du compresseur complet

4.2.3.3 Simulation instationnaire de la roue mobile 3 isolée

L'instationnarité présente dans *R3* serait liée à un phénomène généré dans la grille d'aubes elle-même. Afin de confirmer cette assertion, la roue mobile est simulée de façon isolée en utilisant la même technique pour imposer le champ aérodynamique du compresseur complet comme conditions aux limites à travers les invariants de Riemann. Pour la roue isolée, les caractéristiques sont normalisées par rapport au point de fonctionnement *R3* de la simulation instationnaire du compresseur complet, où le fonctionnement du pseudo-étage 3 correspond à la performance du dernier point stable des essais par prélèvement de ce même pseudo-étage.

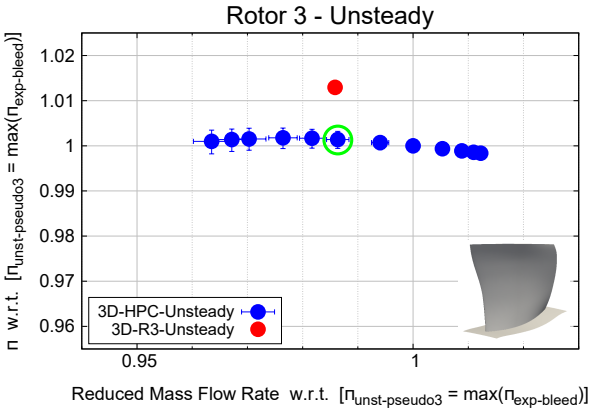
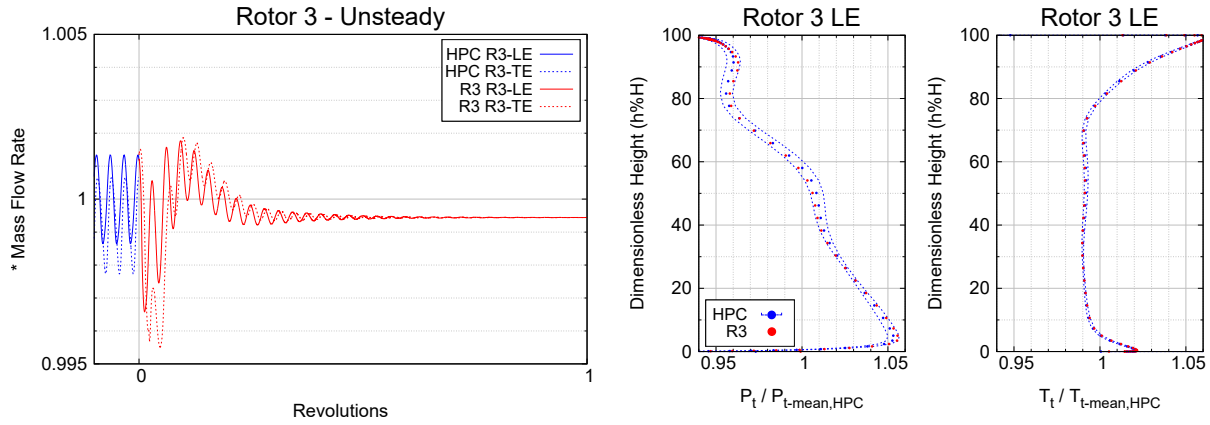


Figure 4.38 – Comparaison du fonctionnement de *R3* isolée au cas du compresseur complet

Sur la Figure 4.39-a, les débits de masse en entrée et en sortie de *R3* deviennent stationnaires au bout d'un tour de roue lorsque la roue mobile est simulée seule. L'oscillation s'atténue jusqu'à disparaître complètement. Les profils radiaux des figures Figure 4.39-b et Figure 4.40 montrent que l'alimentation de *R3* seule se situe dans l'enveloppe de variation des différentes quantités obtenues par la simulation du compresseur complet. Les répartitions radiales de pression et de température totales ainsi que les angles de l'écoulement sont bien reproduites.



(a) Débit de masse de *R3*

(b) Profils radiaux en amont de *R3*

Figure 4.39 – Comparaison de l'alimentation de *R3* isolée au cas du compresseur complet

La Figure 4.38 présente la caractéristique de *R3* dans le cas compresseur complet en bleu et dans le cas roue isolée en rouge. Les essais ne permettent pas de calculer les performances par grille d'aubes. Le point de fonctionnement de *R3* isolée présente un rapport de pressions plus important que *R3* dans le compresseur complet. Cette augmentation est due au profil de pression totale en sortie de *R3* qui présente un niveau plus important en tête, comme il est indiqué sur la Figure 4.41. La condition de pression statique est supérieure sur les dix dernières pourcents de la veine, ce qui entraîne un fonctionnement légèrement plus élevé en taux de compression.

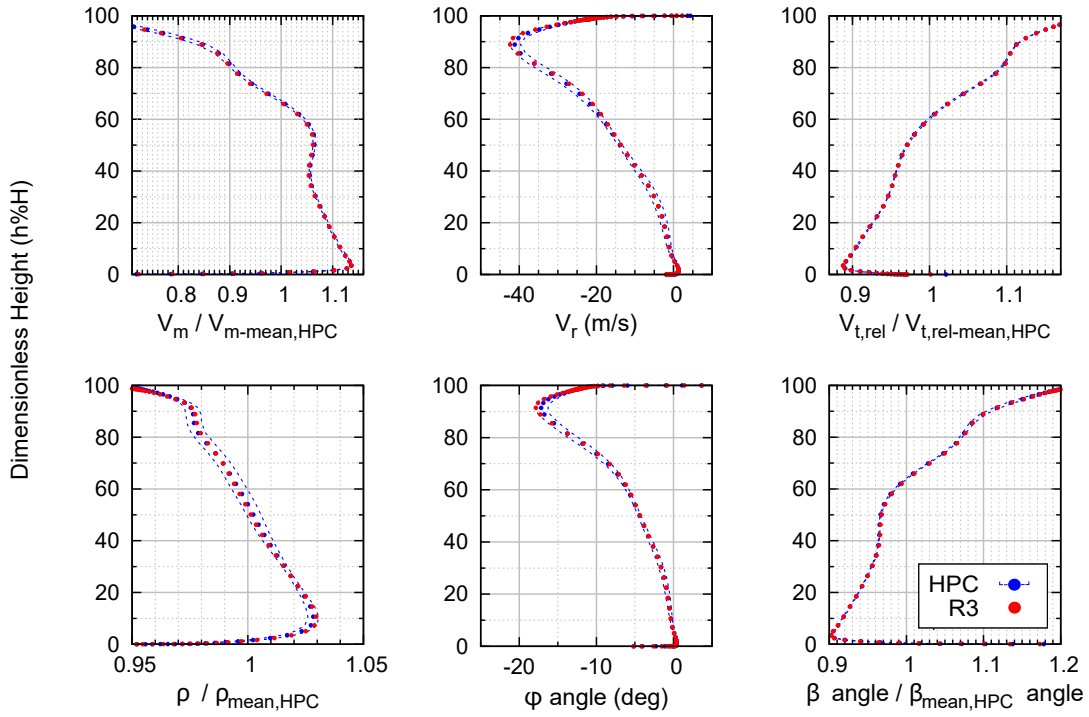
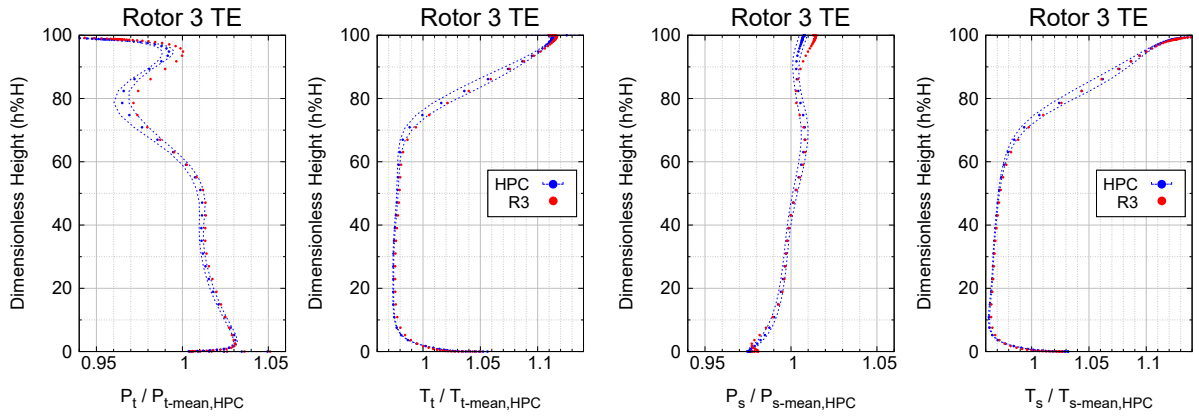


Figure 4.40 – Profils radiaux de l'écoulement en amont de *R3* dans le cas isolée



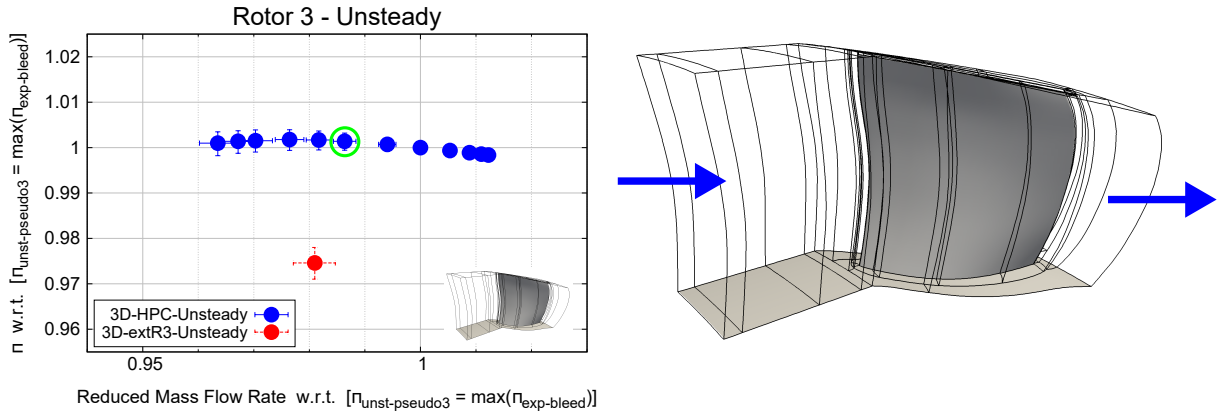
(a) Quantités totales (b) Quantités statiques

Figure 4.41 – Profils radiaux des pression et température en aval de *R3* dans le cas isolée

La reproduction du champ aérodynamique d'après la référence du compresseur complet à un instant donné ne suffit pas à maintenir l'instationnarité au sein de *R3* simulée seule. La condition aux limites d'entrée utilisant les invariants de Riemann semble trop proche du bord d'attaque de la roue calculée. Ce qui ne permet pas le développement de l'oscillation observée comme dans le cas avec *S2* pris en compte grâce au plan de mélange au niveau du raccord inter-roue.

4.2.3.4 Simulation instationnaire de la roue mobile 3 isolée avec une extension du conduit amont

La reconstruction de champ aérodynamique pris à un instant donné de la simulation instationnaire définit la condition aux limites d'entrée de la roue isolée. Ce plan se trouve à quelques millimètres du bord d'attaque de la roue. Une extension du conduit à hauteur de veine lisse constante est rajoutée à l'amont de *R3* (Figure 4.42-b) afin d'éloigner la condition aux limites d'entrée. Le champ aérodynamique imposé en entrée ne permet pas de reproduire les cas de calcul précédents sans faire diverger le fonctionnement. L'écoulement devient instable, une nouvelle simulation est alors menée avec une condition aux limites d'entrée uniforme dans les directions radiale et azimutale.



(a) Comparaison du fonctionnement (b) Géométrie du canal en amont

Figure 4.42 – Extention en amont de *R3* isolée

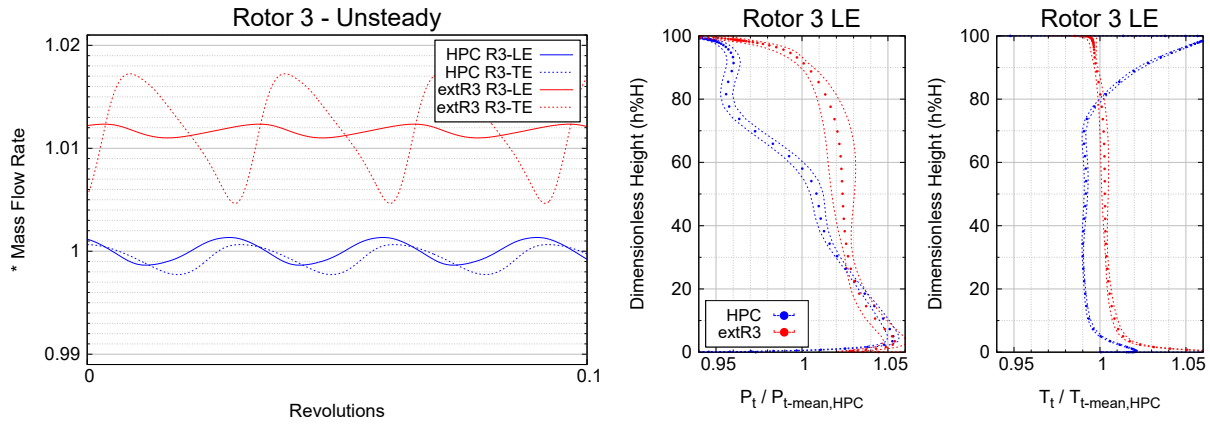
Les nouvelles conditions aux limites de la roue isolée *R3* avec un conduit étendu en amont sont :

Entrée Injection uniforme : pression et température totales, angle de l'écoulement

Sortie Contre-pression statique uniforme

Spatial Plans axiaux à l'entrée et à la sortie du domaine

Temporel Stationnarité des conditions aux limites



(a) Débit de masse de *R3* isolée conduit étendu

(b) Profils radiaux en amont de *R3*

Figure 4.43 – Comparaison de l'alimentation de *R3* isolée avec conduit étendu

Sur la Figure 4.43-a, les débits de masse proche bord d'attaque et en sortie de *R3* de la roue isolée sont normalisés par le débit du cas de référence de l'amont *R3* du compresseur complet. Ces derniers montrent bien que l'instationnarité est présente. Les oscillations ont une plus grande amplitude pour le débit de sortie comparativement au cas compresseur complet. Sur la Figure 4.42-a, le point de fonctionnement de la roue isolée avec le conduit étendu a une moins bonne performance. Le caractère uniforme de l'écoulement en entrée du canal étendu modifie l'alimentation de *R3*. Le point de fonctionnement est donc légèrement plus bas dans la caractéristique et les plages de variation de rapport de pressions plus grandes sont dues aux fortes oscillations en sortie.

Les conditions aux limites en entrée du conduit sont uniformes. Sur les Figure 4.43-b et Figure 4.44 sont visibles les profils radiaux proche bord d'attaque de *R3*. La pression totale a un déficit en tête de pale dans le cas compresseur complet lié à l'historique du développement de la couche limite qui n'est pas imposé dans le cas isolé. La température totale reste uniforme le long du canal étendu en amont, ce qui ne respecte pas le profil du compresseur complet. Par contre, la contraction de veine juste en aval du canal étendu crée une vitesse radiale supplémentaire qui permet de retrouver l'angle φ du cas complet. La vitesse tangentielle est compensée par le ralentissement en tête et l'angle β est alors respecté sur la dernière partie de veine proche carter.

Les évolutions sont cohérentes dans la moitié inférieure de la veine. La pression totale a une évolution radiale quasi-constante qui doit-être responsable du fonctionnement global non semblable de la roue isolée. Mise à part l'alimentation différente comparativement au cas compresseur complet, l'instationnarité en tête de pale *R3* existe et est de plus forte amplitude. Sur la Figure 4.45, les signaux des sondes de pression statique proche carter en amont de *R3*, dont les origines sont différentes, attestent de la présence de l'instationnarité et la fréquence n'est pas modifiée.

