

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Ing.

PAR
ST-PIERRE, Benoît

AMÉLIORATION DU DESIGN ET PRÉDICTION DES
VITESSES MOYENNES DE SORTIE DE BUSES À JET COHÉRENT
POUR LES PROCÉDÉS DE RECTIFICATION À L'AIDE DE LA CFD

MONTRÉAL, LE 8 SEPTEMBRE 2008

© Benoît St-Pierre, 2008

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Louis Dufresne, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-François Chatelain, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrice Seers, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Amr Elfizy, membre du jury
Ingénieur senior au développement des procédés, Pratt & Whitney Canada

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 18 AOÛT 2008

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

J'aimerais en premier lieu remercier M. Ed Becze de Pratt & Whitney Canada (P&WC) pour m'avoir proposé ce projet de recherche très intéressant et de m'avoir permis de le réaliser. J'aimerais aussi remercier mon directeur, M. Louis Dufresne, et codirecteur, M. Jean-François Chatelain pour leur disponibilité et leurs judicieux conseils. De plus, j'aimerais remercier mon superviseur chez P&WC, M. Amr Elfizy, pour avoir pris le relais de M. Becze après son départ pour Toronto et cela tout en conservant le même niveau de support.

Merci à l'École de technologie supérieure, au Conseil de recherche en sciences naturelles et génie du Canada (CRSNG) et P&WC de m'avoir octroyé des bourses d'étude sans lesquelles ce mémoire n'aurait pas été possible.

Je dois aussi remercier ma famille pour leur soutien et spécialement mes parents pour m'avoir donné les moyens de me rendre où je suis aujourd'hui. Merci à Bertrand, Brigitte, Benjamin et Jean-Nicolas, je vous dédie ce travail.

AMÉLIORATION DU DESIGN ET PRÉDICTION DES VITESSES MOYENNES DE SORTIE DE BUSES À JET COHÉRENT POUR LES PROCÉDÉS DE RECTIFICATION À L'AIDE DE LA CFD

Benoît St-Pierre

RÉSUMÉ

Afin de produire des moteurs plus efficaces, les fabricants de turbomachines ajoutent des étages de compresseur à leurs nouveaux moteurs et les départements de fabrication de ceux-ci doivent augmenter leur productivité tout en diminuant leurs coûts. L'ajout de ces étages de compresseur cause l'augmentation des pressions et des températures de ces composantes moteurs. Pour contrer ce problème, les départements d'ingénierie utilisent alors des alliages à haute résistance thermique pour leur fabrication, soit des alliages de nickel. Toutefois, ces alliages sont très difficiles à mettre en forme par des procédés d'usinage conventionnels. Ainsi, afin d'usiner efficacement ces alliages, les procédés de rectification tel que le *Continuous Dress Creep Feed (CDCF)*, ont toujours été le choix logique. Cependant, la productivité de ces procédés est principalement limitée par les marques de brûlure qui apparaissent sur les surfaces usinées lors de coupes trop agressives.

Une solution simple à ce problème consiste à améliorer la conception des buses pour liquide de refroidissement (*coolant*) existantes afin qu'elles produisent un jet plus cohérent. Ce projet de recherche propose donc une méthode qui permet de prédire la cohérence du jet de fluide produit par une buse. De plus, il permet d'optimiser le design de la buse afin qu'elle produise un jet plus cohérent et tout cela à l'aide d'un logiciel commercial de CFD, c'est-à-dire FLUENT 6.3. Ainsi, la méthode proposée se base sur l'évolution du profil de vitesse fourni par FLUENT pour une buse de type Webster et sur les mesures expérimentales de cohérence du jet afin d'élaborer un modèle semi-empirique qui permet de faire le lien entre ces deux résultats. En effet, pour une buse donnée, il est possible de prédire précisément l'ouverture physique du jet que celle-ci produira en utilisant l'ouverture du profil de vitesse fourni par FLUENT et le modèle semi-empirique développé dans cette recherche. Ensuite, à l'aide de FLUENT, il a été possible de simuler l'écoulement de fluide à l'intérieur d'une buse et d'identifier les zones de cavitation qui s'y trouvent afin de les diminuer en modifiant la géométrie intérieure. Ainsi, ce nouveau concept de buse permet de produire un jet plus cohérent que celui produit par une buse de type Webster. D'ailleurs, ceci a été vérifié à l'aide du modèle semi-empirique en plus d'être validée lors d'essais expérimentaux.

Des essais de coupes ont finalement été réalisés afin de comparer la buse « Webster » au nouveau concept de buse proposée. Les résultats obtenus démontrent que le nouveau concept permet d'augmenter la durée de vie de la meule de plus de 15% tout en diminuant légèrement l'énergie nécessaire à la coupe et cela en conservant un fini de surface similaire. Finalement, une étude comparative entre FLUENT et l'équation de Bernoulli utilisée pour la prédiction de la vitesse moyenne à la sortie d'une buse est réalisée. Cette comparaison a permis de vérifier que l'omission de la turbulence et de la cavitation présentes dans l'écoulement influence grandement la vitesse moyenne à la sortie de la buse.

IMPROVEMENT OF THE DESIGN AND PREDICTION OF THE MEAN EXIT VELOCITIES OF COHERENT COOLANT NOZZLES FOR GRINDING PROCESS USING CFD

Benoît St-Pierre

ABSTRACT

In order to produce more efficient jet engines, manufacturers add compressor stages to their new engines and their manufacturing departments must increase their productivity while reducing their costs of operation. The addition of these compressor stages causes an increase in the pressures and temperatures for those components. To address this issue, the engineering departments use highly thermal resistant alloys for their manufacturing, mostly nickel alloys. However, these alloys are very difficult to machine by conventional manufacturing processes. Thus, in order to efficiently machine these alloys, grinding processes, like Continuous Dress Creep Feed (CDCF), are always the best choices. However, the productivity of these processes is mainly limited by the burning marks that may appear on the machined surfaces if too aggressive cutting parameters are selected.

A simple solution to this issue consists in improving the design of the existing coherent coolant nozzle so that they can produce an even more coherent coolant jet. Therefore, this research project proposes a method which makes it possible to predict the jet coherency of a given nozzle while also giving the possibility to optimize its design in order to improve its jet coherency and all that while using a commercial CFD software, i.e. FLUENT 6.3. Thus, the proposed method is based on the evolution of the velocity profile provided by FLUENT for a given Webster type nozzle and on the experimental measurement of jet coherency of this one in order to establish a semi-empirical model that links these two results. So, for a given nozzle it is possible to precisely predict the physical opening of the coolant jet that this one will produce by using the opening of the velocity profile provided by FLUENT and the semi-empirical model developed in this research. The use of FLUENT fonctions also made it possible to simulate the fluid flow inside the coolant nozzle and to identify the cavitation zones within it in order to decrease its importance by modifying the inside profile geometry. This new design of coolant nozzle is more able to produce a coherent jet as compared to the Webster type design. Moreover, this was verified using the semi-empirical model developed in this research and then validated through experimental tests.

Finally, cutting tests were performed to compare Webster type nozzle against the newly proposed coolant nozzle design. The results obtained show that the new concept of coolant nozzle gives an improvement in wheel life of more than 15% while slightly decreasing the power required for a cut and that's while preserving a similar surface finish. Finally, a comparative study between FLUENT and Bernoulli equations for the prediction of the mean velocity at the nozzle exit is carried out. This comparison shows that neglecting the effect of turbulence and cavitations on the coolant flow greatly influences the mean velocity at the nozzle exit.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....	3
1.1 Recherches dans le domaine de l'usinage.....	3
1.1.1 Prédiction de la vitesse du jet de fluide de refroidissement.....	3
1.1.2 Concept de buse à jet cohérent.....	7
1.1.3 Concept de conditionneur d'écoulement	9
1.1.4 Avantages de l'optimisation du système de distribution du fluide de refroidissement.....	11
1.2 Recherches dans le domaine de la mécanique des fluides.....	13
1.2.1 Mécanismes qui influencent la cohérence du jet de fluide	13
1.2.2 Modélisation et simulation du comportement d'un jet de fluide.....	14
1.3 Problématique et objectifs.....	18
1.3.1 Problématique	19
1.3.2 Objectifs.....	19
CHAPITRE 2 MODÈLES MATHÉMATIQUES ET MÉTHODES NUMÉRIQUES IMPLÉMENTÉS DANS FLUENT	20
2.1 Équations de conservation	20
2.1.1 Équation de continuité	21
2.1.2 Équation de quantité de mouvement.....	21
2.2 Modèles de turbulence <i>k-ε</i>	22
2.3 Modèles multiphasés.....	26
2.3.1 Modèle de <i>Mixture</i>	26
2.3.2 Autres modèles multiphasés	29
2.4 Modèle de cavitation.....	30
2.5 Discrétisation	32
2.5.1 Discrétisation des équations différentielles : méthodes de premier et de deuxième ordre.....	33
2.5.2 Discrétisation du problème et conditions frontières	33
2.6 Processus de résolution des équations différentielles : Solveur découplé.....	34
2.6.1 Schéma d'interpolation de pression : PRESTO!.....	36
2.6.2 Algorithme de couplage pression-vitesse : SIMPLE.....	37
2.6.3 Limites d'itérations	37
CHAPITRE 3 MODÉLISATION DE LA COHÉRENCE DU JET POUR UNE BUSE AXISYMÉTRIQUE.....	39
3.1 Mesure expérimentale de la cohérence	39
3.1.1 Sélection de la section initiale à l'essai.....	40
3.1.2 Conception des diverses pièces nécessaires aux essais expérimentaux.....	41
3.1.3 Méthodologie expérimentale	44

3.1.4	Résultats expérimentaux	46
3.2	Modélisation numérique	48
3.2.1	Analyse de convergence du maillage pour l'écoulement confiné	48
3.2.2	Analyse de l'écoulement complet (écoulement confiné et jet).....	55
3.3	Comparaison des résultats.....	61
3.3.1	Développement du modèle semi-empirique de prédiction de l'ouverture du jet.....	65
3.3.2	Validation du modèle semi-empirique.....	70
3.4	Amélioration du concept initial à l'aide de la simulation numérique.....	72
3.4.1	Analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite dans l'écoulement confiné.....	73
3.4.2	Analyse de l'influence de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite dans l'écoulement confiné.....	82
3.4.3	Schéma et dessin de fabrication de la nouvelle buse proposée.....	90
3.5	Cohérence du nouveau modèle de buse.....	92
3.5.1	Prédictions numériques de la cohérence du nouveau concept de buse.....	92
3.5.2	Vérification des prédictions de la cohérence du nouveau concept de buse	99
3.6	Résumé du chapitre.....	104
CHAPITRE 4 ESSAIS DE COUPE DES DIFFÉRENTES BUSES.....		105
4.1	Paramètres de contrôle d'un procédé de rectification.....	105
4.2	Méthodologie expérimentale	108
4.2.1	Matériel et montage	108
4.2.2	Démarche	110
4.3	Résultats expérimentaux	114
4.4	Analyse des résultats.....	118
CHAPITRE 5 PRÉDICTION NUMÉRIQUE DE LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE POUR DE L'HUILE DE COUPE AVEC UNE BUSE DE TYPE WEBSTER UTILISÉE À HAUTE PRESSION.....		121
5.1	Contexte	121
5.2	Problème simulé.....	123
5.3	Modélisation et simulation numérique.....	126
5.3.1	Analyse de convergence du maillage.....	126
5.3.2	Maillages pour la prédiction de la vitesse moyenne de sortie	133
5.3.3	Résultats des prédictions de la vitesse moyenne de sortie.....	138
5.4	Analyse des résultats.....	142
CONCLUSION.....		145
RÉCOMMANDATIONS		147
ANNEXÉ 1 PROCÉDURES D'INITIALISATION UTILISÉES AU CHAPITRE 3 POUR LES CALCULS AXISYMETRIQUES DANS FLUENT		148

ANNEXE II	SOLUTION DE L'ÉCOULEMENT COMPLET À L'AIDE DE LA MÉTHODE MULTIPHASE VOF.....	159
ANNEXE III	CALCUL DES VOLUMES DE MATÉRIAU ENLEVÉ ET DE MEULE PERDU.....	162
ANNEXE IV	TRAITEMENT DES SIGNAUX RECUEILLIS LORS DES ESSAIS DE COUPES.....	167
ANNEXE V	PROGRAMMES MATLAB UTILISÉS POUR LE TRAITEMENT DES RÉSULTATS DES ESSAIS DE COUPES.....	171
ANNEXE VI	PROCÉDURE D'INITIALISATION UTILISÉE AU CHAPITRE 5 POUR LES CALCULS DE PRÉDICTION DE LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE DANS FLUENT.....	179
ANNEXE VII	VÉRIFICATION DE L'INFLUENCE DE LA PRESSION DE VAPEUR ET DE LA TENSION DE SURFACE SUR LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE.....	182
ANNEXE VIII	TABLEAUX DE RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES AUX CHAPITRES 3, 4 et 5.....	185
BIBLIOGRAPHIE.....		192

LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 3.1	Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de convergence	50
Tableau 3.2	Types et emplacements des conditions frontières pour l'analyse de convergence dans FLUENT.....	50
Tableau 3.3	Conditions aux frontières pour l'analyse de convergence	52
Tableau 3.4	Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents maillages pour l'analyse de convergence.....	53
Tableau 3.5	Vitesse moyenne de sortie et pourcentage d'écart des différents maillages pour l'analyse de convergence	54
Tableau 3.6	Nombre et ratio de distribution des divisions pour la simulation de l'écoulement complet.....	57
Tableau 3.7	Types et emplacements des conditions frontières pour la simulation de l'écoulement complet dans FLUENT	58
Tableau 3.8	Propriétés de l'air à 20°C et à 101.325 kPa.....	59
Tableau 3.9	Conditions aux frontières pour la simulation de l'écoulement complet	60
Tableau 3.10	Résidus maximaux de différentes pressions à l'étude pour la simulation de l'écoulement complet	60
Tableau 3.11	Résultats des simulations nécessaires à l'élaboration du modèle semi-empirique	69
Tableau 3.12	Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite.....	75
Tableau 3.13	Types et emplacements des conditions frontières pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite.....	76
Tableau 3.14	Conditions aux frontières pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation sur la cavitation induite	78
Tableau 3.15	Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents angles de contraction.....	79

Tableau 3.16	Comparaison entre les fractions de vapeur de chacun des angles de contraction étudiés pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite.....	82
Tableau 3.17	Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de l'influence du rayon de contraction sur la cavitation induite.....	84
Tableau 3.18	Types et emplacements des conditions frontières.....	85
Tableau 3.19	Conditions aux frontières pour l'analyse de l'influence de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite	86
Tableau 3.20	Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents rayons pour l'analyse de l'influence du rayon de contraction sur la cavitation induite	88
Tableau 3.21	Comparaison entre les fractions de vapeur de chacun des rayons étudiés	90
Tableau 3.22	Nombre et ratio de distribution des divisions pour la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse	94
Tableau 3.23	Types et emplacements des conditions frontières pour la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse.....	95
Tableau 3.24	Conditions aux frontières pour la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse	96
Tableau 3.25	Résidus maximaux de différentes pressions à l'étude	97
Tableau 5.1	Propriétés utilisées dans les simulations numériques pour l'huile de coupe TRIM OM 300.....	126
Tableau 5.2	Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de convergence	128
Tableau 5.3	Types et emplacements des conditions frontières pour l'analyse de convergence	129
Tableau 5.4	Conditions aux frontières pour l'analyse de convergence	130
Tableau 5.5	Nombre d'itérations et résidus maximales des différents maillages pour l'analyse de convergence.....	130
Tableau 5.6	Vitesse moyenne de sortie et pourcentage d'écart des différents maillages pour l'analyse de convergence	132

Tableau 5.7	Nombre et ratio de distribution des divisions pour la prédiction de la vitesse moyenne à la sortie de la buse134
Tableau 5.8	Types et emplacements des conditions frontières pour la prédiction de la vitesse moyenne à la sortie de la buse.....134
Tableau 5.9	Conditions aux frontières pour la prédiction de la vitesse moyenne à la sortie de la buse136
Tableau 5.10	Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents maillages pour l'analyse de convergence.....137
Tableau 5.11	Comparaison entre les deux équations de Bernoulli pour la vitesse moyenne à la sortie des différentes buses (le diamètre de sortie varie)...139

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	<i>Formation de la couche limite dans une conduite.</i>	4
Figure 1.2	<i>Répulsion du fluide de refroidissement par la couche limite autour de la meule.</i>	4
Figure 1.3	<i>Schéma d'une buse à jet cohérent.</i>	5
Figure 1.4	<i>Sections typiques de buses traditionnelles.</i>	7
Figure 1.5	<i>Schéma des spécifications générales de la buse de type Webster.</i>	8
Figure 1.6	<i>Écoulements secondaires causés par un coude.</i>	9
Figure 1.7	<i>Conditionneur d'écoulement à débit uniforme de Cui.</i>	10
Figure 1.8	<i>Profil de vitesse après un conditionneur d'écoulement.</i>	11
Figure 1.9	<i>Effet de la cohérence du jet sur le CSMRR.</i>	12
Figure 1.10	<i>Section maillé pour le modèle axisymétrique de Yuan, Sauer et Schnerr.</i>	15
Figure 1.11	<i>Fraction de vapeur avec les vecteur de vitesse de l'écoulement avec et sans rayon de sortie.</i>	16
Figure 1.12	<i>Section maillé pour le modèle axisymétrique de Yuan et Schnerr.</i>	17
Figure 1.13	<i>Fluctuation du jet produit par un injecteur avec modèle de cavitation (à gauche) et sans modèle (à droite).</i>	18
Figure 2.1	<i>Exemple de discrétisation partielle d'un problème de buse de Webster.</i>	34
Figure 2.2	<i>Étapes de résolution du problème à l'aide du solveur découplé.</i>	35
Figure 2.3	<i>Exemple d'un problème 1D discrétiser en trois éléments.</i>	36
Figure 3.1	<i>Rectifieuse multi-axes Mägerle (a) avec système de filtration et distribution de fluide de refroidissement HydroFlow (b).</i>	40
Figure 3.2	<i>Dessin de fabrication de la buse utilisée dans les essais expérimentaux.</i>	40
Figure 3.3	<i>Dessin de fabrication de la section droite utilisée dans les essais expérimentaux.</i>	41

Figure 3.4	<i>Dessin de fabrication du conditionneur d'écoulement utilisée dans les essais expérimentaux.</i>	42
Figure 3.5	<i>Dessin de fabrication de la barre de référence utilisée dans les essais expérimentaux.</i>	43
Figure 3.6	<i>Dessin 3D de l'assemblage des différentes pièces utilisées lors des essais expérimentaux.</i>	43
Figure 3.7	<i>Exemple typique de photo prise pour la mesure de la cohérence du jet...</i>	45
Figure 3.8	<i>Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 6 po.</i>	46
Figure 3.9	<i>Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 4.5 po.</i>	47
Figure 3.10	<i>Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 3 po.</i>	47
Figure 3.11	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de convergence.</i>	49
Figure 3.12	<i>Propriétés de l'eau pure liquide calculée par le logiciel StmProps 1.1.3.</i>	51
Figure 3.13	<i>Profils de vitesse à la sortie de la buse des différents maillages à l'étude.</i>	54
Figure 3.14	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse complète de l'écoulement.</i>	56
Figure 3.15	<i>Résidus mis à l'échelle pour une pression de 80 psi lors de la simulation de l'écoulement complet.</i>	61
Figure 3.16	<i>Contours de masse volumique du système pour une pression de 80 psi.</i> ..	62
Figure 3.17	<i>Iso-Contours des modules de vitesse du système pour une pression de 80 psi.</i>	63
Figure 3.18	<i>Profils de vitesse des trois distances à l'étude (3, 4.5 & 6 po) pour une pression de 80 psi.</i>	64
Figure 3.19	<i>Schéma pour l'analyse dimensionnelle utilisée pour corréler les profils de vitesse avec les résultats expérimentaux.</i>	65
Figure 3.20	<i>Schéma d'un cas où l'interpolation est nécessaire pour déterminer V_{R_i}.</i> ..	68
Figure 3.21	<i>Prédictions de l'ouverture du jet à l'aide du modèle semi-empirique VS les résultats expérimentaux.</i>	72

Figure 3.22	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite.</i>	73
Figure 3.23	<i>Propriétés de la vapeur d'eau pure calculée par le logiciel SimProps 1.1.3.</i>	77
Figure 3.24	<i>Résidus mis à l'échelle pour la simulation de la cavitation avec un angle de contraction de 60° (Webster).</i>	79
Figure 3.25	<i>Contours de fraction de volume (cavitation) d'une buse à 60° - Webster (2x 30°) (a) et d'une buse à 30° (2x 15°) (b).</i>	80
Figure 3.26	<i>Contours de fraction de volume (cavitation) à la sortie d'une buse à 60° (Webster) et d'une buse à 30°.</i>	81
Figure 3.27	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de l'influence de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite.</i>	83
Figure 3.28	<i>Résidus mis à l'échelle pour la simulation de la cavitation avec un angle de contraction de 30° et un rayon de 1/32 po.</i>	87
Figure 3.29	<i>Contours de fraction de volume (cavitation) d'une buse à 60° - Webster (2x 30°) (a), d'une buse à 30° (2x 15°) (b) et d'une buse à 30° avec rayon de 1/32 po (c).</i>	89
Figure 3.30	<i>Schéma des spécifications générales de la nouvelle buse.</i>	91
Figure 3.31	<i>Dessin de fabrication de la nouvelle buse utilisée pour les essais expérimentaux.</i>	91
Figure 3.32	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse complète de l'écoulement avec le nouveau concept de buse.</i>	93
Figure 3.33	<i>Résidus mis à l'échelle pour une pression de 80 psi lors de la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse.</i> ...97	97
Figure 3.34	<i>Prédictions de la cohérence du nouveau concept de buse VS les prédictions pour une buse de Webster (modèle semi-empirique dans les 2 cas).</i>	99
Figure 3.35	<i>Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 6 po.</i>	101
Figure 3.36	<i>Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 4.5 po.</i>	101

Figure 3.37	<i>Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 3 po.....</i>	102
Figure 3.38	<i>Prédictions de l'ouverture du jet à l'aide du modèle semi-empirique VS les résultats expérimentaux du nouveau concept de buse.</i>	103
Figure 4.1	<i>Schéma d'un procédé de rectification CDCF pour la rectification de profil.....</i>	105
Figure 4.2	<i>Évolution typique de la puissance consommée en fonction de la position de la meule par rapport à la pièce avec une marque de brûlure au milieu de la coupe.</i>	107
Figure 4.3	<i>Schéma du montage expérimental du procédé de rectification CF utilisé pour lors des essais de coupe.</i>	108
Figure 4.4	<i>Schéma du positionnement du jet de fluide de refroidissement à 40 psi.</i>	109
Figure 4.5	<i>Schéma d'une rainure idéale.</i>	110
Figure 4.6	<i>Tête de la machine-outil Mägerle en position pour la mesure de la hauteur de meule perdue.....</i>	113
Figure 4.7	<i>G-Ratio pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).</i>	115
Figure 4.8	<i>Énergie total de coupe pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).</i>	116
Figure 4.9	<i>Puissance moyenne de coupe pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).</i>	117
Figure 4.10	<i>Fini de surface moyen pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).</i>	118
Figure 5.1	<i>Schéma de l'assemblage d'aubes à pied en sapin dans un disque de turbine.</i>	122
Figure 5.2	<i>Exemple d'outil de forme en CBN (a) et les rainures profilés en forme de sapin qu'il produit à l'intérieur d'un disque de turbine (b).</i>	123

Figure 5.3	<i>Schéma des spécifications générales des buses de type Webster utilisées pour la prédiction des vitesses moyennes de sortie.</i>	124
Figure 5.4	<i>Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de convergence.</i>	127
Figure 5.5	<i>Profils de vitesse à la sortie de la buse des différents maillages à l'étude.</i>	131
Figure 5.6	<i>Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour la vitesse moyenne à l'entrée des différentes buses (le diamètre de sortie varie).</i>	140
Figure 5.7	<i>Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour la vitesse moyenne à la sortie des différentes buses (le diamètre de sortie varie).</i>	141
Figure 5.8	<i>Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour le débit des différentes buses (le diamètre de sortie varie).</i>	142

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AIOx	Aluminum oxide
CBN	Cubic boron nitrite
CDCF	Continuous dress creep feed
CFD	Computational fluid dynamic
CF	Creep feed
CRSNG	Conseil de recherche en sciences naturelles et génie du Canada
CSMRR	Critical specific material removal rate
DAQ	Data acquisition
GPM	Gallons per minute
G-Ratio	Ratio du Volume de matériel enlevé divisé par le Volume de meule perdue
HRC	Hardness Rockwell C
NPT	National pipe thread
PSI	Pound per square inch
P&WC	Pratt & Whitney Canada
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SFM	Surface feed per minute
SUS	Saybolt universal second
UPC	Universal power cell
VOF	Volume of fluid

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

ε	Taux de dissipation turbulent par unité de masse (m^2/s^3)
μ	Viscosité dynamique ($N\cdot s/m^2$)
ω	Taux de dissipation par unité d'énergie cinétique de turbulence ($1/s$)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
σ	Tension de surface (N/m)
A	Aire (m^2)
b	Largeur de l'outil (m)
C_d	Ratio de décharge (sans dimension)
C_r	Ratio de contraction interne (sans dimension)
C_v	Coefficient de vitesse (sans dimension)
d	Profondeur ou hauteur de coupe (m)
D	Diamètre (m)
D_L	Diamètre à une distance L (m)
D_i	Diamètre d'entrée (m)
D_o	Diamètre de sortie (m)
F	Force (N)
g	Accélération gravitationnel (m/s^2)
k	Énergie cinétique de turbulence par unité de masse (m^2/s^2)
n	Vitesse de rotation (tr/min)
Q	Débit volumique (m^3/s)
P	Pression (Pa)
R	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds (sans dimension)
t	Temps (s)
V	Vitesse (m/s)
V_i	Vitesse à l'entrée (m/s)
V_o	Vitesse à la sortie (m/s)
\forall	Volume (m^3)
w	Largeur de coupe (m)
We	Nombre de Weber (sans dimension)
Z	Hauteur (m)

INTRODUCTION

Avec la flambée des prix du pétrole et sa raréfaction, les fabricants de turbomachines se voient pousser vers la production de moteurs plus efficaces et moins dispendieux afin d'offrir des solutions plus économiques et concurrentielles aux divers aviateurs. Ceci va entre autre pousser les départements de conception à ajouter des étages de compresseur à leurs nouveaux moteurs et les départements de fabrication à augmenter leur productivité tout en diminuant leur coûts. L'ajout d'étages de compresseur va toutefois causer une augmentation des pressions et des températures dans les étages ajoutés ce qui contraint le département d'ingénierie à utiliser des alliages à haute résistance thermique pour leur fabrication, soit des alliages à base de nickel. Cependant, contrairement au titanium généralement utilisé pour ces applications, les alliages de nickel sont très difficiles à mettre en forme par des procédés d'usinage multipoints. De plus, l'usinage des alliages à base de nickel cause déjà certains problèmes non négligeables aux départements de fabrication. Par exemple, ces problèmes vont de l'endommagement thermique des surfaces usinées jusqu'à l'endommagement du placage dans le cas d'aubes de turbine.

Afin de mettre en forme efficacement ce type d'alliage difficilement usinable, les procédés de rectification ont toujours été le choix logique. Parmi ceux-ci, on retrouve les procédés de rectification *Pendulum*, *Creep feed* (CF) et *Continuous dress creep feed* (CDCF) qui sont parmi les plus répandus. Cependant, la productivité de ces procédés est principalement limitée par les marques de brûlure qui apparaissent sur les surfaces usinées lors de coupes trop agressives. Une solution simple qui permettrait d'augmenter la durée de vie des meules et par le fait même la productivité du procédé tout en éliminant l'apparition de marques de brûlures, serait l'amélioration des buses pour liquides de refroidissement (*coolant*) existantes afin qu'elles génèrent un jet plus cohérent sur une longue distance. Quelques buses de ce type sont disponibles sur le marché mais leur utilisation est très peu répandue et l'influence de leur conception sur la cohérence du jet qu'elles produisent est très peu connue. Ainsi, afin de pouvoir optimiser ce type de buse, les paramètres de conception qui agissent sur la cohérence du jet doivent être étudiés. L'objectif principal de cette recherche vise donc à

déterminer les paramètres de conception essentiels à l'amélioration des concepts actuels de buses pour fluide de refroidissement afin d'augmenter la cohérence de leur jet. Pour ce faire, ce projet a été divisé en deux parties dont l'une est qualifiée de numérique et l'autre d'expérimentale. Chacune de ces deux parties sont inter-reliées car la partie expérimentale permettra de valider les modèles numériques et une fois ceux-ci calibrées, ils permettront d'optimiser la conception des buses à partir d'un minimum d'expérimentations.

Ainsi, un modèle numérique plan axisymétrique sera développé. Ce dernier permettra de prédire la cohérence du jet produit par une buse donnée. Pour ce faire, la CFD (Computational Fluid Dynamic) sera utilisée afin d'étudier les effets des différents paramètres de conception et d'opérations sur la cohérence du jet : l'angle de contraction, l'ajout de rayon avant la sortie de la buse, ainsi que la pression ou le débit à l'entrée de la buse. Dans un premier temps, des mesures expérimentales de cohérence de jet pour une buse donnée seront réalisées chez Pratt & Whitney Canada (P&WC) avec une machine de production (Mägerle). À partir de ces résultats, le modèle numérique sera développé et calibré sur ceux-ci. Ensuite, à partir de ce modèle, l'influence de divers paramètres de conception sur la cohérence du jet de la buse sera étudiée. En fonction des résultats de cette étude, les paramètres de conception d'une nouvelle section intérieure pour buse circulaire seront établis. Par la suite, à l'aide du modèle numérique plan axisymétrique, la cohérence de cette nouvelle buse sera déterminée. Finalement, la validité de la cohérence prédite par le modèle sera vérifiée à l'aide de nouvelles mesures expérimentales de cohérence réalisées avec une buse ayant la nouvelle section intérieure. Dans un deuxième temps, des essais de coupes sur une machine de production seront réalisés afin de quantifier les gains (de durée de vie d'outil, de productivité) que ce nouveau concept de buses peut fournir comparativement aux buses à jet cohérent actuellement disponibles. Dans un dernier temps, un autre modèle numérique plan axisymétrique sera développé afin de prédire spécifiquement la vitesse moyenne à la sortie d'une buse à jet cohérent pour les usages à très hautes pressions.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Afin de dresser un portrait actuel des diverses recherches qui ont été réalisées dans le domaine, une revue de littérature s'impose. Cette revue de littérature est divisée en deux sections pour couvrir ce qui a été fait autant dans le domaine de l'usinage que dans le domaine de la mécanique des fluides et de la simulation numérique.

1.1 Recherches dans le domaine de l'usinage

Ce projet prend initialement place dans un contexte très pratique, c'est-à-dire celui de l'usinage de pièces à l'aide de procédés de rectification. La productivité de ces procédés est très dépendante de la température maximale qu'atteint la surface usinée lors de sa rectification, donc de l'application du fluide de refroidissement. Ainsi, nous dressons dans cette section un portrait de ce qui a été développé dans le domaine de l'usinage.

1.1.1 Prédiction de la vitesse du jet de fluide de refroidissement

Lorsqu'un fluide vient à proximité d'une surface, il y a création d'une certaine zone ou couche, très près de la surface, où la vitesse de l'écoulement est inférieure à celle au milieu de celui-ci. Ce phénomène est causé par l'influence des forces de cisaillement qui sont non négligeables à proximité de la paroi et il se nomme; couche limite. La Figure 1.1 présente l'évolution du profil de vitesse à l'intérieur d'une conduite.

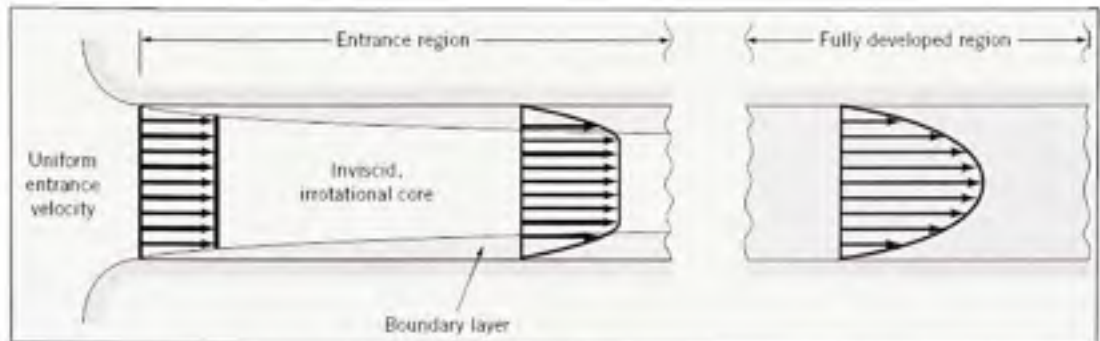


Figure 1.1 *Formation de la couche limite dans une conduite.*
(Munson, Young et Okiishi, 2002, p. 432)

Source : Cette figure a été tirée du livre de Munson, Young et Okiishi, *Fundamentals of fluid mechanics*, p.321. Le livre est publié par Wiley.

Cependant cette couche limite peut aussi être générée si la surface se déplace et que le fluide est stationnaire ou à une vitesse inférieure à celle du déplacement de la surface. Ainsi, pour un procédé de rectification, lorsque la meule est en mouvement (en rotation), une couche limite d'air se forme autour de celle-ci (Hitchiner, 1999, p. 12; Webster, 1999, p. 35). Cette couche limite est problématique, car elle empêche le fluide de refroidissement de bien imprégner la meule. Ceci aura comme conséquence de causer l'apparition de marque de brûlure sur la surface rectifiée. La Figure 1.2 présente la répulsion du jet de fluide de refroidissement par la présence d'une couche limite autour de la meule.

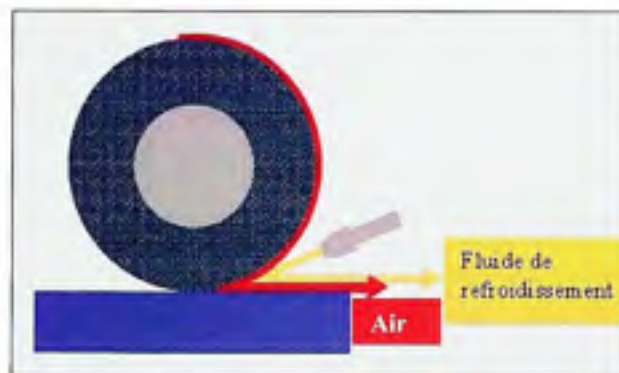


Figure 1.2 *Répulsion du fluide de refroidissement par la couche limite autour de la meule.*

Les recherches ont démontré qu'il était possible de contrer ce problème en s'assurant que la vitesse moyenne du jet de fluide de refroidissement à la sortie de la buse soit égale ou supérieure à la vitesse tangentielle de la meule (Hitchiner, 1999, p. 12; Mindek et Webster, 1994, p. 99; Webster, 1999, p. 35). Pour calculer la vitesse du jet à la sortie de la buse, l'équation de Bernoulli est alors utilisée (Webster, 1999, p. 35). La Figure 1.3 présente un schéma de buse à jet cohérent utilisé pour illustrer l'utilisation de l'équation de Bernoulli dans ce cas.

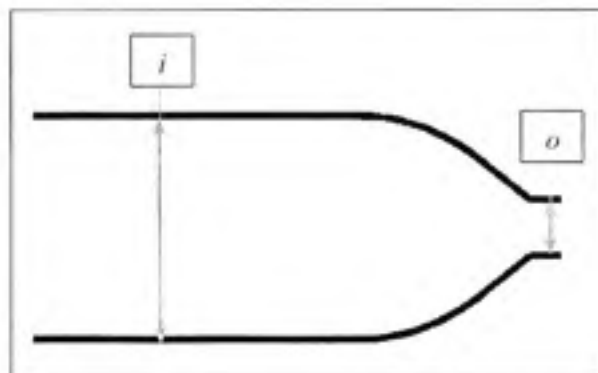


Figure 1.3 Schéma d'une buse à jet cohérent.

Cette équation permet de calculer la vitesse moyenne d'un écoulement à partir d'une pression connue. Elle prend la forme suivante entre deux points (Munson, Young et Okiishi, 2002, p. 107)

$$\frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} + z_i = \frac{P_o}{\rho g} + \frac{V_o^2}{2g} + z_o \quad (1.1)$$

où P représente la pression, ρ la masse volumique du fluide, g l'accélération gravitationnelle et V est la vitesse. Par exemple, pour le cas qui nous intéresse (voir Figure 1.3), l'équation (1.1) peut être simplifiée. Ainsi, le dernier terme de chaque côté de l'équation, c'est-à-dire z , peut être éliminé car les points i et o sont à la même hauteur. Si la pression relative (pression jauge) est utilisée, la pression au point o est donc nulle car ce point est à pression ambiante. Dans certaines recherches (Cui, 1995, p. 139) la vitesse au

point i est considérée comme étant négligeable comparativement à celle au point o . On obtient alors l'équation suivante.

$$V_o = \sqrt{\frac{2P_i}{\rho}} \quad (1.2)$$

Cependant, la supposition que la vitesse au point i soit nulle n'est pas tout à fait exacte. Ainsi, pour prendre en compte la vitesse au point i dans l'équation de Bernoulli, la conservation de la masse ($Q = V_i A_i = V_o A_o$) doit être utilisée. L'équation (1.1) devient alors la suivante.

$$V_o = A_i \sqrt{\frac{2P_i}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{A_i^2 + A_o^2}} \quad (1.3)$$

où A représente l'aire de la conduite et les indices i et o correspondent à l'entrée et à la sortie respectivement. L'erreur relative entre les équations (1.2) et (1.3) est très faible et va varier en fonction de la section d'entrée et de celle de sortie. Donc, l'équation (1.2) est quand même valable pour une utilisation de tous les jours sur un plancher d'usine. Ainsi, la vitesse de rotation de la meule n (en rpm) peut être déterminée en fonction du rayon R ou du diamètre D de la meule et de la vitesse moyenne du jet à la sortie de la buse de la façon suivante.

$$n \leq \frac{60V_o}{2\pi R_{Meule}} = \frac{60}{\pi D_{Meule}} \sqrt{\frac{2P_i}{\rho}} \frac{1}{1 + \left(\frac{A_o}{A_i}\right)^2} \quad (1.4)$$

La validité des trois équations précédentes est quand même limitée car l'équation de Bernoulli n'est valide que pour un écoulement permanent, incompressible et sans effet de frottement. Ainsi, pour un écoulement turbulent ($Re \geq 4000$) les effets de frottement ne sont pas négligeables et doivent être pris en compte pour déterminer adéquatement la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Les résultats des simulations numériques réalisés dans le

cadre de cette recherche permettront d'obtenir une meilleure approximation de la vitesse moyenne à la sortie d'une buse donnée en tenant compte des effets de frottement.

1.1.2 Concept de buse à jet cohérent

La forme intérieure d'une buse a une influence certaine sur le jet que cette dernière va produire. Les concepts traditionnels ont de la difficulté à générer un jet cohérent car, par leur conception, elles créent des zones de turbulence dans l'écoulement interne. Cette incapacité à produire un jet cohérent (jet qui reste concentré ou qui se fragmente peu en fonction de la distance) rend très difficile une application efficace du jet de fluide de refroidissement dans la zone usinée. Ceci va donc limiter l'utilisation de paramètres de coupe plus agressifs et donc la productivité du procédé. La Figure 1.4 présente des sections typiques de buses traditionnelles.

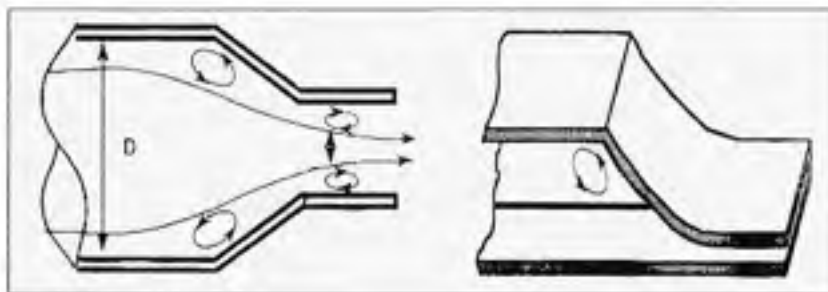


Figure 1.4 Sections typiques de buses traditionnelles.

Pour remédier à ce problème, la conception des buses a été revue et trois contraintes, qui ont une influence très importante sur la cohérence du jet, ont été relevées. Tout d'abord, il a été démontré qu'une forme concave va produire un jet plus cohérent car celle-ci aura moins tendance à causer la séparation du jet comparativement à une forme convexe (Cui et Webster, 1994, p. 96; Theobald, 1981, p. 1). La deuxième contrainte est la géométrie à la sortie de la buse. Ainsi, les résultats des recherches ont démontré qu'une sortie parfaitement droite, c'est-à-dire avec arêtes vives (*sharp edge exit*) va permettre de produire un jet plus cohérent. Par exemple, si un chanfrein est ajouté à la sortie de la buse, celui-ci va causer la

séparation du jet et va créer une dispersion plus grande du jet de l'ordre de 27% par rapport au jet produit sans chanfrein (Webster, Cui et Mindek, 1995, p. 336). Finalement, la dernière contrainte est le ratio de contraction C_c , c'est-à-dire le rapport entre le diamètre d'entrée et le diamètre de sortie de la buse. Un plus grand ratio de contraction va générer un jet plus cohérent car il va permettre une meilleure stabilisation du profil de vitesse de l'écoulement qui entre dans la buse (Cui et Webster, 1994, p. 96). Dans ces travaux, Webster propose une section de buse qui prend en compte et atténue ces trois contraintes de conception. La Figure 1.5 présente cette section.

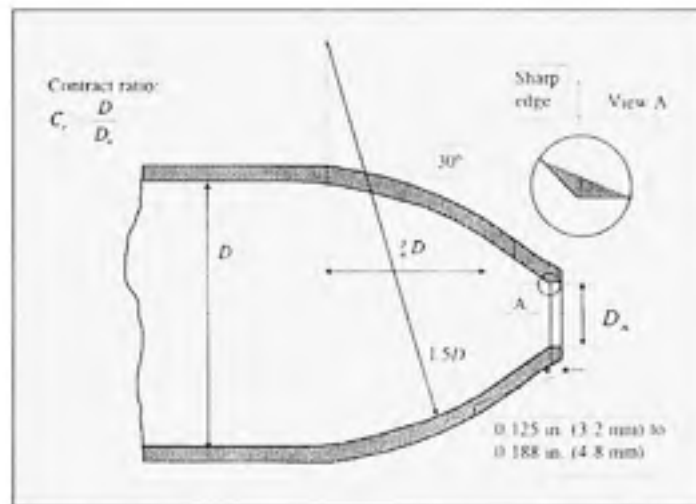


Figure 1.5 Schéma des spécifications générales de la buse de type Webster.

(Cui, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Chuanliang Cui, *Experimental investigation of thermo-fluid effects in the grinding zone*, p.9. La thèse a été présentée à Storrs-Mansfield dans le cadre du Doctorat en génie de l'Université du Connecticut.

Ce concept de buse, communément appelé *Webster nozzle*, sera utilisé comme point de départ pour cette recherche. De plus, plusieurs recherches ont soulevé, mais sans la quantifier, l'influence du fini de surface, c'est-à-dire la rugosité, sur la cohérence du jet.

Ainsi, plus l'indice de fini de surface est faible, plus la cohérence du jet sera élevée (Chyczewski, Long et Morris, 1998, p. 986; Webster, Cui et Mindek, 1995, p. 337).

1.1.3 Concept de conditionneur d'écoulement

Même si les nouveaux concepts de buse ont démontré qu'il était possible de diminuer le niveau de turbulence qu'elles induisent dans l'écoulement, ceci ne diminue en rien la turbulence qui provient de la tuyauterie en amont de la buse. Ainsi, dû à l'espace limité dans une usine et particulièrement dans la machine-outil, plusieurs coudes et raccords doivent être utilisés pour amener le fluide de refroidissement à la zone usinée. Cependant, ces derniers créent des écoulements secondaires importants qui vont influencer la cohérence du jet (Cui, 1995, p. 13). La Figure 1.6 schématise les écoulements secondaires produits par un coude.

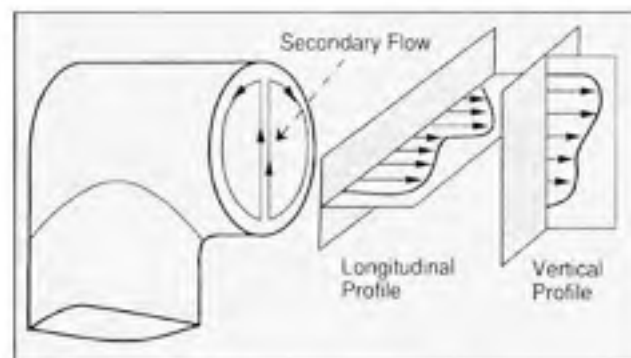


Figure 1.6 Écoulements secondaires causés par un coude.

(Cui, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Chuanliang Cui, *Experimental investigation of thermo-fluid effects in the grinding zone*, p.13. La thèse a été présentée à Storrs-Mansfield dans le cadre du Doctorat en génie de l'Université du Connecticut.

Pour remédier à ce problème, il est possible d'utiliser un conditionneur d'écoulement. À l'origine, le conditionneur d'écoulement a été conçu pour être utilisé en amont d'un débitmètre afin qu'il accélère la stabilisation du profil de vitesse et facilite ainsi la mesure du

débit. Celui proposé dans les travaux de Cui est spécialement conçu pour laisser passer un débit uniforme sur toute sa surface. Basé sur des résultats expérimentaux, le ratio de l'aire de passage sur l'aire totale est fixé à 50% car c'est avec ce ratio que les écoulements secondaires sont les plus faibles (Cui, 1995, p. 32). La Figure 1.7 présente le conditionneur d'écoulement de Cui.

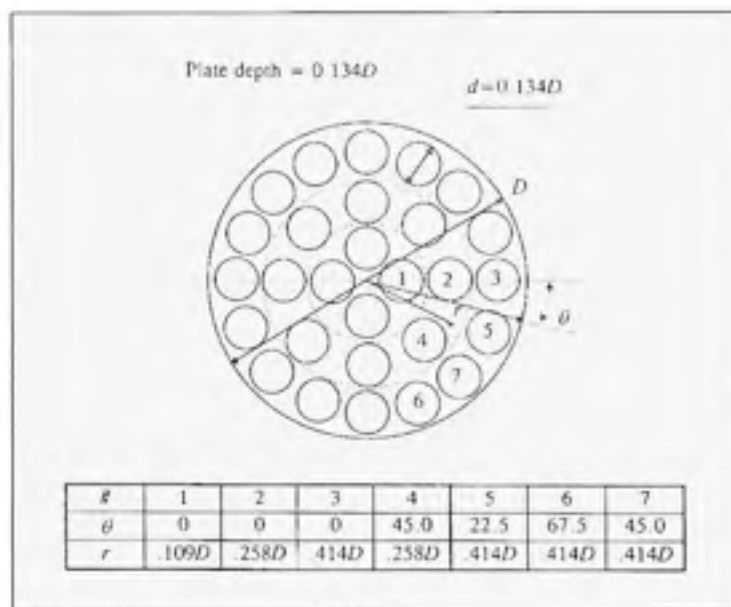


Figure 1.7 Conditionneur d'écoulement à débit uniforme de Cui.

(Cui, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Chuanliang Cui, *Experimental investigation of thermo-fluid effects in the grinding zone*, p.31. La thèse a été présentée à Storrs-Mansfield dans le cadre du Doctorat en génie de l'Université du Connecticut.

La qualité la plus importante du conditionneur d'écoulement c'est qu'il permet de produire un écoulement pleinement développé sans perte de pression importante. Cependant, si le conditionneur d'écoulement est trop épais il générera une perte de pression non négligeable (Webster, 1999, p. 37). Les résultats expérimentaux ont permis d'établir que ce conditionneur d'écoulement permet d'obtenir un profil de vitesse complètement développé à

une distance de $7.5 * D$ après le celui-ci (Cui, 1995, p. 16). La Figure 1.8 illustre le profil type d'un écoulement de fluide dans une conduite avant et après un conditionneur d'écoulement.

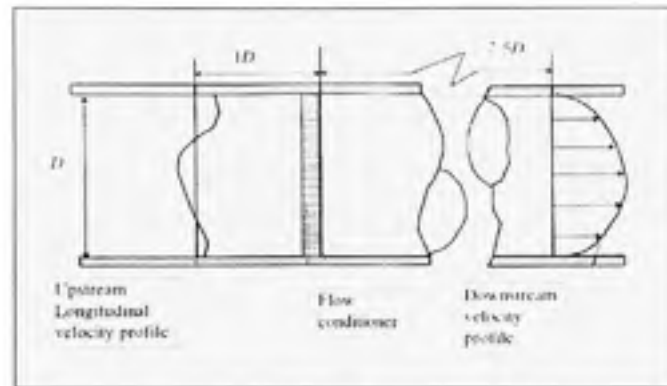


Figure 1.8 Profil de vitesse après un conditionneur d'écoulement.

(Cui, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Chuanliang Cui, *Experimental investigation of thermo-fluid effects in the grinding zone*, p.15. La thèse a été présentée à Storrs-Mansfield dans le cadre du Doctorat en génie de l'Université du Connecticut.

Étant donné l'espace restreint qui est disponible sur une machine-outil, ce conditionneur d'écoulement sera utilisé dans cette recherche pour accélérer la stabilisation du profil de vitesse.

1.1.4 Avantages de l'optimisation du système de distribution du fluide de refroidissement

L'utilisation de buses à jet cohérent combinée avec un conditionneur d'écoulement va permettre de diminuer la température de la surface usinée et cette diminution de la température de surface peut être utilisée pour augmenter la vitesse de coupe donc la productivité du procédé. Pour vérifier cette affirmation, on utilise le concept de *Critical specific material removal rate (CSMRR)*. Le CSMRR est le taux maximal d'enlèvement de matière par unité de longueur de l'outil qu'il est possible d'atteindre avant que des marques

de brûlure apparaissent sur la surface usinée. Ainsi, il donne une indication du taux maximal de production que peut obtenir un système de distribution du fluide de refroidissement donné dans des conditions donné. Il est calculé de la façon suivante

$$CSMRR = d * w * V / b \quad (1.5)$$

où d représente la hauteur de la coupe, w la largeur de la coupe, V la vitesse de coupe et b la largeur de l'outil. Steffen et al. ont effectivement démontré que le CSMRR augmente significativement, de l'ordre de 40%, lorsqu'un système à jet cohérent (buse et conditionneur d'écoulement) est utilisé. La Figure 1.9 illustre cet écart de 40% du CSMRR.

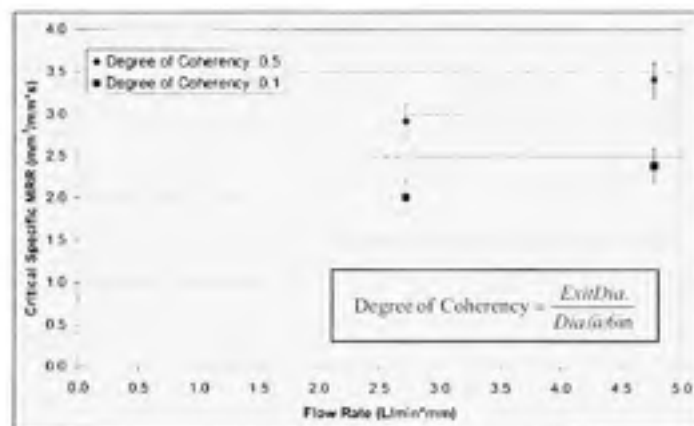


Figure 1.9 Effet de la cohérence du jet sur le CSMRR.

(Steffen et al., 2005)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Joachim K. Steffen et al., *Effect of jet coherency on burn-out for non-continuous dress creep-feed grinding*, p.372. L'article a été présenté à New York lors d'une conférence du Society of Manufacturing Engineers.

De plus, des recherches ont aussi démontré que dans le cas de procédé de rectification CDCF, il était possible de diminuer le taux de dressage de la meule de l'ordre de 27% sans influencer sur la qualité des pièces produites (Mindek et Webster, 1994, p. 102). Cette diminution du taux de dressage des meules va permettre d'assurer une plus grande durée de vie de celle-ci et donc de diminuer les coûts d'opération du procédé.

1.2 Recherches dans le domaine de la mécanique des fluides

Afin de mieux comprendre la mécanique des fluides qui influence la cohérence d'un jet de fluide et aussi de déterminer comment simuler numériquement ce comportement, une revue des recherches réalisées sur le sujet a été effectuée. Ces études proviennent principalement du domaine des injecteurs de carburant où l'atomisation du jet, c'est-à-dire sa fragmentation, est de la plus haute importance afin d'assurer un bon mélange entre le carburant et l'air.

1.2.1 Mécanismes qui influencent la cohérence du jet de fluide

Comme on l'a vu dans la section 1.1, la géométrie interne de la buse a une influence directe sur la cohérence du jet qu'elle produit. Ainsi, la géométrie agit directement sur certains mécanismes qui influencent la cohérence du jet. Ces mécanismes sont : la cavitation, la turbulence, la stabilité du profil de vitesse, les effets de couche limite et l'interaction entre le jet de fluide qui entre dans l'air ambiant (Ghassemieh, Versteeg et Acar, 2006, p. 1739-1740). Ghassemieh, Versteeg et Acar ont réalisé plusieurs essais afin d'analyser l'influence de différents mécanismes sur la cohérence du jet. Les résultats qu'ils ont obtenu, ont démontré que la cohérence du jet est principalement gouvernée par les forces d'inertie, les forces visqueuses et à la cavitation qui est due au changement local et rapide de pression. On se rappellera que le nombre de Reynolds permet de quantifier l'effet des forces d'inertie par rapport aux forces visqueuses. Le nombre de Reynolds Re se calcule avec l'équation suivante

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1.6)$$

où ρ représente la masse volumique du fluide, V la vitesse, D le diamètre de la conduite et μ la viscosité dynamique. D'autres essais ont été réalisés par Bhunia et Leinhard (1994) avec un capteur laser pour quantifier la fluctuation de la surface du jet en fonction du nombre de Weber We . Le nombre de Weber se trouve à être le ratio des forces d'inertie sur les forces de surface du liquide. Il se calcule avec l'équation suivante

$$We = \frac{\rho V^2 D}{\sigma} \quad (1.7)$$

où σ représente la tension de surface. Les résultats ont démontré une forte dépendance entre les perturbations de surface du jet avec le nombre de Weber. Ainsi, le fractionnement du jet augmente lorsque le nombre de Weber augmente, c'est-à-dire lorsque la tension de surface diminue ou lorsque la vitesse augmente (Bhunia et Lienhard, 1994, p. 721). Cependant, il est important de noter que ces résultats ont tous été obtenus dans le cas de très petites buses (injecteur), c'est-à-dire ayant un diamètre de sortie de l'ordre de 120-170 μm . Ainsi, les mécanismes qui influencent les jets qu'elles produisent peuvent avoir une influence tout à fait différente à plus grande échelle, c'est-à-dire dans le cas de buse pour procédés de rectification.

1.2.2 Modélisation et simulation du comportement d'un jet de fluide.

Essentiellement, la modélisation et la simulation d'un jet de fluide fait appel à la CFD pour résoudre les équations aux dérivées partielles qui gouvernent le comportement d'un fluide, c'est-à-dire les équations de Navier-Stokes. Ces équations qui permettent, entre autre, de simuler le comportement d'un jet de fluide liquide (eau) qui entre dans un gaz (air) seront présentées en détails dans le CHAPITRE 2.

Yuan, Sauer et Schnerr (2001) ont développé un modèle pour simuler le comportement de l'écoulement à l'intérieur d'un injecteur de diesel. Pour ce faire, ils ont créé leur propre code de CFD qui fait appel aux modèles de turbulence $k-\omega$ de Wilcox, au modèle de génération et de destruction de bulle de Rayleigh, pour la cavitation, ainsi qu'au modèle de simulation d'écoulement multiphasés *Volume of fluid* (VOF). Il est important de noter que le modèle de turbulence $k-\omega$ a été originalement développé pour les écoulements monophasés et a donc tendance à surestimer les effets visqueux (Yuan et Schnerr, 2002, p. 432). Ils ont supposé l'écoulement comme étant axisymétrique afin de diminuer le temps de calcul. La Figure 1.10 présente la section maillée par Yuan, Sauer et Schnerr.

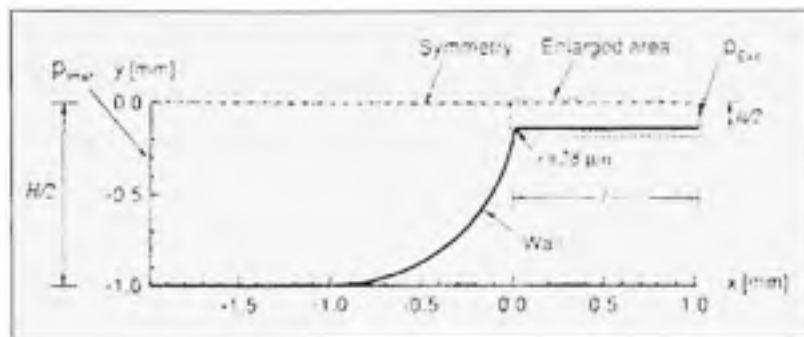


Figure 1.10 Section maillé pour le modèle axisymétrique de Yuan, Sauer et Schnerr.

(Yuan, Sauer et Schnerr, 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Weixing Yuan, Jürgen Sauer et Günter H. Schnerr., *Modeling and computation of unsteady cavitation flows in injection nozzle*, p.386. L'article a été publié dans le périodique *Mécaniques & Industries*.

