

Rapport de stage de fin d'études

Simulation aux grandes échelles de l'ingestion de particules de sable par un compresseur centrifuge



Auteur :
Teddy Gresse

Enseignant référent :
Dr. Rémi Zamansky

Encadrants :
Dr. Laurent Gicquel
Dr. Florent Duchaine
Dr. Jérôme Dombard

Jury :
Dr. Olivier Praud
Dr. Jérôme Mougel

Avril 2019 — Septembre 2019

ABSTRACT

Erosion of compressor and turbine blades operating in extreme environments fouled by sand particles is a serious problem for turbomachinery manufacturers and users. Operating in such hostile conditions leads to drastic degradations of the aerodynamic performance of engine components, mostly through surface roughness modification, tip clearance height increase or blunting of blade leading edges. The computation of particle trajectories and impacts through multiple turbomachinery stages is a challenge but still a prerequisite for the modelling of erosion induced by solid particles. The numerical prediction of complex turbulent flows in compressors and turbines is however necessary. Statistical approaches such as RANS and URANS are commonly used to simulate flows in this context. Large-Eddy Simulation method has shown promising results for compressor/turbine configurations for a wide range of operating conditions at an acceptable cost [12, 42]. Previous studies have investigated particle trajectories in a turbomachine using RANS flow-field solutions and one-way coupling between particles and flow [22, 24]. The use of time-accurate LES of unsteady flow fields has been considered very recently for the carrier phase in the context of particle-laden turbomachinery flows [6, 35].

The main objective of this work is to assess the ability of the Large-Eddy Simulation solver AVBP to treat particle-laden flow in a complex configuration of a centrifugal compressor and more particularly to handle particle transmission between fixed and moving domains. Governing equations of particle dynamics are solved using the Lagrangian formalism. Modifications of the solver and the implementation of particle treatment tools are foremostly required. The treatment procedure of particles is first validated on simple configurations with controlled particle injection. The strategy of the study is to determine the particles distribution profiles upstream the compressor with a standalone simulation of the particle-laden flow in the air inlet pipe depending on particles diameter. A following simulation of the turbomachinery configuration with an adapted particle injection is then carried out. A one-way coupling between the particles and the flow is used and the simulation aims to estimate the main areas and conditions of impacts on the impeller.

Keywords : particle impacts, particle trajectories, erosion, sand ingestion, centrifugal compressor, LES.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué au bon déroulement de mon stage et qui m'ont aidé lors de la rédaction de ce rapport.

Tout d'abord, j'adresse mes remerciements à Laurent Gicquel, Florent Duchaine et Jérôme Dombard pour leur aide apportée à la réalisation de ce projet, mais également leurs conseils et expertises m'ayant permis d'avancer efficacement dans la bonne direction.

Je remercie également les thésards du CERFACS et particulièrement Benjamin Martin pour sa collaboration régulière et précieuse tout au long du projet ainsi que Thomas Laroche pour son aide à la compréhension du code de calcul AVBP et à l'implémentation d'outils de post-traitement.

Je tiens aussi à remercier mes camarades de bureau ainsi que les autres stagiaires du CERFACS pour la bonne ambiance au quotidien.

Enfin, je remercie toute l'équipe CSG du CERFACS pour son support informatique et logistique indispensable et l'équipe administrative pour son soutien et sa bonne humeur.

TABLE DES MATIÈRES

Introduction	1
1 Simulation des écoulements turbulents et de l'ingestion de particules dans une turbomachine	3
1.1 Simulation numérique d'écoulements turbulents	3
1.2 État de l'art sur l'ingestion de particules dans une turbomachine	4
1.2.1 Simulations numériques de turbomachine avec ingestion de particules	5
1.2.2 Modélisation du rebond et de l'érosion	6
2 Développements apportés à AVBP pour la simulation d'ingestion de sable par un compresseur centrifuge	9
2.1 Présentation du solveur Lagrangien dans AVBP	9
2.2 Implémentation du traitement des particules dans AVBP	10
2.2.1 Ajout du compteur d'impact aux parois	10
2.2.2 Ajout des grandeurs liées à la sortie des particules du domaine	10
2.2.3 Analyse statistique des solutions particulières	12
2.2.4 Validation du mécanisme de post-traitement	13
2.3 Mécanisme d'injection de particules	14
2.4 Simulation de l'injection de particules dans des configurations turbomachines avec TurboAVBP	16
2.4.1 Présentation de TurboAVBP et du couplage entre simulations	16
2.4.2 Communication des particules entre les parties fixes et mobiles	16
2.4.3 Cas test : configuration turbomachine simplifiée	18
3 Prédiction de l'érosion du compresseur centrifuge avec TurboAVBP	21
3.1 Détermination des profils de distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air	21
3.1.1 Description de la configuration	21
3.1.2 Maillage du domaine	22
3.1.3 Paramétrage du calcul	22
3.1.4 Topologie de l'écoulement	23
3.1.5 Injection de particules dans la veine d'amenée d'air	23
3.2 Simulation de l'ingestion de particules dans la géométrie du compresseur centrifuge	27
3.2.1 Description de la configuration	27
3.2.2 Maillage du domaine	28
3.2.3 Paramétrage du calcul	28
3.2.4 Topologie de l'écoulement	29
3.2.5 Injection de particules dans le compresseur centrifuge	29

Conclusion	33
A Description élémentaire de la turbulence	35
B Équations de Navier-Stokes	37
C Simulation aux Grandes Échelles ou LES	39
D Équations gouvernants le formalisme Lagrangien	41
E Outil d'analyse des structures d'un écoulement : le critère Q	43

TABLE DES FIGURES

1.1	Comparaison du traitement de la turbulence en RANS, LES et DNS à l'aide du spectre d'énergie turbulente tracé en fonction du nombre d'onde. k_c est le nombre d'onde de coupure utilisé par la LES [43].	3
1.2	Schéma descriptif des composants d'une turbomachine.	4
1.3	Angles et vitesses au niveau du point d'impact de la particule [52].	7
1.4	Moteur développé par Safran Helicopter Engines [2]	8
1.5	Plan 2D du compresseur centrifuge [2]	8
2.1	Compteur d'impact particulaire (vue depuis le côté du domaine).	13
2.2	Interpolation du champ Lagrangien vers la champ Eulérien des données liées à la sortie des particules du domaine (vue depuis l'intérieur du domaine).	14
2.3	Décomposition des domaines et région de superposition [10, 55]	16
2.4	Processus de communication entre les deux domaines [10, 55]	16
2.5	Schéma du principe de détection d'une particule dans un cellule 2D triangle.	17
2.6	Schéma de la correspondance des zones d'envoi et de réception des particules dans le cas d'une maillage composé de tétraèdres (coupe 2D).	17
2.7	Conditions limites du fluide et des particules dans le domaine de simulation.	18
2.8	Transmission des particules entre le domaine fixe (blancs) et mobile (bleu).	19
2.9	Mise en évidence des noeuds composant les zones d'envoi (en rouge) et de réception (en vert) des particules (vue suivant l'axe z).	19
3.1	Géométrie de la veine d'amenée d'air dessinée à partir du plan 2D (Fig. 1.5).	21
3.2	Maillage du domaine de simulation de la veine d'amenée d'air.	22
3.3	Contours instantanés des composantes de vitesse, de pression et de température sur une tranche à $\theta = 0$	23
3.4	Cartographies 3D de la distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air pour les différents St étudiés.	25
3.5	Champs instantanés de vitesse relative locale entre les particules et le fluide environnant adimensionnés par la vitesse d'entrée du fluide dans le domaine (<i>Relative_Velocity</i>) et cartographies des poids de passage par le plan de sortie du domaine (<i>flag_impact_exit_total</i>).	26
3.6	Nombre d'impacts des particules sur la paroi à r_{min} (vue depuis l'axe de symétrie).	26
3.7	Angles d'impacts des particules sur la paroi à r_{min} (vue depuis l'axe de symétrie).	26
3.8	Profils 1D de la distribution de particules en sortie de la veine d'amenée d'air pour différents St	27
3.9	Domaine de calcul utilisé pour la simulation LES : rouet (rouge) et diffuseur (bleu).	28
3.10	Maillage du domaine de simulation du compresseur centrifuge.	28

3.11 Iso-surface instantannée du critère Q colorée par le nombre de Mach relatif et un plan proche du carter coloré par le nombre de Mach relatif en échelle de gris. L'iso-surface à Mach = 1 est représentée en violet sur la vue de dessus. Le compresseur tourne de la gauche vers la droite. [12]	29
3.12 Champs de vitesse instantanés des particules dans le compresseur (Champs Lagrangiens).	31
3.13 Compteur d'impacts des particules avec les parois sur une solution instantannée (Champ Lagrangien).	31
3.14 Champ de vitesse relative instantané des particules dans le rouet (Champ Lagrangien).	31
3.15 Données sur les impacts des particules aux parois du compresseur (Champs Eulériens).	31

LISTE DES SIGLES ET ACRONYMES

AVBP	<i>Solveur LES développé par le CERFACS</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CFL	<i>Courant–Friedrichs–Lewy condition</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MPI	<i>Message Passing Interface</i>
NSCBC	<i>Navier-Stokes Characteristic Boundary Condition</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>
SGS	<i>Sub-Grid Scale model</i>
WALE	<i>Wall-Adapting Local Eddy-viscosity model</i>

INTRODUCTION

Contexte

La conception d'une turbomachine repose aujourd'hui sur plusieurs objectifs aux premiers rangs desquels des notions telles que la performance, la fiabilité et la durée de vie sont tout naturellement présentes.

De nombreuses situations exposent les turboréacteurs, les turbopropulseurs et les groupes auxiliaires de puissance à l'ingestion de particules solides : la traversée d'un nuage de cendre volcanique, l'intervention d'hélicoptère dans des zones désertiques ou encore au sol pendant certaines phases de forte puissance. L'érosion importante des composants de turbomachines fonctionnant dans ces environnements extrêmes avec des particules de sable, de cendres ou de suie est particulièrement problématique. En effet, elle peut entraîner une dégradation drastique de ses performances aérodynamiques, voir la destruction de la turbomachine.

Les mesures expérimentales des dégradations de performance et de durée de vie dans des conditions comparables à celles rencontrées par les moteurs dans un milieu désertique sont difficiles à reproduire et coûteuses. C'est pourquoi l'étude numérique de la trajectoire des particules au sein de la turbomachine et la prédiction des conditions d'impact aux parois est un outil intéressant pour anticiper ces phénomènes à moindre coût. Cependant, pouvoir simuler un compresseur ou une turbine aéronautique reste un exercice très difficile de par la complexité des composants à traiter, la mécanique des fluides et surtout le besoin de prendre en compte dans une même simulation les parties fixes et mobiles. Dans ce contexte, le CERFACS a récemment démontré sa capacité à effectuer des Simulations aux Grandes Échelles (SGE ou Large-Eddy Simulation (LES) en anglais) à l'aide de son solveur TurboAVBP pour les configurations de compresseurs [12] et de turbines [42] dans une vaste gamme de conditions de fonctionnement à un coût acceptable.

Le CERFACS et l'équipe de travail

Le CERFACS (Centre Européen de Recherche et de Formation Avancée en Calcul Scientifique) est un laboratoire de recherche privé créé en 1987 et spécialisé dans les méthodes avancées de simulation numérique, notamment en mécanique des fluides. La société est dirigée par les représentants de ses sept actionnaires : Airbus ; CNES (Centre National d'Études Spatiales) ; EDF (Électricité De France) ; Météo-France, le service météorologique français ; ONERA (Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales) ; SAFRAN, groupe international de haute technologie ; et Total, entreprise multinationale du secteur énergétique.

Le laboratoire est divisé en trois départements de recherche : ALGO (Algorithmique Parallèle - Algorithmique Parallèle - Parallel algorithmic), CFD (Computational Fluid Dynamics), GLOBC (Modélisation du climat et de son changement global) et d'un quatrième département appelé CSG (Computer Support Group) en charge des technologies de l'information et du support. CSG héberge également l'équipe COOP (sCientific sOftware Operational Performances), en charge de la qualité du code, de la conception de l'API (Application Programming Interface), du GUI (Graphical User Interface), du HPC (High Performance Computing) et de la veille technologique.

Ce travail a été réalisé au sein de l'équipe turbomachine du département CFD. Le stage a été supervisé par Laurent Gicquel, Florent Duchaine et Jérôme Dombard, chercheurs seniors de l'équipe CFD.

Objectifs et plan du rapport

L'ambition de cette étude est de compléter le solveur LES du CERFACS TurboAVBP afin d'être capable de simuler l'ingestion de particules solides dans une configuration turbomachine avec une partie fixe et une autre mobile, ainsi que de donner des informations sur les effets de l'ingestion et de l'impact de particules. Il s'inscrit à la suite d'un premier stage sur le même sujet, réalisé par B. Martin [36]. La finalité de l'étude est la démonstration de la capacité du solveur TurboAVBP à simuler l'ingestion de sable dans une configuration complexe d'un compresseur centrifuge et à tirer des informations pertinentes pour les industriels.

La première partie introduit tout d'abord les méthodes numériques utilisées pour la simulation de la mécanique des fluides. Dans un second temps, différents modèles de prédiction d'érosion par des particules solides sont énumérés, en s'intéressant également à la détermination des conditions de rebond des particules solides. Un résumé des études précédentes traitant de la simulation numérique d'ingestion de particules dans une turbomachine est exposé.

La deuxième partie décrit l'implémentation d'un ensemble d'outils et les modifications apportées au code LES afin de permettre la simulation d'ingestion de sable dans une configuration de turbomachine. Un mécanisme de traitement des impacts est déjà présent dans le code et il convient ici de le compléter par l'ajout de nouvelles grandeurs d'impact afin d'affiner l'analyse des impacts aux parois. Une procédure de récupération de profils de distribution des particules en sortie de domaine de calcul a été également ajoutée. Elle permet d'obtenir une cartographie de la sortie des particules d'un domaine qu'il est ensuite possible d'utiliser comme profil d'injection dans un autre domaine. Le développement d'un nouveau mode d'injection de particules suivant une distribution de particules prédéterminée est abordé. Le mécanisme de transmission de particules entre domaines fixe et mobile dans le solveur TurboAVBP était incomplet et ne permettait pas la simulation d'un flux chargé de particules dans une configuration turbomachine. Les corrections apportées à ce mécanisme sont ainsi détaillées. Des cas de validation sont également présentés.

La troisième partie présente l'ensemble de ces développements à une configuration représentative d'un compresseur centrifuge industriel. La simulation de ce compresseur est réalisée en deux temps pour simplifier et maîtriser. D'abord, l'analyse de la distribution des particules en entrée du rouet au terme de la simulation de la veine d'amenée d'air isolée est effectuée. Ensuite, la simulation du rouet est réalisée avec une injection adaptée en fonction de la distribution obtenue lors de la première partie de l'étude sur l'amenée d'air. Une analyse de l'interaction des particules solides avec l'écoulement et les parois du compresseur y est développée.

CHAPITRE 1

SIMULATION DES ÉCOULEMENTS TURBULENTS ET DE L'INGESTION DE PARTICULES DANS UNE TURBOMACHINE

1.1 Simulation numérique d'écoulements turbulents

Les écoulements dans les composants de turbomachines sont généralement instationnaires, très tridimensionnels et couvrent une large gamme de nombres de Mach et de Reynolds, ce qui donne lieu à des effets physiques complexes. Il est possible de les étudier expérimentalement, mais différentes contraintes comme le coût de développement d'un banc d'essai ou d'un prototype ou encore la limitation des techniques de mesure dans certaines configurations d'écoulements, empêchent d'avoir une analyse complète et détaillée de l'écoulement. La puissance de calcul des ordinateurs depuis quelques décennies permet d'étudier numériquement ces phénomènes et de venir ainsi compléter l'analyse expérimentale. Il convient donc ici de présenter les différentes techniques de simulation et en particulier la Simulation aux Grandes Échelles (ou LES).

Les équations de Navier-Stokes présentées en annexe B ont la particularité de ne pas avoir de solution analytique hormis sous certaines hypothèses restrictives permettant de faire disparaître les termes non-linéaires. Cependant, ces hypothèses ne sont en général pas faisables pour des écoulements industriels et en particulier pour des écoulements dans des turbomachines. De plus, comme discuté dans l'annexe A, la turbulence intervient à différentes échelles de temps et d'espace. L'analyse numérique de la turbulence peut être effectuée avec différentes techniques de simulation. Trois méthodes existent :

- la simulation numérique directe (DNS) qui résout toutes les échelles de la turbulence,
- la méthode RANS qui modélise toute la turbulence,
- la Simulation aux Grandes Échelles (LES) qui est un intermédiaire entre les deux précédentes méthodes permettant de résoudre les plus grandes échelles de la turbulence et de modéliser les plus petites grâce à un opérateur de filtrage spatial.

Les propriétés de la DNS, méthode RANS et la LES sont schématisées en termes de spectre d'énergie sur la Fig. 1.1.

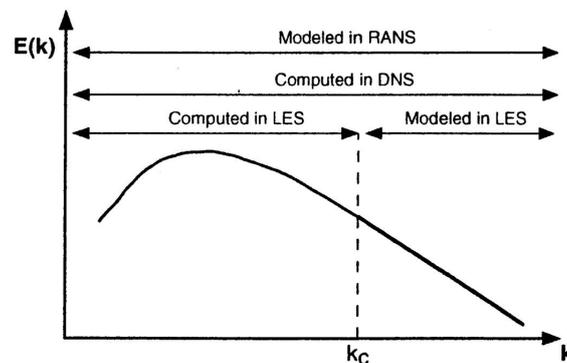


FIGURE 1.1 – Comparaison du traitement de la turbulence en RANS, LES et DNS à l'aide du spectre d'énergie turbulente tracé en fonction du nombre d'onde. k_c est le nombre d'onde de coupure utilisé par la LES [43].

La DNS requiert une taille de maille plus petite que la plus petite échelle de la turbulence η_k . Ainsi comme les échelles de la turbulence sont reliées au nombre de Reynolds de l'écoulement (Eq. A.3), cette méthode présente le désavantage d'être numériquement très coûteuse lorsque le nombre de Reynolds est élevé. Elle est donc restreinte à l'analyse d'écoulements académiques simples.

L'approche RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) est historiquement la première approche possible du fait d'un coût de calcul raisonnable mais ne permet que de déterminer les valeurs moyennes des propriétés de l'écoulement turbulent. Une moyenne temporelle est appliquée aux équations de Navier-Stokes. Cette opération introduit un terme non-linéaire, le tenseur de Reynolds qu'il convient de modéliser pour fermer le système d'équations [8]. Pour la simulation d'écoulements dans les turbomachines, des modèles de fermeture sont construits spécifiquement pour tenir compte des caractéristiques de ces écoulements [11]. Cependant, ces modèles s'avèrent être limités à certains domaines d'application [15].