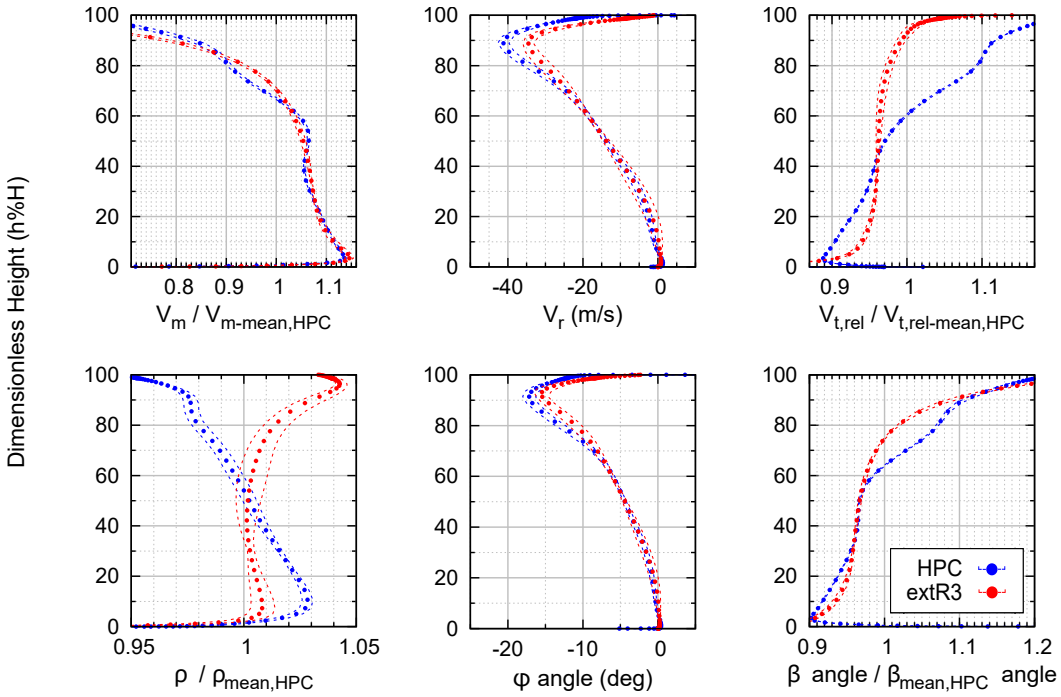
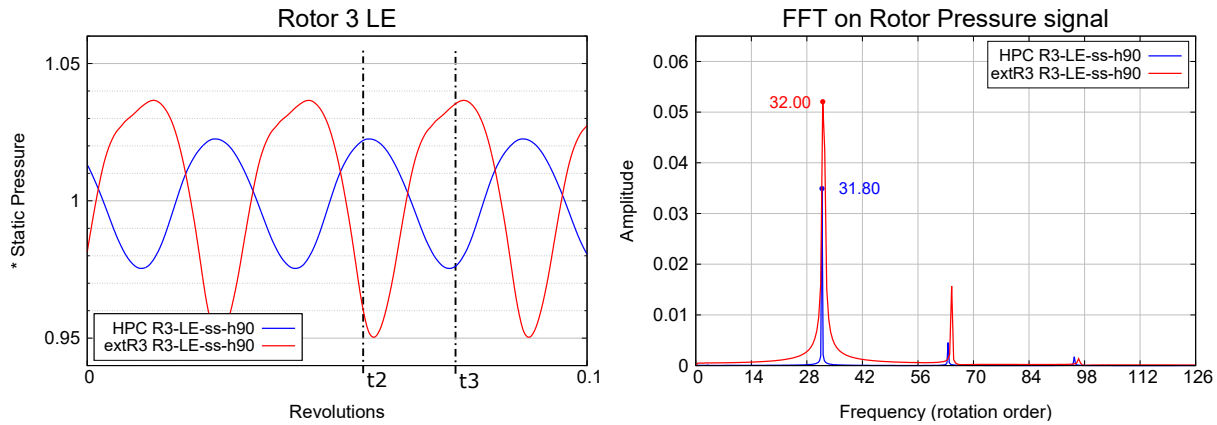


Figure 4.44 – Profils radiaux en amont de *R3* isolée avec conduit étendu

Cela prouve que la condition aux limites stationnaire trop proche du cas précédent contraint l'écoulement à faire disparaître l'instationnarité au niveau de la tête de pale. A contrario quand l'écoulement est imposé par une injection uniforme avec une frontière éloignée d'une distance d'une corde en amont, il est possible de trouver un fonctionnement de *R3* isolée où l'oscillation du débit est de forte amplitude. L'instationnarité peut donc se développer pour créer un écoulement oscillant dans le jeu radial de *R3*. La Figure 4.46 montre la composante radiale du rotationnel de la vitesse relative, ce qui indique la zone où le tourbillon contient le plus d'énergie, le phénomène d'impact de l'intrados suivant est présent comme dans le cas compresseur complet. Par contre, la direction du tourbillon se rapproche du front de grille. Ce qui doit être responsable des variations plus importantes de pression au niveau de la sonde, en plus d'une alimentation qui semble être défavorable.



(a) Signaux des sondes de pression statique

(b) Transformée de Fourier des signaux de pression

Figure 4.45 – Comparaison des signaux des sondes de pression de *R3* isolée avec conduit étendu

Les conditions imposées d'injection en entrée et de contre-pression en sortie sont uniformes et stationnaires et ne permettent pas de retrouver une alimentation comme dans le cas compresseur complet. Néanmoins, l'éloignement de la contrainte de la condition aux limites stationnaire en entrée de *R3* permet le développement de l'instationnarité. Cette dernière est de même fréquence que dans les cas du pseudo-étage isolé et du compresseur complet.

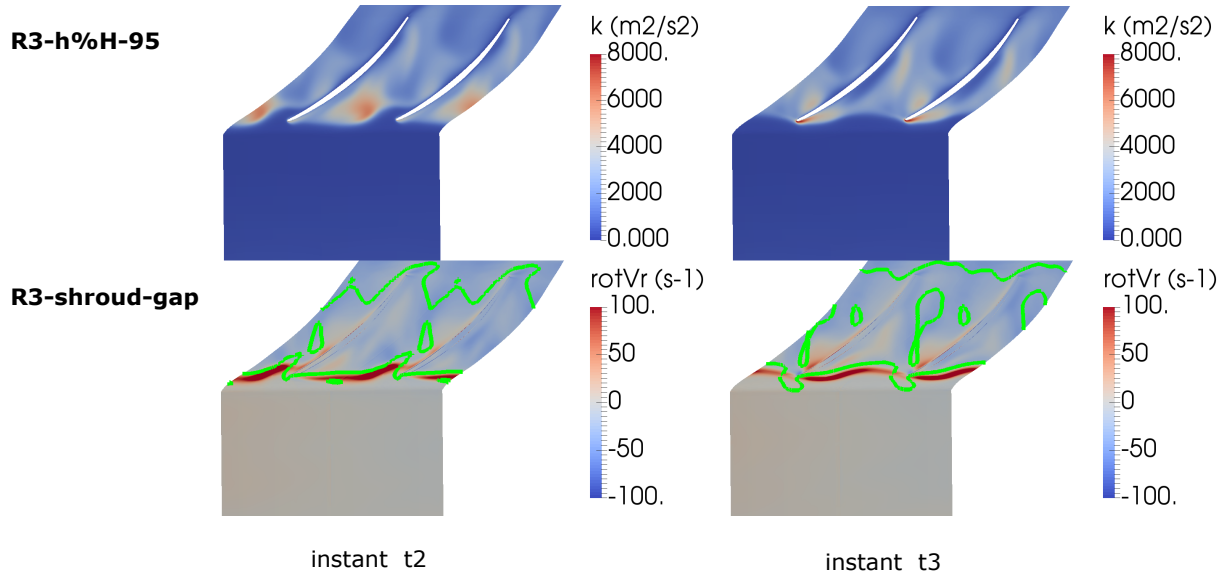
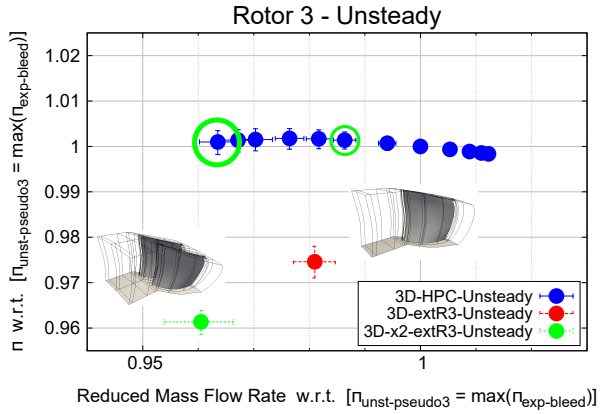


Figure 4.46 – Énergie cinétique turbulente à 95% de hauteur de veine et Composante radiale du rotationnel de la vitesse relative (+ contour de vitesse radiale égale à 0) dans le jeu radial de *R3* (avec duplication axisymétrique)

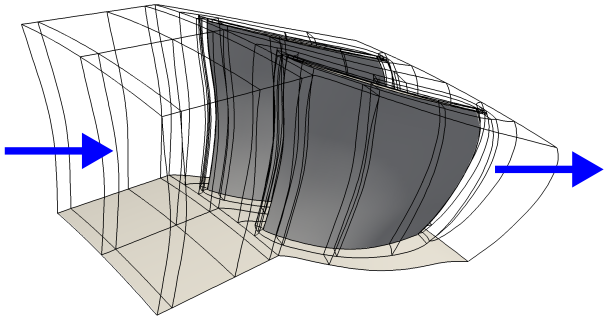
4.2.3.5 Simulation instationnaire de la roue mobile 3 isolée sur deux canaux avec une extension du conduit amont

L'instationnarité observée dans le compresseur complet se produit également dans le cas d'une roue isolée avec des conditions d'injection. Cet écoulement périodique en tête de pale a-t-elle une origine numérique ou est-elle née d'un phénomène intrinsèque à la roue dans cette configuration à jeux ouverts. Afin de mettre en exergue l'origine, une simulation roue isolée avec le domaine étendu à deux canaux inter-aubes est entreprise (Figure 4.47-b). Cela permet de vérifier si l'oscillation est créée à partir d'une réflexion numérique due à la propagation acoustique entre les frontières azimutales ou à partir d'une instabilité intrinsèque à la grille d'aubes.

La recherche d'un point de fonctionnement est réalisée de la même manière que précédemment. La condition d'injection amont est uniforme ainsi que la contre-pression imposée à l'aval. La stabilisation du calcul est difficile à obtenir comme dans le cas étendu avec un seul canal. Le point de fonctionnement obtenu a un débit et un taux de compression plus faibles. L'alimentation est alors différente du compresseur complet mais l'instationnarité est toujours présente sur la courbe des débits normalisés par le débit du cas de référence de l'amont *R3* du compresseur complet. L'amplitude est légèrement moins importante en sortie que pour le cas du calcul sur un canal, comme il est montré sur la Figure 4.48-a. Par contre, le débit d'entrée présente de fortes oscillations.

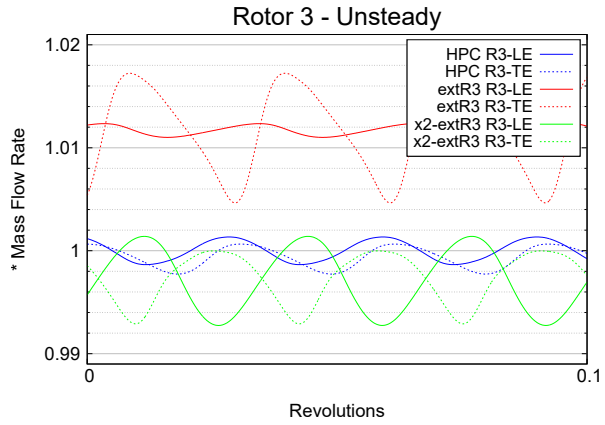


(a) Comparaison des fonctionnements

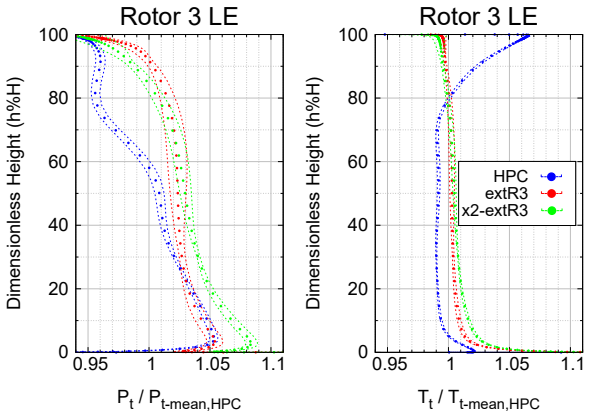


(b) Géométrie du canal en amont

Figure 4.47 – Extension en amont de *R3* isolée sur 2 canaux inter-aubes



(a) Débit de masse de *R3* isolée conduit étendu



(b) Profils radiaux en amont de *R3*

Figure 4.48 – Comparaison des alimentations de *R3* isolée avec conduit étendu sur 1 canal (extR3) et 2 canaux (x2-extR3)

Sur la Figure 4.47-a, la performance du point simulé est plus dégradée que dans le cas isolé monocanal. Les variations de débit sont plus importantes que les variations du rapport de pressions totales. Sur les Figure 4.48-b et Figure 4.49, les profils radiaux montrent, comme dans le cas sur un canal, la difficulté d'approcher l'alimentation fournie par *S2* sur *R3* dans le cas du compresseur complet.

Sur la Figure 4.50-a, les signaux des sondes de pression statique placées proche carter et bord d'attaque *R3* de la même manière dans les deux canaux montrent une amplitude d'oscillation triplée (—) comparativement au cas compresseur complet (—) du point de fonctionnement du milieu de caractéristique. Comme autre point de comparaison, le dernier point stabilisé de la simulation compresseur complet proche pompage (—), permet d'observer que l'amplitude des oscillations est doublée par rapport au cas de milieu de caractéristique. Néanmoins ces variations de pression statique sont moins importantes que sur les niveaux comparées à la roue seule sur 2 canaux. Finalement, la fréquence de l'oscillation reste proche avec les deux canaux comparativement aux différents cas traités, Figure 4.50-b.

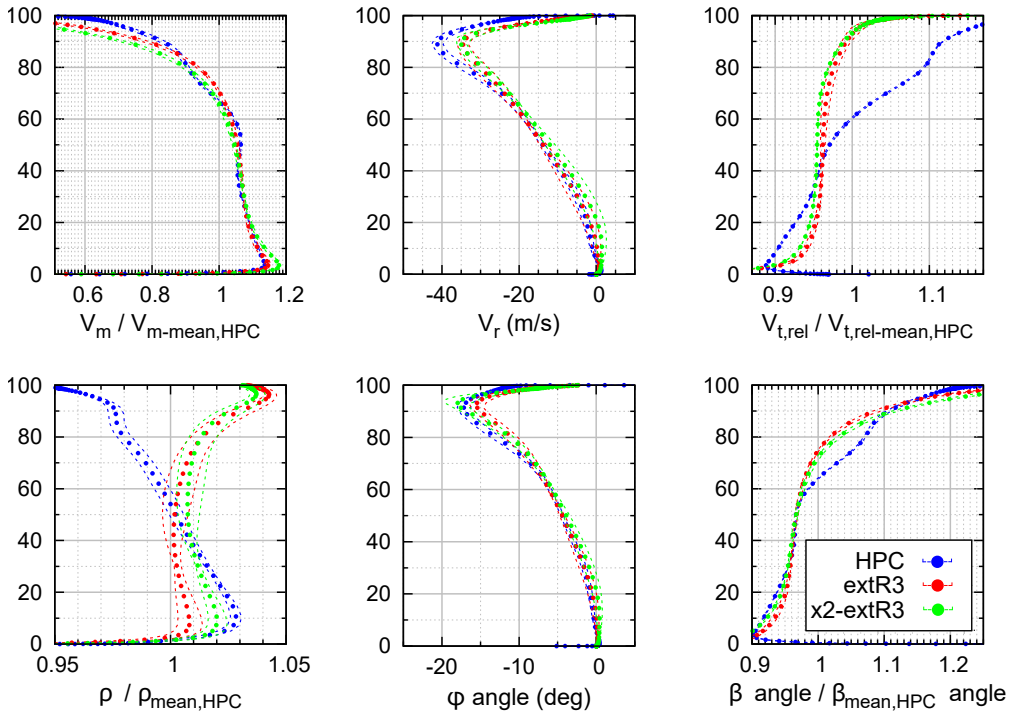
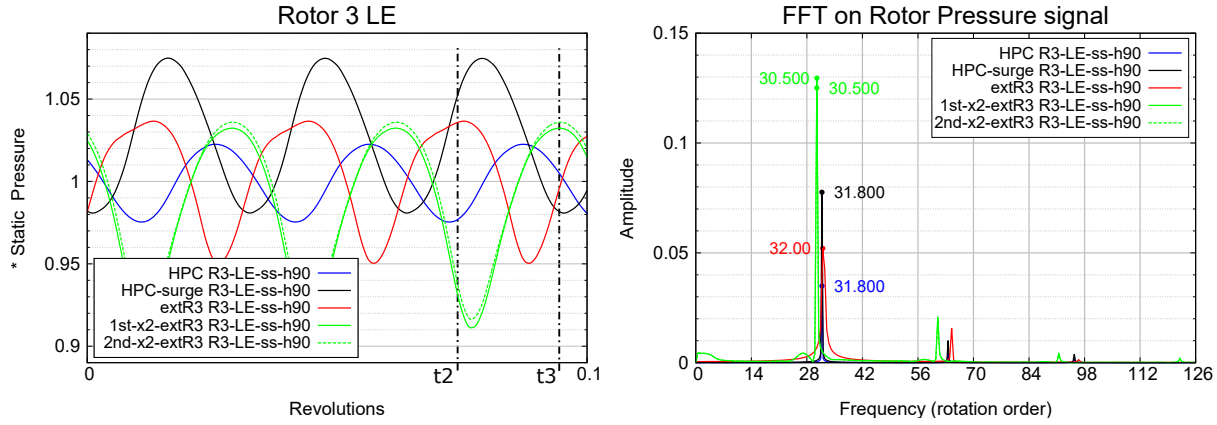


Figure 4.49 – Profils radiaux de l'écoulement en amont de *R3* dans le cas isolée avec conduit étendu sur 1 et 2 canaux



(a) Signaux des sondes de pression statique

(b) Transformée de Fourier des signaux de pression

Figure 4.50 – Comparaison des sondes de pression statique de *R3* isolée avec extension de conduit sur 1 et 2 canaux au cas du compresseur complet (milieu de champ et proche pompage)

L'intensité du tourbillon de jeu est plus importante et la direction se rapproche du front de grille comparées au cas compresseur complet et au cas roue isolée sur un canal (Figure 4.51 par rapport aux Figure 4.33 et Figure 4.46 respectivement). Le phénomène déstabilisant dégrade de plus en plus les performances de la grille d'aubes. La fréquence de ce battement est semblable à l'oscillation observée dans le compresseur complet. Comme dans ce dernier, l'origine de ce mouvement oscillant provient de la modification de la répartition de la charge aérodynamique sur l'intrados/extrados en tête de pale de *R3* due à l'impact du tourbillon de jeu sur l'aube adjacente.