Les conditions aux frontières sont celles de perméabilité et de non-glissement à la paroi, de pression constante à l'entrée et à la sortie. La pression à l'entrée a été fixée à 8 MPa (1160 psi) et à 2.1 MPa (305 psi) à la sortie. L'énergie cinétique de turbulence k est déterminée en utilisant la fonction suivante qui est un facteur de la vitesse d'entrée du fluide V_i .

$$k = 6 \cdot 10^{-4} V_i^2 \quad (1.8)$$

Le taux de dissipation par unité d'énergie cinétique de turbulence ω est déterminé en utilisant une loi de grandeur d'échelle qui n'est pas spécifiée dans le texte (Yuan, Sauer et Schnerr, 2001, p. 386). Cette équation est probablement similaire à l'équation suivante qui est proposée par Ferziger et Peric (2002, p. 301).

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (1.9)$$

L'utilisation de cette équation nécessite cependant une valeur du taux de dissipation turbulent ε et de la constante C_μ (voir la section 2.2 pour plus de détails). Avec leur modèle, Yuan, Sauer et Schnerr ont effectué plusieurs simulations pour vérifier l'influence sur la cavitation

de l'ajout d'un rayon à l'entrée de la sortie de la buse. Dans tous les cas, le problème est résolu avec un pas de temps de $3 \cdot 10^{-8}$ s et en utilisant les propriétés de l'eau. La Figure 1.11 présente la fraction de vapeur à l'intérieur de l'écoulement à la sortie de la buse avec et sans rayon de sortie.

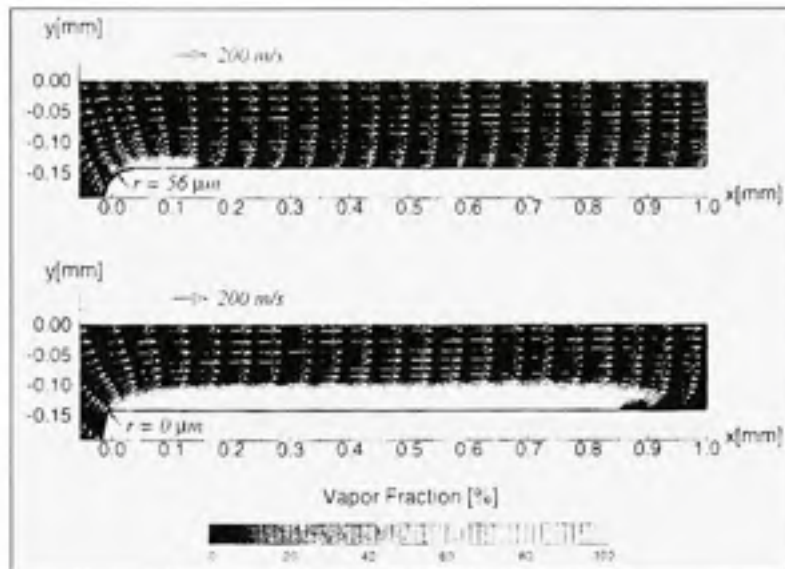


Figure 1.11 Fraction de vapeur avec les vecteur de vitesse de l'écoulement avec et sans rayon de sortie.

(Yuan, Sauer et Schnerr, 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Weixing Yuan, Jürgen Sauer et Günter H. Schnerr., *Modeling and computation of unsteady cavitation flows in injection nozzle*, p.392. L'article a été publié dans le périodique *Mécaniques & Industries*.

Comme on peut le voir dans la Figure 1.11, la cavitation diminue lorsque le rayon à l'entrée de la sortie de la buse augmente. Cet ajout d'un rayon permet de contenir la cavitation à l'intérieur de la buse et ainsi de diminuer les perturbations que cette zone de fraction de vapeur a sur le jet libre.

Yuan et Schnerr (2003) ont ensuite développé un deuxième modèle pour simuler le comportement du jet produit par un injecteur de diesel. Ainsi, ils ont simulé l'écoulement complet, c'est-à-dire l'écoulement à l'intérieur de la buse ainsi que le jet. Pour ce faire, ils ont créé leur propre code de CFD qui fait appel aux mêmes modèles de turbulence, de cavitation et d'écoulement multiphases qu'ils ont utilisés dans leur premier modèle. De plus, tout comme pour leur modèle précédent, ils ont supposé l'écoulement comme étant axisymétrique afin de diminuer le temps de calcul. La Figure 1.12 présente la section maillée par Yuan et Schnerr.

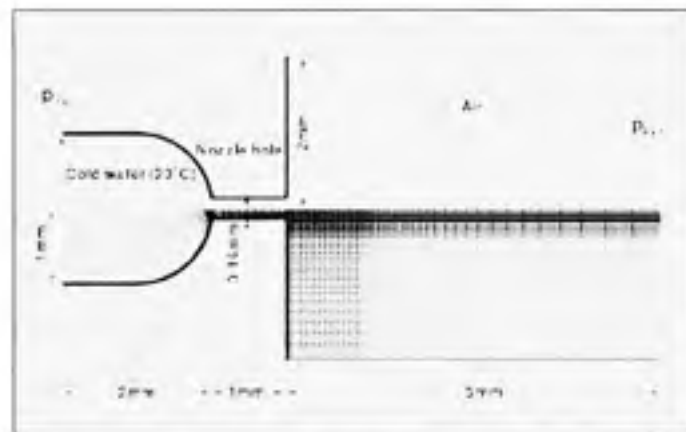


Figure 1.12 Section maillé pour le modèle axisymétrique de Yuan et Schnerr.

(Yuan et Schnerr, 2003)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Weixing Yuan et Günter H. Schnerr., *Numerical simulation of two-phase flow in injection nozzles: Interaction of cavitation and external jet formation*, p.965. L'article a été publié dans le périodique *Journal of Fluids Engineering*.

Cependant, étant donné que la cavitation est un procédé aléatoire et non permanent dans un système dynamique (Yuan et Schnerr, 2003, p. 966), ils ont décidé de faire varier la pression à l'entrée en fonction d'une onde carrée pour amplifier artificiellement ce mécanisme. Ainsi, avec ce nouveau modèle, Yuan et Schnerr ont effectué plusieurs simulations pour vérifier l'influence du modèle de cavitation sur le comportement du jet produit par la buse. La Figure 1.13 présente la fluctuation du jet avec et sans modèle de cavitation.



Figure 1.13 *Fluctuation du jet produit par un injecteur avec modèle de cavitation (à gauche) et sans modèle (à droite).*

(Yuan et Schnerr, 2003)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. Weixing Yuan et Günter H. Schnerr., *Numerical simulation of two-phase flow in injection nozzles - Interaction of cavitation and external jet formation*, p.968. L'article a été publié dans le périodique *Journal of Fluids Engineering*.

Comme on peut le voir avec la Figure 1.13, la cavitation augmente grandement la fraction de vapeur du jet produit par la buse. Ainsi, pour obtenir un jet cohérent, il est important de modifier la forme intérieure de la buse afin de minimiser la cavitation que celle-ci produit. Cependant, il est encore important de noter que ces résultats ont tous été obtenus dans le cas de très petites buses (injecteur), c'est-à-dire qu'ils ont un diamètre de sortie de l'ordre de 120-170 μm . Ainsi, les mécanismes qui influencent le comportement du jet produit, tel la cavitation, peuvent avoir une influence tout à fait différente à plus grande échelle, c'est-à-dire dans le cas de buses pour procédés de rectification. De plus, la plage de pression utilisée, dans notre cas, est beaucoup plus faible (60 à 100 psi) et il est impossible de déterminer précisément si la pression varie d'une façon claire (c'est-à-dire une onde carrée tel que définie par Yuan et Schnerr (2003)) ou si elle est constante dans le temps.

1.3 Problématique et objectifs

Cette section présente la problématique qui nous est présentée par P&WC et qui devra être résolue au terme de ce projet de recherche. Pour résoudre cette problématique, plusieurs objectifs devront être atteints au cours de ce projet.

1.3.1 Problématique

Les procédés de rectification de P&WC utilisent actuellement des buses à jet cohérent de type Webster au maximum de leur capacité en terme de CSMRR pour l'usinage des pieds de sapin (*fir tree*) des aubes de turbine. Pour ce faire, un nouveau concept de buse à jet plus cohérent est requis. De plus, P&WC désire aussi augmenter la capacité de ses procédés de rectification en appliquant ces buses à l'usinage des pieds de sapin des disques de turbines. Ainsi, les vitesses moyennes de sortie obtenues pour ce nouveau concept de buse dans des conditions données (c'est-à-dire de pression d'entrée) sont requises.

1.3.2 Objectifs

L'objectif principal de cette recherche est de proposer une méthode qui permet de prédire la cohérence du jet de fluide de refroidissement produit par une buse en plus d'optimiser la conception de celle-ci afin qu'elle produise un jet plus cohérent et cela à l'aide d'un logiciel commercial de CFD. Pour ce faire, la liste d'objectifs spécifiques suivants a été établie :

1. Produire un modèle numérique axisymétrique typique qui va permettre de prédire la cohérence du jet produit par une buse donnée en fonction de la distance.
2. Améliorer le concept de buse axisymétrique actuellement utilisé chez P&WC à l'aide de la CFD afin de produire un jet plus cohérent.
3. Quantifier les gains (de durée de vie, de productivité) que la nouvelle buse peut apporter à P&WC comparativement à ce qui est actuellement utilisé.
4. Prédire la vitesse moyenne de sortie de la buse pour des usages à très haute pression.

À terme, cette recherche va permettre d'améliorer le concept actuel de buse à jet cohérent en plus de quantifier les gains que ce dernier peut apporter pour procédé de rectification donné. De plus, la procédure utilisée dans ce travail pourra être réutilisée pour d'autres géométries intérieures (par exemple, pour un ratio de contraction interne, C_r , différent) et cela en fonction des besoins de P&WC.

CHAPITRE 2

MODÈLES MATHÉMATIQUES ET MÉTHODES NUMÉRIQUES IMPLÉMENTÉS DANS FLUENT

Avant de pouvoir simuler numériquement le comportement d'un fluide, plusieurs étapes ont du être franchi avant d'aboutir à un logiciel de CFD comme FLUENT. En effet, d'abord à partir d'un comportement physique d'un fluide, un modèle mathématique est développé pour le représenter. De celui-ci va découler des équations de conservation : de masse (ou continuité), de quantité de mouvement et d'énergie. À partir de ces équations de conservation, des lois constitutives comme celle pour les fluides newtoniens (par exemple de l'eau) sont développées. De celles-ci découle l'équation de Navier-Stokes qui permet, à elle seule, d'expliquer le comportement dynamique d'un fluide. Cette dernière regroupe toutes les lois de conservation en une seule équation. Il est donc possible de la rediviser en ses diverses composantes. Finalement, des méthodes numériques sont utilisées afin de permettre de solutionner l'équation de Navier-Stokes en discrétisant le problème. Ces méthodes numériques sont implémentées à l'intérieur d'un logiciel, comme par exemple FLUENT, qui est utilisé dans cette recherche (version 6.3.26). Ainsi, ce chapitre présente les grandes lignes du modèle mathématique et des méthodes numériques tels qu'utilisés par FLUENT pour simuler numériquement le comportement d'un ou des fluide(s).

2.1 Équations de conservation

Le modèle mathématique qui permet de représenter un phénomène physique repose sur trois lois de conservations : de masse, de mouvement et d'énergie. Les deux premières sont présentées dans les sous sections qui suivent. Cependant, l'équation d'énergie a été omise car elle n'est pas utilisée par les modèles numériques présentés dans les chapitres suivant de cette recherche. Pour plus de détails sur les éléments discutés dans cette section, le lecteur est invité à consulter le livre de Munson, Young et Okiishi (2002) qui présente la dérivation de ces équations.

2.1.1 Équation de continuité

L'équation de conservation de la masse, ou de continuité, est donnée sous sa forme générale par

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.1)$$

où ρ représente la masse volumique, t le temps, \vec{v} le vecteur de vitesse et S_m est le terme source de masse, c'est-à-dire la masse ajoutée par un changement de phase (par exemple, la vaporisation de gouttelettes liquide). L'équation de continuité est autant valide pour des écoulements incompressibles que compressibles.

2.1.2 Équation de quantité de mouvement

L'équation de conservation de la quantité de mouvement est donnée sous sa forme différentielle par

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\overset{\overline{\overline{\tau}}}{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.2)$$

où p représente la pression statique, $\overset{\overline{\overline{\tau}}}{\tau}$ le tenseur de contrainte, $\rho \vec{g}$ la force gravitationnelle par unité de volume et \vec{F} les forces extérieures (par exemple celles du à l'interaction avec la phase dispersée). L'équation de conservation de la quantité de mouvement est présentée pour un système de référence inertiel, c'est-à-dire non accéléré. Le tenseur de contrainte $\overset{\overline{\overline{\tau}}}{\tau}$ a la forme suivante pour un fluide newtonien

$$\overset{\overline{\overline{\tau}}}{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) I \right] \quad (2.3)$$

où μ représente la viscosité dynamique, I le tenseur identité (ou unité) et le terme négatif à la fin de l'équation représente les effets de dilatation.

2.2 Modèles de turbulence $k-\varepsilon$

L'utilisation d'un modèle de turbulence devient nécessaire lorsque le nombre de Reynolds (voir équation 1.8) devient suffisamment élevé pour ne plus être en présence d'un écoulement laminaire. Dans le cas d'un écoulement en conduite, ce qui est le cas des problèmes étudiés dans le cadre de cette recherche, ce nombre est fixé à 4000. Ainsi, pour résoudre le problème causé par la turbulence, les équations de Navier-Stokes moyennées sont utilisées (Reynolds-Averaged Navier-Stokes - RANS) en combinaison avec un modèle de turbulence afin de fermer les équations précédentes. Pour plus de détails sur les éléments discutés dans cette section, le lecteur est invité à consulter les livres de Pope (2000) et de Launder et Spalding (1972).

Le modèle sélectionné pour cette recherche afin de fermer les équations de Navier-Stokes est le $k-\varepsilon$. Il a été sélectionné car ce modèle de turbulence est le plus répandu dans le domaine de l'ingénierie et son comportement est assez bien documenté. Ainsi, les modèles numériques présentés dans les chapitres suivants de ce mémoire utilisent tous ce modèle pour simuler les effets de la turbulence sur le comportement du fluide. Pour obtenir ce modèle de turbulence, on doit d'abord se rapporter aux équations de Navier-Stokes qui sont moyennées dans le temps, c'est-à-dire que les variables instantanées sont décomposées en leur moyenne et en leur composante fluctuante respective. Par exemple, pour la vitesse on obtient

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (2.4)$$

où \bar{u}_i et u_i' représente respectivement la moyenne et la composante fluctuante de la composante de la vitesse dans la direction i . La moyenne dans le temps est définie de la façon suivante

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) dt \quad (2.5)$$

où T représente une période de temps donnée et $u(t)$ la vitesse instantanée à un temps t . De la même façon pour la pression et autre quantité scalaire, on obtient

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.6)$$

où ϕ représente un scalaire comme la pression, l'énergie, etc. En substituant les expressions de cette forme à l'intérieur de l'équation de continuité et de quantité de mouvement, on obtient alors les équations suivantes de Navier-Stokes moyennées dans le temps

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0, \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (2.8)$$

où u_i et u_j la composante de la vitesse en direction i et j respectivement, x_i et x_j la composante du déplacement en direction i et j respectivement, δ_{ij} la fonction delta de Kronecker et $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ le tenseur de contrainte de Reynolds. La fonction delta de Kronecker est défini de la façon suivante par

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{si } i = j \\ 0, & \text{si } i \neq j \end{cases} \quad (2.9)$$

ou en notation matricielle,

$$\begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Le nouveau terme $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ introduit dans l'équation de la quantité de mouvement, représente les effets dus à la turbulence. C'est donc ce dernier qui doit être modélisé afin de fermer l'équation (2.7). Pour ce faire, on utilise l'hypothèse de Boussinesq qui suppose la proportionnalité du tenseur de contraintes de Reynolds (*Reynolds stresses*) au gradient de la vitesse moyenne, ce qui donne

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \quad (2.11)$$

où μ_t représente la viscosité turbulente et k l'énergie cinétique de turbulence. La viscosité turbulente est considérée comme une propriété de l'écoulement. Celle-ci est déterminée avec l'équation suivante

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.12)$$

où ε représente le taux de dissipation d'énergie par unité de masse et C_μ est une constante (définie plus loin). L'équation de l'énergie cinétique de turbulence k et du taux de dissipation de la turbulence ε sont respectivement les suivantes

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + Y_M + S_k \quad (2.13)$$

et

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.14)$$

où G_k représente la production d'énergie cinétique de turbulence causée par le gradient moyen de vitesse, G_b la production d'énergie cinétique de turbulence causée par la flottaison (*buoyancy*), Y_M la contribution de la dilatation fluctuante dans le cas de turbulence compressible, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ et $C_{3\varepsilon}$ sont des constantes (voir plus bas), σ_k et σ_ε le nombre de Prandtl pour k et pour ε respectivement et S_k et S_ε des termes sources défini par l'utilisateur, si nécessaire. La production d'énergie cinétique de turbulence causée par le gradient moyen de vitesse est définie par l'équation suivante.

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.15)$$

La production d'énergie cinétique de turbulence causée par la flottaison est nécessaire lorsque l'écoulement est soumis à une gravité non nulle et a un gradient de température simultanément. Elle est alors définie par l'équation suivante

$$G_h = \beta g_i \frac{\mu_i}{Pr_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.16)$$

où β représente le coefficient d'expansion thermique, g_i la composante de la gravité dans la direction i , Pr_i le nombre de Prandtl pour l'énergie et T la température. Dans le cadre de cette recherche, étant donné que le fluide est supposé à température constante, ce terme est donc considéré comme nul. Pr_i est fixé par défaut à 0.85 dans FLUENT. Le coefficient d'expansion thermique ce calcul avec l'équation suivante.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.17)$$

La contribution de la dilatation fluctuante dans le cas de turbulence compressible est calculée avec l'équation suivante

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (2.18)$$

où M_t représente le nombre de Mach turbulent qui est défini par l'équation suivante :

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (2.19)$$

où a est la vitesse du son. Finalement, les valeurs des constantes utilisées dans le modèle $k-\varepsilon$ pour compléter les deux équations qui le composent sont les suivantes :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

De plus, Ferziger et Peric (2002, p.296) proposent l'équation suivante afin de lier le taux de dissipation turbulent à l'énergie cinétique de turbulence

$$\varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{D} \quad (2.20)$$

où D représente le diamètre de la conduite. Cette équation est très importante, car elle directement utilisée dans cette recherche pour initialiser les calculs dans FLUENT (voir chapitres suivants).

2.3 Modèles multiphases

L'utilisation d'un modèle multiphases devient nécessaire lorsque plus d'une phase est présente dans le problème étudié. En effet, dans le cadre de cette recherche, l'effet de l'interaction entre l'eau-liquide et l'air ainsi que celui de l'eau-liquide et de l'eau-vapeur causé par la cavitation doivent être simulés afin de déterminer l'ouverture du jet de fluide de refroidissement. Ainsi, pour résoudre ces écoulements multiphases, différentes approches sont disponibles sous la forme de modèle : le *Mixture*, le *Volume of fluid (VOF)* et le *Eulerian*. Ces modèles repréent les équations de conservations précédentes et les modifiees afin de pouvoir les appliquer à plus d'une phase. Le modèle sélectionné pour cette recherche est celui de *Mixture*, car c'est le seul modèle multiphases implémenté dans FLUENT qui permet de simuler la cavitation. Cependant, un bref aperçu des deux autres modèles est quand même donné plus bas. Pour plus de détails sur le modèle de *Mixture*, le lecteur est invité à consulter le rapport technique de Manninen, Taivassalo et Kallio (1996) qui présente la dérivation de ces équations.

2.3.1 Modèle de *Mixture*

Tel que dit précédement, le modèle de *Mixture* a été sélectionné, car il est le seul à permettre la simulation de la cavitation à l'intérieur de FLUENT. De plus, celui-ci permet que les différentes phases de l'écoulement soient interpénétrantes (*interpenetrating*) ce qui est très important car le jet produit par la buse semble être un mélange de fluide de refroidissement à l'état de liquide et de vapeur ainsi que d'air (voir Figure 3.7). Donc, pour ces raisons les modèles numériques présentés dans les chapitres suivant utilisent ce modèle pour simuler l'interaction des différentes phases en présence.

Le modèle de *Mixture* utilise les équations de conservations précédentes (équation (2.1) et (2.2)) mais les résoud pour un mélange de différentes phases. Ainsi, ces équations doivent être adaptées pour un mélange de plusieurs phases. Tout d'abord, l'équation de conservation de la masse (équation (2.1)) est modifiée pour le mélange et devient alors la suivante

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \bar{v}_m) = \dot{m} \quad (2.21)$$

où \bar{v}_m représente la vitesse moyennée par la masse (*mass-averaged*) et \dot{m} le transfert de masse qui provient de la cavitation (voir la section 2.4) et qui est similaire à S_m dans l'équation 2.1. La vitesse moyennée par la masse est calculée de la façon suivante

$$\bar{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \bar{v}_k}{\rho_m} \quad (2.22)$$

où ρ_m représente la masse volumique du mélange. Celle-ci est calculée à partir de l'équation suivante

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (2.23)$$

où α_k représente la fraction de volume de la phase k et n est le nombre de phase. Ensuite, l'équation de conservation de la quantité de mouvement (équation (2.2)) est modifiée pour un mélange et devient alors la suivante

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \bar{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \bar{v}_m \bar{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \bar{v}_m + \nabla \bar{v}_m^T)] + \rho_m \bar{g} + \bar{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \bar{v}_{d,k} \bar{v}_{d,k} \right) \quad (2.24)$$

où μ_m représente la viscosité du mélange et est calculée de la façon suivante

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (2.25)$$

où $\bar{v}_{d,k}$ représente la vitesse de dérive (*drift velocity*) pour la phase k , c'est-à-dire

$$\bar{v}_{d,k} = \bar{v}_k - \bar{v}_m. \quad (2.26)$$

Étant donné qu'il est possible que les phases secondaires ne se déplacent pas à la même vitesse que la phase principale, le concept de vitesse de glissement (*slip velocity*) ou vitesse relative doit être établi. Ainsi, par exemple, la vitesse de glissement \bar{v}_{ps} de la phase

secondaire p par rapport à la vitesse de la phase primaire q est donnée par l'équation suivante.

$$\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p - \vec{v}_q \quad (2.27)$$

Pour faire le lien entre la vitesse de dérive et la vitesse de glissement, l'équation suivante est utilisée.

$$\vec{v}_{dr,p} = \vec{v}_{pq} - \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i \rho_i}{\rho_m} \vec{v}_{qi} \quad (2.28)$$

Pour résoudre la vitesse de glissement une formule algébrique doit être utilisée. Ainsi, le modèle de *Mixture* utilisé par FLUENT utilise une formulation algébrique développée par Manninen, Taivassalo et Kallio (1996), soit

$$\vec{v}_{pq} = \frac{(\rho_p - \rho_m) d_p^2}{18 \mu_q f_{drag}} \vec{a} \quad (2.29)$$

où d_p représente le diamètre des gouttelettes et/ou bulles de la phase secondaire p et \vec{a} l'accélération de celles-ci. Cette formulation algébrique ajoute cependant une fonction de trainée f_{drag} au calcul de vitesse de glissement. Plusieurs méthode sont disponibles dans FLUENT pour la résoudre. La méthode sélectionnée pour les modèles numériques présentés dans cette recherche est celle dite *Symmetric*. Cette méthode est recommandée pour les cas où dans certaines régions du problème la phase secondaire devient la phase principale et vice-versa. Elle est un dérivé de la méthode de Schiller et Naumann (1935) et elle utilise pour les deux phases la fonction de trainée f_{drag} suivante.

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 \text{Re}^{0.687} & \text{si } \text{Re} \leq 1000 \\ 0.44 & \text{si } \text{Re} > 1000 \end{cases} \quad (2.30)$$

Dans ce cas, le nombre de Reynolds se calcule alors à l'aide de l'équation suivante.

$$Re = \frac{\rho_a \bar{v}_{in} d_p}{\mu_a} \quad (2.31)$$

Finalement, pour déterminer la fraction du volume occupée par les phases secondaires, l'équation de continuité suivante est utilisée,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \bar{v}_p) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \bar{v}_{a,p}) \quad (2.32)$$

2.3.2 Autres modèles multiphases

D'autres modèles multiphases sont disponibles dans FLUENT, cependant ils ne seront que brièvement énoncés ici car ceux-ci ne sont pas utilisés dans les modèles numériques présentés dans cette recherche. Deux autres modèles sont présents dans FLUENT, soit le VOF et le *Eulerian*. Le VOF est spécialement conçu pour suivre l'interface entre les différentes phases présentes dans le modèle. Cependant, il ne permet pas que les différentes phases présentes dans l'écoulement soient interpénétrantes. Ceci est un problème puisque comme la Figure 3.7 l'illustre, le jet de fluide de refroidissement obtenu expérimentalement semble être composé d'un mélange de fluide de refroidissement et de l'air. Le modèle *Eulerian* est, quant à lui, le plus complet mais aussi le plus complexe des modèles disponibles dans FLUENT. Il permet que les différentes phases présentes dans l'écoulement soient interpénétrantes. Cependant, la puissance de calcul que ce dernier nécessite est tellement grande qu'il a été écarté de cette recherche. Par exemple, pour un problème à deux phases, il nécessite la résolution de huit équations comparativement à cinq et six équations pour les modèles VOF et de *Mixture* respectivement. De plus, les résultats du chapitre suivant montre que peu importe le modèle multiphase utilisé, le jet de fluide simulé numériquement n'ouvre pas de façon similaire à celui observé expérimentalement (voir section 3.3). Ainsi, peu importe le modèle multiphase utilisé, un modèle semi-empirique aurait tout de même du être développé (voir section 3.3.1). Cependant, les divers coefficients et exposants de ce modèle semi-empirique aurait probablement été différents en fonction du modèle multiphase utilisé (voir section 3.3.2).

2.4 Modèle de cavitation

La cavitation se produit dans un écoulement de fluide à l'état liquide lorsque celui-ci est soumis à une chute de pression suffisamment grande pour que la pression à l'intérieur de cet écoulement devienne égale à la pression de vapeur de ce fluide. Lorsque cela se produit, le fluide, dans cette région de basse pression, passe de l'état liquide à l'état gazeux et des zones de cavité se forme dans l'écoulement sous forme de bulles, d'où le nom de cavitation. Ce phénomène doit être pris en compte dans cette recherche, car, tel que discuté à la section 1.2.2, il est fort probable que de la cavitation se produise à l'intérieur des buses testées pour cette recherche. En effet, les simulations présentées à la section 3.4 démontrent la présence de cavitation à l'intérieur de ces buses. Ainsi, la cavitation doit être modélisée afin de pouvoir simuler numériquement ses effets sur le comportement du fluide. Le modèle implémenté dans FLUENT est celui de Singhal et al. (2001). Seulement les grandes lignes de ce modèle seront énoncées ici. Pour plus de détails sur le modèle de cavitation, le lecteur est invité à consulter l'article de Singhal et al. (2001).

L'idée de départ de ce modèle est de modéliser la cavitation en utilisant la fraction de masse de vapeur (*vapor mass fraction*) présente dans l'écoulement. Pour ce faire, une équation de transport de la fraction de vapeur f est utilisée. Cette équation est la suivante

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla(\rho \bar{v}_v f) = \nabla(\gamma \nabla f) + R_v - R_c \quad (2.33)$$

où ρ représente la masse volumique du mélange liquide et vapeur, \bar{v}_v le vecteur de vitesse de la phase de vapeur, γ le coefficient d'échange effectif, R_v et R_c le terme de génération de vapeur et de condensation de vapeur respectivement (ou les taux de changement de phases). Les taux de changement de phase R_v et R_c sont exprimés à l'aide du modèle de Rayleigh-Plesset,

$$\text{si } p < p_{sat} \quad R_v = C_c \frac{V_{cb}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f), \quad (2.34)$$

$$\text{si } p > p_{sat} \quad R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} f \quad (2.35)$$

où les indices l et v représentent la phase liquide et vapeur respectivement, V_{ch} la vitesse caractéristique qui est approximée par l'intensité locale de la turbulence ($V_{ch} = \sqrt{k}$), σ la tension de surface du liquide, p_{sat} la pression de saturation de vapeur du liquide à une température donnée et C_v et C_c des constantes empiriques. Ces dernières sont fixées à :

$$C_v = 0.02, \quad C_c = 0.01.$$

Étant donné que la turbulence a un effet non négligeable sur la cavitation, tel que démontré par Rouse et McNown (1948), cette dernière doit donc être prise en compte. Pour ce faire, les fluctuations de la pression induite par la turbulence sont prises en compte en ajustant la pression de la phase vapeur avec l'équation suivante

$$p_v = \frac{1}{2}(p_{sat} - p_{turb}) \quad (2.36)$$

où p_{turb} représente la pression turbulente et qui est défini de la façon suivante

$$p_{turb} = 0.39 \rho k. \quad (2.37)$$

Tout liquide contient normalement une petite quantité de gaz non-condensable, ou c'est-à-dire du gaz dissout dans le liquide (Singhal et al. (2001)). Même une très petite quantité de gaz dissout de 10 ppm peut avoir une influence significative sur la cavitation. Ainsi, pour prendre cela en compte, la masse volumique du mélange est calculée de la façon suivante

$$\rho = \alpha_v \rho_v + \alpha_g \rho_g + (1 - \alpha_v - \alpha_g) \rho_l \quad (2.38)$$

où ρ représente la masse volumique et α la fraction de volume alors que les indices l , v et g sont le liquide, la vapeur et le gaz non-condensable respectivement. La relation entre la fraction de masse de vapeur f_v et la fraction de volume α_v est définie de la façon suivante.

$$\alpha_v = f_v \frac{\rho}{\rho_v} \quad (2.39)$$

La somme de la fraction de volume de vapeur et de gaz ($\alpha_v + \alpha_g$) est souvent appelée la quantité de vide α (*void fraction*). Finalement, après avoir pris en compte les effets dus à la turbulence et à la quantité de gaz non-condensable présente dans la phase liquide, les expressions finales des taux de changement de phase (R_v et R_g) sont exprimées à l'aide du modèle corrigé de Rayleigh-Plesset

$$\text{si } p < p_v \quad R_v = C_v \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} (1 - f_v - f_g), \quad (2.40)$$

$$\text{si } p > p_v \quad R_g = C_g \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_l}} f_v. \quad (2.41)$$

2.5 Discrétisation

Dans les sections précédentes, les différentes équations nécessaires à la simulation numérique du comportement d'un écoulement de fluide ont été présentées. Ainsi, si l'on désire simuler un écoulement monophasé, les équations principales qui doivent être résolues sont donc celles de continuité (équation (2.7)), de quantité de mouvement (équation (2.8)) et de turbulence (équations (2.13) et (2.14)). Dans le cas d'un écoulement multiphasé, les équations principales qui doivent être résolues sont alors celles de continuité (équation (2.21)), de quantité de mouvement (équation (2.24)), de turbulence (équations (2.13) et (2.14)) en plus de celles pour la fraction de volume occupé par la phase secondaire (équation (2.32)) et du transport de la fraction de vapeur (équation (2.33)) dans le cas de simulation de cavitation. Cependant, celles-ci ne peuvent pas être résolues directement. Pour ce faire, elles doivent être discrétisées, c'est-à-dire qu'elles doivent être transférées en équations algébriques (les termes différentiels sont remplacés par des sommations équivalentes) afin de pouvoir les résoudre numériquement par ordinateur. Les méthodes de discrétisation utilisées pour ces équations ne sont pas présentées explicitement dans ce chapitre. Cependant, celles utilisées dans FLUENT pour résoudre les différents modèles présentés dans les chapitres suivants sont présentées sommairement dans les sous sections qui suivent.

Le lecteur, qui désire plus de détails sur ces méthodes de discrétisation et sur la façon de les obtenir, est invité à consulter les livres de Ferziger et Peric (2002) et de Patankar (1980).

2.5.1 Discrétisation des équations différentielles : méthodes de premier et de deuxième ordre

Les méthodes de premiers et de deuxièmes ordres sont des méthodes de discrétisation qui permettent de résoudre toutes les équations vue précédemment à l'aide de sommations équivalentes. Ainsi, elles permettent de discrétiser les équations de continuité (équation (2.21)), de quantité de mouvement (équation (2.24)), de turbulence (équations (2.13) et (2.14)), de la fraction de volume occupé par la phase secondaire (équation (2.32)) et du transport de la fraction de vapeur (équation (2.33)). Le choix d'une ou l'autre des méthodes va dépendre du degré de précision recherché et de la complexité du problème à simuler. Ainsi, la méthode du deuxième ordre est préconisée pour tous les types de problèmes, car elle permet d'obtenir une plus grande précision dans tous les cas. En effet, si l'on compare les résultats obtenus pour un même problème entre la méthode de premier ordre et celle de deuxième ordre, on observe que les résultats du premier ordre subissent une diffusion numérique plus importante (*numerical diffusion*) ce qui va diminuer la précision des résultats obtenus par celle-ci (Fletcher, 1991, p. 286). Cependant, il est possible que l'utilisation de la méthode de deuxième ordre empêche la convergence de la solution. Dans ce cas, il est possible que l'on doive se rabattre sur la méthode de premier ordre. Toutefois, avant de passer directement de la méthode de deuxième ordre à celle de premier ordre, il est possible d'utiliser une méthode similaire à celle du deuxième ordre, nommé QUICK. Pour plus de détail sur celle-ci, le lecteur est invité à consulter le rapport de Leonard et Mokhtari (2000).

2.5.2 Discrétisation du problème et conditions frontières

Une fois ces équations algébriques discrétisées, celles-ci peuvent être appliquées à un problème donné qui lui aussi doit être préalablement discrétisé. Dans le cas du problème à calculer, lorsque l'on parle de discrétisation, on parle de la division du domaine du problème en plusieurs petites parties ou éléments qui forment ensemble un maillage. Par exemple, la

Figure 2.1 présente un exemple de discrétisation partielle du domaine d'une buse type de Webster.



Figure 2.1 Exemple de discrétisation partielle d'un problème de buse de Webster.

Cette discrétisation du problème se fait généralement à l'aide d'un logiciel mailleur. Dans le cas de FLUENT, le mailleur par défaut est GAMBIT et c'est d'ailleurs ce dernier qui a été utilisé pour générer les différents maillages utilisés dans cette recherche. Chacun de ces maillages sont présentés dans les chapitres suivants avec tous les critères nécessaires à leur création ainsi que les conditions aux frontières qui s'y rattachent.

2.6 Processus de résolution des équations différentielles : Solveur découplé

À partir des équations de conservation discrétisées, il est maintenant possible d'appliquer celles-ci à un problème qui a préalablement été discrétisé et que ses conditions aux frontières ont été établies. Cependant, pour résoudre ce problème, on ne peut pas appliquer directement toutes ces équations pour obtenir une solution à celui-ci. Ainsi, à cause de la non-linéarité des équations, on doit passer par un processus de résolution itératif qui résout l'une après l'autre les différentes équations algébriques de conservations. Ce processus porte le nom de solveur découplé (*segregated solver*). Ainsi, à partir des conditions aux frontières, un champ de pression préliminaire du problème est réalisé. Ensuite, avec ce champ de pression, l'équation de quantité de mouvement (équation (2.24)) est résolue dans les différentes directions : u et v en 2D et w s'ajoute en 3D. La résolution de l'équation de quantité de mouvement, va permettre d'obtenir un champ de vitesse pour le problème. À partir de ce

champ de vitesse, l'équation de continuité (équation (2.21)) est résolue afin d'obtenir un nouveau champ de pression. Par la suite, les équations de turbulence (équations (2.13) et (2.14)), de la fraction de volume occupé par la phase secondaire (équation (2.32)) et du transport de la fraction de vapeur (équation (2.33)) sont résolues tour à tour et le nouveau champ de pression est corrigé en fonction des résultats obtenus. Finalement, le nouveau champ de pression corrigé est comparé à l'original. S'il ne respecte pas les divers critères de convergences (il y en a un pour chacune des équations à résoudre), le calcul reprend mais en utilisant le nouveau champ de pression corrigé comme point de départ. La Figure 2.2 présente schématiquement le processus de résolution des équations algébriques à l'intérieur du solveur découplé.

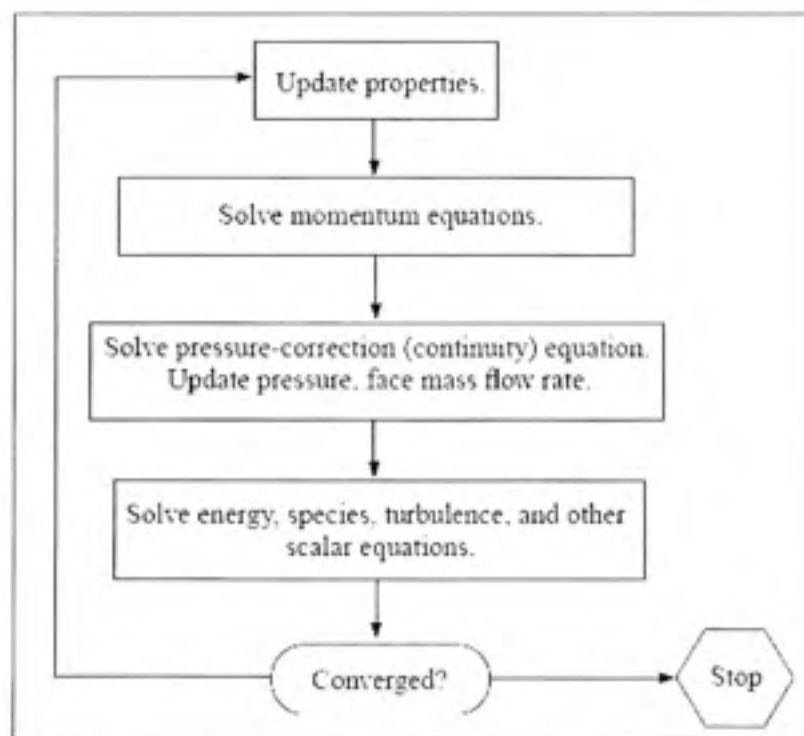


Figure 2.2 Étapes de résolution du problème à l'aide du solveur découplé.
(Fluent, 2003)

Cependant, d'autres notions complémentaires sont nécessaires pour permettre le fonctionnement du solveur découplé : le schéma d'interpolation de la pression, l'algorithme de couplage pression-vitesse et les limites d'itérations. Les équations reliées au schéma d'interpolation de la pression et à l'algorithme de couplage pression-vitesse utilisés ne sont pas présentées explicitement dans ce chapitre. Cependant, les équations utilisées dans FLUENT, pour compléter les solveurs découplés des différents modèles présentés dans les chapitres suivants, sont présentées sommairement plus bas. Le lecteur, qui désire plus de détails sur les schémas d'interpolation de la pression et les algorithmes de couplage pression-vitesse, est invité à consulter les livres de Ferziger et Peric (2002) et de Patankar (1980).

2.6.1 Schéma d'interpolation de pression : PRESTO!

L'utilisation d'un schéma d'interpolation de pression intervient lors de la résolution de l'équation de quantité de mouvement (équation (2.24)). Ce dernier est nécessaire, car le champ de pression établi à partir des conditions aux frontières n'est valide qu'au centre des différents éléments qui compose le problème discrétisé. Afin d'illustrer simplement ce problème, la Figure 2.3 présente un problème 1D discrétisé en trois éléments.

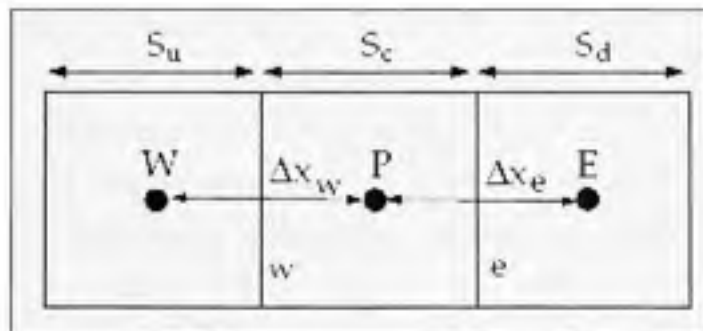


Figure 2.3 Exemple d'un problème 1D discrétiser en trois éléments.

(Fluent, 2003)

Source : Cette figure a été tirée du livre de Fluent, *Fluent 6.1 User's guide*, p.24-11. Le livre est publié par Fluent Inc.

Dans le cas de l'exemple de la Figure 2.3, pour résoudre l'équation de quantité de mouvement discrétisée, les pressions aux faces communes de chacune des cellules, c'est-à-dire les faces w et e , doivent être connues. Cependant, étant donné que seulement les pressions au centre de chacune des éléments sont connues, c'est-à-dire aux points W , P et E , un schéma qui va faire l'interpolation entre ces pressions pour déterminer celles aux faces w et e est nécessaire. Ainsi dans le cadre de cette recherche, le schéma d'interpolation pour la pression sélectionné et pour les différents modèles présentés dans les chapitres suivant est celui de PRESTO! (*PREssure STaggering Option*). Celui-ci a été sélectionné car il est efficace lorsque l'écoulement présente un haut degré de courbure et/ou le gradient de pression diffère beaucoup d'une région à une autre du problème. Ceci est essentiel, car tel que discuté précédemment (voir section 2.4), la cavitation est justement causée par une variation importante du gradient de pression.

2.6.2 Algorithme de couplage pression-vitesse : SIMPLE

L'utilisation d'un algorithme de couplage pression-vitesse intervient lors de la résolution de l'équation de continuité (équation (2.20)). Ce dernier est nécessaire, car la pression n'apparaît pas directement dans l'équation de continuité. Ainsi, l'algorithme de couplage pression-vitesse va permettre de convertir l'équation de continuité originale en une équation qui va donner comme résultat, une fois résolue, un champ de pression à partir du champ de vitesse donné par le calcul de l'équation de quantité de mouvement. Ainsi, dans le cadre de cette recherche, l'algorithme de couplage pression-vitesse sélectionné pour les différents modèles présentés dans les chapitres suivants est le SIMPLE. Celui-ci a été sélectionné, car il est très efficace et il est moins influencé par les limites d'itérations (voir sous section suivante).

2.6.3 Limites d'itérations

Comme on l'a vu à la fin de la section 2.6, à la fin du processus itératif de calcul, il y a une comparaison entre le champ de pression initiale et le nouveau champ de pression corrigé. Si l'écart entre les deux champs dépasse les critères de convergence, le processus de calcul

recommence mais en utilisant le nouveau champ de pression corrigé comme point de départ. Cependant, étant donné que les équations algébriques résolues ne sont pas linéaires, un trop grand écart entre le champ de pression initial et le nouveau champ de pression corrigé peut engendrer la divergence des résultats. Ainsi, il est nécessaire de limiter l'écart entre le nouveau champ de pression corrigé, qui est utilisé pour recommencer le processus de calcul, et le champ de pression initiale. Toutefois, l'utilisation de limites d'itérations trop petites aura tendance à grandement ralentir la convergence des résultats et donc à augmenter le temps de calcul, d'où l'importance de les choisir adéquatement. Dans FLUENT, ces limites d'itérations portent le nom d'*under-relaxation factor*. Il existe donc une limite d'itérations pour chacune des équations à résoudre. Dans le cadre de cette recherche, les limites d'itérations utilisées, pour les différents modèles présentés dans les chapitres suivants, ont tous été fixé à des valeurs comprises entre 0.2 et 0.14. Les limites d'itérations dépendent du type de modèle résolu (voir ANNEXE I et ANNEXE VI). Ces valeurs sont très faibles, car le but de cette recherche n'est pas d'optimiser le temps de calcul, mais plutôt d'obtenir des résultats qui convergent, au minimum, à une précision inférieure à $10e-3$.

CHAPITRE 3

MODÉLISATION DE LA COHÉRENCE DU JET POUR UNE BUSE AXISYMÉTRIQUE

Dans ce chapitre le modèle plan axisymétrique qui permet de simuler le comportement du jet de fluide de refroidissement produit par une buse circulaire est présenté. Plusieurs sujets seront couverts tout au long de ce chapitre dont le choix de la section initiale (section 3.1.1), la méthodologie expérimentale (section 3.1.3), la simulation du cas initial (section 3.2.2), le développement du modèle semi-empirique (section 3.3), l'optimisation de la forme intérieure (section 3.4), la prédiction de la cohérence du jet de la nouvelle buse (section 3.5.1) et la vérification expérimentale de cette prédiction (section 3.5.2) ainsi qu'un résumé du chapitre (section 3.6). De plus, deux annexes, c'est-à-dire les ANNEXE I, ANNEXE II et ANNEXE VIII présentent des informations complémentaires à ce chapitre.

3.1 Mesure expérimentale de la cohérence

Avant de débiter le développement du modèle numérique dans FLUENT, il est nécessaire de réaliser des essais expérimentaux afin d'avoir des résultats pour calibrer le modèle numérique. Pour ce faire, la rectifieuse multi-axes (9 axes) Mägerle de P&WC a été utilisée pour réaliser les différents essais requis. Cette machine-outil est équipée d'un système de filtration et de distribution de fluide de refroidissement de marque HydroFlow modèle HVF-16A dont la pompe principale est une Grundfos CR30-40U capable de fournir 100 gpm de fluide de refroidissement à une pression de 100 psi. De plus, cette machine est équipée d'un compresseur frigorifique (Schiller et Naumann) de marque Koolant Koolers modèle AFD7500WC-SST qui maintient la température du fluide à 20 °C (68 °F) durant les tests. Le fluide de refroidissement utilisé est de l'huile en solution dans l'eau avec une proportion eau/huile de 70 pour 1. La Figure 3.1 présente la machine-outil Mägerle.

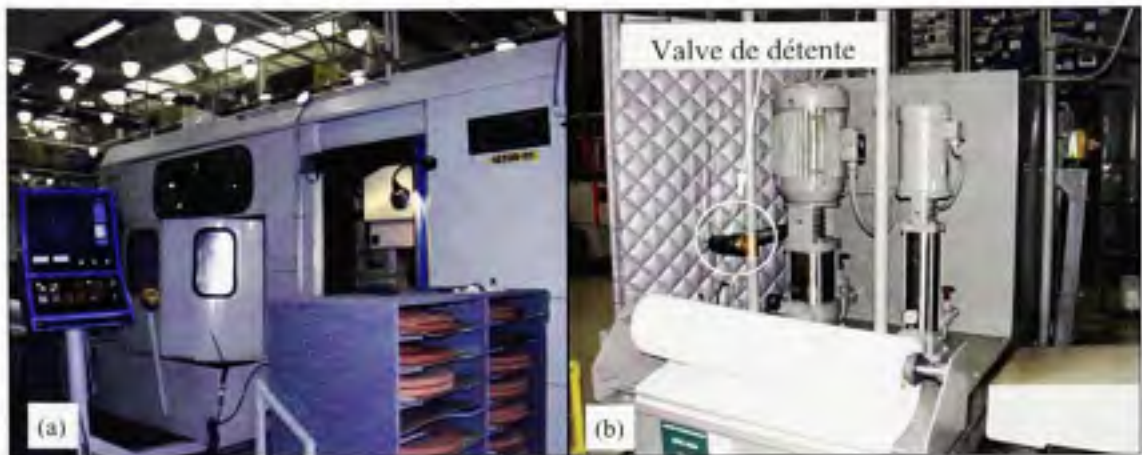


Figure 3.1 Rectifieuse multi-axes Mägerle (a) avec système de filtration et distribution de fluide de refroidissement HydroFlow (b).

3.1.1 Sélection de la section initiale à l'essai

Le concept de buse proposé par Webster (voir Figure 1.5) est utilisé comme géométrie de départ pour ce modèle. Le diamètre à l'entrée de la buse, D_1 , est fixé par le diamètre de la tuyauterie existante sur la machine de production (Mägerle) fourni par P&WC, c'est-à-dire 1-1/4NPT. Ainsi, D_1 est fixé à 1 po (25.4 mm). La Figure 3.2 présente les dimensions de la buse à l'essai.

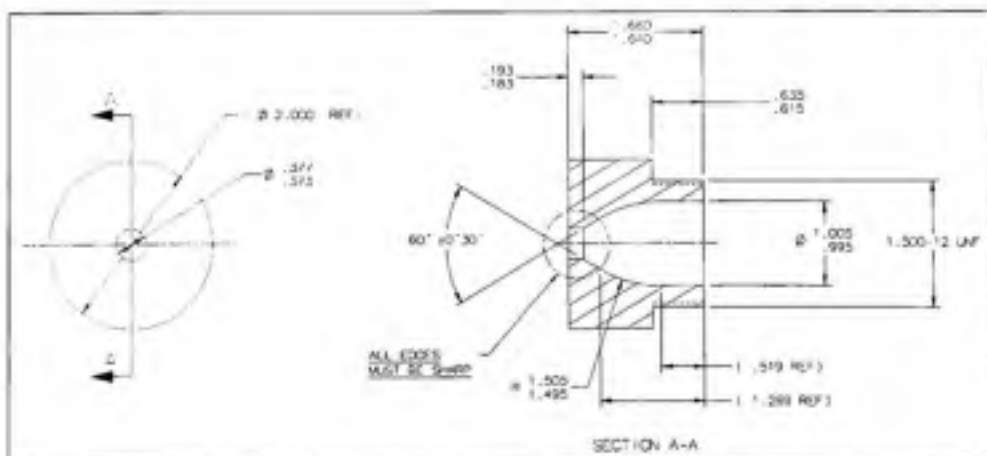


Figure 3.2 Dessin de fabrication de la buse utilisée dans les essais expérimentaux.

Le diamètre de sortie de la buse, D_o , est fixé à 0.375 po (9.525 mm) car des essais internes de P&WC ont démontré qu'un ratio de contraction interne ($C_r = D_i/D_o$) égal ou supérieur à 2.67 était idéal pour une buse de type Webster. Il est important de noter que toutes les dimensions présentées dans les différents dessins de détails sont en système impérial, c'est-à-dire en pouce.

3.1.2 Conception des diverses pièces nécessaires aux essais expérimentaux

Pour faire le lien entre la buse à tester et la tuyauterie existante sur la Mägerle, trois pièces supplémentaires sont nécessaires. Tout d'abord, une section droite qui fait le transfert des filets 1-1/4NPT aux filets 1-1/2UNF est conçue. Celle-ci permet aussi d'installer un manomètre à une distance de 7.5 fois le D_i afin de respecter les recommandations de Cui (1995) pour l'utilisation d'un conditionneur d'écoulement (voir section 1.1.3). La Figure 3.3 présente les dimensions de la section droite utilisée dans les essais.

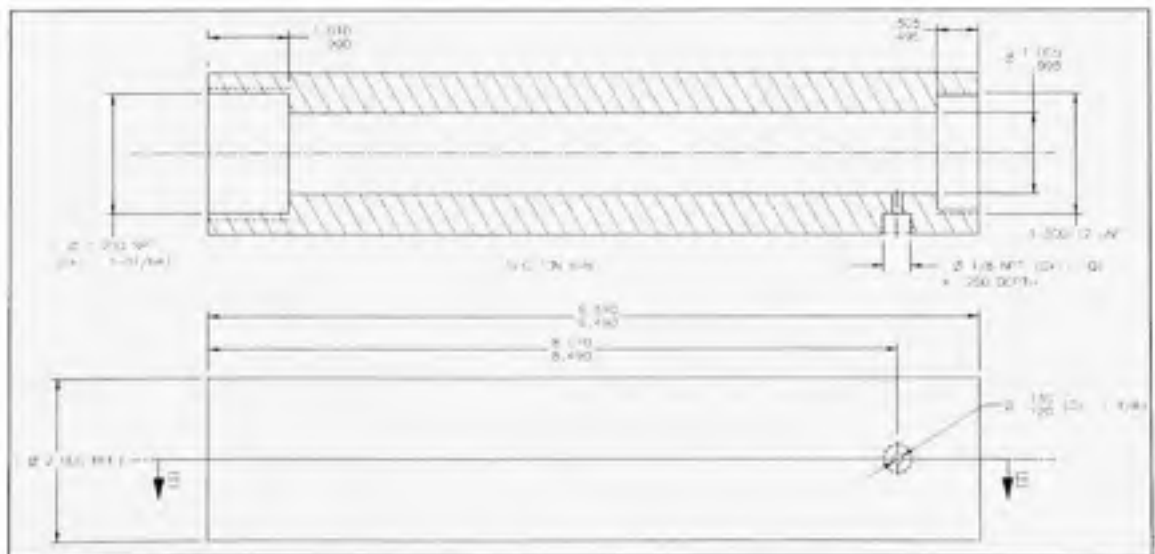


Figure 3.3 Dessin de fabrication de la section droite utilisée dans les essais expérimentaux.

Le positionnement des diamètres intérieurs D_i de la buse (voir Figure 3.2) et de la section droite (voir Figure 3.3) est assuré par l'utilisation d'un filet précis UNF. De plus, afin

d'éliminer tout changement brusque de section entre le conditionneur d'écoulement et la sortie de la buse, la face perpendiculaire au diamètre D_1 de la buse (voir Figure 3.2) vient s'assir sur la face perpendiculaire au diamètre D_1 de la section droite (voir Figure 3.3).

Le conditionneur d'écoulement est fabriqué selon les recommandations de Cui (1995) (voir section 1.1.3). Le conditionneur d'écoulement va permettre d'accélérer la stabilisation du profil de vitesse de l'écoulement. Le conditionneur d'écoulement s'insère à l'intérieur de la section droite du côté des filets 1-1/4NPT. La Figure 3.4 présente les dimensions du conditionneur d'écoulement utilisé dans les essais.

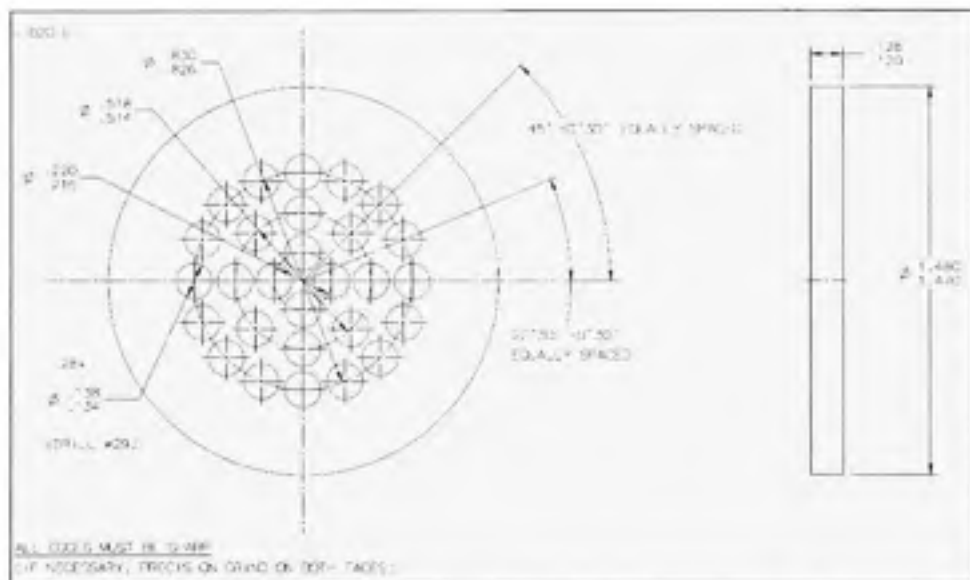


Figure 3.4 Dessin de fabrication du conditionneur d'écoulement utilisée dans les essais expérimentaux.

Pour compléter le montage expérimental, une barre de référence a été fabriquée pour indiquer la distance maximale de 6 po (152.4 mm) utilisée comme référence lors de la prise de mesure. Celle-ci se fixe à l'assemblage final à l'aide d'attache rapide. La Figure 3.5 résume les dimensions de la barre utilisée dans les essais.



Figure 3.5 *Dessin de fabrication de la barre de référence utilisée dans les essais expérimentaux.*

La Figure 3.6 présente l'assemblage complet des quatre parties du montage expérimental avec un manomètre.

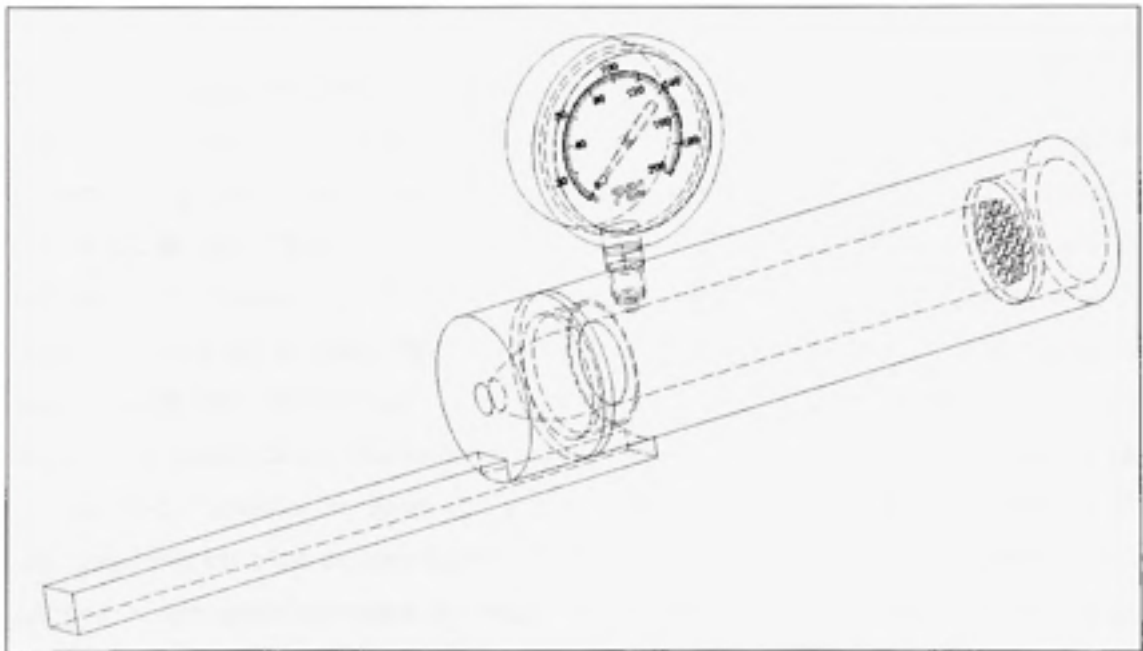


Figure 3.6 *Dessin 3D de l'assemblage des différentes pièces utilisées lors des essais expérimentaux.*

3.1.3 Méthodologie expérimentale

La méthodologie expérimentale utilisée est similaire à celle utilisée par Webster (2005) et Cui (1995), cependant la mesure de la cohérence du jet est prise à l'aide d'une caméra numérique haute résolution, contrairement à un vernier. Cette méthode a été proposée par Webster (2005, p. 12) et elle permet d'éliminer beaucoup d'équipement accessoires (vernier, système de fixation du vernier dans la machine, etc.) à la prise de mesure. Ainsi, la caméra numérique utilisée dans cette recherche pour capturer l'ouverture du jet est une Sony Cyber-Shot DSC-H5 fixée sur un trépied afin que la caméra soit stable et à niveau lors de la prise des photos. Lors des essais, sa résolution a été fixée à 7.2 méga-pixels (résolution maximale de la caméra), ce qui correspond à une dimension d'image de 3072x2304 pixels. De plus, seul le zoom optique de 12x a été utilisé afin de ne pas diminuer la qualité des photos.