La LES est une approche alternative intermédiaire permettant de tirer les avantages d'une description détaillée et dynamique des grandes échelles de la turbulence et de modéliser les plus petites échelles afin d'en limiter les coûts de calcul. La LES repose ainsi sur un opérateur de filtrage spatial appliqué aux équations de Navier-Stokes et sur l'utilisation de modèle de sous-maille (aussi appelé SGS ou Sub-Grid Scale model) pour modéliser les échelles plus petites que le filtrage (soit un filtre explicite, soit la taille de maille). Plus de détails sont donnés en annexe C. Cette approche est devenue un outil de recherche standard dans la communauté scientifique [43, 45] et fait progressivement son apparition pour des applications industrielles [26, 12]. Dans la plupart des cas, la LES permet d'obtenir pour des écoulements turbulents complexes des résultats plus proches des phénomènes physiques réels. C'est pour ces raisons que la LES a été choisie pour la suite de l'étude.

1.2 État de l'art sur l'ingestion de particules dans une turbomachine

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide subit une transformation lors de son écoulement, en partie le long de conduits fixes formant le stator de la machine, et en partie le long de conduits mobiles appartenant au rotor, organe recevant ou transmettant la puissance mécanique selon le cas. Ces conduits offerts au fluide sont munis d'aubes afin de guider l'écoulement et de permettre la transmission d'énergie entre le fluide et le composant (Fig. 1.2). Dans une turbine, le rotor ou arbre d'entraînement transmet la puissance mécanique à un appareil récepteur. Dans un compresseur, le rotor fournit du travail au fluide afin d'augmenter sa pression.

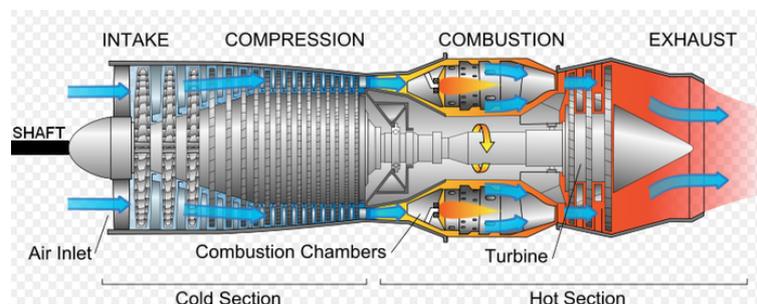


FIGURE 1.2 – Schéma descriptif des composants d'une turbomachine.

Les écoulements au sein de ces machines se développent donc autour de géométries complexes et en général à des vitesses élevées. Différents phénomènes physiques se développent et se combinent avec notamment des régimes laminaire, transitoire et turbulent, des écoulements séparés et des effets de compressibilité. Le fonctionnement des turbomachines dans des environnements contenant des particules de sable, de cendre ou

encore de suie entraîne l'érosion de ces composants. L'altération de la géométrie se traduit principalement par la modification de la rugosité de surface, l'augmentation de la hauteur de dégagement des pales ou l'émoussement des bords d'attaque des aubes. L'érosion est donc un facteur important de dégradation des performances aérodynamiques des composants et du rendement du cycle de vie des turbomachines [49, 29, 23]. De plus, plusieurs accidents graves ont eu lieu à cause d'une défaillance d'un moteur opérant dans un milieu contenant une concentration importante de particules [14, 50]. Les procédures expérimentales d'évaluation de l'érosion et de la dégradation des performances restent très coûteuses et il est souvent difficile d'effectuer une étude complète en raison des différentes conditions de fonctionnement d'une turbomachine. De nombreuses études numériques ont donc essayé de caractériser les effets de l'ingestion de sable sur la détérioration des composants de turbomachine pour en déduire les pénalités en terme de performance. La prochaine section présente les recherches bibliographiques faites à ce sujet.

1.2.1 Simulations numériques de turbomachine avec ingestion de particules

En raison de la densité relativement faible des particules dans les cas d'érosion dans les turbomachines, lors de la simulation de ces processus, la phase particulaire est généralement traitée avec une approche Lagrangienne. La plupart des particules de poussière ingérées ont une taille comprise entre 0 et 1000 microns. Le quartz est le constituant érosif le plus abondant connu pour causer une usure considérable par érosion à la surface des pales.

Les particules sont considérées comme des objets individuels avec leurs propres paramètres (position, vitesse, etc.), qui sont en suspension dans le milieu porteur. Le mouvement individuel des particules ponctuelles est suivi en fonction de l'interaction avec l'écoulement environnant. Cette approche fournit des informations détaillées sur chaque particule, mais peut devenir coûteuse pour des densités de particules élevées. Si l'on considère également la taille relative des particules, les interactions particule-particule et particule-fluide sont généralement négligées, ce qui conduit à ce qu'on appelle le couplage "one-way", dans lequel l'état fluide local à la position des particules confère une force à la particule, mais le fluide lui-même reste intact [33].

Il s'agit donc nécessairement d'utiliser des simulations numériques pour étudier les écoulements dans les turbomachines et notamment pour prédire les trajectoires des particules et les zones sujettes à l'érosion, ce qui peut être utile pour anticiper l'usure des pales et pour la protection des revêtements. Hussein et Tabakoff [17] ont fait œuvre de pionniers dans la simulation de la trajectoire des particules dans des turbomachines axiales tournantes et stationnaires en utilisant des facteurs de rebond pour les particules basés sur des corrélations expérimentales. Elfeki et Tabakoff [16] ont montré que dans les compresseurs centrifuges, les trajectoires des particules sont très variées en raison de la complexité de l'écoulement et de la direction des forces centrifuges. Un article de Ghenaiet [22] présente l'étude de l'érosion d'un rotor composé de quatre pales par des particules solides. Le champ fluide est obtenu à l'aide d'une simulation RANS et le suivi des particules est fait en utilisant le formalisme Lagrangien. Un couplage "one-way" est mis en place entre le fluide et les particules. Les résultats de l'étude montrent un nombre important d'impacts au niveau du bord d'attaque de la pale. Une étude similaire a été également effectuée par Ghenaiet [24] sur les trajectoires des particules de sable dans un compresseur centrifuge. La dégradation des performances à cause de l'ingestion de sable a été mise en évidence dans le cas d'un compresseur axial dans une dernière étude de Ghenaiet [21].

Dans l'ensemble, la prévision de l'érosion pour des applications réalistes, par exemple dans les composants de turbomachines, est effectuée avec un code CFD classique et reléguée à une approche séquentielle : le champ d'écoulement est d'abord résolu par une approche temporelle moyenne (équations RANS). Dans une seconde étape, des particules sont transportées avec une approche "one-way" sur le champ portant résultant. Au contact d'une géométrie solide, le comportement des particules ainsi que leurs effets sur la paroi du matériau sont modélisés statistiquement en fonction des caractéristiques des particules entrantes et des paramètres du matériau. Les déformations géométriques des parois et des particules sont généralement négligées ou déterminées a posteriori. Chacune des étapes de cette chaîne de simulation peut introduire deux types d'incertitude :

la modélisation de la physique souvent non résolue ou méconnue (par exemple, les termes de fermeture RANS, le modèle de transport de particules, les modèles de restitution et d'érosion) et le découplage des simulations en différentes étapes séparées (par exemple, le mouvement des particules sur un champ de flux moyen dans le temps, la non prise en compte des effets des changements géométriques des parois sur l'écoulement, etc.). Ces incertitudes et le grand nombre de choix de modélisation qu'implique cette approche expliquent la grande disparité des résultats de calcul rapportés, l'accord souvent faible avec les données expérimentales et l'absence d'une méthode générale et établie.

L'utilisation de la LES pour simuler des écoulements instationnaires n'a été envisagé pour la phase porteuse dans le contexte de flux de turbomachines chargées de particules que récemment. Son utilisation est pourtant primordiale pour tenir compte des effets des différentes échelles de turbulence sur le comportement des particules [30]. La LES devient de plus en plus utilisée dans les simulations d'étages de turbomachines [41, 42, 56]. Beck et al. [6] a été l'un des premiers à effectuer une étude complète en utilisant un cadre à haute précision temporelle avec la DNS et la LES pour simuler des écoulements turbulents compressibles avec un suivi des particules précis dans le temps dans une géométrie complexe de turbomachine. Martin et al. [35] a également montré la pertinence de la LES pour prédire la trajectoire et les impacts des particules dans la géométrie d'un Distributeur Haute Pression (DHP). Cette étude a mis en lumière l'importance d'une description correcte amenée par la LES des caractéristiques instationnaires de l'écoulement en entrée du domaine de calcul. Cette condition instationnaire en entrée influence grandement la répartition et les impacts des particules sur les pales du DHP. Enfin, Finn et al. [19] ont analysé le potentiel d'érosion par particules solides d'une turbine à CO₂. Les résultats indiquent que les particules, réparties de façon aléatoire en amont de la turbine, deviennent très concentrées à mesure qu'elles traversent la turbine. Certaines de ces particules ont un impact sur l'intrados proche du bord de fuite à des vitesses élevées et avec des angles d'impact obliques, ce qui entraîne des taux d'érosion relativement élevés.

Dans toutes ces études passées en revue, la prédiction de l'érosion a été effectuée en utilisant des modèles dépendants des caractéristiques des particules impactant la paroi. De même pour le rebond des particules, des hypothèses ont été faites afin de déterminer les vitesses et les angles après impact en fonction des grandeurs initiales. Une revue des articles traitant ces notions de modélisation de l'érosion et de rebond sur une paroi est réalisée dans la section suivante.

1.2.2 Modélisation du rebond et de l'érosion

Le rebond

Une première approche peut être de considérer le modèle de collision entre les particules et la paroi comme élastique. Ce modèle repose sur deux hypothèses :

- l'angle de rebond est égal à l'angle d'impact de la particule,
- la vitesse de rebond est égale à la vitesse incidente de la particule.

Cependant, l'impact d'une particule sur une paroi modifie sa trajectoire et son énergie cinétique. Plusieurs études expérimentales ont montré que des coefficients de restitution modifient les caractéristiques des particules et sont importants pour déterminer les trajectoires des particules à travers la turbomachine et prédire correctement les phénomènes d'érosion aux parois. Tabakoff et Wakeman [53, 54] ont effectué plusieurs études expérimentales pour déterminer les coefficients de restitution de l'angle et de la vitesse des particules. L'influence de la vitesse d'impact des particules, de l'angle d'impact, du matériau et de la température de la paroi a été étudiée.

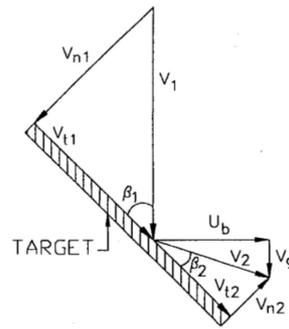


FIGURE 1.3 – Angles et vitesses au niveau du point d'impact de la particule [52].

Pour les particules de sable, l'étude la plus récente a été menée par Tabakoff et al. [52]. Elle consiste à mesurer les caractéristiques de rebond des particules à l'aide d'un appareil de vélocimétrie laser Doppler. Les matériaux cibles choisis sont souvent utilisés dans le domaine des turbomachines (aluminium 2024, titane 6Al-4V, acier AM 355 et RENE 41). Une seconde étude réalisée par Tabakoff [51] présente un travail similaire pour des particules de suie (diamètre moyen autour de $15 \mu m$).

Différentes approches et corrélations permettant donc de déterminer les caractéristiques des particules à la suite d'un impact. Elles sont nécessaires afin de modéliser l'érosion d'une turbomachine par des particules solides. La section suivante présente donc les différents modèles d'érosion rencontrés dans la littérature.

L'érosion

La prédiction de l'interaction particule-paroi et de l'usure par érosion est déterminée par l'application d'un modèle supplémentaire aux données de rebond des particules aux parois. Le phénomène d'érosion d'une paroi dépend de plusieurs paramètres, en particulier, la vitesse, l'angle d'impact, la taille des particules, leur concentration ainsi que des propriétés physiques du matériau des particules et de la paroi impactée. Pour fournir une estimation précise de l'érosion, les modèles doivent impérativement prendre en compte ces différents paramètres. Ainsi différents modèles ont été développés afin de décrire au mieux ce phénomène d'érosion, mais ils possèdent tous leurs limites.

Un premier modèle développé par Finnie utilise l'hypothèse que la masse érodée est directement proportionnelle à l'énergie cinétique des particules incidentes [20]. Malheureusement, ce modèle se révèle incapable de décrire correctement le phénomène d'érosion pour des angles d'impact élevés. D'autres modèles ont alors décomposé le phénomène d'érosion en 2 parties [38] :

- l'érosion ductile qui survient pour des angles d'impact faibles. Lorsque que la particule impacte la paroi, ses formes anguleuses agissent comme une lame qui arrache de la matière.
- l'érosion cassante qui intervient au contraire pour des angles proches de la normale à la paroi. L'impact direct de la particule provoque des fissures au sein du matériau en laissant un cratère qui sera la trace du passage de la particule.

Grant et Tabakoff [27, 28] ont établi le modèle le plus abouti dans le contexte des turbomachines en réutilisant les deux mécanismes d'érosion discutés précédemment. Les différents modèles d'érosion dépendent tous de coefficients empiriques spécifiques. Il n'existe donc pas de modèle universel [37]. En plus de cette variété de modèles et de coefficients, le changement de matériau pour la particule ou la paroi nécessite généralement un réajustement de ces paramètres.

De manière générale, les effets d'altération causés par l'érosion sur la géométrie d'étude sont négligés dans les simulations. Cela est en partie dû aux incertitudes associées au processus de simulation de l'érosion lui-même

ainsi qu'aux méthodes de simulation utilisées. De plus, une géométrie changeante irrégulièrement avec de fortes caractéristiques locales est un problème important pour la gestion des maillages.

Dans l'ensemble, peu d'études sont disponibles sur la simulation numérique d'ingestion de particules de sable pour étudier les impacts en utilisant un solveur LES. L'idée de l'étude présentée dans ce rapport est d'effectuer des calculs fluides avec injection de particules en utilisant le code de Simulations aux Grandes Échelles AVBP, développé au CERFACS et à l'IFPEN [46], et son solveur Lagrangien. L'objectif sera donc de réaliser des simulations d'impact sur une configuration turbomachine avec partie fixe et partie mobile en instationnaire et de relever des grandeurs liées aux particules en vu d'alimenter des modèles d'érosion. Pour cela, afin d'effectuer les simulations de prédiction d'impact et d'érosion, une géométrie de compresseur centrifuge représentative d'un moteur d'hélicoptère est utilisée (Fig. 1.4).

La stratégie adoptée pour étudier le compresseur centrifuge consiste à étudier l'entrée d'air indépendamment du rouet (Fig. 1.5). Ainsi, une première étude sera menée sur le comportement des particules dans la veine d'amenée d'air afin de déterminer en fonction des tailles de particules injectées leurs distributions à l'entrée du compresseur. Ensuite, un ensemble de diagnostics d'impacts sur les pales et le suivi du cheminement des particules au sein du compresseur seront effectués en adaptant l'injection des particules suivant les distributions obtenues lors de l'étude de l'amenée d'air.

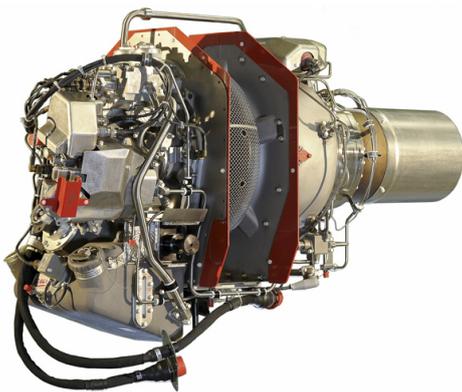


FIGURE 1.4 – Moteur développé par Safran Helicopter Engines [2].

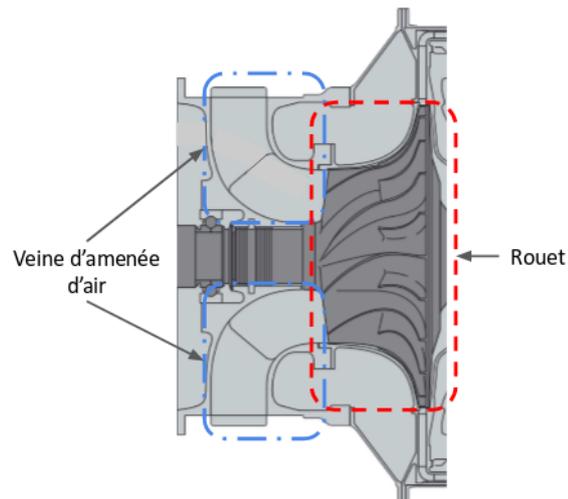


FIGURE 1.5 – Plan 2D du compresseur centrifuge [2].

Ce découplage de l'étude du compresseur a plusieurs avantages :

- diminuer les temps de calcul en réalisant deux simulations séparées plutôt qu'une seule,
- faciliter l'analyse de la distribution des particules en entrée du compresseur en fonction du diamètre des particules,
- améliorer la prédiction des impacts des particules sur les aubes du compresseur en changeant la topologie de la phase portée. Pour toutes les études trouvées dans la littérature sur la prédiction numérique de l'érosion dans une configuration turbomachine, l'injection de particules est supposée répartie uniformément sur le plan d'entrée du domaine de simulation [6, 19, 35].

Afin d'effectuer l'analyse du comportement des particules dans ces deux simulations, un ensemble d'outils de traitement des impacts déjà présents dans AVBP et développés lors du stage de B. Martin [36] ont été utilisés. D'autres outils ont été implémentés au cours de ce stage afin de compléter ce traitement et améliorer ainsi l'analyse. Certaines corrections ont également été apportées au code afin d'assurer la transmission des particules entre les parties fixe et mobile du compresseur.

CHAPITRE 2

DÉVELOPPEMENTS APPORTÉS À AVBP POUR LA SIMULATION D'INGESTION DE SABLE PAR UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE

2.1 Présentation du solveur Lagrangien dans AVBP

AVBP est un code de simulation numérique capable de résoudre les équations de Navier-Stokes compressibles laminaires et turbulentes en deux et trois dimensions. Les simulations se font sur des maillages non structurés et hybrides avec parallélisation sur plusieurs processeurs. Au solveur LES pour la partie fluide s'ajoute un solveur Lagrangien qui permet le suivi de particules solides ou liquides dans le domaine de simulation.

L'évolution temporelle et spatiale d'un nombre fini de particules sphériques est résolue au sein du domaine de calcul avec un formalisme Lagrangien : c'est-à-dire que la mécanique du point est appliquée à chaque particule. Les équations gouvernant cette évolution sont présentées en Annexe D. Avec ce formalisme, le fluide autour des particules est calculé avec une approche Eulérienne et un processus d'interpolation est nécessaire pour permettre l'échange d'informations entre le système de coordonnées des particules et la grille Eulérienne du maillage. Un couplage fluide-particules est disponible dans AVBP. Les forces qui agissent sur le fluide sont construites en prenant en compte les particules situées au voisinage d'un noeud donné de la grille Eulérienne. De la même manière, les forces agissant sur les particules sont obtenues grâce à l'interpolation des propriétés du fluide à la position de la particule. Aucun modèle de collision n'existe entre les particules car celles-ci sont supposées ponctuelles.