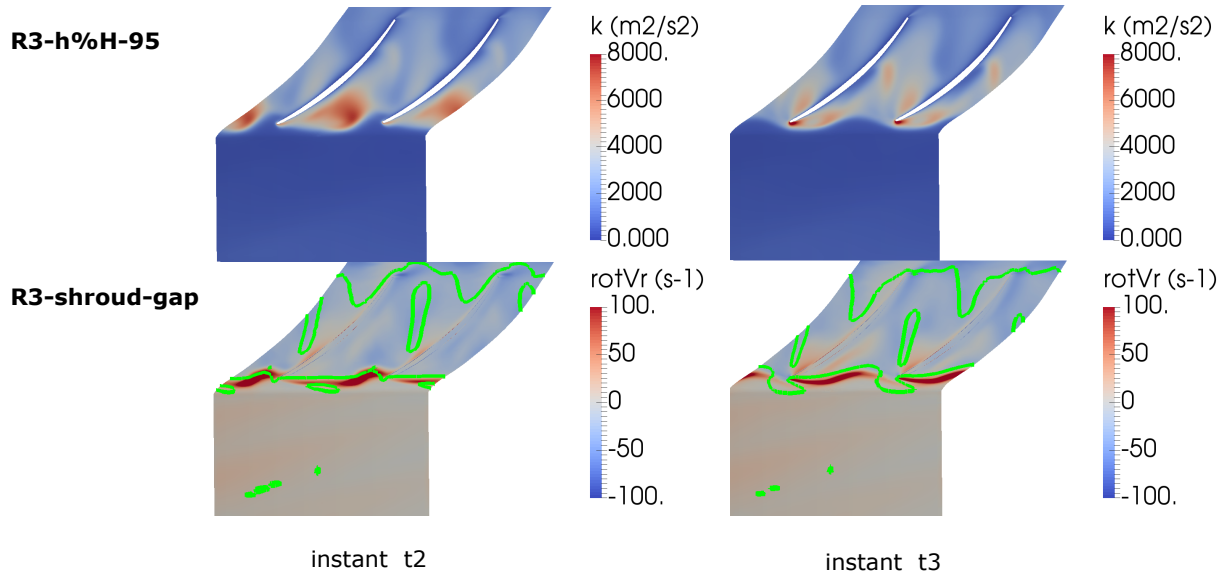


Figure 4.51 – Énergie cinétique turbulente à 95% de hauteur de veine et Composante radiale du rotationnel de la vitesse relative (+ contour de vitesse radiale égale à 0) dans le jeu radial de *R3* (**SANS** duplication axisymétrique)

Comme pour le cas isolé de *R3* sur un canal, les conditions uniformes et stationnaires en entrée et en sortie ne permettent pas de retrouver une alimentation comme dans le cas compresseur complet. Néanmoins, dans les deux canaux, la perturbation est identique. L'instationnarité en tête de pale est présente avec une plus grande amplitude. Ce phénomène est donc intrinsèque à *R3* et son amplitude devient plus importante lorsque le fonctionnement se rapproche de la ligne de pompage. Le compresseur est simulé dans sa configuration à jeux ouverts en tête de pale, cette instationnarité intrinsèque à *R3* provient d'un phénomène générateur de pertes qui réduit la pression quand le débit diminue. Le phénomène s'amplifie quand le débit chute. Cette instationnarité est intimement liée à la poche sonique qui pulse à la fréquence mesurée et au tourbillon de jeu proche du front de grille qui impacte l'aube adjacente. Comme la pente de la caractéristique de *R3* est positive selon tous les points de simulation, l'instabilité est présente dans tous ces points de fonctionnement. La fréquence d'oscillation est légèrement modifiée dans les cas roue isolée car la direction du tourbillon de jeu franchit le front de grille et l'écoulement devient d'autant plus instable.

4.2.3.6 Simulation instationnaire de la roue mobile 3 isolée sur cinq canaux avec une extension du conduit amont

Une simulation de la roue isolée sur cinq canaux est entreprise car le nombre de pales dans la grille d'aubes *R3* en est un multiple, afin de confirmer l'hypothèse des oscillations en tête de pale dues à l'instabilité naissante qui est amplifiée proche pompage. Les conditions aux limites imposées précédemment ne permettent pas de stabiliser le calcul sur un point de fonctionnement avec l'oscillation proche front de grille comme dans le cas à un canal ou à deux canaux. Les courbes de débit de la Figure 4.52 sont normalisées par le débit du cas de référence de l'amont *R3* du compresseur complet. Les variations de débit sont de l'ordre de la dizaine de pourcent par rapport à la moyenne comparativement au cas sur 1 ou 2 canaux qui sont de l'ordre du pourcent. Lors de la recherche du point de fonctionnement, l'écoulement est difficilement stabilisé avec ces grandes variations en débit. La seule solution simulée est en fait un décrochage tournant qui est visible sur la Figure 4.53.

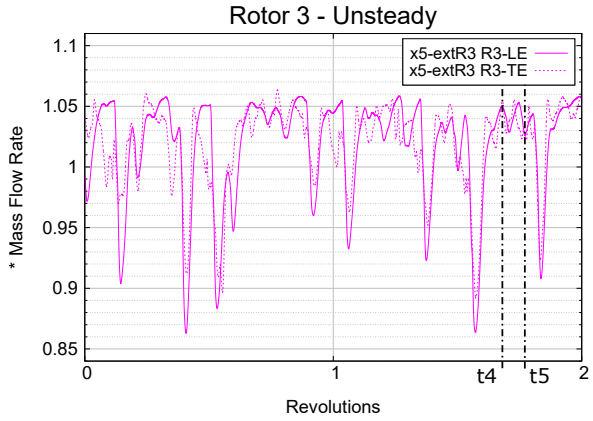


Figure 4.52 – Débit de masse de *R3* isolée avec un conduit étendu sur 5 canaux

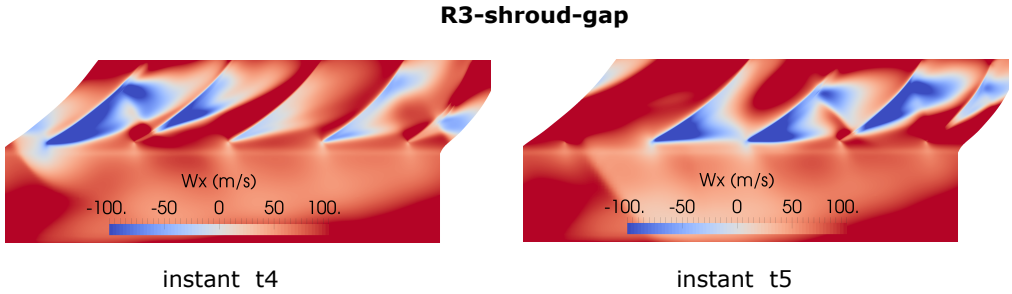


Figure 4.53 – Vitesse axiale dans le jeu radial de *R3* (**SANS** duplication axisymétrique)

La simulation sur 5 canaux illustre la complexité de trouver un point de fonctionnement stable dans le cas roue isolée monocanal ou sur deux canaux avec un conduit étendu en amont. Les conditions aux limites instationnaires propres au compresseur complet ne peuvent être simplement reproduites dans ces cas. Le caractère uniforme en entrée et en sortie de ces conditions entraîne une alimentation défavorable de *R3*. La symétrisation de l'écoulement dans les canaux permet de forcer la stabilisation et d'appréhender la présence d'une instabilité naissante en tête de pale de *R3* dans les cas mono- et bi-canal. Les observations sur la simulation sur différents nombres de canaux confortent dans la confiance des résultats obtenus pour le pseudo-étage 3 isolé et ainsi que pour le compresseur complet. Le plan de mélange instationnaire transmet les informations à l'interface inter-roues au cours du temps. La position de ce dernier est une contrainte géométrique a fortiori sur l'écoulement au sein de l'espace lisse mais la transmission des quantités instationnaires selon les profils radiaux permet le développement longitudinal des phénomènes dans le compresseur.

La conclusion de cette analyse instationnaire sur l'apparition d'un écoulement oscillant, au niveau du bord d'attaque et proche carter de *R3*, est la capacité des plans de mélange instationnaires à fournir une condition aux limites de raccord inter-roues instationnaire. L'écoulement propre à chaque grille d'aubes est appliqué à travers les conditions aux limites radiales des grilles adjacentes tout en conservant l'influence de l'une sur l'autre. La configuration monocanal du compresseur haute pression axial capte les influences des grilles d'aubes entre elles dans son fonctionnement

longitudinal. Les interactions rotor/stator ou stator/rotor ne sont, bien entendu, pas prises en compte avec cette méthode. Mais l'observation des variations globales de l'écoulement au sein du compresseur dans la coupe méridienne permet d'entreprendre une meilleure compréhension du couplage du fonctionnement des étages entre eux. Le développement des instationnarités longitudinales au sein de ces grilles fournit un fonctionnement global plus réaliste du compresseur lors de simulation proche de la ligne de pompage dans la caractéristique des performances. L'étude de l'évolution de l'instabilité naissante dans *R3* lors du déclenchement du pompage est ainsi entreprise avec la technique des plans de mélange appliquée à toutes les interfaces des grilles d'aubes dans la configuration monocanal.

4.3 Déclenchement du pompage du compresseur

La limite de stabilité du pompage est définie sur la caractéristique du compresseur complet par les derniers points de fonctionnement stables des simulations et des essais. Si cette frontière est franchie, les décrochages liés au déclenchement du pompage apparaissent et rendent l'écoulement instable dans les étages du compresseur. Sur la Figure 4.54, les débits et rapports de pressions sont normalisés par le dernier point stable des essais par prélèvements. Comme il a été remarqué sur les caractéristiques par pseudo-étages (Figure 4.20), la simulation du compresseur correspond davantage au fonctionnement de la configuration à jeux radiaux ouverts avec la recherche de pompage par fermeture des prélèvements, en particulier pour les pseudo-étages 2 et 3. Comparativement à la configuration à jeux légèrement plus fermés avec la recherche de pompage par fermeture des prélèvements et de la vanne, où le fonctionnement du pseudo-étage 3 est amélioré par le niveau des jeux en tête de pale, les résultats d'essai disponibles ne permettent pas de comparer correctement le fonctionnement de ces pseudo-étages. De plus, d'après les campagnes d'essais menées chez Safran Aircraft Engines, le départ du pompage serait lié au décrochage des pseudo-étages 2 et 3. Même si la simulation et ses hypothèses surestiment le rapport de pressions totales du compresseur complet, les comparaisons sont faites avec le type d'essai par fermeture des prélèvements.

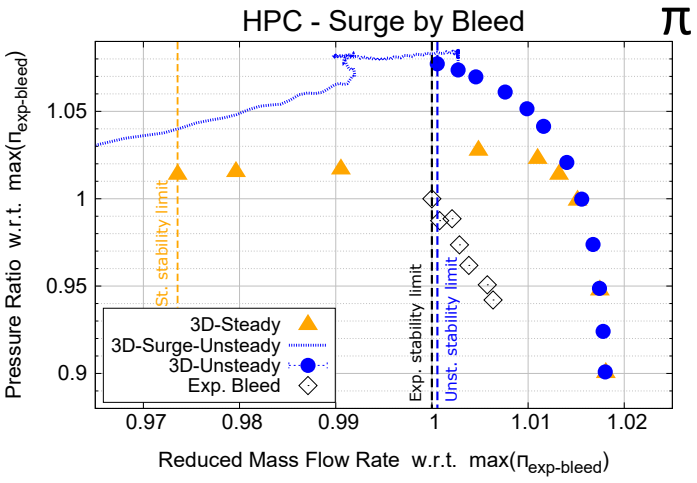


Figure 4.54 – Caractéristiques du compresseur complet isolé

Les points de fonctionnement de la simulation stationnaire sont représentés avec des triangles oranges (▲) et les points de fonctionnement de la simulation instationnaire avec des points bleus (●).

Il est observé la différence de limite de stabilité entre les deux types de simulation du compresseur seul. En traits fins pointillés bleus (- - -), est représenté le transitoire de la première tentative de simulation instationnaire de l'entrée du pompage avec le compresseur 3D seul lors du franchissement de la limite de stabilité. Les conditions aux limites d'entrée sont maintenues constantes et la loi de vanne permet d'augmenter suffisamment la pression statique en sortie pour obtenir le décrochage des étages responsables du départ du pompage. Une seconde tentative est entreprise avec la prise en compte des conduites environnant le compresseur à l'aide d'un couplage aux frontières des logiciels 3D et 1D. Le déclenchement est recherché en fermant la vanne primaire représentée en aval du banc d'essai modélisé en 1D. Ces deux simulations du pompage permettent de comparer l'influence des conditions aux limites appliquées au compresseur lorsque les instabilités de décrochage apparaissent.

4.3.1 Compresseur seul

Le coefficient de relaxation de la loi de vanne quadratique fonction du débit impose la pression statique au point pivot, puis grâce à un équilibre radial simplifié, la condition de sortie du compresseur 3D est imposée. La solution initiale de la recherche du déclenchement est sélectionnée comme l'avant dernier point stable de simulation du calcul instationnaire. La valeur consigne de la vanne est choisie de sorte à franchir légèrement la limite de stabilité définie par le dernier point stable.

4.3.1.1 Caractéristiques du compresseur complet isolé

Sur la Figure 4.54, la simulation instationnaire du compresseur 3D seul stabilisé a un niveau de débit corrigé minimal équivalent aux essais. Par contre, la simulation stationnaire montre une plage de fonctionnement plus étendue due principalement au fonctionnement des premiers pseudo-étages comme vu précédemment dans la Section 4.2.2.3. En plus des différents points stabilisés pour les simulations instationnaires, est représentée en trait pointillés l'évolution au cours du temps du taux de compression à la suite de l'augmentation de la pression en sortie du compresseur, ce temps correspond à environ deux tours de roue. La mesure du débit étant prise en amont du compresseur, il existe un décalage entre la variation de la pression en sortie et la diminution du débit en entrée. Au début, le rapport de pressions diminue légèrement pendant que le débit est réduit au sein du compresseur. Ensuite, une chute de pression est remarquable dès lors que le départ du pompage apparait. Puis le rapport de pressions chute linéairement avec le débit réduit corrigé à la suite des instabilités produisant un fonctionnement erratique du compresseur complet.

4.3.1.2 Performances par pseudo-étage du compresseur isolé

Afin d'observer le déclenchement dans les différents pseudo-étages, les caractéristiques sont déclinées comme dans l'analyse des points de fonctionnement stabilisé du compresseur. En conservant le calcul du débit réduit corrigé en entrée de chaque pseudo-étage, sur la Figure 4.55, il y est ajouté les évolutions instationnaires des performances des deux premiers tours de roue juste avant l'apparition du comportement instable.

Le taux de compression continue à augmenter en même temps que le débit chute pour le pseudo-étage 1 alors qu'il augmente puis chute rapidement ensuite pour le pseudo-étage 2. La décroissance brutale des performances du pseudo-étage 3 atteste d'un décrochage dans ce dernier mais le pseudo-étage 4 voit également son rapport de pressions diminuer directement. Il n'est donc pas possible de discerner lequel est responsable du déclenchement du pompage. Concernant les pseudo-étages 5 et 6, la diminution de débit entraîne une augmentation de la compression dans ces pseudo-étages. Concernant la comparaison au sein du pseudo-étage 3 entre l'évolution au cours du temps de la

caractéristique instationnaire et la caractéristique stationnaire, les tendances des courbes à faible débit ont une évolution linéaire semblable avec un décalage du niveau de débit corrigé. Les instationnarités présentes dans le compresseur sont dues au caractère oscillant de l'écoulement en tête de pale de la roue mobile 3. Les fonctionnements des pseudo-étages adjacents sont donc impactés dans le cas instationnaire, le décalage du débit réduit corrigé est dû au niveau de pression légèrement plus élevé en sortie du pseudo-étage 2 vers les hauts taux de compression comparé au cas stationnaire, visible sur la Figure 4.20. La température ayant un impact faible sur le débit réduit corrigé, la pression se trouvant au dénominateur agit sur la réduction du niveau de débit entre les deux courbes. Vers les faibles débits, plus le niveau de pression est important en instationnaire et plus le décalage est conséquent. Mais lors de la fermeture de vanne avant d'atteindre le déclenchement du pompage, le décalage reste constant et l'évolution de la caractéristique est équivalente.

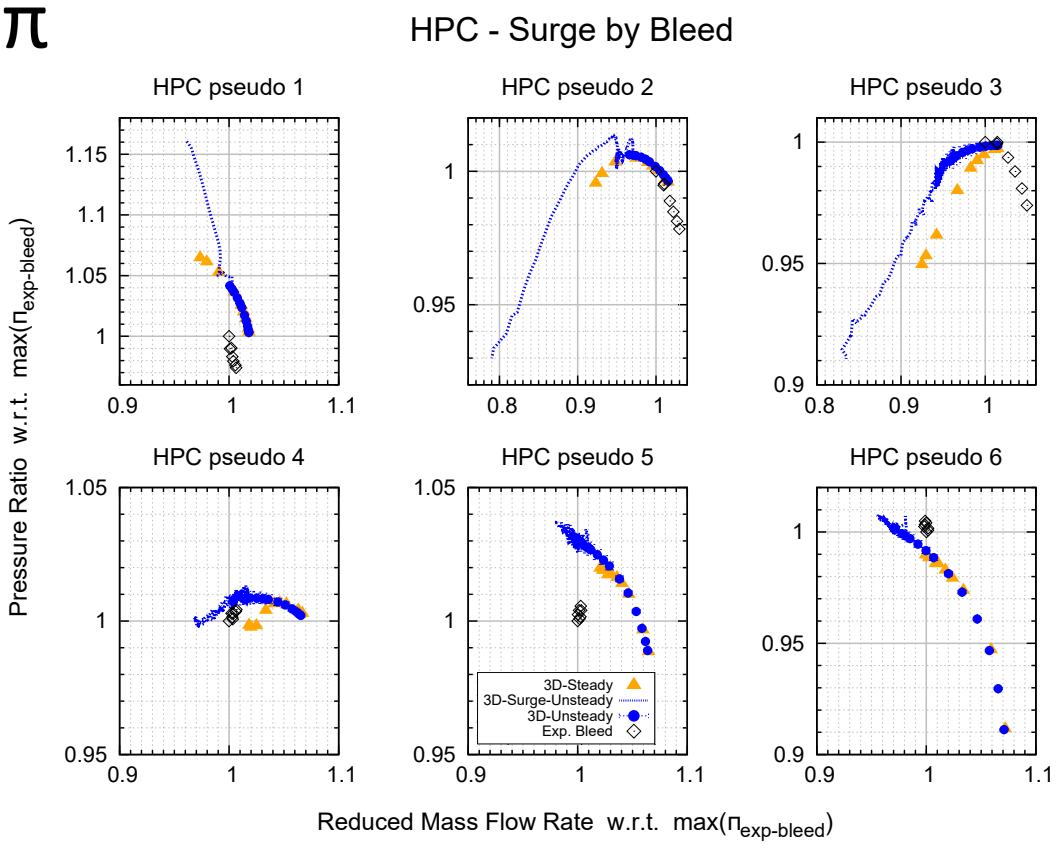


Figure 4.55 – Caractéristiques des pseudo-étages du compresseur isolé

Sur la Figure 4.56, l'observation est recentrée sur les pseudo-étages 3 et 4 et pour plus de lisibilité les évolutions au cours du temps sont de couleur cyan. La plage d'amplitude de variation des oscillations est la même que celle des derniers points stables lors de la réduction du débit avant le décrochage. Afin de confirmer l'assertion précédente, grâce aux extrémums du rapport de pressions représentant l'apparition des oscillations, il est remarquable que le comportement des performances est différent entre la simulation stationnaire et la simulation instationnaire dès l'apparition des instationnarités. L'évolution de la caractéristique du pseudo-étage 3 a une tendance moins marquée comparativement au cas stationnaire. Concernant le pseudo-étage 4, le fonctionnement stabilisé à faible débit diffère complètement car la pente de la caractéristique stationnaire n'est pas retrouvée.