La cohérence du jet est évaluée à une distance L maximale de 6 po (152.4 mm) à partir de la buse. Cette distance a été choisie, car c'est la distance typique que le jet de fluide de refroidissement a à parcourir pour atteindre la zone rectifiée dans un procédé de rectification CF ou CDCF chez P&WC. Cette distance est indiquée dans les photos par la barre de référence (voir Figure 3.6). Le débit de fluide de refroidissement est contrôlé avec la pression indiquée par le manomètre installé sur la section droite (voir Figure 3.6). Pour ce faire, un manomètre WIKA 0-200 psi, d'un diamètre de 4 po, rempli de silicone et qui a une précision de mesure de $\pm 1\%$ sur toute son échelle de mesure, est utilisé. Cette technique a été retenue pour contrôler le débit car elle est moins coûteuse qu'un débitmètre, mais principalement car c'est de cette façon que le débit est contrôlé en usine chez P&WC. Le manomètre sélectionné est rempli de silicone afin d'obtenir une lecture stable qui ne sera pas influencée par les vibrations présentes dans la machine-outil. Ainsi, la lecture de pression obtenue avec le manomètre peut être considérée comme étant la pression moyenne de l'écoulement au point de prise de mesure. Cependant, cette méthode ne rendra pas possible l'identification d'une fluctuation de pression à l'entrée de la buse tel que Yuan et Schnerr (2003) l'ont supposé dans leur dernier modèle (voir section 1.2.2).

Le contrôle de la pression est assuré par une valve de détente (voir Figure 3.1b) qui sert de *bypass* sur le circuit de fluide de refroidissement. Trois pressions sont testées : 60, 80 et 100 psi (413686, 551581 et 689476 Pa). Celles-ci représentent un éventail assez complet de la pression disponible avec les différentes rectifieuses de P&WC qui utilisent des fluides de refroidissement à base d'eau (*water-based coolant*). Pour chacune de ces pressions, 60 photos sont prises afin de s'assurer de la répétabilité des mesures de cohérence du jet. Ensuite, à l'aide d'un logiciel commercial qui permet le traitement d'images (AutoCAD 2005 dans notre cas), le diamètre du jet à la sortie de la buse, D_o , et celui à une distance L de la buse, D_L , est extrait (voir la Figure 3.7). La Figure 3.7 présente un exemple typique de photo prise pour mesurer la cohérence du jet de fluide de refroidissement en plus d'un exemple des mesures effectuées dans AutoCAD 2005.

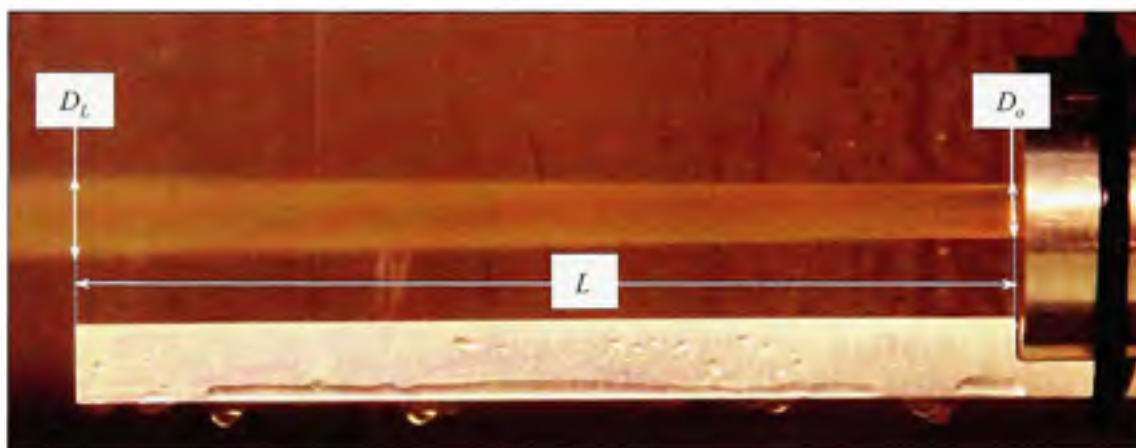


Figure 3.7 Exemple typique de photo prise pour la mesure de la cohérence du jet.

Avec ces deux dimensions, le ratio de décharge C_d est calculé de la façon suivante.

$$C_d = D_L / D_o \quad (3.1)$$

3.1.4 Résultats expérimentaux

À l'aide de la procédure décrite dans la section précédente, la cohérence du jet produit par une buse Webster (voir Figure 3.2) est mesurée avec AutoCAD 2005 pour une distance L de 3, 4.5 et 6 po (76.2, 114.3 et 152.4 mm) à partir de la buse et cela pour chacune des pressions testées. Les Figures 3.8 à 3.10 représentent graphiquement la distribution des résultats expérimentaux (quartiles 1 à 4 et la moyenne) pour chacune des distances L où la cohérence du jet a été mesurée. Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ces graphiques sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.1).

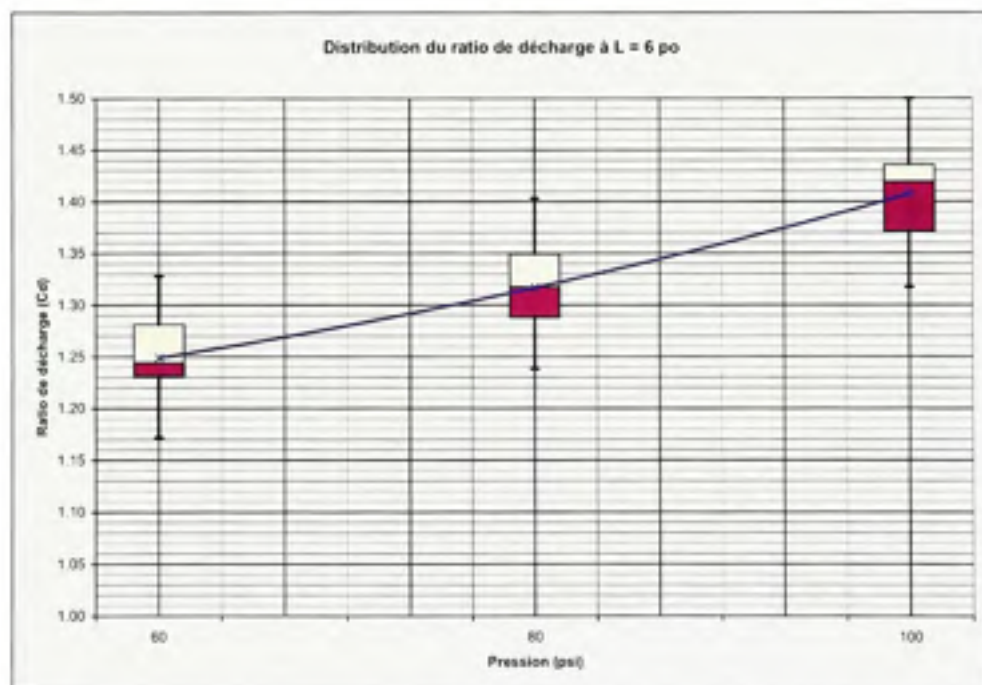


Figure 3.8 Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 6 po.

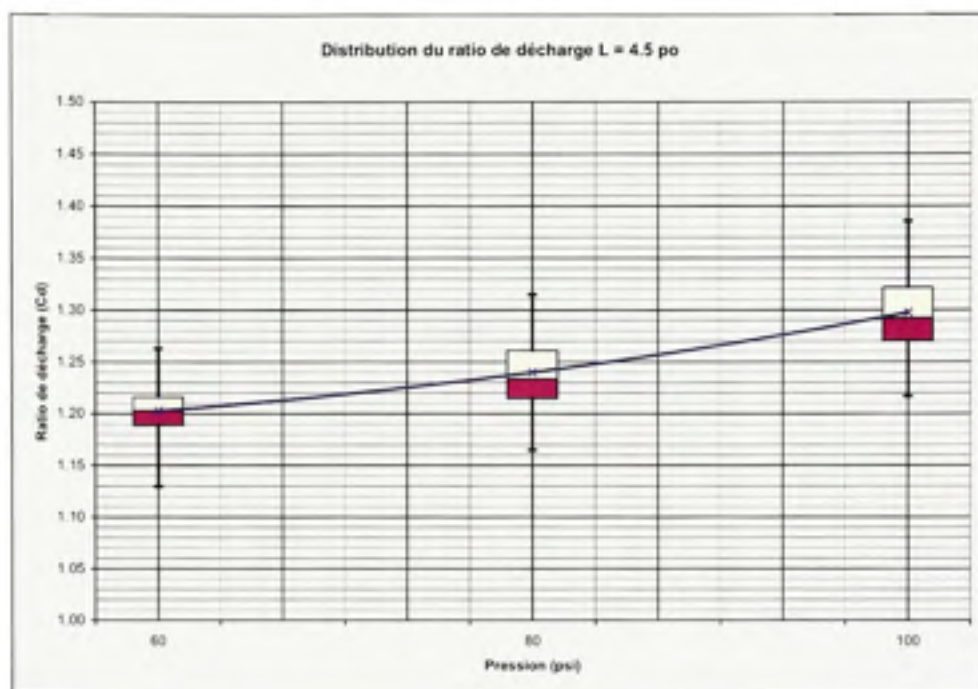


Figure 3.9 *Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 4.5 po.*

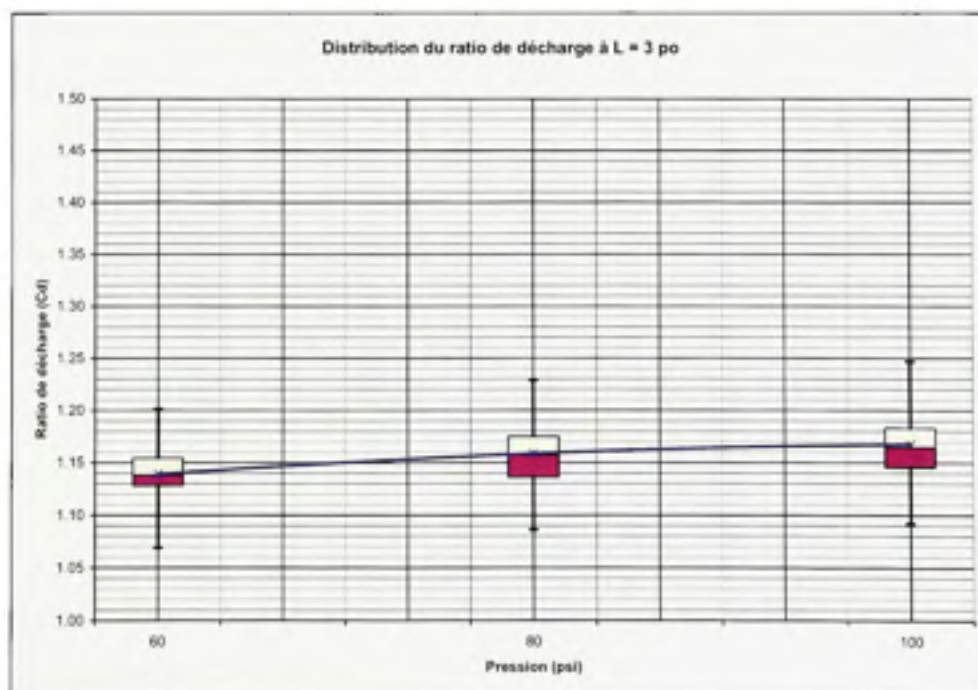


Figure 3.10 *Distribution du ratio de décharge pour une buse Webster à 3 po.*

Ainsi, les Figures 3.8 à 3.10 démontrent bien qu'il y a une ouverture du jet de fluide refroidissement qui se produit en fonction de la distance L et que celle-ci est non négligeable. Cependant, il est intéressant de noter que, pour une distance L de 3 po, la valeur de C_j moyen d'une pression donnée peut être contenue à l'intérieur de l'écart-type de chacune des deux autres pressions à l'étude. Ceci est probablement dû au manque de précision de la méthode de mesure étant donné qu'à une distance de 3 po, la dimension du jet (D_j) est plus faible qu'à une distance de 4.5 ou 6 po. Probablement que l'utilisation d'une caméra photo à plus haute résolution permettrait de régler ce problème.

3.2 Modélisation numérique

Avec les résultats présentés à la section 3.1.4, le travail de modélisation numérique du problème peut donc débuter. Pour ce faire, le logiciel numérique de CFD FLUENT est utilisé (voir CHAPITRE 2). Cependant, avant de débiter le calcul du système complet (intérieur et extérieur de la buse), une analyse de convergence du maillage est réalisée.

3.2.1 Analyse de convergence du maillage pour l'écoulement confiné

L'analyse de convergence du maillage est réalisée afin de s'assurer que les résultats numériques ne dépendent pas de celui-ci. Pour ce faire, trois maillages différents d'une section de l'intérieur de la buse sont réalisés dans GAMBIT. La section considérée débute à l'endroit où le manomètre est fixé sur la section droite (voir Figure 3.3) et se termine à la fin de la buse (voir Figure 3.2), c'est-à-dire où va débiter le jet. Ceci correspond à une distance totale de 2.15 po (54.61 mm). Cependant, étant donné que FLUENT fonctionne par défaut en système métrique, les dimensions des Figure 3.2 et Figure 3.3 ont été converties du système impérial au système métrique avant de débiter le maillage. À partir des différents nœuds de la section du problème (voir Figure 3.11), la section maillée est divisée en quatre zones afin de faciliter la réalisation du maillage de la section intérieure de la buse. La Figure 3.11 présente la section du problème à mailler divisée en quatre zones.

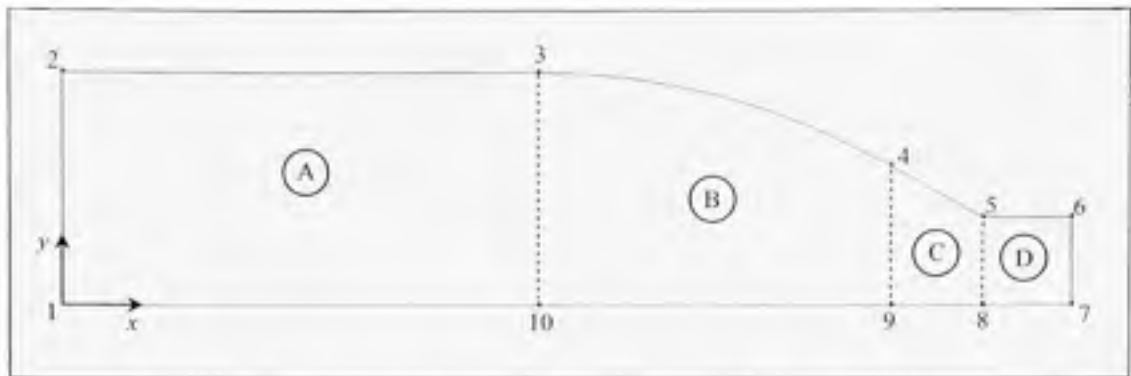


Figure 3.11 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de convergence.

Le nombre de division de chacune des lignes qui font le contour de la section maillée dépend de la zone à maillée. Les trois maillages testés sont les suivants : 30x55, 60x110 et 90x165. Le premier chiffre représente le nombre de divisions verticales (direction y dans la Figure 3.11) et le deuxième le nombre de divisions horizontales (direction x dans la Figure 3.11). Dans la direction verticale les lignes sont divisées uniformément avec un nombre de division de 30, 60 et 90. Dans la direction horizontale, le nombre de division des lignes varie en fonction de la zone maillée. Ainsi, la distribution des divisions varie lorsqu'il y a un changement brusque de section (passage de la zone C à D) et lorsqu'il y a un changement important aux conditions frontières (fin de la zone D). De plus, il faut s'assurer que la première division de part et d'autre de chaque zone soit de taille similaire lors du passage d'une zone à l'autre. Par exemple, au passage de la zone C à la zone D, la première division de part et d'autre du nœud 4 et du nœud 5 doit être de taille similaire (de la même manière pour les nœuds 8 et 9). C'est ce dernier critère qui explique que le ratio de distribution des divisions dans la zone C ne soit pas constant d'un maillage à l'autre (voir Tableau 3.1). Le Tableau 3.1 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones des trois maillages.

Tableau 3.1
Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de convergence

Nombre de divisions							
Direction Y	Zone A, B, C & D (Total)	30		60		90	
Direction X	Zone A	15		30		45	
	Zone B	10		20		30	
	Zone C	10		20		30	
	Zone D	20		40		60	
	Total	55		110		165	
Ratio de distribution des divisions							
Direction Y	Zone A, B, C & D	1		1		1	
Direction X	Zone A	1		1		1	
	Zone B	1		1		1	
	Zone C : Gauche à Droite	0.807		0.84		0.87	
	Zone D : Double - Gauche à Droite	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125

Il est important de noter que la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 3.1. De plus, avant de débiter les calculs, les conditions aux frontières du système doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillé dans GAMBIT. Ces conditions frontières sont les même pour chacun des trois maillages à l'étude. Le Tableau 3.2 liste les types et les emplacements des différentes conditions frontières présent dans la section maillée pour l'analyse de convergence dans FLUENT.

Tableau 3.2
Types et emplacements des conditions frontières
pour l'analyse de convergence dans FLUENT

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6
<i>Pressure Outlet</i>	6-7
<i>Axis</i>	7-8-9-10-1

Ensuite, le maillage est importé dans FLUENT 6.3. Tout d'abord, les propriétés du fluide doivent être définies. Étant donné que le fluide de refroidissement utilisé lors des essais expérimentaux est composé d'un ratio eau/huile de 70 pour 1, les propriétés de ce fluide sont considérées comme étant les mêmes que l'eau pure à 20°C (température des essais). Les propriétés de l'eau entrée dans FLUENT (masse volumique et viscosité dynamique) sont celles calculées par le logiciel *StmProps* 1.1.3 de G&P Engineering Software pour une température de 20°C à et à 101.325 kPa. La Figure 3.12 présente les propriétés de l'eau pure calculée par *StmProps* 1.1.3.



Figure 3.12 Propriétés de l'eau pure liquide calculée par le logiciel *StmProps* 1.1.3.

Par la suite, les conditions d'entrée (*Pressure Inlet*) et de sortie (*Pressure Outlet*) de la section maillée doivent être définies. Ces conditions sont celles de pression et de turbulence, c'est-à-dire l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ϵ . Étant donné qu'il s'agit d'une étude de convergence, une seule pression d'entrée a été choisie. Celle-ci correspond à la pression médiane de la plage de pression à l'étude, c'est-à-dire 80

psi (551581 Pa). Ainsi, les calculs numériques sont réalisés en pression relative. Pour déterminer les deux paramètres de turbulence à l'entrée, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée en vitesse moyenne avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse et l'équation (1.8), l'énergie cinétique de turbulence est calculée. Finalement, le taux de dissipation turbulent est déterminé à partir de l'énergie cinétique de turbulence et du diamètre d'entrée en utilisant l'équation (2.20). Pour les conditions à la sortie : la pression est fixée à 0 psi (0 Pa) étant donné que les calculs sont réalisés en pression relative et que la sortie est à la pression ambiante, et les deux paramètres de turbulence sont arbitrairement fixés à 0.001 (voir Tableau 3.3). Le Tableau 3.3 liste les différentes valeurs de conditions frontières à l'entrée et à la sortie de la section maillée.

Tableau 3.3
Conditions aux frontières pour l'analyse de convergence

Position	Entrée
Pression P_i (Pa)	551581
Vitesse moyenne V_i (m/s)	4.629
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	0.0129
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	0.0574
Position	Sortie
Pression P_o (Pa)	0
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	0.001
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	0.001

Une fois les conditions aux frontières entrées dans FLUENT, il ne reste qu'à faire solutionner le problème. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE 1. Celle-ci doit être reprise pour chacun des autres maillages à l'étude. Le critère de convergence fixé pour cette analyse consiste à obtenir un plateau stable inférieur à $10e-3$ pour chacune des différentes équations résolues par FLUENT. Le Tableau 3.4 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenus une fois les résultats convergés.

Tableau 3.4
Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Maillage	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Nombre d'itérations / élément	Résidu maximal	Temps de calcul relatif
30x55	1650	20000	12.121	9.50e-15	1x
60x110	6600	100000	15.152	1.54e-14	3x
90x165	14850	265000	17.845	1.90e-14	8x

Tel qu'anticipé, plus le nombre d'éléments est élevé, plus le nombre d'itérations requis pour atteindre la convergence des résultats est élevé. Évidemment, plus le nombre d'éléments augmente, plus le temps de calcul augmente. Ainsi, résoudre le maillage 60x110 prend le triple du temps nécessaire à la résolution du 30x55. Quant à la résolution du 90x165, elle prend huit fois plus de temps que celle du 30x55. De plus, il est aussi important de noter que les trois maillages ont convergés à un niveau inférieur à $10e-3$.

Afin de comparer utilement les trois maillages à l'étude, le profil de vitesse et la vitesse moyenne de l'écoulement à la sortie sont choisis comme critères de comparaison. Ces deux éléments ont été choisis à cause de leur importance du point de vue usinage. Ainsi, tel que vu à la section 1.1.1, il est important de s'assurer que la vitesse moyenne du fluide de refroidissement à la sortie de la buse corresponde à la vitesse tangentielle de la meule. Comme la Figure 3.13 l'illustre, le profil de vitesse à la sortie de la buse du maillage 30x55 surestime la vitesse à la sortie de la buse comparativement au deux autres maillages. En effet, il est possible de voir sur cette figure que le profil de vitesse du maillage 60x110 se confond pratiquement avec celle du maillage 90x165. Cette surestimation du profil de vitesse en sortie va causer une augmentation non-négligeable de la vitesse moyenne de sortie de la buse. La Figure 3.13 présente les profils de vitesse obtenue à la sortie du maillage pour chacun de ces trois maillages.

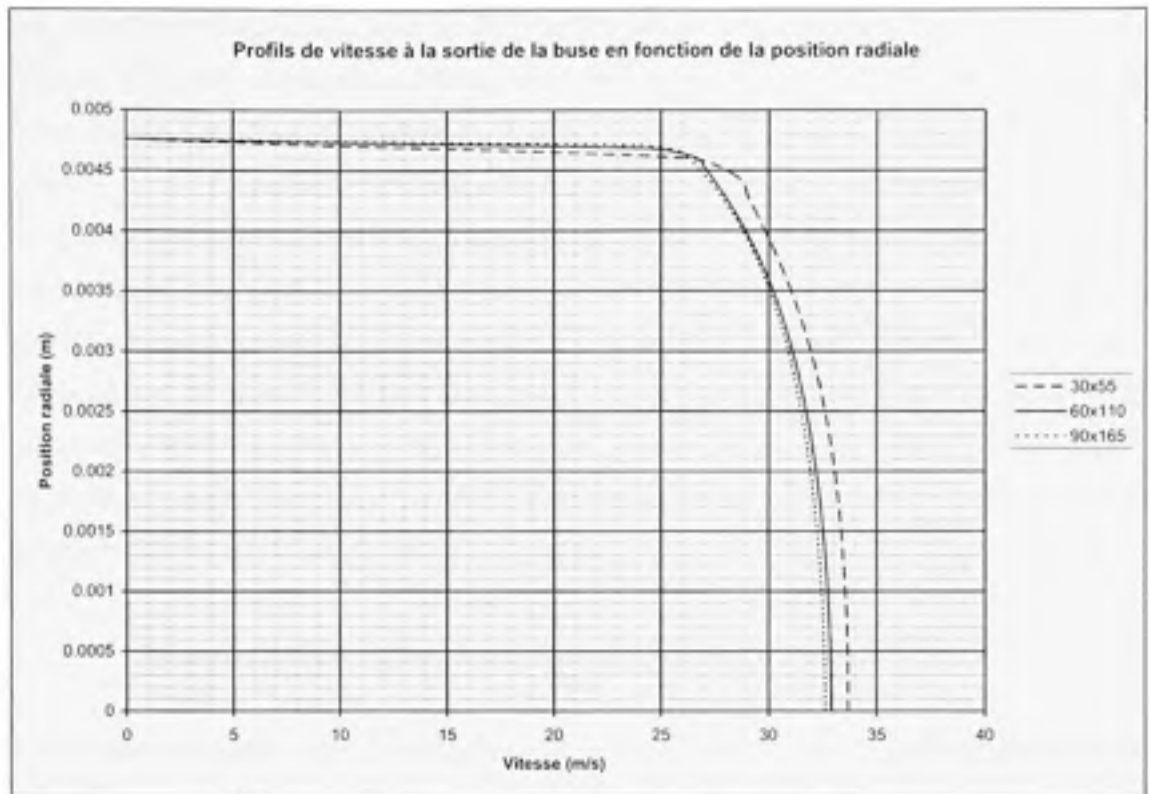


Figure 3.13 Profils de vitesse à la sortie de la buse des différents maillages à l'étude.

Ensuite, la valeur moyenne de la vitesse à la sortie de la buse est extraite directement à l'aide de l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT. Le Tableau 3.5 présente la vitesse moyenne de sortie des trois maillages à l'étude.

Tableau 3.5

Vitesse moyenne de sortie et pourcentage d'écart des différents maillages pour l'analyse de convergence

Maillage	Vitesse moyenne de sortie V_o (m/s)	%Écart de V_o par rapport à 90x165
30x55	30.041	1.55%
60x110	29.623	0.16%
90x165	29.575	0%

Tel qu'anticipé à partir de l'analyse du profil de vitesse du maillage 30x55, la plus faible quantité d'élément du maillage 30x55 cause une surestimation de la vitesse moyenne de sortie de plus de 1.5% par rapport au maillage 90x165. Cependant, il est tout de même possible d'obtenir une bonne précision avec une quantité inférieure d'éléments, c'est-à-dire avec le maillage 60x110. Ainsi, ce dernier qui compte 2.25 fois moins d'éléments que le 90x165, permet de prédire une vitesse moyenne de sortie presque identique à celle du 90x165 (surestimation de 0.16%). Cette surestimation est considérée comme acceptable étant donnée l'imprécision de mesure reliée à la lecture de la pression à l'entrée de la buse avec le manomètre WIKA qui est de $\pm 1\%$. Le maillage sélectionné comme « point de départ » pour le modèle axisymétrique aux sections suivantes est donc le 60x110. La résolution du maillage 60x110 est beaucoup plus rapide que le 90x165 et ce avec une précision similaire.

3.2.2 Analyse de l'écoulement complet (écoulement confiné et jet)

L'écoulement complet consiste à simuler simultanément l'écoulement de fluide à l'intérieur de la buse (écoulement confiné) ainsi que le jet que celle-ci produit. Pour développer le modèle d'analyse de l'écoulement complet, le maillage 60x110 est utilisé comme point de départ. Ainsi, exactement le même nombre de divisions et de ratio de distribution de divisions est utilisé pour l'intérieur de la buse. Il reste donc que la région du jet à mailler. Le maillage est toujours réalisé avec GAMBIT et la section maillée débute à l'endroit où le manomètre est fixé sur la section droite (voir Figure 3.3) et se termine à une distance de 6 po (152.4 mm) à partir de la fin de la buse (voir Figure 3.2). Cette distance de 6 po correspond à la distance maximale à laquelle l'ouverture du jet a été mesurée lors des essais expérimentaux (voir section 3.1). À partir des différents nœuds de la section du problème (voir Figure 3.14), la section maillée est divisée en sept zones afin de faciliter la réalisation du maillage de l'écoulement complet. La Figure 3.14 présente la section à mailler divisée en sept zones.

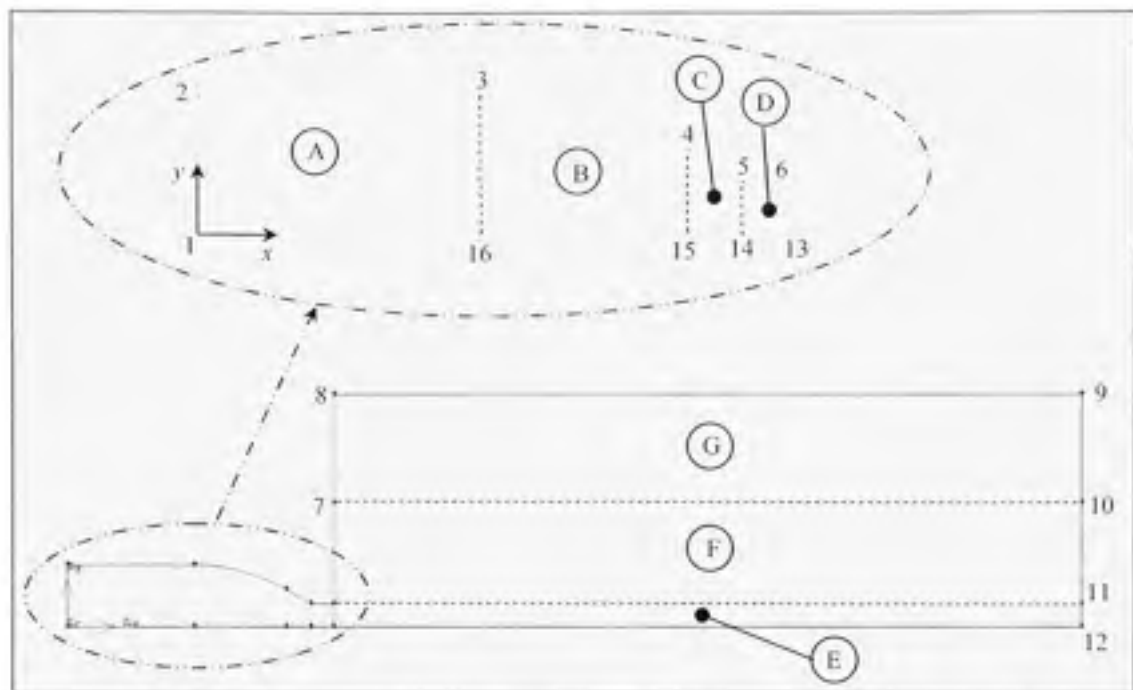


Figure 3.14 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse complète de l'écoulement.

Dans la direction vertical (direction y dans la Figure 3.14), les nœuds 7 et 10 correspondent à la fin de la buse dans cette direction, soit 1 po (voir Figure 3.2), et les nœuds 8 et 9 sont arbitrairement fixés à une distance de 10 fois le rayon de sortie de la buse R_o , soit 1.875 po. Tout comme pour l'analyse précédente de convergence du maillage, le nombre de division de chacune des lignes faisant le contour de la section maillée dépend de la zone à mailler. Le nombre et le ratio de distribution dans les zone A, B, C et D reste les mêmes que ceux pour le maillage 60x110. Les trois zones supplémentaires sont maillées de façon à respecter différents critères. Tout d'abord, dans la direction y de la zone E : le nombre de divisions est identique à celui de la zone D afin de ne pas avoir de discontinuité entre les éléments. Dans la zone F et G, le nombre de divisions est réparti afin que la taille de la première division de part et d'autre des nœuds 6 et 11 soit similaire et que la taille de la première division des nœuds 7 et 10, côté G, soit deux fois plus grande que celle du côté F. Ainsi, beaucoup d'éléments seront présent dans la zone F comparativement à la zone G. Ceci est acceptable

pour la plage de pression à l'étude (60 à 100 psi), car, selon les résultats expérimentaux, l'ouverture du jet est limitée à la zone F. Finalement, dans la direction x des zones E, F et G, le nombre de divisions est fixé au double de la somme des zone F et G en direction y . La répartition des divisions dans la direction x est quant à elle fixée de façon à ce que la taille de la première division de part et d'autre des nœuds 6 et 13 (par le fait même 7 et 8) soit similaire. Le Tableau 3.6 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones du maillage de l'écoulement complet.

Tableau 3.6
Nombre et ratio de distribution des divisions pour la simulation
de l'écoulement complet

Nombre de divisions			
Direction Y	Zone A, B, C, D & E	60	
	Zone F	100	
	Zone G	20	
	Total	180	
Direction X	Zone A	30	
	Zone B	20	
	Zone C	20	
	Zone D	40	
	Zone E, F & G	240	
	Total	350	
Ratio de distribution des divisions			
Direction Y	Zone A, B, C, D & E	1	
	Zone F : Bas au Haut	1.015	
	Zone G	1	
Direction X	Zone A	1	
	Zone B	1	
	Zone C : Gauche à Droite	0.84	
	Zone D : Double - Gauche à Droite	1.125	1.125
	Zone E, F & G : Double - Gauche à Droite	1.029	1

Comme le Tableau 3.6 l'indique, lorsque tous les critères sont respectés, le maillage final a une dimension de 180x350. Le premier chiffre représente le nombre de divisions verticales (direction y dans la Figure 3.14) et le deuxième le nombre de divisions horizontales

(direction Gx dans la Figure 3.14). Tout comme l'analyse de convergence, la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite tel qu'indiqué dans le Tableau 3.6. Ensuite, avant de débiter les calculs, des conditions aux frontières doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée. Le Tableau 3.7 liste les types et les emplacements des différentes conditions frontières présentent dans la section maillée.

Tableau 3.7
Types et emplacements des conditions frontières
pour la simulation de l'écoulement complet dans FLUENT

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6-7
<i>Pressure Inlet</i>	7-8
<i>Wall</i>	8-9
<i>Pressure Outlet</i>	9-10-11-12
<i>Axis</i>	1-16-15-14-13-12

Une fois terminé, le maillage est importé dans FLUENT et les propriétés des fluides doivent être définies. On suppose toujours que le fluide de refroidissement a les mêmes propriétés que l'eau pure à 20°C et à une pression de 101.325 kPa. En se basant sur les travaux de Yuan et Schnerr (2003) sur la cavitation à l'intérieur des injecteurs de diesel, il serait normal de définir trois phases différentes pour ce modèle : eau liquide, eau vapeur et air. Cependant, le modèle de cavitation de FLUENT ne fonctionne seulement que pour un même fluide en phases liquide et vapeur. Ainsi, la seule façon de simuler l'écoulement complet avec FLUENT, est de considérer que le jet d'eau liquide entre dans de l'eau sous forme de vapeur une fois sortie de la buse au lieu de l'air. Néanmoins, les tentatives réalisées afin de résoudre le modèle de cette façon n'ont données aucun résultat car plusieurs équations dévergaient et tendaient vers l'infini ce qui est donc impossible à résoudre. Par conséquent, seulement deux fluides sont utilisés pour le modèle de l'écoulement complet, c'est-à-dire de l'eau liquide et de l'air. Ceci implique que des corrections, pour combler l'absence de la cavitation dans le modèle, devront être appliquées aux résultats du modèle de l'écoulement complet afin que ceux-ci correspondent aux résultats expérimentaux. Les propriétés de l'eau défini dans

FLUENT (masse volumique et viscosité dynamique) sont les mêmes que celle présentée à la Figure 3.12. Pour l'air, les propriétés définies dans le livre de Munson, Young et Okiishi (2002) sont utilisées. Le Tableau 3.8 présente les propriétés de l'air à 20°C et à 101.325 kPa

Tableau 3.8
Propriétés de l'air à 20°C et à 101.325 kPa

Propriétés	Valeur
Masse volumique (kg/m^3)	1.204
Viscosité dynamique ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)	1.82e-5

Par la suite, les différentes conditions aux frontières du système pour chacune des trois pressions à l'étude doivent être définies. Premièrement, l'entrée en pression des nœuds 1 à 2 est à pression constante et seulement de l'eau passe par cette entrée (voir Figure 3.14). Les différents paramètres liés à cette condition (pression, énergie cinétique de turbulence et taux de dissipation turbulent) sont fixés en fonction du cas étudié (voir Tableau 3.9). Ainsi, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée P_i en vitesse moyenne V_i à l'aide de l'équation (1.3). Ensuite avec cette vitesse moyenne, les équations (1.8) et (2.19) permettent de déterminer l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ε respectivement. Deuxièmement, l'entrée en pression qui va des nœuds 7 à 8 est elle aussi à pression constante et seulement de l'air passe par cette entrée (voir Figure 3.14). Troisièmement, les contraintes de cisaillement de la paroi qui va des nœuds 8 à 9 sont nulles. Ces deux dernières conditions frontières permettent de simuler les conditions d'air ambiantes. Finalement, les nœuds 9 à 12 sont une condition de sortie de pression qui est à pression constante nulle et par laquelle sort le mélange eau-air. La pression est nulle car les calculs sont effectués en pression relative. À noter que les conditions de turbulence de l'entrée d'air et de la sortie mixte sont arbitrairement fixées à 0.001 (voir Tableau 3.9). Les conditions aux frontières de chacune des entrées et sorties du système sont présentées dans le Tableau 3.9 en fonction des différents cas à l'étude.

Tableau 3.9

Conditions aux frontières pour la simulation de l'écoulement complet

Cas	60 psi			80 psi			100 psi		
	Entrée (i)		Sortie (o)	Entrée (i)		Sortie (o)	Entrée (i)		Sortie (o)
	Eau	Air	Mixte	Eau	Air	Mixte	Eau	Air	Mixte
P (Pa)	413686	0	0	551581	0	0	689476	0	0
V (m/s)	4.009	-	-	4.629	-	-	5.176	-	-
k (m ² /s ²)	9.644e-3	0.001	0.001	1.286e-2	0.001	0.001	1.607e-2	0.001	0.001
ε (m ² /s ³)	3.729e-2	0.001	0.001	5.741e-2	0.001	0.001	8.023e-2	0.001	0.001

Une fois les conditions aux frontières définies dans FLUENT, le problème est solutionné. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE I. Celle-ci doit être reprise pour chacune des autres pressions à l'étude. Comme pour l'analyse de convergence (voir section 3.2.1), le critère de convergence consiste à obtenir un plateau stable inférieur à 10e-3 pour les différentes équations résolues par FLUENT, c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ε) et de mélange (*Mixture*, voir section 2.3.1). Le Tableau 3.10 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenu une fois les résultats ayant convergés.

Tableau 3.10

Résidus maximaux de différentes pressions à l'étude
pour la simulation de l'écoulement complet

Pression (psi)	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Résidu maximal
60	49800	70000	2.55e-4
80	49800	70000	4.06e-4
100	49800	70000	1.57e-4

Comme le Tableau 3.10 l'indique, les différents résidus maximaux des trois cas à l'étude convergent en dessous de la limite fixée de 10e-3. De plus, contrairement à l'analyse de convergence, les résidus dans le cas d'un écoulement complet n'affichent pas de plateau

stable. Cependant, ces derniers affichent plutôt un comportement cyclique qui reste en tout temps inférieur à la limite de $10e-3$. Ainsi, les résultats de ces calculs sont considérés comme étant « acceptables ». La Figure 3.15 présente le comportement cyclique illustré par les résidus des différentes équations résolues.

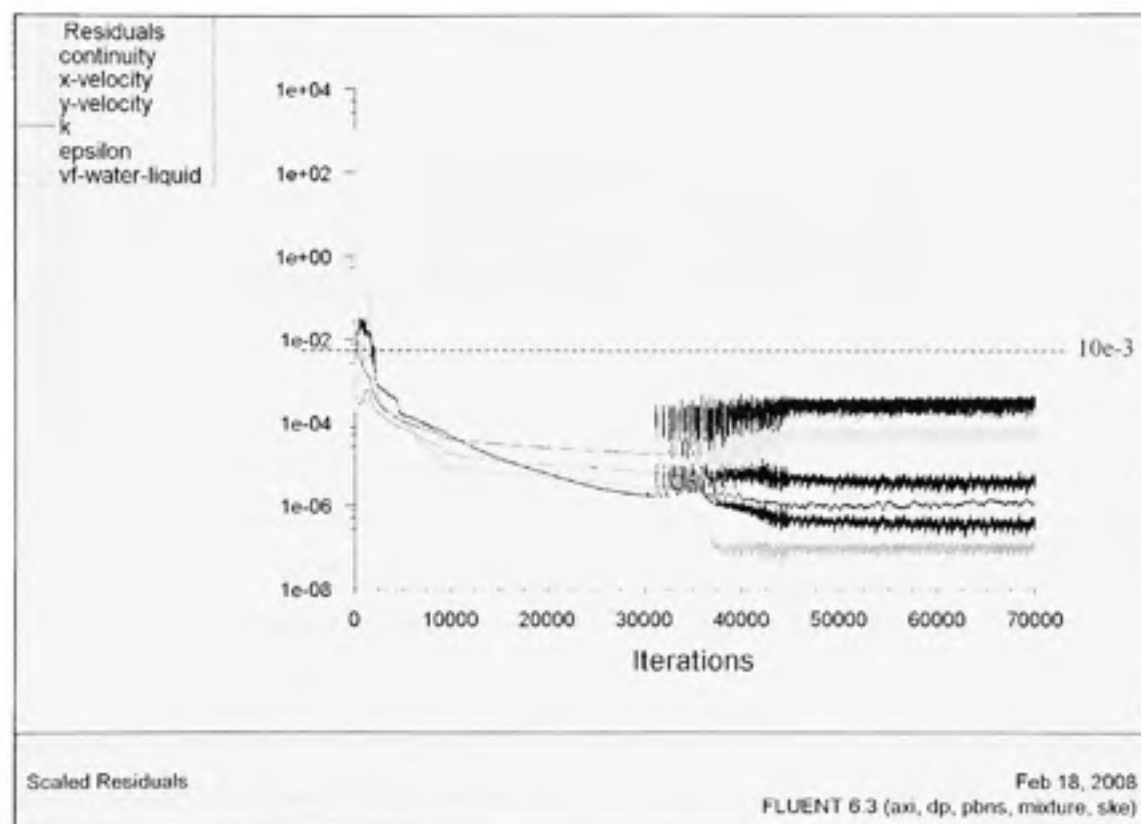


Figure 3.15 Résidus mis à l'échelle pour une pression de 80 psi lors de la simulation de l'écoulement complet.

3.3 Comparaison des résultats

La méthode originellement anticipée pour prédire l'ouverture du jet consiste à déterminer, pour une distance donnée de la buse, quel ratio du mélange eau-air prédit par le modèle numérique correspond à l'ouverture réelle du jet observé lors des essais expérimentaux. Cependant, ceci c'est avéré impossible comme l'illustre la Figure 3.16.

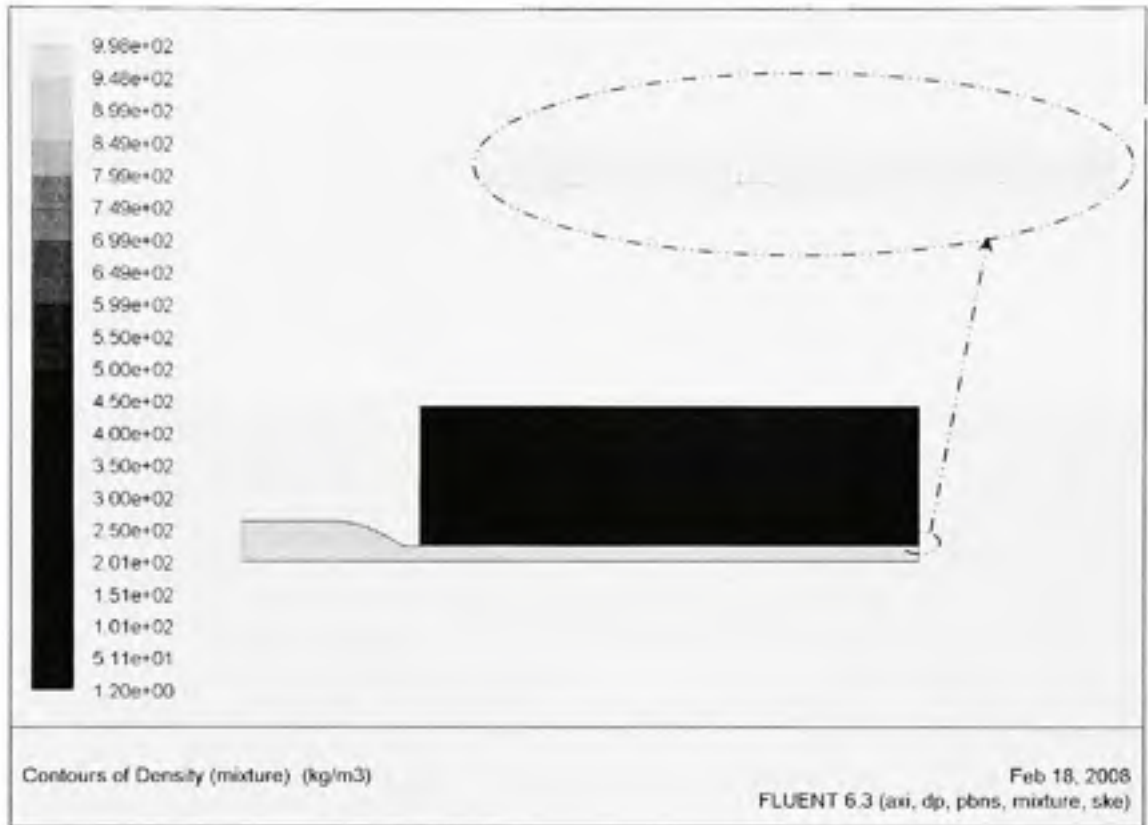


Figure 3.16 *Contours de masse volumique du système pour une pression de 80 psi.*

En effet, on peut voir sur la Figure 3.16, le mélange entre les deux phases est strictement limité aux deux rangés de cellules qui se situe de chaque côté du rayon de sortie de la buse. Afin de vérifier que ce problème n'est pas causé par le modèle multiphasique utilisé, c'est-à-dire de *Mixture*, le même cas a été solutionné à l'aide du modèle multi-phases VOF. Cette vérification à l'aide du modèle VOF a donné essentiellement les mêmes résultats (voir ANNEXE II). Ceci est probablement dû au fait que l'entrée du système, c'est-à-dire la direction du profil de vitesse, est purement horizontale. Ce problème pourrait possiblement être évité avec l'utilisation d'un modèle de cavitation qui introduirait des composantes verticales dans les profils de vitesses qui composent l'écoulement du système complet. Toutefois, ceci n'est pas possible avec FLUENT, car il ne permet de simuler la cavitation que pour les phases liquide et vapeur d'un même fluide. Étant donné qu'aucune ouverture du jet

n'est visible à partir des contours de masse volumique (voir Figure 3.16), une autre approche est nécessaire.

En étudiant les résultats numériques, il a été remarqué que l'évolution du champ de vitesses (voir Figure 3.17), qui compose le jet, affiche un comportement assez similaire à l'ouverture du jet observée expérimentalement (voir Figure 3.7). La Figure 3.17 présente cette évolution du champ de vitesses sous la forme d'iso-contours.

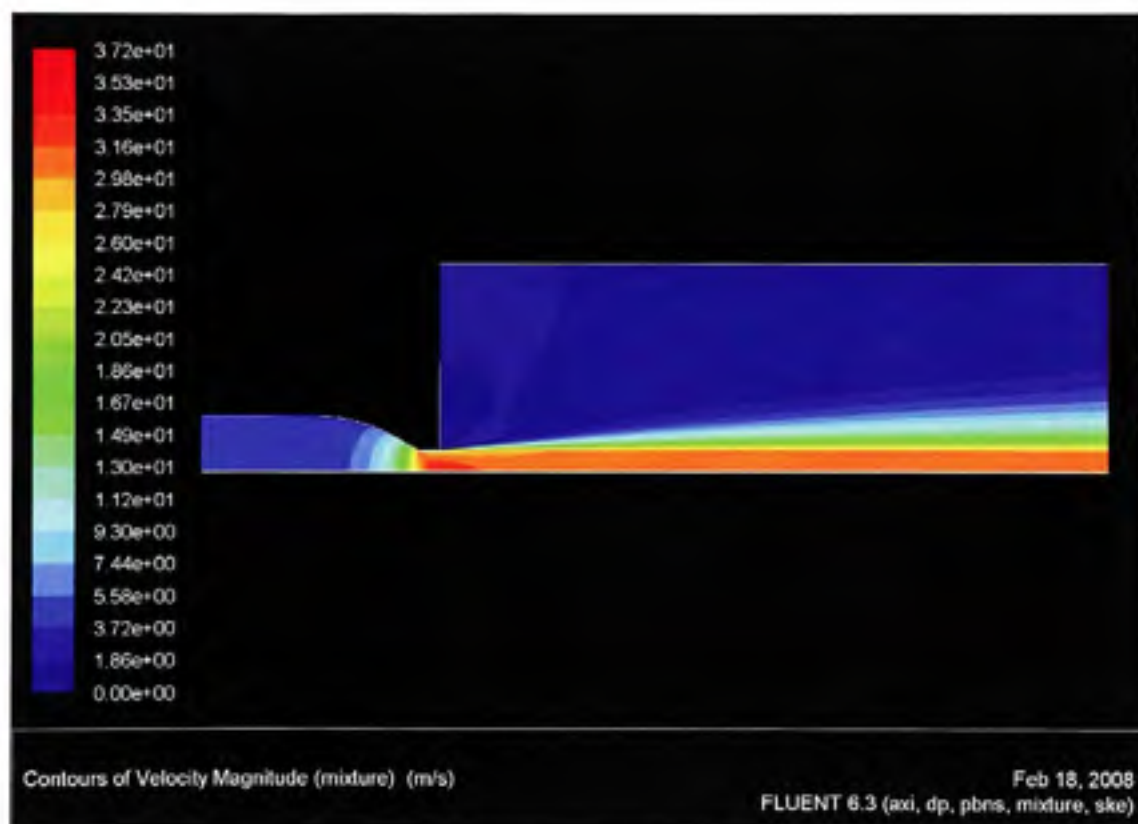


Figure 3.17 Iso-Contours des modules de vitesse du système pour une pression de 80 psi.

Ce champ de vitesse peut être décomposé en profil de vitesse en effectuant une coupe des iso-contours qui le compose à une distance L donnée. Par exemple, à partir des résultats de la Figure 3.17, il est possible d'extraire de ceux-ci les profils de vitesse à chacune des trois distances à l'étude, soit 3, 4.5 et 6 po. Le résultat obtenu est illustré par la Figure 3.18.

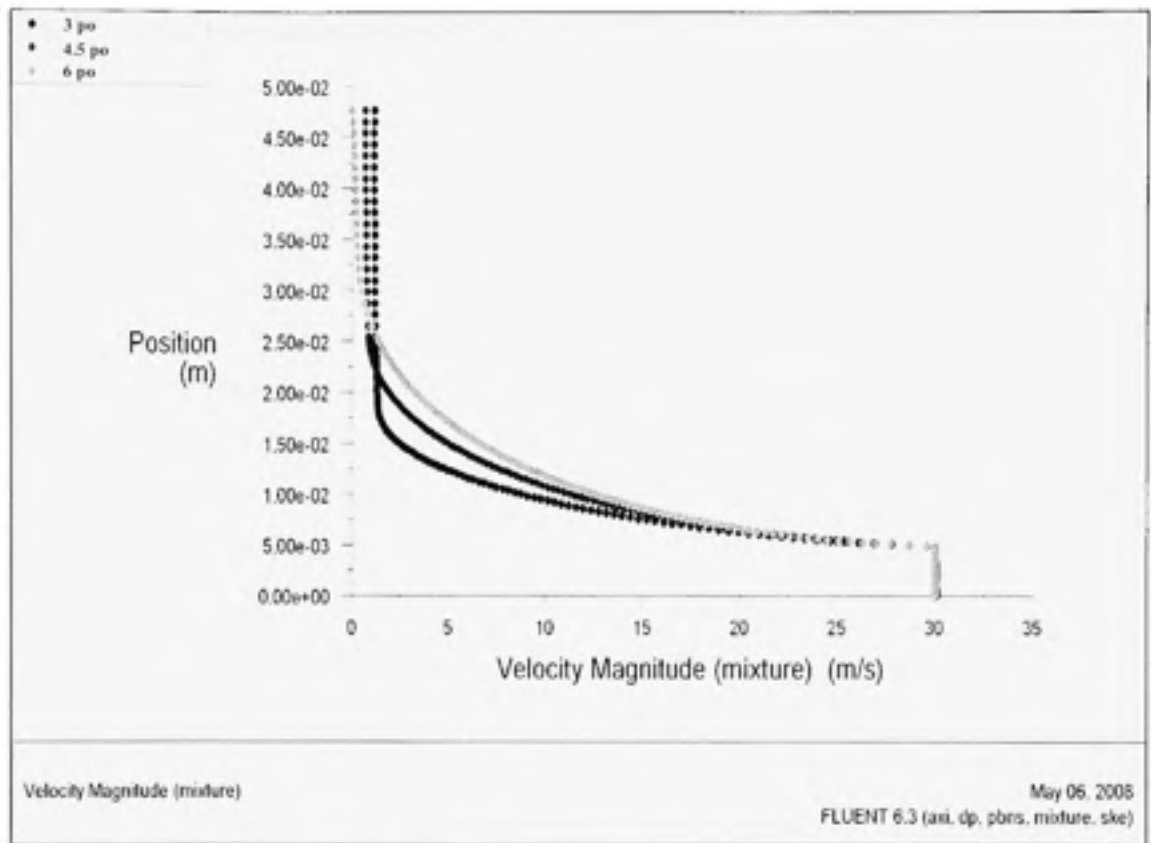


Figure 3.18 *Profils de vitesse des trois distances à l'étude (3, 4.5 & 6 po) pour une pression de 80 psi.*

Ainsi, comme la Figure 3.18 le montre, le profil de vitesse s'ouvre de plus en plus lorsque l'on s'éloigne de la buse. En se basant sur ce comportement, une nouvelle méthode qui exploite l'ouverture du profil de vitesse pour prédire l'ouverture du jet de la buse est développée. Cette méthode consiste à élaborer un modèle semi-empirique qui va permettre de convertir les résultats numériques de FLUENT en une estimation précise de l'ouverture physique tel qu'observée expérimentalement. Le développement et la validation de ce modèle sont présentés dans les sections qui suivent.

3.3.1 Développement du modèle semi-empirique de prédiction de l'ouverture du jet

L'hypothèse de base derrière le développement du modèle semi-empirique est que l'ouverture du profil de vitesse en fonction de la distance à partir de la buse, L , va dépendre de la géométrie intérieure de la buse. Ainsi, si la géométrie intérieure de la buse change, l'ouverture du profil de vitesse à une distance L obtenue avec FLUENT pour cette buse va aussi changer en conséquence. Donc, ce modèle doit permettre de relier efficacement les résultats numériques aux résultats expérimentaux. Toutefois, le passage du diamètre d'entrée D_i au diamètre de sortie D_o , doit être fait de façon progressive. Pour développer le modèle, l'analyse dimensionnelle est utilisée. Le problème ainsi que les différents paramètres considérés pour l'analyser sont schématisés dans la Figure 3.19.

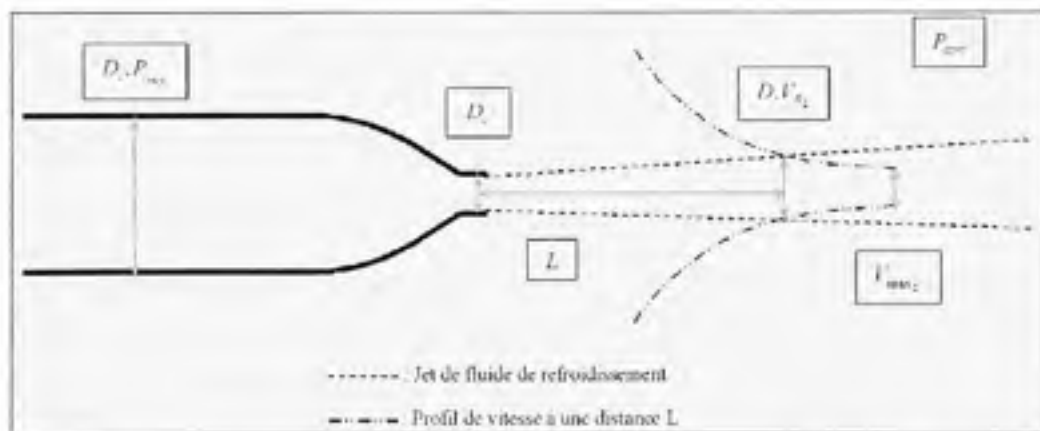


Figure 3.19 Schéma pour l'analyse dimensionnelle utilisée pour corréler les profils de vitesse avec les résultats expérimentaux.