Pour permettre le calcul de leur évolution temporelle et spatiale, les grandeurs suivantes sont associées à chaque particule au sein du solveur Lagrangien :

- x_p : un vecteur contenant les coordonnées spatiales de la particule,
- u_p : un vecteur contenant les trois composantes de vitesse de la particule,
- r_p : le rayon de la particule,
- T_p : la température de la particule,

De plus, des grandeurs liées à l'impact des particules sont également disponibles :

- $flag_impact$: un entier qui indique si la particule a impacté un mur pendant l'itération en cours (égal à 1 si un impact a eu lieu, 0 sinon),
- up_impact : un tableau à trois dimensions qui permet de stocker les conditions d'impact de la particule, c'est à dire les trois composantes de vitesse de la particule au moment du contact avec la paroi,
- $angle_impact$: un réel qui fournit l'angle d'impact de la particule avec la paroi.

Ces grandeurs permettent de connaître les principales conditions d'impact des particules et sont sauvegardées lors des écritures sur disque de l'état des particules.

2.2 Implémentation du traitement des particules dans AVBP

2.2.1 Ajout du compteur d'impact aux parois

Afin d'améliorer l'analyse du cheminement des particules et de leurs impacts aux parois d'une géométrie complexe de turbomachine, il est intéressant d'avoir accès à un compteur d'impact au niveau particulaire en plus des 3 grandeurs Lagrangiennes déjà présentes. En effet, les particules de très petites tailles sont fortement couplées à l'écoulement et ont tendance à suivre les lignes de courant en impactant peu voire pas les parois. À l'inverse, les particules lourdes et donc peu sensibles à l'écoulement peuvent impacter les parois des aubes du compresseur et rebondir plusieurs fois sur la paroi voir même possiblement rebondir entre l'intrados d'une aube et l'extrados de l'aube voisine. Entre ces deux extrêmes, les particules de masse modérée ont des comportements intermédiaires qui seront plus faciles à caractériser avec un compteur d'impact aux parois.

L'idée est de créer un compteur d'impact individuel nommé *flag_impact_compt* pour chaque particule dans le domaine qui indique le nombre d'impacts aux parois du domaine qu'a subit une particule au cours de la simulation. AVBP sait déjà identifier et localiser les particules entrant en contact avec une paroi notamment grâce au *flag_impact*. Sur cette base, le *flag_impact_compt* est mis en oeuvre pour chacune de ces particules jusqu'à ce qu'elles disparaissent du calcul. Le compteur s'incrémente à chaque fois qu'une particule touche une paroi. Initialement, lors de l'injection de la particule dans le domaine, le *flag_impact_compt* est fixé à zéro. En pratique, lorsqu'une particule traverse une face du maillage appartenant à une condition limite, un test conditionnel permet de vérifier la nature de la condition limite. Dans l'étude présentée ici, la condition limite utilisée sera une condition de rebond élastique, qui s'applique dans le cas d'un impact avec une paroi solide.

Du fait de la parallélisation de la simulation, le maillage est décomposé en plusieurs sous-domaines appelés des partitions. Chaque partition est attribuée à un coeur de calcul unique. Cette décomposition est faite de manière à minimiser la charge de calcul de chaque coeur et les temps de communication, dans le but d'optimiser le temps de calcul global de la simulation. Lorsqu'une particule est transportée entre deux mailles, il est aussi nécessaire de transporter les grandeurs associées à la particule. Les échanges entre les coeurs de calcul se font grâce à des communications MPI et des routines spécifiques à cette bibliothèque. Le codage du compteur d'impact a donc été adapté au contexte parallèle en utilisant le standard MPI.

L'originalité de cette étude vient en partie du fait qu'une première simulation du comportement des particules dans la veine d'amenée d'air est effectuée en amont de la simulation d'ingestion de particules par le compresseur centrifuge. La première simulation permet de déterminer la distribution des particules en sortie du domaine pour différents diamètres pour ensuite extraire les profils de sortie de particules du domaine qu'il convient d'utiliser pour injecter fidèlement les particules dans la simulation du rouet. La section suivante présente l'implémentation dans le code de calcul des grandeurs liées à la sortie des particules du domaine.

2.2.2 Ajout des grandeurs liées à la sortie des particules du domaine

Dans la même routine que pour le compteur d'impact qui permet de calculer l'évolution de chacune des particules du domaine individuellement, on peut introduire ce nouveau processus de détermination de la distribution des particules en sortie de domaine avec l'implémentation de deux nouvelles grandeurs :

- *flag_impact_exit* : un entier qui indique si une particule sort du domaine pendant l'itération en cours,
- *up_impact_exit* : un tableau à trois dimensions qui permet de stocker les trois composantes de vitesse de la particule au moment de sa sortie du domaine.

Le rayon des particules n'est pas enregistré car les simulations réalisées par la suite se font à rayon constant et connu.

La difficulté d'implémentation de ces grandeurs est multiple. Dans AVBP, lorsqu'une particule traverse la frontière de sortie du domaine au cours d'une itération, le code lui attribue un numéro de cellule négatif et l'enlève du bilan de masse des particules dans le domaine. L'attribution de ce numéro de cellule négatif permet au code de ne plus prendre en compte la particule dans le calcul de la solution instantanée et ainsi de l'éliminer de la simulation.

Le paramètre *outlet_distrib_post_process* a d'abord été créé. Il permet à l'utilisateur d'activer dans le fichier d'entrée de la simulation ce processus. Ensuite, le principe d'obtention des données de sortie des particules du domaine est le suivant :

- Au cours de l'itération de sortie des particules du domaine, un nouveau type leur est attribué. Attribuer un type à une catégorie de particules permet d'effectuer un traitement spécial dont seules ces particules sont affectées.
- Ces particules sont artificiellement arrêtées au niveau de la frontière du domaine pendant une itération et sont enlevées du bilan de masse. On peut donc qualifier ce type de particule de *fictif* car elles restent présentes une itération de plus dans la simulation mais ne font plus partie du bilan de masse sur les particules dans le domaine.
- On fixe le *flag_impact_exit* de la particule à 1 et on stocke *up_impact_exit* et ces trois composantes de vitesse dans la solution Lagrangienne instantanée.
- Lors de l'itération suivante, les particules possédant le type *fictif* sont supprimées totalement du domaine en leur attribuant un numéro de cellule négatif.

En parallèle de cela, une condition d'exclusion est ajoutée pour les particules du type *fictif* dans les routines de post-traitement Lagrangien telles que les routines de calcul de la traînée, de l'évaporation ou encore du break-up afin d'éviter des opérations inutiles et donc limiter le coût de ce traitement supplémentaire.

L'interpolation sur les noeuds du maillage des grandeurs liées aux particules (le *flag_impact_exit* et les composantes de vitesse *up_impact_exit*) lors du passage par le plan de sortie est nécessaire afin d'obtenir des grandeurs exploitables pour alimenter la simulation du rouet. En effet, dans l'optique de fournir une cartographie de la distribution des particules en sortie de domaine, des données ponctuelles liées à chaque particule sont difficiles à exploiter. L'idée est donc de passer du formalisme Lagrangien, pour lequel chacune des grandeurs est définie pour chaque particule individuellement à un formalisme Eulérien pour lequel les grandeurs sont exprimées sous la forme d'un champ. Cependant, dans le cas de l'étude, les grandeurs à interpoler sont des grandeurs directement liées à la condition de sortie du domaine. Ceci implique que lors de l'interpolation, les grandeurs interpolées soient réparties uniquement sur des noeuds appartenant cette condition limite. Dans le code AVBP, pour chaque particule, un pointeur permet de récupérer la cellule du maillage associée à la particule en question. Ensuite, il est possible d'utiliser les coordonnées des noeuds qui composent la cellule.

Pour obtenir cette cartographie, il est nécessaire dans un premier temps d'arrêter les particules de type *fictif* au niveau de la frontière pendant une itération, comme discuté précédemment. Pour cela, la distance parcourue par une particule au cours de l'itération de sortie du domaine est adaptée par le code afin que celle-ci corresponde à la distance nécessaire pour atteindre le plan de sortie et non à celle que la particule devrait parcourir physiquement. Les particules étant arrêtées au niveau de la frontière, elles se trouvent au niveau des faces frontières et il est possible de leur attribuer le numéro de cellule associé. L'interpolation du *flag_impact_exit* et des composantes de vitesse *up_impact_exit* peut ainsi être réalisée sur les noeuds de la sortie du domaine.

En pratique, 2 routines Fortran ont été ajoutées au code AVBP pour remplir cet objectif :

- une routine *interpolation_weight_exit* qui attribue un poids à chaque noeud de la cellule située sur la frontière de sortie et contenant la particule (lié à l'inverse de la distance particule-noeud et à l'appartenance du noeud à une condition de sortie du domaine),
- une routine *interpol_EL2EE_impact* qui utilise les poids des noeuds pour répartir les grandeurs de sortie du domaine sur la grille du maillage.

2.2.3 Analyse statistique des solutions particulières

Les résultats fournis par une simulation LES sont instationnaires. Dans le cas d'une simulation ayant pour but la modélisation de phénomènes d'érosion sur un élément de turbomachine, la variation des grandeurs d'impact et la quantité érodée à une itération donnée sont importantes mais la caractérisation de ces phénomènes pendant une période plus longue reste plus intéressante. De même, pour obtenir la cartographie de la distribution des particules en sortie de domaine, les grandeurs doivent être moyennées sur une période suffisante.

Au sein d'AVBP, un ensemble de routines permet déjà de calculer les moyennes temporelles de différentes classes de grandeurs. Ces grandeurs sont regroupées au sein de 'packages' qu'il est possible de sélectionner en début de simulation. On peut par exemple citer le package *ns* qui fournit une moyenne des grandeurs présentes dans les équations de Navier-Stokes, le package *cross_correlation* qui donne les corrélations croisées des grandeurs du package précédent, ou encore le package *wall* qui fournit tous les paramètres définis aux parois (effort normal, cisaillement, $y+$, etc.). En gardant une logique similaire, un package *outlet_distrib_post_process* a été ajouté. Il a pour objectif de calculer les moyennes des grandeurs liées à la sortie des particules du domaine. Ce package contient 2 grandeurs : *up_impact_exit*, *flag_impact_exit_total*.

Le mode de calcul classique pour une moyenne temporelle dans AVBP est le suivant,

$$w_{av} = \frac{\sum_{n_i} w \cdot dt_{av}}{t_{av}}, \quad (2.1)$$

avec w_{av} la grandeur moyennée, w la valeur de la grandeur à une itération donnée, n_i le nombre d'itérations, dt_{av} le pas de temps de cette itération et t_{av} le temps total sur lequel s'effectue la moyenne (correspondant ainsi à $\sum_{n_i} dt_{av}$). Cependant, ce qui nous intéresse ici pour les grandeurs liées à la sortie des particules du domaine n'est pas de calculer la moyenne temporelle, c'est-à-dire en fonction du pas de temps de la simulation, mais plutôt la moyenne statistique, qui correspond à la pondération des grandeurs par le nombre de passages au niveau des noeuds du plan de sortie.

D'un point de vue pratique, une moyenne statistique w_{av_it} de la grandeur w est réalisée à chaque itération du calcul (Eq. 2.2),

$$w_{av_it} = \frac{w \cdot flag_impact_exit}{np_i}, \quad (2.2)$$

avec *flag_impact_exit* l'interpolation du passage des particules en chaque noeud du domaine par itération et np_i le nombre total de particules sorties du domaine par itération.

Ensuite la somme des w_{av_it} est effectuée pour toutes les itérations sur la durée de moyennage t_{av} . La division par le nombre total de particules sorties du domaine pendant t_{av} (correspondant ainsi à $\sum_{n_i} np_i$ avec n_i le nombre d'itérations) est réalisée en post-traitement afin d'obtenir la moyenne statistique des grandeurs de sortie du domaine sur la durée t_{av} .

$$w_{av} = \frac{\sum_{n_i} w_{av_it} \cdot np_i}{flag_impact_exit_total}. \quad (2.3)$$

Les grandeurs liées aux impacts aux parois déjà implémentées dans le code ont également leurs moyennes statistiques calculées de la même manière dans la package *impact_post_process*. Elles utilisent cette fois-ci le *flag_impact_total* qui correspond au nombre d'impacts total de particules interpolées sur le noeud d'une paroi pour lequel la moyenne est calculée pendant t_{av} .

2.2.4 Validation du mécanisme de post-traitement

Un cas test a été mis en place afin de vérifier les données obtenues liés à l'implémentation des nouvelles grandeurs. Il consiste à simuler l'injection d'un nombre déterminé de particules entre deux plaques planes dans un fluide au repos. Le domaine est un parallélépipède rectangle de dimension $h \times h \times 4h$ avec $h = 50cm$. Le fluide au sein du domaine est de l'air au repos au cours de la simulation. L'injection se fait en un point du domaine à la position $(h/2, h/2, 0.5h)$.

La géométrie est discrétisée avec un maillage structuré composé d'hexaèdres. Les hexaèdres sont de dimensions 2 cm dans les trois directions, ce qui représente un nombre total de 62 500 cellules.

Les conditions limites sont définies comme suit :

- pour le fluide : la face de gauche est une entrée, la face de droite est une sortie, les deux faces sur les côtés sont des symétries et les faces inférieure et supérieure possèdent une condition de mur non glissant adiabatique (vitesse nulle imposée à la paroi),
- pour les particules : toutes les faces du domaine sont des sorties, à l'exception des faces inférieure et supérieure pour lesquelles une condition de rebond élastique est imposée.

Le fluide est initialisé avec ses trois composantes de vitesse à zéro, $T = 300 K$ et $P = 101325 Pa$.

Le solveur Lagrangien est paramétré de la manière suivante :

- quantité de particules injectées : $N = 203$ particules pendant 0.5 secondes de temps réel,
- diamètre des particules : $dp = 1 mm$,
- température initiale des particules : $Tp = 300 K$,
- vitesse initiale des particules : $u = 10 m/s$ avec le vecteur vitesse initial dirigé vers la paroi (45°).

La Fig. 2.1 met en évidence que le compteur d'impact au niveau particulaire fonctionne correctement. Il s'incrémente bien de 1 après le rebond d'une particule sur une paroi.

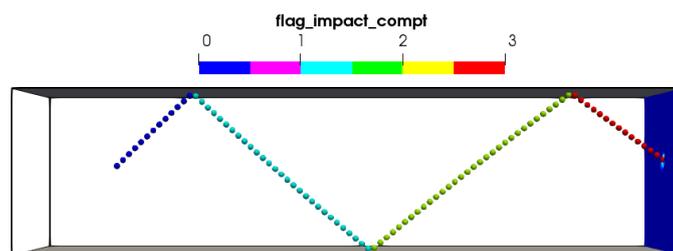


FIGURE 2.1 – Compteur d'impact particulaire (vue depuis le côté du domaine).

Afin de vérifier la distribution de particule en sortie de domaine, il faut regarder maintenant le champ Eulérien au niveau de la condition de sortie du domaine avec la Fig. 2.2. Comme l'injection dans le domaine se fait en un point, les particules sortent toutes du domaine également au niveau d'un même point. Cependant, ce point de sortie ne se situant pas sur un noeud du maillage mais sur la frontière entre deux faces de deux cellules, il est cohérent de retrouver 6 noeuds avec des valeurs non nulles de *flag_impact_exit_total* sur la Fig. 2.2a. De plus après sommation du poids de passage des particules au niveau de ces noeuds, on trouve que 114 particules sont sorties du domaine. Cette valeur est confirmée par la grandeur Lagrangienne *id_ptcl* qui indique que la dernière particule avant la sortie du domaine est la 115ème particule injectée.

Ainsi, l'interpolation s'effectue correctement sur les noeuds de la condition limite et non sur tous les noeuds de la cellule contenant les particules sortantes. On observe également sur la Fig. 2.2b que la valeur moyenne de la vitesse des particules sortant du domaine est de 10 m/s. Cette valeur est bien en accord avec la vitesse des particules juste avant la sortie du domaine dans le domaine.

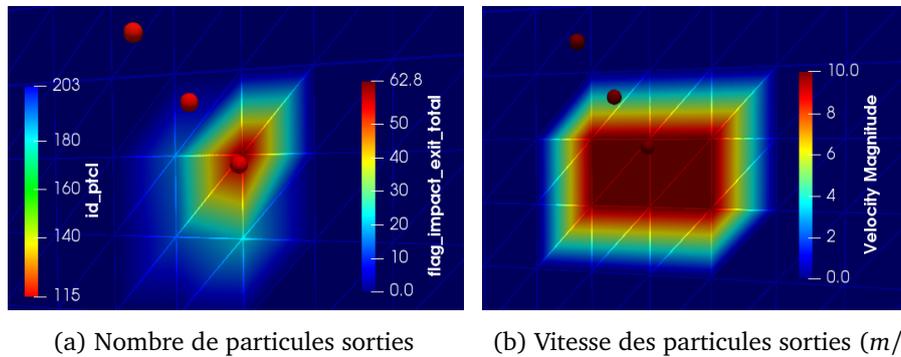


FIGURE 2.2 – Interpolation du champ Lagrangien vers la champ Eulérien des données liées à la sortie des particules du domaine (vue depuis l'intérieur du domaine).

Ce cas test a donc permis de valider les mécanismes de comptage d'impact et d'interpolation des grandeurs du champ Lagrangien vers le champ Eulérien sur le plan de sortie du domaine. Il convient maintenant de présenter le mode d'injection permettant d'injecter les particules suivant un profil de distribution de particule prédéterminé.

2.3 Mécanisme d'injection de particules

Dans AVBP, plusieurs options sont disponibles pour permettre l'injection de particules dans le cas d'une simulation avec un suivi Lagrangien. Le type d'injection le plus couramment utilisé est l'injection uniforme de particules au niveau du plan d'entrée du domaine avec une vitesse à l'équilibre avec la vitesse locale du fluide. Cependant, la distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air, correspondant également à l'entrée dans le rouet, est susceptible de varier de manière importante en fonction de la taille des particules injectées. Le plus cohérent serait donc de les injecter dans le rouet en suivant une distribution obtenue par simulation en sortie de la veine d'amenée d'air. Un nouveau mécanisme d'injection a donc été ajouté à AVBP : l'injection *profile*.

D'un point de vue pratique, un code Antares [4] permet la création d'un fichier *outlet_distrib.csv* qui récupère en post-traitement de la simulation d'un premier domaine la cartographie de sortie des particules du domaine obtenue avec le processus décrit section 2.2.2 sur la solution moyennée. Les données récupérées sont donc :

- les coordonnées des noeuds du plan de sortie de ce domaine,
- les 3 composantes de vitesse up_impact_exit en chaque noeud,
- le $flag_impact_exit_total$ qui correspond au nombre total de particules interpolées en chaque noeud de ce plan.