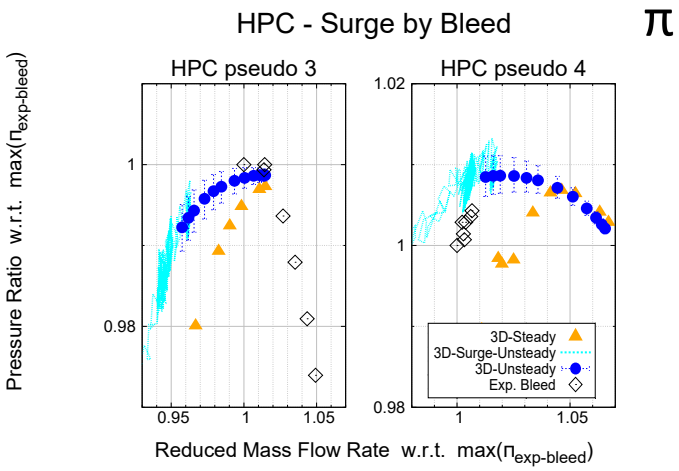


Figure 4.56 – Caractéristiques des pseudo-étages 3 et 4 du compresseur isolé

4.3.1.3 Débit masse à l'amont des grilles d'aubes du compresseur isolé

La nouvelle valeur du coefficient de relaxation de la loi de vanne responsable de la réduction du débit est appliquée à l'itération 0. Cette consigne permet d'augmenter la pression statique en sortie du compresseur afin de réduire le débit de masse de 1.5% par rapport au débit stabilisé de l'avant dernier point visible sur la Figure 4.54. Les débits de masse représentés sur la Figure 4.57 sont normalisés par la valeur de débit à l'entrée du compresseur de ce point de fonctionnement stabilisé.

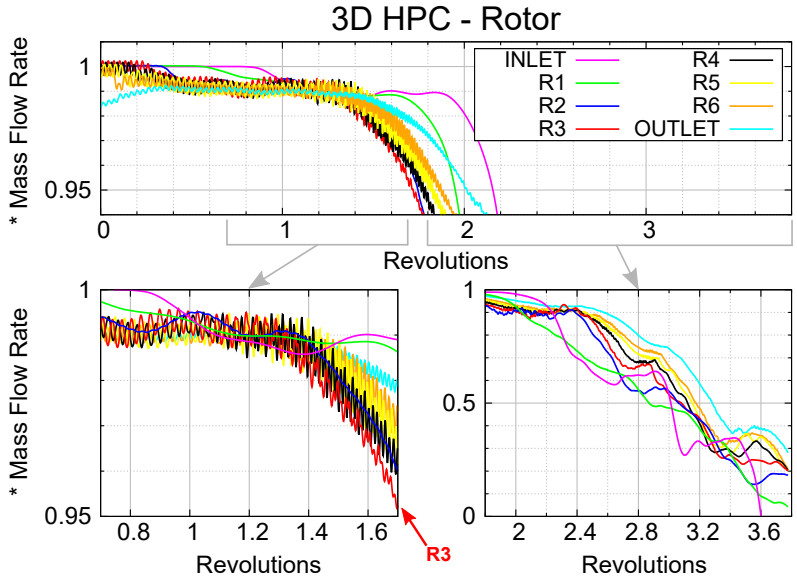


Figure 4.57 – Débit de masse Rx normalisé par le débit d'entrée stabilisé du compresseur isolé

La consigne de réduction du débit est brutale comme cela est indiqué à l'itération 0 par la valeur ***OUTLET*** correspondant au plan de sortie du compresseur, puis dans le plan amont à ***R6***. Ensuite la loi de vanne quadratique en débit effectue un transitoire pour essayer d'atteindre un point de fonctionnement stable. Mais l'ensemble des débits chute progressivement. La fréquence d'oscillation sur la quantité de débit de ***R3*** est modifiée autour de 1.2 tours de roue et devient plus rapide, en-

suite le débit chute fortement. Le débit des premières roues mobiles ***R2*** et ***R1*** ont globalement des évolutions chaotiques. La condition d'entrée du compresseur ***INLET*** possède aussi des oscillations de grande amplitude et son débit devient négatif avant les autres grilles d'aubes. Ces oscillations de grande amplitude et de basse fréquence sont dues au calcul transitoire de modification de la consigne en sortie du compresseur tout en gardant les conditions aux limites d'entrée de pression et de température totales constantes.

Le déclenchement du pompage dans le compresseur a une origine dans ***R3*** car le débit amont de cette dernière est le premier à chuter brutalement après un changement de fréquence oscillatoire. L'évolution brutale de la fermeture de vanne imposée dans ce cas isolé crée un fonctionnement transitoire de tous les étages visible sur les grandeurs de débit.

4.3.1.4 Pression statique moyenne à l'amont des grille d'aubes du compresseur isolé

Sur les Figure 4.58 et Figure 4.59, la pression statique est représentée intégrée selon la surface dans chaque plan amont aux grilles d'aubes. Le compresseur multiétages apporte une évolution très importante selon l'axe machine. Les pressions sont donc normalisées par leur valeur moyenne du calcul stabilisé pour plus de lisibilité. Les graphes sont aussi distinctement présentés dans le cas de l'amont des roues mobiles et de l'amont des redresseurs.

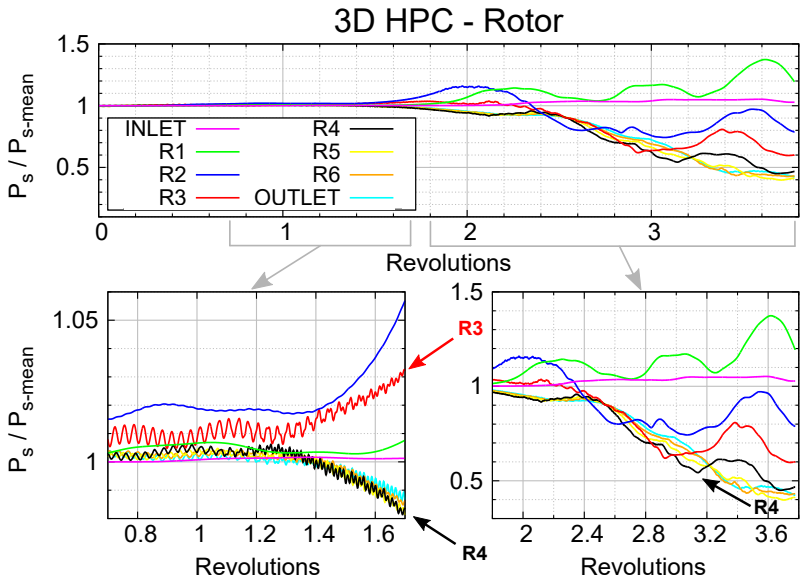


Figure 4.58 – Pression en amont *Rx* normalisée par leur moyenne stabilisée du compresseur isolé

Sur la Figure 4.58, le déclenchement a bien lieu dans ***R3*** au bout de 1.3 tours de roue après un changement de fréquence d'oscillation. Les pressions augmentent en amont et diminuent en aval, illustré sur la Figure 4.59, sauf dans ***R1***. Après que le décrochage apparaît, la pression des grilles d'aubes chute en moyenne. Les grilles en aval de ***R3*** ont une pression qui chute fortement. Un second pic de pression est visible en amont de ***R4*** vers 3.2 tours de roue qui crée un second décrochage avec une augmentation de pression dans toutes les grilles en amont.

Sur la Figure 4.60, la pression statique amont de chaque redresseur est tracée selon la variation quadratique du débit de masse. La diminution brutale de la pression est due au choix de la pente

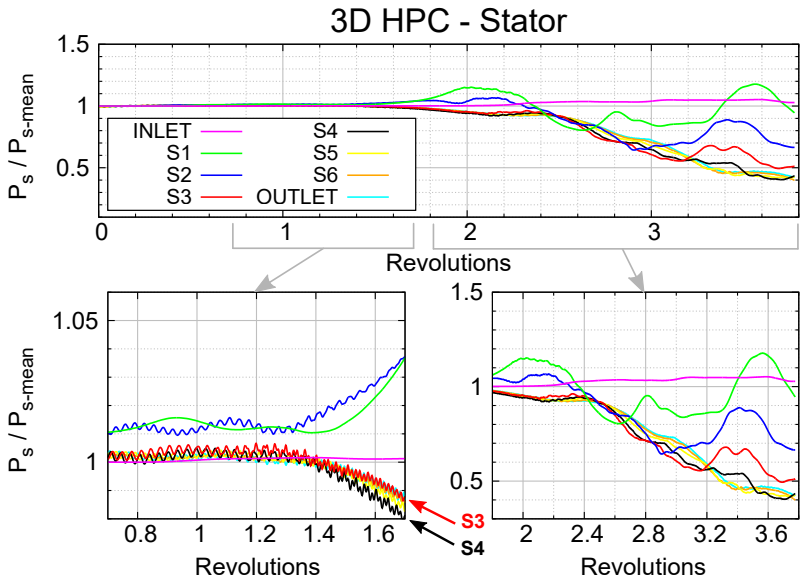


Figure 4.59 – Pression en amont *Sx* normalisée par leur moyenne stabilisée du compresseur isolé

caractéristique de la loi de vanne à la frontière de sortie. La loi permet en variant le coefficient de relaxation de parcourir la caractéristique du compresseur complet dans la recherche d'un fonctionnement stabilisé. Cette loi est de forme quadratique en débit comme l'atteste la figure. Une pente plus faible peut être choisie mais dans le cas d'étude, grâce à cette loi, il est possible de parcourir l'ensemble du fonctionnement du compresseur complet. De plus, il est noté que la pression en amont de l'***OGV*** suit quasiment l'évolution de la loi de vanne. Les variations de pression statique dans les autres grilles suivent donc cette diminution brutale de la condition de sortie. Les conditions aux limites d'entrée de pression totale et de température totale imposées uniformes n'autorisent que de faibles variations de la pression statique à la frontière d'entrée ***INLET***. Cette contrainte est responsable des comportements transitoires de l'écoulement.

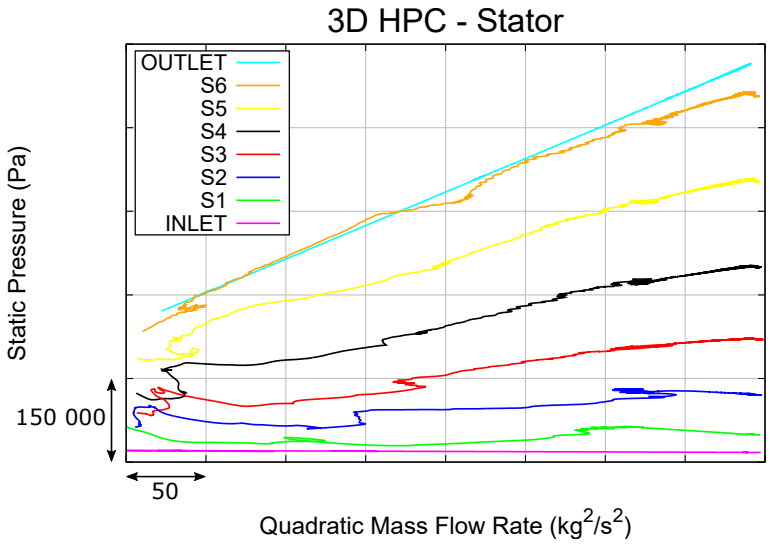


Figure 4.60 – Pression en fonction du débit quadratique en amont *Sx* du compresseur isolé

4.3.1.5 Sondes de pression statique proche carter du compresseur isolé

Pour préciser l'analyse de l'apparition des instabilités liées au pompage dans le compresseur, des sondes de pressions sont placées à 90% de hauteur de veine comme sur les premiers étages de la Figure 4.24. Les signaux sont observés pendant le déclenchement du pompage durant 3 tours de roue. Les intitulés correspondent aux positions ci-après :

R.-LE-ss Roue Mobile - proche bord d'attaque - côté extrados

S.-TE-ps Redresseur - proche bord de fuite - côté intrados

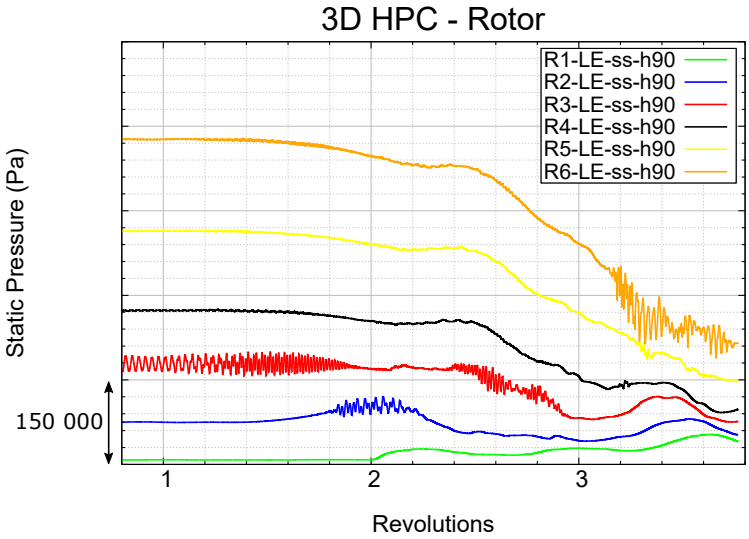


Figure 4.61 – Signaux des sondes de pression à 90% de hauteur de veine au niveau *Rx* du compresseur isolé

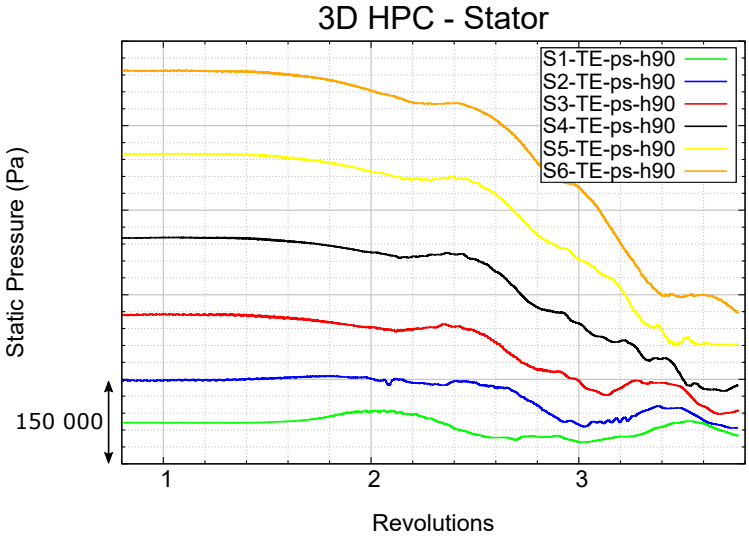


Figure 4.62 – Signaux des sondes de pression à 90% de hauteur de veine au niveau *Sx* du compresseur isolé

Sur les Figure 4.61 et Figure 4.62, les derniers tours de roue dans l'ensemble du compresseur montrent la chute drastique de pression due à la consigne de loi de vanne. Les oscillations stabilisées de l'écoulement au niveau de la tête de pale de ***R3*** sur la Figure 4.61 sont observables au début du graphique puis la fréquence augmente vers la valeur de fréquence de défilement des aubes de la roue. Comme l'écoulement est totalement décroché en tête, la vitesse est donc nulle dans le repère fixe ce qui donne une variation des grandeurs aérodynamiques à la fréquence des passages des aubes dans le repère tournant. Puis l'augmentation de pression est visible au niveau de ***S2-R2*** et ***S1-R1***. Ce qui crée le décrochage de ***R2***, puis une perturbation à nouveau dans ***R3***, et s'en suit les décrochages de ***R6***, ***R4*** et ***R5***. La diminution est remarquable en aval de ***R3***. L'évolution de la pression dans les redresseurs suit l'entraînement des roues mobiles où les oscillations ont des amplitudes quasi-inexistantes dues à la présence des plans de mélange aux interfaces entre chaque grille d'aubes.

Le compresseur fonctionne tel qu'il est défini par un bloc amont des 3 premiers étages et par un bloc aval des 3 derniers étages. Car le « premier » pompage est déclenché dans ***R3*** faisant décrocher ***R2*** et ***R1***, suite à ce décrochage ***R6*** devient instable et le « second » pompage a lieu dans ***R4*** qui entraîne ***R5***.

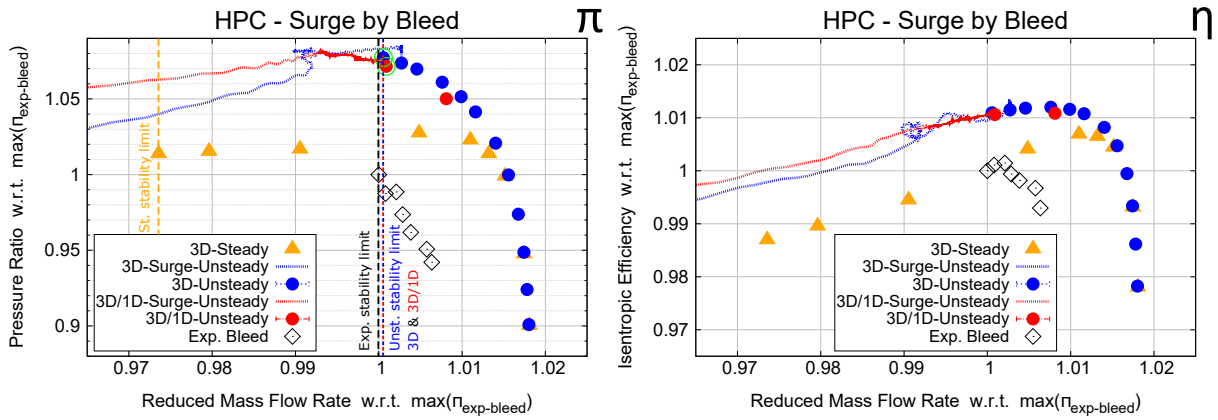
4.3.2 Compresseur couplé au banc d'essai

Afin de mieux comprendre l'influence des conduits environnant le compresseur lors du déclenchement du pompage, le couplage des logiciels 3D et 1D aux frontières du compresseur permet d'entreprendre la simulation de l'apparition des instabilités en utilisant la condition de vanne en aval du banc d'essai. Pour réussir la mise en place du couplage sur la base des travaux de la Section 3.3, les conditions aux limites de pression et de température totales en entrée et de pression statique en sortie des frontières du compresseur simulé en 3D sont remplacées par des conditions de non-réflexion [23][74] qui appliquent la méthode des caractéristiques. Les quantités conservatives imposées uniformément sur la frontière servant à calculer les invariants de Riemann transférés en fonction de la direction des caractéristiques, Section 3.3.2. Par contre, la condition de vanne du compresseur couplé n'est plus une loi de vanne imposée avec un équilibre radial simplifié juste en aval de l'OGV mais une transcription du comportement de l'écoulement à la frontière influencée par la chambre monodimensionnelle. À la suite des conduites d'échappement, la vanne est donc pilotée par des corrélations empiriques en dernier élément du banc d'essai. La fermeture de cette dernière régit le débit traversant le compresseur afin d'atteindre des points stabilisés de fonctionnement. En utilisant la solution d'une des simulations instationnaires comme initialisation du calcul couplé, l'écoulement au sein du banc modélisé est calibré. Avec une valeur de section de vanne fixée, la simulation du compresseur au sein de son banc d'essai est stabilisée.