Dans la Figure 3.19 : P_{moy} représente la pression moyenne à l'entrée de la buse, P_{atm} la pression atmosphérique, D_i le diamètre à l'entrée de la buse, D_o le diamètre de sortie de la buse, L la distance à laquelle la cohérence du jet est demandée, D le diamètre du jet mesuré expérimentalement à la distance L , $V_{max,L}$ la vitesse maximale du jet qui provient de la simulation numérique (moyenne de la partie droite du profil de vitesse) et V_R la vitesse à

laquelle correspond l'ouverture du jet, D . On désire alors trouver une fonction qui permet de déterminer la vitesse V_{R_i} à laquelle correspond l'ouverture du jet D observée expérimentalement. Donc, à partir des différents paramètres précédents, cette fonction recherchée s'écrit de manière générale, de la façon suivante.

$$V_{R_i} = fct(D_i, P_{i_{max}}, P_{atm}, D_o, L, V_{max_i}) \quad (3.2)$$

À partir de la fonction de V_{R_i} , le théorème de Π de Buckingham (Munson, Young et Okiishi, 2002) est utilisé pour déterminer les différents coefficients adimensionnels qui permettent de lier les paramètres entre eux. On obtient alors l'équation suivante.

$$\frac{V_{R_i}}{V_{max_i}} = fct\left(\frac{D_i}{D_o}, \frac{P_{i_{max}}}{P_{atm}}, \frac{L}{D_o}\right) \quad (3.3)$$

Cependant, étant donné que les cas étudiés pour développer le modèle semi-empirique ne varient qu'en fonction de la pression et non du ratio de contraction (C_c), le terme $D_i/D_o = cte$ est ignoré. Ensuite, les calculs numériques étant réalisés en termes de rayon, les différents diamètres de l'équation (3.3) sont remplacés par des rayons. De plus, étant donné que l'on utilise la pression atmosphérique, P_{atm} , la pression moyenne à l'entrée doit être convertie en pression absolue. Après ces modifications, on obtient l'équation suivante.

$$\frac{V_{R_i}}{V_{max_i}} = fct\left(\frac{P_{i_{max}} + P_{atm}}{P_{atm}}, \frac{L}{R_o}\right) \quad (3.4)$$

Par la suite, l'étape suivante consiste à déterminer la forme de la fonction qui relie les différents coefficients adimensionnels entre-eux. Pour déterminer la forme de la fonction recherchée, il n'y a pas de démarche préétablie. Ainsi, quelques essais doivent être faits avant de trouver la forme « idéale ». Dans le cas de cette recherche, on a émis l'hypothèse, qu'avec les bons paramètres h , la somme des trois différents coefficients adimensionnels est égale à une constante, H . Cette hypothèse provient de l'analyse de la variation des résultats

expérimentaux (voir section 3.1.4). Ainsi, la fonction recherchée prend alors la forme suivante avec l'ajout de ces coefficients et exposants (h) et de la constante H qui doivent être déterminés.

$$H = h_1 \left(\frac{V_{R_j}}{V_{max_i}} \right)^{h_2} + h_3 \left(\frac{P_{i_{avg}} + P_{i_{max}}}{P_{i_{max}}} \right)^{h_4} + h_5 \left(\frac{L}{R_o} \right)^{h_6} \quad (3.5)$$

Dans l'équation (3.5), les coefficients multiplicateurs sont représentés par les h pairs et les exposants par les h impairs. Étant donné que l'on cherche un H constant, la variation de celui-ci, entre chacun des ratios de décharge C_d (voir la section 3.1.4), doit donc être minimisée. Cette minimisation de la fluctuation de H se fait par le choix des différents h . Quant à eux, les différents ratios de décharge C_d déterminés expérimentalement servent de point de contrôle à l'élaboration du modèle semi-empirique. En tout, neuf points de contrôle sont disponibles. Ceux-ci proviennent de la somme des trois mesures d'ouverture de jet ($L = 3, 4.5, 6$ po) réalisées pour chacune des trois pressions à l'étude ($P_{i_{max}} = 60, 80, 100$ psi).

Pour déterminer les h , on doit d'abord extraire des résultats numériques (voir Tableau 3.11), qui proviennent des trois simulations (60, 80, 100 psi), les profils de pression à l'entrée de la buse (essentiellement constants, car appliqué de cette façon dans FLUENT – voir section 3.3.2) ainsi que les profils de vitesse obtenus à chacune des trois distances où l'ouverture du jet a été mesurée expérimentalement. À partir des profils de pression, les pressions moyennes à l'entrée $P_{i_{avg}}$ sont déterminées. Des profils de vitesse, les vitesses maximales du jet V_{max_i} sont déterminées. Ensuite, pour chacune des ouvertures de jet R/R_o (points de contrôle), les vitesses V_{R_j} auxquelles elles correspondent sont déterminées à partir des ces mêmes profils de vitesse. Par exemple, l'ouverture moyenne du jet à 80 psi et à une distance de 6 po de la buse est de $C_d = 1.3168$ (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.1). Cette ouverture correspond à un rayon R de 6.271mm ($R = 1.3168 * R_o$). À partir du profil de vitesse obtenu à une distance de 6 po de la buse pour une pression de 80 psi, on détermine la vitesse qui se

situé à un rayon de 6.271mm, c'est-à-dire V_{R_L} . Cependant, étant donné que chaque point du profil de vitesse correspond à la vitesse calculée à un nœud du maillage, il est fort probable qu'aucune vitesse ne corresponde directement au rayon R . La Figure 3.20 illustre ce problème.

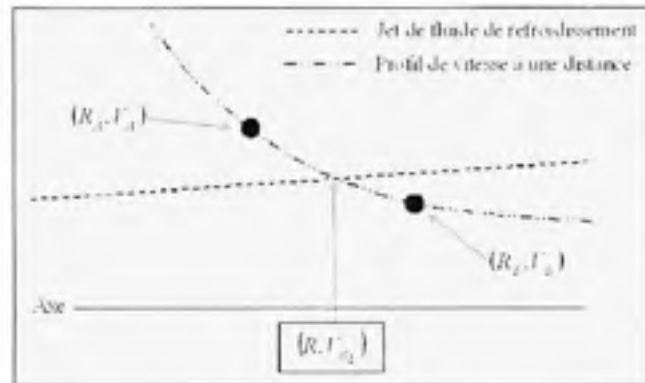


Figure 3.20 Schéma d'un cas où l'interpolation est nécessaire pour déterminer V_{R_L} .

Dans ce cas, V_{R_L} est déterminée à l'aide d'une interpolation linéaire entre les deux vitesses les plus proches. Ainsi V_{R_L} peut être calculée à l'aide de l'équation d'interpolation linéaire suivante.

$$V_{R_L} = V_B + (V_A - V_B) \frac{(R - R_B)}{(R_A - R_B)} \quad (3.6)$$

Donc, à partir de toutes ces informations nécessaires au calcul de chacun des neuf points de contrôle $(R_o, L, P_{atm}, P_{i_{max}}, V_{max_L}, V_{R_L})$, la sélection des h nécessaires pour minimiser la fluctuation de H est effectuée. Cette sélection est essentiellement réalisée par un processus itératif. D'abord, les exposants sont fixés à 1 pour étudier seulement le comportement des coefficients multiplicateur. Le coefficient h_1 est sélectionné de façon à minimiser l'écart entre les H calculés pour les différents points de contrôle. h_1 étant fixé, le même processus est effectué avec h_2 et ensuite h_3 . Lorsque les trois coefficients multiplicateurs sont fixés,

h_1 est révisé afin de s'assurer qu'il minimise toujours la variation de H et ainsi de suite pour h_3 et h_5 . Par la suite, la sélection des exposants est effectuée. h_2 est choisi de façon à minimiser l'écart entre les H calculés pour les différents points de contrôle. Ayant fixé h_2 , le même processus est effectué avec h_4 et ensuite h_6 . Lorsque les trois exposants sont fixés, h_2 est révisé afin de s'assurer qu'il minimise toujours la variation de H et ainsi de suite pour h_4 et ensuite h_6 . Ce processus a permis d'obtenir les coefficients multiplicateurs et exposants suivants :

$$h_1 = 1.031, h_2 = 0.89, h_3 = 0.033, h_4 = 0.89, h_5 = 0.00607, h_6 = 1.01.$$

Avec ces résultats, la valeur moyenne obtenue pour H , \bar{H} , est alors de 1.12. Le Tableau 3.11 présente les différents résultats numériques nécessaires à l'élaboration de modèle semi-empirique.

Tableau 3.11

Résultats des simulations nécessaires à l'élaboration du modèle semi-empirique

Cas	$P_{i\text{ moy}}$ (Pa)	L		V_{max_1} (m/s)	$C_d \text{ exp.}$	$R \text{ exp.}$ (m)	V_{R_1} (m/s)	H	%Écart - H vs \bar{H}
		po	m						
60 psi	407030	6	0.1524	26.015	1.2490	5.95e-3	19.527	1.138	1.619%
		4.5	0.1143	26.026	1.2028	5.73e-3	20.178	1.111	-0.806%
		3	0.0762	26.044	1.1391	5.42e-3	21.344	1.102	-1.621%
80 psi	542708	6	0.1524	30.037	1.3168	6.27e-3	21.289	1.131	0.986%
		4.5	0.1143	30.051	1.2401	5.91e-3	22.445	1.117	-0.299%
		3	0.0762	30.070	1.1588	5.52e-3	24.016	1.115	-0.447%
100 psi	678386	6	0.1524	33.581	1.4073	6.70e-3	22.172	1.117	-0.314%
		4.5	0.1143	33.596	1.2976	6.18e-3	23.756	1.111	-0.846%
		3	0.0762	33.618	1.1676	5.56e-3	26.552	1.138	1.620%

Ainsi, avec les coefficients multiplicateurs et exposants choisis, la fluctuation de H est essentiellement limitée à $\pm 1.65\%$. À partir de ces résultats, l'équation suivante est obtenue.

$$1.12 = 1.031 \left(\frac{V_{R_1}(R)}{V_{\text{max}_1}} \right)^{0.89} + 0.033 \left(\frac{P_{\text{ave}} + P_{\text{ave}}}{P_{\text{ave}}} \right)^{0.89} + 0.00607 \left(\frac{L}{R_a} \right)^{1.01} \quad (3.7)$$

La valeur finale recherchée étant la vitesse correspondant à l'ouverture du jet V_{R_i} , celle-ci est isolée dans l'équation précédente pour obtenir le modèle semi-empirique préliminaire.

$$V_{R_i}(R) = V_{max_c} \left\{ \frac{1}{1.031} \left[1.12 - 0.033 \left(\frac{P_{c_{ave}} + P_{in}}{P_{in}} \right)^{0.09} - 0.00607 \left(\frac{L}{R_c} \right)^{1.01} \right] \right\}^{\frac{1}{0.89}} \quad (3.8)$$

3.3.2 Validation du modèle semi-empirique

Étant donné que H provient de la moyenne des neuf points de contrôle et que l'ouverture du jet R ne sera pas connue à l'avance lors de l'utilisation de ce modèle semi-empirique, les ouvertures prédites par ce modèle doivent donc être vérifiées en les comparant aux ouvertures expérimentales sur lesquelles il est basé. Ainsi, pour les trois cas à l'étude (60, 80, 100 psi), les profils de pression à l'entrée de la buse et les profils de vitesse obtenus à chacune des trois distances L (3, 4.5, 6 po) où l'ouverture du jet a été mesuré expérimentalement sont extraits. À partir des profils de pression, les pressions moyennes à l'entrée $P_{i, moy}$ sont déterminées. Des profils de vitesse, les vitesses maximales du jet V_{max_c} sont déterminées. Ensuite, les vitesses V_{R_i} sont calculées à partir de ces informations et du modèle semi-empirique (équation (3.8)) pour chacun des neuf points de contrôle. Pour chaque vitesse V_{R_i} , les ouvertures de jet prédits R_{pred} auxquelles elles correspondent sont déterminées à partir de ces mêmes profils de vitesse dans FLUENT. Par exemple, pour une pression moyenne d'entrée $P_{i, moy}$ de 80 psi à une distance de 6 po de la buse, la vitesse V_{max_c} est de 30.037m/s (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.2). Avec ces informations, la vitesse V_{R_i} est calculée à l'aide de l'équation (3.8). À partir du profil de vitesse obtenue avec FLUENT pour une distance de 6 po de la buse et pour une pression de 80 psi, on détermine le rayon R_{pred} auquel correspond la vitesse V_{R_i} calculée. Cependant, il est toujours possible que cette vitesse ne corresponde pas directement à un point du profil de vitesse (voir Figure 3.20). Dans ce cas, la formule d'interpolation linéaire pour déterminer R_{pred} (R dans la Figure 3.20) est la suivante.

$$R_{\text{préd}} = R_B + (R_A - R_B) \frac{(V_{R_i} - V_B)}{(V_A - V_B)} \quad (3.9)$$

À partir des ces ouvertures de jet $R_{\text{préd}}$, les prédictions du modèle semi-empirique sont comparées aux résultats expérimentaux d'ouverture de jet R . Ensuite, chacun des coefficients multiplicateurs et des exposants h sont encore une fois vérifiés, l'un après l'autre, afin de s'assurer que les écarts entre les ouvertures prédites et les ouvertures expérimentales soient minimisés. Cette dernière étape de vérification du modèle a permis d'obtenir de légères modifications de la constante H , des coefficients multiplicateurs et des exposants :

$$H = 1.1104, h_1 = 1.03, h_2 = 0.95, h_3 = 0.033, h_4 = 0.88, h_5 = 0.0062, h_6 = 1.01.$$

Ainsi, la version finale du modèle semi-empirique utilisée pour prédire l'ouverture du jet de fluide de refroidissement à partir des résultats de simulation numérique est la suivante.

$$V_{R_i}(R) = V_{\text{max}_i} \left\{ \frac{1}{1.03} \left[1.1104 - 0.033 \left(\frac{P_{\text{in}} + P_{\text{out}}}{P_{\text{out}}} \right)^{0.88} - 0.0062 \left(\frac{L}{R_o} \right)^{1.01} \right] \right\}^{\frac{1}{0.95}} \quad (3.10)$$

À partir de ce modèle semi-empirique (équation (3.10)), on vérifie l'écart entre les prédictions réalisées par celui-ci et les mesures expérimentales d'ouverture de jet. Les résultats obtenus montrent que le modèle semi-empirique développé permet de prédire l'ouverture du jet à une précision de $\pm 2\%$ pour un intervalle de pression P_{in} de 60 à 100 psi et pour une distance à partir de la buse L de 3 à 6 po (voir Tableau VIII.2). La Figure 3.21 illustre le faible écart ($\pm 2\%$) entre les prédictions du modèle et les mesures expérimentales. Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.2).

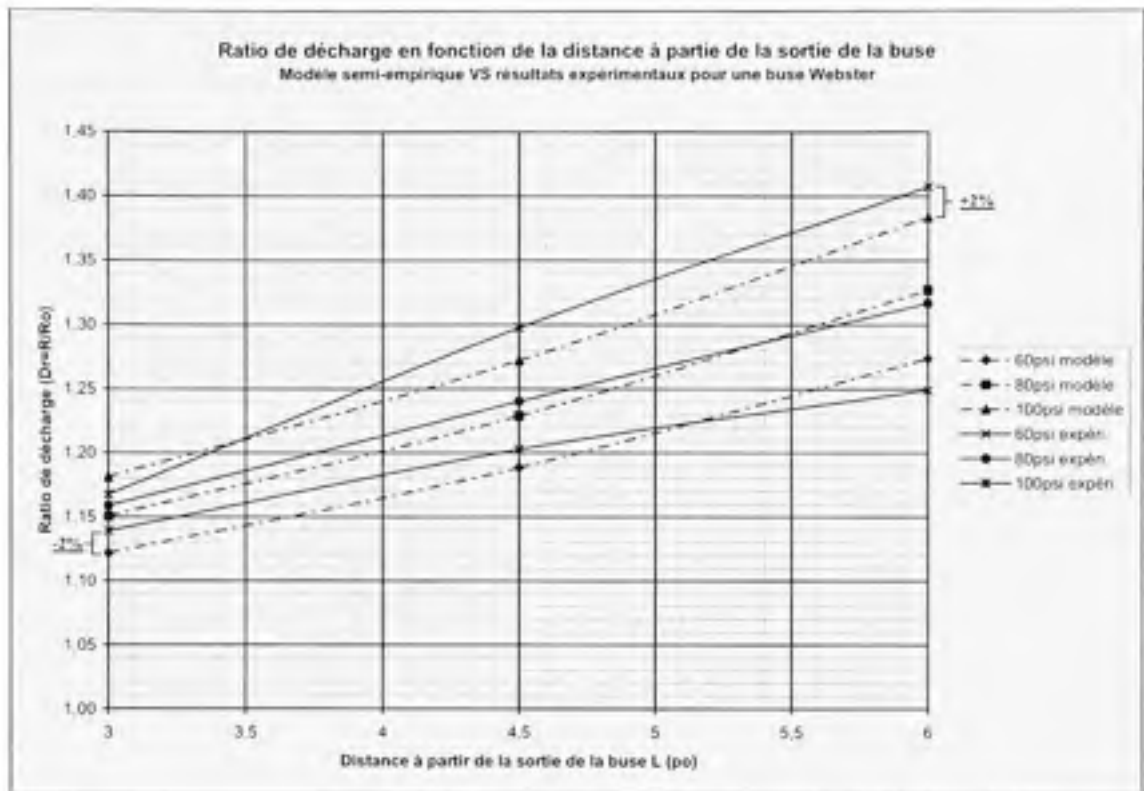


Figure 3.21 *Prédictions de l'ouverture du jet à l'aide du modèle semi-empirique VS les résultats expérimentaux.*

3.4 Amélioration du concept initial à l'aide de la simulation numérique

Tel que discuté dans la revue de littérature (voir section 1.2.2), la cavitation peut avoir une influence significative sur le comportement du jet du fluide produit par la buse. Pour augmenter la cohérence du jet de fluide de refroidissement produit par la buse Webster (voir Figure 1.5), sa conception doit donc être analysée en prenant en compte la possibilité de cavitation. Pour ce faire, FLUENT est utilisé. Cependant, les calculs de cavitation sont strictement limités à l'intérieur de la buse étant donné l'incapacité du modèle de cavitation de FLUENT de simuler celle-ci pour plus de 2 fluides. En se basant sur les travaux de Yuan, Sauer et Schnerr (2001) pour analyser la forme intérieure de la buse Webster, il est possible d'anticiper que la cavitation apparaîtra dans l'écoulement tout juste après le passage de

l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie (entre les point 5 et 6 de la Figure 3.22). Ainsi, dans un premier temps, l'influence sur la cavitation de la valeur de l'angle de contraction est étudié. Dans un deuxième temps, à partir de l'angle trouvé, l'influence sur la cavitation de l'ajout d'un rayon au passage de l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie est analysée.

3.4.1 Analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite dans l'écoulement confiné

Afin d'analyser l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite à l'intérieur de l'écoulement confiné, le maillage utilisé a la même géométrie que celui utilisé pour l'analyse de convergence. Ainsi, la Figure 3.22 reprend le schéma utilisé lors de l'analyse de convergence.

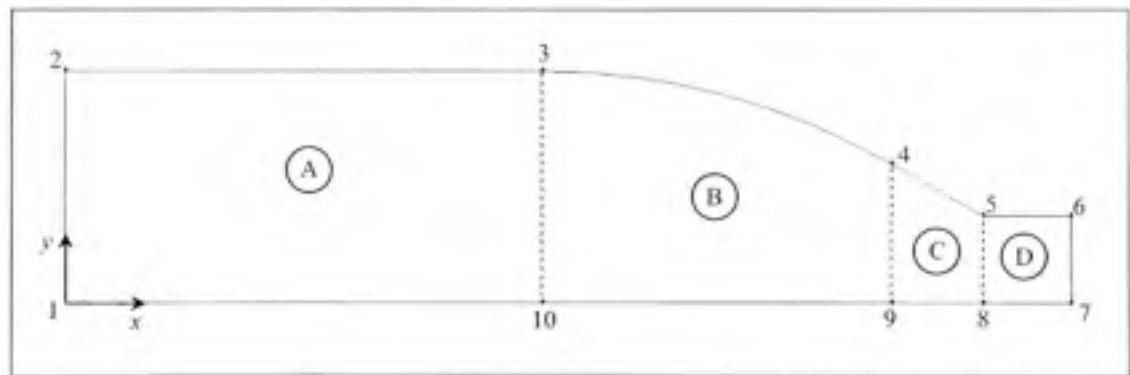


Figure 3.22 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite.

Ainsi, le maillage 60x110 sélectionné lors de l'analyse de convergence est utilisé comme point de départ pour cette analyse. La longueur totale reste constante, c'est-à-dire la distance entre les lignes 1-2 et 6-7 est inchangée (conservée à 2.15 po, voir section 3.2.1) et la longueur de la section droite du diamètre de sortie est aussi conservé à .1875 po. Donc, lorsque l'angle de contraction est réduit (angle de la ligne 4-5 sur la Figure 3.22), la longueur de la zone C est augmentée et celles des zones B et A sont diminuées. À cause de cela, la

quantité d'élément dans ces régions va varier d'un angle à l'autre. Cependant, le nombre de divisions en direction horizontale (x dans la Figure 3.22) sera au minimum égal à 110. En direction verticale (y dans la Figure 3.22) il reste inchangé car le diamètre d'entrée est toujours de 1 po. De cette façon, l'influence du maillage sur les résultats numérique ne devrait pas changer et devrait même augmenter, dans une certaine mesure, étant donné le plus grand nombre de divisions utilisés pour représenter le même espace.

Trois nouveaux angles de contraction (50° , 40° et 30°) sont étudiés comparativement à l'angle actuel de Webster, c'est-à-dire 60° . Pour ce cas donné, le maillage 60×110 est directement utilisé. Pour les trois autres cas, le maillage 60×110 doit être modifié. Dans la direction verticale, les lignes sont divisées uniformément à un nombre de 60 pour chacun des angles étudiés. Dans la direction horizontale, le nombre de division des lignes varie en fonction de la zone maillée et de l'angle de contraction étudié. Ainsi, la distribution des divisions varie lorsqu'il y a un changement brusque de section (passage de la zone C à D) et lorsqu'il y a un changement important aux conditions frontières (fin de la zone D). Étant donné que la longueur de la section droite du diamètre de sortie est constante pour chacun des quatre cas, le nombre de division et le ratio de celles-ci sont communs aux quatre maillages. Ensuite, on s'assure que la première division de part et d'autre de chaque zone soit de taille similaire lors du passage d'une zone à l'autre. Par exemple, au passage de la zone C à la zone D, la première division de part et d'autre du nœud 4 et du nœud 5 doit être de taille similaire (de la même manière pour les nœuds 8 et 9). C'est ce dernier critère qui explique que le ratio de distribution des divisions dans la zone C ne soit pas constant d'un cas à l'autre (voir Tableau 3.12). Le Tableau 3.12 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones des quatre angles de contraction étudiés.

Tableau 3.12
Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de l'influence
de l'angle de contraction sur la cavitation induite

Cas		60°		50°		40°		30°	
Nombre de divisions									
Direction Y	Zone A, B, C & D	60		60		60		60	
Direction X	Zone A	30		26		20		15	
	Zone B	20		18		15		14	
	Zone C	20		36		50		66	
	Zone D	40		40		40		40	
	Total	110		120		125		135	
Ratio de distribution des divisions									
Direction Y	Zone A, B, C & D	1		1		1		1	
Direction X	Zone A	1		1		1		1	
	Zone B	1		1		1		1	
	Zone C: Gauche à Droite	0.84		0.905		0.93		0.945	
	Zone D: Double - Gauche à Droite	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125

Il est important de noter que la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 3.12. Avant de débiter les calculs, les conditions aux frontières du système doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée dans GAMBIT. Le Tableau 3.13 reprend les mêmes conditions aux frontières que celles utilisées pour l'analyse de convergence et celles-ci sont les mêmes pour chaque cas à l'étude.

Tableau 3.13
Types et emplacements des conditions frontières
pour l'analyse de l'influence de
l'angle de contraction sur la cavitation induite

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6
<i>Pressure Outlet</i>	6-7
<i>Axis</i>	7-8-9-10-1

Ensuite, le maillage est importé dans FLUENT. Tout d'abord, les propriétés des fluides doivent être définies. Comme pour l'analyse de convergence, les propriétés du fluide de refroidissement sont considérées comme étant les mêmes que l'eau pure à 20°C (température des essais). Les propriétés de l'eau liquide entrées dans FLUENT (masse volumique et viscosité dynamique) sont celles calculées par le logiciel StmProps 1.1.3 de G&P Engineering Software pour une température de 20°C à 101.325 kPa (voir la Figure 3.12). Cependant, la pression de vapeur et la tension de surface sont aussi requises pour ces mêmes conditions. La pression de vapeur de l'eau à 20°C et à 101.325 kPa est donc tirée du livre de Munson, Young et Okiishi (2002). Celle-ci est fixée à 2338 Pa. La tension de surface est elle aussi extraite du calcul avec le logiciel StmProps 1.1.3 à partir de la pression de vapeur de l'eau. Elle est de 0.0727 N/m (voir la Figure 3.12). De plus, étant donné qu'il s'agit d'une étude de cavitation, les propriétés de la vapeur d'eau pure doivent aussi être définies dans FLUENT. La Figure 3.23 présente ces propriétés (tension de vapeur, masse volumique et viscosité dynamique) toujours calculées par StmProps 1.1.3 pour une pression de vapeur de 2338 Pa à 20 °C.

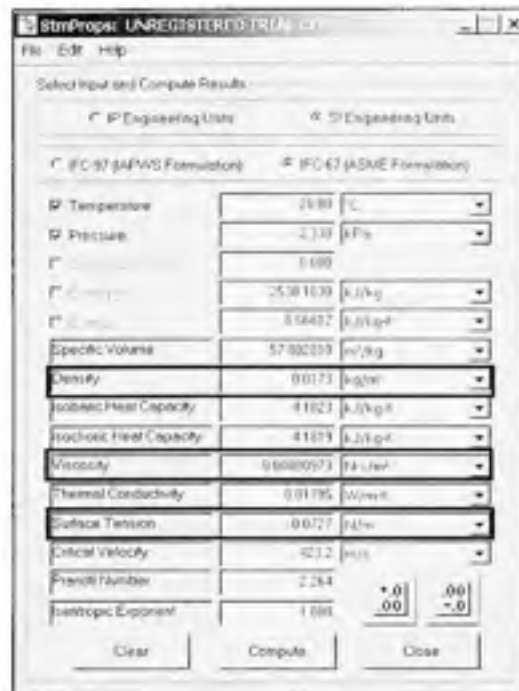


Figure 3.23 Propriétés de la vapeur d'eau pure calculée par le logiciel StmProps 1.1.3.

Par la suite, les conditions d'entrée (*Pressure Inlet*) et de sortie (*Pressure Outlet*) de la section maillée doivent être définies. Ces conditions sont celles de pression et de turbulence, c'est-à-dire l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ϵ . Étant donné qu'il s'agit d'une étude sur la cavitation, la pression la plus élevée, c'est-à-dire 100psi (551581 Pa), a été choisie, car plus la pression est élevée (donc la vitesse) plus les possibilités de cavitation augmentent. De plus, les calculs numériques sont toujours réalisés en pression relative. Pour déterminer les deux paramètres de turbulence à l'entrée, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée en vitesse moyenne avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse et l'équation (1.8), l'énergie cinétique de turbulence est calculée. Finalement, le taux de dissipation turbulent est déterminé à partir de l'énergie cinétique de turbulence et du diamètre d'entrée en utilisant l'équation (2.20). Pour les conditions à la sortie : la pression est fixée à 0 psi (0 Pa) étant donné que les calculs sont réalisés en pression relative et que la sortie est à pression ambiante. Les deux paramètres de turbulence sont déterminés à partir des résultats obtenus lors de la simulation de l'écoulement complet. Ainsi, les valeurs

moyennes à la sortie de la buse de k et ϵ sont extraites directement à l'aide de l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT. Le Tableau 3.14 liste les différentes valeurs de conditions frontières à l'entrée et à la sortie de la section maillée utilisée pour les quatre angles de contraction.

Tableau 3.14
Conditions aux frontières pour l'analyse de l'influence
de l'angle de contraction sur la cavitation sur la cavitation induite

Position	Entrée
Pression P_i (Pa)	689476
Vitesse moyenne V_i (m/s)	5.176
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	1.607e-2
Taux de dissipation turbulent ϵ (m^2/s^3)	8.023e-2
Position	Sortie
Pression P_o (Pa)	0
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	74.729
Taux de dissipation turbulent ϵ (m^2/s^3)	155695.67

Une fois les conditions aux frontières entrées dans FLUENT, il ne reste qu'à faire solutionner le problème. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE I. Celle-ci doit être reprise pour chacun des autres maillages à l'étude. Le critère de convergence est toujours fixé à un résidu inférieur à $10e-3$ pour les différentes équations résolues par FLUENT, c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ϵ) et de mélange (*Mixture*). L'obtention d'un résidu stable sous la forme d'un plateau est toujours préférable, cependant comme la Figure 3.24 le démontre il serait inutile de continuer le calcul afin d'obtenir des plateaux pour k et ϵ étant donné qu'ils ont déjà passé les $10e-8$ et que les autres résultats sont déjà stables depuis plusieurs itérations.

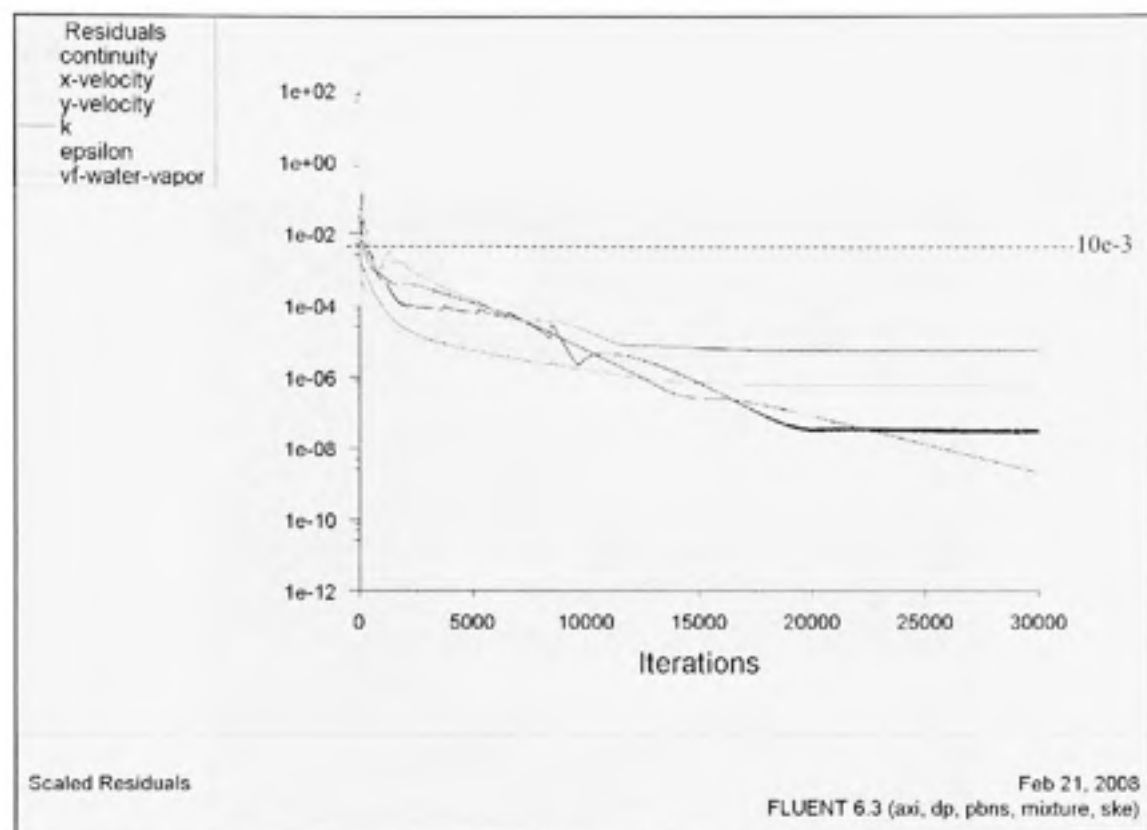


Figure 3.24 Résidus mis à l'échelle pour la simulation de la cavitation avec un angle de contraction de 60° (Webster).

Le Tableau 3.15 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenu une fois les résultats convergés pour chacun des quatre angles de contraction étudiés.

Tableau 3.15

Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents angles de contraction

Angle de contraction (°)	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Résidu maximal
60	6600	30000	5.24e-6
50	7200	30000	8.13e-6
40	7500	30000	2.33e-5
30	8100	30000	2.74e-4

Tous les résidus sont inférieurs à $10e-3$ et celui-ci semble augmenter lorsque l'angle de contraction diminue. La Figure 3.25 permet d'illustrer l'étendue de la zone de cavitation en fonction de l'angle de contraction choisi.

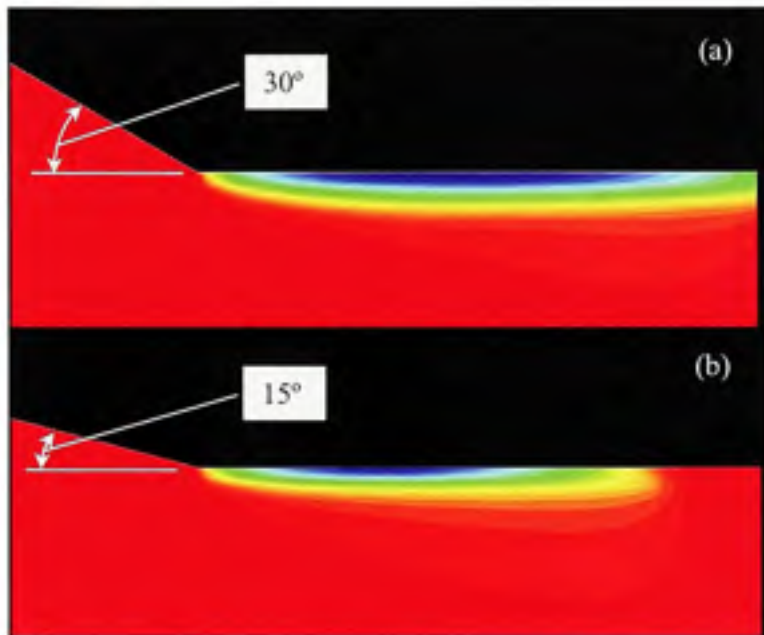


Figure 3.25 Contours de fraction de volume (cavitation) d'une buse à 60° - Webster (2x 30°) (a) et d'une buse à 30° (2x 15°) (b).

Comme on peut le voir sur la figure ci-dessus, avec un angle de contraction de 60° , la zone de cavitation sort de la buse ce qui va évidemment perturber la cohérence du jet produit par celle-ci. Par contre, avec un angle de 30° , la zone de cavitation est contenue à l'intérieur de la buse ce qui devrait permettre d'obtenir un jet plus cohérent. Ainsi, l'angle de contraction permet de diminuer l'importance de la zone de dépression qui suit le passage de l'angle de contraction au diamètre de sortie. La Figure 3.26 illustre ce fait en présentant les profils de masse volumique à la sortie de la buse pour chacun des quatre angles de contraction étudiés.

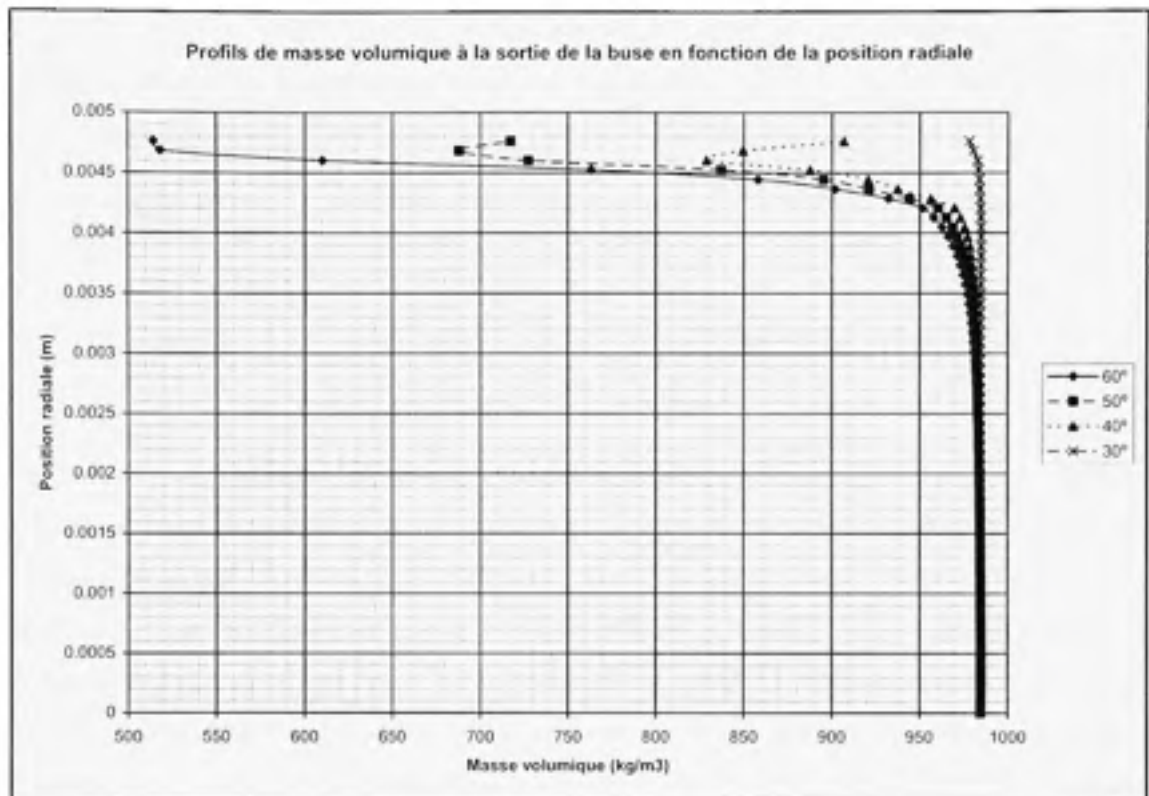


Figure 3.26 *Contours de fraction de volume (cavitation) à la sortie d'une buse à 60° (Webster) et d'une buse à 30°.*

Afin de comparer utilement les angles de contraction à l'étude, les fractions d'espace qu'occupe chacune des deux phases en présence dans la section maillée sont extraites de FLUENT pour chaque angle. Pour ce faire, l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT est utilisé. Le Tableau 3.16 présente les résultats obtenus pour chacune des phases (pourcentage de l'espace occupé par chacune des phases calculé à l'aide de la masse volumique) et ce, pour chacun des angles de contraction.

Tableau 3.16

Comparaison entre les fractions de vapeur de chacun des angles de contraction étudiés pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction sur la cavitation induite

Angle de contraction (°)	Fraction d'eau liquide	Fraction d'eau vapeur	%Écart de la fraction de vapeur- 60° vs Autres
60	99.447%	0.553%	0%
50	99.509%	0.491%	11.1%
40	99.556%	0.444%	19.6%
30	99.623%	0.377%	31.8%

Tel qu'anticipé à la suite de l'analyse visuelle des résultats (voir Figure 3.25), un angle de 30° permet de réduire la zone de cavitation de plus de 31% par rapport à l'angle de contraction de 60° actuellement utilisé par le concept de Webster. À la lumière de ces résultats, il est fort probable que la zone de cavitation pourrait être encore diminuée en réduisant l'angle de contraction. Cependant, lorsque l'angle de contraction augmente, la longueur totale de la buse va augmenter en conséquence ce qui fera augmenter l'encombrement causé par la buse dans la machine-outil. Ainsi, basée sur ces résultats, l'angle de contraction de 30° doit être retenu pour la conception de la forme intérieure des nouvelles buses pour fluide de refroidissement à base d'eau.

3.4.2 Analyse de l'influence de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite dans l'écoulement confiné

Afin d'analyser l'influence de l'ajout d'un rayon au passage de l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie sur la cavitation induite à l'intérieur de l'écoulement confiné, le maillage réalisé à la section 3.4.1 pour un angle de contraction de 30° est utilisé comme point de départ, car c'est ce dernier qui affiche le plus bas niveau de cavitation. Le rayon est ajouté dans GAMBIT à la jonction des lignes 4-5 et 5-6 (voir Figure 3.22) en appliquant des conditions de tangence à ces deux lignes au rayon. À partir des différents nœuds de la section du problème (voir Figure 3.27), la section maillée est divisée en cinq zones afin de faciliter la réalisation du maillage. La Figure 3.27 présente le résultat obtenu une fois le rayon ajouté à la section à mailler et les cinq zones qui la composent.

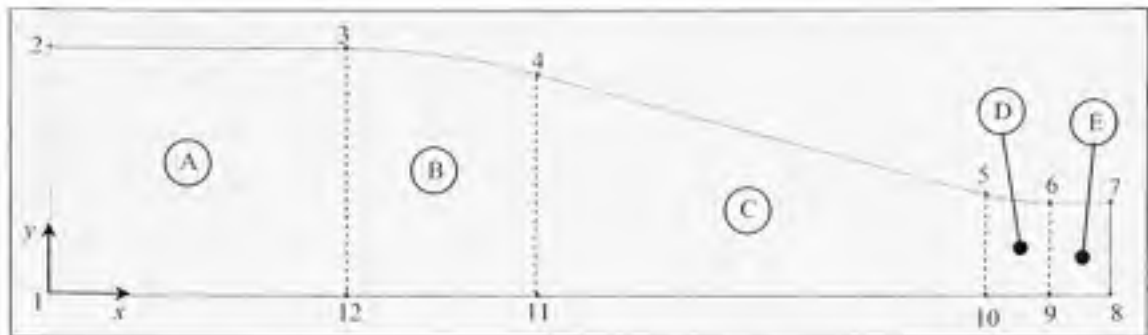


Figure 3.27 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de l'influence de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite.

Comme pour les analyses précédentes, la section maillée a été divisée en plusieurs zones. Dans cette analyse, la hauteur totale reste toujours constante, c'est-à-dire la distance entre les lignes 1-2 et 7-8 est inchangée (conservée à 2.15 po, voir section 3.2.1) et la longueur de la section droite du diamètre d'entrée (zone A) et du rayon de contraction (zone B) sont aussi inchangées. Ainsi, lors de l'ajout du rayon, la longueur des zones C et E sera diminuée pour faire place à la zone D. À cause de ce fait, la quantité d'élément dans ces régions va varier d'un rayon à l'autre. Cependant, le nombre de divisions en direction horizontale (x dans la Figure 3.27) sera toujours égal à 140, soit 5 éléments de plus que pour l'analyse de l'angle de contraction de 30° . La quantité en direction verticale (y dans la Figure 3.27) reste inchangée car le diamètre d'entrée est toujours de 1 po. De cette façon, la précision du maillage ne devrait pas diminuer mais va plutôt rester la même.

Six rayons (1/64, 1/32, 1/16, 1/8, 1/4, 1/2 po) sont étudiés comparativement à l'angle actuel de Webster, c'est-à-dire 60° . Ainsi, ce cas ayant déjà été calculé à la section précédente, les mêmes résultats seront utilisés. Pour chacun des rayons, le maillage pour l'angle de contraction de 30° est utilisé comme point de départ. Dans la direction verticale, les lignes sont divisées uniformément à un nombre de 60. Dans la direction horizontale, le nombre de division des lignes varie en fonction de la zone maillée et du rayon étudié. Ainsi, la distribution des divisions varie lorsqu'il y a un changement brusque de section (passage de la zone C à D à E) et lorsqu'il y a un changement important aux conditions frontières (fin de la

zone D). Étant donné que la longueur de l'angle de contraction (zone C) et de la section droite du diamètre de sortie (zone E) varient en fonction du rayon étudié, le nombre de division et le ratio de celle-ci vont varier. Cependant, les zones A et B étant de taille identique pour chacun des rayons, le nombre de division et le ratio de celles-ci seront commun à tous les rayons. Ainsi, on doit toujours s'assurer que la première division de part et d'autre de chaque zone soit de taille similaire lors du passage d'une zone à l'autre. Par exemple, au passage de la zone C à la zone D, la première division de part et d'autre du nœud 4 et du nœud 5 doit être de taille similaire (de la même manière pour les nœuds 10 et 11). C'est ce dernier critère qui explique que les ratios de distribution des divisions dans les zones C, D et E ne soient pas constants d'un cas à l'autre (voir Tableau 3.17). Le Tableau 3.17 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones des six rayons étudiés.

Tableau 3.17

**Nombre et ratio de distribution des divisions pour l'analyse de l'influence
du rayon de contraction sur la cavitation induite**

Cas		R1/64	R1/32	R1/16	R1/8	R1/4	R1/2
Nombre de divisions							
Direction Y	Zone A, B, C, D & E	60	60	60	60	60	60
Direction X	Zone A	15	15	15	15	15	15
	Zone B	14	14	14	14	14	14
	Zone C	66	66	65	62	59	56
	Zone D	5	7	10	15	20	27
	Zone E	40	38	36	34	32	28
	Total	140	140	140	140	140	140
Ratio de distribution des divisions							
Direction Y	Zone A, B, C, D & E	1	1	1	1	1	1
Direction X	Zone A	1	1	1	1	1	1
	Zone B	1	1	1	1	1	1
	Zone C: Gauche à Droite	0.945	0.95	0.95	0.955	0.965	0.97
	Zone D: Gauche à Droite	1	1	1	1	1	1
	Zone E: Double - Gauche à Droite	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.1
		1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.1

Il est important de noter que la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 3.17. Encore une fois, avant de débiter les calculs, les conditions aux frontières du système doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée dans GAMBIT. Le Tableau 3.18 reprend les mêmes conditions aux frontières que celles utilisés pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction et celles-ci sont les mêmes pour chacun des cas à l'étude.

Tableau 3.18
Types et emplacements des conditions frontières

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6-7
<i>Pressure Outlet</i>	7-8
<i>Axis</i>	8-9-10-11-12-1

Ensuite, le maillage est importé dans FLUENT 6.3. Tout d'abord, les propriétés des fluides doivent être définies. Les fluides (eau liquide et vapeur d'eau) et les propriétés de ceux-ci définis dans FLUENT sont les mêmes que celles utilisées pour l'analyse de l'influence de l'angle de contraction (voir section 3.4.1). Par la suite, les conditions d'entrées (*Pressure Inlet*) et de sortie (*Pressure Outlet*) de la section maillée doivent être définies. Ces conditions sont celles de pression et de turbulence, c'est-à-dire l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ϵ . Étant donné qu'il s'agit toujours d'une étude sur la cavitation, la pression la plus élevée, c'est-à-dire 100 psi (551581 Pa), est utilisée, car plus la pression est élevée (donc la vitesse) plus les possibilités de cavitation augmentent. Les calculs numériques sont encore une fois réalisés en pression relative. Pour déterminer les deux paramètres de turbulence à l'entrée, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée en vitesse moyenne avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse et l'équation (1.8), l'énergie cinétique de turbulence est calculée. Finalement, le taux de dissipation turbulent est déterminé à partir de l'énergie cinétique de turbulence et du diamètre d'entrée en utilisant l'équation (2.20). Pour les conditions à la sortie : la pression est fixée à 0 psi (0 Pa) étant donné que les calculs sont réalisés en pression relative et que la sortie est à la pression

ambiante. Les deux paramètres de turbulence sont déterminés à partir des résultats obtenus lors de la simulation de l'écoulement complet. Ainsi, les valeurs moyennes à la sortie de la buse de k et ε sont extraites directement à l'aide de l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT. Le Tableau 3.19 liste les différentes valeurs de conditions frontières à l'entrée et à la sortie de la section maillée utilisé pour les six rayons.

Tableau 3.19
Conditions aux frontières pour l'analyse de l'influence
de l'ajout d'un rayon sur la cavitation induite

Position	Entrée
Pression P_i (Pa)	689476
Vitesse moyenne V_i (m/s)	5.176
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	1.607e-2
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	8.023e-2
Position	Sortie
Pression P_o (Pa)	0
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	74.729
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	155695.67

Une fois les conditions aux frontières entrées dans FLUENT, il ne reste qu'à faire solutionner le problème. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE I. Celle-ci doit être reprise pour chacun des autres maillages à l'étude. Le critère de convergence est toujours fixé à un résidu inférieur à $10e-3$ pour les différentes équations résolues par FLUENT, c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ε) et de mélange (*Mixture*). L'obtention d'un résidu stable sous la forme d'un plateau est toujours préférable. Cependant comme la Figure 3.28 le démontre il serait inutile de continuer le calcul afin d'obtenir des plateaux pour k et ε étant donné qu'ils ont déjà passé les $10e-6$ et que les autres résultats sont déjà stables depuis plusieurs itérations.

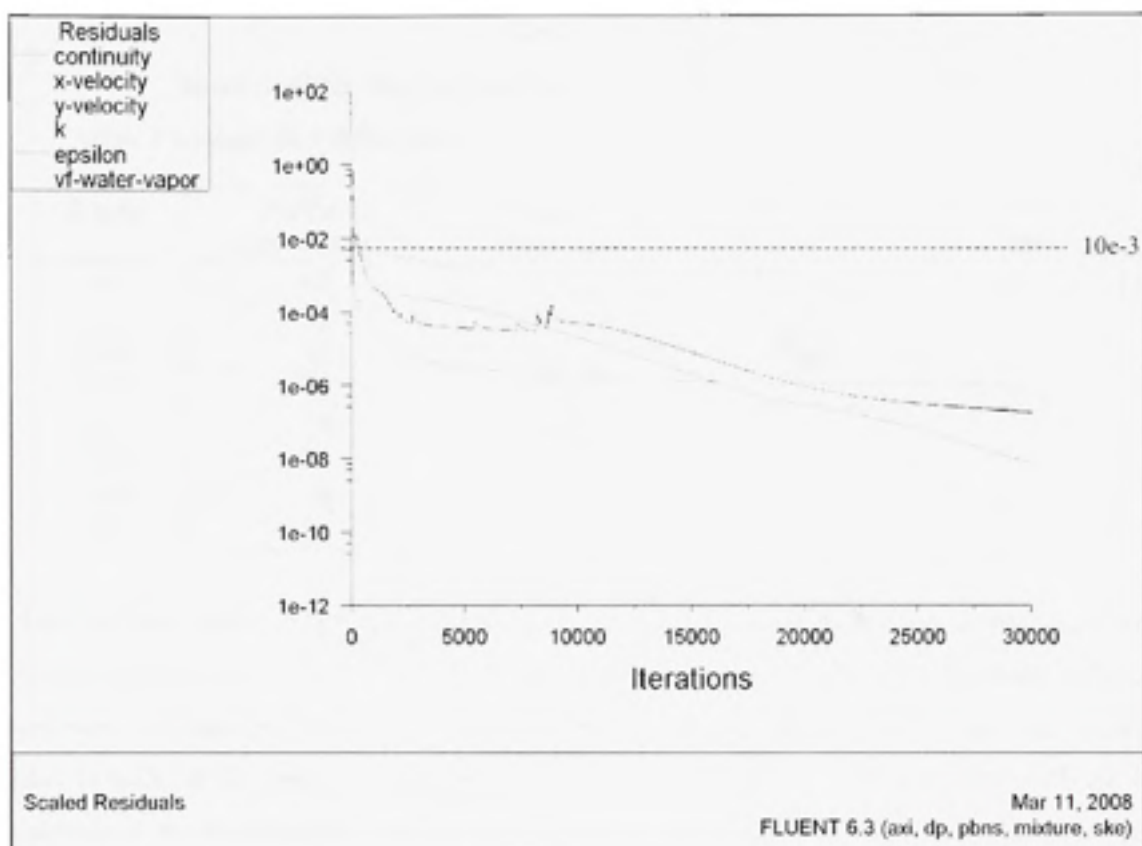


Figure 3.28 Résidus mis à l'échelle pour la simulation de la cavitation avec un angle de contraction de 30° et un rayon de $1/32$ po.

Le Tableau 3.20 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenus une fois les résultats convergés pour chacun des six rayons étudiés. De plus, les résultats obtenus pour la buse de Webster et l'angle de contraction de 30° sont aussi présentés afin de faciliter la comparaison.

Tableau 3.20
Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents rayons
pour l'analyse de l'influence du rayon de contraction sur la cavitation induite

Rayon	Angle de contraction (°)	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Résidu maximal
0	60	6600	30000	5.24e-6
0	30	8100	30000	2.74e-4
1/64	30	8400	30000	3.23e-4
1/32	30	8400	30000	4.26e-4
1/16	30	8400	30000	1.46e-3
1/8	30	8400	30000	2.07e-3
1/4	30	8400	30000	2.23e-2
1/2	30	8400	30000	2.50e-2

Il est intéressant de remarquer que pour cette analyse, certains cas ne respectent pas le critère de convergence fixé à $10e-3$. Ainsi pour des rayons de plus de 1/32 po, les maillages utilisés semblent atteindre leur limite. Ceci est probablement dû au fait que plus le rayon augmente plus la taille de la zone de cavitation diminue et ceci devient de plus en plus difficile à capturer avec les maillages utilisés (le résidu maximale augmente). Donc, les résultats obtenus pour des rayons supérieurs à 1/32 sont ici présentés que de façon qualitative.

Comme on peut le voir à la Figure 3.29, avec l'ajout d'un rayon (au passage de l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie) la zone de cavitation diminue encore par rapport à la simple utilisation d'un angle de contraction de 60°. Ainsi, l'ajout de ce rayon combiné au nouvel l'angle de contraction permet de diminuer encore plus l'importance de la zone de dépression qui suit le passage de l'angle de contraction au diamètre de sortie. Cette diminution de la zone de cavitation devrait permettre d'obtenir un jet plus cohérent. La Figure 3.29 permet d'illustrer l'étendue de la zone de cavitation après l'ajout d'un rayon par rapport à la buse de Webster et à l'angle de 30°.

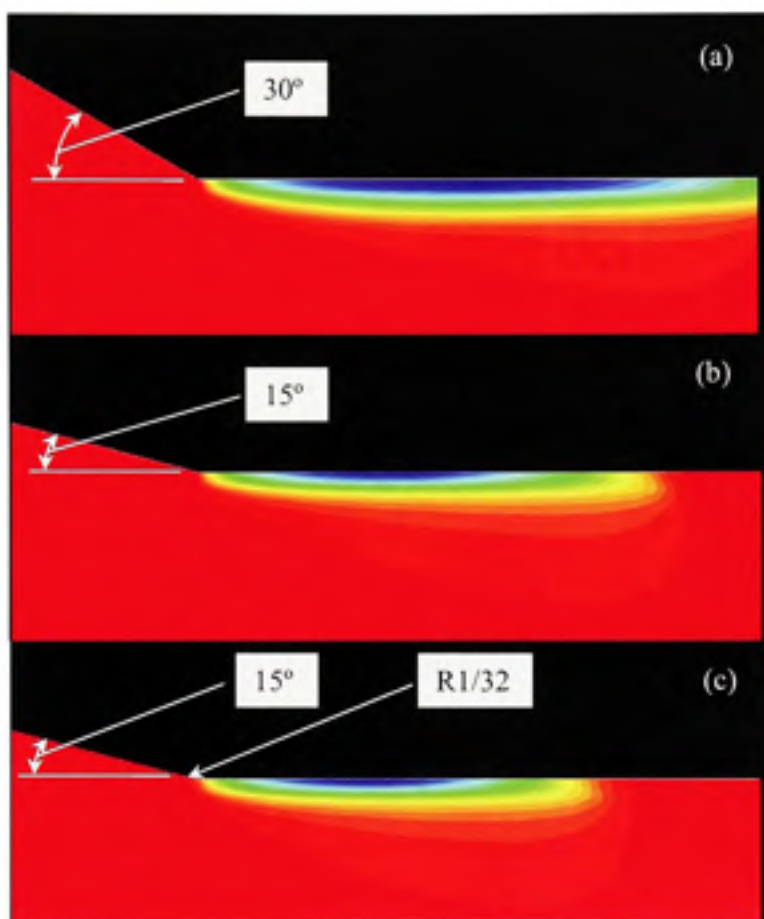


Figure 3.29 *Contours de fraction de volume (cavitation) d'une buse à 60° - Webster (2x 30°), d'une buse à 30° (2x 15°) (b) et d'une buse à 30° (2x 15°) avec rayon de 1/32 po (c).*

Afin de comparer les six rayons à l'étude, les fractions d'espace qu'occupe chacune des deux phases en présence dans la section maillée sont extraites de FLUENT pour chaque angle. Pour ce faire, l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT est utilisé. Le Tableau 3.21 présente les résultats obtenus pour chacune des phases de chacun des rayons étudiés.

Tableau 3.21
Comparaison entre les fractions de vapeur de chacun des rayons étudiés

Rayon	Angle de contraction (°)	Fraction d'eau liquide	Fraction d'eau vapeur	%Écart de la fraction de vapeur- 60° vs Autres
0	60	99.447%	0.553%	0%
0	30	99.623%	0.377%	31.8%
1/64	30	99.636%	0.364%	34.1%
1/32	30	99.657%	0.343%	37.9%
1/16	30	99.688%	0.312%	43.5%
1/8	30	99.726%	0.274%	50.4%
1/4	30	99.754%	0.246%	55.4%
1/2	30	99.769%	0.235%	57.5%

Tel qu'anticipé à la suite de l'analyse visuelle des résultats (voir Figure 3.29), un angle de 30° combiné à un rayon permet de réduire encore significativement la zone de cavitation par rapport à un angle de contraction de 60° (utilisé dans le concept de Webster). On peut remarquer que la zone de cavitation diminue de plus de 50% lorsqu'un rayon de plus de 1/8 po est utilisé. Cependant, tel que discuté précédemment, les résultats provenant des rayons supérieurs à 1/32 po ne respectent pas le critère de convergence et ne peuvent donc pas être sélectionnés pour le concept final. Ainsi, ceci limite le choix à l'ajout d'un rayon de 1/32 po qui permet de diminuer la zone de cavitation de plus de 37%. Spécifiquement, l'ajout du rayon de 1/32 po permet de diminuer la cavitation d'un 6% supplémentaire. Donc, basé sur ces résultats, l'angle de contraction de 30° combiné à un rayon de 1/32 po est retenu pour la conception de la forme intérieure des nouvelles buses pour fluide de refroidissement à base d'eau.

3.4.3 Schéma et dessin de fabrication de la nouvelle buse proposée

En se basant sur les résultats des analyses de l'influence de l'angle de contraction (voir section 3.4.1) et de l'influence de l'ajout d'un rayon au passage de l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie (voir section 3.4.2) sur la cavitation induite dans l'écoulement, il est possible d'élaborer un schéma de la nouvelle section de buse proposée. La Figure 3.30 présente ce schéma avec des dimensions en pouces.

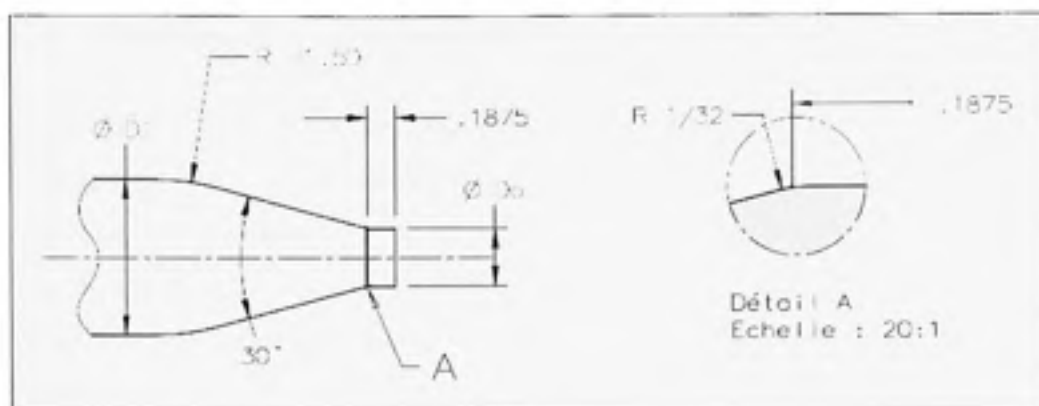


Figure 3.30 Schéma des spécifications générales de la nouvelle buse.