Une grandeur appelée $flag_exit_norm$ est automatiquement ajoutée au fichier. Elle correspond à la normalisation du $flag_impact_exit_total$ de chaque noeud par le nombre total de particules sorties du domaine. Ainsi la somme des $flag_exit_norm$ de tous les noeuds du plan de sortie vaut 1. Cette grandeur est utile pour déterminer les positions des injecteurs (une explication plus détaillée est donnée par la suite). Les coordonnées des noeuds du plan de sortie récupérées dans ce fichier *outlet_distrib.csv* correspondent aux coordonnées des injecteurs dans le nouveau domaine de simulation. Il y a donc autant d'injecteurs que de

noeuds sur le plan de sortie du premier domaine. Il faut d'abord s'assurer que ces injecteurs se trouve bien à la position attendue. Les coordonnées contenues dans le fichier peuvent ainsi être adaptées.

Dans un second temps, il convient d'injecter dans le nouveau domaine de simulation les particules au niveau de ces injecteurs suivant la distribution prédéterminée. Pour cela, le vecteur *injection_weight*, de longueur correspondant au nombre d'injecteurs contenus dans le fichier *outlet_distrib.csv*, est créé au moment de la lecture de ce fichier par le code. Chaque élément de ce vecteur correspond à (avec N le nombre d'injecteurs) :

$$\forall j \in [1, N], \text{injection_weight}(j) = \sum_{i=1}^j \text{flag_exit_norm}(i) \quad (2.4)$$

Les éléments sont donc ordonnés et compris entre 0 et 1. Le code détermine ensuite les coordonnées d'injection en comparant chaque élément du vecteur avec un nombre aléatoire compris entre 0 et 1. L'indice du premier élément dans le vecteur *injection_weight* plus grand que ce nombre aléatoire est retenu et permet de récupérer la position ainsi que la vitesse d'injection dans le fichier *outlet_distrib.csv* à la ligne correspondante. Cette technique permet statistiquement de sélectionner plus de fois les positions dont les poids de passage sont les plus grands et reproduit ainsi la distribution des particules à l'injection. Le débit d'injection des particules est supposé connu et identique à celui utiliser pour injecter les particules dans le domaine dans lequel la cartographie de sortie des particules est récupérée.

En prenant un exemple simple où l'on considère dans une première simulation, 100 particules ayant toutes la même vitesse ($u_p = 10 \text{ m/s}$, $v_p = 0 \text{ m/s}$, $w_p = 5 \text{ m/s}$) sortant d'un domaine au niveau de 1 cellule sous forme d'hexaèdre (ici les coordonnées des noeuds sont comprises entre 0 m et 0.01 m) contiennent l'information des poids de passage par le plan de sortie. On aurait donc pour le fichier *outlet_distrib.csv* de récupération des positions, des vitesses et des poids de passage :

ligne 0 :	xp	yp	zp	up	vp	wp	flag_impact_exit_total	flag_exit_norm
ligne 1 :	0.0	0.0	0.0	10.0	0.0	5.0	20	0.2
ligne 2 :	0.0	0.01	0.0	10.0	0.0	5.0	40	0.4
ligne 3 :	0.0	0.0	0.01	10.0	0.0	5.0	30	0.3
ligne 4 :	0.0	0.01	0.01	10.0	0.0	5.0	10	0.1

Dans un autre domaine et au cours d'une autre simulation, on voudrait injecter ces particules à la même position suivant cette distribution. On aurait dans ce cas le vecteur :

$$\text{injection_weight} = (0.2, 0.6, 0.9, 1.0) \quad (2.5)$$

Ici, la première position aurait 1 chance sur 5 d'être choisi comme point d'injection dans ce second domaine, la seconde aurait 2 chances sur 5, la troisième aurait 3 chances sur 10 et la quatrième aurait 1 chance sur 10. Supposons que le nombre aléatoire 0.42 soit choisi au cours d'une itération donnée. On aurait donc une injection faite à la position correspondant à la ligne 2 du fichier *outlet_distrib.csv*.

Ce mécanisme d'injection sera utilisé par les simulations présentées par la suite. Il permettra d'injecter les particules dans le compresseur suivant les profils de distribution de particules déterminés lors de l'étude de la veine d'amenée d'air. La prochaine étape consiste à présenter les modifications apportées au solveur TurboAVBP qui est une extension du code AVBP aux simulations de type turbomachine avec une partie fixe et une autre mobile. Une présentation du couplage entre les simulations est faite en Annexe ???. Les outils déjà présents de traitement des impacts aux parois ainsi que ceux développés lors de ce stage vont permettre d'étudier le comportement des particules dans la veine d'amenée d'air ainsi que dans le rouet. Certaines modifications du code LES sont au préalable nécessaires pour permettre son utilisation pour ce type d'application, notamment au niveau du mécanisme de transmission de particules entre les parties mobile et fixe du rouet.

2.4 Simulation de l'injection de particules dans des configurations turbomachines avec TurboAVBP

2.4.1 Présentation de TurboAVBP et du couplage entre simulations

Dans le cas d'une simulation turbomachine classique, la plupart des configurations sont constituées d'au moins un partie fixe et une autre mobile. Il existe donc un mouvement relatif de rotation entre les deux domaines du maillage. À l'interface entre les domaines, ceci se traduit par la présence de noeuds non conformes à cause du déplacement relatif des maillages. Ces noeuds nécessitent un mécanisme d'interpolation particulier à chaque itération du calcul pour permettre le couplage entre les différents domaines [10, 55].

Plusieurs méthodes de couplage sont possibles [1]. La méthode utilisée dans TurboAVBP, consiste à reconstruire les résidus présents à l'interface en utilisant une région de superposition des deux maillages (méthode dite chimère). Les grandeurs conservatives sont échangées au niveau de la zone de superposition. Cette méthode a l'avantage d'être facilement implémentée à l'extérieur du code. Un logiciel de couplage se charge de transmettre les grandeurs aux deux domaines (Fig. 2.3 et 2.4).

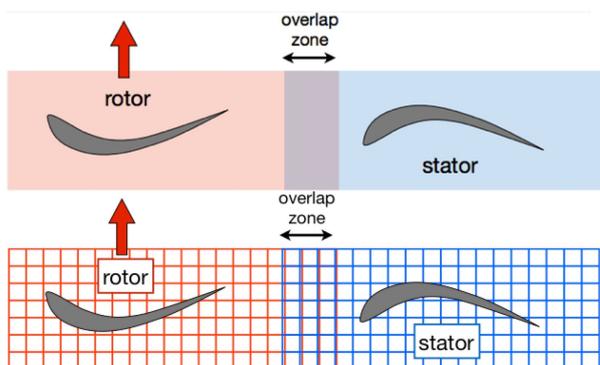


FIGURE 2.3 – Décomposition des domaines et région de superposition [10, 55].

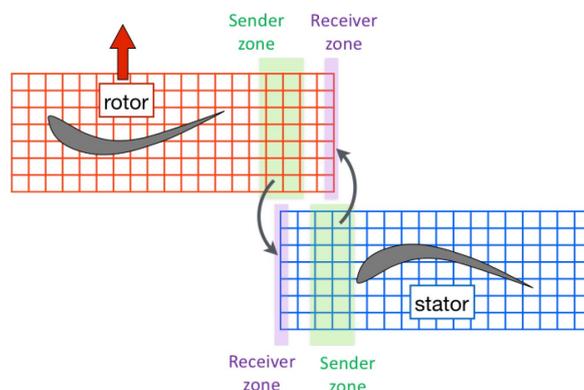


FIGURE 2.4 – Processus de communication entre les deux domaines [10, 55].

Au cours d'une simulation turbomachine avec TurboAVBP, les grandeurs Eulériennes sont donc transmises entre les domaines depuis une zone d'envoi vers des noeuds récepteurs comme on peut le voir sur la Fig. 2.4. La bonne transmission des grandeurs Eulériennes entre les domaines dépend de la définition de la zone de recouvrement entre les maillages des domaines couplés (nommée *overlap zone* sur la Fig. 2.3). Cette zone doit être composée d'un nombre suffisant de rangées de noeuds afin de pouvoir définir la zone de réception et la zone d'envoi sans que les deux zones se superposent. La taille de la zone d'envoi est telle que les noeuds de réception de l'autre domaine doivent être contenus dans cette zone. Ce processus est automatiquement réalisé par le code. Le nombre de rangées de noeuds dans la zone de réception dépend du schéma numérique utilisé (allant de 1 à 2 rangées à partir des noeuds de la frontière du domaine).

2.4.2 Communication des particules entre les parties fixes et mobiles

Le processus de transmission des particules et des grandeurs Lagrangiennes associées est lui différent. La zone d'envoi des particules d'un domaine correspond à la zone de réception des grandeurs Eulériennes de ce domaine et la zone de réception des particules dans l'autre domaine correspond à la zone d'envoi des grandeurs Eulériennes dans ce même domaine. La zone d'envoi des particules est composée de 1 rangée de cellules définie à partir des noeuds de la frontière du domaine. D'un point de vue pratique, un booléen permet de détecter la présence d'une particule dans la zone d'envoi d'un domaine et ainsi déclencher la transmission vers l'autre domaine. Afin d'assurer la bonne transmission des particules dans le domaine récepteur, différents processus ont dû être adaptés :

Principe de détection d'une particule dans une cellule

La détection de la présence d'une particule ou non dans une cellule du domaine récepteur est effectuée par une routine appelée *check_cells*. Cette routine calcule les produits scalaires entre les normales des faces de la cellule (les vecteurs n_1, n_2 et n_3 sur l'exemple d'une cellule 2D triangle Fig. 2.5) et les vecteurs formés par la position de la particule et les centres des faces de la cellule (les vecteurs v_1, v_2 et v_3 sur la Fig. 2.5). La présence d'une particule dans la cellule est donc caractérisée par l'obtention d'une valeur positive pour tous les produits scalaires de cette cellule. Une variable appelée *iout* donne en sortie le numéro de la cellule dans laquelle se trouve la particule si celle-ci est détectée comme présente dans le domaine récepteur. Sinon, elle indique le numéro de cellule la plus proche mais avec un signe négatif. Ainsi, le code entre dans la condition de décalage du point d'injection de la particule que si cette variable *iout* est négative pour la particule à injecter.

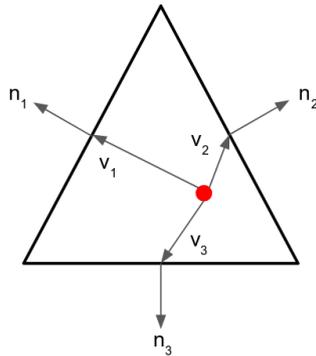


FIGURE 2.5 – Schéma du principe de détection d'une particule dans un cellule 2D triangle.

Correspondance entre les zones d'envoi et les zones de réception des particules

Afin d'avoir une transmission complète des particules entre les domaines, la zone d'envoi du domaine émetteur doit totalement être contenue dans la zone de réception du domaine récepteur. Ceci permet d'être sûr qu'une particule transmise d'un domaine à un autre soit bien retrouvée par le processus de détection de la routine *check_cells* décrit précédemment. Une option dans le code a donc été rajoutée afin de permettre le rallongement d'une rangée de cellules les zones de réception des domaines si besoin. Le nombre de rangées de cellules composant la zone de réception a besoin d'être adapté dans le cas où le maillage est composé de tétraèdres car les cellules ont des formes très variées et il arrive que des cellules de la zone d'envoi du domaine émetteur ne se retrouvent pas englobées par la zone de réception du domaine récepteur comme on le remarque sur la Fig. 2.6a. Un déficit de transmission de particule peut alors apparaître. L'ajout d'une rangée de cellules à la zone de réception permet à la zone d'envoi d'être totalement englobée (Fig. 2.6b).

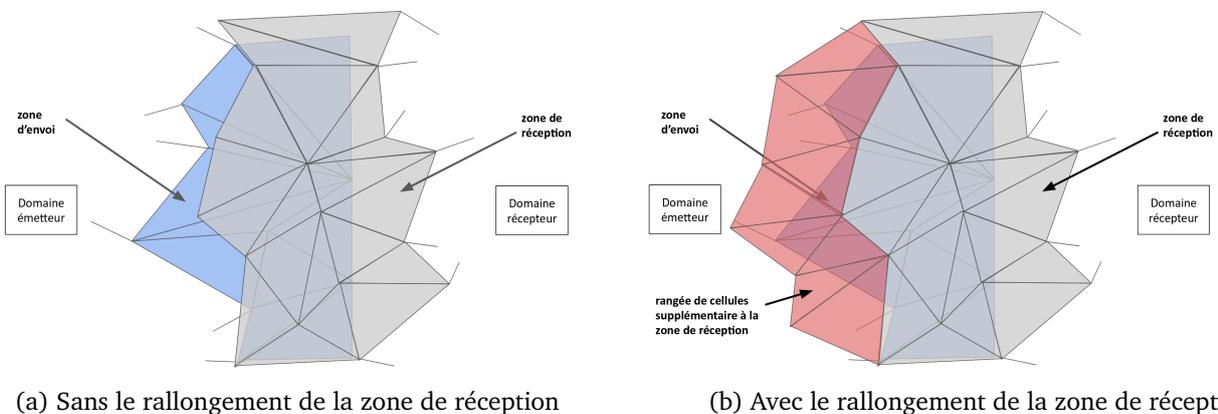


FIGURE 2.6 – Schéma de la correspondance des zones d'envoi et de réception des particules dans le cas d'une maillage composé de tétraèdres (coupe 2D).

Gestion de l'injection d'une particule dans le domaine récepteur

Si une particule doit être transmise d'un domaine à un autre, deux situations se présentent :

- lorsqu'au niveau du point de transmission de la particule, le domaine émetteur et le domaine récepteur sont encore en vis-à-vis, alors la particule est directement injectée dans le domaine récepteur avec la même position et la même vitesse qu'elle avait au niveau du point d'envoi dans le domaine émetteur,
- lorsqu'au niveau du point de transmission de la particule, les deux domaines sont cette fois-ci décalés, alors le point d'injection dans le domaine récepteur et la vitesse de la particule sont modifiés en fonction du type de mouvement entre les domaines. En particulier dans notre cas, lorsqu'un domaine est en rotation autour d'un axe, le point d'injection va alors être décalé de une ou plusieurs fois de l'angle entre les deux faces périodiques du domaine. Ce nombre de décalages correspond à la partie entière du rapport entre cet angle et l'angle de rotation de la partie tournante. Cela permet d'avoir à nouveau le point d'injection de la particule dans le domaine récepteur.

2.4.3 Cas test : configuration turbomachine simplifiée

Afin de vérifier la bonne communication des particules dans des configurations turbomachines avec TurboAVBP et les modifications apportées, un cas test a été réalisé. Il consiste à simuler l'injection de particules dans une configuration turbomachine simplifiée. Trois domaines à la suite les uns des autres composent la simulation avec deux domaines fixes et le domaine du milieu mobile. Dans TurboAVBP, tous les domaines fixes sont regroupés ensemble et forment ce qu'on appelle une instance. La partie mobile forme elle une seconde instance. Les domaines sont des portions d'anneaux de sections identiques et tous de longueur 10 cm. Le rayon de la paroi interne est de 6 cm et le rayon de la paroi externe est de 10 cm. Les deux faces périodiques sont espacées d'un angle de 22.5°. De l'air est injecté à la vitesse $u = 10 \text{ m/s}$ au niveau de la face d'entrée du premier domaine fixe. L'injection de particules se fait en un point dans le premier domaine à la position (8.0, 7.8, 0.0) cm.

La géométrie est discrétisée avec un maillage non structuré composé de 350 000 tétraèdres par domaine. Les conditions limites pour le fluide et les particules sont définies comme suit sur la Fig. 2.7 :

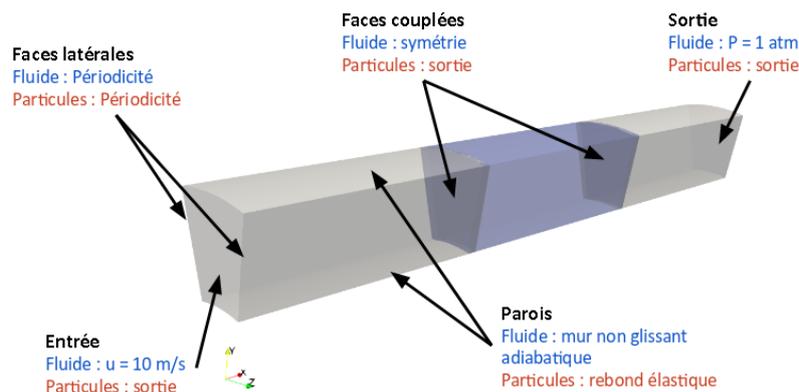


FIGURE 2.7 – Conditions limites du fluide et des particules dans le domaine de simulation.

La condition de symétrie pour les faces couplées entre les domaines n'a pas d'influence car les grandeurs Eulériennes et Lagrangiennes sont transmises en amont de cette condition limite pour l'instance émettrice et en aval pour l'instance qui reçoit.

Le fluide est initialisé avec ses trois composantes de vitesse à zéro, $T = 300 \text{ K}$ et $P = 101325 \text{ Pa}$. Le schéma numérique de Lax-Wendroff [57] est utilisé pour le fluide.

Le solveur Lagrangien est paramétré de la manière suivante :

- nombre total de particules injectées : $N = 100$ particules pendant 2.5 ms de temps physique,
- diamètre des particules : $dp = 10 \mu\text{m}$,
- température initiale des particules : $Tp = 300 \text{ K}$,
- vitesse initiale des particules : $u_p = 50 \text{ m/s}$, $v_p = 0 \text{ m/s}$, $w_p = 0 \text{ m/s}$.

Ce cas test a permis de tester les différentes modifications apportées au code :

- La rotation du point d'injection dans le domaine de réception s'effectue correctement en fonction de la rotation du domaine mobile comme le montre les Fig. 2.8a et 2.8b.
- L'ajout d'une rangée de cellules à la zone de réception des particules permet d'obtenir une transmission correcte et complète des particules entre les domaines. Dans le cas où la zone de réception n'est pas rallongée (Fig. 2.9a), la zone d'envoi des particules n'était pas totalement recouverte par cette zone. Un déficit de transmission était alors observé. L'ajout d'une rangée de cellules supplémentaire à la zone de réception des particules, mise en évidence sur la Fig. 2.9b, permet de corriger ce problème.