4.3.2.1 Caractéristiques du compresseur complet couplé

Sur la Figure 4.63, les points de fonctionnement de la simulation stationnaire sont représentés avec des triangles oranges (▲) et les points de fonctionnement de la simulation instationnaire du compresseur seul avec des points bleus (●). En traits fins pointillés bleus (- - -), est représenté le transitoire de la tentative de l'entrée en pompage avec le compresseur 3D seul. Les performances du compresseur couplé avec son banc sont ajoutées avec des points rouges (●) et les traits fins pointillés rouges (- - -) représentent le transitoire de la tentative de l'entrée en pompage du compresseur 3D sur son banc modélisé en 1D. La même normalisation est utilisée comme dans le cas compresseur isolé. Le premier point de fonctionnement de la simulation couplée à plus haut débit est obtenu après la stabilisation du calcul couplé en utilisant l'initialisation par la simulation instationnaire.

Le second point très proche de la limite de stabilité est atteint en fermant la vanne primaire du banc 1D selon la section qui réduit le débit de masse d'environ 1%. Le comportement transitoire de stabilisation entre les deux calculs couplés prend quelques tours de roue de simulation comme dans le cas instationnaire seul.



(a) Rapport de pressions total à total

(b) Rendement isentropique total à total

Figure 4.63 – Caractéristiques du compresseur complet couplé

Les simulations instationnaires du compresseur 3D seul et du compresseur 3D couplé au banc 1D ont des niveaux de débit corrigé équivalents aux essais pour décrire la limite de stabilité. La recherche du déclenchement du pompage dans le cas couplé est entreprise avec la même réduction du débit de masse que dans le cas compresseur isolé. Sur la Figure 4.63-a, les points de simulation stabilisée utilisés pour la comparaison du déclenchement sont proches dans leur fonctionnement global du compresseur complet. L'évolution au cours du temps des performances du cas couplé montre une augmentation du taux de compression comparativement au cas isolé. Néanmoins les deux simulations de pompage montrent une valeur minimale du débit réduit équivalente lors du démarrage de la décroissance des performances. La chute linéaire du rapport de pressions selon le débit est plus marquée dans le cas compresseur seul. Les évolutions du rendement isentropique sur la Figure 4.63-b sont similaires à part la simulation du compresseur isolé qui présente un caractère chaotique au début de l'apparition des instabilités.

4.3.2.2 Profils radiaux de rapport de pressions du compresseur couplé

Les derniers points de fonctionnement stable du compresseur isolé et du compresseur couplé (◯) sont comparés au dernier point stable des essais selon les profils radiaux de rapport de pressions totales. Cette comparaison permet de mesurer l'impact de l'influence des conduites du banc sur le fonctionnement stabilisé proche pompage du compresseur. Sur le graphique de gauche de la Figure 4.64, les profils radiaux en entrée du compresseur des simulations sont quasi-identiques au cas des essais par prélèvement seul. Une légère différence est visible proche du carter dans le cas de la simulation couplée où la pression totale est plus forte en tête. Cette légère surpression est due à la définition des couches limites qui étaient imposées nulles dans le cas compresseur seul. Dans le cas du compresseur couplé, la condition d'entrée provient de la reproduction du champ aérodynamique 2D pris comme référence à l'instant précédent et au centre de la première cellule selon l'axe axial. Comme la couche limite se développe à partir du plan d'entrée, la petite épaisseur récupérée est imposée au cas couplé et cela crée un développement plus important. Ce qui alimente le pseudo-étage 1 de façon faiblement non uniforme.

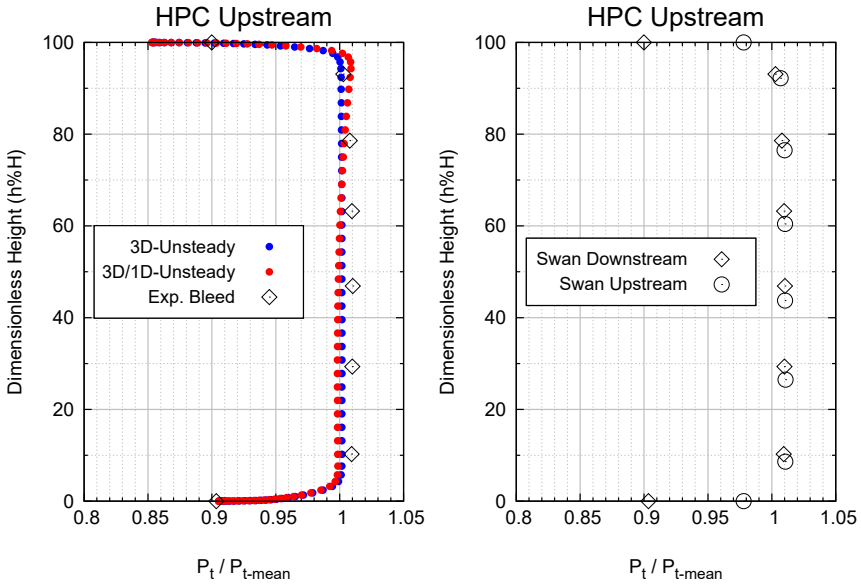


Figure 4.64 – Profils radiaux de pression totale en amont du compresseur couplé

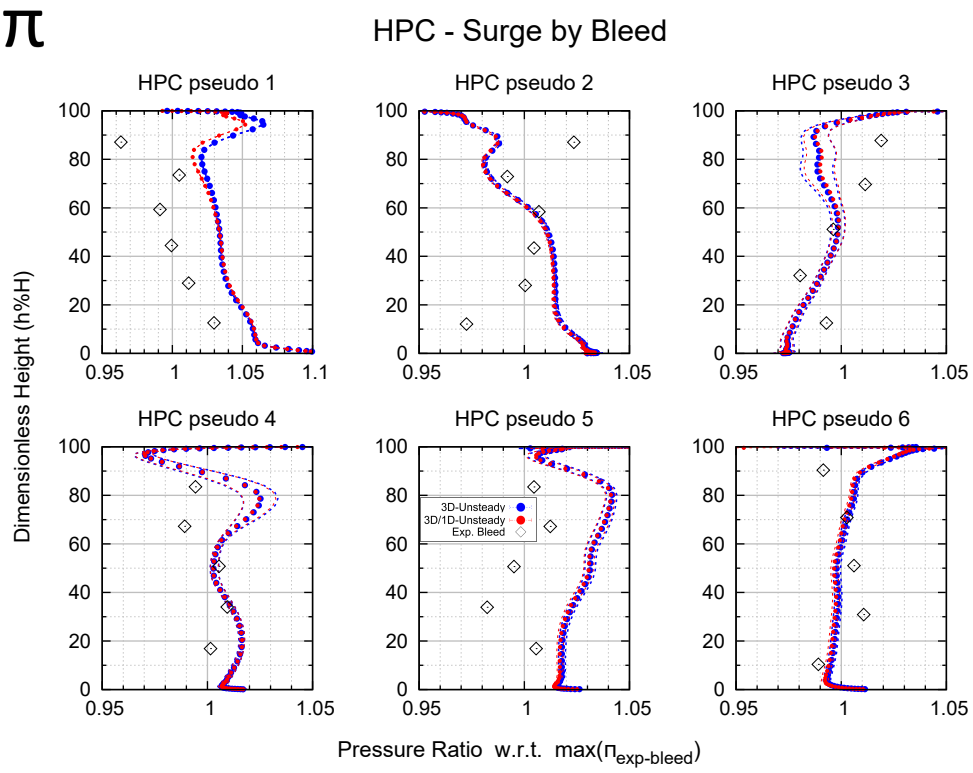


Figure 4.65 – Profils radiaux de taux de compression des pseudo-étages du compresseur couplé normalisés par les essais

Sur la Figure 4.65 sont représentées les évolutions radiales du rapport de pressions dans les différents pseudo-étages. Concernant la simulation couplée, l'impact d'une pression totale plus forte en tête du pseudo-étage 1 diminue le taux de compression d'un pourcent sur le dernier quart supérieur

de hauteur de veine tout en gardant la même évolution. Cela démontre la sensibilité des conditions d'entrée du compresseur sur la première roue mobile, étant donné le caractère non déviant de l'IGV à ce régime. Ensuite, les fonctionnements des autres pseudo-étages restent équivalents tant en valeur moyenne qu'au niveau des extrémums des oscillations. Le comportement du compresseur au sein de son banc d'essai conserve le même fonctionnement que dans le cas isolé. Concernant les essais, le rapport de pressions plus important dans le compresseur complet des cas de simulation explique les différences de niveau moyen des profils radiaux. Néanmoins, l'augmentation de ce niveau global est essentiellement due aux chargements aérodynamiques des pseudo-étages 1 et 5. Car les pseudo-étages 2 et 6 gardent un fonctionnement en moyenne similaire et les pseudo-étages 3 et 4 ont respectivement une légère perte et un léger gain de performances. Les plages de variation des oscillations et les différences pied-tête des répartitions sont plus importantes que dans la comparaison instationnaire au milieu du champ du compresseur complet, Section 4.2.2.4.

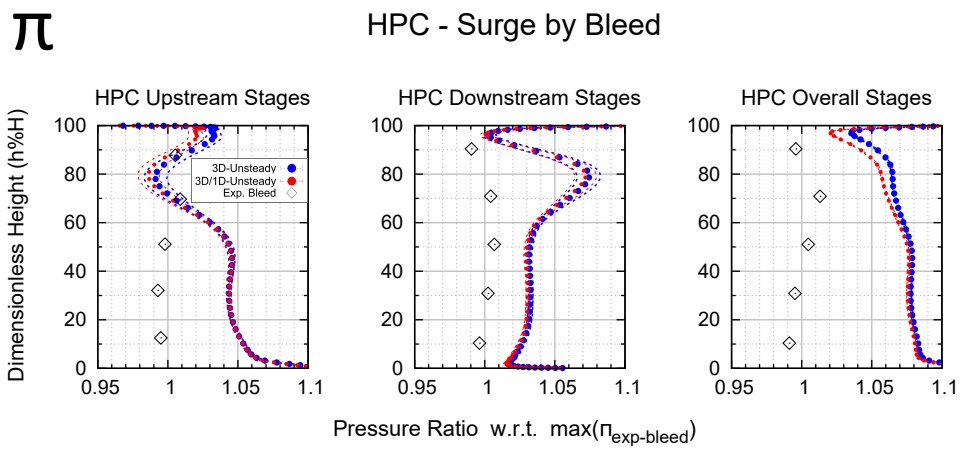


Figure 4.66 – Profils radiaux de taux de compression des blocs amont-aval et complet du compresseur couplé normalisés par les essais

Les répartitions des profils radiaux pour les blocs amont et aval et le compresseur complet sont affichées sur la Figure 4.66. La différence des conditions d'alimentation en pression entre les deux cas de simulation est visible sur la diminution du rapport de pressions dans le cas couplé de la répartition dans le bloc *Upstream*. Le bloc *Downstream* a un fonctionnement équivalent entre les deux simulations. Étant donné le taux de compression du compresseur complet du cas couplé légèrement plus faible que dans le cas isolé, la répartition globale du rapport de pressions montre que la perte dans le cas couplé est en moyenne plus importante en tête de pale. Comparativement aux essais, les simulations présentent des courbures plus marquées dans les fonctionnements par bloc. Cependant, la répartition supérieure du rapport de pressions du compresseur complet possède une évolution majoritairement équivalente sur toute la hauteur de veine.

Les fonctionnements stabilisés proche pompage des simulations du compresseur isolé et du compresseur couplé sur banc sont similaires en moyenne et les oscillations provenant de *R3* créent des comportements instationnaires équivalents dans les différentes grilles d'aubes. Mise à part une légère différence des conditions d'alimentation dans le cas couplé, qui est due à la présence de la frontière 1D/3D des conduits amont, les comparaisons du déclenchement du pompage entre les deux simulations sont entreprises car le départ des instabilités semble avoir lieu au centre de la machine qui n'est pas impacté par cette variation en entrée.

4.3.2.3 Performances par pseudo-étage du compresseur couplé

Comme pour le cas compresseur isolé, les caractéristiques sont déclinées afin d'observer le déclenchement dans les différents pseudo-étages. Les évolutions instationnaires des performances des sept premiers tours de roue juste avant l'apparition du comportement instable y sont ajoutées sur la Figure 4.67. Les points de fonctionnement stabilisé du compresseur couplé se superposent aux caractéristiques instatonnaires du compresseur isolé. Les comportements au cours du temps des évolutions des pseudo-étages du bloc *Upstream* sont équivalents. L'évolution du pseudo-étage 2 au démarrage du cas couplé est moins chaotique et présente un décalage au niveau de débit réduit. Par contre, les pseudo-étages du bloc *Downstream* du cas couplé ont, à l'instant final sélectionné, une plage de fonctionnement plus importante que le cas isolé. La comparaison du début des caractéristiques de ces pseudo-étages montre un fonctionnement similaire.

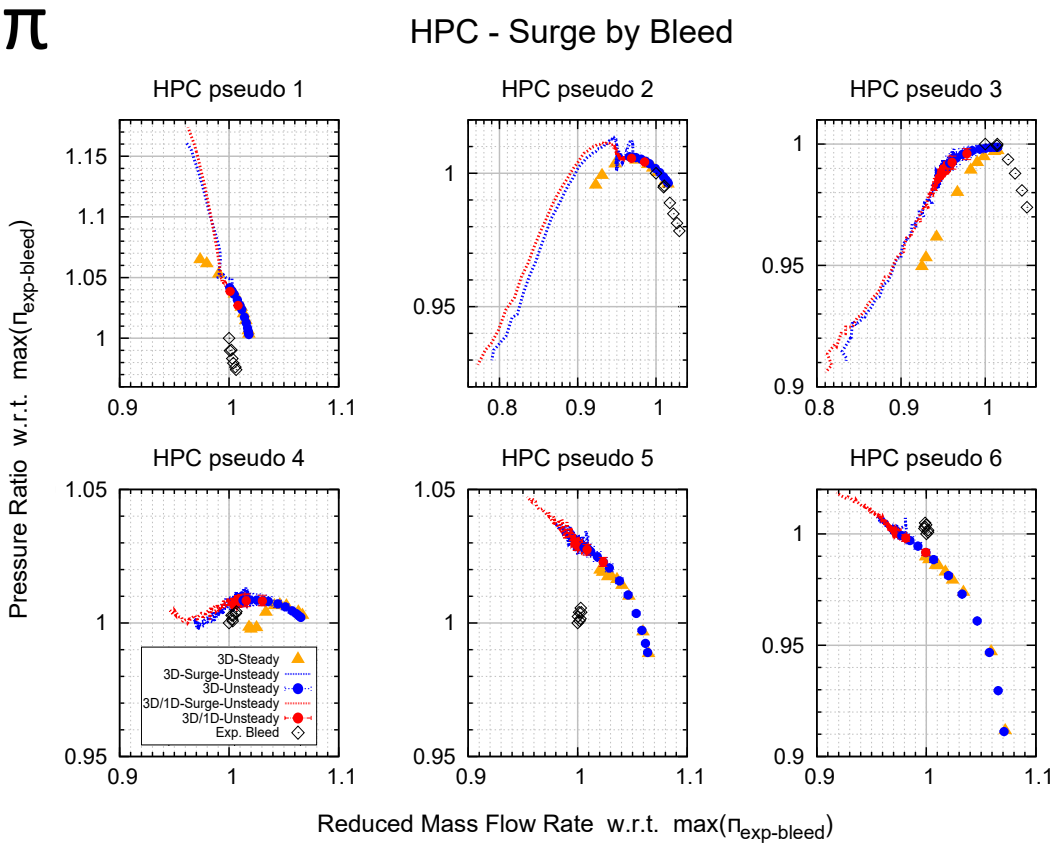


Figure 4.67 – Caractéristiques des pseudo-étages du compresseur couplé

Sur la Figure 4.68, l'observation est recentrée sur les pseudo-étages 3 et 4 et pour plus de lisibilité les évolutions au cours du temps sont pour le cas isolé de couleur cyan et pour le cas couplé de couleur magenta. Comme dans le cas isolé, les plages de variation des oscillations sont de même amplitude que les derniers points stables lors de la réduction du débit avant le décrochage. Avant l'apparition du comportement instable, les oscillations du cas couplé sont plus resserrées et leurs évolutions conservent les niveaux des extrémums du fonctionnement stabilisé. L'approche de la limite de stabilité semble être équivalente entre le cas compresseur couplé au banc et le cas compresseur complet.