À partir de ce schéma général et des contraintes imposées (voir section 3.1.1) par la machine-outil fournie pour les tests par P&WC (Mägerle), une nouvelle buse peut être fabriquée. Ainsi, le diamètre à l'entrée D_i est toujours fixé à 1 po (24.5 mm). Le diamètre de sortie de la buse D_o est conservé à 0.375 po (9.525 mm) comme pour la buse de type Webster (voir Figure 3.2). La Figure 3.31 présente les dimensions de la buse fabriquée conformément au schéma ci-dessus.

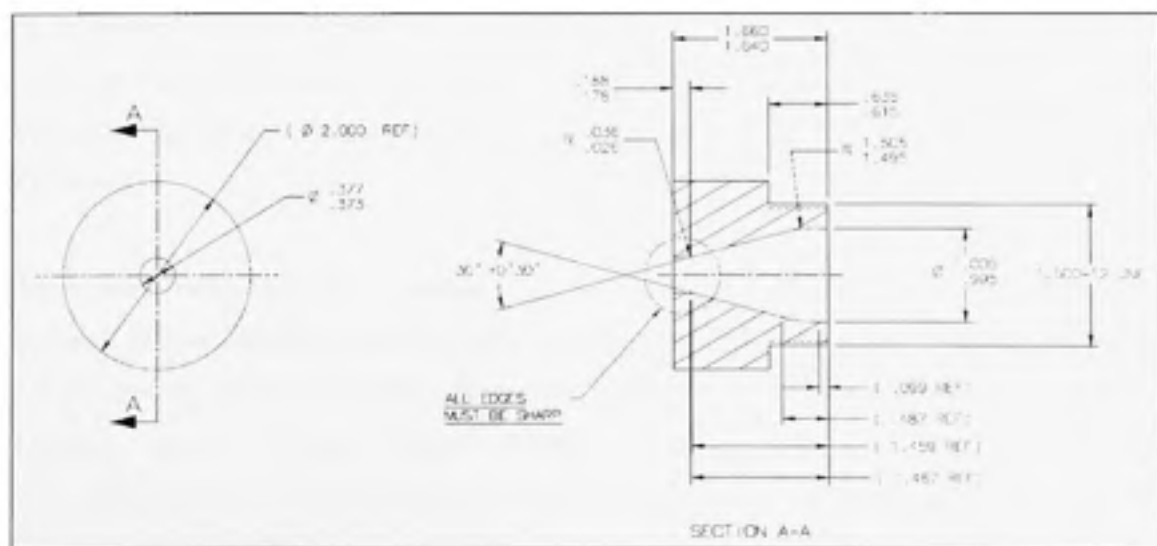


Figure 3.31 Dessin de fabrication de la nouvelle buse utilisée pour les essais expérimentaux.

3.5 Cohérence du nouveau modèle de buse

Avec les résultats présentés à la section 3.4, la modélisation numérique de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse (voir Figure 3.30) peut être effectuée. Pour ce faire, le logiciel numérique de CFD FLUENT est encore une fois utilisé. Les résultats obtenus de ces simulations sont convertis à l'aide du modèle semi-empirique (équation (3.10)) afin de prédire la cohérence de jet produit par le nouveau concept. Finalement, les prédictions sont vérifiées en les comparant à des résultats expérimentaux obtenus pour cette buse. À terme, ceci va permettre de révéler la précision et l'efficacité de la méthode précédemment développée.

3.5.1 Prédiction numérique de la cohérence du nouveau concept de buse

Pour prédire numériquement l'ouverture du jet du nouveau concept de buse, la même démarche de modélisation numérique développée pour l'écoulement complet d'une buse Webster (voir section 3.2.2) est utilisée. Donc, pour développer le modèle d'analyse de l'écoulement complet de cette buse, le maillage pour un angle de contraction de 30° combiné à un rayon de $1/32$ po est utilisé comme point de départ. Ainsi, exactement le même nombre de divisions et de ratio de distribution de divisions est utilisé pour l'intérieur de la buse. Il reste donc la section du jet à déterminer. Les dimensions des Figure 3.31 et Figure 3.3 sont converties du système impérial au système métrique avant de débiter le maillage dans GAMBIT.

La section maillée débute à l'endroit où le manomètre est fixé sur la section droite (voir Figure 3.3) et se termine à une distance de 6 po à partir de la fin de la buse (voir Figure 3.31). La distance de 6 po correspond à la distance maximale à laquelle l'ouverture du jet sera mesurée. Dans la direction verticale (direction y dans la Figure 3.32), les nœuds 8 et 11 correspondent à la fin de la buse dans cette direction, soit 1 po (voir Figure 3.31), et les nœuds 9 et 10 sont arbitrairement fixés à une distance de 10 fois le rayon de sortie de la buse R_o , soit 1.875 po. À partir des différents nœuds de la section du problème (voir Figure 3.32),

la section maillée est divisée en huit zones afin de faciliter la réalisation du maillage. La Figure 3.32 présente la section à mailler et les huit zones qui la composent.

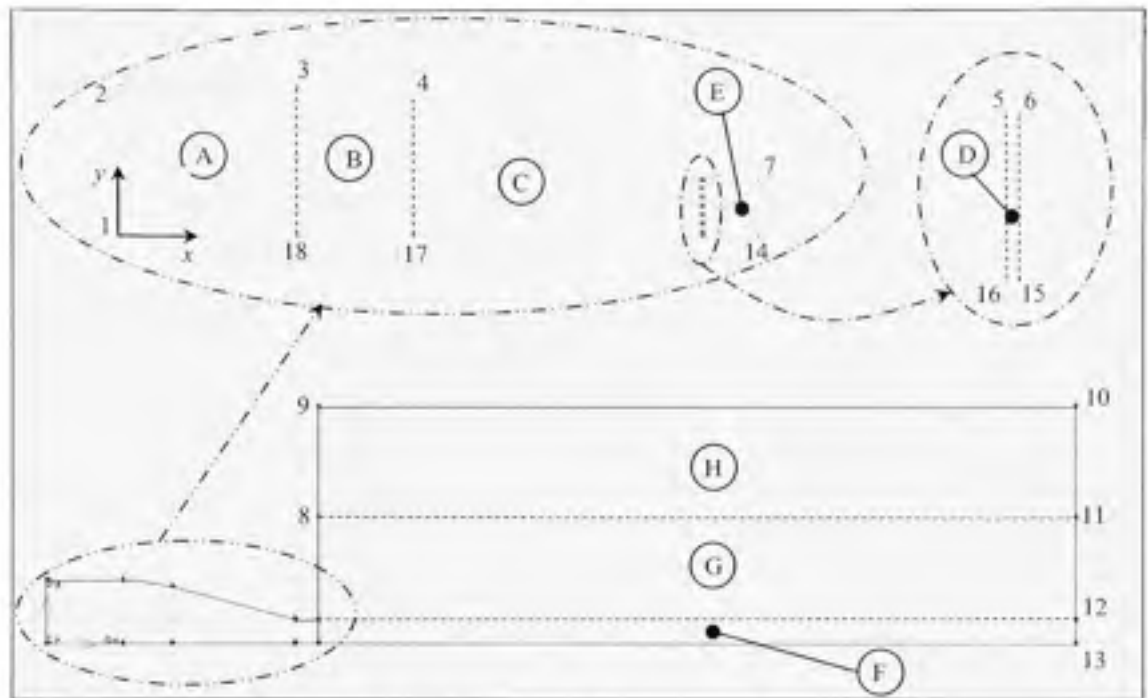


Figure 3.32 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse complète de l'écoulement avec le nouveau concept de buse.

Le nombre de division de chacune des lignes qui font le contour de la section maillée dépend encore une fois de la zone à mailler. Le nombre et le ratio de distribution dans les zone A, B, C, D et E reste les mêmes que ceux utilisés précédemment pour le maillage de l'angle de contraction de 30° combiné à un rayon de $1/32$ po. Les trois zones supplémentaires sont maillées de façon à respecter les mêmes critères que lors de la modélisation de l'écoulement complet (voir section 3.2.2). Ainsi, dans la direction y de la zone F : le nombre de divisions est identique à celui de la zone E. Dans la zone G et H, le nombre de divisions est réparti afin que la taille de la première division de part et d'autre du nœud 7 et 12 soit similaire et que la taille de la première division du nœud 8 et 11 côté H soit deux fois plus grande que celle du côté G. Finalement, dans la direction x des zones F, G et H, le nombre de divisions

est fixé au double de la somme des zones G et H en direction y . La répartition des divisions selon la direction x est quant à elle fixée de façon à ce que la taille de la première division de part et d'autre du nœud 7 et 14 (par le fait même 8 et 9) soit similaire. Le Tableau 3.22 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones du maillage de l'écoulement complet.

Tableau 3.22
Nombre et ratio de distribution des divisions pour la simulation
de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse

Nombre de divisions			
Direction Y	Zone A, B, C, D & E, F	60	
	Zone G	100	
	Zone H	20	
	Total	180	
Direction X	Zone A	15	
	Zone B	14	
	Zone C	66	
	Zone D	5	
	Zone E	40	
	Zone F, G & H	240	
	Total	380	
Ratio de distribution des divisions			
Direction Y	Zone A, B, C, D, E & F	1	
	Zone G : Bas au Haut	1.015	
	Zone H	1	
Direction X	Zone A	1	
	Zone B	1	
	Zone C : Gauche à Droite	0.945	
	Zone D : Gauche à Droite	1	
	Zone E : Double - Gauche à Droite	1.125	1.125
	Zone F, G & H : Double - Gauche à Droite	1.029	1

Comme le Tableau 3.22 l'indique, lorsque toutes les critères sont respectés, le maillage final a une dimension de 180x380. Le premier chiffre représente le nombre de divisions verticales (direction y dans la Figure 3.32) et le deuxième le nombre de divisions horizontales (direction x dans la Figure 3.32). La distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 3.22. Ensuite, avant de débiter les calculs,

les conditions aux frontières doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée dans GAMBIT. Le Tableau 3.23 liste les types et les emplacements des différentes conditions frontières présentes dans la section maillée.

Tableau 3.23

Types et emplacements des conditions frontières pour la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6-7-8
<i>Pressure Inlet</i>	8-9
<i>Wall</i>	9-10
<i>Pressure Outlet</i>	10-11-12-13
<i>Axis</i>	1-18-17-16-15-14-13

Une fois terminé, le maillage est importé dans FLUENT 6.3 et les propriétés des fluides doivent être définies. On suppose toujours que le fluide de refroidissement a les mêmes propriétés que l'eau pure à 20°C à une pression de 101.325 kPa. Les propriétés de l'eau définies dans FLUENT (masse volumique et viscosité dynamique) sont les mêmes que celles présentées à la Figure 3.12. Pour l'air, les propriétés définies au Tableau 3.8 sont utilisées.

Ensuite, les différentes conditions aux frontières du système pour chacune des trois pressions à l'étude doivent être définies. Pour ce faire, on utilise les mêmes conditions que lors de la modélisation de l'écoulement complet d'une buse Webster (voir section 3.2.2). Premièrement, l'entrée en pression P_i des nœuds 1 à 2 est à pression constante et seulement de l'eau passe par cette entrée (voir Figure 3.32). Les différents paramètres liés à cette condition (pression, énergie cinétique de turbulence et taux de dissipation turbulent) sont fixés en fonction du cas étudié (voir Tableau 3.24). Les calculs de l'énergie cinétique de turbulence k et du taux de dissipation turbulent ϵ sont réalisés en convertissant la pression à l'entrée en vitesse moyenne V_i avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse, les équations (1.8) et (2.20) permettent de déterminer k et ϵ respectivement. Deuxièmement, l'entrée en pression qui va des nœuds 8-9 est elle également à pression constante et seulement de l'air

passer par cette entrée. Troisièmement, les contraintes de cisaillement de la paroi qui vont des nœuds 9-10 sont nulles. Ces deux dernières conditions frontières permettent de simuler les conditions d'air ambiantes. Finalement, les nœuds 10-11-12-13 sont une condition de sortie de pression qui est à pression constante nulle et par laquelle sort de l'eau et de l'air. La pression est nulle car les calculs sont effectués en pression relative. À noter que les conditions de turbulence de l'entrée d'air et de la sortie mixte sont arbitrairement fixées à 0.001. Les conditions aux frontières de chacune des entrées et sortie du système sont présentées dans le Tableau 3.24 en fonction des différents cas à l'étude.

Tableau 3.24
Conditions aux frontières pour la simulation
de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse

Cas	60 psi			80 psi			100 psi		
	Entrée (i)		Sortie (o)	Entrée (i)		Sortie (o)	Entrée (i)		Sortie (o)
	Eau	Air	Mixte	Eau	Air	Mixte	Eau	Air	Mixte
P (Pa)	413686	0	0	551581	0	0	689476	0	0
V (m/s)	4.009	-	-	4.629	-	-	5.176	-	-
k (m ² /s ²)	9.644e-3	1e-3	1e-3	1.286e-2	1e-3	1e-3	1.607e-2	1e-3	1e-3
ϵ (m ² /s ³)	3.729e-2	1e-3	1e-3	5.741e-2	1e-3	1e-3	8.023e-2	1e-3	1e-3

Comme on peut le voir dans le Tableau 3.24, les mêmes conditions aux frontières sont utilisées pour cette simulation que lors de la simulation de l'écoulement complet (voir Tableau 3.9). Une fois les conditions aux frontières définies dans FLUENT, il ne reste qu'à solutionner le problème. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE I. Celle-ci doit être reprise pour chacune des autres pressions à l'étude. Le critère de convergence consiste toujours à obtenir un plateau stable inférieur à 10e-3 pour les différentes équations résolues par FLUENT, c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ϵ) et de mélange (*Mixture*). Le Tableau 3.25 présente le nombre de divisions, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenus une fois les résultats convergés.

Tableau 3.25
Résidus maximaux de différentes pressions à l'étude

Pression (psi)	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Résidu maximal
60	51600	70000	2.11e-4
80	51600	70000	1.78e-4
100	51600	70000	2.31e-4

Comme le Tableau 3.25 l'indique, les différents résidus maximaux des trois cas à l'étude convergent en dessous de la limite fixée de $10e-3$. De plus, tout comme la simulation de l'écoulement complet, il n'y a pas de plateau stable, mais plutôt un comportement cyclique qui reste en tout temps inférieur à la limite de $10e-3$. Ainsi, les résultats de ces calculs sont considérés comme étant valables. La Figure 3.33 présente le comportement cyclique illustré par les résidus des différentes équations résolues.

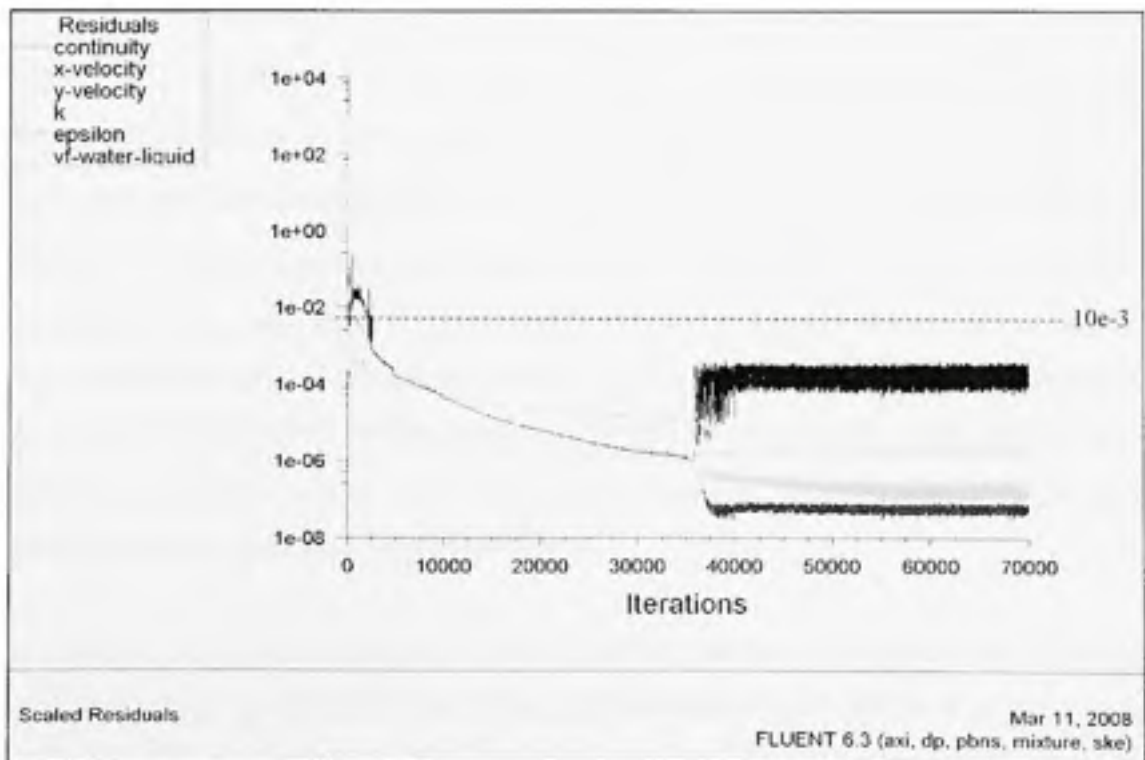


Figure 3.33 Résidus mis à l'échelle pour une pression de 80 psi lors de la simulation de l'écoulement complet avec le nouveau concept de buse.

Une fois toutes les simulations complétées pour chacun des trois cas à l'étude (60, 80, 100 psi), il est possible d'effectuer une comparaison entre les prédictions obtenues pour une buse de type Webster (voir section 3.3.2) et le nouveau concept. Pour ce faire, la procédure décrite à la section 3.3.2 est utilisée. Ainsi, les profils de pression à l'entrée de la buse et les profils de vitesse obtenues à chacune des trois distances L (3, 4.5 et 6 po) où l'ouverture du jet a été mesuré expérimentalement pour la buse de Webster sont extraits. À partir des profils de pression, les pressions moyennes à l'entrée $P_{i, moy}$ sont déterminées. Des profils de vitesse, les vitesses maximales du jet V_{max} , sont déterminées. Ensuite, les vitesses V_{R_1} sont calculées à partir de ces informations et du modèle semi-empirique (équation 3.10) pour chacun des neuf points de contrôle (3 pressions $P_{i, moy}$ multiplié par 3 distances L égale 9 points de contrôle). Pour chaque vitesse V_{R_1} , les ouvertures de jet prédits R_{pred} auxquelles elles correspondent sont déterminées à partir des ces mêmes profils de vitesse. Par exemple, pour une pression moyenne d'entrée $P_{i, moy}$ de 80 psi à une distance de 6 po de la buse, la vitesse V_{max} est de 31.571 m/s (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.3). Avec ces informations la vitesse V_{R_1} est calculée. À partir du profil de vitesse à une distance de 6 po de la buse pour une pression de 80 psi, on détermine le rayon R_{pred} auquel correspond la vitesse V_{R_1} calculée. Cependant, il est toujours possible que cette vitesse ne corresponde pas directement à un point du profil de vitesse (voir Figure 3.20). Dans ce cas, la formule d'interpolation linéaire est utilisée (voir équation 3.9). Une fois toutes les ouvertures de jet R_{pred} déterminées pour le nouveau concept de buse, on peut comparer les prédictions du modèle semi-empirique pour celle-ci aux résultats obtenus antérieurement avec le même modèle semi-empirique pour la buse de Webster.

Les résultats obtenus montrent que le nouveau concept de buse devrait permettre d'améliorer la cohérence du jet dans tous les cas et plus spécifiquement de plus de 4.5% à une distance de 6 po de la buse pour une pression moyenne à l'entrée de 100 psi (voir Tableau VIII.3). La Figure 3.34 permet d'illustrer ces résultats en présentant l'écart entre la cohérence prédite

pour le nouveau concept de buse et pour une buse Webster. Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.3).

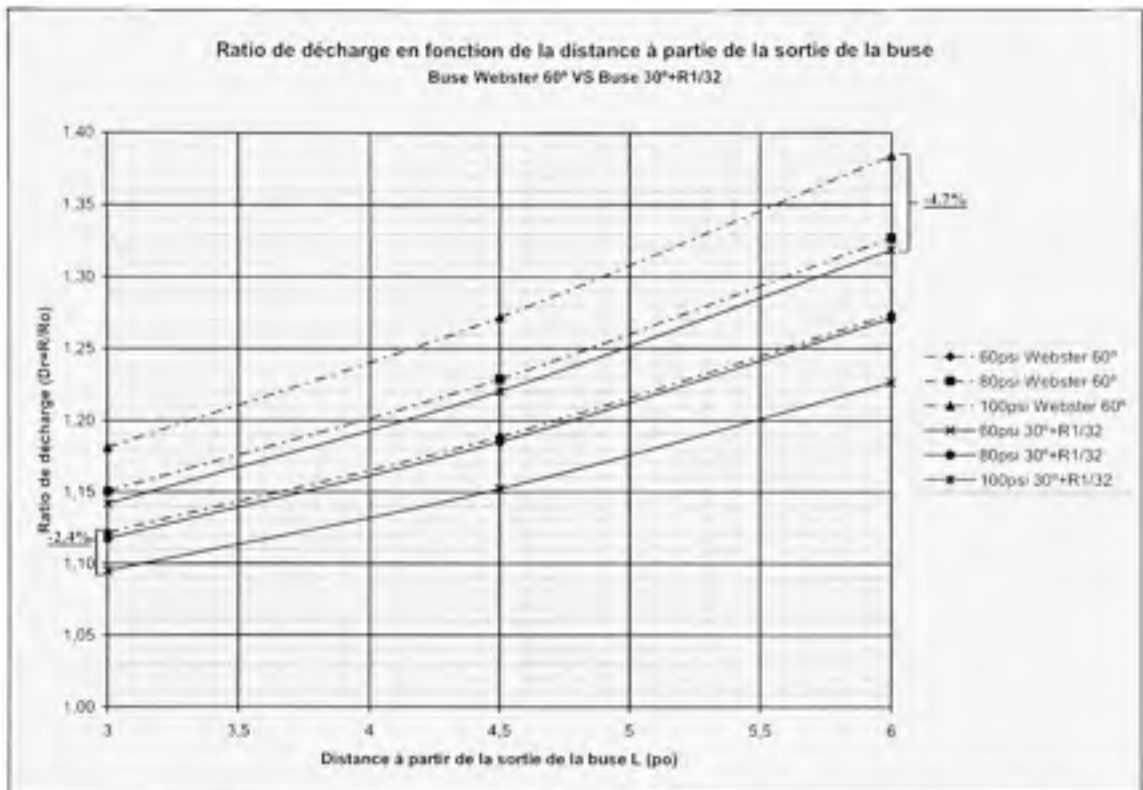


Figure 3.34 *Prédictions de la cohérence du nouveau concept de buse VS les prédictions pour une buse de Webster (modèle semi-empirique dans les 2 cas).*

3.5.2 Vérification des prédictions de la cohérence du nouveau concept de buse

Afin de vérifier la cohérence prédite à l'aide du modèle semi-empirique développé précédemment et les résultats obtenus avec FLUENT pour le nouveau concept de buse (voir Figure 3.30), des essais expérimentaux de mesure de cohérence de jet sont réalisés. Ainsi, la même méthodologie expérimentale exposée à la section 3.1.3 est utilisée. Donc, la nouvelle buse (voir Figure 3.31) est assemblée avec la section droite (voir Figure 3.2), le conditionneur d'écoulement (voir Figure 3.4) et la barre de référence (voir Figure 3.5). L'assemblage final est installé sur la rectificuse multi-axes (9 axes) Mägerle de P&WC et un

manomètre WIKA 0-200 psi est ajouté sur la section droite. L'ouverture du jet est capturée sur photos numériques à l'aide d'une caméra numérique Sony Cyber-Shot DSC-H5 fixée sur trépied. La résolution de ces photos est toujours fixée à 7.2 méga-pixels (résolution maximale de la caméra), ce qui correspond à une dimension d'image de 3072x2304 pixels et seulement le zoom optique de 12x est utilisé afin de ne pas diminuer la qualité des photos.

La cohérence du nouveau concept de buse est toujours mesurée aux mêmes pressions, c'est-à-dire 60, 80 et 100 psi. Et pour chacune de ces trois pressions à l'essais, la cohérence du jet est encore une fois évaluée à trois distances L , soit 3, 4.5 et 6 po à partir de la buse. Lors des tests, la pression est contrôlée à l'aide de la même valve de détente (voir Figure 3.1b) et du manomètre WIKA. Pour chacune de ces pressions, 60 photos sont prises afin de s'assurer de la répétabilité des mesures de cohérence du jet. Ensuite, à l'aide d'un logiciel commercial (AutoCAD 2005), le diamètre du jet à la sortie de la buse, D_o , et celui à une distance L de la buse, D_L , est extrait (voir Figure 3.7). Avec ces deux dimensions, le ratio de décharge, C_d , est calculé avec l'équation (3.1). Les Figures 3.35 à 3.37 représentent graphiquement la distribution des résultats expérimentaux pour chacune des distances L où la cohérence du jet a été mesurée pour le nouveau concept de buse. Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ces graphiques sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.4).

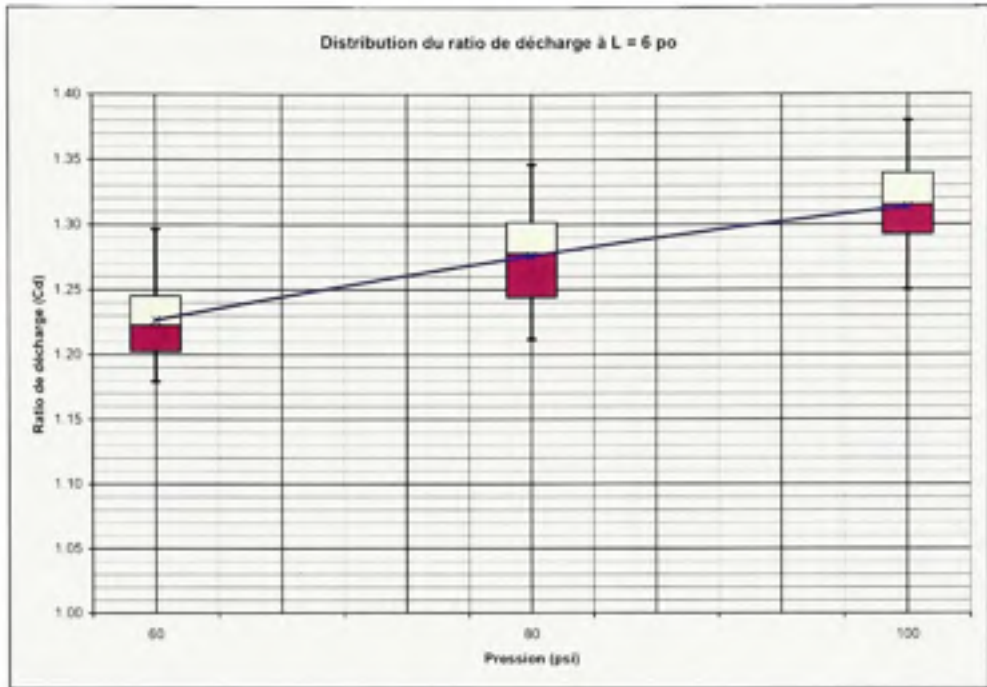


Figure 3.35 Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 6 po.

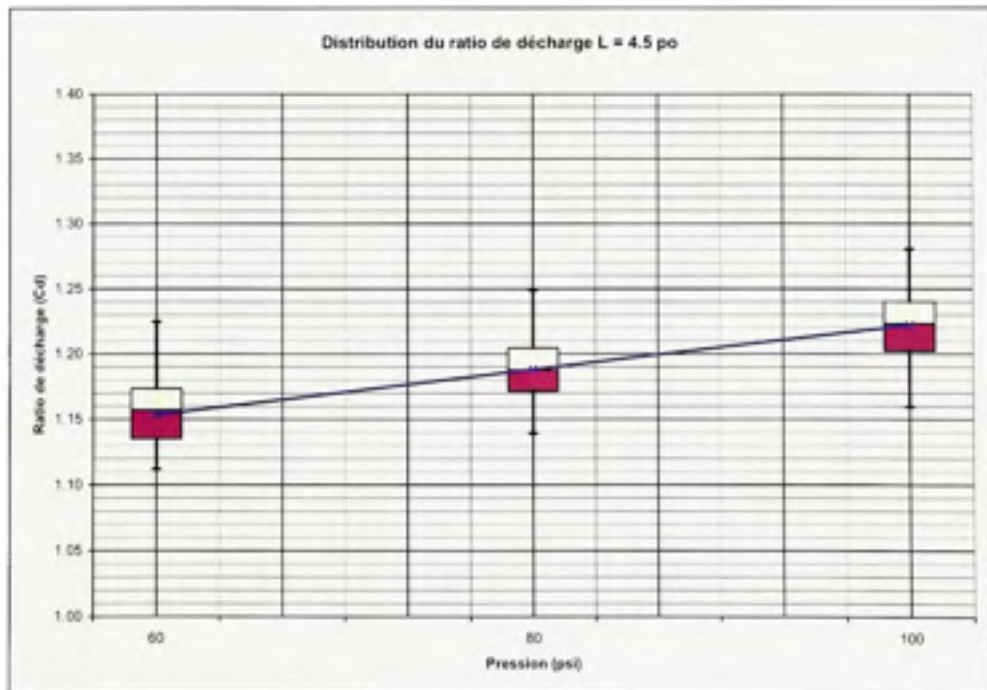


Figure 3.36 Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 4.5 po.

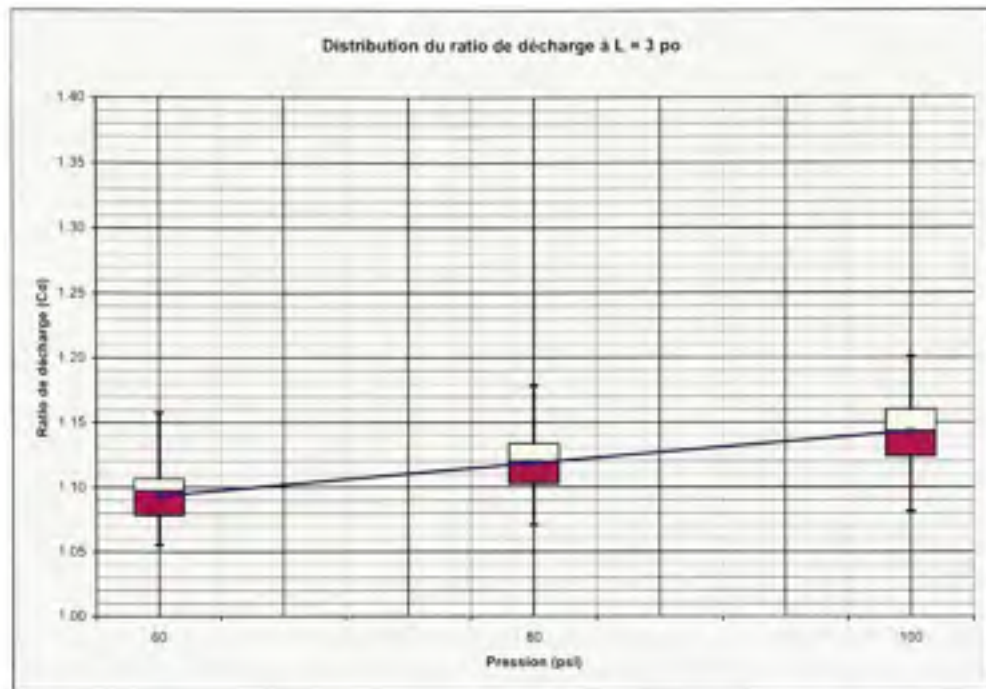


Figure 3.37 Distribution du ratio de décharge pour le nouveau concept de buse à 3 po.

Comme pour la buse de Webster (Figures 3.8 à 3.10), les Figures 3.35 à 3.37 démontrent bien qu'il y a une ouverture du jet de fluide de refroidissement qui se produit en fonction de la distance L , tel qu'anticipé par la théorie. Cependant, il est intéressant de noter que, pour une distance L de 3 po, la valeur de C_d moyen d'une pression donnée peut être contenue à l'intérieur de l'écart-type de chacune des deux autres pressions à l'étude. Ceci est encore une fois probablement dû au manque de précision de la méthode de mesure étant donné qu'à une distance de 3 po, la dimension du jet (D_L) est plus faible qu'à une distance de 4.5 ou 6 po. Probablement, que l'utilisation d'une caméra photo à plus haute résolution permettrait de régler ce problème.

Avec les résultats expérimentaux de cohérence de jet du nouveau concept de buse, il est maintenant possible de comparer ces résultats aux prédictions réalisées à l'aide des résultats de FLUENT et du modèle semi-empirique (équation 3.10) développé précédemment. Pour ce faire, les ratios de décharge C_d présentés dans les Figures 3.25 à 3.27 sont comparés aux

prédictions réalisées par le modèle semi-empirique (voir Figure 3.34). La Figure 3.38 présente cette comparaison entre les prédictions du modèle semi-empirique et les mesures expérimentales pour le nouveau concept de buse. Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.5).

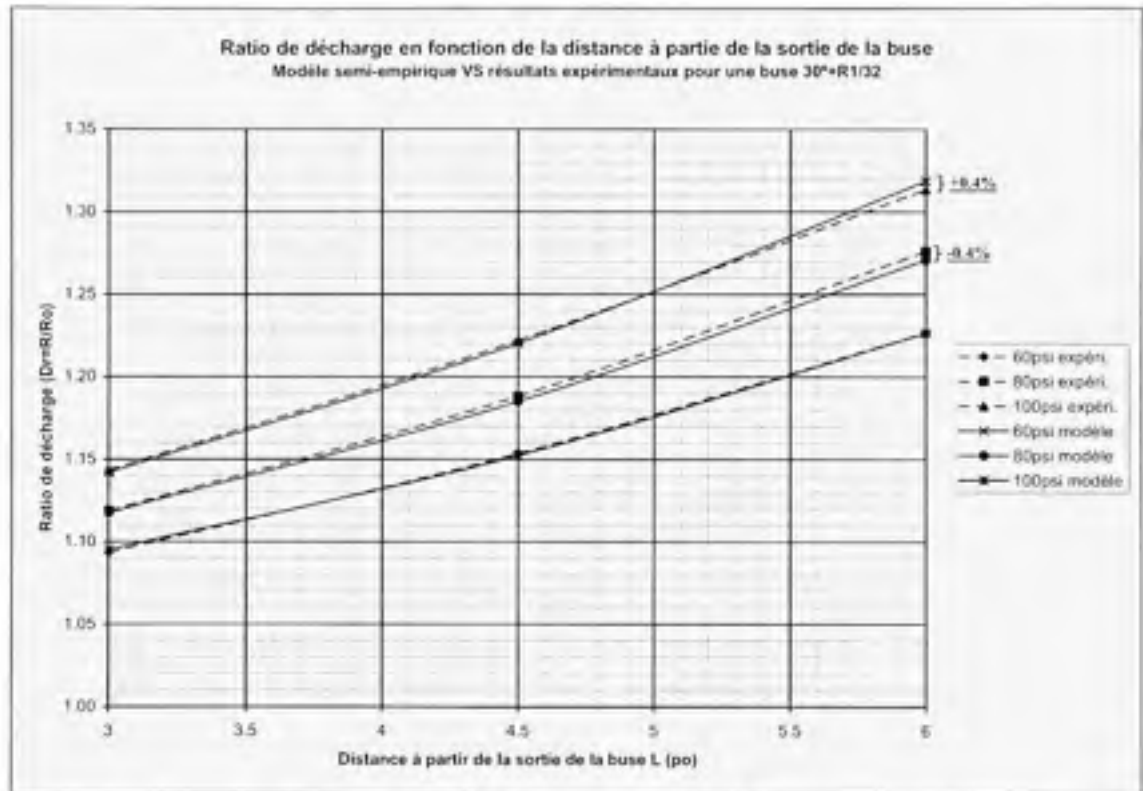


Figure 3.38 *Prédictions de l'ouverture du jet à l'aide du modèle semi-empirique VS les résultats expérimentaux du nouveau concept de buse.*

Ainsi, comme on peut le voir sur la Figure 3.38, les prédictions réalisées avec le modèle semi-empirique en se basant sur les résultats numériques des simulations de FLUENT sont précises à $\pm 0.4\%$. Ceci permet donc de confirmer l'hypothèse formulée au début de la section 3.3.1, c'est-à-dire que l'ouverture du profil de vitesse en fonction de la distance à partir de la buse L obtenue avec FLUENT va dépendre de la géométrie intérieure de la buse. De plus, ces résultats permettent donc de valider les procédures expérimentales et de

modélisation développées dans ce chapitre ainsi que le modèle semi-empirique et le nouveau concept de buse à jet cohérent.

3.6 Résumé du chapitre

Il est important de faire un résumé des différents points exposés tout au long de ce chapitre. Tout d'abord, des mesures de cohérence expérimentales ont été réalisées pour une buse ayant la forme de Webster (voir section 3.1). Deuxièmement, à l'aide de FLUENT une étude de convergence a été réalisée pour l'écoulement confiné afin de définir le raffinement de maillage nécessaire à la simulation de l'écoulement (voir section 3.2.1). À partir de cette étude de convergence, la simulation de l'écoulement complet a été effectuée (voir section 3.2.2). Troisièmement, étant donné que FLUENT n'affiche pas directement une ouverture du jet, un modèle semi-empirique qui fait le lien entre les résultats expérimentaux et l'ouverture du profil de vitesse déterminé par FLUENT a été réalisé (voir section 3.3). Quatrièmement, basé sur les résultats de Yuan & Schnerr (2003) à propos de l'influence de la cavitation produite à l'intérieur d'une buse sur la cohérence du jet de celle-ci, des analyses sur la cavitation induite dans l'écoulement par la forme intérieure de la buse ont été réalisées (voir section 3.4.1 et 3.4.2). Ceci a permis de proposer un nouveau concept de buse (voir section 3.4.3). Finalement, la cohérence de ce nouveau concept de buse a été prédite avec succès à l'aide des résultats de simulation numérique obtenue avec FLUENT et du modèle semi-empirique précédemment établi (voir section 3.5.1). Ensuite, ces prédictions ont été vérifiées expérimentalement afin de revérifier la précision et l'efficacité de la méthode précédemment développée (voir section 3.5.2).

CHAPITRE 4

ESSAIS DE COUPE DES DIFFÉRENTES BUSES

Ce chapitre présente les essais de coupe réalisés afin de comparer le nouveau concept de buse (voir section 3.4.3) au concept de Webster. On considèrera en particulier le gain de durée de vie de l'outil. Plusieurs sujets seront couverts tout au long de ce chapitre dont les critères d'évaluation d'un procédé de rectification, la méthodologie expérimentale, les résultats expérimentaux et l'analyse de ceux-ci. De plus, trois annexes, c'est-à-dire les ANNEXE IV, ANNEXE V et ANNEXE VIII présentent des informations complémentaires à ce chapitre.

4.1 Paramètres de contrôle d'un procédé de rectification

En industrie, plusieurs méthodes existent pour contrôler et évaluer un procédé de rectification et ce en fonction du procédé utilisé. Prenons par exemple le cas du procédé de rectification CDCF, utilisé chez P&WC, pour la réalisation de profils tel qu'illustré par la Figure 4.1 ci-dessous.

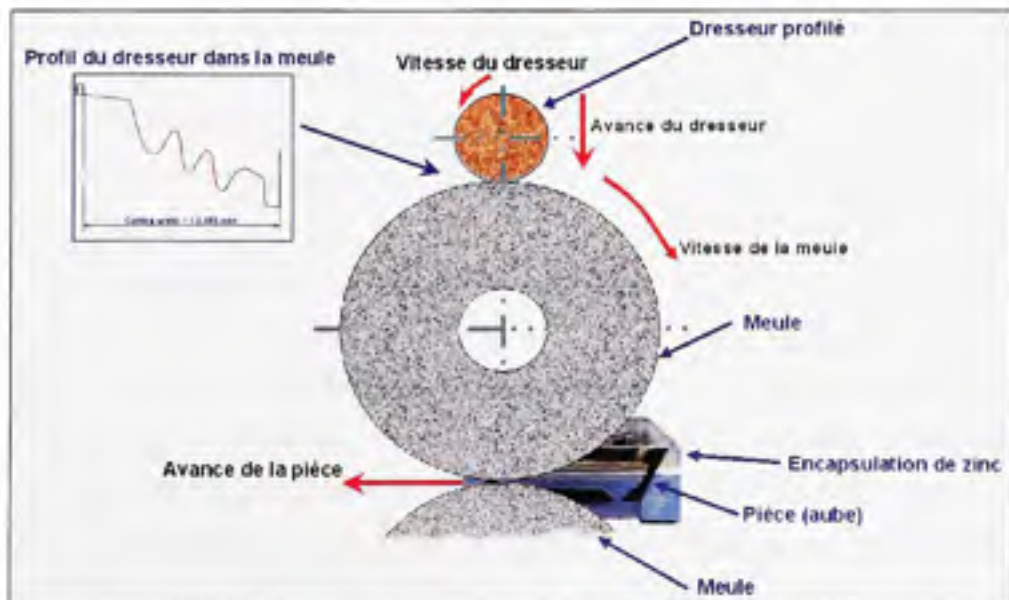


Figure 4.1 Schéma d'un procédé de rectification CDCF pour la rectification de profil.

Dans le cas de ce procédé, les paramètres contrôlés sont en général le G-Ratio, la puissance et/ou l'énergie consommée pour effectuer une coupe et l'intégrité et le fini de la surface usinée. Le premier paramètre qui porte le nom de G-Ratio est relativement facile à calculer et permet d'avoir une indication de la durée de vie d'une meule donnée dans des conditions de coupe données (vitesse de la meule, avance de la pièce, vitesse du dresseur, etc.). L'équation (4.1) permet de le calculer.

$$G = \frac{\text{Volume de matériau enlevé}}{\text{Volume de meule perdu}} = \frac{V_{\text{Matériau}}}{V_{\text{Meule}}} \quad (4.1)$$

Le G-Ratio peut donc servir de base afin de déterminer la meilleure meule ou la meilleure configuration de buse de fluide de refroidissement qui permet de minimiser l'usure de la meule dans des conditions données. Cependant, une augmentation du G-Ratio peut se faire au détriment de l'énergie totale consommée pour réaliser la coupe. Ainsi, pour déterminer l'énergie consommée nécessaire à la réalisation d'une coupe, la puissance consommée par le moteur qui actionne la meule est requise. Une fois la puissance connue, il suffit d'intégrer (numériquement, voir ANNEXE V) celle-ci pour obtenir l'énergie totale consommée. De plus, la variation de la courbe de puissance permet aussi de vérifier en temps réel l'apparition de marques de brûlure sur la surface usinée et donc de l'intégrité de celle-ci. Comme la Figure 4.2 l'indique, ces marques de brûlures sont caractérisées par une fluctuation très brusque de la puissance consommée à l'intérieur d'un très court laps de temps et l'amplitude maximale de cette fluctuation est de beaucoup supérieure à la puissance maximale observée en fin de coupe. Cette fluctuation est due à un apport insuffisant de fluide de refroidissement dans la zone usinée. Ceci va causer dans un court laps de temps différentes réactions. D'abord, la température de la surface usinée va augmenter rapidement. Avec l'augmentation de la température, le matériau devient de plus en plus malléable et donc plus « collant ». Ce matériau plus « collant » adhère d'avantage à la meule et tend donc à ralentir (augmentation du coefficient de frottement en quelque sorte). Ainsi, afin de conserver la vitesse d'avance constante, plus de puissance est requise par le moteur qui actionne la meule jusqu'à l'évacuation de cette zone de matériau « collant ». Cependant, il est possible que des marques de brûlures apparaissent aux extrémités de la coupe même s'il

n'y a pas de fluctuation marquée de la puissance lors de la coupe. La Figure 4.2 présente une courbe typique de la fluctuation de la puissance lors de l'apparition de marques de brûlure.

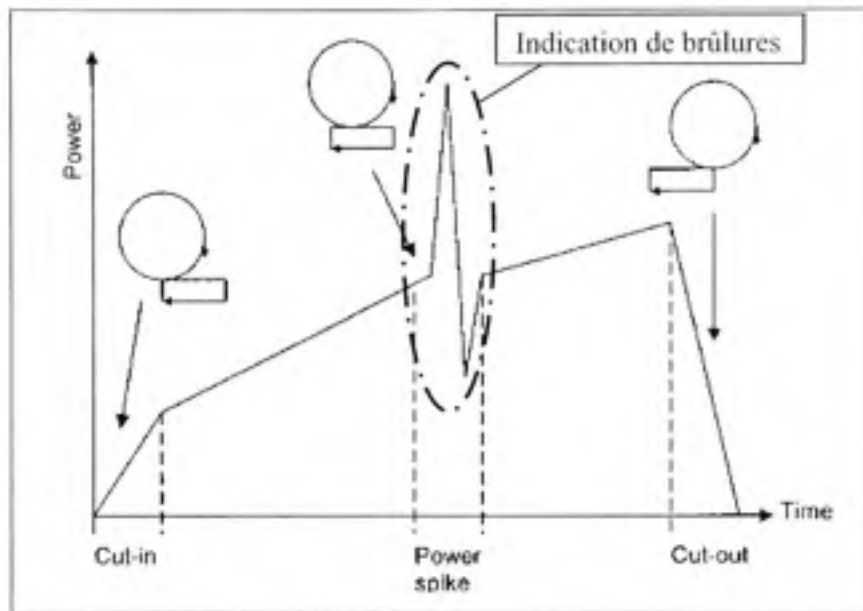


Figure 4.2 Évolution typique de la puissance consommée en fonction de la position de la meule par rapport à la pièce avec une marque de brûlure au milieu de la coupe.

(Steffen, 2004)

Source : Cette figure a été tirée du mémoire de M. Joachim K. Steffen, *Application of a coherent jet coolant system in creep-feed grinding of Inconel 718*, p.86. Le mémoire a été présenté à Dalhousie dans le cadre de la Maîtrise en génie mécanique de l'Université de Dalhousie.

Le fini de surface permet de s'assurer de l'uniformité de la surface usinée. En effet, plus le fini de la surface usinée est élevé, plus la surface de la pièce au niveau microscopique sera sinueuse (elle sera rugueuse au toucher). Ces trop grandes fluctuations peuvent servir de zones de concentration de contraintes qui vont initier des fissures après un certain cycle d'utilisation de la pièce. Il est donc important que le fini de surface soit toujours égal ou inférieur au requis demandé par l'ingénierie. Ainsi, celui-ci représente un élément incontournable afin de comparer, par exemple, deux meules dans des conditions données de coupe.

4.2 Méthodologie expérimentale

Tel que discuté à la section précédente, les essais expérimentaux réalisés pour cette recherche doivent permettre de quantifier le G-ratio, l'énergie totale de coupe et donc la puissance moyenne de coupe ainsi que l'intégrité et le fini de la surface usinée. Cependant, étant donné que nous n'avons accès qu'à la machine-outil Mägerle de P&WC, l'évaluation de l'intégrité de surface est seulement limitée à une inspection visuelle de la coupe et de sa courbe de puissance.

4.2.1 Matériel et montage

Avant de débiter la description du matériel et du montage utilisés, il est utile de se donner une représentation schématique de celui-ci. La Figure 4.3 présente justement le montage expérimental utilisé.

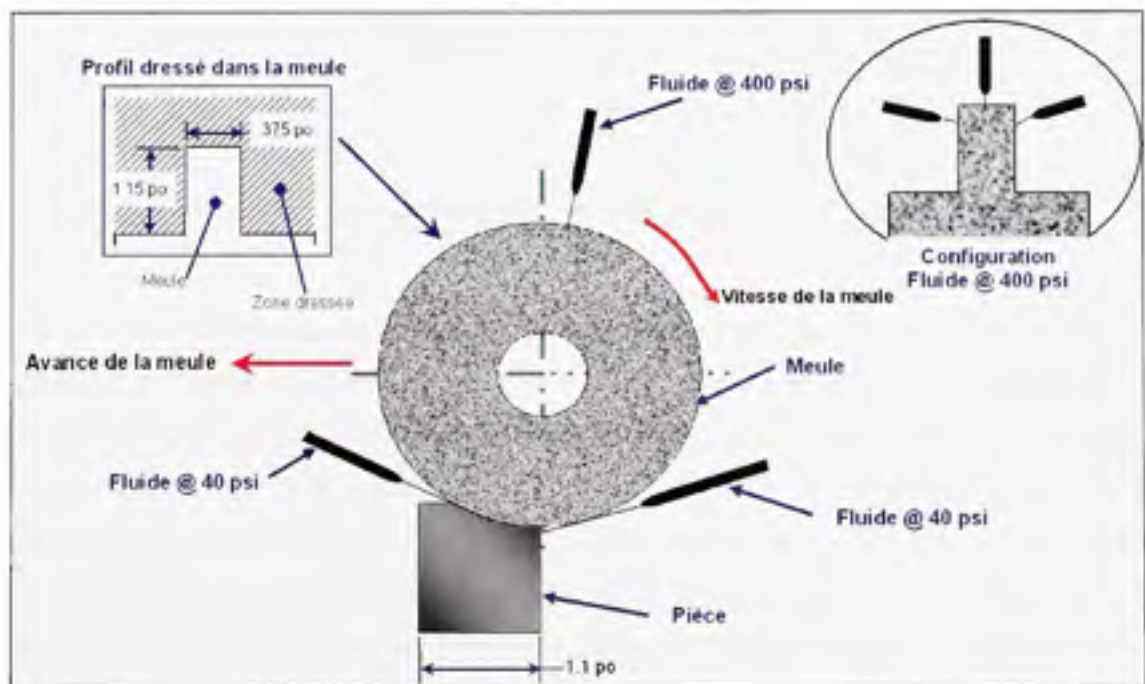


Figure 4.3 Schéma du montage expérimental du procédé de rectification CF utilisé pour lors des essais de coupe.

Tout d'abord, les essais de coupe sont tous réalisés sur la machine-outil rectifieuse Mägerle de P&WC en mode de dressage intermittent (entre chaque coupe, soit CF). Tous les essais utilisent le même type de meule, soit des TYROLIT modèle 92A-602-H10A-V55-P23-A en oxyde d'alumine (AlOx). La meule est dressée à une largeur de .375 po par une hauteur maximale de 1.15 po (voir Figure 4.3). De cette façon, on s'assure que seulement trois faces seront en contact avec la pièce coupée. Deux assemblages de la section droite (voir Figure 3.3) et du conditionneur d'écoulement (voir Figure 3.4) sont montés de part et d'autre de la meule. Ces assemblages sont alignés et fixés de façon à ce que le fluide de refroidissement frappe toujours dans le bas de la meule et au milieu de celle-ci (voir Figure 4.4).

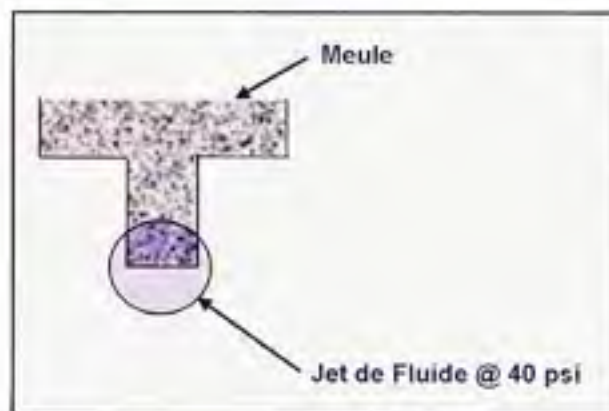


Figure 4.4 Schéma du positionnement du jet de fluide de refroidissement à 40 psi.

De plus, lors du dressage de l'extrémité de la meule (réduction du diamètre de la meule), la position des sections droites (et donc des buses) est automatiquement mis-à-jour afin qu'ils conservent la même position. Ainsi, lors des essais de coupe deux buses du même modèle (Webster voir Figure 3.2, nouveau concept voir Figure 3.31) sont montées à l'extrémité de chacune des deux sections droites. Afin de bien nettoyer la meule, trois buses à haute pression (400 psi à la sortie de la pompe, voir Figure 4.3) sont installées de part et d'autre de la meule (voir Figure 4.3). Le matériel usiné est de l'Inconel 718 qui est un alliage à base de nickel. Finalement, afin de contrôler la pression lors des essais de coupe, deux manomètres WIKA 0-160 psi rempli de silicone sont installés sur chacune des deux sections droites (voir Figure 4.6).

Pour recueillir la puissance consommée par le moteur qui actionne la meule, une unité de mesure de puissance universelle (*Universal Power Cell* - UPC) modèle UPC-E de Load Controls Inc est installée sur la machine-outil. Cet UPC envoie les lectures de puissance sous forme d'un signal 0 à 10 volt à une carte National Instrument NI-6023E qui enregistre ce signal à tous les .001 secondes sous forme de fichier texte (.txt) à l'aide d'un logiciel d'acquisition de données (*Data acquisition* - DAQ) de P&WC. L'amplitude maximale de 10 volts est préalablement fixée à l'intérieur de l'UPC afin celle-ci corresponde à 50 HP. La valeur de 50 HP a été sélectionnée, car il est peu probable que, lors des essais de coupe, la puissance maximale consommée par le moteur de la Mägerle excède cette valeur (la puissance maximale du moteur de la Mägerle est de 60 HP). Finalement, pour évaluer le fini de surface, l'appareil Surfrest SJ-400 de Mitutoyo est utilisé.

4.2.2 Démarche

Pour chacun des tests de coupe, une rainure de section carrée .375x.375 po est usinée sur toute la longueur des pièces en Inconel 718 ayant une épaisseur t de 1.1 po (voir Figure 4.3) et une dureté moyenne de 35.9 HRc mesurée à chacune de leurs extrémités (avant la coupe). La profondeur de coupe de .375 po permet de s'assurer que seulement trois faces sont en contact avec la pièce (la meule est dressée sur 1.15 po). Chaque coupe est espacée de .250 po. La Figure 4.5 présente le résultat anticipé une fois la coupe réalisée.

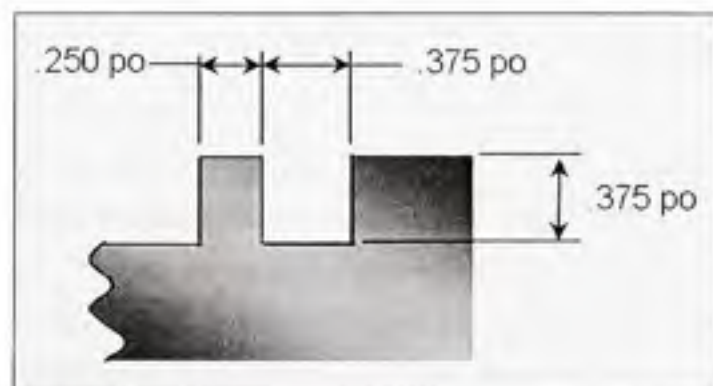


Figure 4.5 Schéma d'une rainure idéale.

La pression du fluide de refroidissement qui alimente les buses à l'essai est fixée à 40 psi et la pression des buses à haute pression qui assurent le nettoyage de la meule est fixée à 400 psi (voir Figure 4.3). Ces pressions sont les pressions maximales que le système de distribution de fluide de refroidissement HydroFlow HVF-16A (voir Figure 3.1b) peut fournir dans cette configuration : les buses basse pression ont une ouverture de .375 po et les buses haute pression ont une ouverture de 1/32 po. La pression maximale de 40 psi obtenue par les buses à l'essai permet de fixer la vitesse de rotation maximale de la meule afin de s'assurer que le fluide de refroidissement imprègne adéquatement la meule (voir section 1.1.1) Ainsi, à l'aide de l'équation (1.2), la pression de 40 psi est converti en vitesse.

$$V_o = \sqrt{\frac{2P_i}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 * 40 \frac{lb}{po^2} * 12^2 \frac{po^2}{pi^2}}{1.93 \frac{slug}{pi^3} * 1 \frac{lb * s^2}{pi slug}}} = 77.14 \frac{pi}{s} \quad (4.2)$$

L'équation (1.2) a été sélectionnée au lieu de l'équation (1.3), car elle est plus rapide à calculer et que l'écart entre les deux n'est que de l'ordre de 1% (voir section 1.1.1). Avec l'équation (1.4), cette vitesse peut être convertie en vitesse de rotation maximale n_{max} . Par exemple pour un rayon de meule, R_{Meule} , de 10 po.

$$n_{max} \leq \frac{60V_o}{2\pi R_{Meule}} = \frac{60 \frac{s}{min} * 77.14 \frac{pi}{s}}{2\pi \frac{rad}{tr} * \frac{10}{12} pi} = 883.94 \frac{tr}{min} \quad (4.3)$$

Cependant, comme on peut le voir dans l'équation précédente, la vitesse de rotation maximale dépend du rayon de la meule. Il serait donc impossible de garder la vitesse de rotation n (en tour par minute) constante lors de tous les essais. Pour contrer ce problème, le procédé sera plutôt contrôlé par la vitesse tangentielle de l'outil. En usinage cette vitesse porte le nom de SFM (*Surface feet per minute*). Cette vitesse se calcule de la façon suivante à partir de la vitesse de rotation n .

$$SFM = 2\pi R_{Meule} n \quad (4.4)$$

En remplaçant n par la valeur de n_{max} .

$$SFM_{max} = 2\pi \frac{rad}{tr} * \frac{10}{12} pi * 883.94 \frac{tr}{min} = 4628.31 \frac{pi}{min} \quad (4.5)$$

Ainsi, lors des essais de coupe, la vitesse tangentielle maximale SFM est donc fixée à 4625 (pi/min) afin de s'assurer que la vitesse du fluide de refroidissement soit toujours plus élevée que la vitesse tangentielle de l'outil.