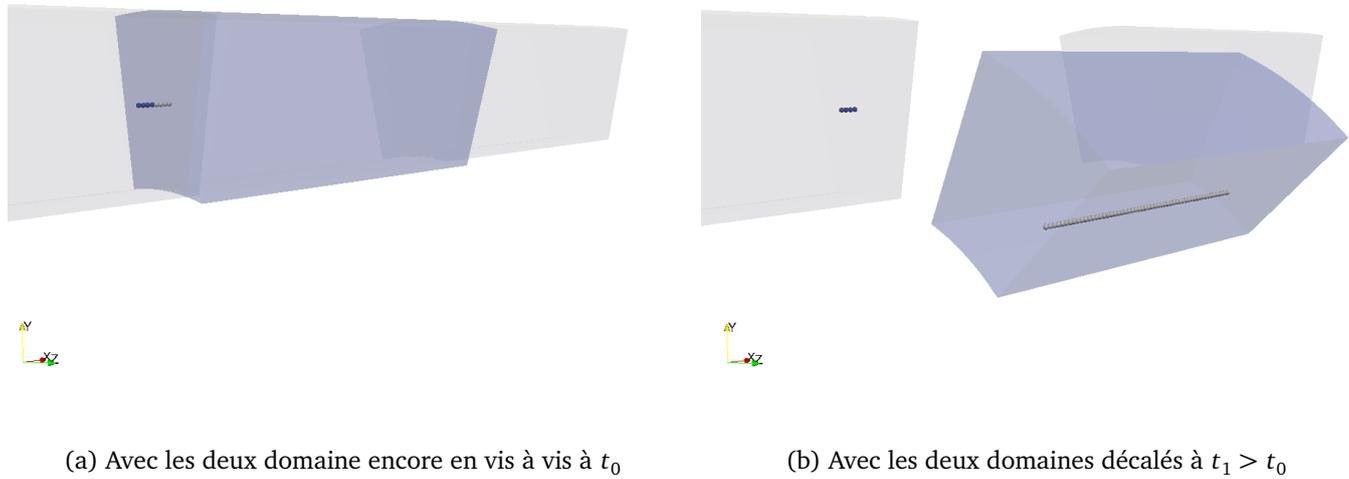


FIGURE 2.8 – Transmission des particules entre le domaine fixe (blancs) et mobile (bleu).

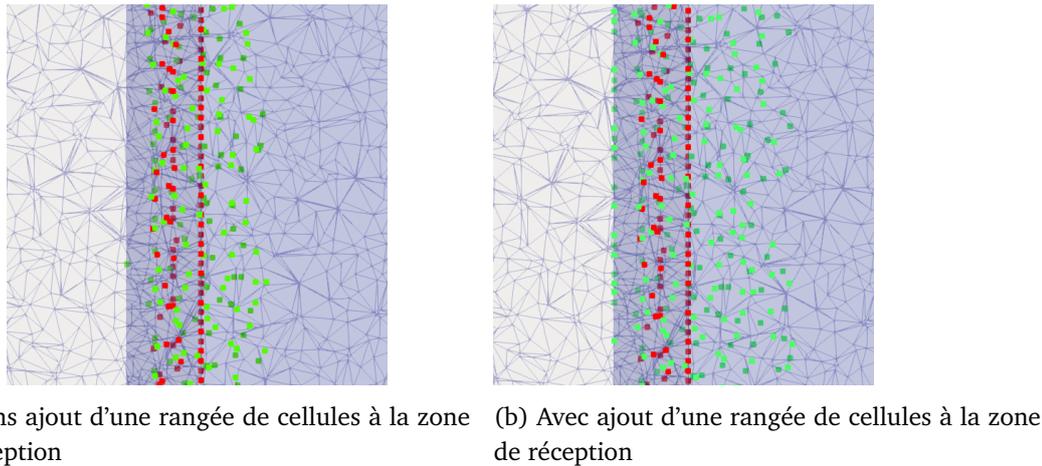


FIGURE 2.9 – Mise en évidence des noeuds composant les zones d'envoi (en rouge) et de réception (en vert) des particules (vue suivant l'axe z).

L'adaptation du point d'injection de la particule dans le domaine récepteur ainsi que la correction de la transmission de particules entre les différents domaines fonctionnent donc bien correctement.

L'ensemble de ces développements et modifications effectués dans le code vont pouvoir être appliqués au cas du compresseur centrifuge. L'étude de l'ingestion de particules solides par le compresseur centrifuge est effectuée dans la section suivante.

CHAPITRE 3

PRÉDICTION DE L'ÉROSION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE AVEC TURBOAVBP

L'approche choisie ici pour analyser l'ingestion de particules dans le compresseur centrifuge consiste à découpler l'analyse des particules dans l'amenée d'air et dans le compresseur. Une première simulation du comportement des particules dans cette veine permet de déterminer la distribution des particules en fonction de leurs tailles en sortie du domaine (Section 3.1). Comme il y a correspondance entre la sortie du domaine de la veine d'amenée d'air et l'entrée du domaine du compresseur centrifuge, l'injection de particules dans le compresseur centrifuge peut être adaptée de manière réaliste au cours d'une seconde simulation. Il est important de noter que les calculs de l'ingestion de particules dans le compresseur centrifuge sont encore en cours. Par conséquent, seuls de premiers résultats partiels sont présentés dans la section 3.2. Il est cependant possible d'en tirer des conclusions et des perspectives intéressantes pour la suite de l'étude. De plus, certaines grandeurs ne sont pas données du fait de la confidentialité de la configuration.

3.1 Détermination des profils de distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air

3.1.1 Description de la configuration

Comme présenté sur la Fig. 1.4, l'amenée d'air du moteur est de forme annulaire et l'écoulement de l'air à l'intérieur est axi-symétrique. Il est donc possible de ne garder qu'une section de la géométrie pour la simulation (Fig. 3.1). Ceci permet de diminuer le temps de simulation tout en conservant une physique correcte.

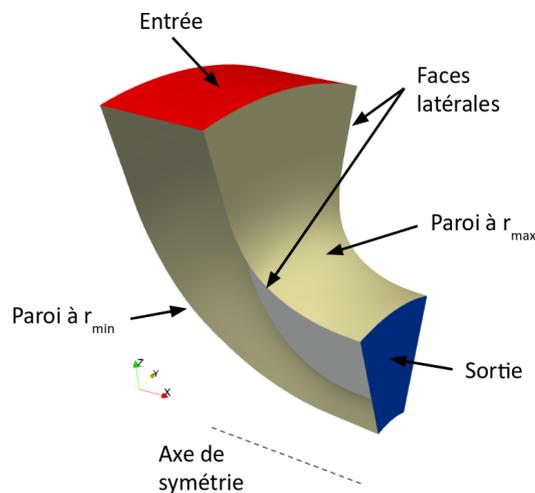


FIGURE 3.1 – Géométrie de la veine d'amenée d'air dessinée à partir du plan 2D (Fig. 1.5).

3.1.2 Maillage du domaine

La géométrie est discrétisée avec un maillage non structuré composé de 16 millions de tétraèdres. Le maillage est relativement homogène dans le domaine, avec une taille de maille autour de 400 microns (Fig. 3.2a et 3.2b). Cela permet d'obtenir une cartographie détaillée du passage des particules par la sortie du domaine de simulation. Un raffinement en proche paroi est effectué à environ la moitié de cette valeur donnant une valeur de y^+ autour de 100.

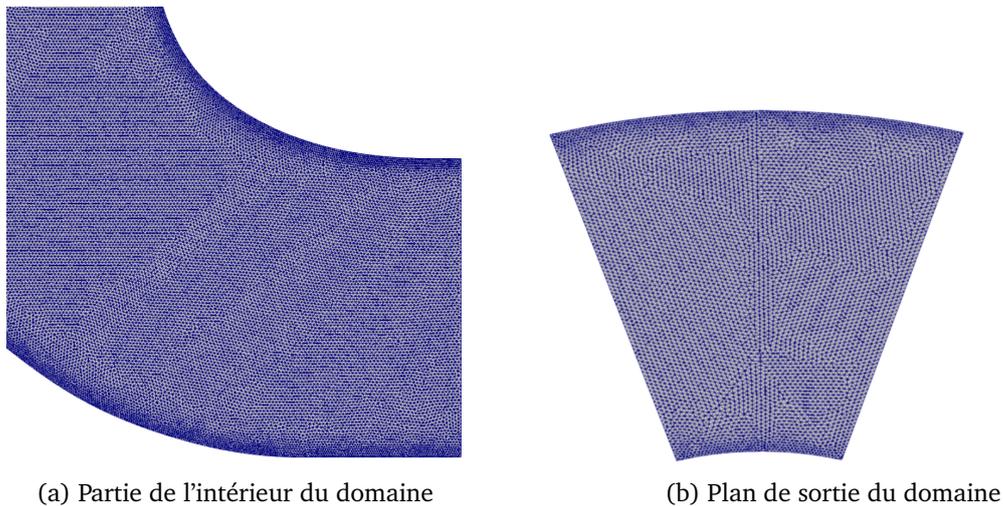


FIGURE 3.2 – Maillage du domaine de simulation de la veine d'amenée d'air.

3.1.3 Paramétrage du calcul

Le schéma numérique utilisé est un schéma de Lax-Wendroff explicite avec une précision d'ordre 2 en temps et en espace [57]. Le modèle de sous-maille choisi est le modèle Sigma [40, 5]. Le pas de temps de la simulation est déterminé grâce à la condition CFL (schéma convectif) et la condition de Fourier (schéma diffusif) de manière à garantir la stabilité linéaire. Une viscosité artificielle de type Jameson est ajoutée pour dissiper les potentielles oscillations numériques introduites naturellement par le schéma utilisé.

Le calcul est initialisé avec une vitesse nulle dans tout le domaine et sans particules avec une pression $P = 1 \text{ atm}$ et une température $T = 300 \text{ K}$. La simulation est convergée en fluide seul avant de procéder à l'injection de particules.

Les conditions limites sont définies comme suit :

- Entrée (rouge sur la Fig. 3.1) : condition limite d'entrée caractéristique (NSCBC ou Navier-Stokes Characteristic Boundary Condition [39, 43]) avec un débit massique imposé réaliste ainsi qu'une température statique $T = 288 \text{ K}$,
- Sortie (bleue) : condition limite de sortie caractéristique avec une pression statique $P = 101325 \text{ Pa}$,
- Parois (beige) : condition limite de paroi adiabatique avec loi de paroi [31],
- Faces latérales du domaine : condition de périodicité autour de l'axe de révolution de la géométrie.

Pour les particules, une condition de rebond élastique est imposée sur les parois, l'entrée et la sortie du domaine constituent des sorties et une condition de périodicité est imposée sur les faces latérales.

3.1.4 Topologie de l'écoulement

La Fig. 3.3 présente l'évolution de la vitesse du fluide adimensionnée par la composante de vitesse en entrée du domaine, la pression statique ainsi que la température statique :

- Le fluide accélère à travers le canal coudé atteignant en sortie du domaine presque 4 fois la vitesse d'entrée. Comme cet écoulement est subsonique et incompressible, le rétrécissement de la section entre l'entrée et la sortie du domaine implique une accélération du fluide par conservation du débit.
- La pression statique du fluide diminue à la sortie du domaine. Ceci s'explique simplement par le principe de Bernoulli : l'accélération du fluide à travers la veine d'air entraîne une diminution de la pression statique le long de cette conduite.
- Pour la température, l'accélération à travers la veine d'amenée d'air entraîne une diminution de la température statique.

La pression totale et la température totale ont également été mesurées en sortie du domaine : $P_{tot} = 113300 Pa$ et $T_{tot} = 289 K$. Elles sont utiles pour pouvoir comparer, par la suite, ces valeurs avec celles en entrée du compresseur et vérifier si les propriétés de l'écoulement sont retrouvées. Elles sont constantes ici car il n'y a quasiment pas de création d'entropie dans l'écoulement et aucune turbulence n'est injectée en entrée du domaine.

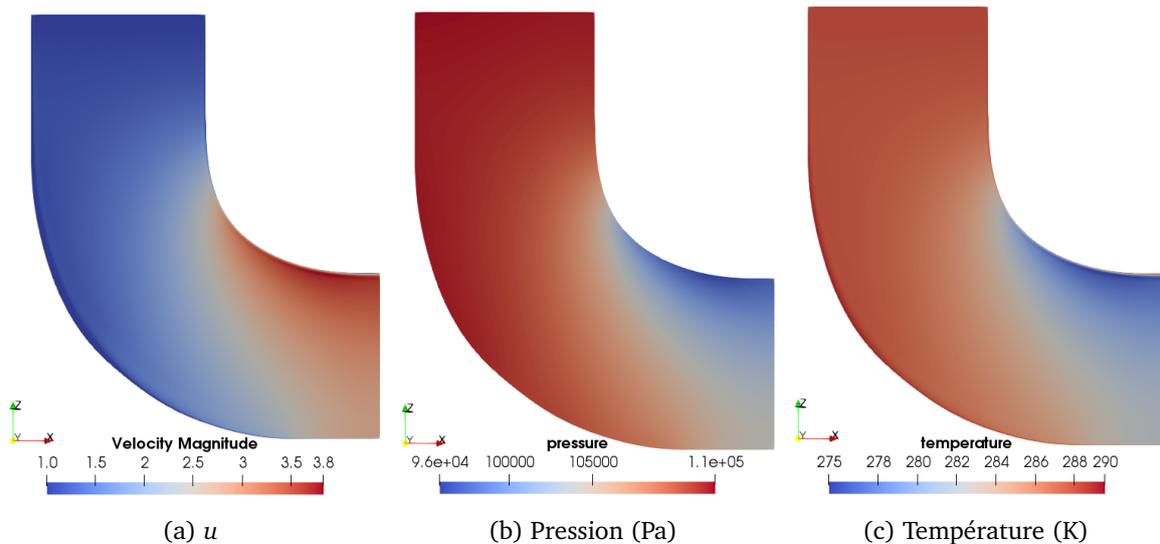


FIGURE 3.3 – Contours instantanés des composantes de vitesse, de pression et de température sur une tranche à $\theta = 0$.

3.1.5 Injection de particules dans la veine d'amenée d'air

Les particules sont injectées sur tout le plan d'entrée avec une vitesse en équilibre avec la vitesse d'injection du fluide. Pour anticiper le comportement d'une particule solide dans un écoulement fluide, il est utile de définir le nombre de Stokes (St). Si $St \gg 1$, le mouvement de la particule est globalement indépendant de celui du fluide. Au contraire, si $St \ll 1$, la particule agit comme un traceur et suit les lignes de courant du fluide. Le nombre de Stokes est défini ci-dessous (Eq. 3.1) :

$$sT = \frac{\rho_p d_p^2 U}{18\mu D}, \quad (3.1)$$

avec ρ_p , la masse volumique de la particule et d_p son diamètre, μ la viscosité dynamique du fluide, U la vitesse du fluide et D sa longueur caractéristique.

Plusieurs diamètres sont utilisés afin d'étudier tous les types de comportement que peuvent avoir les particules dans l'écoulement fluide (Tab. 3.1). Une simulation est réalisée pour chaque diamètre de particule étudié.

d_p (μm)	St
1.4	0.02
11	1.2
29	8
110	100

TABLE 3.1 – Valeur du nombre de Stokes en fonction de d_p

Couplage entre les particules et le fluide

Comme nous l'avons discuté dans le chapitre 1, la densité de particules dans les cas d'érosion de turbomachines est relativement faible. Lors d'une tempête de sable, la concentration des particules dans l'air atteint des valeurs très disparates allant de quelques centaines de $\mu\text{g}/\text{m}^3$ à $1 \text{ g}/\text{m}^3$. Goodwin et al. [25] expose que la durée de vie potentielle d'un moteur d'hélicoptère soumis à une injection de particules à la concentration de $1 \text{ mg}/\text{ft}^3$ (soit $35.3 \text{ mg}/\text{m}^3$) est limitée à une dizaine d'heures.

Martin et al. [35] a montré que pour une concentration de $20\text{g}/\text{m}^3$ de particules injectées dans une configuration turbomachine de type turbine, il n'y pas de différence notable entre la simulation instationnaire Euler-Lagrange avec un couplage "two-ways" et la simulation avec un couplage "one-way" entre le fluide et les particules. Cette hypothèse forte a été faite pour l'étude d'une turbine et il n'est pas évident qu'elle reste vraie dans le cas d'un compresseur. Cependant, la concentration de particules injectée au cours de l'étude actuelle étant largement inférieure à la concentration de particules utilisée dans l'étude de Martin et al., on peut considérer que l'utilisation du couplage "one-way" dans les simulations à venir est appropriée. Il permet d'éviter au code de calculer la force de rétroaction générée par les particules sur le fluide et donc d'accélérer le calcul.

Les particules sont considérées comme étant des objets ponctuels transportant des grandeurs (position, vitesse, température..) et non comme des objets volumiques. Aucun de modèle de collision ne s'applique donc entre les particules. Il est par conséquent possible d'augmenter fortement la quantité de particules injectées dans le domaine afin d'accélérer l'obtention de la convergence des moyennes statistiques des grandeurs d'intérêt et réduire le temps de calcul. Cependant, le suivi Lagrangien est effectué particule par particule et non par paquets de particules. Il faut donc faire attention à ne pas avoir trop de particules dans le domaine. Le risque est de générer des tableaux trop grands et de ralentir le calcul ce qui se tournerait à notre désavantage. Pour éviter ce désagrément, le nombre maximal de particules dans le domaine est limité à quelques centaines de milliers dans le domaine. Ceci permet d'en déduire la quantité de particules à injecter en estimant un temps de séjour des particules dans le domaine et en le multipliant par le nombre maximal de particules dans le domaine. Ici, il est possible d'injecter une quantité de l'ordre de 10^8 particules/s.

Résultats du calcul avec injection de particules

L'objectif de cette première étude est de déterminer la distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air en fonction du diamètre des particules injectée. Pour obtenir une moyenne des grandeurs d'impacts sur une période suffisamment longue, le temps de simulation est fixé à 50 ms, soit environ 48 temps convectifs (le temps convectif correspond au temps nécessaire à une particule fluide pour traverser la veine d'amenée

d'air et il peut être déterminé par les lignes de courants). Sur la Fig. 3.4 on constate que la distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air varie grandement en fonction du St des particules injectées.

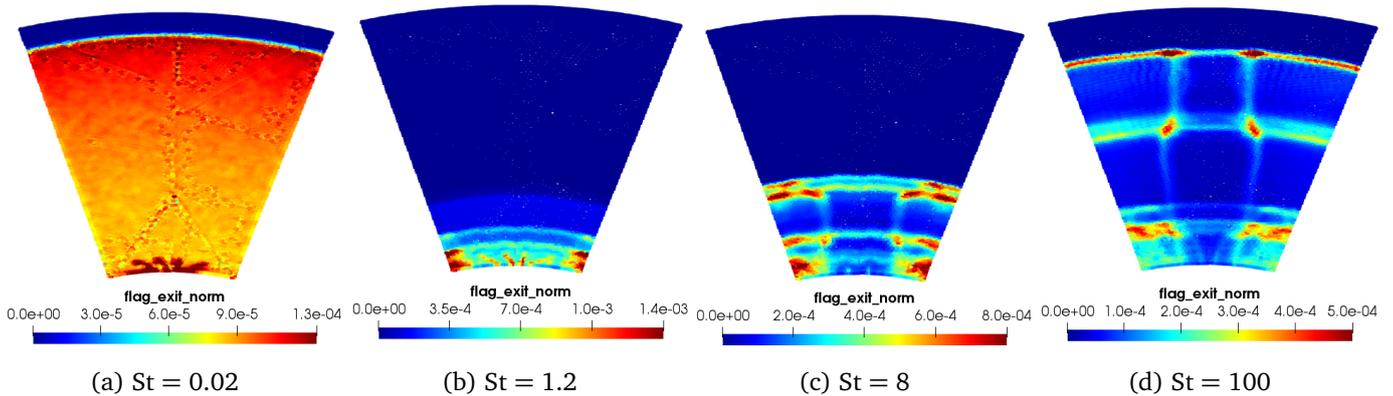


FIGURE 3.4 – Cartographies 3D de la distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air pour les différents St étudiés.