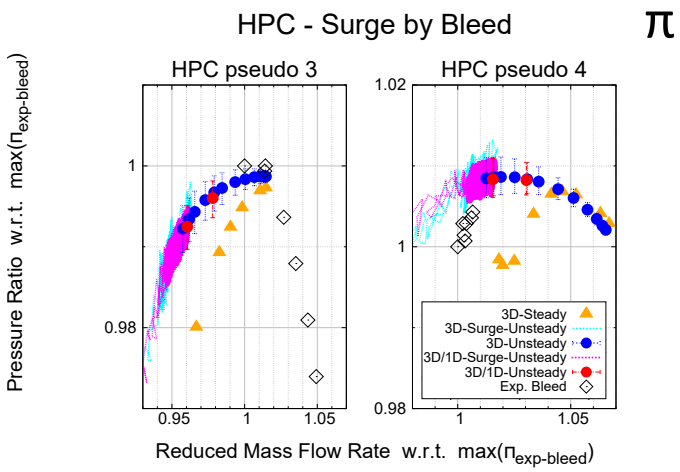


Figure 4.68 – Caractéristiques des pseudo-étages 3 et 4 du compresseur couplé

4.3.2.4 Débit masse à l'amont des grilles d'aubes du compresseur couplé

Afin de mieux comprendre l'influence des conduits environnant le compresseur lors du déclenchement du pompage, les simulations instationnaires avec et sans couplage au banc sont comparées à partir du moment où la vanne est fermée pour la même consigne de réduction de débit de 1.5% par rapport au dernier point stabilisé. Étant donnée la longueur des conduites simulées à l'aval du compresseur, le cas couplé met plus de temps à entamer la réduction de débit par rapport au temps de transfert de l'onde de pression comparativement au cas compresseur seul où la « vanne » se trouve juste en aval de l'OGV.

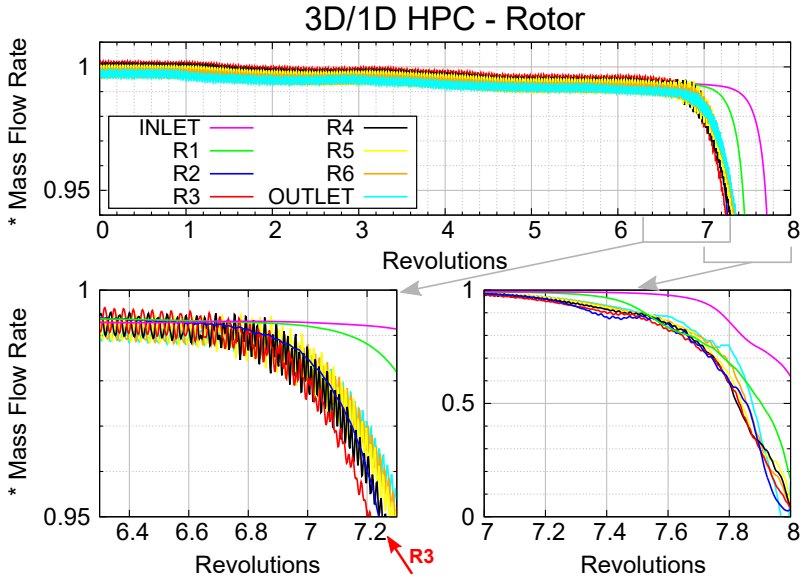


Figure 4.69 – Débit de masse Rx normalisé par le débit d'entrée stabilisé du compresseur couplé

La réduction de débit imposé évolue progressivement pour arriver à sa valeur consigne comme l'atteste les courbes de débit de la Figure 4.69. La fréquence de l'oscillation dans ***R3*** est modifiée de la même manière vers 6.6 tours pour être la première à subir un décrochage. Par contre, lorsque toutes les grilles d'aubes sont pratiquement inversées en débit, l'entrée du compresseur ***INLET***

conserve un sens d'écoulement de l'amont vers l'aval. Le déclenchement du pompage dans le compresseur est similaire dans les deux cas de simulation, le débit de ***R3*** est le premier à chuter brutalement après un changement de fréquence oscillatoire. Mais les évolutions du comportement de l'écoulement au sein des grilles sont moins chaotiques et il n'existe pas de fréquence parasite liée au transitoire comme dans le cas isolé. De plus, la durée d'inversion de tous les débits dans le compresseur équivaut à 2 tours de roue dans le compresseur isolé (Figure 4.57) alors que dans le cas couplé, l'inversion est atteinte en 1 tour de roue. Cependant, d'un point de vue de restitution des résultats, le temps de simulation pour le cas couplé 3D/1D est deux fois plus long pour atteindre l'inversion du débit dans les grilles d'aubes du compresseur après la fermeture de la vanne.

La consigne de réduction du débit dans le cas compresseur couplé est moins brutale. Le déclenchement du pompage est similaire entre les deux simulations avec une origine dans ***R3***.

4.3.2.5 Pression statique moyenne à l'amont des grille d'aubes du compresseur couplé

Sur les Figure 4.70 et Figure 4.71, dans chaque plan amont aux grilles d'aubes, la pression statique est intégrée surfaciquement et puis normalisée par leur moyenne. Les variations des niveaux de pression ont lieu durant le dernier tour de roue simulé. De la même manière que dans le cas isolé, le déclenchement du pompage démarre dans ***R3***, au bout de 6.7 tours. En moyenne, les pressions augmentent à la suite de l'évènement alors qu'elles diminuaient dans le cas isolé. La loi de vanne du modèle banc crée des pertes de charge linéaires jusqu'à la chambre 1D qui joue le rôle de plénum. Le pic de pression en amont de ***R4*** se situe vers 7.8 tours. Les diminutions de pression dans les grilles en aval sont plus marquées après le décrochage de ***R4***. La pression décrite à la frontière de sortie ***OUTLET*** provenant de la chambre 1D en aval augmente légèrement à la suite du déclenchement du pompage. Les départs des différentes instabilités dans les roues mobiles sont similaires dans les deux cas de simulation. ***R3*** est responsable du déclenchement global du pompage du compresseur complet. Les évolutions en pression dans les grilles d'aubes sont moins erratiques lors du déclenchement dans le cas couplé, dues aux conditions aux limites différentes appliquées au compresseur.

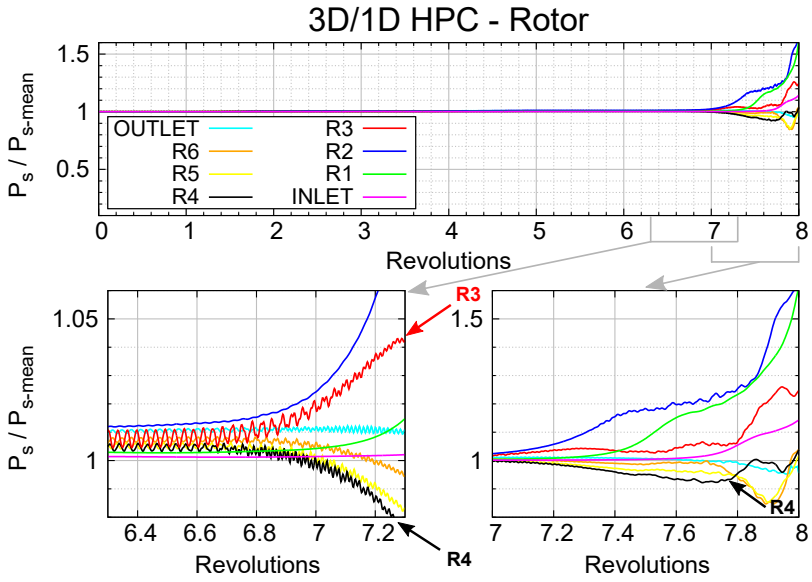


Figure 4.70 – Pression statique en amont Rx normalisée par leur moyenne stabilisée du compresseur couplé

Sur la Figure 4.72, la pression statique amont de chaque redresseur est tracée selon la variation quadratique du débit masse. Comme sur les figures de l'évolution des débits, la diminution de pression à la frontière de sortie est progressive. L'OGV a donc le temps de répondre à cette variation en décrivant une augmentation de pression liée à la grille d'aubes durant la réduction du débit. La pente est plus faible grâce à la définition des conditions aux limites provenant du calcul 1D. La condition à la frontière d'entrée n'est pas directement inversée à la suite du déclenchement du pompage et subit une légère augmentation quand le débit diminue.

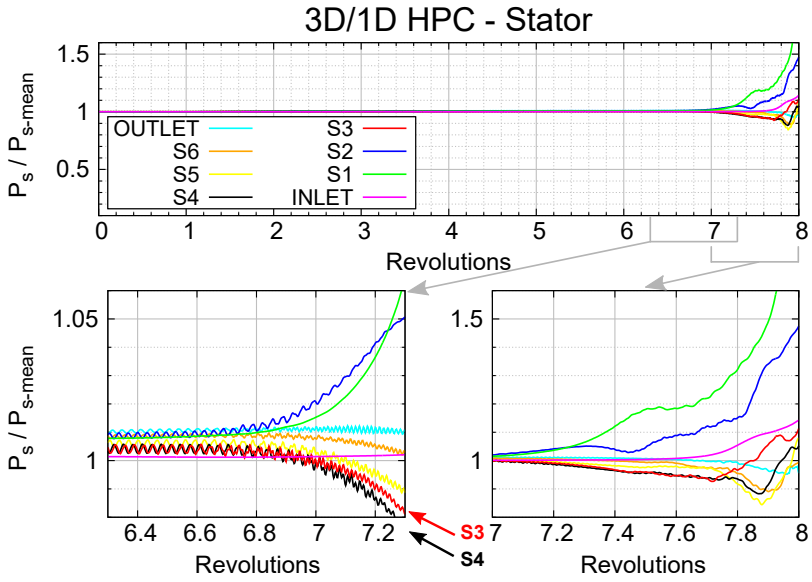


Figure 4.71 – Pression statique en amont Sx normalisée par leur moyenne stabilisée du compresseur couplé

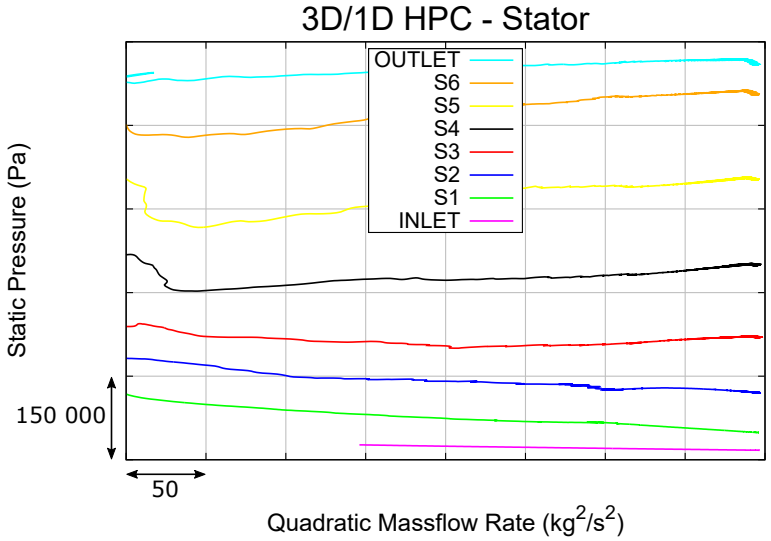


Figure 4.72 – Pression statique en fonction du débit quadratique en amont des redresseurs du compresseur couplé

Le déclenchement du pompage apparaît dans ***R3*** et un second décrochage est remarquable dans ***R4***. Les nouvelles conditions aux limites du cas couplé permettent d'augmenter la pression en sortie du compresseur de façon plus progressive. Les évolutions sont donc moins importantes avant l'apparition des instabilités au sein des roues mobiles. De plus, la conditions d'entrée n'est plus contrainte par les grandeurs de pression et de température totales constantes.

4.3.2.6 Sondes de pression statique proche carter du compresseur couplé

Afin de comparer l'analyse de séquence de l'apparition des instabilités liées au pompage dans le compresseur, des sondes de pressions sont placées à 90% de hauteur de veine comme sur le cas du compresseur isolé. Les signaux sont observés pendant le déclenchement du pompage durant 3 tours de roue.

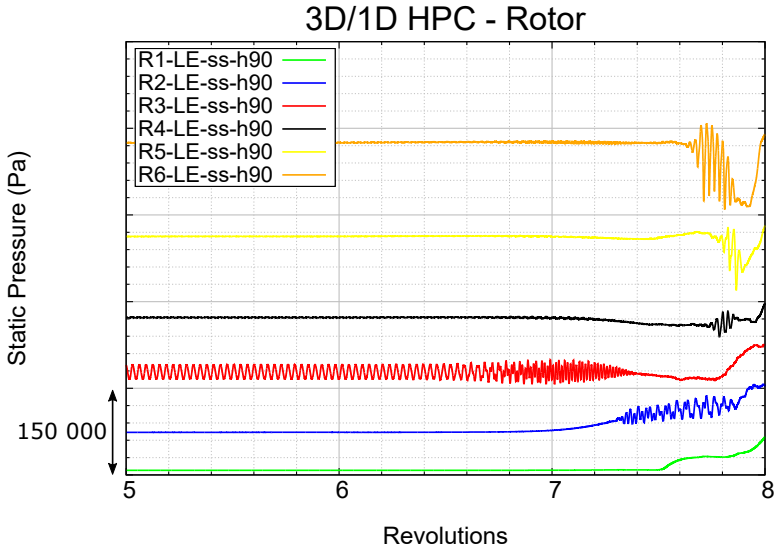


Figure 4.73 – Signaux des sondes de pression statique à 90% de hauteur de veine au niveau des roues mobiles du compresseur couplé

Dans l'ensemble des grilles d'aubes du compresseur, la pression statique reste en moyenne dans les mêmes niveaux pour les différentes sondes des Figure 4.73 et Figure 4.74 due à l'augmentation progressive de la pression en sortie du compresseur. Les oscillations stabilisées de l'écoulement au niveau de la tête de pale de ***R3*** sur la Figure 4.73 sont toujours observables au début du graphique puis la fréquence devient plus importante. Ensuite, la séquence du déclenchement des décrochages est similaire au cas isolé : ***R3***, ***R2***, ***R6***, ***R4*** et ***R5***. Il n'y a pas de seconde instabilité visible dans ***R3*** et les oscillations dans ***R4*** et ***R5*** sont plus importantes. Les durées des instabilités entre les deux simulations diffèrent également. Sur la Figure 4.74, l'évolution de la pression dans les redresseurs suit l'entraînement des roues mobiles. L'amplitude des oscillations y est quasi-nulle due à la présence des plans de mélange aux interfaces entre chaque grille d'aubes.

Le pic de pression responsable de l'apparition des instabilités au sein de compresseur trouve son origine dans ***R3***. Il est possible de discerner la présence de deux déclenchements de pompage distinctement dans les deux blocs d'étages décrivant le compresseur complet.

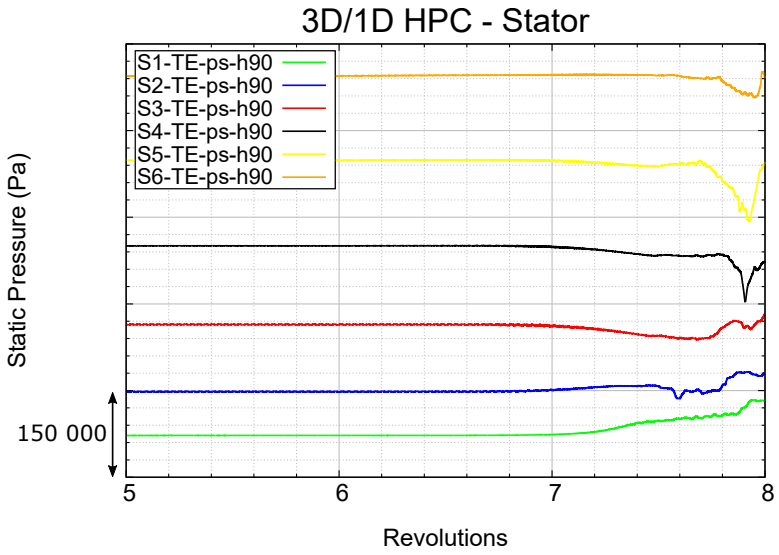


Figure 4.74 – Signaux des sondes de pression statique à 90% de hauteur de veine au niveau des redresseurs du compresseur couplé

Comme pour le cas isolé, le cas du compresseur couplée 3D/1D diverge également et la simulation est donc arrêtée. Le couplage actuel ne permet pas d'obtenir la suite de l'inversion du débit. Il n'est donc pas possible de comparer le devenir des signaux des sondes de pression après les décrochages. L'apport du couplage n'est donc malheureusement pas mesurable sur les évolutions caractéristiques d'inversion du débit et de rétablissement de la pression durant un cycle de pompage. Les recherches sur la raison de cette divergence montrent que le code 1D FluidApro de PROOSIS est en cause. À l'interface de sortie du compresseur, lors de l'inversion du débit, une divergence apparaît dans le calcul des quantités de densité et de pression statique 0D fournies à l'interface. Après que ce problème soit corrigé, le couplage devrait permettre de simuler l'évolution de l'écoulement dans le compresseur après le déclenchement du pompage profond lorsque la chambre et les conduits de tuyère ont un débit inversé. Ce qui n'est pas accessible dans une simulation compresseur isolé où les conditions aux limites appliquées proches IGV et OGV contraignent l'écoulement.

4.3.3 Comparaison aux essais sur banc

Chez Safran Aircraft Engines, une campagne d'essais partiels a été réalisée avec le compresseur haute pression afin de tester ses performances ainsi que son opérabilité sur banc. La configuration à jeux ouverts est caractérisée en fermant les prélèvements comme il est visible sur les performances du compresseur, Figure 4.4-a. Puis la limite de stabilité est franchie en fixant les prélèvements à une valeur de 3.5%. Des instabilités apparaissent dans le compresseur au niveau des roues mobiles avant que ce dernier n'entre en pompage. Juste en amont des bords d'attaque des roues mobiles, le carter est alors doté de 6 capteurs de pression instationnaire répartis uniformément en azimut. Grâce à ces derniers, les instabilités naissantes à haute fréquence en tête de pale des roues mobiles sont capturées et il est donc possible d'observer le déclenchement du pompage au sein du compresseur.

Sur la Figure 4.75, sont représentés les signaux des capteurs de pression statique instationnaire en amont des six roues mobiles. Les graphiques affichent la pression statique en fonction du nombre

de tour, rapporté sur la figure par des triangles rouges sur l'axe des abscisses. L'axe des ordonnées représente les variations en pression et les courbes y sont décalées selon leur position azimutale entre 0° et 360° pour plus de lisibilité. Les traits en pointillés de couleur décrivent l'apparition de l'instabilité tournante dans chaque roue mobile. Dès que le signal transmet un pic ou un creux de pression, il est possible de reporter l'instant de l'émergence des précurseurs liés au pompage grâce aux traits verticaux. Sur les signaux de ***R2*** et ***R3***, ces instabilités avec un pic de pression apparaissent de façon quasi-simultanée.