Pour chacun des deux modèles de buse, cinq vitesses d'avance sont à l'essai : 10, 20, 30, 40 et 50 po/min (4.233, 8.647, 12.7, 16.933 et 21.167 mm/s). Chacune de ces vitesses est testée à trois reprises afin de s'assurer de la répétabilité des résultats expérimentaux. Au total, trente coupes sont donc requises. Tout d'abord, avant chaque coupe, le rayon de la meule est enregistré. Dans un deuxième temps, la meule est approchée à proximité de la pièce et le fluide de refroidissement est activé. L'acquisition des données débute environ 5 secondes avant la coupe afin de réaliser un étalonnage de la puissance consommée par la machine pour actionner la meule et pour contrer les effets du fluide de refroidissement en contact avec la meule. Cet étalonnage va permettre de recueillir l'information requise afin d'isoler la puissance consommée par la coupe seulement (voir ANNEXE IV). Dans un troisième temps, la coupe est effectuée et l'enregistrement de la puissance est arrêté une fois la meule complètement dégagée de la pièce. Dans un quatrième temps, la meule est ramenée au-dessus du dresseur. Celui-ci sert de référence afin de mesurer la hauteur (h dans la Figure b) de meule perdue sur le rayon par rapport au rayon mesuré avant la coupe. La Figure 4.6 présente la tête de la machine-outil Mägerle en position au dessus du dresseur pour mesurer la hauteur de meule perdue.



Figure 4.6 *Tête de la machine-outil Mägerle en position pour la mesure de la hauteur de meule perdue.*

Dans un cinquième temps, la meule est dressée afin d'éliminer le ou les rayon(s) qui se sont formés sur la meule (R ou R_1 et R_2 dans la Figure III.1). De cette façon, on s'assure toujours que la section de départ de la meule permettrait, dans les conditions idéales, de produire une section carrée de .375x.375 po dans la pièce. Finalement, la position des différents axes est mis-à-jour afin de s'assurer que les jets des différentes buses soient toujours aux mêmes positions. Cette démarche est répétée pour chacune des cinq vitesses d'avance à l'essai et cela pour la configuration avec buses de Webster et ensuite de la même façon pour celle avec les buses ayant le nouveau concept. Une fois tous les tests de coupe réalisés, les pièces sont inspectées sur un comparateur optique. Cette inspection permet de déterminer la profondeur et la largeur (H et L respectivement dans la Figure III.1) de la rainure en plus du ou des rayon(s) formés par la coupe. De plus, le fini de surface est mesuré

dans le fond des rainures à l'aide du Surfrest SJ-400 de Mitutoyo et cela dans le sens de la coupe.

4.3 Résultats expérimentaux

Une fois les essais de coupe réalisés, il est nécessaire de traiter ces résultats afin d'y en extraire les informations désirés. En effet, la mesure du G-Ratio et de l'énergie de coupe sont deux informations qui proviennent du traitement de différentes informations recueillies lors de ces essais. Ainsi, avant d'obtenir le G-Ratio, on doit déterminer les volumes de matériau enlevé et de meule perdue. Les équations nécessaires aux calculs des volumes de matériau enlevé et de meule perdue sont présentées en détails à l'ANNEXE III. Pour ce qui est du calcul de l'énergie de coupe, celle-ci requiert l'intégration numérique de la courbe de puissance obtenue lors de la coupe. La procédure de traitement de la courbe de puissance ainsi que les programmes réalisés pour l'effectuer sont présentés en détails aux ANNEXE IV et ANNEXE V.

À partir des notions de calcul de volume présentées à l'ANNEXE III et des notions de traitement de signaux présentées aux ANNEXE IV et ANNEXE V, les résultats expérimentaux obtenus lors des essais de coupe ont été traités. Le premier critère qui est le G-Ratio est basé sur le calcul des volumes de matériau enlevés et de meule perdue. La Figure 4.7 illustre les résultats obtenus pour le G-Ratio (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.6).

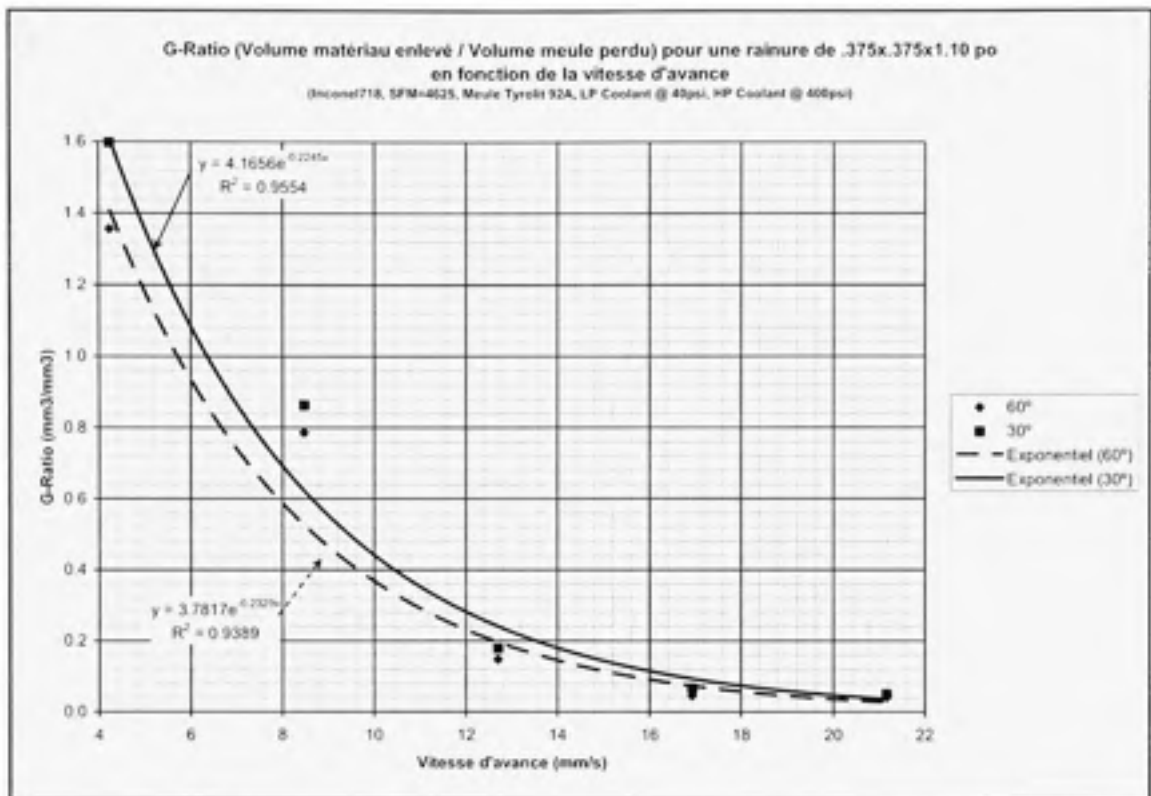


Figure 4.7 G-Ratio pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).

Le deuxième critère, c'est-à-dire l'énergie totale de coupe, est basé sur le traitement et l'intégration numérique des courbes de puissance. La Figure 4.8 illustre les résultats obtenus pour l'énergie totale de coupe (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.7).

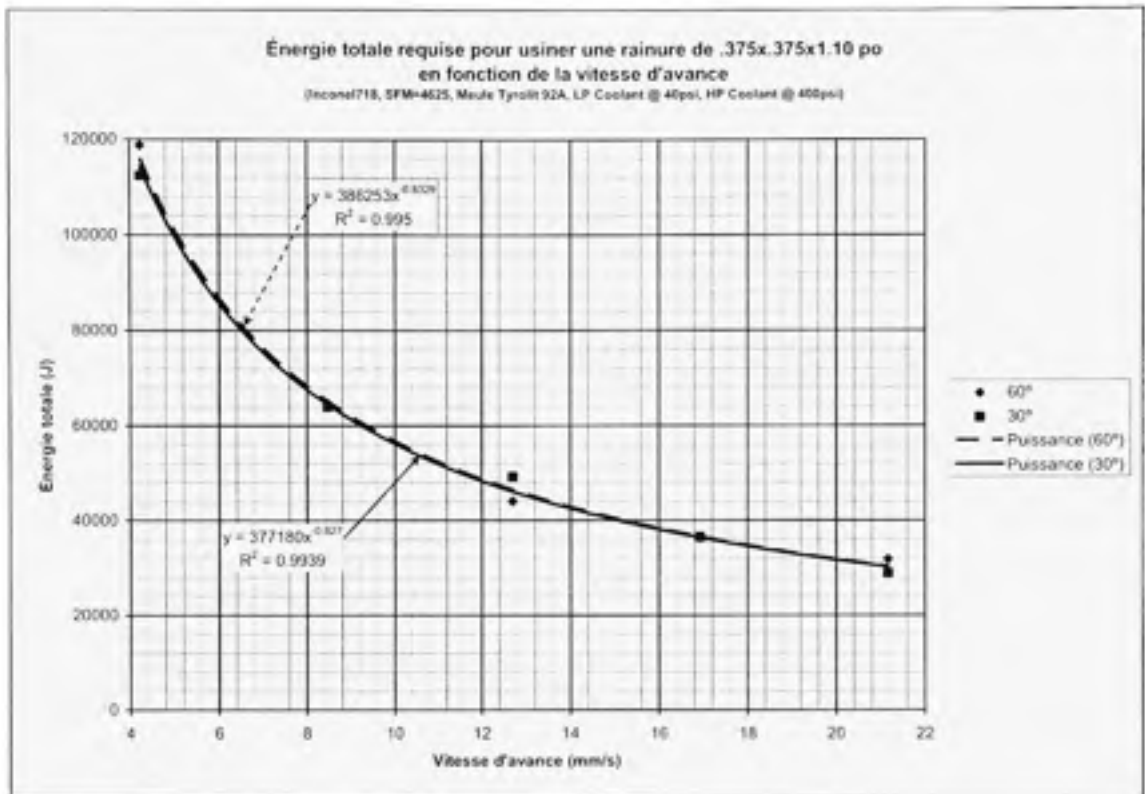


Figure 4.8 *Énergie totale de coupe pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).*

La puissance moyenne de coupe qui est le troisième critère, provient directement du calcul de l'énergie totale de coupe. La puissance moyenne est calculée à l'aide de la formule suivante.

$$\bar{P} = \frac{E_{tot}}{t/V_{avance}} \quad (4.6)$$

Ainsi, il est normal d'obtenir les mêmes pourcentages d'écart entre les résultats pour l'énergie totale de coupe et la puissance moyenne de coupe (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.8). La Figure 4.9 illustre les résultats obtenus pour la puissance moyenne de coupe (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.8).

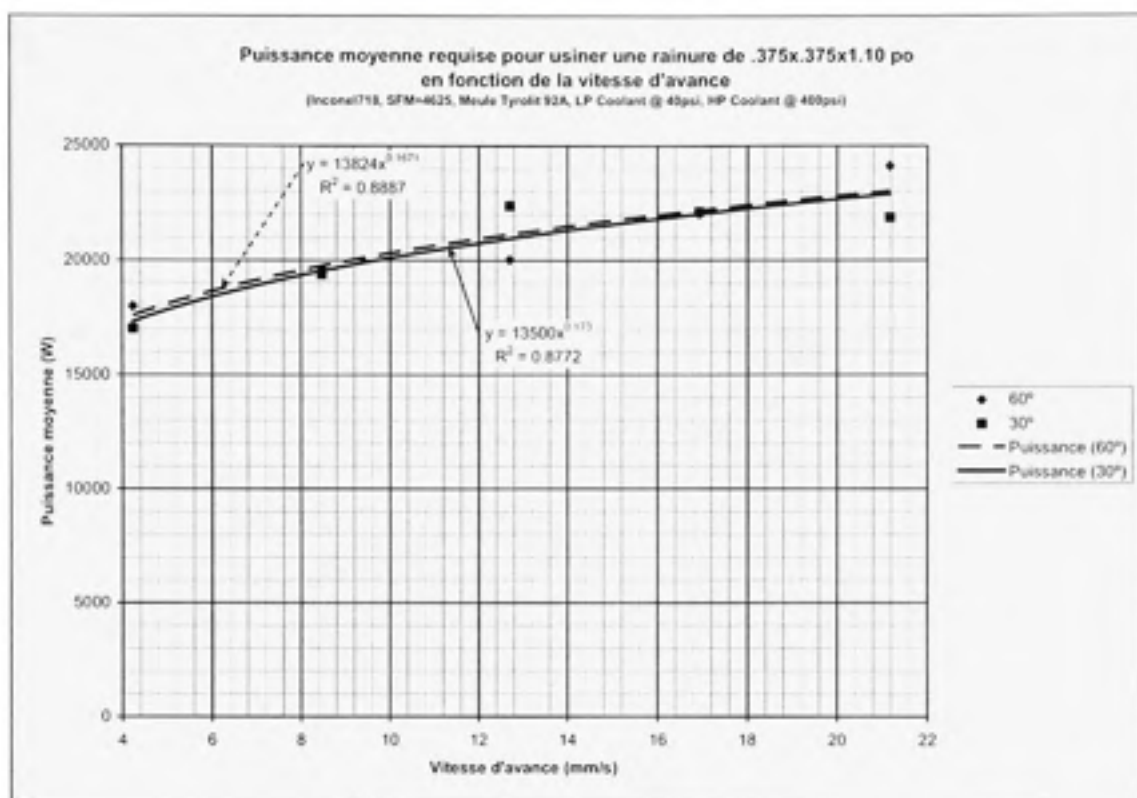


Figure 4.9 *Puissance moyenne de coupe pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).*

Ensuite, la Figure 4.10 illustre les résultats obtenus pour le fini de surface (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.9).

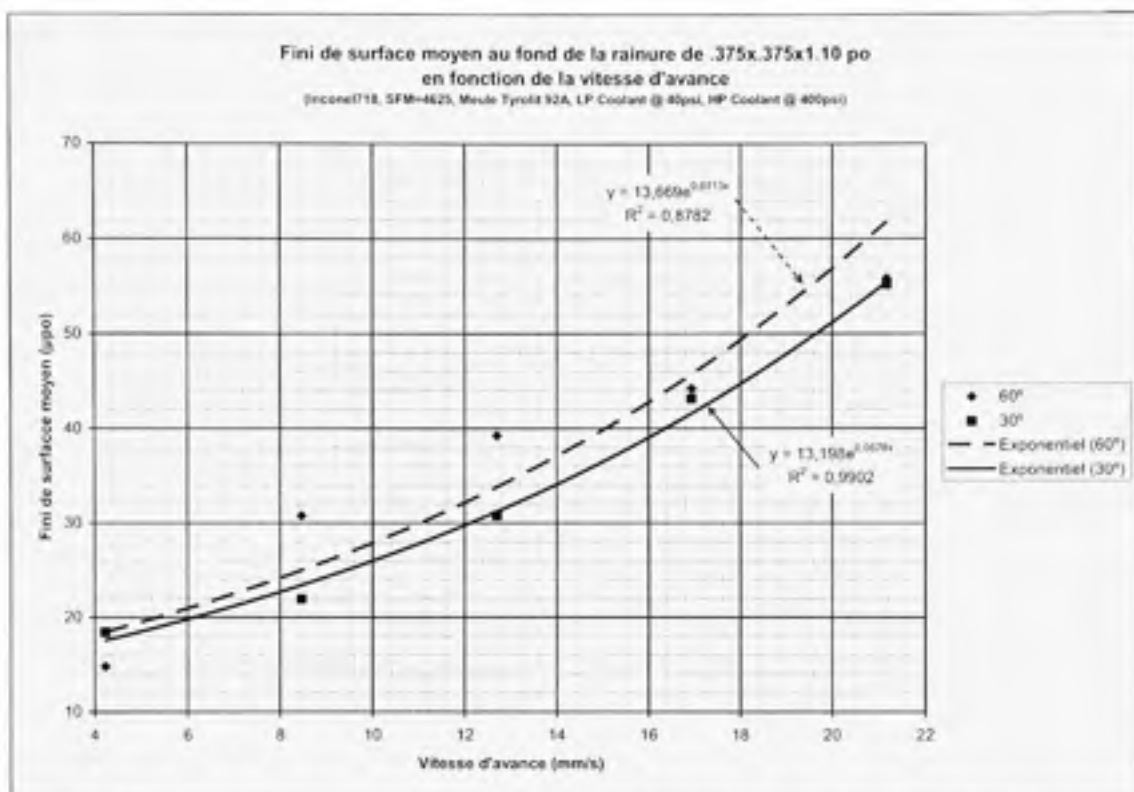


Figure 4.10 Fini de surface moyen pour une rainure de .375x.375x1.1 po en fonction de la vitesse d'avance pour la buse de Webster (60°) et pour le nouveau concept (30°).

Finalement, il est important de souligner qu'à partir d'une vitesse d'avance de 20 po/min (8.467 mm/s), des marques de brûlure pouvaient être observées visuellement sur les bavures qui se sont formées sur les côtés des rainures usinées peu importe les buses utilisées.

4.4 Analyse des résultats

À partir des résultats présentés à la section 4.3, il est maintenant possible de déterminer le potentiel du nouveau concept de buse à jet cohérent comparativement au concept de buse de Webster. Comme on peut le voir sur la Figure 4.7, le nouveau concept de buse permet d'augmenter significativement le G-Ratio (en moyenne de plus de 20%, voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.6). Cette augmentation de G-Ratio revient à dire que le nouveau concept de

buse permet d'augmenter la durée de vie de la meule de façon très significative. Cependant, étant donné que des marques de brûlure sont observées sur les bavures qui se forment sur les côtés des rainures usinées à partir d'une vitesse de 20 po/min (8.467 mm/s), ces vitesses ne peuvent être considérées comme valides. Donc, les résultats pour les vitesses de 20 à 50 po/min (8.647 à 21.167 mm/s) sont présentés qu'à titre indicatif. Ainsi, le nouveau concept de buse permet d'obtenir un gain de durée de vie de l'outil de 17.8% à 10 po/min (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.6). De plus, on peut remarquer que le G-Ratio diminue avec l'augmentation de la vitesse d'avance. Ainsi, tel qu'anticipé lors du calcul du volume (voir ANNEXE III), plus la vitesse d'avance augmente, plus le(s) rayon(s) formé(s) dans la pièce vont être important. Ce(s) rayon(s) plus important(s) produit(s) dans la pièce vont causer une diminution du volume de matière enlevé et une augmentation du volume de meule perdue et donc la diminution du G-Ratio. De plus, les résultats de la Figure 4.8 nous permettent de constater que cette augmentation du G-Ratio se fait en conservant une énergie totale de coupe similaire. En moyenne, celle-ci diminue même de 0.7% avec le nouveau concept de buse (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.7). Cependant, comme on peut le voir dans la Figure 4.8, les courbes de régression des résultats pour l'énergie totale de coupe des deux configurations de buse sont pratiquement superposées. Ainsi, les gains en termes d'énergie totale de coupe sont considérés comme nuls.

Les résultats de la puissance moyenne étant basés sur les résultats de l'énergie totale de coupe, les écarts relatifs présentés au Tableau VIII.8 sont donc identiques à ceux du Tableau VIII.7 (voir ANNEXE VIII). Ceci est normal étant donné que l'équation utilisée pour calculer la puissance moyenne de coupe utilise directement l'énergie totale de coupe (voir équation (4.6)). De plus, même si des marques de brûlure ont pu être observées sur les bavures qui se forment sur les côtés des rainures usinées à partir d'une vitesse d'avance de 20 po/min (8.467 mm/s), les courbes de puissance de celles-ci n'affichent pas de fluctuation brusque de la puissance consommée (voir ANNEXE IV). Donc, il est possible que ces brûlures aient été initiées que par la présence de bavures trop importantes de part et d'autre de la rainure lorsque des vitesses d'avance trop agressives ont été utilisées. Ces bavures étant de faible dimension par rapport à la pièce, leur température augmente plus vite et sont donc

plus prompts à brûler. Ceci est corroboré par le fait qu'aucune marque de brûlure n'a été observée dans le fond de ces mêmes rainures.

Un autre moyen qui permettrait de solutionner ce problème de brûlure, serait l'augmentation de la vitesse tangentielle de la meule. Cependant, pour être efficace, cette augmentation de la vitesse tangentielle de la meule doit être suivie par une augmentation de la vitesse du jet de fluide de refroidissement (contrôlé par la pression à l'aide de manomètres, voir Figure 4.6) qui passe par les buses à jet cohérent tel que discuté à la section 1.1.1. En effet, l'augmentation de la vitesse de rotation combinée à l'augmentation de la vitesse du jet de fluide de refroidissement, va permettre de diminuer le lapse de temps qu'une partie donnée de la meule va passer dans la pièce. Ainsi, la partie de la meule qui coupe est remplacée plus rapidement par une nouvelle partie qui est imprégnée de fluide de refroidissement à une température plus faible. Cette nouvelle partie de meule est donc plus apte à refroidir la pièce en plus d'avoir ses cavités nettoyées par les buses à haute pression. Ceci va la rendre plus apte à extraire du matériau contrairement à la partie de celle-ci qui est déjà dans la pièce et qui a ses cavités déjà remplies de matériau en plus d'être imprégné de fluide de refroidissement à une température beaucoup plus élevée. Ceci est une solution connue et qui a été confirmée par Hitchiner (1999, p. 8). Toutefois, il est possible que la vitesse tangentielle de la meule soit limitée par le système de distribution du fluide de refroidissement présent sur la rectifieuse utilisée comme dans le cas de cette recherche (voir section 4.2.2). Finalement, les résultats du fini de surface semblent indiquer que le nouveau concept de buse est en général supérieur (fini de surface plus bas). Cependant, étant donné le grand écart-type associé aux résultats, il est plus juste de dire que le fini de surface produit avec l'un ou l'autre des deux concepts de buse est équivalent.

En conclusion, le nouveau concept de buse (voir Figure 3.31) permet d'obtenir un gain de durée de vie non-négligeable de la meule utilisée (plus de 15% de G-Ratio) pour une même consommation d'énergie totale de coupe comparativement au concept de buse de Webster (voir Figure 3.2) et tout cela en conservant un même fini de surface.

CHAPITRE 5

PRÉDICTION NUMÉRIQUE DE LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE POUR DE L'HUILE DE COUPE AVEC UNE BUSE DE TYPE WEBSTER UTILISÉE À HAUTE PRESSION

Dans ce chapitre, un modèle plan axisymétrique qui permet de prédire numériquement la vitesse moyenne de sortie d'une buse ronde de Webster qui utilise de l'huile de coupe à haute pression est présenté. Plusieurs sujets seront couverts tout au long de celui-ci dont la description du problème, l'analyse de convergence, la simulation des prédictions numériques ainsi que la comparaison entre les prédictions numériques et l'équation de Bernoulli présentée à la section 1.1.1. De plus, deux annexes, c'est-à-dire les ANNEXE VI, ANNEXE VII et ANNEXE VIII présentent des informations complémentaires à ce chapitre.

5.1 Contexte

Tel que discuté précédemment à la section 1.1.1, la capacité de prédire la vitesse moyenne de sortie du jet de fluide de refroidissement que produit une buse est d'une importance capitale dans le domaine des procédés de rectification. En effet, en s'assurant que la vitesse moyenne du jet de fluide de refroidissement est égale ou supérieure à la vitesse tangentielle de la meule ceci va permettre de mieux imprégner la meule en surmontant la couche limite qui se forme autour de celle-ci (voir Figure 1.2). À partir de l'équation 4.4, il est possible de remarquer que, pour une vitesse tangentielle donnée (SFM donné), si le rayon de l'outil diminue, la vitesse de rotation devra augmenter afin de la conserver constante. Ce rayon d'outil va dépendre du type de pièce usinée. Ainsi, pour la rectification du profil de sapin (*fir tree*) des aubes de turbine, une meule en AlOx similaire à celle utilisée lors des essais de coupe est généralement utilisée. De plus, étant donné qu'il s'agit d'un profil extérieur, un grand diamètre d'outil peut être utilisé (plus de 20 po) sans restriction. Cependant, pour usiner les rainures en forme de sapin à l'intérieur des disques de turbine, un outil ayant un rayon beaucoup plus faible est nécessaire. La Figure 5.1 illustre l'assemblage d'aubes de turbine à

l'intérieur d'un disque ainsi qu'une section qui présente le profil de sapin à rectifier dans le disque.

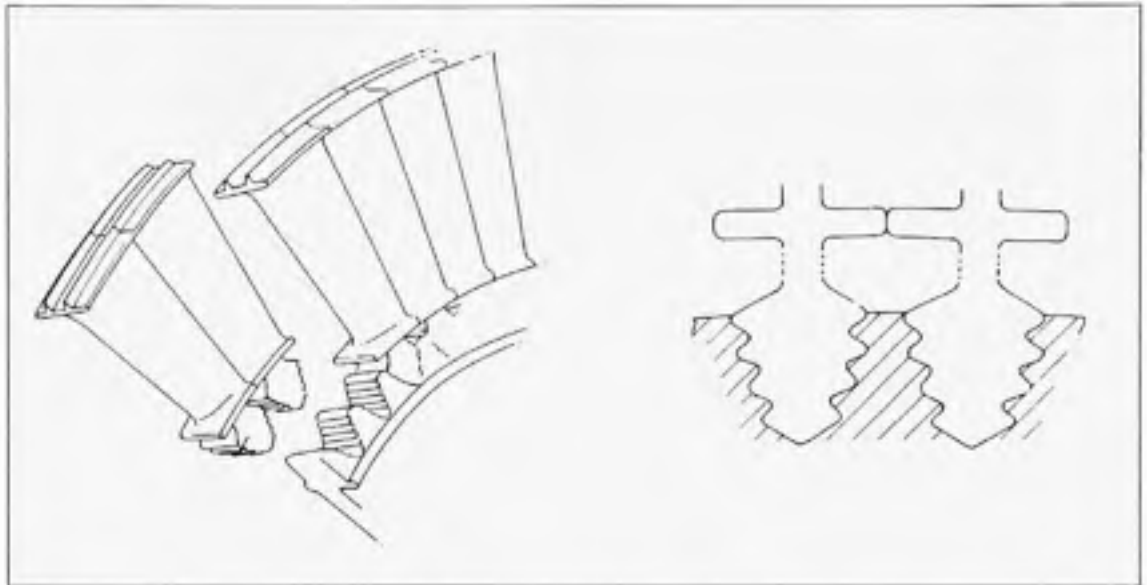


Figure 5.1 Schéma de l'assemblage d'aubes à pied en sapin dans un disque de turbine.

Ainsi, pour usiner ces rainures profilées en forme de sapin à l'intérieur du disque de turbine, il n'est pas rare d'utiliser des outils ayant un diamètre maximal de 1 po. Avec ce type d'outil, il est donc nécessaire d'atteindre des vitesses de rotation beaucoup plus élevées afin de conserver le même SFM. Ces vitesses de rotation plus élevées ont deux conséquences. Premièrement, le changement du type d'abrasif de l'AIOx au CBN (*Cubic boron nitride*) qui est plus résistant à l'usure mais qui va nécessiter l'utilisation d'huile de coupe au lieu d'huile en solution dans de l'eau (*water-based coolant*). Ceci afin d'obtenir une augmentation appréciable de la durée de vie du CBN, c'est-à-dire 5 à 10 fois celle obtenue dans de l'huile en solution dans de l'eau (Hitchiner, 1999, p. 4). La Figure 5.2 présente un exemple d'outil en CBN utilisé pour l'usinage des rainures profilées en sapin à l'intérieur des disques de turbine.

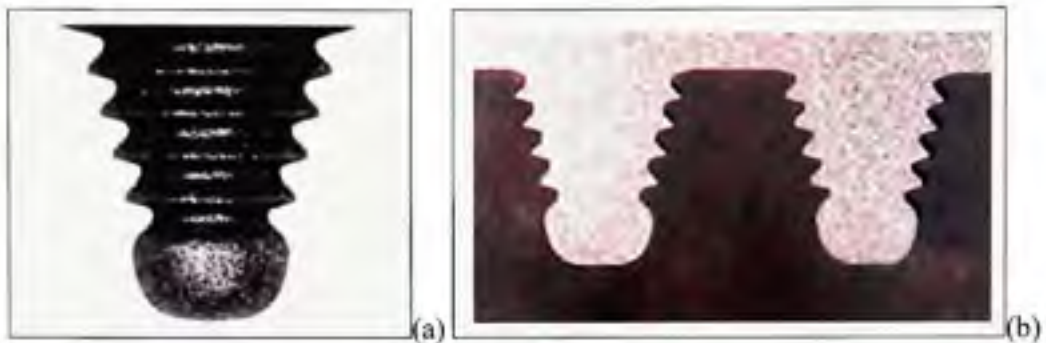


Figure 5.2 Exemple d'outil de forme en CBN (a) et les rainures profilés en forme de sapin qu'il produit à l'intérieur d'un disque de turbine (b).

(Curtis, 2007)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de M. D. T. Curtis et al., *Performance of Electroplated cBN Grinding Points Machining Udimet 720*, p.3. L'article a été présenté à Dearborn lors d'une conférence du Society of Manufacturing Engineers.

Deuxièmement, comme on peut le voir dans l'équation (1.4), l'augmentation de la vitesse de rotation devra être suivie d'une augmentation de la vitesse moyenne du fluide de refroidissement (et donc de la pression de celui-ci) afin de toujours imprégner adéquatement la meule. Ainsi, plus la vitesse du fluide augmente (plus le nombre de Reynolds augmente), plus les effets de frottement (turbulence) et de cavitation vont augmenter. Cependant, l'équation de Bernoulli, présentement utilisée pour prédire la vitesse moyenne de sortie, ne prend pas en compte ces effets. Alors, il est important de vérifier numériquement la précision des équations basées sur Bernoulli lorsque la pression à l'entrée de la buse augmente grandement (voir équation (1.2) et (1.3)).

5.2 Problème simulé

Afin de vérifier numériquement la précision des équations basées sur Bernoulli, P&WC a proposé de simuler trois modèles de buse basés sur le concept de Webster. Celles-ci ont toutes pour diamètre d'entrée D , .500 po (12.7 mm) et elles sont différenciées par leur

diamètre de sortie D_o respectif de 3/16 po (4.7625 mm), 1/8 po (3.175 mm) et 1/16 po (1.5875 mm). Ces buses ont été sélectionnées, car elles sont souvent utilisées avec les outils en CBN conçus pour l'usinage des rainures profilées en sapin à l'intérieur des disques de turbine. À partir de la Figure 1.5, le schéma général qui s'applique à ces trois buses, peut être établi. La Figure 5.3 présente ce schéma.

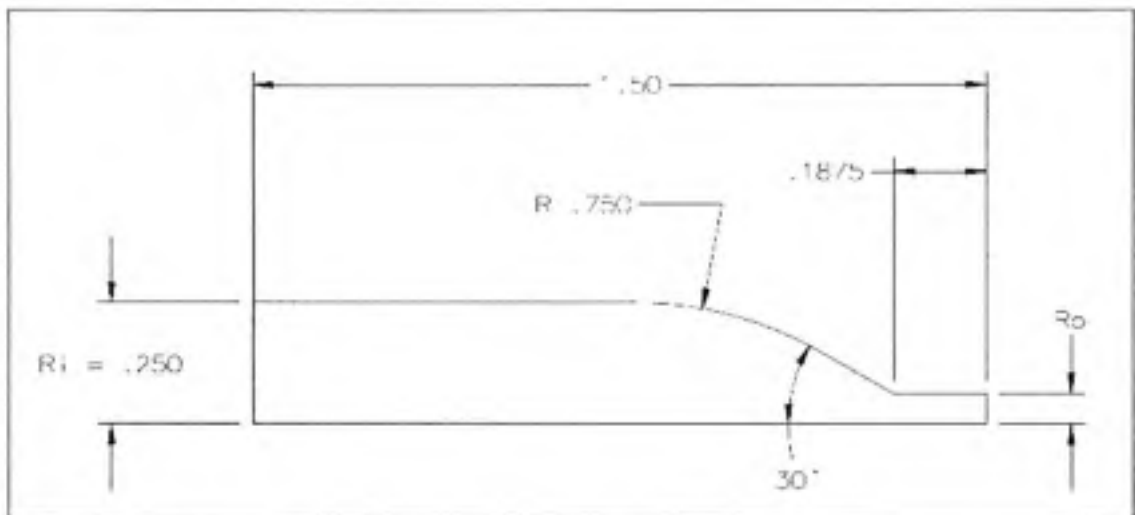


Figure 5.3 Schéma des spécifications générales des buses de type Webster utilisées pour la prédiction des vitesses moyennes de sortie.

Pour chacune des buses, les vitesses moyennes de sortie doivent être déterminées numériquement pour un intervalle de pression de 200 à 800 psi par incrément de 100 psi. L'huile de coupe (*Straight Oil*) utilisée pour les simulations est de la TRIM OM 300 de Master Chemical Corporation. Master Chemical Corp. a fourni les propriétés suivantes pour cette huile à l'état liquide : gravité spécifique de 0.93 et une viscosité cinématique de 117.1 SUS. Étant donné que FLUENT utilise le système métrique par défaut, ces valeurs doivent être converties. Ainsi, la gravité spécifique peut être convertie en masse volumique avec l'équation suivante.

$$\rho_{300\text{-liq}} = SG_{300\text{-liq}} \rho_{H_2O@4^\circ C} = 0.93 * 1000 = 930 \text{ kg/m}^3 \quad (5.1)$$

La viscosité cinématique est convertie en viscosité dynamique avec l'équation suivante.

$$\mu_{300\text{-liq}} = \frac{v_{300\text{-liq}} SG_{300\text{-liq}}}{4630} = \frac{117.1 * 0.93}{4630} = 0.02352117 \text{ kg/m}\cdot\text{s} \quad (5.2)$$

Cependant, comme mentionné aux sections 3.4.1 et 3.4.2, une zone de cavitation pourrait être présente à l'intérieur de la buse au passage de l'angle de contraction à la section droite du diamètre de sortie. Ainsi, pour utiliser le modèle de cavitation de FLUENT, on doit avoir quatre informations supplémentaires sur ce fluide : la masse volumique et la viscosité à l'état de vapeur, la pression de vapeur et la tension de surface. Toutefois, Master Chemical Corp. n'a pu fournir ces informations. Ces informations doivent donc être extrapolées à partir de données connues. Pour ce faire, on a décidé de faire appel à la base de données implémentée dans FLUENT. Dans cette base de données, les propriétés génériques suivantes pour un carburant à base d'huile (*fuel oil*) sont données : masse volumique de 960 kg/m³ à l'état de liquide et de 10.95 kg/m³ à l'état de vapeur, viscosité dynamique de 0.048 kg/m·s à l'état de liquide et de 7.0e-6 kg/m·s à l'état de vapeur. La solution consiste donc à appliquer le même ratio vapeur/liquide de l'huile d'essence fourni par FLUENT à l'huile TRIM OM 300. Ainsi, la masse volumique à l'état de vapeur est calculée de la façon suivante.

$$\rho_{300\text{-vap}} = \rho_{300\text{-liq}} \frac{\rho_{oil\text{-vap}}}{\rho_{oil\text{-liq}}} = 930 \frac{10.95}{960} = 10.608 \text{ kg/m}^3 \quad (5.3)$$

De la même façon pour la viscosité dynamique à l'état de vapeur.

$$\mu_{300\text{-vap}} = \mu_{300\text{-liq}} \frac{\mu_{oil\text{-vap}}}{\mu_{oil\text{-liq}}} = 0.02352117 \frac{7e-6}{0.048} = 3.430e-6 \text{ kg/m}\cdot\text{s} \quad (5.4)$$

Les deux informations toujours manquantes sont donc la pression de vapeur et la tension de surface. En se basant sur Munson, Young et Okiishi (2002), pour une huile automobile SAE 30 ces propriétés sont respectivement de 0 Pa et de 0.036 N/m. Ces valeurs sont en dessous de celles de l'eau qui sont respectivement de 2338 Pa et de 0.0727 N/m (voir section 3.4.1).

Ainsi, il est possible d'affirmer que les valeurs de la pression de vapeur et de la tension de surface de l'huile TRIM OM 300 devraient être comprises entre 0 et celles de l'eau. Nous avons donc vérifié l'influence de ces 2 paramètres en résolvant le même problème pour des valeurs nulles et pour les valeurs de l'eau (voir ANNEXE VII). Ce test a permis de vérifier que ces paramètres n'influencent que de 0.013% la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Plus de détails sont fournis sur ce test à l'ANNEXE VII. Le Tableau 5.1 présente les propriétés de l'huile TRIM OM 300 retenues pour les simulations effectuées dans ce chapitre.

Tableau 5.1
Propriétés utilisées dans les simulations numériques
pour l'huile de coupe TRIM OM 300

Propriété	Valeur
Masse volumique – phase liquide (kg/m ³)	930
Viscosité dynamique – phase liquide (kg/m-s)	0.02352117
Masse volumique – phase vapeur (kg/m ³)	10.608
Viscosité dynamique – phase vapeur (kg/m-s)	3.43e-6
Pression de vapeur (Pa)	0
Tension de surface (N/m)	0

5.3 Modélisation et simulation numérique

Avec les informations présentées à la section 5.2, le travail de modélisation et de simulation numérique du problème peut débuter. Pour ce faire, le logiciel numérique de CFD FLUENT est toujours utilisé. Cependant, avant de débuter le calcul des différentes vitesses moyennes de sortie, une analyse de convergence du maillage doit être réalisée.

5.3.1 Analyse de convergence du maillage

Tout comme au chapitre 3, il est nécessaire d'effectuer une analyse de convergence du maillage afin de s'assurer que les résultats numériques obtenus pour la prédiction de la vitesse moyenne de sortie ne dépendent pas de ce dernier. On doit donc choisir le cas le plus

susceptible d'être influencé par le maillage en terme de pression et de diamètre de sortie. Étant donné que l'on utilise le modèle de cavitation de FLUENT, on doit choisir le cas où la pression est la plus élevée, c'est-à-dire 800 psi (5515806 Pa), car plus la pression est élevée plus les possibilités de cavitation augmentent. Tous les maillages sont donc testés à cette pression. Ensuite, pour ce qui est du diamètre de sortie, le diamètre choisi est celui de 3/16 po (4.7625 mm), car, pour un nombre d'élément constant, plus le diamètre de sortie sera grand, plus la hauteur que chaque élément devra représenter sera grande. Ceci peut causer une atténuation de l'importance de petits phénomènes, comme la cavitation, sur l'écoulement principal. Cette atténuation peut avoir une influence non-négligeable sur la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Ainsi, le diamètre de sortie choisi est celui de 3/16 po (4.7625 mm).

Trois maillages différents d'une section de l'intérieur de la buse (voir Figure 5.3) sont réalisés dans GAMBIT. Cette section a une longueur totale de 1.5 po (38.1 mm). Cependant, étant donné que FLUENT fonctionne par défaut en système métrique, toutes les dimensions en pouces ont été converties du système impérial au système métrique avant de débiter le maillage dans GAMBIT. À partir des différents nœuds, la section maillée est divisée en quatre zones afin de faciliter la réalisation du maillage de la section intérieure de la buse. La Figure 5.4 présente la section à mailler et les quatre zones qui la composent.

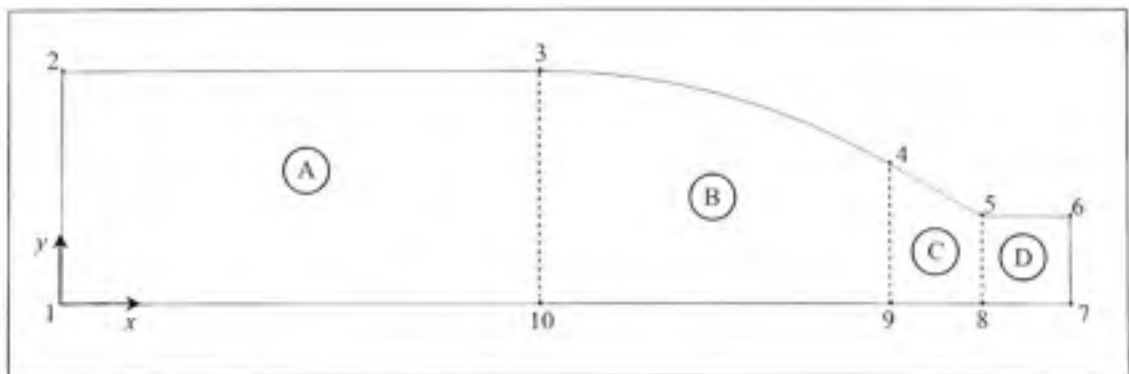


Figure 5.4 Schéma de la section maillée dans GAMBIT pour l'analyse de convergence.

Il est important de noter que la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 5.2. De plus, avant de débiter les calculs, les conditions aux frontières du système doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée dans GAMBIT. Ces conditions frontières sont les mêmes pour chacun des trois maillages à l'étude. Le Tableau 5.3 liste les types et les emplacements des différentes conditions frontières présentes dans la section maillée.

Tableau 5.3
Types et emplacements des conditions frontières
pour l'analyse de convergence

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6
<i>Pressure Outlet</i>	6-7
<i>Axis</i>	7-8-9-10-1

Ensuite, le maillage est importé dans FLUENT 6.3. Tout d'abord, les propriétés des fluides doivent être définies. Pour ce faire, les propriétés de l'huile TRIM OM 300 définies dans le Tableau 5.1 sont utilisées pour définir les états liquides et vapeur de celles-ci dans FLUENT. Par la suite, les conditions d'entrée (*Pressure Inlet*) et de sortie (*Pressure Outlet*) de la section maillée doivent être définies. Ces conditions sont celles de pression et de turbulence, c'est-à-dire l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ϵ . Tel que discuté précédemment, la pression à l'entrée est fixée à 800 psi (5515806 Pa). Donc, les calculs numériques sont réalisés en pression relative. Pour déterminer les deux paramètres de turbulence à l'entrée, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée en vitesse moyenne avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse et de l'équation (1.8), l'énergie cinétique de turbulence est calculée. Finalement, le taux de dissipation turbulent est déterminé à partir de l'énergie cinétique de turbulence et du diamètre d'entrée en utilisant l'équation (2.19). Pour les conditions à la sortie : la pression est fixée à 0 psi (0 Pa) étant donné que les calculs sont réalisés en pression relative et que la sortie est à la pression ambiante, et les deux paramètres

de turbulence sont arbitrairement fixés à 0.001. Le Tableau 5.4 liste les différentes valeurs de conditions frontières à l'entrée et à la sortie de la section maillée.

Tableau 5.4
Conditions aux frontières pour l'analyse de convergence

Position	Entrée
Pression P_i (Pa)	5515806
Vitesse moyenne V_i (m/s)	15.167
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	0.1380155
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	4.037272
Position	Sortie
Pression P_o (Pa)	0
Énergie cinétique de turbulence k (m^2/s^2)	0.001
Taux de dissipation turbulent ε (m^2/s^3)	0.001

Une fois les conditions aux frontières entrées dans FLUENT, il ne reste qu'à faire solutionner le problème par ce dernier. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE VI. Celle-ci doit être reprise pour chacun des autres maillages à l'étude. Le critère de convergence fixé pour cette analyse consiste à obtenir un plateau stable inférieur à $10e-3$ des différentes équations résolues par FLUENT, c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ε) et de mélange (*Mixture*). Le Tableau 5.5 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenus une fois les résultats convergés.

Tableau 5.5
Nombre d'itérations et résidus maximales des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Maillage	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Nombre d'itérations / élément	Résidu maximal	Temps de calcul relatif
25x55	1375	6000	4.364	8.249e-5	1x
50x110	5500	25000	4.545	8.050e-6	5x
75x165	12375	95000	7.677	2.192e-6	14x

Tel qu'anticipé, plus le nombre d'éléments est élevé, plus le nombre d'itérations requis pour converger les résultats est élevé. Évidemment, plus le nombre d'éléments augmente, plus le temps de calcul augmente. Ainsi, résoudre le maillage 50x110 prend cinq fois le temps nécessaire à la résolution du 25x55. Quant à la résolution du 75x165, elle prend quatorze fois plus de temps que celle du 25x55. Il est aussi important de noter que les trois maillages ont convergés à plus de $10e-3$. Étant donné que ce que l'on désire évaluer avec ce modèle est la vitesse moyenne à la sortie de la buse, celle-ci ainsi que le profil de vitesse à la sortie de la buse ont été choisis comme critères de comparaison. Ces deux éléments ont été choisis à cause de leur importance du point de vue de l'usinage. La Figure 5.5 présente donc les profils de vitesse obtenus à la sortie de la buse pour chacun de ces trois maillages.

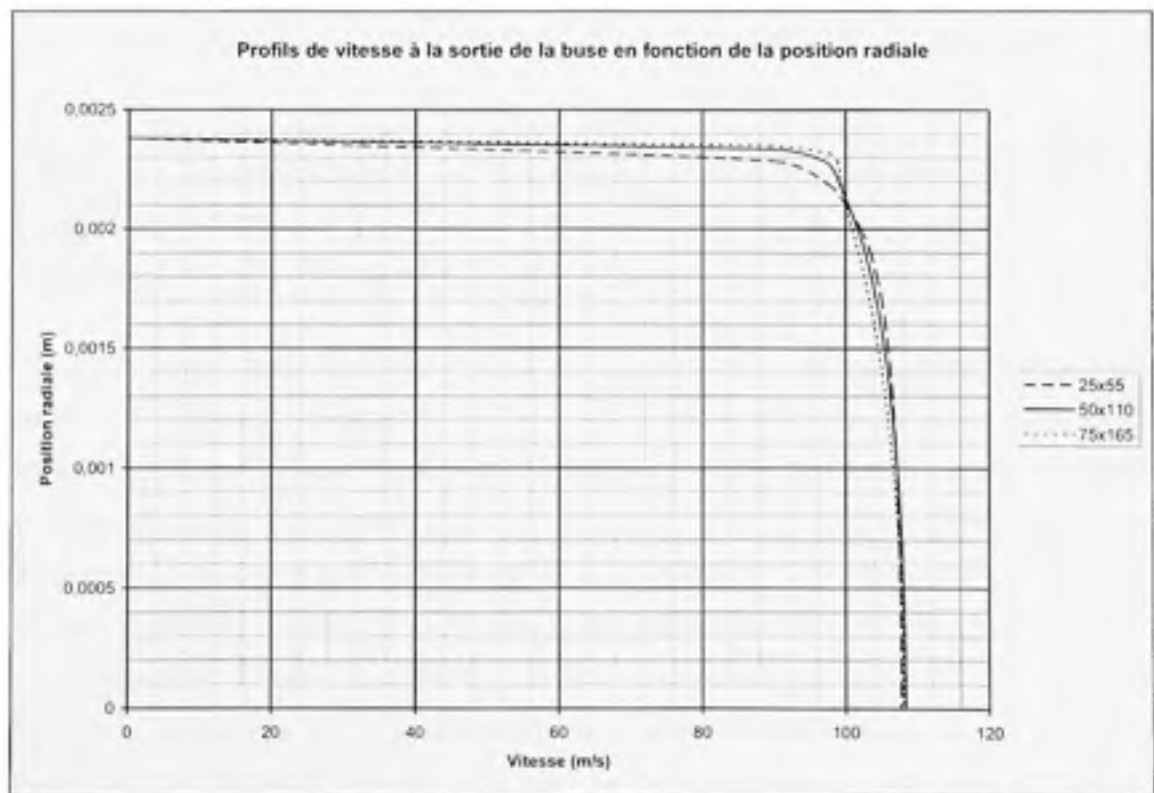


Figure 5.5 Profils de vitesse à la sortie de la buse des différents maillages à l'étude.

Comme la Figure 5.5 l'illustre, le profil de vitesse à la sortie de la buse du maillage 25x55 semble sous-estimer la vitesse à la sortie de la buse comparativement aux deux autres maillages. En effet, il est possible de voir sur cette figure que le profil de vitesse du maillage 50x110 se confond pratiquement avec celui du maillage 75x165. Cette sous-estimation du profil de vitesse en sortie cause une diminution non-négligeable de la vitesse moyenne à la sortie de la buse (voir Tableau 5.6).

Ensuite, la valeur moyenne de la vitesse à la sortie de la buse est extraite directement à l'aide de l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT. Le Tableau 5.6 présente la vitesse moyenne de sortie pour les trois maillages à l'étude.

Tableau 5.6
Vitesse moyenne de sortie et pourcentage d'écart des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Maillage	Vitesse moyenne de sortie V_o (m/s)	%Écart de V_o par rapport à 75x165
25x55	99.348	-2.32%
50x110	101.464	-0.24%
75x165	101.710	0%

Tel qu'anticipé à partir de l'analyse du profil de vitesse du maillage 25x55, la plus faible quantité d'éléments du maillage 25x55 cause une sous-estimation de la vitesse moyenne de sortie de plus de 2.32% par rapport au maillage 75x165. Cependant, il est tout de même possible d'obtenir une bonne précision avec une quantité inférieure non-négligeable d'éléments, c'est-à-dire avec le maillage 50x110. Ainsi, ce dernier, qui compte 2.25 fois moins d'éléments que le 75x165, permet de prédire une vitesse moyenne de sortie presque identique à celle du 75x165, soit une sous-estimation de 0.24%. Cette sous-estimation est considérée comme acceptable étant donnée l'imprécision de mesure reliée à la lecture de la pression à l'entrée de la buse sur les machines de production à l'aide de manomètre d'une précision de $\pm 1\%$. Donc, le maillage utilisé comme point de départ pour les modèles axisymétriques suivants est le 50x110.

5.3.2 Maillages pour la prédiction de la vitesse moyenne de sortie

Les résultats précédents concernant l'analyse de convergence, nous ont permis de déterminer qu'un maillage de 50x110 éléments est suffisant pour prédire efficacement la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Ce maillage ayant été réalisé pour un diamètre de sortie de 3/16 po, il faut donc modifier la distribution des 110 éléments horizontaux pour les deux autres ouvertures, soit 1/8 po et 1/16 po. Pour illustrer la démarche de réalisation du maillage la Figure 5.4, qui a été utilisée lors de l'analyse de convergence, est encore utilisée.

À partir du maillage 50x110, les maillages pour les diamètres de sortie de 1/8 po et de 1/16 po sont réalisés en conservant la longueur totale constante à 1.5 po pour être conforme au schéma de la Figure 5.3. De plus, la longueur de la section droite du diamètre de sortie est aussi conservée à 0.1875 po. Donc, lorsque le diamètre est réduit, la longueur de la zone C est augmentée et celle de la zone A est diminuée. Cependant, la longueur de la zone B reste inchangée. À cause de cela, la quantité d'éléments dans les régions A et C va varier d'un diamètre de sortie à l'autre. Toutefois, le nombre de divisions en direction horizontale (x dans la Figure 5.4) est toujours conservé à 110. En direction verticale (y dans la Figure 5.4), celui-ci reste inchangé car le diamètre d'entrée est toujours de 0.5 po. De cette façon, la précision du maillage ne devrait pas diminuer. Afin de redistribuer les éléments entre les régions A et C dans la direction horizontale, on utilise donc toujours les mêmes critères. Ainsi, la distribution des divisions varie toujours lorsqu'il y a un changement brusque de section (passage de la zone C à D) et lorsqu'il y a un changement important aux conditions frontières (fin de la zone D). On doit s'assurer que la première division de part et d'autre de chaque zone soit de taille similaire lors du passage d'une zone à l'autre. Par exemple, au passage de la zone C à la zone D, la première division de part et d'autre du nœud 4 et du nœud 5 doit être de taille similaire (de la même manière pour les nœuds 8 et 9). C'est ce dernier critère qui explique que le ratio de distribution des divisions dans la zone C ne soit pas constant d'un cas à l'autre (voir Tableau 5.7). Le Tableau 5.7 présente le nombre et la distribution des divisions pour chacune des zones des trois diamètres de sortie étudiés.

Tableau 5.7
Nombre et ratio de distribution des divisions pour la prédiction de la
vitesse moyenne à la sortie de la buse

Cas		3/16 po		1/8 po		1 /16 po	
Nombre de divisions							
Direction Y	Zone A, B, C & D (Total)	50		50		50	
Direction X	Zone A	30		25		20	
	Zone B	20		20		20	
	Zone C	20		25		30	
	Zone D	40		40		40	
	Total	110		110		110	
Ratio de distribution des divisions							
Direction Y	Zone A, B ,C & D	1		1		1	
Direction X	Zone A	1		1		1	
	Zone B	1		1		1	
	Zone C: Gauche à Droite	0.84		0.885		0.9	
	Zone D: Double - Gauche à Droite	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125	1.125

Il est important de noter que la distribution des éléments est toujours effectuée de gauche à droite comme indiqué dans le Tableau 5.7. De plus, avant de débiter les calculs, les conditions aux frontières du système doivent être associées aux différentes parties du contour de la section maillée dans GAMBIT. Ces conditions frontières sont les même pour chacun des trois maillages à l'étude. Le Tableau 5.8 liste les types et les emplacements des différentes conditions frontières présent dans la section maillée.

Tableau 5.8
Types et emplacements des conditions frontières
pour la prédiction de la vitesse moyenne à la sortie de la buse

Type	Frontières (Nœuds)
<i>Pressure Inlet</i>	1-2
<i>Wall</i>	2-3-4-5-6
<i>Pressure Outlet</i>	6-7
<i>Axis</i>	7-8-9-10-1

Le maillage est ensuite importé dans FLUENT. Tout d'abord, les propriétés des fluides doivent être définies. Pour ce faire, les propriétés de l'huile TRIM OM 300 définies dans le Tableau 5.1 sont utilisées pour définir les états liquides et vapeur de celle-ci dans FLUENT. Par la suite, les conditions d'entrée (*Pressure Inlet*) et de sortie (*Pressure Outlet*) de la section maillée doivent être définies. Ces conditions sont celles de pression et de turbulence, c'est-à-dire l'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation turbulent ε . Tel que discuté précédemment à la section 5.2, les pressions à l'entrée qui sont simulées vont de 200 à 800 psi par incrément de 100 psi. Les calculs sont toujours réalisés en pression relative. Pour déterminer les deux paramètres de turbulence à l'entrée, on doit d'abord convertir la pression à l'entrée en vitesse moyenne avec l'équation (1.3). À partir de cette vitesse et de l'équation (1.8), l'énergie cinétique de turbulence est calculée. Finalement, le taux de dissipation turbulent est déterminé à partir de l'énergie cinétique de turbulence et du diamètre d'entrée en utilisant l'équation (2.19). Pour les conditions à la sortie, dans tous les cas la pression est fixée à 0 psi (0 Pa) étant donné que les calculs sont réalisés en pression relative et que la sortie est à pression ambiante. De plus, les deux paramètres de turbulence à la sortie de la buse sont arbitrairement fixés à .001 pour tous les cas. Le Tableau 5.9 liste les différentes valeurs de conditions frontières à l'entrée et à la sortie de la section maillée pour les trois cas.

Tableau 5.9
Conditions aux frontières pour la prédiction de la
vitesse moyenne à la sortie de la buse

Entrée					Sortie		
P_i (psi)	P_i (Pa)	V_i (m/s)	k (m ² /s ²)	ε (m ² /s ³)	P (Pa)	k (m ² /s ²)	ε (m ² /s ³)
Diamètre de sortie de 3/16 po (4.7625 mm)							
200	1378952	7.583	3.450e-2	5.047e-1	0	0.001	0.001
300	2068427	9.288	5.176e-2	9.271e-1	0	0.001	0.001
400	2757903	10.724	6.901e-2	1.427	0	0.001	0.001
500	3447379	11.990	8.626e-2	1.995	0	0.001	0.001
600	4136855	13.135	1.035e-1	2.622	0	0.001	0.001
700	4826331	14.187	1.208e-1	3.304	0	0.001	0.001
800	5515806	15.167	1.380e-1	4.037	0	0.001	0.001
Diamètre de sortie de 1/8 po (3.175 mm)							
200	1378952	3.397	6.923e-3	4.536e-2	0	0.001	0.001
300	2068427	4.160	1.038e-2	8.333e-2	0	0.001	0.001
400	2757903	4.804	1.385e-2	1.283e-1	0	0.001	0.001
500	3447379	5.371	1.731e-2	1.793e-1	0	0.001	0.001
600	4136855	5.884	2.077e-2	2.357e-1	0	0.001	0.001
700	4826331	6.355	2.423e-2	2.970e-1	0	0.001	0.001
800	5515806	6.794	2.769 e-2	3.629e-1	0	0.001	0.001
Diamètre de sortie de 1/16 po (1.5875 mm)							
200	1378952	0.851	4.343e-4	7.126e-4	0	0.001	0.001
300	2068427	1.042	6.514e-4	1.309e-3	0	0.001	0.001
400	2757903	1.203	8.686e-4	2.016e-3	0	0.001	0.001
500	3447379	1.345	1.086e-3	2.817e-3	0	0.001	0.001
600	4136855	1.474	1.303e-3	3.703e-3	0	0.001	0.001
700	4826331	1.592	1.520e-3	4.666e-3	0	0.001	0.001
800	5515806	1.702	1.737e-3	5.701e-3	0	0.001	0.001

Une fois les conditions aux frontières entrées dans FLUENT, il ne reste qu'à faire solutionner les divers cas par celui-ci. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE VI. Celle-ci doit être reprise pour chacun des cas à l'étude. Le critère de convergence pour cette analyse consiste toujours à obtenir un plateau stable inférieur à 10e-3 des différentes équations résolues par FLUENT,

c'est-à-dire des équations de continuité, de quantité de mouvement (vitesses en X et en Y), de turbulence (k et ϵ) et de mélange (*Mixture*). Le Tableau 5.10 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenu une fois les résultats convergés.