Les distributions des particules sur le plan de sortie du domaine peuvent être expliquées par l'analyse du comportement des particules dans la veine.

Lorsque les particules sont légères, et donc avec $St \ll 1$, la Fig. 3.4 montre que la distribution est relativement uniforme sur le plan de sortie. Les particules se comportent pratiquement comme des traceurs. En effet, les particules sont très peu déviées des lignes de courant de l'écoulement comme le suggère la Fig. 3.5a où les valeurs de la vitesse relative des particules avec le fluide ($v_{r,i} = u_{p,i} - u_i$ avec i la direction, $u_{p,i}$ la vitesse de la particule et u_i la vitesse du fluide à la position de la particule) sont relativement faibles. Seule une petite région au niveau du passage du coude proche de la paroi à r_{max} possède une vitesse relative non-négligeable. Celle-ci induit le décalage des trajectoires des particules et donc l'apparition d'une petite zone vide de particules sur le plan de sortie du domaine. De plus, un plus grand nombre de particules passent par la portion à rayon élevé du plan de sortie de l'amenée d'air que la portion à rayon faible car la vitesse dans le domaine au niveau de la portion à rayon élevé est plus grande (Fig. 3.3a) et le temps de séjour des particules est donc plus faible. Des traces d'impacts dans le sens de l'écoulement sont observées sur la Fig. 3.6a. En regardant les angles correspondants à ces impacts avec la Fig. 3.7a, on constate qu'ils sont très faibles et qu'ils traduisent en réalité le glissement des particules injectées proche de cette paroi.

Pour des particules plus lourdes, et donc avec des $St > 1$ et $St \gg 1$, la distribution commence à se fractionner en formant des nappes de particules. Plus les particules sont lourdes, plus la séparation est marquée avec des nappes de particules remontant plus haut sur la portion à rayon élevé du plan de sortie (Fig. 3.8). La cause de cette distribution en sortie de domaine s'explique par plusieurs phénomènes :

- Pour des St plus grand que 1, les particules se découpent progressivement du fluide comme on peut le remarquer sur les Fig. 3.5. Les particules impactent donc la paroi à r_{min} (Fig. 3.6a).
- La paroi à r_{min} étant concave, les rebonds des particules sur cette paroi font apparaître des foyers de convergence de la même manière que les faisceaux lumineux convergent en un foyer après leur passage au travers d'une lentille convergente. Une raie d'impacts dans le sens perpendiculaire à l'écoulement est donc observée sur la Fig. 3.6b. Ces lignes de convergence sont la cause des nappes de particules qui correspondent aux pics de valeur du *profil_exit_norm* sur la Fig. 3.8. La position radiale de ces nappes est donc dépendante de la configuration.
- Plus le St est grand, plus les zones d'impacts se trouvent éloignées du plan de sortie sur la partie concave de la paroi à r_{min} ce qui induit des angles d'impact élevés (Fig. 3.7b). De plus, les trajectoires des particules sont de moins en moins influencées par l'écoulement à mesure que le St augmente. Les nappes de particules remontent par conséquent sur la portion à rayon élevé du plan de sortie.

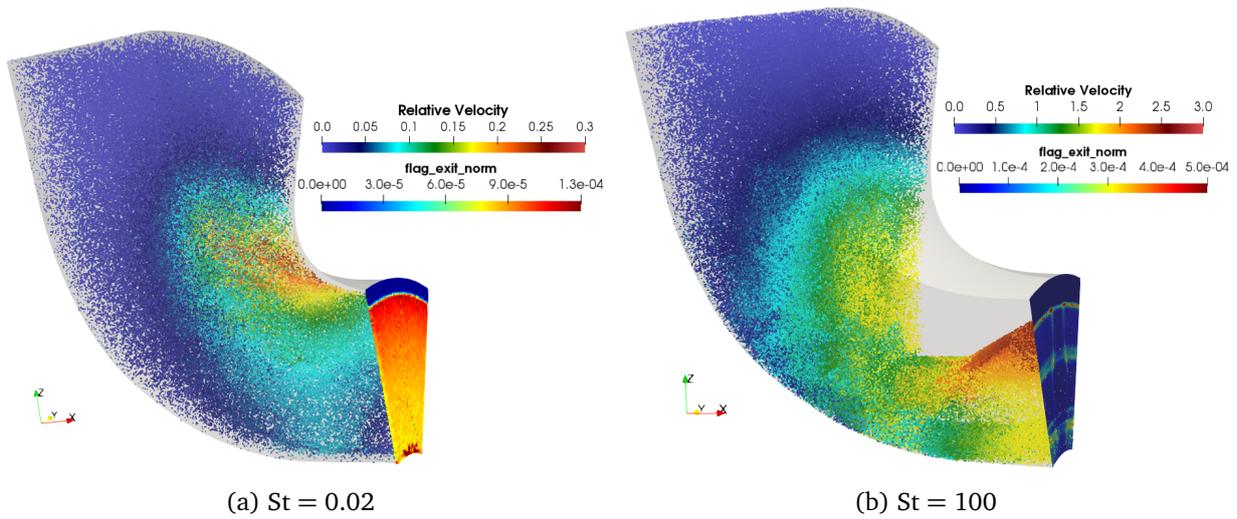


FIGURE 3.5 – Champs instantanés de vitesse relative locale entre les particules et le fluide environnant adimensionnés par la vitesse d'entrée du fluide dans le domaine (*Relative_Velocity*) et cartographies des poids de passage par le plan de sortie du domaine (*flag_impact_exit_total*).

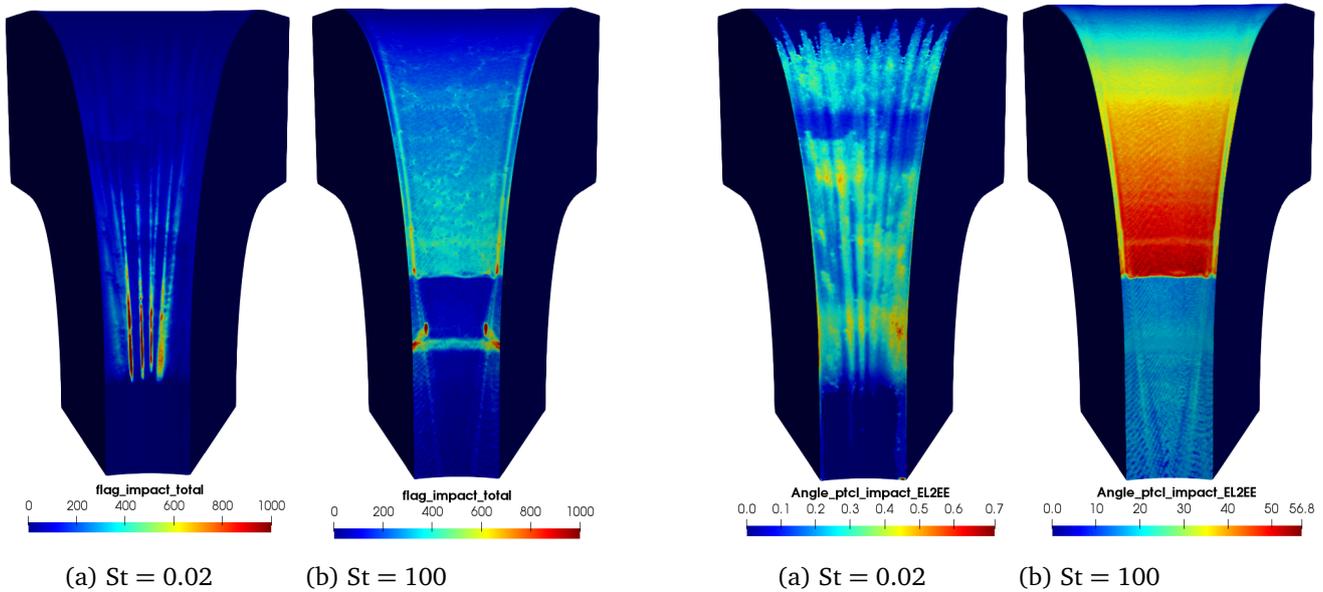


FIGURE 3.6 – Nombre d'impacts des particules sur la paroi à r_{min} (vue depuis l'axe de symétrie).

FIGURE 3.7 – Angles d'impacts des particules sur la paroi à r_{min} (vue depuis l'axe de symétrie).

Note : Seules les figures correspondant aux cas extrêmes $St = 0.02$ et $St = 100$ ont été tracées ici. Les champs de vitesse relative, de nombre d'impacts et des angles d'impacts des particules pour les cas $St = 1.2$ et $St = 8$ ont des évolutions intermédiaires et progressives entre ces deux cas extrêmes.

Les cartographies observées Fig. 3.4 devraient normalement être uniformes en azimut car la géométrie est axi-symétrique et l'injection des particules dans le domaine est réalisée de manière uniforme sur tout le plan d'entrée. Les distributions obtenues devraient donc n'évoluer qu'en fonction du rayon entre les deux parois. Un traitement azimutal est donc réalisé afin d'obtenir des profils 1D de la distribution des particules en sortie du domaine pour les différents nombres de Stokes étudiés (Fig.3.8). L'axe des ordonnées est adimensionné de manière à ce que la paroi à r_{min} corresponde à $r^* = 0.0$ et la paroi à r_{max} corresponde à $r^* = 1.0$. L'axe des abscisses représente la grandeur *flag_exit_norm* décrite section 2.3.

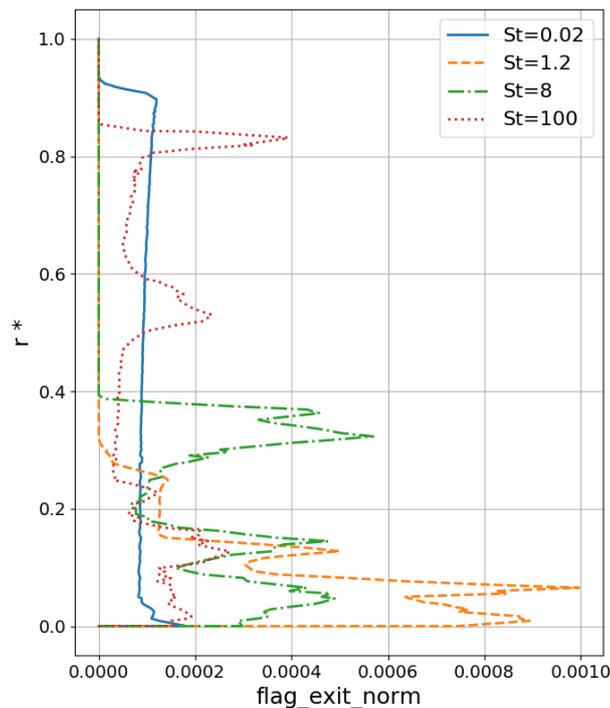


FIGURE 3.8 – Profils 1D de la distribution de particules en sortie de la veine d'amenée d'air pour différents St .

La distribution des particules en sortie de la veine d'amenée d'air varie beaucoup lorsque le diamètre, et donc le St des particules, change. L'adaptation de l'injection des particules dans la simulation du compresseur centrifuge semble donc importante. La section suivante présente les premiers résultats de la simulation d'ingestion de particules dans le rouet suivant les profils 1D obtenus lors de la simulation de la veine d'amenée d'air avec une analyse des impacts aux parois.

3.2 Simulation de l'ingestion de particules dans la géométrie du compresseur centrifuge

L'écoulement dans le compresseur centrifuge a été étudié expérimentalement mais aussi numériquement en utilisant la simulation URANS [7] mais également la LES [12]. Il est important de noter que cette simulation LES a été la première au monde à démontrer la faisabilité d'une LES sur un compresseur centrifuge à haut taux de compression. Ce projet reprend comme base la simulation LES du compresseur centrifuge afin d'y injecter des particules et analyser leurs comportements et les impacts aux parois.

3.2.1 Description de la configuration

Le compresseur centrifuge est composé d'une roue à aubes, aussi appelée rouet, à flux d'entrée axial et d'un diffuseur radial à ailettes suivi d'un diffuseur axial à ailettes. Pour la simulation numérique, le domaine de calcul est composé d'un secteur périodique composé d'une aube principale et d'une aube intercalaire pour le rouet, de deux aubes du diffuseur radial et de six aubes du diffuseur axial (Fig. 3.9).

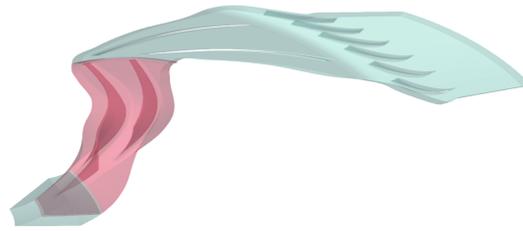
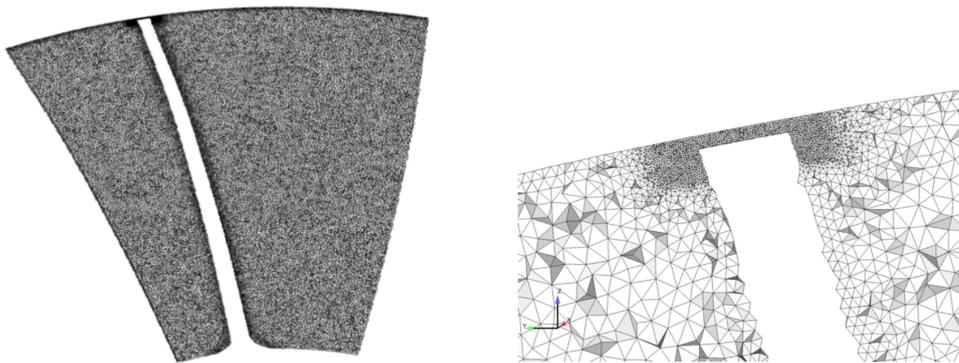


FIGURE 3.9 – Domaine de calcul utilisé pour la simulation LES : rouet (rouge) et diffuseur (bleu).

3.2.2 Maillage du domaine

Comme AVBP est un solveur explicite pour des écoulements compressibles, le pas de temps est déterminé par la condition CFL et est directement dépendant de la taille minimale de cellule. Ici, le maillage est composé de 59 millions et 39 millions de cellules dans le rotor et dans le stator, respectivement. On peut ainsi remarquer sur la Fig. 3.10a que le maillage est relativement homogène dans le domaine, autour de 250 microns, avec un raffinement en proche paroi à la moitié de cette valeur qui donne une valeur de y^+ autour de 100. Une attention particulière a été adressée à la zone de jeu entre le carter et la pale (Fig. 3.10b) afin d'avoir au moins 10 cellules entre les deux composants menant ainsi à une valeur de y^+ autour de 5 dans cette zone.



(a) Coupe perpendiculaire du rouet proche du bord d'attaque de l'aube principale [12]

(b) Zoom sur le jeu entre le carter et l'aube montrant le raffinement local [12]

FIGURE 3.10 – Maillage du domaine de simulation du compresseur centrifuge.

3.2.3 Paramétrage du calcul

La simulation LES a été effectuée en utilisant le schéma de Lax-Wendroff explicite avec une précision d'ordre 2 en temps et en espace [57]. Le modèle de sous-maille choisi est le modèle WALE [13]. Il permet de décrire correctement les écoulements internes 3D. Une viscosité artificielle de type Jameson est ajoutée pour amortir les potentielles oscillations numériques introduites par le schéma numérique utilisé.

Les conditions limites sont définies comme suit :

- Entrée : condition limite d'entrée caractéristique (NSCBC) avec une pression totale $P_t = 1$ atm et une température totale $T_t = 288.15$ K,
- Sortie : condition limite de sortie caractéristique avec un seuil de pression,
- Parois : condition limite de paroi adiabatique avec loi de paroi
- Partie gauche et droite du domaine : condition de périodicité autour de l'axe de révolution de la géométrie.

Pour les particules, une condition de rebond élastique est imposée sur les parois, l'entrée et la sortie du domaine constituent des sorties et une condition de périodicité est imposée sur les faces latérales.

3.2.4 Topologie de l'écoulement

Nous nous intéressons ici à l'étude de l'écoulement dans le compresseur à son pic d'efficacité. Une étude plus complète de l'écoulement en différents points caractéristiques est effectuée dans l'article de Dombard et al. [12].

La présence d'écoulements secondaires dans le compresseur peut être bien caractérisée par le critère Q . Il permet de visualiser les structures tourbillonnaires et les zones de cisaillement dans l'écoulement. Une description plus précise est apportée en Annexe E. La Fig. 3.11 montre la topologie de l'écoulement dans le rouet au moyen d'une iso-surface du critère Q obtenue pour un champ d'écoulement instantané coloré par le nombre de Mach relatif.

L'objectif est de mettre en évidence des structures cohérentes d'écoulements secondaires telles que le tourbillon de pied (point D) ou la couche limite à l'extrados qui migre radialement vers le carter (E). Il est important de noter que cette couche limite est détachée (F) par le fort choc situé au bord d'attaque du rouet, mise en évidence grâce à une iso-surface à $Mach = 1$ en violet (B). Ce choc fait également exploser le tourbillon de jeu (G) qui migre ensuite vers le passage gauche de l'aube principale avec un angle d'incidence distinct (A). On peut remarquer une petite zone de recirculation à l'extrémité du bord d'attaque (C).

Une des conclusions de l'étude est que toutes les structures d'écoulement déterministes observées expérimentalement sont récupérées par la LES même avec une loi de paroi.