Les évolutions de ces prémisses du décrochage des pales sont de l'ordre de quelques dizaines de milliers de Pascals dans les essais. Afin de comparer ces évolutions avec les résultats numériques, sur chaque graphique de mesure des essais, le signal de la sonde de pression statique correspondant au carter proche bord d'attaque de la roue simulée avec le rapport d'échelles équivalent est reporté. Au niveau des roues ***R2*** et ***R3***, la réponse de l'instationnarité à haute fréquence n'est pas présente dans les essais car la fréquence d'acquisition semble trop faible. Néanmoins les niveaux de pression statique sont équivalents entre les extrémums du signal représentant les variations les plus fortes. De plus, en ce qui concerne ***R3***, au début du signal des essais, une instationnarité existe et elle pourrait être liée aux oscillations de l'écoulement en tête de pale observées dans la simulation instationnaire. Comme la résolution temporelle des sondes en essai est de $50kHz$ et que le schéma spatial de ces instationnarités observées en simulation n'est pas connu, il est envisageable que les données expérimentales ne permettent pas de capter ce phénomène.

Au niveau des autres roues en aval de ***R3***, des creux de pression sont visibles. Ensuite, ***R4*** subit des instabilités de faible amplitude comparativement à ***R5*** et ***R6***. Ces dernières ont des déclenchements simultanés avec de forte amplitude comme dans le cas de la simulation. La comparaison avec cette dernière montre que les amplitudes des instabilités sont de même ordre de grandeur. Par contre, il existe de faibles oscillations sur les signaux des essais avant l'apparition de l'extrémum qui ne correspondent pas aux oscillations à haute fréquence observées durant le calcul. Par contre, une observation supplémentaire sur les essais montre que les roues mobiles présentent rapidement une augmentation de la pression en même temps que l'apparition des instabilités. Cette augmentation semble provenir de ***R6***. Enfin, les pics de pression apparaissent dans ***R1*** au bout d'un demi-tour de roue à la suite du déclenchement dans ***R2***-***R3***. Cette augmentation de pression est observée dans le cas de la simulation.

Le rapport d'essai confirme la difficulté de discerner l'origine exacte du départ du pompage car ***R2*** et ***R3*** subissent une instabilité de façon quasi-simultanée. Étant données les apparitions instantanées des instabilités dans les roues mobiles et les incertitudes liées à la position des sondes qui ne couvrent pas l'ensemble du carter, l'ordre de déclenchement ainsi que les niveaux des instabilités naissantes montrent que le pompage du compresseur apparaît dans le bloc amont et qu'un autre décrochage apparaît dans le bloc aval. Concernant la simulation, en prenant en compte les hypothèses de modélisation, le fonctionnement du compresseur lors du franchissement de sa limite de stabilité est donc bien représenté par la modélisation 3D monocanal des grilles d'aubes. Les niveaux de pression du déclenchement dans les passages d'aubes sont représentatifs des précurseurs du pompage. L'origine de l'apparition des instabilités serait liée à la grille d'aubes ***R3***.

CONCLUSION

Ce chapitre regroupe la majorité des résultats numériques qui ont été traités durant la thèse. Le premier objectif était de mettre en place la simulation avec un modèle mathématique RANS d'un compresseur haute pression industriel. Le second objectif était de réaliser un couplage de logiciels de CFD 3D et 1D afin de prendre en compte l'effet du système sur le fonctionnement du compresseur. Ces étapes ont permis de caractériser l'apparition des instabilités lors du franchissement de la limite de stabilité de pompage à faible débit.

La résolution instationnaire des équations de la mécanique des fluides avec le modèle RANS, plus communément appelée la résolution *Unsteady-RANS* (*URANS*), montre la capacité de cette méthode à capter les phénomènes instationnaires au sein des turbomachines. Grâce à la méthode des plans de mélange, le temps de restitution des résultats est réduit et il a été possible d'observer l'évolution de l'interaction entre le tourbillon de jeu en tête de pale de ***R3*** avec la poche sonique présent sur l'extrados. La modification du fonctionnement de l'écoulement décrit une nouvelle courbe caractéristique des performances du compresseur. La valeur du débit réduit corrigé délimitant l'apparition du pompage à faible débit correspond à la limite de stabilité des essais. La plage en débit de fonctionnement stable du compresseur est ainsi décrite avec précision.

La prise en compte des conduites du banc d'essai grâce au couplage de logiciels démontre l'importance d'imposer avec exactitude les conditions de fonctionnement du compresseur. La pression statique en sortie de ce dernier, responsable de l'apparition des instabilités de décrochage des roues mobiles, est définie selon une loi plus réaliste que dans le cas de simulation 3D seul où l'évolution est dépendante de la loi de vanne. Cette dernière permet de parcourir l'isovitesse de rotation afin de décrire la courbe caractéristique. Mais lors de l'apparition du pompage, cette loi fournit une contre-pression en sortie qui engendre une chute de pression non physique. Ce qui entraîne un fonctionnement des étages du compresseur incohérent.

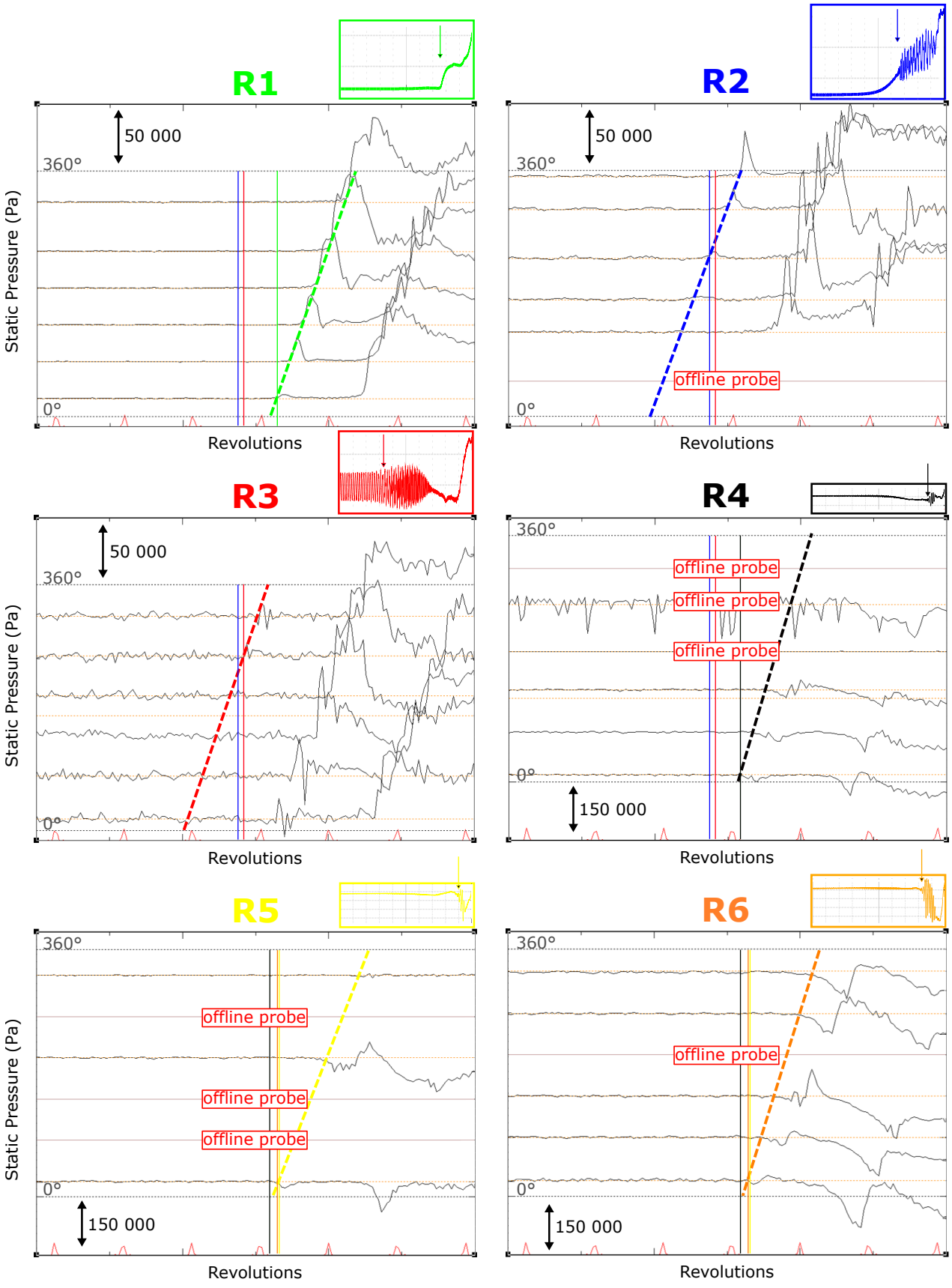


Figure 4.75 – Signaux des sondes de pression statique instationnaire au carter durant les essais

Conclusions et Perspectives

Les deux objectifs principaux des travaux de thèse étaient de modéliser le déclenchement du pompage d'un compresseur haute pression provenant de l'industrie aéronautique et de mettre en place la méthodologie de couplage des logiciels de simulation des différents composants du banc d'essai. Cet assemblage numérique améliore la représentativité lors de la caractérisation de la limite de stabilité du compresseur. La description des phénomènes instationnaires au sein des grilles d'aubes est réalisée et l'apparition des précurseurs liés aux instabilités est capturée.

La première partie des résultats concerne l'analyse des instationnarités inhérentes à RM3. La modélisation mathématique des plans de mélange instationnaires à l'interface entre chaque grille d'aubes permet de capter le développement des oscillations de l'écoulement de jeu. Ces battements modifient la répartition de la charge aérodynamique sur les aubes, ce qui entraîne une performance accrue de l'étage. Chaque grille d'aube est simulée de façon instationnaire avec les conditions aux limites méridiennes moyennées appliquées au plan. Mais le comportement de l'écoulement dans chaque grille est restreint par la présence des plans de mélange. Dans le cas de simulation du pompage d'un compresseur multi-étagé, la configuration monocanal réduit considérablement le temps de calcul. Comme il est difficile d'évaluer l'influence des grilles les unes par rapport aux autres, la prise en compte du fonctionnement de l'intégralité du compresseur permet de connaître l'évolution globale dans la caractéristique de ce dernier.

La seconde partie des résultats concerne le déclenchement du pompage du compresseur. La simulation complète du banc d'essai fournit l'influence des éléments environnant le compresseur lors du départ des instabilités. Les conduites en aval du banc sont responsables de l'évolution de la pression en sortie du compresseur lorsque le pompage se déclenche. La mise en données d'un couplage 3D/1D réduit les temps de restitution des résultats comparativement à une simulation purement tridimensionnelle. Les séquences du déclenchement des étages de la simulation isolée du compresseur et de la simulation couplée au banc sont comparables aux essais. Mais l'évolution des niveaux de pression dans le cas isolé n'est pas représentative de l'accumulation du volume de la chambre comme dans le cas couplé. Les conditions aux limites du compresseur aux interfaces 3D/1D sont plus proches des conditions réelles.

La finalité de ce projet est de quantifier l'impact de l'environnement banc sur le calcul de la limite de stabilité du compresseur pour ainsi déterminer la marge au pompage et l'étage critique. La modélisation plus précise du cycle complet du pompage dû à cet environnement serait une éventuelle approche plus fine en conception afin de déterminer les efforts instationnaires encourus par les aubes.

L'apparition d'une divergence numérique à l'interface 3D/1D de sortie du compresseur lors de l'inversion du débit entrave l'analyse de la suite du pompage. Grâce à une future correction du code 1D FluidaPro, action à initier avec l'éditeur du logiciel responsable des calculs des quantités aérodynamiques au sein des conduites, il serait possible de modéliser les phases d'inversion de débit et de récupération après le déclenchement. La simulation du cycle de pompage complet fournirait les périodes et les amplitudes des différentes phases. Ces informations permettrait de calculer les efforts engendrés par les grilles d'aubes lorsque le débit oscille brutalement. Enfin, grâce à la versatilité de la méthodologie de couplage, le fonctionnement du compresseur pourrait être simulé au sein de son environnement moteur. Le comportement aérodynamique du compresseur avec l'influence de la chambre de combustion et de la turbine serait capté lorsque les instabilités du pompage apparaissent.

La suite des résultats de l'analyse instationnaire de RM3 montre un fonctionnement instable en décrochage tournant sur le cas isolé à 5 canaux lorsque l'alimentation de la roue est modifiée. Dans la configuration monocanal du compresseur complet, l'interface inter-roue entre RD2 et RM3 pourrait être remplacée par une approche chorochronique afin de prendre en compte les interactions stator/rotor. Cette approche permettrait d'enlever l'hypothèse de moyenne azimutale au raccord inter-roue mais par contre continuerait à imposer une périodicité aérodynamique liée aux nombres de pales. Néanmoins, il serait possible d'observer le développement de l'oscillation de l'écoulement de jeu de la roue dans le sillage du redresseur. Puis, en conservant les plans de mélange aux interfaces à toutes les grilles d'aubes adjacentes à RM3, il serait envisageable de modéliser cette roue sur 5 canaux. Ce second calcul illustrerait l'évolution azimutale des oscillations des tourbillons de jeu proche bord d'attaque de RM3 tout en gardant une alimentation représentative du compresseur complet selon l'axe méridien. Enfin, la seule approche permettant de s'affranchir de ces hypothèses de périodicité entre les nombres d'aubes serait d'appliquer un calcul complet 360° sur l'ensemble stator/rotor. L'évolution du décrochage tournant serait capturée sans forçage.

Bibliographie

[1] A. Alexiou. TURBO v.4.0 reference manual. 2015.

[2] A. Alexiou and K. Mathioudakis. Gas turbine engine performance model applications using an object-oriented simulation tool. In *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*, pages 109–116. American Society of Mechanical Engineers, 2006.

[3] A. Alexiou, E. Baalbergen, O. Kogenhop, K. Mathioudakis, and P. Arendsen. Advanced capabilities for gas turbine engine performance simulations. In *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, pages 19–28. American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[4] A. Andreini, A. Bonini, G. Caciolli, B. Facchini, and S. Taddei. Numerical study of aerodynamic losses of effusion cooling holes in aero-engine combustor liners. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 133(2), 2011.

[5] N. Aretakis, I. Roumeliotis, and K. Mathioudakis. Performance model "zooming" for in-depth component fault diagnosis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133 (3):031602, 2011.

[6] A. Bala, V. Sethi, E. Lo Gatto, V. Pachidis, and P. Pilidis. PROOSIS—a collaborative venture for gas turbine performance simulation using an object oriented programming schema. *ISABE 2007 Proceedings, ISABE*, 1357, 2007.

[7] R. M. Beam and R. F. Warming. *Implicit numerical methods for the compressible Navier-Stokes and Euler equations*. 1982.

[8] K. Becker, B. Geihe, G. Ashcroft, and H. Schönenborn. On the numerical simulation of surge cycles using a quasi-unsteady mixing-plane approach. In *GPPS Montréal 2018*. Global Power and Propulsion Society, 2018.

[9] E. Benichou and I. Trébinjac. Application of an analytical method to locate a mixing plane in a supersonic compressor. *Journal of Energy and Power Engineering*, 9:91–101, 2015.

[10] N. Binder. *Aéro-thermodynamique des Turbomachines en Fonctionnement Hors-Adaptation*. 2016.

[11] N. (BLG). NUMECA International (BLG) AutoGrid5 v.10.2 user's manual. 2015.

[12] M. Bolemant and D. Peitsch. *An Alternative Compressor Modeling Method Within Gas Turbine Performance Simulations*. Deutsche Gesellschaft für Luft-und Raumfahrt-Lilienthal-Oberth eV, 2014.

[13] Y. Bousquet, N. Binder, G. Dufour, X. Carbonneau, I. Trébinjac, and M. Roumeas. Numerical investigation of kelvin–helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall. *Journal of Turbomachinery*, 138(7):071007, 2016.

[14] G. Brooke. Surging in centrifugal superchargers. r. & m. no. 1503. *British ARC*, 1932.

[15] L. Cambier, S. Heib, and S. Plot. The onera elsa CFD software: input from research and feedback from industry. *Mechanics & Industry*, 14(3):159–174, 2013.

[16] L. Cambier, V. Gleize, and M. Julien. Verification and validation of the onera elsa flow solver on RANS benchmarks. In *52nd Aerospace Sciences Meeting*, page 0239, 2014.

[17] S. Camporeale, B. Fortunato, and M. Mastrovito. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 128(3):506–517, 2006.

[18] P. Chassaing. *Turbulence en Mécanique des Fluides: Analyse du Phénomène en Vue de sa Modélisation à l'Usage de l'Ingénieur (Politech)*. 2000.

[19] L. Chuankai, Q. Tian, and D. Shuiting. Transient analysis of volume packing effects on turbofan engine. *Procedia Engineering*, 17:549–558, 2011.

[20] R. W. Claus, A. Evans, J. Lylte, and L. Nichols. Numerical propulsion system simulation. *Computing Systems in Engineering*, 2(4):357–364, 1991.

[21] C. Copeland, P. Newton, R. Martinez-Botas, and M. Seiler. A comparison of timescales within a pulsed flow turbocharger turbine. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 1340:389–404, 2012.

[22] C. E. CORDIS. VIVACE Value Improvement through a Virtual Aeronautical Collaborative Enterprise. 2010.

[23] V. Couaillier. Effective multidimensional non reflective boundary condition for CFD calculations applied to turboengine aeroacoustics prediction. *ONERA: Tire a Part*, page 1, 2005.

[24] L. Cozzi, F. Rubechini, M. Marconcini, A. Arnone, P. Astrua, A. Schneider, and A. Silingardi. Facing the challenges in CFD modelling of multistage axial compressors. In *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V02BT41A007–V02BT41A007. American Society of Mechanical Engineers, 2017.

[25] F. Crevel. *Simulation numérique de l'écoulement en régime de pompage dans un compresseur axial multi-étage*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2013.

[26] N. Cumpsty. Some lessons learned. *Journal of turbomachinery*, 132(4), 2010.

[27] N. Cumpsty and E. Greitzer. A simple model for compressor stall cell propagation. 1982.

[28] I. Day. Stall inception in axial flow compressors. 1993.

[29] I. Day. Axial compressor performance during surge. *Journal of propulsion and power*, 10(3): 329–336, 1994.