Tableau 5.10
Nombre d'itérations et résidus maximaux des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Pression (psi)	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Nombre d'itérations / élément	Résidu maximal
Diamètre de sortie de 3/16 po				
200	5500	25000	4.545	6.984e-6
300	5500	25000	4.545	7.330e-6
400	5500	25000	4.545	7.573e-6
500	5500	25000	4.545	7.738e-6
600	5500	25000	4.545	7.866e-6
700	5500	25000	4.545	7.967e-6
800	5500	25000	4.545	8.050e-6
Diamètre de sortie de 1/8 po				
200	5500	35000	6.364	1.431e-5
300	5500	35000	6.364	1.238e-5
400	5500	35000	6.364	1.098e-5
500	5500	35000	6.364	9.990e-6
600	5500	37500	6.818	9.265e-6
700	5500	37500	6.818	8.693e-6
800	5500	37500	6.818	8.223e-6
Diamètre de sortie de 1/16 po				
200	5500	70000	12.727	1.317e-7
300	5500	90000	16.364	1.808e-6
400	5500	80000	14.545	2.140e-6
500	5500	80000	14.545	2.475e-6
600	5500	85000	15.455	2.637e-6
700	5500	90000	16.364	2.724e-6
800	5500	70000	12.727	2.025e-5

Comme le Tableau 5.10 l'indique, les différents résidus maximaux des trois cas à l'étude et pour chacune des pressions calculées convergent tous en dessous de la limite fixée de $10e-3$. De plus, les résidus semblent augmenter avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la

buse, ce qui est logique, car plus la pression augmente, plus l'importance des phénomènes comme la turbulence et la cavitation vont augmenter. Cette augmentation de leur importance, devrait ralentir le processus de convergence des équations et augmenter le résidu. Cependant, cette augmentation du résidu maximal avec la pression à l'entrée de la buse ne semble pas être valide dans le cas d'un diamètre de sortie de 1/8 po. Dans ce cas, c'est plutôt l'inverse qui se produit. Ainsi, avant de pouvoir affirmer avec certitude pour ces cas que le résidu maximal va augmenter avec la pression, de plus amples investigations seraient requises.

5.3.3 Résultats des prédictions de la vitesse moyenne de sortie

Afin de comparer efficacement les prédictions obtenues pour la vitesse moyenne à la sortie de la buse, nous allons comparer celles-ci aux prédictions que donne l'équation de Bernoulli. Cette équation a été présentée sous deux formes au CHAPITRE 1 ; soit on néglige la vitesse à l'entrée de la buse (équation (1.2)), soit elle est déterminée en utilisant le principe de conservation de la masse (équation (1.3)). Donc, avant de débiter la comparaison entre les prédictions avec Bernoulli et celles de FLUENT, on doit comparer les deux équations de Bernoulli entre-elles. Pour ce faire, le Tableau 5.11 présente la comparaison entre les vitesses moyennes à la sortie de la buse lorsque calculées avec l'équation (1.2) et lorsque calculées avec l'équation (1.3) pour chacun des trois diamètres de sortie.

Tableau 5.11

Comparaison entre les deux équations de Bernoulli pour la vitesse moyenne à la sortie des différentes buses (le diamètre de sortie varie)

D_i	po	0.5	0.5	0.5				
	mm	12.7	12.7	12.7				
A_i	mm ²	126.677	126.677	126.677				
D_o	po	1/16	1/8	3/16				
	mm	1.5875	3.175	4.7625				
A_o	mm ²	1.979	7.917	17.814				
P_i (psi)	P_i (Pa)	Éq. (1.2)	Éq. (1.3)					
		V_o (m/s)	V_o (m/s)	% Écart - (1.2) vs (1.3)	V_o (m/s)	% Écart - (1.2) vs (1.3)	V_o (m/s)	% Écart - (1.2) vs (1.3)
200	1378952	54.456	54.450	0.012%	54.350	0.195%	53.926	0.984%
300	2068427	66.695	66.687	0.012%	66.565	0.195%	66.045	0.984%
400	2757903	77.013	77.003	0.012%	76.863	0.195%	76.262	0.984%
500	3447379	86.103	86.092	0.012%	85.935	0.195%	85.264	0.984%
600	4136855	94.321	94.310	0.012%	94.137	0.195%	93.402	0.984%
700	4826331	101.878	101.866	0.012%	101.680	0.195%	100.886	0.984%
800	5515806	108.913	108.899	0.012%	108.700	0.195%	107.851	0.984%

Tel que discuté plus loin à la section 5.4, l'équation de Bernoulli sélectionnée est la (1.3) car elle prend en compte la conservation de la masse ce qui n'est pas négligeable. Ensuite, une fois l'équation de Bernoulli choisie, il est maintenant possible de comparer les prédictions de FLUENT à celles faites avec Bernoulli par le biais de l'équation (1.3). Pour ce faire, l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT est utilisé pour extraire les vitesses moyennes à l'entrée et à la sortie de la buse. Tout d'abord, la Figure 5.6 illustre les résultats obtenus pour la vitesse moyenne à l'entrée de la buse (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.10).

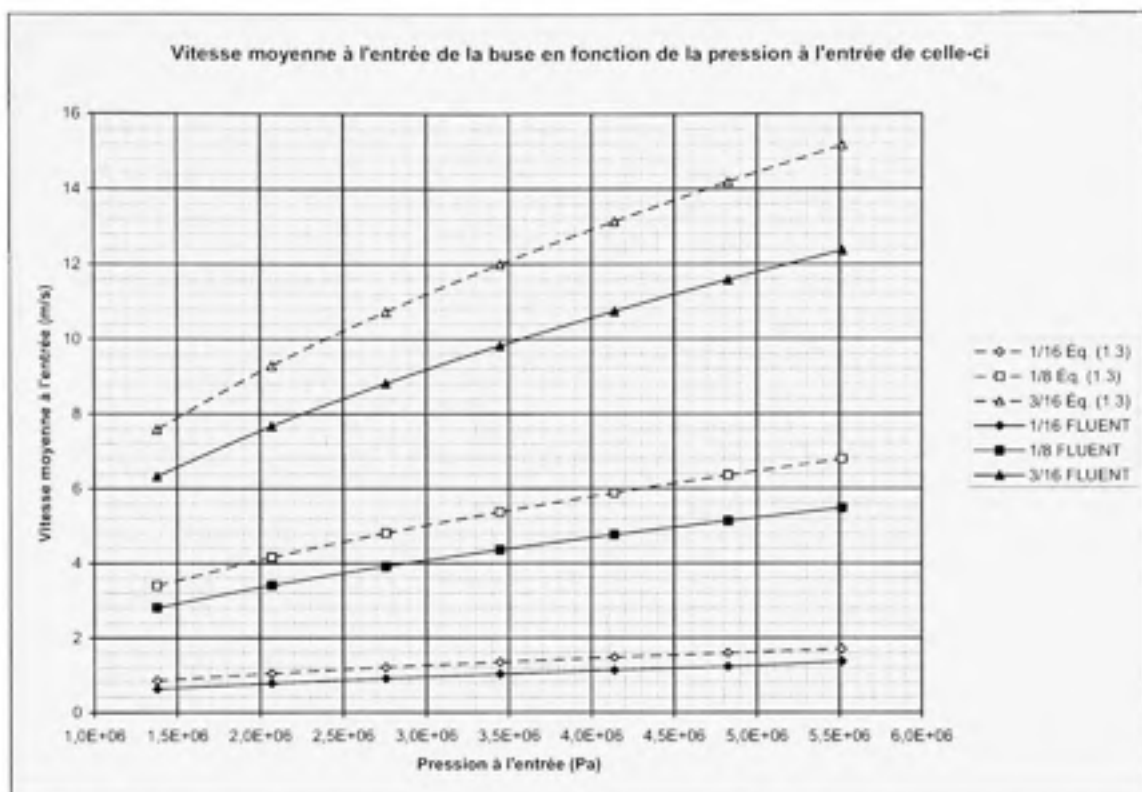


Figure 5.6 Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour la vitesse moyenne à l'entrée des différentes buses (le diamètre de sortie varie).

De la même façon, la Figure 5.7 illustre les résultats obtenus pour la vitesse moyenne à la sortie de la buse (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaires à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.10).

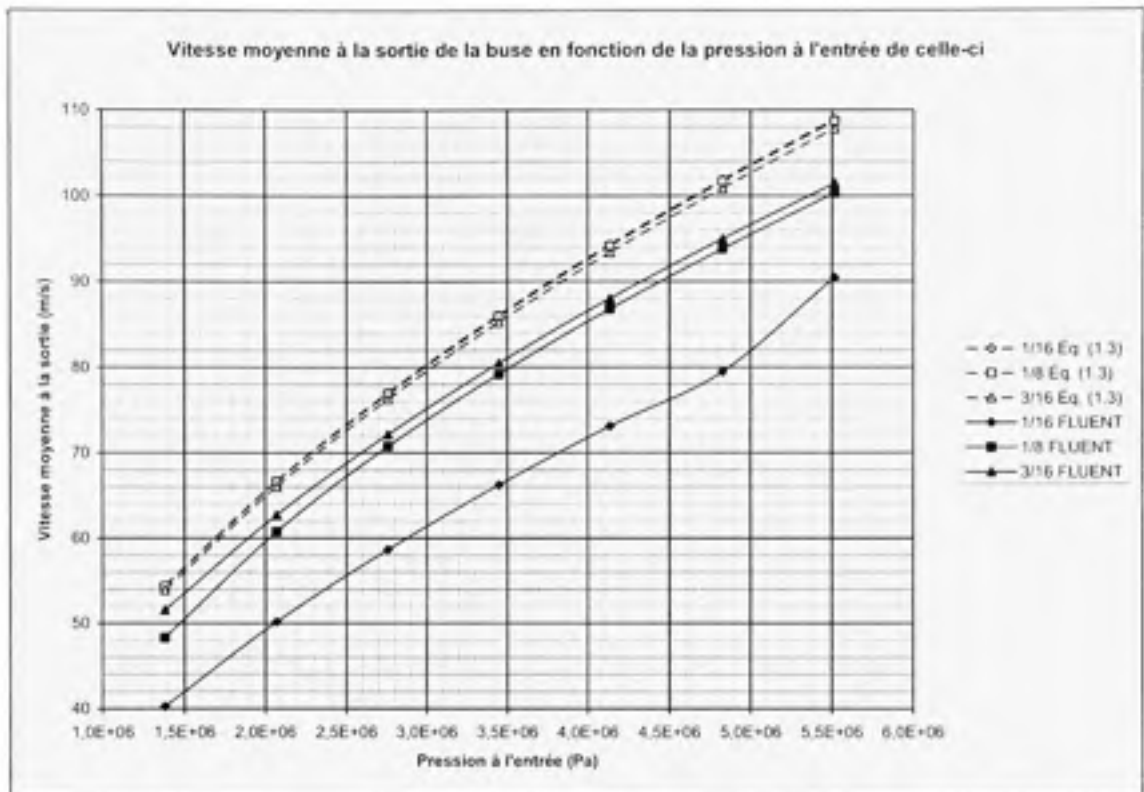


Figure 5.7 Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour la vitesse moyenne à la sortie des différentes buses (le diamètre de sortie varie).

De plus, il a été jugé utile de comparer le débit de la buse obtenu par FLUENT et celui obtenu lorsque calculé à partir de l'équation (1.3) en utilisant la conservation de la masse ($Q = V_1 A_1 = V_2 A_2$). Pour ce faire, l'outil *Report / Surface Integrals / Flow Rate* de FLUENT est utilisé pour extraire le débit de la buse. Ainsi, la Figure 5.8 illustre les résultats obtenus pour le débit de la buse (avec l'ajout de courbes de régression). Les résultats détaillés nécessaire à la réalisation de ce graphique sont présentés à l'ANNEXE VIII (voir Tableau VIII.11).

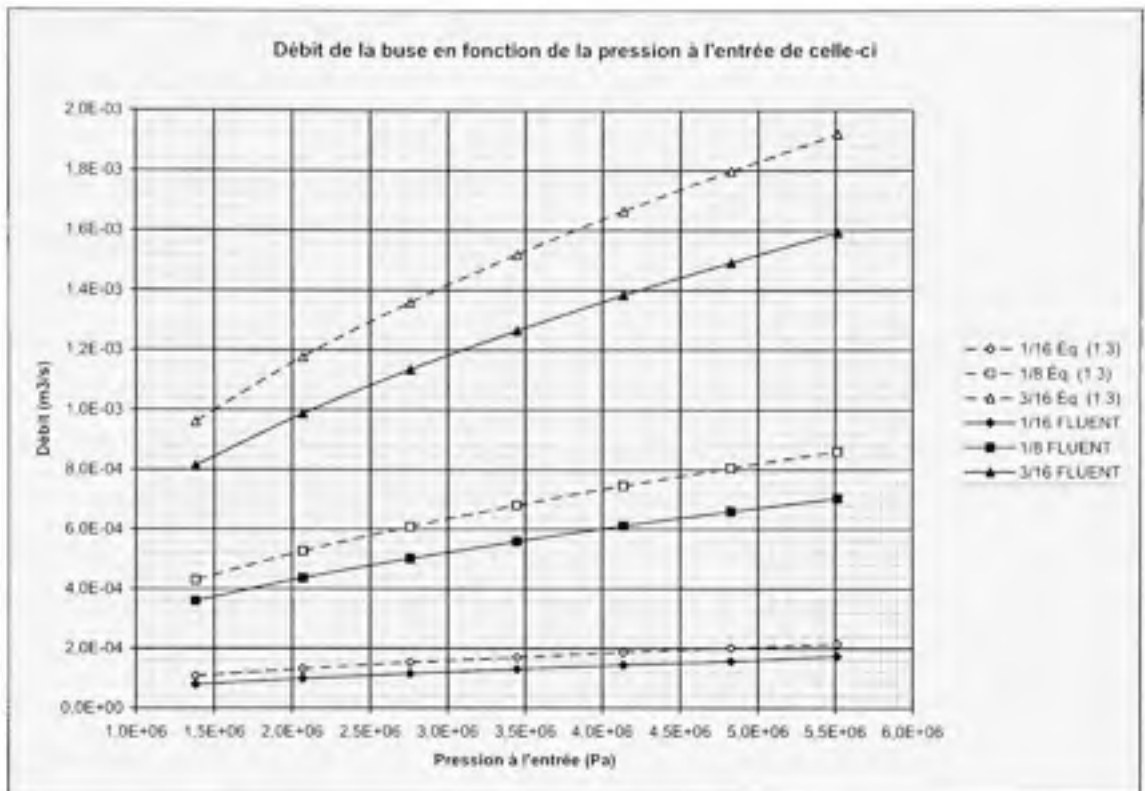


Figure 5.8 Comparaison entre les prédictions de l'équation (1.3) et celle de FLUENT pour le débit des différentes buses (le diamètre de sortie varie).

5.4 Analyse des résultats

À partir des résultats présentés à la section 5.3.3, il est maintenant possible de comparer les divers outils de prédiction de la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Tout d'abord, on doit comparer les deux équations de Bernoulli, soit l'équation (1.2) et (1.3). Ainsi, dans le Tableau 5.11, on peut voir que plus le diamètre de sortie de la buse augmente, plus l'écart relatif entre les vitesses prédites par les équations (1.2) et (1.3) augmente. Ceci est dû au fait que plus le diamètre de sortie augmente, plus la vitesse à l'entrée de la buse augmente (voir Figure 5.6) ce qui est dû à la diminution du niveau de restriction imposé à l'écoulement. Or, cette augmentation de la vitesse à l'entrée de la buse est négligée par l'équation (1.2) ce qui n'est pas le cas de l'équation (1.3) qui utilise le principe de conservation de la masse pour la

déterminer. Pour cette raison, l'équation (1.3) de Bernoulli est donc celle sélectionnée pour comparer les prédictions de FLUENT.

À partir des résultats du Tableau VIII.10 (voir ANNEXE VIII), il est possible d'observer, selon l'équation (1.3), que la vitesse moyenne à la sortie de la buse augmente lorsque le diamètre de sortie diminue. Cependant, toujours à partir du même tableau, lorsque l'on regarde les prédictions de FLUENT c'est le phénomène inverse qui se produit. Ceci est probablement dû au fait que plus le diamètre de sortie de la buse diminue, plus cette restriction imposée à l'écoulement va causer une augmentation de la turbulence et de la cavitation à l'intérieur de la buse. Ceci aura donc pour effet de ralentir l'écoulement principal. Or, ces deux phénomènes ne sont pas pris en compte par l'équation de Bernoulli. Ainsi, il est fort probable, que plus le diamètre de sortie de la buse diminue plus l'erreur de prédiction de Bernoulli de la vitesse moyenne de sortie augmente lorsque l'écoulement est turbulent et présente de la cavitation. Toutefois, la seule façon d'être certain de cette affirmation, serait de mesurer physiquement la vitesse à la sortie de la buse. Pour ce faire, l'une des deux méthodes suivantes pourrait être considéré : soit l'utilisation d'un *Laser-Doppler velocimetry* (LDV) (Durbin, 2005), soit mesurer le temps requis pour remplir un volume donné ($V_a = Q/A_o = (v_a \cdot t)/A_o$).

En prenant les résultats de FLUENT comme point de référence, il est possible de remarquer que l'équation Bernoulli surestime de beaucoup les vitesses à l'entrée et à la sortie de la buse (voir Figure 5.6 et Figure 5.7). Ainsi, une erreur moyenne d'environ 22% (diamètre de sortie de 3/16 po) à 31% (diamètre de sortie de 1/16 po) est obtenue pour la vitesse à l'entrée de la buse et une erreur moyenne d'environ 6% (diamètre de sortie de 3/16 po) à 30% (diamètre de sortie de 1/16 po) est obtenue pour la vitesse à la sortie de la buse (voir ANNEXE VIII, Tableau VIII.10). Ces écarts non-négligeables sont donc fort probablement causés par le fait que Bernoulli néglige la présence de turbulence et de cavitation à l'intérieur de l'écoulement, ce que FLUENT permet de prendre en compte.

Ensuite, il a été jugé utile de comparer les débits prédits à partir des vitesses moyennes calculées à l'aide de l'équation (1.3) en utilisant la conservation de la masse à ceux prédits par FLUENT. En effet, le Tableau montre que l'erreur relative sur le débit augmente lorsque le diamètre de sortie de la buse diminue. Ainsi, une erreur moyenne d'environ 20% (diamètre de sortie de 3/16 po) à 31% (diamètre de sortie de 1/16 po) est obtenue pour le débit fourni par la buse. Ceci est encore une fois probablement dû au fait que Bernoulli néglige la présence de turbulence et de cavitation à l'intérieur de l'écoulement, alors que FLUENT prend en compte ces phénomènes. En effet, si la présence de ces phénomènes est trop importante, ceux-ci vont augmenter le niveau de restriction imposé à l'écoulement et vont donc causer une diminution du débit que la buse peut fournir.

Pour conclure, les calculs de FLUENT ont donc permis de démontrer que des phénomènes comme la turbulence et la cavitation influencent significativement la vitesse à la sortie de la buse en plus de celle à l'entrée et du débit que celle-ci peut fournir (voir Figure 5.6, Figure 5.7 et Figure 5.8). Étant donné que FLUENT permet de simuler ces phénomènes, ces résultats peuvent être considérés comme étant plus proches de la réalité que ceux fournis par l'équation de Bernoulli qui ne les prend pas en compte. Cependant, il serait intéressant de vérifier la précision des prédictions de FLUENT pour la vitesse de sortie en utilisant une méthode qui permet de la mesurer physiquement. Une fois cette validation effectuée, il serait peut-être utile d'étendre ce genre de simulation numérique à une plus grande variété de buses à jet cohérent, c'est-à-dire à des diamètres d'entrée et de sortie différents.

CONCLUSION

L'objectif principal de cette recherche était de proposer une méthode qui permet de prédire la cohérence du jet de fluide de refroidissement produit par une buse en plus d'optimiser la conception de celle-ci afin qu'elle produise un jet plus cohérent et cela à l'aide d'un logiciel commercial de CFD. En effet, la méthode proposée a permis d'élaborer un modèle semi-empirique qui permet de prédire précisément l'ouverture du jet d'une buse circulaire à partir des résultats numériques de FLUENT avec une précision de $\pm 2\%$. De plus, avec les capacités de FLUENT, il a été possible de simuler l'écoulement de fluide de refroidissement à l'intérieur de la buse et d'y identifier les zones de cavitation qui s'y trouvent. Subséquemment, avec ces informations, la géométrie intérieure de la buse a pu être modifiée avec succès afin que celle-ci diminue ces zones par sa conception. Cette nouvelle géométrie intérieure a donc permis d'obtenir un jet plus cohérent de 5% à une distance de 6 po pour une pression de 100 psi.

Les qualités de ce nouveau concept de buse ont été quantifiées expérimentalement dans des conditions de production lors d'essais de coupe. Ces essais ont permis de déterminer que le nouveau concept de buse permet d'augmenter la durée de vie de la meule de plus de 15% tout en diminuant légèrement l'énergie consommée par la machine-outil et cela en conservant le fini de la surface usinée au même niveau.

Ensuite, FLUENT a été utilisé afin de prédire les vitesses moyennes du jet à la sortie de trois buses différentes. Ces prédictions ont été comparées à l'outil qui est actuellement utilisé dans le domaine de la fabrication pour prédire celles-ci, c'est-à-dire l'équation Bernoulli. Cette comparaison a permis de quantifier à quel point l'omission de la turbulence et de la cavitation présente dans l'écoulement peut influencer la vitesse moyenne du jet à la sortie de la buse.

Pour conclure, la méthode ainsi que le nouveau concept de buse, qui ont été développés lors cette recherche, ont démontré leur potentiel tout au long des divers essais expérimentaux.

Donc, ceux-ci peuvent être jugés comme étant prometteurs et ils peuvent être appliqués à l'usinage de toute pièce qui nécessite l'utilisation d'un procédé de rectification.

Contributions :

En résumé, ce mémoire a démontré qu'il était possible d'appliquer efficacement des notions de mécanique des fluides à un problème d'usinage concret afin de le résoudre efficacement. Ainsi, les trois grandes contributions suivantes peuvent être soulignées :

1. il est possible de prédire précisément ($\pm 2\%$) l'ouverture physique d'un jet de fluide de refroidissement à l'aide de FLUENT et du modèle semi-empirique développé dans ce mémoire,
2. à partir de FLUENT et du modèle semi-empirique, un nouveau concept de buse qui permet d'obtenir un jet plus cohérent (5% à 6 po et à 100 psi) a été développé et validé expérimentalement avec succès,
3. avec ce nouveau concept de buse il est possible d'obtenir un gain de durée de vie de la meule de plus de 15% tout en maintenant une énergie totale de coupe légèrement plus faible et un fini de surface équivalent.

RECOMMANDATIONS

Toutefois, il est important de noter que le modèle semi-empirique développé n'est valide que pour un ratio de contraction interne, des intervalles de pression et de distances spécifiques. Ainsi, il pourrait être intéressant d'adapter le modèle semi-empirique développé dans ce projet de recherche à un plus vaste éventail de ratios de contraction, d'intervalles de pression et de distance. Ceci permettrait de couvrir un plus vaste éventail de configurations et d'utilisations de buses.

Les essais de coupes, quant à eux, ont été effectués dans des conditions de dressage intermittents et cela pour l'usinage de rainure. Ainsi, il pourrait être intéressant de quantifier les gains du nouveau concept de buse dans d'autres situations. Par exemple, des essais avec dressage continu et/ou avec usinage d'un profil de sapin typique pourraient être intéressants. Ces autres essais permettraient d'obtenir un plus vaste éventail des divers avantages que le nouveau concept de buse peut apporter.

Pour ce qui est du calcul numérique de la vitesse moyenne à la sortie de la buse avec FLUENT, il est important de noter que celui-ci n'est qu'une prédiction tout comme l'utilisation de l'équation de Bernoulli. Ainsi, il pourrait être intéressant de vérifier physiquement à l'aide de méthode expérimentale (LDV ou autre) la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Cette vérification permettrait de vérifier la validité des prédictions de FLUENT.

ANNEXE I

PROCÉDURES D'INITIALISATION UTILISÉES AU CHAPITRE 3 POUR LES CALCULS AXISYMETRIQUES DANS FLUENT

Les différentes procédures d'initialisation présentée dans cette section listent sommairement, étape par étape, la démarche suivie pour initialiser les différents calculs axisymétriques dans FLUENT 6.3 lors de ce projet. Il est important de noter que l'utilisateur qui désire utiliser ces procédures doit déjà être familier avec FLUENT 6 avant de les utiliser. De plus, ces procédures n'incluent que les paramètres à modifier dans FLUENT. Ainsi, il est possible que dans un menu donné de FLUENT plusieurs options soient disponibles, mais que dans la démarche seulement un paramètre soit cité. Dans ce cas, seulement ce paramètre sera modifié (tel que prescrit dans la démarche) et les autres paramètres seront inchangés (conserveront leur valeur par défaut).

- **Analyse de convergence :**

1. Main Menu > File > Read > Case... (Choisir maillage)
2. Main Menu > Grid > Scale... (Au besoin, mettre le maillage à l'échelle)
3. Main Menu > Grid > Check
4. Main Menu > Grid > Info > Size
5. Main Menu > Display > Grid...
6. Main Menu > Define > Models > Solver
 - a. Space : *Axisymmetric*
7. Main Menu > Define > Models > Viscous...
 - a. Model : *k-epsilon (2 eqn)*
 - b. Near-Wall Treatment : *Standard Wall Functions*
8. Main Menu > Define > Models > Energy...
 - a. Energy : *no tick mark*
9. Main Menu > Define > Materials...
 - a. Name : *water-liquid*
 - b. Density : *998.2*

- c. Viscosity : *0.001002*
10. Main Menu > Define > Operating Conditions...
- a. Operating Pressure : *101325*
11. Main Menu > Define > Boundary Conditions...
- a. Fluid / Fluid > Set > Material Name : *water-liquid*
 - b. Inlet / Pressure-Inlet >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - c. Outlet / Pressure-Outlet >
 - i. Gauge Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Backflow Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Backflow Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
12. Main Menu > Solve > Controls > Solution...
- a. Under-Relaxation factor : *0.2 to all*
 - b. Pressure-Velocity Coupling : *SIMPLE*
 - c. Discretization:
 - i. Pressure : *PRESTO!*
 - ii. Other : *Second Order Upwind to all*
13. Main Menu > Solve > Initialize > Initialize...
- a. Compute From : *Inlet*
14. Main Menu > Solve > Monitors > Residual...
- a. Options : *Print & Plot*
15. Main Menu > File > Write > Case & Data... (Choisir un nom de fichier)
16. Main Menu > Solve > Iterate...
- a. Number of Iterations : *xxx (Nombre d'itérations désirées)*

- **Analyse avec MIXTURE :**

1. Main Menu > File > Read > Case... (Choisir maillage)
2. Main Menu > Grid > Scale... (Au besoin, mettre le maillage à l'échelle)
3. Main Menu > Grid > Check
4. Main Menu > Grid > Info > Size
5. Main Menu > Display > Grid...
6. Main Menu > Define > Models > Solver
 - a. Space : *Axisymmetric*
 - b. Time: *Steady*
7. Main Menu > Define > Models > Multiphase
 - a. Model : *Mixture*
 - b. Mixture Parameters : *Slip Velocity*
 - c. Body Force Formulation : *no tick mark*
 - d. Number of Phases: 2
8. Main Menu > Define > Models > Viscous...
 - a. Model : *k-epsilon (2 eqn)*
 - b. Near-Wall Treatment : *Standard Wall Functions*
9. Main Menu > Define > Models > Energy...
 - a. Energy : *no tick mark*
10. Main Menu > Define > Materials...
 - a. Name : *water-liquid*
 - i. Density : *998.2*
 - ii. Viscosity : *0.001002*
 - b. Name : *Air*
 - i. Density : *1.204*
 - ii. Viscosity : *1.82e-05*
11. Main Menu > Define > Phase...
 - a. Phase-1 > Set...
 - i. Name : *Air*
 - ii. Phase Material : *Air*

- b. Phase-2 > Set...
 - i. Name : *water-liquid*
 - ii. Phase Material : *water-liquid*
 - iii. Diameter : *1e-06*
 - c. Interaction...
 - i. Drag
 - 1. Drag Coefficient : *Symmetric*
 - ii. Slip
 - 1. Slip Velocity : *Manninen et al.*
12. Main Menu > Define > Operating Conditions...
- a. Operating Pressure : *101325*
 - b. Reference Pressure Location :
 - i. X : *0.20701*
 - ii. Y : *0.047625*
13. Main Menu > Define > Boundary Conditions...
- a. Fluid / Fluid / mixture >
 - i. Motion
 - 1. Motion type : *Stationary*
 - b. Farfield / Wall / mixture >
 - i. Shear Condition: *Specified Shear*
 - ii. Shear Stress :
 - 1. X-component : *0*
 - 2. Y-component : *0*
 - c. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ϵ désirée)*
 - d. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Volume Fraction : *1*

- e. Outflow / Pressure-outlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - f. Outflow / Pressure-outlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Backflow Volume Fraction : *0*
 - g. Inlet_air / Pressure-inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - h. Inlet_air / Pressure-inlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Volume Fraction : *0*
14. Main Menu > Solve > Controls > Solution...
- a. Under-Relaxation factor : *0.2 to all*
 - b. Pressure-Velocity Coupling : *SIMPLE*
 - c. Discretization:
 - i. Pressure : *PRESTO!*
 - ii. Volume Fraction : *QUICK*
 - iii. Other : *Second Order Upwind to all*
15. Main Menu > Solve > Initialize > Initialize...
- a. Compute From : *Inlet_coolant*
16. Main Menu > Solve > Monitors > Residual...
- a. Options : *Print & Plot*
17. Main Menu > File > Write > Case & Data... (Choisir un nom de fichier)
18. Main Menu > Solve > Iterate...
- a. Number of Iterations : *xxx (Nombre d'itérations désirées)*

- **Analyse de cavitation :**

1. Main Menu > File > Read > Case... (Choisir maillage)
2. Main Menu > Grid > Scale... (Au besoin, mettre le maillage à l'échelle)
3. Main Menu > Grid > Check
4. Main Menu > Grid > Info > Size
5. Main Menu > Display > Grid...
6. Main Menu > Define > Models > Solver
 - a. Space : *Axisymmetric*
 - b. Time: *Steady*
7. Main Menu > Define > Models > Multiphase
 - a. Model : *Mixture*
 - b. Mixture Parameters : *no tick mark*
 - c. Body Force Formulation : *no tick mark*
 - d. Number of Phases: *2*
8. Main Menu > Define > Models > Viscous...
 - a. Model : *k-epsilon (2 eqn)*
 - b. Near-Wall Treatment : *Standard Wall Functions*
9. Main Menu > Define > Models > Energy...
 - a. Energy : *no tick mark*
10. Main Menu > Define > Materials...
 - a. Name : *water-liquid*
 - i. Density : *998.2*
 - ii. Viscosity : *0.001002*
 - b. Name : *water-vapour*
 - i. Density : *0.01730*
 - ii. Viscosity : *9.73e-06*
11. Main Menu > Define > Phase...
 - a. Phase-1 > Set...
 - i. Name : *water-liquid*
 - ii. Phase Material : *water-liquid*

- b. Phase-2 > Set...
 - i. Name : *water-vapour*
 - ii. Phase Material : *water-vapour*
- c. Interaction...
 - i. Mass
 - 1. Cavitation : *tick mark*
 - 2. Cavitation Parameters :
 - a. Vaporisation Pressure : *2338*
 - b. Surface Tension Coefficient : *0.0727*

12. Main Menu > Define > Operating Conditions...

- a. Operating Pressure : *101325*
- b. Reference Pressure Location :
 - i. X : *0*
 - ii. Y : *0*

13. Main Menu > Define > Boundary Conditions...

- a. Fluid / Fluid / mixture >
 - i. Motion
 - 1. Motion type : *Stationary*
- b. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ϵ désirée)*
- c. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / water-vapor >
 - i. Multiphase
 - 1. Volume Fraction : *0*
- d. Outflow / Pressure-outlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ϵ désirée)*
- e. Outflow / Pressure-outlet / water-vapor >

- i. Multiphase
 - 1. Backflow Volume Fraction : *0*
- 14. Main Menu > Solve > Controls > Solution...
 - a. Under-Relaxation factor : *0.2 to all*
 - b. Pressure-Velocity Coupling : *SIMPLE*
 - c. Discretization:
 - i. Pressure : *PRESTO!*
 - ii. Momentum : *First Order Upwind*
 - iii. Vapor : *QUICK*
 - iv. Other : *Second Order Upwind to all*
- 15. Main Menu > Solve > Initialize > Initialize...
 - a. Compute From : *Inlet_coolant*
- 16. Main Menu > Solve > Monitors > Residual...
 - a. Options : *Print & Plot*
- 17. Main Menu > File > Write > Case & Data... (Choisir un nom de fichier)
- 18. Main Menu > Solve > Iterate...
 - a. Number of Iterations : *xxx (Nombre d'itérations désirées)*

- **Analyse avec VOF :**

1. Main Menu > File > Read > Case... (Choisir maillage)
2. Main Menu > Grid > Scale... (Au besoin, mettre le maillage à l'échelle)
3. Main Menu > Grid > Check
4. Main Menu > Grid > Info > Size
5. Main Menu > Display > Grid...
6. Main Menu > Define > Models > Solver
 - a. Space : *Axisymmetric*
 - b. Time: *Steady*
7. Main Menu > Define > Models > Multiphase
 - a. Model : *Volume of Fluid*
 - b. VOF Parameters :
 - i. VOF Scheme : *Implicit*
 - ii. Open Channel Flow : *no tick mark*
 - c. Body Force Formulation : *no tick mark*
 - d. Number of Phases: *2*
8. Main Menu > Define > Models > Viscous...
 - a. Model : *k-epsilon (2 eqn)*
 - b. Near-Wall Treatment : *Standard Wall Functions*
9. Main Menu > Define > Models > Energy...
 - a. Energy : *no tick mark*
10. Main Menu > Define > Materials...
 - a. Name : *water-liquid*
 - i. Density : *998.2*
 - ii. Viscosity : *0.001002*
 - b. Name : *Air*
 - i. Density : *1.204*
 - ii. Viscosity : *1.82e-05*
11. Main Menu > Define > Phase...
 - a. Phase-1 > Set...

- i. Name : *Air*
 - ii. Phase Material : *Air*
 - b. Phase-2 > Set...
 - i. Name : *water-liquid*
 - ii. Phase Material : *water-liquid*
 - c. Interaction...
 - i. Surface Tension
 - 1. Surface Tension Coefficient : *0.0727*
- 12. Main Menu > Define > Operating Conditions...
 - a. Operating Pressure : *101325*
 - b. Reference Pressure Location :
 - i. X : *0.20701*
 - ii. Y : *0.047625*
- 13. Main Menu > Define > Boundary Conditions...
 - a. Fluid / Fluid / mixture >
 - i. Motion
 - 1. Motion type : *Stationary*
 - b. Farfield / Wall / mixture >
 - i. Shear Condition: *Specified Shear*
 - ii. Shear Stress :
 - 1. X-component : *0*
 - 2. Y-component : *0*
 - c. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - d. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Volume Fraction : *1*
 - e. Outflow / Pressure-outlet / mixture >

- i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ϵ désirée)*
 - f. Outflow / Pressure-outlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Backflow Volume Fraction : *0*
 - g. Inlet_air / Pressure-inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ϵ désirée)*
 - h. Inlet_air / Pressure-inlet / water-liquid >
 - i. Multiphase
 - 1. Volume Fraction : *0*
- 14. Main Menu > Solve > Controls > Solution...
 - a. Under-Relaxation factor : *0.2 to all*
 - b. Pressure-Velocity Coupling : *SIMPLE*
 - c. Discretization:
 - i. Pressure : *PRESTO!*
 - ii. Volume Fraction : *QUICK*
 - iii. Other : *Second Order Upwind to all*
- 15. Main Menu > Solve > Initialize > Initialize...
 - a. Compute From : *Inlet_coolant*
- 16. Main Menu > Solve > Monitors > Residual...
 - a. Options : *Print & Plot*
- 17. Main Menu > File > Write > Case & Data... (Choisir un nom de fichier)
- 18. Main Menu > Solve > Iterate...
 - a. Number of Iterations : *xxx (Nombre d'itérations désirées)*

ANNEXE II

SOLUTION DE L'ÉCOULEMENT COMPLET À L'AIDE DE LA MÉTHODE MULTIPHASE VOF

Cette section présente les résultats obtenus avec FLUENT lorsque le modèle multiphase VOF est utilisé au lieu de celui de mixture. Ainsi, le même maillage et les mêmes conditions frontières sont utilisées (voir section 3.2.2). La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présentée à l'ANNEXE I. Le problème est résolu pour une pression de 551581 Pa (80 psi). Comme anticipé, l'utilisation du modèle VOF ne permet pas d'obtenir une ouverture de jet similaire à celle observée expérimentalement à partir des contours de masse volumiques de l'écoulement. La Figure II.1 présente les résultats obtenus pour les contours de masse volumiques dans FLUENT avec le modèle VOF.

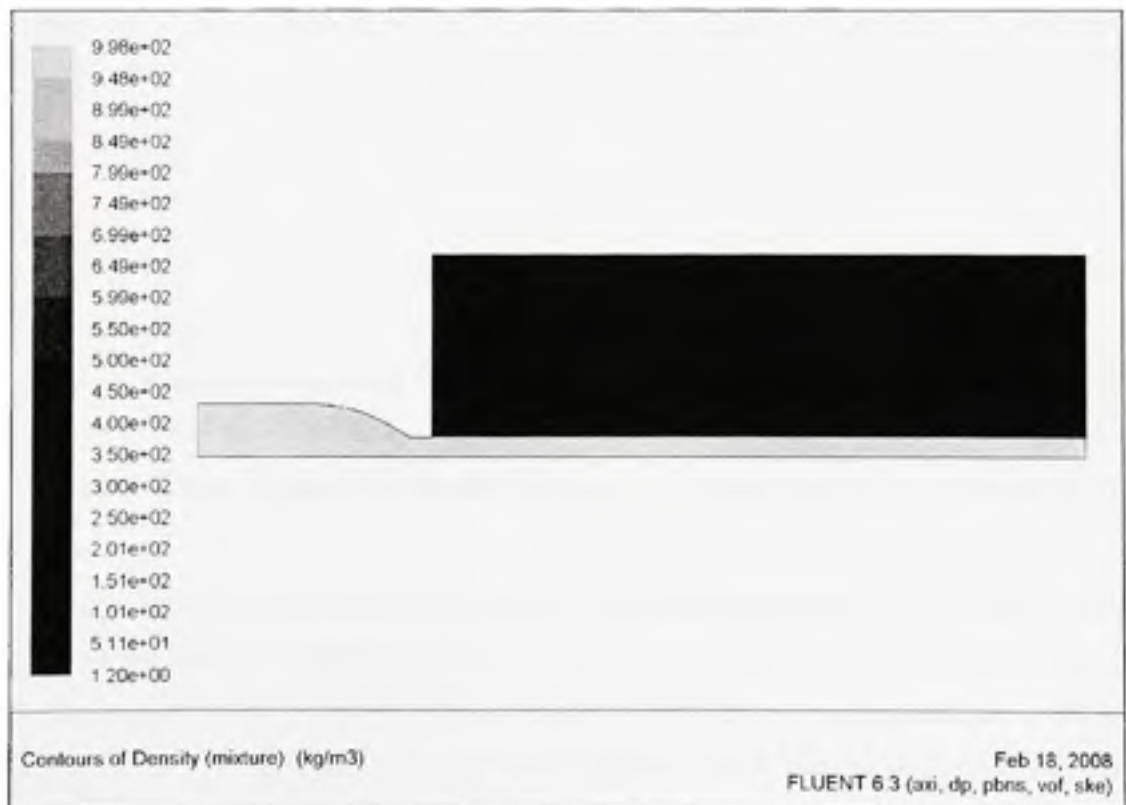


Figure II.1 *Contours de masse volumique du système pour une pression de 80 psi.*

Tout comme le modèle multiphase de mixture, le modèle VOF permet aussi d'obtenir une évolution des profils de vitesse du système complet qui affiche un comportement assez similaire à l'ouverture du jet observée expérimentalement. La Figure II.2 présente l'évolution du profil de vitesse sous la forme d'iso-contours pour le modèle VOF.

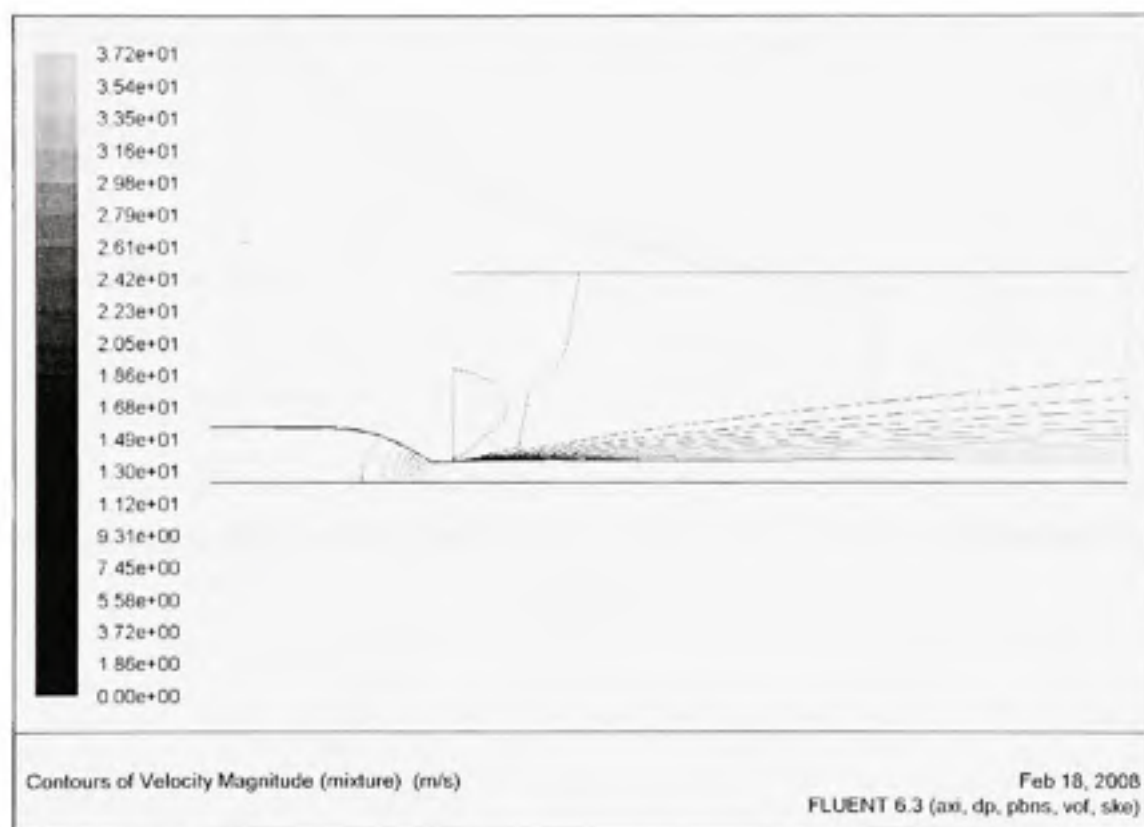


Figure II.2 Iso-Contours des modules de vitesse du système pour une pression de 80 psi.

Pour déterminer numériquement s'il s'agissait bien des mêmes résultats, les profils de vitesse obtenus par les deux modèles à une distance de 6 po de la buse ont été extraits et comparés. L'écart relatif moyen entre les deux cas est de 0.258% jusqu'à une distance de cinq fois le rayon de sortie de la buse R_o , ce qui est très faible. Ainsi, comme on peut le voir sur la Figure II.3, les profils de vitesse des deux modèles sont superposés.

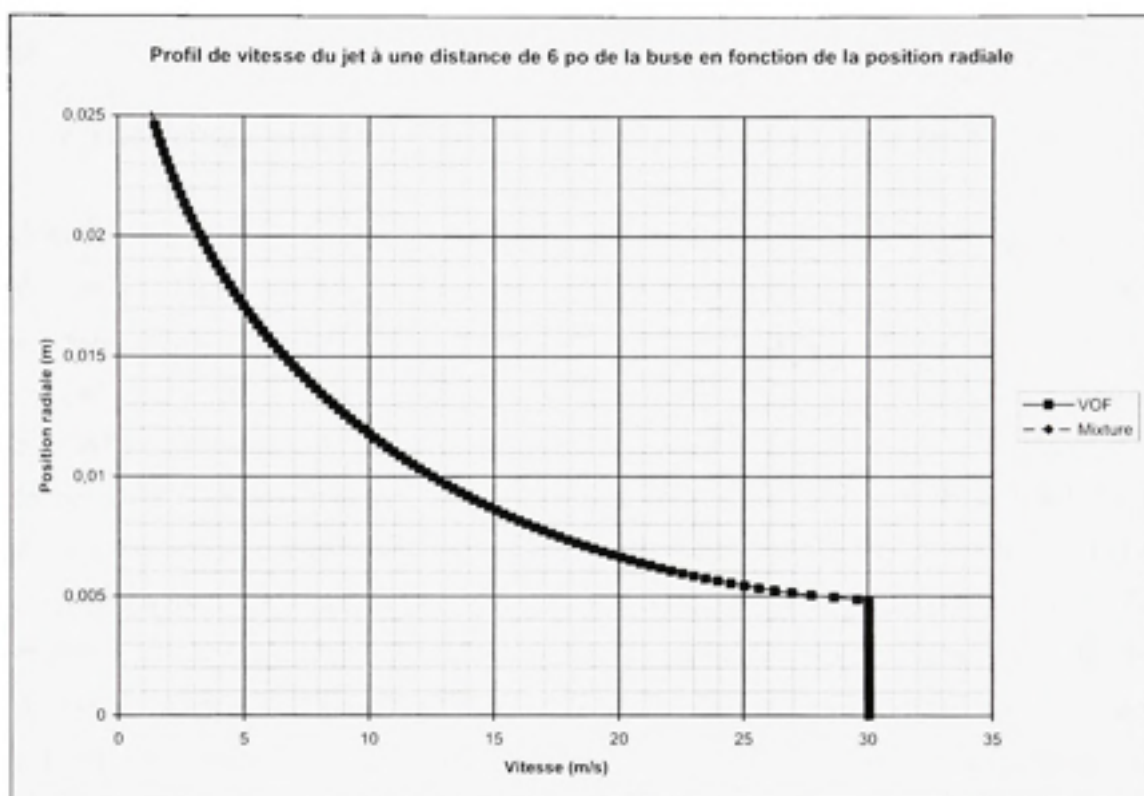


Figure II.3 Profils de vitesse du jet à une distance de 6 po de la buse des modèles Mixture et VOF.

ANNEXE III

CALCUL DES VOLUMES DE MATÉRIAU ENLEVÉ ET DE MEULE PERDU

Afin de déterminer le G-Ratio des différents essais de coupe, certaines notions de géométrie doivent être rappelées. Il est évident que lors de l'usinage de la rainure, il est impossible d'obtenir une section parfaitement carrée, c'est-à-dire qu'un ou des rayon(s) vont se former aux arêtes de la meule et donc de la pièce. Ceci est dû à la forte concentration de contraintes aux arêtes vives de l'outil. D'ailleurs, ce(s) rayon(s) vont augmenter si la pression qu'exerce la meule sur la pièce augmente. Les résultats devraient vérifier cette hypothèse en affichant un G-Ratio croissant avec l'augmentation de la vitesse d'avance. Ainsi, il faut tenir compte de ce(s) rayon(s) dans le calcul du volume de matière enlevé ou de meule perdue. Avant de calculer le volume, on doit d'abord déterminer la section de matière enlevée ou de meule perdue. La Figure III.1 présente les deux cas possibles de sections de matière enlevée qui peuvent être observés expérimentalement : la section produite par la coupe dans la pièce (a) et la section de meule perdue (b).

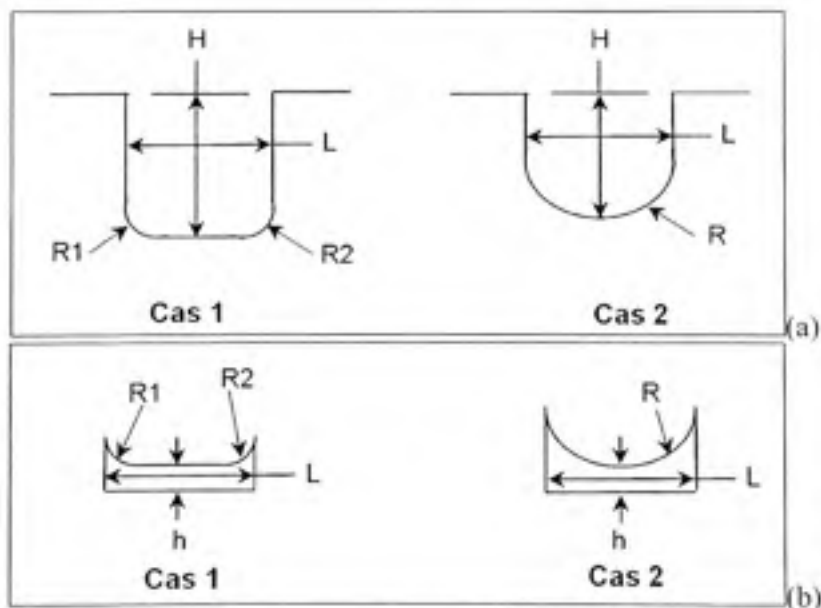


Figure III.1 Schéma des deux types de sections de matériau perdu qu'il est possible d'obtenir après une coupe : pour la pièce (a) et pour la meule (b).

Chacune des ces sections se compose de formes géométriques simples, c'est-à-dire du rectangle, du quart de cercle inclus dans un carré et du segment circulaire. Dans le cas du calcul du volume de matériau enlevé, seulement le calcul de l'aire de la section de matière enlevée est nécessaire en plus de l'épaisseur t de la pièce. Cependant, dans le cas du calcul du volume de meule perdue, deux calculs sont requis : soit l'aire de la section de meule enlevée et le centroïde de celle-ci (voir Figure III.1b). Pour ce faire, les équations du calcul d'aire et du centroïde de chaque section doivent donc être rappelées. Le cas du rectangle est le plus simple ; l'aire se calcul en multipliant la hauteur par la largeur ($h * L$ ou $H * L$) et le centroïde est au milieu de la hauteur ($h/2$ ou $H/2$). Pour ce qui est du quart de cercle inclus dans un carré, il est bon de se rapporter à la Figure III.2 qui illustre ce cas.

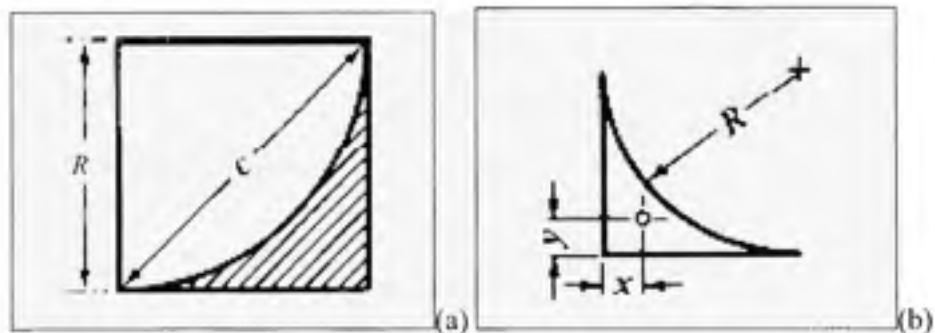


Figure III.2 Schéma d'un quart de cercle inclus dans un carré pour le calcul de l'aire (a) et pour le calcul du centroïde (b).

(Oberg et al., 2004)

Source : Ces figures ont été tirées du livre de Oberg et al., *Machinery's Handbook*, p.67 et 227. Le livre est publié par Industrial Press.

Dans le cas du quart de cercle inclus dans un carré (voir Figure III.2a), l'aire se calcule à l'aide de l'équation suivante.

$$A_{\text{fillet}} = R^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) = 0.2146R^2 \quad (\text{III.1})$$

Le centroïde (voir Figure III.2b) se calcule dans ce cas à l'aide de l'équation suivante.

$$y = 0.2234R^2 \quad (\text{III.2})$$

Tout comme pour le quart de cercle inclut dans un carré, il est bon de se rapporter à une figure afin de faciliter la compréhension du cas d'un segment de cercle. La Figure III.3 illustre ce cas.

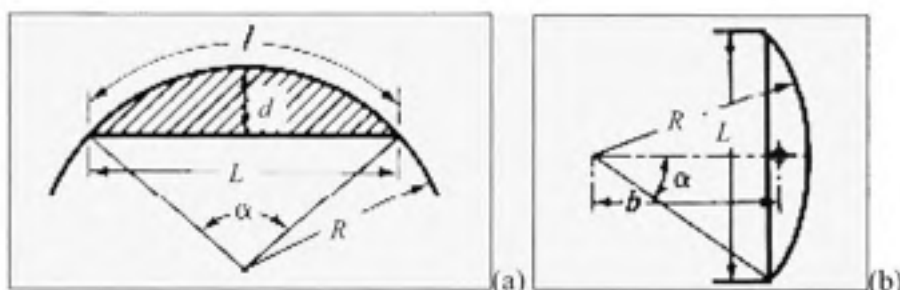


Figure III.3 Schéma d'un segment de cercle pour le calcul de l'aire (a) et pour le calcul du centroïde (b).

(Oberg et al., 2004)

Source : Ces figures ont été tirées du livre de Oberg et al., *Machinery's Handbook*, p.66 et 226. Le livre est publié par Industrial Press.

Dans le cas du segment de cercle (voir Figure III.3a), l'aire se calcule à l'aide de l'équation suivante.

$$A_{\text{seg}} = \frac{1}{2}[Rl - L(R - d)] = \frac{1}{2}[0.01745R^2\alpha - L(R - d)] \quad (\text{III.3})$$

Le centroïde (voir Figure III.3b) se calcule dans ce cas à l'aide de l'équation suivante.

$$b = \frac{L^3}{12A_{\text{seg}}} \quad (\text{III.4})$$

Avec toutes ces informations, il est maintenant possible d'élaborer les différentes équations nécessaires pour déterminer les volumes de matériau enlevé et de meule perdue. Donc, dans le premier cas pour le volume de matériau enlevé (voir Figure III.1a), on obtient l'équation suivante.

$$\boxed{\nabla_{\text{Cas1}}|_{\text{Matériau}} = (HL - A_{\text{fillet1}} - A_{\text{fillet2}}) * t} \quad (III.5)$$

Dans le deuxième cas, pour le volume de matériau enlevé voir (voir Figure III.1a), on obtient l'équation suivante.

$$\boxed{\nabla_{\text{Cas2}}|_{\text{Matériau}} = [(H - d)L + A_{\text{seg}}] * t} \quad (III.6)$$

Pour les deux cas du volume de meule perdue, on doit d'abord déterminer le centroïde total \bar{y} de la section à l'aide de l'équation générale suivante.

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} \quad (III.7)$$

Donc, dans le premier cas, le centroïde global de la section de meule perdue (voir Figure III.1b) est exprimé à l'aide de l'équation suivante.

$$\bar{y}_{\text{Cas1}}|_{\text{Meule}} = \frac{\frac{h^2 L}{2} + [h + y_1] A_{\text{fillet1}} + [h + y_2] A_{\text{fillet2}}}{hL + A_{\text{fillet1}} + A_{\text{fillet2}}} \quad (III.8)$$

Ce qui donne pour le premier cas, l'équation du volume suivant.

$$\boxed{\nabla_{\text{Cas1}}|_{\text{Meule}} = [hL + A_{\text{fillet1}} + A_{\text{fillet2}}] * 2\pi (R_{\text{Meule}} - \bar{y}_{\text{Cas1}}|_{\text{Meule}})} \quad (III.9)$$

Dans le deuxième cas, le centroïde global de la section de meule perdue (voir Figure III.1b) est exprimé à l'aide de l'équation suivante.

$$\bar{y}_{\text{Cas 2}}|_{\text{Meule}} = \frac{\frac{(h+d)^2}{2} L - (h+R-b)A_{\text{scg}}}{(h+d)L - A_{\text{scg}}} \quad (\text{III.10})$$

Ce qui donne pour le deuxième cas, l'équation du volume suivant.

$$\boxed{\forall_{\text{Cas 2}}|_{\text{Meule}} = [(h+d)L - A_{\text{scg}}] * 2\pi (R_{\text{Meule}} - \bar{y}_{\text{Cas 2}}|_{\text{Meule}})} \quad (\text{III.11})$$

ANNEXE IV

TRAITEMENT DES SIGNAUX RECUEILLIS LORS DES ESSAIS DE COUPES

Plusieurs informations données à la section 4.2 du chapitre 4 sont nécessaires pour mettre en contexte le traitement des signaux présenté dans cette annexe. Ils seront donc rappelés ici. Ainsi, la puissance consommée par le moteur est captée par un UPC-E de Load Controls Inc. Celui-ci envoie les informations captées sous forme d'un signal 0 à 10 volt à une carte National Instrument NI-6023E. L'enregistrement du signal se fait à toute les .001 seconde sous forme de fichier texte (.txt) avec un logiciel d'acquisition de données (DAQ) de P&WC. De plus, la valeur maximale de 10 volts est fixée à l'intérieur de l'UPC pour correspondre à 50 HP, c'est-à-dire 1 volt équivaut à 5 HP. Finalement, avant de débiter la coupe, la meule est actionnée dans le vide avec le fluide refroidissement en fonction afin de réaliser un étalonnage du système. Cet étalonnage permet de recueillir l'information requise afin d'isoler la puissance consommée par la coupe seulement. La Figure IV.1 présente un exemple typique de courbe brute du signal enregistré pour déterminer la puissance consommée par le moteur qui actionne la meule.