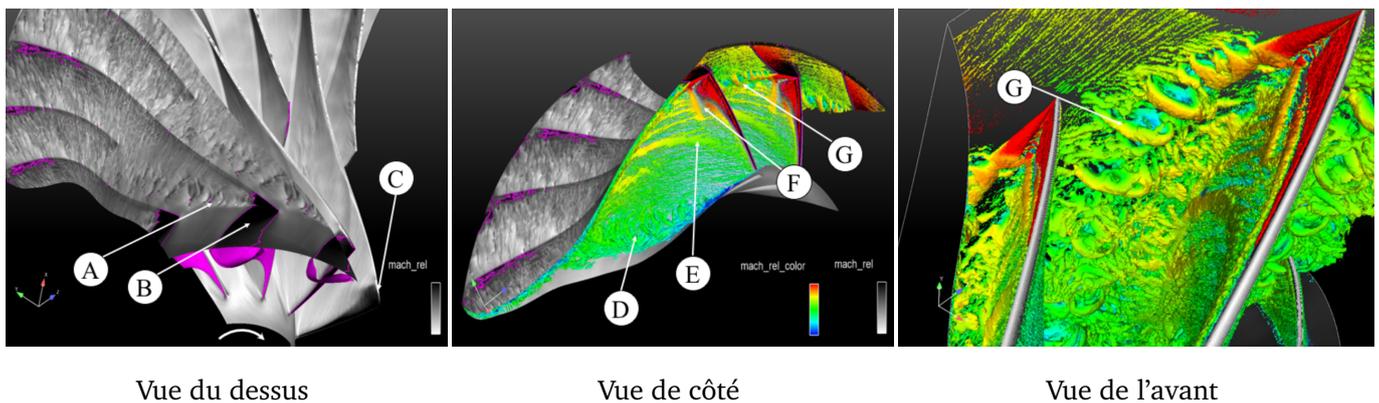


FIGURE 3.11 – Iso-surface instantannée du critère Q colorée par le nombre de Mach relatif et un plan proche du carter coloré par le nombre de Mach relatif en échelle de gris. L'iso-surface à $Mach = 1$ est représentée en violet sur la vue de dessus. Le compresseur tourne de la gauche vers la droite. [12]

3.2.5 Injection de particules dans le compresseur centrifuge

La simulation de l'injection de particules dans le compresseur centrifuge a pour objectif de mettre en application les modifications apportées au code TurboAVBP dans une géométrie complexe et de s'assurer que ce type de simulation fonctionne correctement.

Paramètres d'injection des particules

L'initialisation du champ fluide est effectuée avec une solution convergée. Le diamètre de toutes les particules injectées est de $11\mu m$ ce qui correspond ici à un St autour de 1. Les particules sont injectées dans le compresseur centrifuge avec le mécanisme d'injection nouvellement introduit et décrit section 2.3 suivant le profil décrit Fig. 3.8 pour $St = 1.2$. La concentration de particules injectées est de $1.88 g/m^3$ soit particules 140 000 particules injectées par temps convectifs.

Le couplage choisi entre le fluide et les particules est un couplage "one-way". La concentration de particule est choisie relativement élevée afin d'obtenir une convergence statistique rapide.

Résultats de la simulation

Par manque de temps, l'avance en temps de la simulation est limitée à un peu moins d'un temps convectif. La convergence statistique n'est donc pas atteinte mais de premières conclusions peuvent en être tirées :

- Générale :
 - La Fig. 3.12a montre l'avancement des particules dans le compresseur. On remarque que la transmission des particules s'effectue correctement entre les domaines. De plus, une solution particulaire est enregistrée toutes les 5.0×10^{-5} s au cours de la simulation. Il a été vérifié que 5000 particules sont injectées entre deux sauvegardes, ce qui correspond bien à la concentration de 1.88 g/m^3 de particules injectées dans le domaine. La routine d'adaptation du point d'injection dans le domaine récepteur fonctionne donc comme prévu.
- Sur les trajectoires des particules :
 - Une accélération des particules de l'ordre de 4 fois la vitesse d'injection est notable dans le rouet (Fig. 3.12b). Les particules semblent se découpler du fluide de façon importante dans la zone proche du bord de fuite du rouet comme le suggère le champ de vitesse relative des particules Fig. 3.14.
 - Une majorité de particules migrent entre l'intrados de l'aube principale et l'extrados de l'aube intercalaire. Une plus petite partie d'entre elles arrive à migrer vers l'intrados de l'aube intercalaire. Certaines particules passent au niveau du jeu entre les pales et le carter. Leurs trajectoires semblent suivre le tourbillon de jeu créé dans cette zone. En effet la Fig. 3.14 montre que la vitesse relative des particules au niveau du jeu diminue.
 - Le déplacement des particules se fait dans les deux cas par glissement sur l'intrados des pales comme le suggère le compteur d'impact Fig. 3.13 qui augmente uniformément et de manière importante pour les particules se déplaçant le long des pales. Aucun impact n'est d'ailleurs constaté sur l'extrados des pales. Ceci est dû à la rotation du rotor qui induit une directivité du vecteur vitesse des particules vers l'intrados des pales.
- Sur les impacts des particules aux parois :
 - Les angles des impacts relevés Fig. 3.15b sont élevés et proche de l'angle droit pour les particules proches du bord de fuite du rouet. Ces angles sont dûs au mouvement relatif entre le rouet et les particules et à la forme profilée des pales.
 - les particules impactent en majorité l'aube principale sur la partie proche du moyeu (Fig. 3.15a). Cette distribution des impacts est cohérente avec une injection de particules dans le domaine se faisant suivant la cartographie obtenue lors de l'étude de la veine d'amenée d'air pour un $St = 1.2$ (Fig. 3.8).
 - On peut supposer que pour une injection uniforme sur le plan d'entrée, les impacts des particules au niveau de l'aube principale soient plus uniformément répartis. La distribution des particules à l'injection pourrait donc influencer la répartition des impacts dans le compresseur.

Il n'est cependant pas encore possible de faire des conclusions pertinentes quant à l'érosion des parois du compresseur. La convergence statistique doit être atteinte avant de pouvoir utiliser un modèle d'érosion bien choisi dans la littérature.

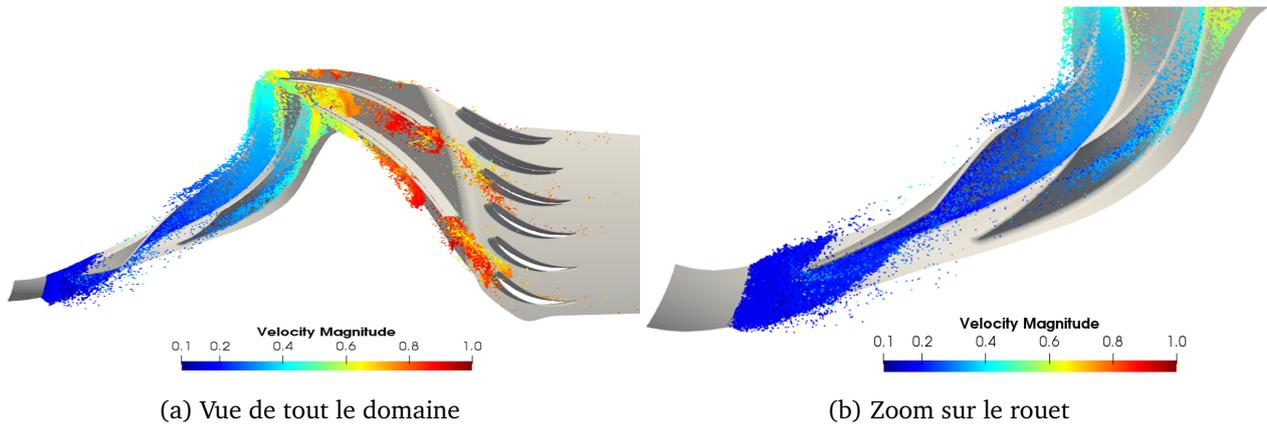


FIGURE 3.12 – Champs de vitesse instantanés des particules dans le compresseur (Champs Lagrangiens).

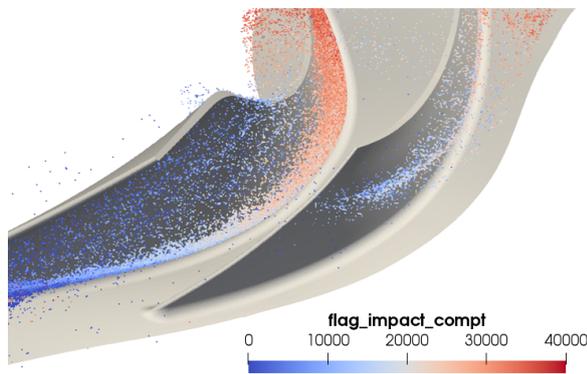


FIGURE 3.13 – Compteur d'impacts des particules avec les parois sur une solution instantanée (Champ Lagrangien).

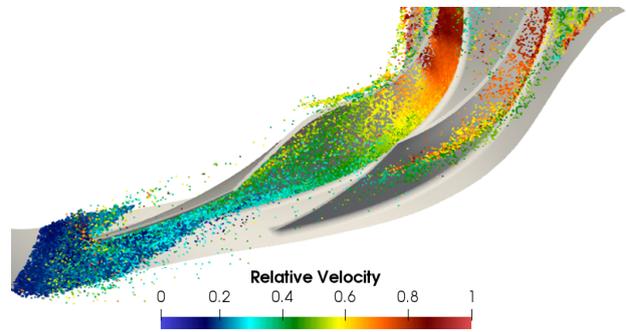
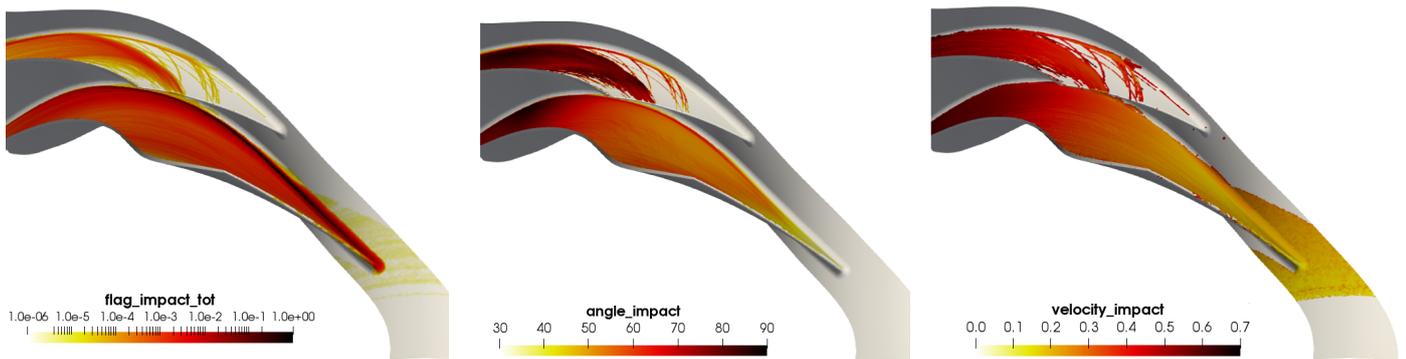


FIGURE 3.14 – Champ de vitesse relative instantané des particules dans le rouet (Champ Lagrangien).



(a) Contour moyen du $flag_impact_tot$ normalisé par la valeur maximale. (b) Contour moyen de l'angle d'impact des particules. (c) Contour moyen de la vitesse d'impact des particules normalisé par la valeur maximale.

FIGURE 3.15 – Données sur les impacts des particules aux parois du compresseur (Champs Eulériens).

Les résultats obtenus, bien qu'incomplets, sont encourageants. En effet, ils prouvent la capacité du code à simuler l'injection de particules solides dans une configuration turbomachine avec partie mobile et partie fixe. La transmission des particules entre les domaines, étant le point sensible mais crucial pour le bon déroulement d'une simulation avec injection de particules, fonctionne maintenant correctement. Les outils de

post-traitement développés tels que le *flag_impact_compt*, l'obtention des cartographies de la sortie des particules de domaine ou encore le mécanisme d'injection de particules suivant une distribution prédéterminée ont prouvé leur utilité dans l'analyse du comportement des particules dans les géométries étudiées. Ils seront d'autant plus utiles pour effectuer des diagnostics plus complets et détaillés d'impact sur les pales et les parois du compresseur et de cheminement suivi par les particules pour différents diamètres.

L'approche choisie lors de cette étude était de considérer un couplage "one-way" entre les particules et le fluide. Cette hypothèse est pertinente en première approximation lorsque les concentrations de particules restent faibles. Elle a l'énorme avantage de permettre d'injecter les particules avec un nombre de particules bien choisi afin de maximiser la rapidité d'obtention de la convergence statistique des grandeurs d'impacts. Cependant, pour effectuer une étude plus poussée de l'influence des particules sur les performances du compresseur par rétro-couplage (rendement, taux de pression), il serait nécessaire de rétablir un couplage "two-ways" entre les particules et le fluide et d'effectuer l'injection à iso-débit massique. Une étude de ce type mettrait par exemple en évidence :

- la modification de l'écoulement dans le jeu en bout de pale du rouet par la présence des particules,
- les écarts de rendement à iso point de fonctionnement mais en augmentant la concentration de particules injectées par rapport à un cas de référence sans particule.

La prochaine étape dans le cadre du stage sera d'effectuer une simulation de l'ingestion de particules sur plusieurs temps convectifs afin d'atteindre une convergence statistique suffisante. Un seul diamètre correspondant à un St autour de 1 sera étudié du fait de l'important coût de calcul requis. Une analyse plus fine de l'érosion causée par les particules sera débutée.

CONCLUSION

L'objectif de l'étude présentée dans ce rapport était de démontrer la capacité du code LES AVBP à simuler l'ingestion de particules de sable dans une configuration représentative d'un compresseur centrifuge industriel avec partie fixe et partie mobile. Pour parvenir à cela, des modifications ont dû être apportées au solveur TurboAVBP afin d'obtenir une transmission correcte des particules entre les domaines fixe et mobile. Différents outils de diagnostic tels que un compteur d'impacts aux parois, des grandeurs liées à la sortie des particules du domaine de simulation permettant d'extraire des profils de distribution ou encore une nouvelle condition d'injection des particules suivant une distribution prédéterminée afin de les injecter de manière plus fidèle ont été développés afin d'améliorer l'analyse de la prédiction d'érosion. Des cas tests ont été mis en place et permettent de valider le travail effectué.

Des recherches bibliographiques ont d'abord permis d'identifier des modèles empiriques de prédiction d'érosion ainsi que la physique du rebond de particule. Il a également été remarqué que l'analyse de l'ingestion de particules par une turbomachine avec la LES est apparue que très récemment et que cette méthode de simulation est pourtant essentielle pour capturer la physique totalement instationnaire de ce genre d'écoulement.

L'application finale des outils venant compléter le mécanisme de traitement des impacts et des modifications nouvellement introduites dans le solveur TurboAVBP a été effectuée sur un compresseur centrifuge en découplant son analyse. Une première simulation de la veine d'amenée d'air a mis en évidence la variété des profils de distribution des particules en entrée du compresseur en fonction du diamètre de particule injecté. Une seconde simulation du compresseur avec partie fixe et mobile partiellement achevée a permis de prouver la capacité de TurboAVBP à simuler l'ingestion de particules dans une géométrie complexe de turbomachine. Cette étude se poursuivra jusqu'à la fin du stage afin d'obtenir une simulation convergée statistiquement. Les simulations fourniront des résultats plus "physiques" pour l'étude de l'impact de l'ingestion de particules sur le potentiel endommagement de la surface des pales du compresseur.

J'ai personnellement beaucoup apprécié mon stage au CERFACS sur ce sujet. J'ai pu y découvrir le travail de chercheur et développer diverses compétences à la fois techniques, scientifiques et pratiques qui me seront utiles pour ma poursuite en thèse. La découverte de la LES et l'utilisation du code AVBP m'ont beaucoup appris et intéressé. Je remercie une nouvelle fois les différentes personnes qui m'ont aidé à atteindre les objectifs de mon stage. Les échanges que j'ai pu avoir avec les chercheurs et les doctorants ont été fortement enrichissants professionnellement et personnellement.

ANNEXE A

DESCRIPTION ÉLÉMENTAIRE DE LA TURBULENCE

La turbulence peut être décrite comme la fluctuation de toutes les propriétés locales du fluide et elle apparaît pour des nombres de Reynolds suffisamment grand, dépendant de la géométrie du système d'étude. On peut ainsi écrire chaque propriété f comme constituée une contribution moyenne \bar{f} et une contribution fluctuante f' :

$$f = \bar{f} + f'. \quad (\text{A.1})$$

La turbulence est généralement caractérisée en premier lieu par son intensité que l'on définit comme étant le rapport entre la valeur moyenne quadratique (RMS) des fluctuations f' et la valeur moyenne \bar{f} .

Une compréhension plus fine de la turbulence peut être obtenue par l'étude de la distribution de l'énergie turbulente sur les différentes échelles de longueurs présentes dans l'écoulement. A chaque échelle de turbulence peut être associé un nombre de Reynolds défini comme :

$$Re_t(r) = \frac{u'(r)r}{\nu}, \quad (\text{A.2})$$

avec $u'(r)$ la vitesse caractéristique des structures de taille r et ν la viscosité cinématique de l'écoulement. Les fluctuations turbulentes apparaissent à différentes échelles de longueurs allant de la longueur intégrale l_t , la plus grande, à la longueur de Kolmogorov η_k , la plus petite. La longueur intégrale correspond généralement à la taille caractéristique de l'écoulement. Quant à la longueur de Kolmogorov, elle correspond à l'échelle à laquelle les forces visqueuses et d'inertie se compensent. A cet échelle l'écoulement turbulent est contrôlé par la viscosité et par le taux de dissipation turbulent ε de l'énergie cinétique turbulente k [32] : $\eta_k = (\nu^3/\varepsilon)^{1/4}$. Le rapport de la longueur intégrale l_t et la longueur de Kolmogorov η_k peut ainsi s'exprimer comme une fonction du nombre de Reynolds :

$$\frac{l_t}{\eta_k} = Re_t^{3/4}. \quad (\text{A.3})$$

Kolmogorov [32] a montré que l'énergie turbulente est produite aux plus grandes échelles et se transmet aux échelles plus petites jusqu'à la plus petite échelle à laquelle la dissipation se produit. Ce phénomène est appelé la cascade d'énergie .

Cette section décrit quelques concepts basiques de la turbulence. Une étude plus complète peut être trouvée dans le livre de Pope [44].

ANNEXE B

ÉQUATIONS DE NAVIER-STOKES

L'évolution temporelle et spatiale d'un fluide visqueux, compressible est régie par les principes de conservation de la masse, du moment et de l'énergie, fermés par une équation d'état appropriée pour le fluide de travail ainsi que la détermination du tenseur des contraintes visqueuses et de la viscosité dynamique. Avec la notation et la nomenclature habituelles, les équations de Navier-Stokes pour un fluide newtonien, monophasique et sans flux de chaleur sont les suivantes :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j + p \delta_{ij})}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (\text{B.2})$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho E + p)u_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial(\tau_{ij} u_i)}{\partial x_j}. \quad (\text{B.3})$$

Ici, la convention de sommation d'Einstein s'applique, δ_{ij} désigne la fonction delta de Kronecker avec $i, j = 1, 2, 3$, ρ la masse volumique, u_i les composantes du vecteur vitesse et E l'énergie totale. En utilisant l'équation d'un gaz parfait, ceci permet de définir la pression p :

$$p = \rho r T, \quad (\text{B.4})$$

avec r la constante des gaz parfaits ($r=287.058 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et T la température. Le tenseur de contrainte visqueux τ_{ij} est fonction de la viscosité μ et s'écrit :

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij} \quad \text{avec} \quad S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}. \quad (\text{B.5})$$

D'autre part, la loi de Sutherland [48] fournit une relation entre la viscosité dynamique μ du fluide et la température T :

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + 110.4}{T + 110.4}, \quad (\text{B.6})$$

avec, $\mu_0 = 1.711105 \text{ kg.m.s}^{-1}$ et $T_0 = 273.15 \text{ K}$ dans le cas de l'air.