[30] I. Day. Stall, surge, and 75 years of research. *Journal of Turbomachinery*, 138(1):011001, 2016.

[31] I. Day and N. Cumpsty. The measurement and interpretation of flow within rotating stall cells in axial compressors. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 20(2):101–114, 1978.

[32] I. Day and C. Freeman. The unstable behavior of low and high-speed compressors. 1994.

[33] I. Day, T. Breuer, J. Escuret, M. Cherrett, and A. Wilson. Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors. *Journal of turbomachinery*, 121(1):18–27, 1999.

[34] F. de Crécy. *Modélisation efficace du pompage d'un compresseur haute pression à l'aide d'un couplage 1D/3D: application au calcul de la réponse forcée des aubages.* PhD thesis, Ecully, Ecole centrale de Lyon, 2013.

[35] F. de Crécy, G. Despres, G. Ngo Boum, and F. Leboeuf. Study of the aerodynamic instabilities in an axial flow compressor using 3D-1D codes coupling approach. In *10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, April*, pages 15–19, 2013.

[36] R. Dehner, A. Selamet, P. Keller, and M. Becker. Simulation of deep surge in a turbocharger compression system. *Journal of Turbomachinery*, 138(11):111002, 2016.

[37] J. D. Denton. An improved time-marching method for turbomachinery flow calculation. 1982.

[38] J. D. Denton. Some limitations of turbomachinery CFD. In *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, pages 735–745. American Society of Mechanical Engineers, 2010.

[39] G. Després, G. N. Boum, F. Leboeuf, D. Chalet, P. Chesse, and A. Lefebvre. Simulation of near surge instabilities onset in a turbocharger compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(6):665–673, 2013.

[40] L. Di Mare, S. Krishnababu, B. Mueck, and M. Imregun. Aerodynamics and aeroelasticity of a hp compressor during surge and reversed flow. *Proceedings of the 12th ISUAAAT*, 2009.

[41] T. Dickens and I. Day. The design of highly loaded axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 133(3):031007, 2011.

[42] J. Dodds and M. Vahdati. Rotating stall observations in a high speed compressor—part ii: Numerical study. *Journal of Turbomachinery*, 137(5):051003, 2015.

[43] J. Dodds and M. Vahdati. Rotating stall observations in a high speed compressor—part i: Experimental study. *Journal of Turbomachinery*, 137(5):051002, 2015.

[44] E. A. I. EcosimPro. Empresarios Agrupados Internacional (ESP) Modeling and Simulation Software v.4.8 user's manual. 2010.

[45] O. N. E. R. A. elsA. Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (FRA) elsA v.3.8.03 user's manual. 2017.

[46] H. Emmons. Compressor surge and stall propagation. *Trans. of the ASME*, 77(4):455–467, 1955.

[47] A. Evans, G. Follen, C. Naiman, and I. Lopez. Numerical propulsion system simulation's national cycle program. In *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, page 3113, 1998.

[48] E. A. I. FLUIDAPRO. Empresarios Agrupados Internacional (ESP) FLUIDAPRO v.4.4.1 user's manual. 2018.

[49] J. Foley. Compressor surge topic at sae round table. *SAE Journal*, 59:46–50, 1951.

[50] J. Galindo, A. Tiseira, P. Fajardo, and R. Navarro. Coupling methodology of 1D finite difference and 3D finite volume CFD codes based on the method of characteristics. *Mathematical and Computer Modelling*, 54(7-8):1738–1746, 2011.

[51] S. A. Gbadebo, N. A. Cumpsty, and T. P. Hynes. Three-dimensional separations in axial compressors. *Journal of turbomachinery*, 127(2):331–339, 2005.

[52] C. Gear. Simultaneous numerical solution of differential-algebraic equations. *IEEE transactions on circuit theory*, 18(1):89–95, 1971.

[53] A. Gill, T. Von Backström, and T. Harms. Fundamentals of four-quadrant axial flow compressor maps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(7):1001–1010, 2007.

[54] A. Gill, T. W. Von Backström, and T. M. Harms. Flow fields in an axial flow compressor during four-quadrant operation. *Journal of Turbomachinery*, 136(6):061007, 2014.

[55] N. Gourdain, F. Sicot, F. Duchaine, and L. Gicquel. Large eddy simulation of flows in industrial compressors: a path from 2015 to 2035. *Philosophical Transactions of the Royal society A: Mathematical, Physical and engineering sciences*, 372(2022):20130323, 2014.

[56] E. Greitzer and F. Moore. A theory of post-stall transients in axial compression systems: part ii—application. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108(2):231–239, 1986.

[57] E. M. Greitzer. Surge and rotating stall in axial flow compressors—part i: Theoretical compression system model. *Journal of Engineering for Power*, 98(2):190–198, 1976.

[58] E. M. Greitzer. Surge and rotating stall in axial flow compressors—part ii: experimental results and comparison with theory. *Journal of Engineering for Power*, 98(2):199–211, 1976.

[59] E. M. Greitzer. Some aerodynamic problems of aircraft engines: Fifty years after. In *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, pages 991–1007. American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[60] T. Gresh. *Compressor performance: aerodynamics for the user*. Butterworth-Heinemann, 2018.

[61] C. Hah, D. Rabe, T. Sullivan, and A. Wadia. Effects of inlet distortion on the flow field in a transonic compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 120(2):233–246, 1998.

[62] H. Harada. High temperature materials for gas turbines: the present and future. In *International Gas Turbine Congress*, pages 2–7. Tokyo Japan, 2003.

[63] J. Harinck, P. Colonna, A. Guardone, and S. Rebay. Influence of thermodynamic models in two-dimensional flow simulations of turboexpanders. *Journal of turbomachinery*, 132(1): 011001, 2010.

[64] W. R. Hawthorne. Some aerodynamic problems of aircraft engines. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 24(10):713–730, 1957.

[65] M. Hendler, M. Lockan, D. Bestle, and P. Flassig. Component-specific preliminary engine design taking into account holistic design aspects. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 3(2):12, 2018.

[66] G. Hendricks, L. Bonnaure, J. Longley, E. Greitzer, and A. Epstein. Analysis of rotating stall onset in high speed axial flow compressors. In *29th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, page 2233, 1993.

[67] C. W. Hirt and B. D. Nichols. Volume of fluid (vof) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of computational physics*, 39(1):201–225, 1981.

[68] H. Hodson, T. Hynes, E. Greitzer, and C. Tan. A physical interpretation of stagnation pressure and enthalpy changes in unsteady flow. In *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, pages 773–784. American Society of Mechanical Engineers, 2009.

[69] D. A. Hoying, C. S. Tan, H. D. Vo, and E. M. Greitzer. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception. In *ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. American Society of Mechanical Engineers, 1998.

[70] M. C. Huppert. Some stall and surge phenomena in axial-flow compressors. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 20(12):835–845, 1953.

[71] I. Idel'cik. Memento des pertes de charge. Technical report, Direction des Etudes et Recherches d'Electricité, 1999.

[72] C. Janke, M. Goller, I. Martin, L. Gaun, and D. Bestle. 3D CFD compressor map computation of a multi-stage axial compressor with off-design adjusted rotor geometries. In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V02CT39A026–V02CT39A026. American Society of Mechanical Engineers, 2016.

[73] K. Kawatsu, N. Yamanishi, F. Di Matteo, and J. Steelant. Zooming capabilities of the 1D ESPSS propulsion simulation tool with 3D-CFD solvers: Implementation and validation. *Space Propulsion*, 2012.

[74] H.-P. Kersken, G. Ashcroft, C. Frey, N. Wolfrum, and D. Korte. Nonreflecting boundary conditions for aeroelastic analysis in time and frequency domain 3D RANS solvers. In *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, pages V02BT39A010–V02BT39A010. American Society of Mechanical Engineers, 2014.

[75] A. Klein. Characteristics of combustor diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*, 31(3): 171–271, 1995.

[76] C. Klein, S. Reitenbach, D. Schoenweitz, and F. Wolters. A fully coupled approach for the integration of 3D-CFD component simulation in overall engine performance analysis. In *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V001T01A014–V001T01A014. American Society of Mechanical Engineers, 2017.

[77] S. Koff and E. Greitzer. Axisymmetrically stalled flow performance for multistage axial compressors. 1986.

[78] M. Leonardi, F. Di Matteo, J. Steelant, B. Betti, F. Nasuti, and M. Onofri. Development of thrust chamber components for a system analysis tool. In *50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, page 3876, 2014.

[79] M. Leonardi, F. Di Matteo, J. Steelant, B. Betti, M. Pizarelli, F. Nasuti, and M. Onofri. A zooming approach to investigate heat transfer in liquid rocket engines with ESPSS propulsion simulation tool. In *8th Aerothermodynamics Symposium*, pages 2–6, 2015.

[80] P. Long Jr and D. Pepper. An examination of some simple numerical schemes for calculating scalar advection. *Journal of Applied Meteorology*, 20(2):146–156, 1981.

[81] J. Longley and T. Hynes. Stability of flow through multistage axial compressors. 1990.

[82] C. Marmignon, V. Couaillier, and B. Courbet. Solution strategies for integration of semi-discretized flow equations in elsa and cedre. *AerospaceLab*, (2):p–1, 2011.

[83] J. Marty, R. Barrier, and E. Garnier. Impact of distortions due to separation in s-duct inlet on compressor stage behavior and performances. In *23rd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, page 3795, 2017.

[84] G. Medic, D. You, G. Kalitzin, M. Herrmann, F. Ham, H. Pitsch, E. Van Der Weide, and J. Alonso. Integrated computations of an entire jet engine. In *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, pages 1841–1847. American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[85] F. Moore. A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part iii—limit cycles. 1984.

[86] F. K. Moore and E. M. Greitzer. A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part i—development of equations. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 108(1):68–76, 1986.

[87] J. Moral and al. ESPSS simulation platform, space propulsion. Technical report, Empresarios Agrupados Internacional, 2010.

[88] J. Moral, J. Vilá, V. Fernández-Villacé, F. Di Matteo, and J. Steelant. ESPSS model of a simplified combined-cycle engine for supersonic cruise. *Space Propulsion, number SP2016-3125351, Rome, Italy*, 2016.

[89] B. Nelson-Weiss and C. Krouse. Review of the computer science and engineering solutions for model sharing and model co-simulation. Technical report, SAE Technical Paper, 2019.

[90] X. Ottavy. Cours de turbomachine à fluide compressible. 2009.

[91] X. Ottavy, N. Courtiade, and N. Gourdain. Experimental and computational methods for flow investigation in high-speed multistage compressor. *Journal of propulsion and power*, 28 (6):1141–1155, 2012.

[92] A. . S. Pacelab. TXT e-Solutions S.P.A. (ITA) Pacelab suite v.7 user's manual. 2019.

[93] V. Pachidis, P. Pilidis, I. Templalexis, J. Barbosa, and N. Nantua. A de-coupled approach to component high-fidelity analysis using computational fluid dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 221(1):105–113, 2007.

[94] R. Pecnik, P. Pieringer, and W. Sanz. Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures. In *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*, pages 1185–1193. American Society of Mechanical Engineers, 2005.

[95] M. V. Petrovic and A. Wiedermann. Fully coupled through-flow method for industrial gas turbine analysis. In *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, pages V02BT39A005–V02BT39A005. American Society of Mechanical Engineers, 2015.

[96] A. Piacentini, P. Group, et al. Palm: A dynamic parallel coupler. In *International Conference on High Performance Computing for Computational Science*, pages 479–492. Springer, 2002.

[97] A. Piacentini, T. Morel, A. Thévenin, and F. Duchaine. O-palm: An open source dynamic parallel coupler. In *Proceedings of the IV International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering–Coupled Problems*, 2011.

[98] J. Pilet, J.-L. Lecordix, N. Garcia-Rosa, R. Barènes, and G. Lavergne. Towards a fully coupled component zooming approach in engine performance simulation. In *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, pages 287–299. American Society of Mechanical Engineers, 2011.

[99] G. T. Power. Gamma Technologies (USA) GT-Suite v.7.3 user's manual. 2012.

[100] L. Prandtl. *Hydraulische Probleme-Ein wissenschaftlicher Überblick*. VDI-Verlag, 1926.

[101] E. A. I. PROOSIS. Empresarios Agrupados Internacional (ESP) PROOSIS v.3.10.2 user's manual. 2018.

[102] G. Pullan, A. Young, I. Day, E. Greitzer, and Z. Spakovszky. Origins and structure of spike-type rotating stall. *Journal of Turbomachinery*, 137(5):051007, 2015.

[103] R. P. Rademakers, S. Bindl, and R. Niehuis. Effects of flow distortions as they occur in s-duct inlets on the performance and stability of a jet engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(2):022605, 2016.

[104] J. A. Reed, M. G. Turner, A. Norris, and J. P. Veres. Towards an automated full-turbofan engine numerical simulation. 2003.

[105] R. A. Roberts and S. M. Eastbourn. Modeling techniques for a computational efficient dynamic turbofan engine model. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2014, 2014.

[106] S. K. Roberts and S. A. Sjolander. Effect of the specific heat ratio on the aerodynamic performance of turbomachinery. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 127(4): 773–780, 2005.

[107] P. L. Roe. Approximate riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes. *Journal of computational physics*, 43(2):357–372, 1981.

[108] I. Roumeliotis, A. Alexiou, N. Aretakis, G. Sieros, and K. Mathioudakis. Development and integration of rain ingestion effects in engine performance simulations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(4):041202, 2015.

[109] M. Schobeiri, M. Attia, and C. Lippke. Getran: A generic, modularly structured computer code for simulation of dynamic behavior of aero-and power generation gas turbine engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 116(3):483–494, 1994.

[110] J. Schreiber, X. Ottavy, G. Ngo Boum, S. Aubert, and F. Sicot. Numerical simulation of the flow field in a high speed multistage compressor: Study of the time discretization sensitivity. In *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2015.

[111] B. Smith. The k-kl turbulence model and wall layer model for compressible flows. In *21st Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference*, page 1483, 1990.

[112] B. Smith. A near wall model for the k-l two equation turbulence model. In *Fluid Dynamics Conference*, page 2386, 1994.

[113] B. R. Smith. Prediction of hypersonic shock-wave/turbulent boundary-layer interactions. *Journal of spacecraft and rockets*, 33(5):614–619, 1996.

[114] L. Smith. The radial-equilibrium equation of turbomachinery. *Journal of Engineering for Power*, 88(1):1–12, 1966.

[115] C. R. Sparks. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems. *Journal of Engineering for Power*, 1983.

[116] M. Teixeira, L. Romagnosi, M. Mezine, Y. Baux, J. Anker, K. Claramunt, and C. Hirsch. A methodology for fully-coupled CFD engine simulations, applied to a micro gas turbine engine. In *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V02CT42A047–V02CT42A047. American Society of Mechanical Engineers, 2018.

[117] I. Templalexis, A. Alexiou, V. Pachidis, I. Roumeliotis, and N. Aretakis. Direct coupling of a two-dimensional fan model in a turbofan engine performance simulation. In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V003T06A008–V003T06A008. American Society of Mechanical Engineers, 2016.

[118] S. Teramoto. Analysis of the entire surge cycle of a multi-stage high-speed compressor. *Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs, Stanford University, Stanford, CA*, pages 205–218, 2008.

[119] M. G. Turner, J. A. Reed, R. Ryder, and J. P. Veres. Multi-fidelity simulation of a turbofan engine with results zoomed into mini-maps for a zero-d cycle simulation. In *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*, pages 219–230. American Society of Mechanical Engineers, 2004.

[120] H. D. Vo, C. S. Tan, and E. M. Greitzer. Criteria for spike initiated rotating stall. *Journal of turbomachinery*, 130(1):011023, 2008.

[121] F. Wang, M. Carnevale, G. Lu, L. di Mare, and D. Kulkarni. Virtual gas turbine: Preprocessing and numerical simulations. In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, pages V001T01A009–V001T01A009. American Society of Mechanical Engineers, 2016.

[122] F. Wang, M. Carnevale, L. di Mare, and S. Gallimore. Simulation of multistage compressor at off-design conditions. *Journal of Turbomachinery*, 140(2):021011, 2018.

[123] A. Weber, K. Engel, et al. Influence of blade fillets on the performance of a 15 stage gas turbine compressor. In *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*, pages 415–424. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2008.

[124] A. P. Wheeler, R. D. Sandberg, N. D. Sandham, R. Pichler, V. Michelassi, and G. Laskowski. Direct numerical simulations of a high-pressure turbine vane. *Journal of Turbomachinery*, 138(7):071003, 2016.

[125] F. Wlassow, F. Duchaine, G. Leroy, and N. Gourdain. 3d simulation of coupled fluid flow and solid heat conduction for the calculation of blade wall temperature in a turbine stage. In *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, pages 723–734. American Society of Mechanical Engineers, 2010.

[126] F. Wlassow, F. Leboeuf, G. Leroy, N. Gourdain, and G. N. Boum. Numerical investigation of high-pressure turbine environment effects on the prediction of aerothermal performances. In *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, pages 1915–1928. American Society of Mechanical Engineers, 2012.

[127] M. Yamagami, H. Kodama, D. Kato, N. Tsuchiya, Y. Horiguchi, and J. Kazawa. Unsteady flow effects in a high-speed multistage axial compressor. In *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, pages 1651–1664. American Society of Mechanical Engineers, 2009.

[128] F. Zhao, J. Dodds, and M. Vahdati. Poststall behavior of a multistage high speed compressor at off-design conditions. *Journal of Turbomachinery*, 140(12):121002, 2018.

[129] X. Zheng and A. Liu. Phenomenon and mechanism of two-regime-surge in a centrifugal compressor. *Journal of Turbomachinery*, 137(8):081007, 2015.

dernière page de la thèse

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 25 mai 2016,

Vu la demande des directeurs de thèse

Madame I. TREBINJAC et Monsieur X. CARBONNEAU

et les rapports de

M. A. DAZIN
Professeur - LMFL - Arts et Métiers Campus de Lille - 8 bd Louis XIV - 59046 Lille cedex

et de

M. F. DUCHAINE
Docteur HDR - CERFACS - 42 avenue Gaspard Coriolis - 31057 Toulouse cedex 01

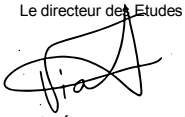
Monsieur ROJDA Ludovic

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL ET ACOUSTIQUE

Fait à Ecully, le 27 novembre 2020

P/Le directeur de l'E.C.L.
Le directeur des Etudes



Grégory VIAL