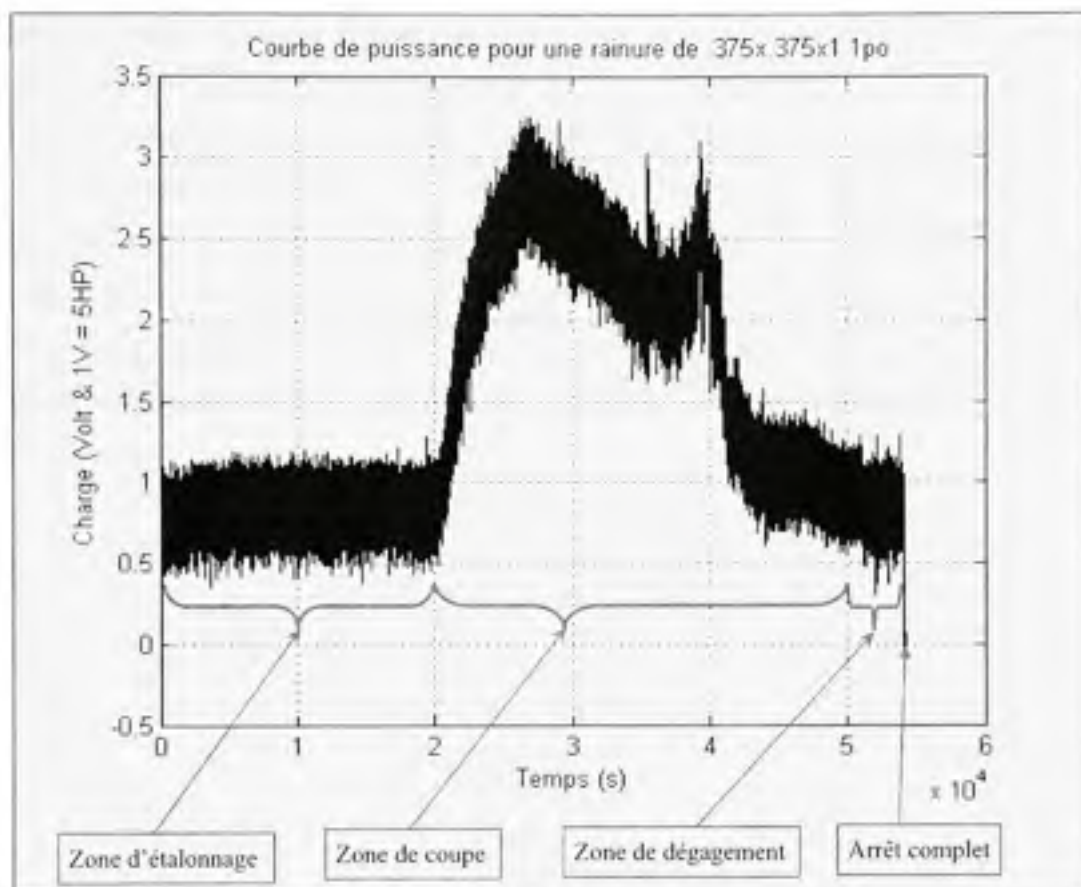


Figure IV.1 Courbe brute typique du signal enregistré pour déterminer la puissance consommée par le moteur en fonction du temps.

Comme on peut le voir sur la figure ci-dessus, quatre zones différentes compose le signal brut : étalonnage, coupe, dégagement, arrêt complet. La zone intéressante pour évaluer le procédé de fabrication est donc celle de coupe. Cependant, à l'état brute cette zone inclus deux puissances : celle requise pour mettre en mouvement la meule et combattre les effets de l'application du fluide de refroidissement sur la meule et celle nécessaire pour effectuer la coupe pour des conditions données (vitesse d'avance, vitesse de rotation, matériau à couper, matériau de la meule, etc.). Ainsi, la zone d'étalonnage est nécessaire afin d'isoler la première puissance (mouvement de la meule et effet du fluide de refroidissement sur la meule) de la deuxième. De plus, sur l'ensemble du signal, il est possible de remarquer la présence d'un bruit dans celui-ci. Donc, le programme de traitement doit, dans un premier

temps, permettre d'éliminer le bruit dans l'ensemble du signal enregistré. Dans un deuxième temps, il va enlever la puissance requise pour la mise en mouvement de la meule et pour contrer les effets du fluide de refroidissement sur la meule du signal brute filtré. Ainsi, le signal sera ramené à zéro dans la direction Y. Finalement, le programme va éliminer les zones d'étalonnage, de dégagement et d'arrêt complet pour ne conserver que la zone de coupe filtré. Ainsi, le signal sera ramené à zéro dans la direction X. Un résultat typique obtenu par ce programme de traitement est illustré à la Figure IV.2 qui est le résultat du traitement du signal présenté à la Figure IV.1.

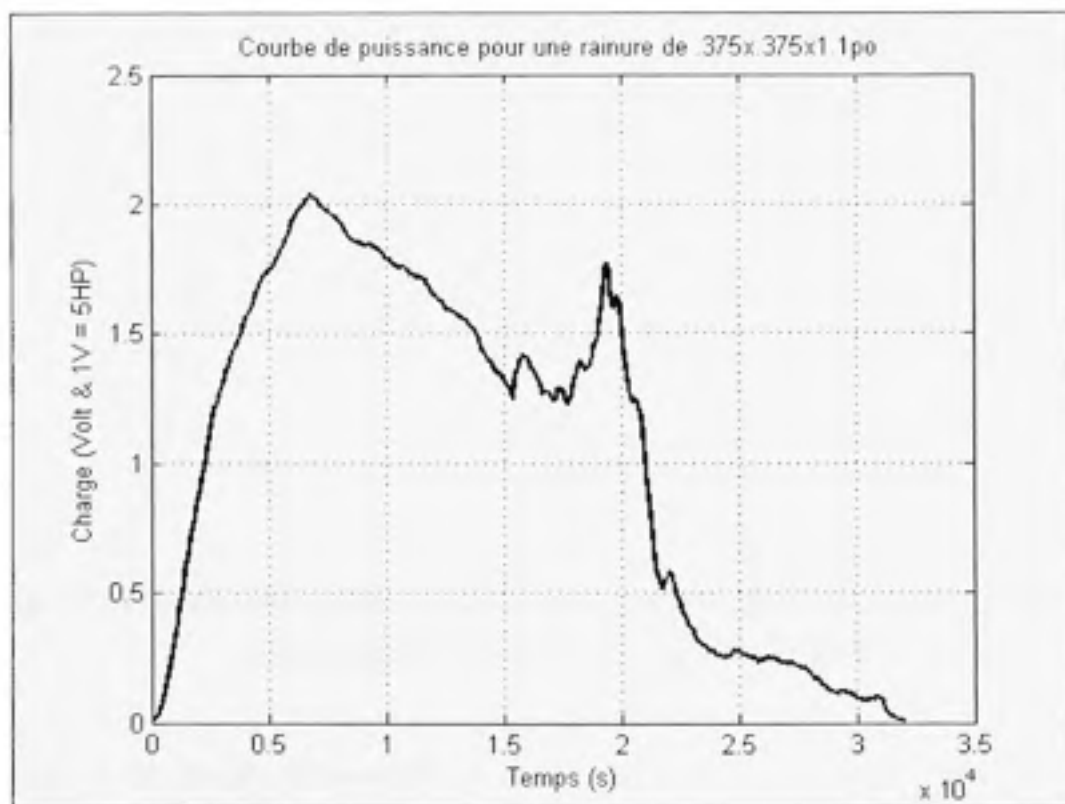


Figure IV.2 Courbe filtré typique du signal enregistré pour déterminer la puissance consommée par le moteur en fonction du temps.

Une fois le signal traité, il est possible de le multiplier par le coefficient de l'échelle 0 à 10 volts. Tel qu'expliqué précédemment, pour cette étude ce facteur est fixé à 1 volt équivaut à 5 HP. La Figure IV.3 présente la courbe de la Figure IV.2 multipliée par ce facteur de 5 HP.

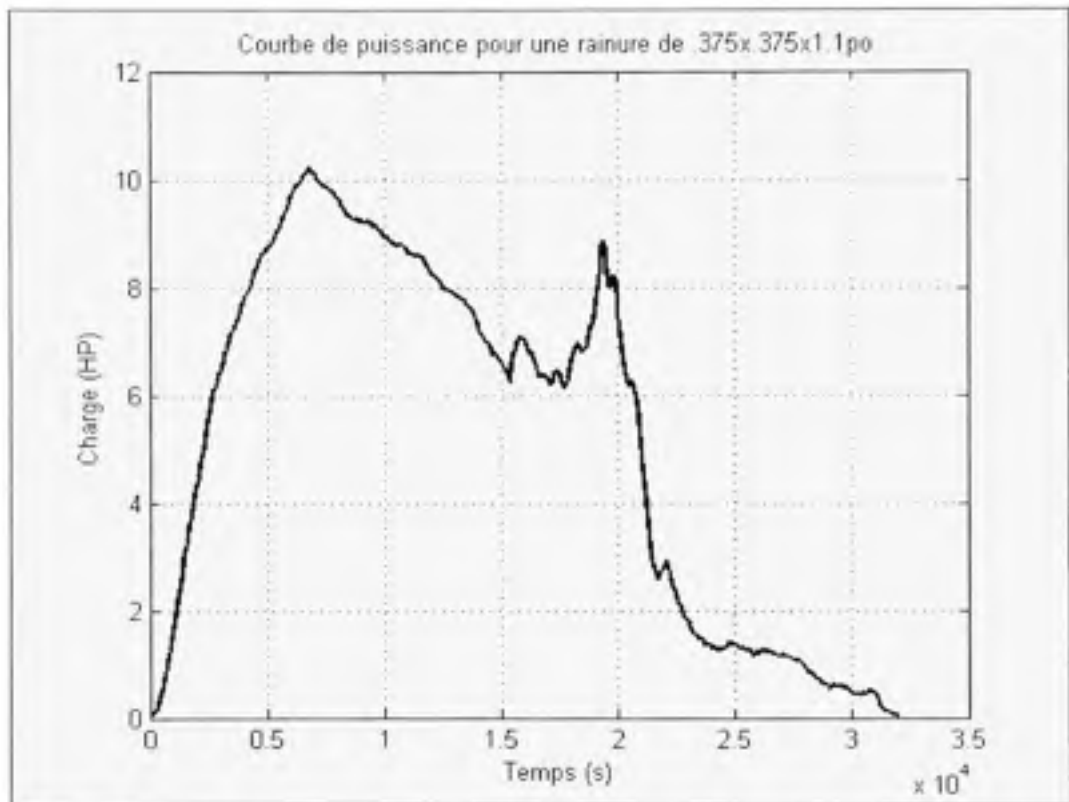


Figure IV.3 Courbe filtré typique en HP du signal enregistré pour déterminer la puissance consommée par le moteur en fonction du temps.

Ensuite, il est possible de convertir ce résultats en Watt et de l'intégrer afin d'obtenir l'énergie totale en Joule pour cette coupe ou de l'intégrer directement pour obtenir l'énergie totale en BTU pour cette même coupe. L'ANNEXE V présente le programme MATLAB principal utilisé pour traiter tous les signaux recueillis lors des essais de coupe expérimentaux. Ce programme permet de déterminer les zones d'étalonnage, de traiter les signaux et de calculer à partir des signaux filtrés l'énergie totale consommée et la puissance moyenne de chaque coupe pour l'un ou l'autre des systèmes d'unité (métrique ou impériale).

ANNEXE V

PROGRAMMES MATLAB UTILISÉS POUR LE TRAITEMENT DES RÉSULTATS DES ESSAIS DE COUPES

Cette annexe présente le programme principal ainsi que les 2 fonctions utilisées pour le traitement des courbes de puissance obtenues lors des essais de coupes. Le programme principal présenté ici est spécifiquement fait pour traiter 15 courbes brutes et dont chaque trio de courbes est pour les mêmes paramètres de coupes (donc, 5 trios de courbes). Ainsi, en fonction du nombre de courbes traité, ce dernier devra être modifié en conséquence. De plus, il est important de noter que l'utilisateur qui désire utiliser ces procédures doit déjà être familier avec le traitement de signal en général et la programmation sous MATLAB.

Pour réaliser le traitement de signal, l'utilisateur n'a qu'à utiliser le programme principal. Tout d'abord, l'utilisateur est amené à choisir parmi 2 modes de traitements : le mode *Manuel* et le mode *Prédéterminé*. En mode *Manuel*, l'utilisateur doit déterminer les points qui correspondent au début et à la fin de la coupe pour chacune des courbes traitées. En mode *Prédéterminé*, il est assumé que l'utilisateur a déjà effectué une passe en mode *Manuel* et que tous les points de début et de fin de coupes de chacune des courbes traitées ont été préalablement entrés dans le programme principal directement. Ensuite, une fois que le signal des différentes coupes sont traité, l'utilisateur sera amené à choisir sous quel forme il désire les résultats des intégrations numériques, c'est-à-dire métrique (Joule et Watt) ou impériale (BTU et HP). Finalement, une fois les calculs complétés, les résultats sont disponibles dans le *Workspace* de MATLAB. Les résultats sont disponibles pour les calculs effectués avec des intégrales trapézoïdales et paraboliques en plus des écarts entre les 2 méthodes pour chacun des signaux traités. De plus, la moyenne des énergies totales et des puissances moyennes de chaque trio de courbes sont disponibles en fonction de la méthode d'intégration désirée.

Les deux fonctions complémentaires au programme principal lui permettent de faire le traitement du signal de chacune des courbes. Elles ont été fournies par Pratt & Whitney

Canada et elles sont essentielles au bon fonctionnement du programme principal. Merci à M. Marc Campomanes pour celles-ci. La fonction *Bessel_filt* permet de filtrer le signal et la fonction *iOffset* permet de ramener le signal à l'origine une fois son traitement effectué.

• **Programme de traitement principal :**

```

%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%
%                               Traitement des courbes de puissance
%
%                               Copyright Benoît St-Pierre
%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%

clear
clc
close all

list={'10_1'; '10_2'; '10_3'; '20_1'; '20_2'; '20_3'; '30_1'; '30_2';...
     '30_3'; '40_1'; '40_2'; '40_3'; '50_1'; '50_2'; '50_3'};

%k=X, où X est égal au nombre de rainure
k=15;

%Choisir le mode
disp(' ');
Choice1=input('Choisir la technique de traitement (1=Manuel,2=Prédéterminé): ');

if Choice1==1;
    Begin=[k,1];
    End=[k,1];

    for i=1:k;
        slot=strcat('slot', num2str(i), '.txt');

        cmd=['Data' num2str(i) '=load( slot );'];
        eval(cmd);

        figure(i);
        hold on
        grid on

        cmd=['plot(Data' num2str(i) '(:,2));'];
        eval(cmd);

        zoom on
    end
end

```

```

disp(' ');
Begin(i,1)=input('Specified the point just before the cut begin: ');
End(i,1)=input('Specified the point just after the end of the cut: ');

cmd=['MOY(i,1)=mean(Data' num2str(i) '(1:Begin(i,1),2));'];
eval(cmd);
end

disp(' ');

elseif Choice1==2;
Begin=[20100; 13225; 11450; 7800; 9415; 10320; 8950; 8025;...
       9990; 6880; 6475; 7300; 6250; 6585; 6580];
End=[52100; 44850; 43565; 24275; 25800; 26800; 20200; 18750;...
     21240; 15645; 15300; 16775; 13975; 13500; 14350];

for i=1:k;
slot=strcat('slot', num2str(i), '.txt');

cmd=['Data' num2str(i) '=load( slot );'];
eval(cmd);

cmd=['MOY(i,1)=mean(Data' num2str(i) '(1:Begin(i,1),2));'];
eval(cmd);
end

i=0;
disp(' ');
end

% Filtrage du signal
figure(i+1);
hold on;
zoom on;
grid on;

linecolor={'b-'; 'g-'; 'r-'; 'm-'; 'k-'; 'b--'; 'g--'; 'r--'; 'm--';...
          'k-'; 'b-'; 'g-'; 'r-'; 'm-'; 'k-'};

for ii=1:k;

%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%
%           Logique de traitement - fourni par Marc Campomanes de P&WC
%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%

cmd=['a=Data' num2str(ii) ''];
eval(cmd);

```

```

moy=MOY(ii,1);
LowPassCutOff = 1.0;
TriggerLevel = .5;
PreTriggerTime = 0;

dT = a(2,1)-a(1,1);
iPreTrig = PreTriggerTime / dT;

a(:,2) = Bessel_filt( a(:,2), LowPassCutOff, a(2,1)-a(1,1) );
iTrig = TriggerOffset( a(:,2), TriggerLevel );
a(:,1) = a(:,1) - a(iTrig, 1) + PreTriggerTime;

iStart = max( 1, iTrig - iPreTrig);
iEnd = length( a );

a(:,2)=a(:,2)-moy;

name=strcat('Slot', char(list(ii)));
cmd=[name '=[a(Begin(ii,1):End(ii,1),1), a(Begin(ii,1):End(ii,1),2)];'];
eval(cmd);

cmd=['plot(' name '(:,2),' char(linecolor(ii)) ' ');'];
eval(cmd);
end

xlabel('Time (in s)');
ylabel('Load (in V => 1V = 5HP)');
title('Power curve for a slot of .375x.375x1.1" in IN718')

%'Slot#X', où X est égal au nombre de rainure
legend('Slot#1-IMP=10', 'Slot#2-IMP=10', 'Slot#3-IMP=10', ...
'Slot#4-IMP=20', 'Slot#5-IMP=20', 'Slot#6-IMP=20', ...
'Slot#7-IMP=30', 'Slot#8-IMP=30', 'Slot#9-IMP=30', ...
'Slot#10-IMP=40', 'Slot#11-IMP=40', 'Slot#12-IMP=40', ...
'Slot#13-IMP=50', 'Slot#14-IMP=50', 'Slot#15-IMP=50');

plotbrowser('on')

%Facteur d'échelle de puissance
%10V = 50HP
%1HP = 745.7W
%1HP = 550lb*ft/s
%1BTU = 778.17lb*ft

%Choisir le système: SI ou Imp
disp(' ');
Choice2=input('Choisir le système d'unité (1=SI, 2=IMP): ');

if Choice2==1; %Puissance en W, Énergie en J

```



```

F_p=5*745.7;
F_cp=1;
F_ce=1;

elseif Choice2==2; %Puissance en HP, Énergie en BTU
    F_p=5;
    F_cp=550;    %de HP à lbf*ft/s
    F_ce=778.17; %de lbf-ft à BTU

end

disp(' ');

%Énergie et Puissance total de coupe par intégration trapézoïdale et quadratique
Etc_t=zeros(k,1);
Ptc_t=zeros(k,1);
Etc_q=zeros(k,1);
Ptc_q=zeros(k,1);

for j=1:k;
    cmd=['F=Slot' char(list(j)) '.'];
    eval(cmd);
    F(:,2)=F(:,2)*F_p*F_cp; %Transformation du voltage

    %Intégration trapézoïdale
    G=0;
    for jj=1:length(F)-1;
        dx=F(jj+1,1)-F(jj,1);
        G(jj+1)=G(jj)+(F(jj,2)+F(jj+1,2))*dx/2;
    end

    Etc_t(j,1)=G(end)/F_ce;
    Ptc_t(j,1)=G(end)/((F(end,1)-F(1,1))*F_cp);

    %Intégration quadratique
    G=0;
    for jj=1:2:length(F)-2;
        dx=F(jj+1,1)-F(jj,1);
        G(jj+1)=G(jj)+(5*F(jj,2)+8*F(jj+1,2)-F(jj+2,2))*dx/12;
        G(jj+2)=G(jj)+(F(jj,2)+4*F(jj+1,2)+F(jj+2,2))*dx/3;
    end

    Etc_q(j,1)=G(end)/F_ce;
    Ptc_q(j,1)=G(end)/((F(end,1)-F(1,1))*F_cp);
end

%Différence entre les 2 méthodes
Dif_E=zeros(k,1);
Dif_P=zeros(k,1);

```

```

for y=1:k;
    Dif_E(y,1)=Etc_t(y)-Etc_q(y);
    Dif_P(y,1)=Ptc_t(y)-Ptc_q(y);
end

%Moyenne de l'énergie total de coupe
Moy_Et=zeros(k/3,1); %par intégration trapézoïdale
Moy_Pt=zeros(k/3,1); %par intégration quadratique
Moy_Eq=zeros(k/3,1); %par intégration trapézoïdale
Moy_Pq=zeros(k/3,1); %par intégration quadratique
zz=0;

for z=1:k/3;
    if z>1;
        zz=z+(2*(z-1));
    else
        zz=z;
    end

    Moy_Et(z)=(Etc_t(zz,1)+Etc_t(zz+1,1)+Etc_t(zz+2,1))/3;
    Moy_Pt(z)=(Ptc_t(zz,1)+Ptc_t(zz+1,1)+Ptc_t(zz+2,1))/3;
    Moy_Eq(z)=(Etc_q(zz,1)+Etc_q(zz+1,1)+Etc_q(zz+2,1))/3;
    Moy_Pq(z)=(Ptc_q(zz,1)+Ptc_q(zz+1,1)+Ptc_q(zz+2,1))/3;
end

```

• **Fonction Bessel_filt :**

```

%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%
%           Filtrage du signal - fourni par Marc Campomanes de P&WC
%%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%%

function Y = Bessel_filt( X, wb, h )

% Usage: Bessel_filt( [X], w_cutoff, h )
%
% [X]: array of points to filter
% w_cutoff: cut-off frequency of low-pass filter [Hz]
% h: sampling time period [seconds]
%
% Bessel 2nd order Bandpass filter... page 33 Astrom
%
%      w1^2
% -----
% (s/wb)^2 + 2z1w1(s/wb) + w1^2
%

w1 = 1.27;
z1 = 0.87;

Z_h = h * wb * 2 * pi;

% ZOH equivalent... page 64 Astrom

Z_alpha = exp(-z1*w1*Z_h);
Z_w = w1 * sqrt( 1-z1^2);
Z_beta = cos( Z_w*Z_h );
Z_gamma = sin( Z_w*Z_h );

Z_b1 = 1 - Z_alpha * (Z_beta + z1*w1/Z_w*Z_gamma);
Z_b2 = Z_alpha^2 + Z_alpha * (z1*w1/Z_w*Z_gamma - Z_beta);
Z_a1 = -2*Z_alpha*Z_beta;
Z_a2 = Z_alpha^2;

a = [1 Z_a1 Z_a2];
b = [Z_b1 Z_b2 0];

Y = filter( b, a, X );

```

- **Fonction iOffset :**

```
%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%
%           Ramener à l'origine l'amplitude nulle - fourni par Marc Campomanes de P&WC
%%%%%%%%%=====%%%%%%%%%
```

```
function iOffset = TriggerOffset( X, TriggerValue )
```

```
iTrig = 0;
```

```
rows = length( X );
```

```
i = 2;
```

```
while ( i < rows & ~(X(i) > TriggerValue & X(i-1) < TriggerValue ) )
```

```
    iTrig = i;
```

```
    i = i + 1;
```

```
end
```

```
iOffset = iTrig;
```

ANNEXE VI

PROCÉDURE D'INITIALISATION UTILISÉE AU CHAPITRE 5 POUR LES CALCULS DE PRÉDICTION DE LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE DANS FLUENT

Tout comme à l'ANNEXE I, cette section présente sommairement, étape par étape, la démarche suivie pour initialiser les différents calculs de prédiction de la vitesse moyenne de sortie dans FLUENT 6.3 lors de ce projet. Cette procédure n'inclue que les paramètres à modifier dans FLUENT. Ainsi, il est possible que dans un menu donné de FLUENT plusieurs options soient disponibles, mais que dans la démarche seulement un paramètre soit cité. Dans ce cas, seulement ce paramètre sera modifié (tel que prescrit dans la démarche) et les autres paramètres seront inchangés (conserveront leur valeur par défaut).

1. Main Menu > File > Read > Case... (Choisir maillage)
2. Main Menu > Grid > Scale... (Au besoin, mettre le maillage à l'échelle)
3. Main Menu > Grid > Check
4. Main Menu > Grid > Info > Size
5. Main Menu > Display > Grid...
6. Main Menu > Define > Models > Solver
 - a. Space : *Axisymmetric*
 - b. Time: *Steady*
7. Main Menu > Define > Models > Multiphase
 - a. Model : *Mixture*
 - b. Mixture Parameters : *no tick mark*
 - c. Body Force Formulation : *no tick mark*
 - d. Number of Phases: 2
8. Main Menu > Define > Models > Viscous...
 - a. Model : *k-epsilon (2 eqn)*
 - b. Near-Wall Treatment : *Standard Wall Functions*
9. Main Menu > Define > Models > Energy...

- a. Energy : *no tick mark*
- 10. Main Menu > Define > Materials...
 - a. Name : *oil-liquid*
 - i. Density : *930*
 - ii. Viscosity : *0.02352117*
 - b. Name : *oil-vapour*
 - i. Density : *10.61*
 - ii. Viscosity : *3.43e-06*
- 11. Main Menu > Define > Phase...
 - a. Phase-1 > Set...
 - i. Name : *oil-liquid*
 - ii. Phase Material : *oil-liquid*
 - b. Phase-2 > Set...
 - i. Name : *oil-vapour*
 - ii. Phase Material : *oil-vapour*
 - c. Interaction...
 - i. Mass
 - 1. Cavitation : *tick mark*
 - 2. Cavitation Parameters :
 - a. Vaporisation Pressure : *0*
 - b. Surface Tension Coefficient : *0*
- 12. Main Menu > Define > Operating Conditions...
 - a. Operating Pressure : *101325*
 - b. Reference Pressure Location :
 - i. X : *0*
 - ii. Y : *0*
- 13. Main Menu > Define > Boundary Conditions...
 - a. Fluid / Fluid / mixture >
 - i. Motion
 - 3. Motion type : *Stationary*

- b. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - c. Inlet_coolant / Pressure-Inlet / water-vapor >
 - i. Multiphase
 - 4. Volume Fraction : *0*
 - d. Outflow / Pressure-outlet / mixture >
 - i. Gauge Total Pressure : *xxx (Pression jauge désirée)*
 - ii. Turbulent Kinetic Energy : *xxx (k désirée)*
 - iii. Turbulent Dissipation Rate : *xxx (ε désirée)*
 - e. Outflow / Pressure-outlet / water-vapor >
 - i. Multiphase
 - 5. Backflow Volume Fraction : *0*
14. Main Menu > Solve > Controls > Solution...
- a. Under-Relaxation factor :
 - i. Density : *between 0.19 and 0.14*
 - ii. Other : *0.2 to all*
 - b. Pressure-Velocity Coupling : *SIMPLE*
 - c. Discretization:
 - i. Pressure : *PRESTO!*
 - ii. Other : *First Order Upwind to all*
15. Main Menu > Solve > Initialize > Initialize...
- a. Compute From : *Inlet_coolant*
16. Main Menu > Solve > Monitors > Residual...
- a. Options : *Print & Plot*
17. Main Menu > File > Write > Case & Data... (Choisir un nom de fichier)
18. Main Menu > Solve > Iterate...
- a. Number of Iterations : *xxx (Nombre d'itérations désirées)*

ANNEXE VII

VÉRIFICATION DE L'INFLUENCE DE LA PRESSION DE VAPEUR ET DE LA TENSION DE SURFACE SUR LA VITESSE MOYENNE DE SORTIE

Cette section présente les résultats obtenus avec FLUENT pour vérifier l'influence de la pression de vapeur et de la tension de surface sur la vitesse moyenne à la sortie de la buse. Pour ce faire le même maillage et les mêmes conditions frontières sont utilisées (voir section 5.3.1). Cependant, la définition des propriétés des deux phases en présence est différente. Ainsi, dans un premier temps, les calculs sont effectués avec les propriétés telles que définies dans le Tableau 5.1, soit 0 pour la pression de vapeur et pour la tension de surface. Dans un deuxième temps, les calculs sont repris mais cette fois en utilisant des valeurs différentes de celles présentées dans le Tableau 5.1 pour la pression de vapeur et la tension de surface. Les valeurs utilisées sont alors celles de l'eau à 20°C et 101,3 kPa présentées à la Figure 3.23, soit 3228 Pa pour la pression de vapeur et 0.0727 N/m pour la tension de surface. La procédure détaillée étape par étape nécessaire pour initialiser les calculs dans FLUENT est présenté à l'ANNEXE VI. Le problème est résolu pour une pression de 5515807 Pa (800 psi). Le Tableau VII.1 présente le nombre d'éléments, le nombre d'itérations et le résidu maximal obtenus une fois les résultats convergés.

Tableau VII.1
Nombre d'itérations et résidus maximales des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Propriétés	Maillage	Nombre d'éléments	Nombre d'itérations	Nombre d'itérations / Élément	Résidu maximal
Eau	50x110	5500	25000	4.545	8.050e-6
Zéro	50x110	5500	25000	4.545	8.048e -6

Comme on aurait pu le prévoir, le nombre d'itérations reste le même et le résidu maximal est presque identique. Donc, il est possible d'affirmer que la pression de vapeur et la tension de surface n'influence pas significativement le temps de calcul et la précision des résultats.

De plus, il est aussi important de noter que les deux cas convergent toujours à plus de $10e-3$. Tout comme à la section 5.3.1, étant donné que ce que l'on désire évaluer avec ce modèle c'est la vitesse moyenne à la sortie de la buse, celle-ci ainsi que le profil de vitesse à la sortie de la buse sont choisis comme critères de comparaison entre les deux cas. Ces deux éléments ont été choisis à cause de leur importance du point de vue de l'usinage. La Figure VII.1 présente les profils de vitesses obtenues à la sortie de la buse pour chacun des deux cas.

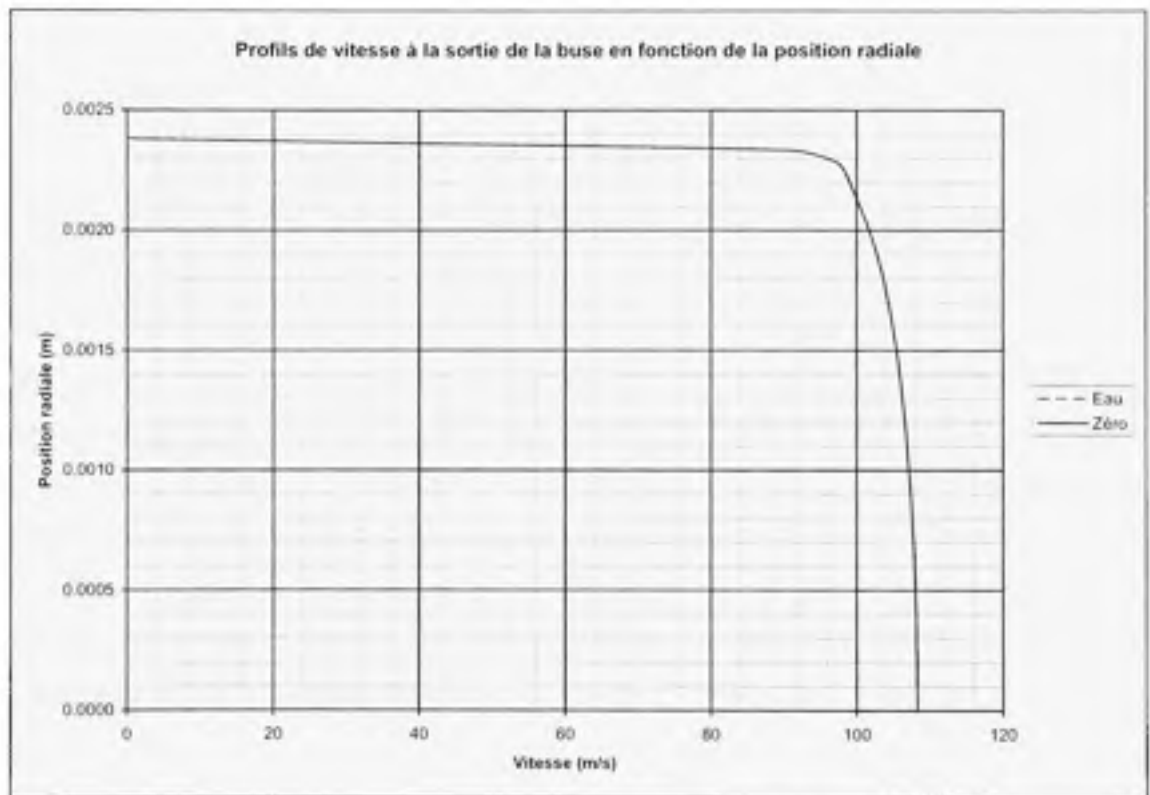


Figure VII.1 Profils de vitesse à la sortie de la buse lorsque la pression de vapeur et la tension de surface correspondent à celles de l'eau et lorsqu'elles sont nulles.

Comme la Figure VII.1 l'illustre, le profil de vitesse à la sortie de la buse obtenu avec les propriétés de l'eau pour la pression de vapeur et la tension de surface se confond parfaitement avec celui obtenu lorsque ces propriétés sont nulles. Étant donné que le même maillage est utilisé, il est possible de calculer l'erreur relative pour la vitesse à chacun des

nœuds. Ainsi, l'écart relatif moyen obtenu entre les deux cas est de 0.015% ce qui est très faible. Donc, il est possible d'affirmer que la pression de vapeur et la tension de surface n'influence pas le profil de vitesse obtenu à la sortie de la buse. Ensuite, la valeur moyenne à la sortie de la buse est extraite directement à l'aide de l'outil *Report / Surface Integrals / Area-Weighted Average* de FLUENT. Le Tableau VII.2 présente la vitesse moyenne de sortie des deux cas.

Tableau VII.2
Vitesse moyenne de sortie et pourcentage d'écart des différents maillages
pour l'analyse de convergence

Propriétés	Vitesse moyenne de sortie V_o (m/s)	%Écart de V_o par rapport à Zéro
Eau	101.450	-0.013%
Zéro	101.464	0%

Tel qu'anticipé à partir de l'analyse des profils de vitesse des deux cas (voir Figure VII.1), la vitesse moyenne obtenue n'est sous-estimée que de 0.013% lorsque la pression de vapeur et la tension de surface de l'eau sont utilisées comparativement à lorsque ces propriétés sont nulles. Donc, il est possible d'affirmer que la pression de vapeur et la tension de surface n'influencent pas significativement le profil de vitesse obtenu à la sortie de la buse et qu'ainsi ces propriétés peuvent être mises à zéro lors des calculs réalisés pour la prédiction numérique de la vitesse moyenne à la sortie de la buse (voir CHAPITRE 5).

ANNEXE VIII

TABLEAUX DE RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES AUX CHAPITRES 3, 4 et 5

Cette section présente les tableaux de résultats nécessaires à la réalisation de certaines des figures présentées aux CHAPITRE 3, CHAPITRE 4 et CHAPITRE 5. Ces tableaux sont donc présentés par ordre d'apparition dans le texte.

Chapitre 3 :

Tableau VIII.1

Résultats des tests de mesure de cohérence du jet d'une buse Webster

Pression (psi)		60	80	100
Taille de l'échantillon		60	60	60
L = 6 po	C_d moyen	1.2490	1.3168	1.4073
	Écart-type	0.0386	0.0439	0.0444
	Médiane	1.2441	1.3174	1.4193
	Q1	1.2309	1.2880	1.3710
	Q3	1.2813	1.3493	1.4358
	Minimum	1.1718	1.2381	1.3174
	Maximum	1.3280	1.4032	1.4998
L = 4.5 po	C_d moyen	1.2028	1.2401	1.2976
	Écart-type	0.0224	0.0336	0.0406
	Médiane	1.2030	1.2337	1.2924
	Q1	1.1887	1.2147	1.2703
	Q3	1.2162	1.2611	1.3216
	Minimum	1.1594	1.1851	1.2208
	Maximum	1.2626	1.3239	1.4087
L = 3 po	C_d moyen	1.1391	1.1588	1.1676
	Écart-type	0.0269	0.0262	0.0250
	Médiane	1.1382	1.1571	1.1648
	Q1	1.1281	1.1359	1.1455
	Q3	1.1545	1.1750	1.1831
	Minimum	1.0667	1.1044	1.1305
	Maximum	1.2155	1.2211	1.2197

Tableau VIII.2
Comparaison entre les prédictions du modèle semi-empirique et
les résultats expérimentaux

Cas	P_{inoy} (Pa)	L		V_{maxL} (m/s)	V_{R_L} (m/s)	R_{pred} (m)	$R_{exp.}$ (m)	%Écart - R_{pred} vs $R_{exp.}$
		po	m					
60 psi	407030	6	0.1524	26.015	19.115	6.07e-3	5.95e-3	1.981%
		4.5	0.1143	26.026	20.482	5.66e-3	5.73e-3	-1.187%
		3	0.0762	26.044	21.856	5.34e-3	5.42e-3	-1.528%
80 psi	542708	6	0.1524	30.037	21.117	6.32e-3	6.27e-3	0.770%
		4.5	0.1143	30.051	22.693	5.85e-3	5.91e-3	-0.904%
		3	0.0762	30.070	24.274	5.48e-3	5.52e-3	-0.699%
100 psi	678386	6	0.1524	33.581	22.572	6.59e-3	6.70e-3	-1.670%
		4.5	0.1143	33.596	24.329	6.06e-3	6.18e-3	-1.972%
		3	0.0762	33.618	26.093	5.63e-3	5.56e-3	1.176%

Tableau VIII.3
Comparaison entre les ouvertures prédites par le modèle semi-empirique
entre une buse Webster et le nouveau concept

Cas	P_{inoy} (Pa)	L		V_{maxL} (m/s)	V_{R_L} (m/s)	R_{pred} 30° + R1/32 (m)	R_{pred} 60° (m)	%Écart - R_{pred} 30° vs R_{pred} 60°
		po	m					
60 psi	407030	6	0.1524	27.336	20.091	5.84e-3	6.07e-3	-3.715%
		4.5	0.1143	27.347	21.527	5.49e-3	5.66e-3	-3.053%
		3	0.0762	27.364	22.968	5.22e-3	5.34e-3	-2.373%
80 psi	542708	6	0.1524	31.571	22.203	6.05e-3	6.32e-3	-4.229%
		4.5	0.1143	31.585	23.858	5.64e-3	5.85e-3	-3.564%
		3	0.0762	31.603	25.519	5.32e-3	5.48e-3	-2.875%
100 psi	678386	6	0.1524	35.304	23.740	6.28e-3	6.59e-3	-4.705%
		4.5	0.1143	35.318	25.586	5.81e-3	6.06e-3	-4.056%
		3	0.0762	35.339	27.438	5.44e-3	5.63e-3	-3.334%

Tableau VIII.4
Résultats des tests de mesure du ratio de décharge du jet
pour le nouveau concept de buse

Pression (psi)		60	80	100
Taille de l'échantillon		60	60	60
L = 6 po	C_d moyen	1.2267	1.2760	1.3136
	Écart-type	0.0283	0.0347	0.0294
	Médiane	1.2228	1.2778	1.3152
	Q1	1.2022	1.2439	1.2925
	Q3	1.2453	1.3017	1.3394
	Minimum	1.1791	1.2118	1.2499
	Maximum	1.2965	1.3460	1.3799
L = 4.5 po	C_d moyen	1.1535	1.1882	1.2221
	Écart-type	0.0259	0.0240	0.0255
	Médiane	1.1571	1.1878	1.2232
	Q1	1.1351	1.1714	1.2021
	Q3	1.1735	1.2045	1.2401
	Minimum	1.0877	1.1399	1.1729
	Maximum	1.2041	1.2326	1.2713
L = 3 po	C_d moyen	1.0934	1.1187	1.1433
	Écart-type	0.0183	0.0212	0.0236
	Médiane	1.0975	1.1204	1.1434
	Q1	1.0784	1.1028	1.1238
	Q3	1.1067	1.1339	1.1602
	Minimum	1.0495	1.0709	1.0911
	Maximum	1.1217	1.1663	1.1849

Tableau VIII.5

Comparaison entre les ouvertures prédites par le modèle semi-empirique
et les résultats expérimentaux pour le nouveau concept de buse

Cas	P_{max} (Pa)	L		V_{max_z} (m/s)	V_{R_z} (m/s)	$R_{\text{préd}}$ (m)	R_{exp} (m)	%Écart - $R_{\text{préd}}$ vs R_{exp}
		po	m					
60 psi	407030	6	0.1524	27.336	20.091	0.00584	0.00584	-0.023%
		4.5	0.1143	27.347	21.527	0.00549	0.00549	-0.110%
		3	0.0762	27.364	22.968	0.00522	0.00521	0.153%
80 psi	542708	6	0.1524	31.571	22.203	0.00605	0.00608	-0.405%
		4.5	0.1143	31.585	23.858	0.00564	0.00566	-0.261%
		3	0.0762	31.603	25.519	0.00532	0.00533	-0.097%
100 psi	678386	6	0.1524	35.304	23.740	0.00628	0.00626	0.387%
		4.5	0.1143	35.318	25.586	0.00581	0.00582	-0.137%
		3	0.0762	35.339	27.438	0.00544	0.00544	-0.118%

Chapitre 4 :

Tableau VIII.6

Comparaison des G-Ratio pour une configuration machine
avec buses de Webster (60°) et avec des buses ayant le nouveau concept (30°)

Vitesse d'avance		G-Ratio (po^3/po^3)				% Écart - 60° vs 30°
		60°		30°		
(po/min)	mm/s	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type	
10	4.233	1.357	0.0876	1.598	0.1942	-17.8%
20	8.467	0.786	0.1485	0.863	0.0655	-9.8%
30	12.700	0.148	0.0024	0.178	0.0143	-20.7%
40	16.933	0.045	0.0015	0.066	0.0099	-45.6%
50	21.167	0.041	0.0098	0.050	0.0015	-22.4%

Tableau VIII.7

Comparaison de l'énergie totale de coupe pour une configuration machine avec buses de Webster (60°) et avec des buses ayant le nouveau concept (30°)

Vitesse d'avance		Énergie total (J)				% Écart - 60° vs 30°
		60°		30°		
(po/min)	mm/s	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type	
10	4.23	118753	5046	112417	3564	-5.3%
20	8.467	64710	608	63976	1565	-1.1%
30	12.700	44066	1478	49240	1815	11.7%
40	16.933	36344	2150	36495	1216	0.4%
50	21.167	31829	3957	28876	191	-9.3%

Tableau VIII.8

Comparaison de la puissance moyenne de coupe pour une configuration machine avec buses de Webster (60°) et avec des buses ayant le nouveau concept (30°)

Vitesse d'avance		Puissance Moyenne (W)				% Écart - 60° vs 30°
		60°		30°		
(po/min)	mm/s	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type	
10	4.233	17993	765	17033	540	-5.3%
20	8.467	19609	184	19387	474	-1.1%
30	12.700	20030	672	22382	825	11.7%
40	16.933	22027	1303	22118	737	0.4%
50	21.167	24113	2998	21876	145	-9.3%

Tableau VIII.9

Comparaison du fini de surface pour une configuration machine avec buses de Webster (60°) et avec des buses ayant le nouveau concept (30°)

Vitesse d'avance		Fini de surface (μ po)				% Écart - 60° vs 30°
		60°		30°		
(po/min)	mm/s	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type	
10	4.233	14.8	6.1	18.4	1.0	24.5%
20	8.467	30.8	4.9	21.9	1.8	-28.7%
30	12.700	39.2	3.2	30.8	6.9	-21.6%
40	16.933	44.2	0.5	43.1	2.8	-2.5%
50	21.167	55.8	9.8	55.2	5.6	-1.1%

Chapitre 5 :

Tableau VIII.10

Comparaison entre Bernoulli (équation (1.30)) et FLUENT pour les vitesses moyennes à l'entrée et à la sortie des différentes buses (le diamètre de sortie varie)

D_i	po	0.5		0.5		0.5	
	mm	12.7		12.7		12.7	
A_i	mm ²	126.677		126.677		126.677	
D_o	po	1/16		1/8		3/16	
	mm	1.5875		3.175		4.7625	
A_o	mm ²	1.979		7.917		17.814	
Éq. (1.3)							
P_i (psi)	P_i (Pa)	V_i (m/s)	V_o (m/s)	V_i (m/s)	V_o (m/s)	V_i (m/s)	V_o (m/s)
200	1378952	0.851	54.450	3.397	54.350	7.583	53.926
300	2068427	1.042	66.687	4.160	66.565	9.288	66.045
400	2757903	1.203	77.003	4.804	76.863	10.724	76.262
500	3447379	1.345	86.092	5.371	85.935	11.990	85.264
600	4136855	1.474	94.310	5.884	94.137	13.135	93.402
700	4826331	1.592	101.866	6.355	101.680	14.187	100.886
800	5515806	1.702	108.899	6.794	108.700	15.167	107.851
FLUENT							
P_i (psi)	P_i (Pa)	V_i (m/s)	V_o (m/s)	V_i (m/s)	V_o (m/s)	V_i (m/s)	V_o (m/s)
200	1378952	0.621	40.223	2.810	48.323	6.328	51.589
300	2068427	0.775	50.172	3.406	60.752	7.673	62.722
400	2757903	0.906	58.671	3.911	70.734	8.814	72.149
500	3447379	1.023	66.234	4.358	79.200	9.823	80.483
600	4136855	1.130	73.116	4.762	86.825	10.738	88.031
700	4826331	1.228	79.475	5.135	93.825	11.580	94.986
800	5515806	1.366	90.463	5.482	100.337	12.364	101.464
%Écart - FLUENT vs Éq. (1.3)							
P_i (psi)	P_i (Pa)	V_i	V_o	V_i	V_o	V_i	V_o
200	1378952	36.94%	35.37%	20.87%	12.47%	19.83%	4.53%
300	2068427	34.46%	32.92%	22.16%	9.57%	21.04%	5.30%
400	2757903	32.76%	31.25%	22.83%	8.66%	21.67%	5.70%
500	3447379	31.47%	29.98%	23.25%	8.50%	22.06%	5.94%
600	4136855	30.44%	28.99%	23.54%	8.42%	22.32%	6.10%
700	4826331	29.59%	28.17%	23.76%	8.37%	22.51%	6.21%
800	5515806	24.59%	20.38%	23.92%	8.34%	22.66%	6.30%

Tableau VIII.11
Comparaison entre Bernoulli (équation (1.30)) et FLUENT pour
le débit des différentes buses (le diamètre de sortie varie)

D_i	po	0.5	0.5	0.5
	mm	12.7	12.7	12.7
A_i	mm ²	126.677	126.677	126.677
D_o	po	1/16	1/8	3/16
	mm	1.5875	3.175	4.7625
A_o	mm ²	1.979	7.917	17.814
Éq. (1.3)				
P_i (psi)	P_i (Pa)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)
200	1378952	1.078e-4	4.303e-4	9.606e-4
300	2068427	1.320e-4	5.270e-4	1.177e-3
400	2757903	1.524e-4	6.085e-4	1.359e-3
500	3447379	1.704e-4	6.804e-4	1.519e-3
600	4136855	1.867e-4	7.453e-4	1.664e-3
700	4826331	2.016e-4	8.050e-4	1.797e-3
800	5515806	2.155e-4	8.606e-4	1.921e-3
FLUENT				
P_i (psi)	P_i (Pa)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)
200	1378952	7.901e-5	3.597e-4	8.134e-4
300	2068427	9.863e-5	4.364e-4	9.870e-4
400	2757903	1.154e-4	5.016e-4	1.134e-3
500	3447379	1.304e-4	5.591e-4	1.265e-3
600	4136855	1.440e-4	6.113e-4	1.383e-3
700	4826331	1.566e-4	6.594e-4	1.492e-3
800	5515806	1.742e-4	7.042e-4	1.593e-3
%Écart - FLUENT vs Éq. (1.3)				
P_i (psi)	P_i (Pa)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /s)
200	1378952	36.41%	19.61%	18.10%
300	2068427	33.83%	20.75%	19.20%
400	2757903	32.06%	21.33%	19.75%
500	3447379	30.71%	21.68%	20.09%
600	4136855	29.64%	21.91%	20.31%
700	4826331	28.75%	22.08%	20.47%
800	5515806	23.73%	22.21%	20.60%

BIBLIOGRAPHIE

- Abdel-Salam, Tarek, Gerald Micklow et Keith Williamson. 2006. « Numerical study of two-dimensional turbulent jets ». In. Vol. 2006, p. 7. Coll. « 2006 ASME Joint U.S.-European Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM 2006 ». Miami, FL, United States: American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.
- Bhunia, Sourav K., et John H. V. Lienhard. 1994. « Surface disturbance evolution and the splattering of turbulent liquid jets ». *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 116, no 4, p. 721-727.
- Bourassa, C., et A. Parsons. 2007. « Numerical modeling of cavitation in jet fuel ». Vol. 6, p. 4177-4185. Coll. « Collection of Technical Papers - 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting ». Reno, NV, United States: American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., Reston, VA 20191-4344, United States.
- Chyczewski, T. S., L. N. Long et P. J. Morris. 1998. « Numerical study of nozzle exit condition effects on jet development ». *AIAA Journal*, vol. 36, no 6, p. 986-93.
- Cui, Chuanliang. 1995. « Experimental investigation of thermo-fluid effects in the grinding zone ». Ph.D. Thesis, Connecticut, The University of Connecticut.
- Cui, Chuanliang, et John A. Webster. 1994. « Experimental investigation of coolant jet design for creep feed grinding of gas turbine airfoils ». In. Vol. 9, p. 91-96. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute (Publication) IGTI ». Portland, OR, USA: ASME, New York, NY, USA.
- Curtis, D.T., Aspinwall, D.K., Soo, S.L., Davis, C. et Mantle, A.L. . 2007. « Performance of Electroplated cBN Grinding Points Machining Udimet 720 ». In *ISAAT 2007 - Precision Grinding and Abrasive Technology at SME International Grinding Conference* p. 1-6. Dearborn, MI: SME International.
- Durbin, Samuel Glen, II. 2005. « Dynamics and free-surface geometry of turbulent liquid sheets ». Ph.D. Thesis, Georgia, Georgia Institute of Technology.
- Ferziger, J. H., et M. Peric. 2002. *Computational methods for fluid dynamics*, Third Edition. Berlin: Springer, 423 p.
- Fletcher, C. A. J. 1991. *Computational Techniques for Fluid Dynamics*. Springer, 506 p.
- Fluent. 2003. *FLUENT 6.1 User's guide*. Lebanon: Fluent Inc., 1864 p.

- Fujimoto, H., N. Hatta et R. Viskanta. 1999. « Numerical simulation of convective heat transfer to a radial free surface jet impinging on a hot solid ». *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 35, no 4, p. 266-272.
- Ghassemieh, E., H. K. Versteeg et M. Acar. 2006. « The effect of nozzle geometry on the flow characteristics of small water jets ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C (Journal of Mechanical Engineering Science)*, vol. 220, no C12, p. 1739-53.
- Hirt, C. W., et B. D. Nichols. 1981. « Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries ». *Journal of Computational Physics*, vol. 39, no 1, p. 201-25.
- Hitchiner, M. P. 1999. « Technological Advances in Creep Feed Grinding of Superalloys with CBN ». In *3rd International Machining and Grinding Conference*, p. 1-24. Cincinnati, Ohio: SME.
- Hryniewicz, Piotr. 2000. « Coolant flow in grinding with non-porous wheels ». Ph.D. Thesis, Delaware, University of Delaware.
- Huang, C. Z., R. G. Hou, J. Wang, X. Y. Lu et H. T. Zhu. 2007. « Three-dimensional simulation of liquid-solid two-phase flow inside the abrasive water jet nozzle ». *Key Engineering Materials*, vol. 329, p. 329-334.
- Kawanabe, Hiroshi, Yusuke Naito, Hidemasa Kosaka et Masahiro Shioji. 2007. « CFD analysis of a high-speed unsteady jet ». *Heat Transfer - Asian Research*, vol. 36, no 1, p. 1-12.
- Kunz, Robert F., David A. Boger, David R. Stinebring, Thomas S. Chyczewski, Jules W. Lindau, Howard J. Gibeling, Sankaran Venkateswaran et T. R. Govindan. 2000. « Preconditioned Navier-Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction ». *Annales de Chimie: Science des Matériaux*, vol. 25, no 3, p. 849-875.
- Launder, B. E., et D. B. Spalding. 1972. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London (England): Academic Press.
- Laws, Elizabeth M., et Andre Chesnoy. 1993. « Design and development of flow conditioning devices ». Vol. 159, p. 11-17. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED ». Washington, DC, USA: Publ by ASME, New York, NY, USA.
- Lee, H. C. 1977. « Boundary Layer Around a Liquid Jet ». <http://www.research.ibm.com/journal/rd/211/ibmrd2101G.pdf>. Consulté le 18 avril 2007.

- Leonard, B. P., et S. Mokhtari. 1990. *ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow*. Coll. « NASA TM 1-2568 (ICOMP-90-12) ». United States: NASA Lewis Research Center, 54 p.
- Manninen, M., V. Taivassalo et S. Kallio. 1996. *Mixture Model for Multiphase Flow*. Coll. « VTT Publications 288 ». Finland: Technical Research Center of Finland, 67 p.
- Mindek, Richard Brian, Jr. 1996. « A study of the wheel wear and thermal limitations in creep feed grinding with particular reference to coolant application, and the grinding of vertical faces and slots ». Ph.D. Thesis, Connecticut, The University of Connecticut.
- Mindek, R. B., Jr., et John A. Webster. 1994. « Minimizing thermal damage of aerospace components using coolant nozzle and coolant system optimization ». In. Vol. 9, p. 97-104. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute (Publication) IGTI ». Portland, OR, USA: ASME, New York, NY, USA.
- Munson, B., D. Young et T. Okiishi. 2002. *Fundamentals of Fluid Mechanics*, Fourth Edition. New Jersey: Wiley, 880 p.
- Murphy, J., D. Schmidt, S. P. Wang et M. L. Corradini. 2001. « Multi-dimensional modelling of multiphase flow physics: High-speed nozzle and jet flows - A case study ». *Nuclear Engineering and Design*, vol. 204, no 1-3, p. 177-190.
- Nichols, B. D., C. W. Hirt et R. S. Hotchkiss. 1981. « A fractional volume of fluid method for free boundary dynamics ». In., p. 304-9. Coll. « Seventh International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics ». Stanford, CA, USA and NASA/Ames, CA, USA: Springer-Verlag.
- Oberg, E., C. J. McCauley, R. M. Heald et M. I. Hussain. 2004. *Machinery's Handbook*, 27th Edition. New York: Industrial Press, 2704 p.
- Oka, Hideyuki, et Katsuya Ishii. 2002. « Numerical analysis of two-phase flow with mass transfer by a level set method ». In. Vol. 51, p. 353-362. Coll. « Theoretical and Applied Mechanics ». Tokyo, Japan: University of Tokyo Press.
- Ouazzane, K., et R. Benhadj. 2007. « An experimental investigation and design of flow-conditioning devices for orifice metering ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 221, no 3, p. 281-291.
- Patankar, S. V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington DC: Hemisphere Publishing Corp, 210 p.

- Pope, S. B. 2000. *Turbulent Flows*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 771 p.
- Qin, Z., K. Bremhorst, H. Alehossien et T. Meyer. 2007. « Simulation of cavitation bubbles in a convergent - Divergent nozzle water jet ». *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 573, p. 1-25.
- Rouse, H., et J. S. McNown. 1948. « Cavitation and Pressure Distribution, Head Forms at Zero Angle Yaw ». *Studies in Engineering*, no 32.
- Ryan, Matthew J. 2006. « CFD prediction of the trajectory of a liquid jet in a non-uniform air crossflow ». *Computers and Fluids*, vol. 35, no 5, p. 463-476.
- Schiller, L., et A. Naumann. 1935. « Über die grundlegenden Berechnungen bei der Schwerkraftaufbereitung ». *Z. Ver. Deutsch. Ing.* 77 (Germany). p. 318-326.
- Singhal, A. K., H. Y. Li, M Athavale et Y. Jiang. 2001. « Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model ». In *ASME FEDSM'01*. New Orleans, (LA): ASME.
- Steffen, Joachim K. 2004. « Application of a coherent jet coolant system in creep-feed grinding of Inconel 718 ». M.A.Sc. Thesis, Halifax, Dalhousie University.
- Steffen, Joachim K., Andrew Warkentin, Robert Bauer et Charles E. Beeze. 2005. « Effect of jet coherency on burn-out for non-continuous dress creep-feed grinding ». In. Vol. 33, p. 367-374, Coll. « Transactions of the North American Manufacturing Research Institute of SME ». New York, NY, United States: Society of Manufacturing Engineers, Dearborn, 48121-0930, United States.
- Sugimoto, M., T. Shakouchi, K. Hayakawa et M. Izawa. 2006. « Gas-particle two-phase jet flow from slot nozzle and micro-blasting process ». *JSME International Journal, Series B (Fluids and Thermal Engineering)*, vol. 49, no 3, p. 705-13.
- Suzuki, K., S. Ninomiya, M. Iwai, Y. Shishido et T. Uematsu. 2005. « A new coolant supply method using a coolant flow guided flexible sheet attracted to a wheel surface ». *Key Engineering Materials*, vol. 291-292, p. 227-32.
- Taha, Taha, et Z. F. Cui. 2006. « CFD modelling of slug flow in vertical tubes ». *Chemical Engineering Science*, vol. 61, no 2, p. 676-687.
- Theobald, C. 1981. « Effect of nozzle design on the stability and performance of turbulent water jets ». *Fire Safety Journal*, vol. 4, no 1, p. 1-13.
- Webster, John A. 1999. « Optimizing coolant application systems for high productivity grinding ». *Abrasives*, p. 34-41.

- Webster, J. A. 2005. « Effective Coolant Application in Grinding ». In *WPI Surface Metrology and Applied Grinding Research Laboratories Seminar*, p. 1-18. Worcester, MA: Worcester Polytechnic Institute.
- Webster, J. A. 2007. « Improving surface integrity and economics of grinding by optimum coolant application, with consideration of abrasive tool and process regime ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, vol. 221, no 12, p. 1665-1675.
- Webster, J. A., C. Cui et R. B. Mindek, Jr. 1995. « Grinding fluid application system design ». *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 44, no 1, p. 333-338.
- Wilcox, D. C. 1998. *Turbulence Modeling for CFD*. La Cañada (CA): DCW Industries Inc.
- Xu, Xiao-Qiang, Jian Deng, An-Lu Ren et Chuan-Jing Lu. 2005. « Research on high-speed gas jet of rocket nozzle underwater ». *Journal of Hydrodynamics*, vol. 17, no 2, p. 204-208.
- Yonggang, Zhu, H. N. Oguz et A. Prosperetti. 2000. « On the mechanism of air entrainment by liquid jets at a free surface ». *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 404, p. 151-77.
- Yuan, W., J. Sauer et G. H. Schnerr. 2001. « Modeling and computation of unsteady cavitation flows in injection nozzles ». *Mécanique & Industries*, vol. 2, no 5, p. 383-394.
- Yuan, Weixing, et Gunter H. Schnerr. 2002. « Optimization of two-phase flow in injection nozzles - Interaction of cavitation and external jet formation ». In, I A. Vol. 257, p. 431-438. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED ». Montreal, Que., United States: American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.
- Yuan, Weixing, et Gunter H. Schnerr. 2003. « Numerical simulation of two-phase flow in injection nozzles: Interaction of cavitation and external jet formation ». *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 125, no 6, p. 963-969.