ANNEXE C

SIMULATION AUX GRANDES ÉCHELLES OU LES

Dans un calcul LES, seules les grosses structures turbulentes, très énergétiques, sont résolues alors que les plus petites sont modélisées. Les variables sont alors filtrées dans le l'espace spectral (les composantes plus grandes que la fréquence de coupure sont modélisées) soit dans l'espace physique (une moyenne pondérée des variables est introduite sur un volume de contrôle donné) par l'application de filtres boîte ou Gaussien. Toute quantité f filtrée peut être décomposée en une partie résolue \tilde{f} correspondant à la moyenne pondérée de Favre et une partie modélisée f' :

$$f = \tilde{f} + f' \quad \text{avec} \quad \tilde{f} = \frac{\overline{\rho f}}{\bar{\rho}} \quad (\text{C.1})$$

Les équations filtrées de Navier-Stokes s'écrivent alors :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p} \delta_{ij})}{\partial x_i} = \frac{\partial [\overline{\tau_{ij}} - \bar{\rho} T_{ij}]}{\partial x_i} \quad (\text{C.3})$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{E})}{\partial t} + \frac{\partial [(\bar{\rho} (\tilde{E} + \bar{p}) \tilde{u}_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial [\tilde{\tau}_{ij} \tilde{u}_i + T_{ij} \tilde{u}_i]}{\partial x_j} \quad (\text{C.4})$$

avec $T_{ij} = u_i u_j - \tilde{u}_i \tilde{u}_j$ le tenseur des contraintes de Reynolds.

A cause du terme T_{ij} , le système des équations filtrées n'est pas fermé. Le tenseur des contraintes de Reynolds contient donc les informations des échelles de turbulence plus petites que la largeur du filtre appliqué (ou de la taille de maille). Pour fermer le système, il est nécessaire de modéliser le comportement de ces petites échelles par un modèle de sous-maille.

Fermeture des équations de transport : modèles de sous-mailles

Du fait du filtrage spatial appliqué aux équations de Navier-Stokes, l'effet dissipatif des plus petites échelles de la turbulence est perdu. Il est donc nécessaire de modéliser cet effet dissipatif de l'énergie par l'introduction de modèle de sous-maille (SGS) afin de fournir une solution compatible avec la physique de l'écoulement. Par analogie aux méthodes utilisées avec les équations moyennées RANS, on utilise l'approximation de Boussinesq pour fermer les équations filtrées, en introduisant μ_{sgs} :

$$T_{ij} = \mu_{sgs} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right). \quad (\text{C.5})$$

Le modèle de sous-maille le plus classique et l'un des premiers à avoir été développé est le modèle de Smagorinsky [47]. Dans ce modèle la viscosité turbulente s'exprime comme :

$$\mu_{sgs} = \tilde{\rho}(C_s \Delta)^2 \|\tilde{S}\| \quad (\text{C.6})$$

avec, C_s la constante de Smagorinsky qui a une valeur comprise entre 0.1 et 0.2 selon les cas et :

$$\|\tilde{S}\| = \sqrt{2\tilde{S}_{ij}\tilde{S}_{ij}}, \quad \tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right). \quad (\text{C.7})$$

Le modèle a la particularité de fournir un bon niveau de dissipation de l'énergie cinétique turbulente dans le cas d'une turbulence homogène isotrope (THI). Il est Cependant, trop dissipatif en dehors des cas THI et n'est également pas adapté aux écoulements proche paroi [3][45]. Un modèle de Smagorinsky filtré [9] est aussi disponible pour obtenir une meilleure représentativité des phénomènes locaux au sein d'écoulements turbulents complexes. La transition est aussi mieux prédite avec ce modèle.

D'autres modèles ont été développés afin d'améliorer la simulation de l'écoulement et la prise en compte de la dissipation de l'énergie aux petites échelles pour des situations particulières :

- Modèle WALE [13] : Ce modèle a été développé pour des écoulements en cavités, et a pour but de fournir de bons résultats en proche paroi.
- Modèle Sigma [5, 40] : Le modèle σ a été développé pour palier à certains problèmes rencontrés par les modèles statiques. Il est aussi très performant sur des configurations 3D complexes.
- Modèle "équation de k " [3] : L'avantage de ce modèle réside dans le fait que la viscosité turbulente n'est pas directement reliée aux gradients de vitesse locaux. Ce qui permet de simuler correctement les régions avec une forte énergie turbulente de sous-maille mais des gradients de vitesse peu résolus.

Cette section constitue une rapide introduction du principe de la LES. Pour en avoir une présentation plus détaillée, il est par exemple possible de se référer au livre de Pierre Sagaut sur le sujet. [45]

ANNEXE D

ÉQUATIONS GOUVERNANTS LE FORMALISME LAGRANGIEN

La phase diffuse est constituée de particules assimilées à des sphères rigides de diamètre comparable ou inférieur à l'échelle de Kolmogorov. Si la masse volumique de la particule est largement supérieure à celle du fluide ($\rho_p/\rho \gg 1$), alors les forces qui agissent sur la particule se réduisent à la traînée et à la gravité.

Deux hypothèses supplémentaires sont faites dans le solveur Lagrangien :

- les particules sont diluées dans le fluide, c'est à dire que le nombre de particules présentes dans le domaine est faible par rapport au volume du domaine de simulation,
- le diamètre des particules est inférieur à la taille de maille.

Sous ces hypothèses, les équations régissant le mouvement des particules peuvent s'écrire pour une particule p sous la forme,

$$\frac{dx_{p,i}}{dt} = u_{p,i}, \quad (D.1)$$

$$\frac{du_{p,i}}{dt} = -\frac{3}{4} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{C_D}{d_p} |v_r| v_{r,i} + g_i = -\frac{u_{p,i} - u_i}{\tau_p} + g_i, \quad (D.2)$$

avec i la direction, $x_{p,i}$ la position de la particule, $u_{p,i}$ la vitesse de la particule, g_i le vecteur du champ gravitationnel, u_i la vitesse du fluide à la position de la particule en faisant l'hypothèse le champ fluide n'est localement pas perturbé par la présence de la particule, $v_{r,i} = u_{p,i} - u_i$ la vitesse relative locale instantanée entre la particule et le fluide environnant.

Au vu des tailles de particules étudiées par la suite, la pesanteur g sera négligée dans les équations présentées par la suite.

Ensuite, le coefficient local de traînée C_D l'Eq. (D.2) peut s'exprimer à l'aide du Reynolds particulaire Re_p sous la forme [34],

$$C_D = \frac{24}{Re_p} [1 + 0.15 Re_p^{0.687}] \quad (D.3)$$

$$Re_p = \frac{|v_r| d}{\nu} \leq 800 \quad (D.4)$$

avec ν la viscosité cinématique locale du fluide.

Le temps de relaxation de la particule τ_p est défini comme le temps caractéristique de Stokes :

$$\tau_p = \frac{3}{4} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d}{C_D |v_r|} \quad (D.5)$$

Remarque : une interpolation linéaire est utilisée pour calculer la vitesse du fluide à la position de la particule à partir de la vitesse aux noeuds de la cellule contenant la particule.

ANNEXE E

OUTIL D'ANALYSE DES STRUCTURES D'UN ÉCOULEMENT : LE CRITÈRE Q

Le critère Q se définit comme la différence entre le tenseur de vorticité Ω^2 et le tenseur de dissipation S^2 ,

$$Q = \frac{1}{2}(\Omega^2 - S^2), \quad (\text{E.1})$$

en notant, $\Omega^2 = 2\overline{\overline{\omega}} \cdot \overline{\overline{\omega}}$ et $S^2 = 2\overline{\overline{e}} \cdot \overline{\overline{e}}$.

Avec $\overline{\overline{\omega}}$ le tenseur des taux de rotations et $\overline{\overline{e}}$ le tenseur des taux de déformations (les parties symétrique et antisymétrique du tenseur gradient de vitesse),

$$\overline{\overline{\omega}} = \frac{1}{2}(\nabla - \nabla u^T) \quad \text{et} \quad \overline{\overline{e}} = \frac{1}{2}(\nabla + \nabla u^T). \quad (\text{E.2})$$

Le critère Q mesure donc un équilibre local entre deux phénomènes : une rotation solide et une déformation pure. Les tourbillons dans lesquels l'enroulement (rotation) prend le pas sur la dissipation d'énergie (déformation pure) seront associés à un critère Q positif. Les zones purement dissipatives seront associées à un critère Q négatif. Enfin les zones de cisaillement (couches limites par exemple) seront associées à un critère Q de faible valeur absolue [18].

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Cerfacs website.
- [2] Safran helicopter engines website. <https://www.safran-helicopter-engines.com/fr/moteurs-dhelicopteres>.
- [3] The AVBP Handbook.
- [4] ANTARES DEVELOPMENT TEAM. Antares Documentation Release 1.13.0, 2012–2019.
- [5] B. TODA, H., CABRIT, O., BALARAC, G., BOSE, S., LEE, J., CHOI, H., AND NICOUD, F. A subgrid-scale model based on singular values for LES in complex geometries. *Proc. Summer Program* (2010).
- [6] BECK, A., ORTWEIN, P., KOPPER, P., KRAIS, N., KEMPE, D., AND KOCH, C. Towards high-fidelity erosion prediction : On time-accurate particle tracking in turbomachinery. *International Journal of Heat and Fluid Flow* (2019).
- [7] BUFFAZ, N. *Analyse expérimentale et numérique de l'effet de jeu augmenté sur les instabilités aérodynamiques en compresseur centrifuge à fort taux de pression*. PhD thesis, 2012.
- [8] CHASSAING, P. *Turbulence en Mécanique des Fluides : analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur.*, cépaduès-éditions ed. 2000.
- [9] COMTE, F., DUCROS, P., AND LESIEUR, M. Large-eddy simulation of transition to turbulence in a boundary layer developing spatially over a flat plate. *Journal of Fluid Mechanics* (1996), 1–36.
- [10] DE LABORDERIE, J., DUCHAINE, F., GICQUEL, L. Y. M., VERMOREL, O., WANG, G., AND MOREAU, S. Numerical analysis of a high-order unstructured overset grid method for compressible LES of turbomachinery. *Journal of Computational Physics* (2018), 371 – 398.
- [11] DICK, E., AND KUBACKI, S. Transition Models for Turbomachinery Boundary Layer Flows : A Review. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power* (2017), 4.
- [12] DOMBARD, J., DUCHAINE, F., GICQUEL, L., STAFFELBACH, G., BUFFAZ, N., AND TRÉBINJAC, I. Large Eddy Simulations in a Transonic Centrifugal Compressor. *In Proceedings of asme turbo expo 2018 : power for land, sea and air* (2018).
- [13] DUCROS, F., NICOUD, F., AND POINSOT, T. Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity Models for Simulations in Complex Geometries. *Numerical Methods for Fluid Dynamics VI* (1998).
- [14] DUNN, M., BARAN, A., AND MIATECH, J. J. Operation of Gas Turbine Engines in Volcanic Ash Clouds. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. (1996), 724–731.
- [15] DURAISAMY, K., R. SPALART, P., AND L. RUMSEY, C. Status, Emerging Ideas and Future Directions of Turbulence Modeling Research in Aeronautics. *NASA Technical Memorandum* (2017).
- [16] ELFEDI, S., AND TABAKOFF, W. Erosion Study of Radial Flow Compressor With Splitters. *Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME* (1987).
- [17] FATHY HUSSEIN, M., AND TABAKOFF, W. Computation and plotting of solid particle flow in rotating cascades. *Computers & Fluids* (1974), 1 – 15.
- [18] FIABANE, L. Méthodes analytiques de caractérisation des structures cohérentes contribuant aux efforts aérodynamiques.
- [19] FINN, J. R., AND DOĞAN, Ö. N. Analysing the potential for erosion in a supercritical CO2 turbine nozzle with Large Eddy Simulation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2019 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (2019).

- [20] FINNIE, I. Erosion of surfaces by solid particles. *Wear* (1960), 87 – 103.
- [21] GHENAIET, A. Numerical simulations of flow and particle dynamics within a centrifugal turbomachine. *IMEchE, Fluid Machinery Group - International Conference on Compressors and their systems* (2005), 497–506.
- [22] GHENAIET, A. Modeling of Particle Trajectory and Erosion of Large Rotor Blades. *International Journal of Aerospace Engineering* (2016), 1–15.
- [23] GHENAIET, A., L. ELDER, R., AND C. TAN, S. Particles Trajectories Through an Axial Fan and Performance Degradation due to Sand Ingestion.
- [24] GHENAIET, A., TAN, S. C., AND ELDER, R. L. Prediction of an axial turbomachine performance degradation due to sand ingestion. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER* (2005), 273–287.
- [25] GOODWIN, J. E., SAGE, W., AND TILLY, G. P. Study of Erosion by Solid Particles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* (1969), 279–292.
- [26] GOURDAIN, N., GICQUEL, L., STAFFELBACH, G., VERMOREL, O., DUCHAINE, F., BOUSSUGE, J.-F., AND POINSOT, T. High performance parallel computing of flows in complex geometries : II. Applications. *Computational Science & Discovery* (2009).
- [27] GRANT, G., AND TABAKOFF, W. An Experimental Investigation of the Erosive Characteristics of 2024 Aluminum Alloy. 49.
- [28] GRANT, G., AND TABAKOFF, W. Erosion Prediction in Turbomachinery Resulting from Environmental Solid Particles. *Journal of Aircraft - J AIRCRAFT* (1975), 471–478.
- [29] HAMED, A., C. TABAKOFF, W., AND V. WENGLARZ, R. Erosion and Deposition in Turbomachinery. *Journal of Propulsion and Power - J PROPUL POWER* (2006), 350–360.
- [30] HUMPHREY, J. A. C. Fundamentals of fluid motion in erosion by solid particle impact. *International Journal of Heat and Fluid Flow* (1990), 170 – 195.
- [31] JAEGLE, F., CABRIT, O., MENDEZ, S., AND POINSOT, T. Implementation Methods of Wall Functions in Cell-vertex Numerical Solvers. *Flow Turbulence and Combustion* (2010), 245–272.
- [32] KOLMOGOROV, A. N. The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Numbers. *Proceedings : Mathematical and Physical Sciences* (1991), 9–13.
- [33] KUERTEN, J. Point-Particle DNS and LES of Particle-Laden Turbulent flow - a state-of-the-art review. *Flow, Turbulence and Combustion* (2016).
- [34] L. SCHILLER, AND A. NAUMANN. A drag coefficient correlation. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* (1935), 318–320.
- [35] MARTIN, B., MARTIN, T., DOMBARD, ., DUCHAINE, F., AND GICQUEL, L. Y. M. Analysis of solid particle ingestion and dynamics in a turbomachine using Large-Eddy-Simulation. *Proceedings of the ASME 2019 Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference Exposition Turbomachines for Clean Power and Propulsion Systems* (2019).
- [36] MARTIN B. Simulation LES de l'ingestion de particules de sable par une turbomachine. Tech. rep., 2018.
- [37] MENG, H. C., AND LUDEMA, K. C. Wear models and predictive equations : their form and content. *Wear* (1995), 443 – 457.
- [38] NEILSON, J. H., AND GILCHRIST, A. Erosion by a stream of solid particles. *Wear* (1968), 111 – 122.
- [39] NICOUD, F. Defining wave amplitude in characteristic boundary conditions. *Journal of Computational Physics* (1999), 418–422.
- [40] NICOUD, F., TODA, H. B., CABRIT, O., BOSE, S., AND LEE, J. Using singular values to build a subgrid-scale model for large eddy simulations. *Physics of Fluids* (2011).

- [41] PAPADOGIANNIS, D., DUCHAINE, F., GICQUEL, L., WANG, G., AND MOREAU, S. Effects of SGS modeling on the deterministic and stochastic turbulent energetic distribution in LES of a high pressure turbine stage. *Journal of Turbomachinery* (2016).
- [42] PAPADOGIANNIS, D., WANG, G., DUCHAINE, F., AND MOREAU, S. GICQUEL, L. Large Eddy Simulation of a High Pressure Turbine Stage : Effects of Sub-Grid Scale Modeling and Mesh Resolution. *ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition* (2014).
- [43] POINSOT T., AND VEYNANTE D. Theoretical and Numerical Combustion. *R.T. Edwards Inc.* (2005).
- [44] POPE S. B. *Turbulent flows*. 2002.
- [45] SAGAUT, P. Large Eddy Simulation for Incompressible Flows. *Springer* (2001).
- [46] SCHÖNFELD, T. Steady and Unsteady Flow Simulations Using the Hybrid Flow Solver AVBP. *AIAA Journal* (1999), 1378–1385.
- [47] SMAGORINSKY, J. General Circulation Experiments with the Primitive Equations. *Monthly Weather Review* (1963), 99.
- [48] SUTHERLAND, W. The viscosity of gases and molecular force. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science* (1893), 507–531.
- [49] TABAKOFF, W. Review—Turbomachinery Performance Deterioration Exposed to Solid Particulates Environment. *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme - J FLUID ENG* (1984), 125–134.
- [50] TABAKOFF, W. Compressor Erosion and Performance Deterioration. *ASME. J. Fluids Eng.* (1987), 297–306.
- [51] TABAKOFF, W. Measurements of particles rebound characteristics on materials used in gas turbines. *Journal of Propulsion and Power - J PROPUL POWER* (1991), 805–813.
- [52] TABAKOFF, W., HAMED, A., AND M. MURUGAN, D. Effect of target materials on the particle restitution characteristics for turbomachinery application. *Journal of Propulsion and Power - J PROPUL POWER* 12 (1996), 260–266.
- [53] WAKEMAN, T., AND TABAKOFF, W. Measured Particle Rebound Characteristics Useful for Erosion Prediction. In *J ASME* (1982), p. V003T05A005.
- [54] WAKEMAN, T., AND TABAKOFF, W. Effect of Particle Rebound Characteristics on Erosion of Turbomachinery Components. p. V002T02A011.
- [55] WANG, G., DUCHAINE, F., PAPADOGIANNIS, D., DURAN, I., MOREAU, S., AND GICQUEL, L. Y. M. An overset grid method for large eddy simulation of turbomachinery stages. *Journal of Computational Physics* (2014), 333 – 355.
- [56] WANG, G., PAPADOGIANNIS, D., DUCHAINE, F., STAFFELBACH, G., GOURDAIN, N., AND GICQUEL, L. Towards Massively Parallel Large Eddy Simulation of Turbine Stages. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo* (2013).
- [57] WENDROFF, B., AND LAX, P. D. Systems of Conservation Laws. In *Communications on Pure and Applied Mathematics - COMMUN PURE APPL MATH*. 2005, pp. 263–283.